



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS JOINVILLE

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

RAMON PERUCHI PACHECO DA SILVA

**ANALISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA**

Joinville
2021

Ramon Peruchi Pacheco da Silva

**ANALISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação
em Engenharias e Ciências Mecânicas da Universidade
Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia e Ciências mecânicas.
Orientador: Prof. Dr. Jorge Luiz Goes Oliveira
Coorientadores: Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi
Mortean

Joinville

2021

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Silva, Ramon Peruchi Pacheco da

Análise térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva / Ramon Peruchi Pacheco da Silva ; orientador, Jorge Luiz Goes Oliveira, coorientador, Marcus Vinicius Volponi Morteau, 2021.

113 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Trocador de calor compacto. 3. Manufatura aditiva. 4. Fusão seletiva a laser. 5. PCHE. I. Oliveira, Jorge Luiz Goes . II. Morteau, Marcus Vinicius Volponi . III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Ramon Peruchi Pacheco da Silva

Análise térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Talita Sauter Possamai, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Fabiano Gilberto Wolf, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Edegar Morsch Filho, Dr.

Universidade Federal do Maranhão

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Dr.

Orientador

Joinville, 2021

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradecer aos meus pais, Chedes Pacheco da Silva e Coleta Peruchi da Silva, pelo constante esforço empregado na minha educação, sempre demonstrando apoio incondicional.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jorge Luiz Goes Oliveira, e coorientador Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi Morteau, pela fundamentação e orientação necessária para realização deste trabalho.

À minha esposa, Sarah Helena Linke, pela compreensão e companheirismo durante este período.

Aos meus colegas e amigos de laboratório: Cezar, Gabriel Zilio, Giovani, Leonel, Matheus Strobel, Mateus Zanzi, Max e Thiago.

À CAPES/FAPESC, FEESC e Petrobras pelo incentivo à pesquisa e à concessão de bolsas de estudo.

Ao Senai pela fabricação do protótipo utilizado na pesquisa.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização desta dissertação.

RESUMO

A demanda por trocadores de calor compactos de elevada efetividade tem estimulado o emprego da manufatura aditiva como método alternativo de fabricação. O potencial dessa técnica de fabricação em criar trocadores de calor com geometrias complexas constituídos de materiais ou ligas inconventionais pode resultar em desempenho termo-hidráulico superior aos dos trocadores encontrados na indústria em geral. Dessa forma, este trabalho tem o objetivo de analisar o desempenho termo-hidráulico de um protótipo de trocador de calor fabricado através de um processo de manufatura aditiva conhecida por fusão seletiva a Laser (*selective laser melting* - SLM). O protótipo tem arranjo do tipo fluxo cruzado e formato cúbico com as seguintes características e dimensões: canais retos circulares de 2 mm de diâmetro e 100 mm de aresta. A seleção dessa configuração permite comparação direta a trocadores de calor compactos do tipo circuito impresso, também conhecidos por *Printed Circuit Heat Exchangers* (PCHE). A qualidade do processo de fabricação foi determinada em laboratório: o protótipo possui massa específica relativa de 99,8% e rugosidade superficial média igual a 12,21 μm . A matéria-prima selecionada foi o aço inox 316L, material típico da indústria de óleo e gás. Desenvolveram-se modelos teóricos térmico e hidráulico com a finalidade de avaliar as temperaturas e pressões de saída em cada ramal. A discretização dos modelos permite a obtenção da pressão e temperatura locais ao longo de cada canal em ambos os ramais. A validação dos modelos ocorreu através de testes em bancada experimental. O protótipo foi avaliado com água, ar e óleo em três configurações: água/ar, óleo/ar e água/água; e em dois regimes de escoamento: regime de transição e turbulento. Testes ocorreram com temperaturas e pressões de entrada variando entre 40 e 50 °C, e 1 e 5,8 bar. O erro médio entre as taxas de transferência de calor obtidas pelo modelo e por experimentos é 19% para a configuração água/ar, 10% para configuração óleo/ar, e 14% para o arranjo água/água. O erro médio relativo à pressão de saída obtida por modelo e por experimentos nos ramais frios é de 17% e 14% para os fluidos ar e água, respectivamente. A perda de carga relativa ao núcleo do protótipo correspondeu a 87% da queda de pressão total. Utilizando o modelo hidrodinâmico, verificou-se que a rugosidade superficial tem pouca influência na perda de carga. O efeito da condutividade térmica na taxa de transferência de calor foi determinada a partir da mudança do material base do núcleo no modelo proposto. Para números de Reynolds da ordem de 10^4 , a taxa de transferência de calor pode ser duas vezes superior se aço inox 316L foi empregado ao invés de nylon. Os resultados obtidos comprovaram a eficácia de trocadores de calor fabricados via técnica SLM, tornando-se alternativa concreta a trocadores do tipo PCHE.

Palavras-chave: Trocador de calor compacto; Manufatura aditiva; Fusão seletiva a laser; PCHE.

ABSTRACT

The demand for higher heat transfer effectiveness has stimulated the combination of compact heat exchangers and additive manufacturing. The potential to fabricate complex geometries with different materials can optimize the trade-off between heat transfer and pressure drop in different fields. In this work, thermal and hydrodynamic performance were analyzed for a cross-flow compact heat exchanger manufactured with the Selective Laser Melting - SLM process, an alternative to Printed Circuits Heat Exchangers (PCHE). The heat exchanger core has a cubic format with 100 mm edge and 2 mm channel diameter. The quality of the manufacturing process was determined in the laboratory: The relative density of the prototype is 99,8% and the surface roughness measured was 12,21 μm . The raw material used is AISI 316L stainless steel, typical material in the oil and gas industry. Theoretical models for thermal and hydrodynamic performance were developed to predict the outlet temperature and pressure of each side. The models discretization obtain the local pressure and temperature along each channel in both branches. The circular mini channels models are validated with experimental data. The prototype was evaluated with water, air, and oil; in three configurations: water/air, oil/air, and water/water; and in two flow regimes: transitional, and turbulent. Tests were made with inlet temperatures and pressures ranging between 40 and 50 oC; and 1 and 5.8 bar. The average errors for the thermal models are 19% for the water/air configuration, 10% for the oil/air configuration, and 14% for the water/water arrangement. The hydrodynamic model for the cold side has a mean relative errors of 17% and 14% for the air and water, respectively. The pressure drop due to the core corresponded to 87% of the total pressure drop. Using the hydrodynamic theoretical model, the impact of surface roughness in the pressure drop was negligible. Besides, the influence of thermal conductivity was based on the change of the material on the thermal model. Replacing the core material in the thermal performance is significant in the turbulent regime. For Reynolds numbers on the order of 10^4 , the heat transfer rate can be twice as high if the 316L stainless steel is used instead of nylon. The SLM heat exchangers have the potential to be an alternative to PCHEs.

Keywords: Compact heat exchanger; Additive manufacturing; Selective Laser Melting; PCHE

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Classificação de trocadores de calor quanto ao arranjo de escoamento:(a) paralelo, (b) contracorrente e (c) cruzado.	17
Figura 2. Valores típicos de densidade de área superficial e diâmetro hidráulico para trocadores de calor industriais e “naturais”.	19
Figura 3. Imagem ilustrativa comparando trocador de calor casco-tubo (atrás) com trocador de calor PCHE (a frente).	20
Figura 4. Canais com geometrias complexas.	22
Figura 5. Número de publicações entre 2010 e 2020, referentes ao campo de estudo do atual trabalho.	23
Figura 6. Vista isométrica do protótipo de trocador de calor e suas dimensões principais (largura, comprimento e altura).	27
Figura 7. Vista frontal do protótipo de trocador de calor (à esquerda) e principais dimensões referentes aos canais: $e = 0,5$ mm; $d = 2$ mm; $p = 2,5$ mm (à direita). Setas azuis e vermelhas referem-se aos ramais frios e quentes, respectivamente.	28
Figura 8. Fotografias do protótipo.	28
Figura 9. Fotografia dos canais contendo 10 camadas (à esquerda) e imagem binarizada (à direita).	29
Figura 10. Circularidade relativa de canais fabricados por técnica SLM nas direções horizontal e vertical.	30
Figura 11. Comparação entre imagens de seções transversais de canais fabricados por técnica SLM: Kempen <i>et al.</i> (2014), à esquerda; presente trabalho (à direita). Trata-se do ramal contendo 9 camadas (produzido na horizontal).	30
Figura 12. Vista lateral (à esquerda) e frontal (à direita) dos bocais.	32
Figura 13. Fotografia dos bocais usinados em alumínio.	33
Figura 14. Fotografia da montagem dos quatro bocais no protótipo de trocador de calor.	33
Figura 15. Fotografia da bancada experimental I, utilizada para testes das configurações ar/água e ar/óleo.	34
Figura 16. Fotografia da seção de testes na bancada experimental I.	36
Figura 17. Fluxograma da Bancada experimental I.	37
Figura 18. Fotografia da bancada experimental II, utilizada para testes na configuração água/água.	39
Figura 19. Fluxograma da Bancada experimental II.	39

Figura 20. Fotografia da seção de testes na bancada experimental II.	41
Figura 21. Ilustração da perda de carga em regiões distintas entre os pontos de medição de pressão estática.	43
Figura 22. Contribuições para a variação da pressão estática na região próxima ao núcleo.	44
Figura 23. Valores das constantes para o cálculo da perda de carga referente à entrada e saída do trocador.	47
Figura 24. Ilustração de bocal de transição de seção circular para seção retangular.	48
Figura 25. Ilustração de conexões e subdivisão utilizada para cálculos de perdas de carga nas regiões de entrada e de saída do sistema de medição.	50
Figura 26. Ilustração da vista frontal do protótipo de trocador de calor, distinguindo regiões com distinta modelagem.	52
Figura 27. Ilustração da região de entrada do ramal frio, assumindo-se convecção forçada interna com temperatura de parede constante.	53
Figura 28. Ilustração da temperatura média do fluido ao longo do tubo, assumindo temperatura de superfície constante como condição de contorno.	55
Figura 29. Ilustração das condições de contorno da placa plana retangular com condução de calor bidimensional.	56
Figura 30. Campo de temperatura bidimensional de uma plana retangular.	60
Figura 31. Fluxograma do algoritmo implementado para determinação da taxa de transferência de calor na região de fluxo cruzado.	61
Figura 32. Ilustração da simplificação geométrica utilizada para implementação dos cálculos referentes à aleta. Simplificação do volume de controle (imagens à esquerda e ao centro); ilustração das resistências à transferência de calor (imagem à direita).	64
Figura 33. Fluxograma do funcionamento do algoritmo para obtenção dos campos de temperatura e pressão no domínio do protótipo.	66
Figura 34. Demonstração da obtenção de temperaturas e pressões locais em volumes de controle subsequentes.	67
Figura 35. Ilustração dos volumes de controles utilizados para uma camada do ramal frio e seus índices i e j , subdividindo as áreas térmicas de entrada (azul), central (amarelo) e saída (verde).	68
Figura 36. Ilustração do procedimento para cálculo da temperatura de superfície em cada VC discretizado ao longo das regiões de entrada e de saída.	69
Figura 37. Ilustração dos volumes de controle no início da região de fluxo cruzado de ambos os ramais.	70

Figura 38. Efeito do número de Reynolds do ramal frio no comportamento da taxa de transferência de calor e perda de carga para as configurações (a) Ar/ água; (b) Ar/óleo e (c) Água/água.....	72
Figura 39. Comparação entre as taxas de transferência de calor nos ramais quente e frio.	73
Figura 40. Comparação entre os resultados obtidos por modelo e através de experimentos: a) coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca e b) a taxa de transferência de calor.....	75
Figura 41. Comparação entre os resultados experimentais e analíticos do coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de transferência, UA . $T_{h,ent} = 60\text{ °C}$	77
Figura 42. Comparação entre os resultados obtidos por modelo e a partir de experimentos para a perda de carga em todas as configurações de testes.	78
Figura 43. Comparação entre os resultados de perda de carga obtidos por modelo e por experimentos . $T_{h,ent} = 60\text{ °C}$: a) ramal frio do ar na configuração óleo/ar e b) ramal frio da água na configuração água/água.	79
Figura 44. a) Tomadas de medição de pressão diferencial; decomposição da perda de carga total, ΔP_{total} , de acordo com as perdas na entrada, no núcleo e na saída, ΔP_{ent} , $\Delta P_{núcleo}$ e $\Delta P_{saída}$, respectivamente, em função do número de Reynolds, Re_{Frio} ; b) ar e c) água.	80
Figura 45. Evolução da variação de pressão estática em relação à entrada, $P_{ent} - P_{distPent}$, ao longo do sistema avaliado.....	81
Figura 46. Campo de temperatura nas paredes das regiões de entrada (a) e saída (b) dos ramais frio, e entrada (c) e saída (d) dos ramais quente, para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80\text{ °C}$	83
Figura 47. Campo de temperatura nas paredes das regiões de entrada (a) e saída (b) dos ramais frio, e entrada (c) e saída (d) dos ramais quente, para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50\text{ °C}$	83
Figura 48. Campo de temperatura dos ramais frio (esquerda) e quente (direita) para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80\text{ °C}$	84
Figura 49. Visão frontal do campo de temperatura dos ramais frio (a) e quente (b) para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50\text{ °C}$. Resultados para cada nó de um dado canal.	85
Figura 50. Campo de temperatura de todos os canais para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80\text{ °C}$	85
Figura 51. Campo de temperatura de todos os canais para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50\text{ °C}$	86

Figura 52. Pressão estática ao longo dos canais do ramal frio (ar) para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C.	87
Figura 53. Pressão estática ao longo dos canais do ramal frio (água) para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50$ °C.	87
Figura 54. Efeito da condutividade térmica na taxa de transferência de calor para nylon e aço inox AISI 316L, em função do número de Reynolds.	89
Figura 55. Efeitos do diâmetro e da rugosidade na perda de carga teórica, em função do número de Reynolds.	90
Figura 56. Comparação entre o coeficiente global de transferência de calor obtido no presente trabalho e os expostos na literatura, em função do número de Reynolds.....	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Características geométricas dos canais do protótipo de trocador de calor.	31
Tabela 2. Características geométricas dos bocais.....	32
Tabela 3. Equipamentos e sensores da bancada Experimental I, com suas respectivas especificações e incertezas. RD e FS representam o valor medido e fundo de escala, respectivamente.	35
Tabela 4. Condições de entrada dos ramais quente e frio para os experimentos na bancada experimental I.	38
Tabela 5. Equipamentos e sensores da bancada Experimental II, com suas respectivas especificações e incertezas.	40
Tabela 6. Condições de entrada dos ramais quente e frio para os experimentos na bancada experimental II.....	42
Tabela 7. Correlações utilizadas para o fator de atrito.	45
Tabela 8. Coeficientes do modelo Shah-Bender para o cálculo do fator de atrito em escoamento laminares em desenvolvimento.	46
Tabela 9. Parâmetros geométricos dos bocais de entrada e saída para o protótipo de trocador de calor.	48
Tabela 10. Valores de ζ_{div} para configurações de bocais e escoamento.	49
Tabela 11. Relação entre L_d/d_o e o coeficiente c_1	50
Tabela 12. Correlações utilizadas para obtenção do número de Nusselt.....	63
Tabela 13. Diferença absoluta entre os resultados experimental e analítico para Q , em função do número de Reynolds do lado frio.	76
Tabela 14. Erro relativo entre os resultados obtidos por modelo e experimentos para a perda de carga, em função do número de Reynolds do ramal frio.....	78
Tabela 15. Erro relativo entre os resultados obtidos por modelo e de experimentos para a perda de carga no núcleo, em função do número de Reynolds do ramal frio.	82
Tabela 16. Diferença entre as taxas de transferência de calor obtidas com nylon e aço inox AISI 316L como material do núcleo.	89
Tabela 17. Comparação entre o protótipo do presente estudo e diferentes trocadores de calor compactos de fluxo cruzado.	91

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PCHE – *Printed Circuit Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Circuito Impresso)

PFHE – *Plate Fin Heat Exchanger* (Trocador de calor a placa aletada)

GPHE - *Gasketed Plate Heat Exchanger* (Trocador de calor a placas gaxetado)

SLM – *Selective Laser Melting* (Fusão Seletiva à Laser)

NUT – Número de Unidade de Transferência

SLS – *Selective Laser Sintering* (Sinterização seletiva a laser)

TFHE – *Tube Fin Heat Exchanger* (Trocador de calor tubo aletado)

Alfabeto Latino

A	Área superficial de troca térmica	[m ²]
A_{aleta}	Área de transferência de calor das aletas	[m ²]
A_f	Área do fluxo livre para cada lado	[m ²]
A_p	Área de parede do canal	[m ²]
A_s	Área da superfície	[m ²]
A_{tot}	Área total de transferência de calor	[m ²]
A_{st}	Área da seção transversal da aleta	[m ²]
C	Coefficiente para cálculo de correlação de fator de fricção	[-]
C	Capacidade térmica	[W/K]
c_o	Coefficiente para cálculo de queda de pressão de bocal de saída	[-]
c_l	Coefficiente para cálculo de queda de pressão de bocal de saída	[-]
c_p	Calor específico do fluido	[J/kgK]
D	Diâmetro do canal	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
e^+	Reynolds rugoso	[-]
f	Fator de atrito	[-]
G	Fluxo de vazão mássica	[kg/m ² s]
G_{Dh}	Coefficiente para cálculo de correlação de fator de fricção	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Coefficiente convectivo	[W/m ² K]
J	Perímetro da seção transversal do canal	[m]

K_c	Coeficiente de Contração	[-]
K_e	Coeficiente de Expansão	[-]
K_{inf}	Coeficiente para cálculo de correlação de fator de fricção	[-]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
L	Comprimento do canal	[m]
L_{hid}	Comprimento hidrodinâmico	[m]
L_{ter}	Comprimento térmico	[m]
$LMTD$	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura	[°C]
m	Parâmetro de eficiência da aleta	[-]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
N	Número de camadas para cada ramal	[-]
n	Número de canais por camada	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
P	Pressão	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q	Taxa de transferência de calor	[W]
Ra	Rugosidade superficial	[μm]
Re	Número de Reynolds	[-]
t	Espessura de parede entre camadas	[m]
T	Temperatura	[°C]
U	Coeficiente global de taxa de transferência de calor	[W/m ² K]
u	Incerteza combinada	[-]
V	Volume total do núcleo do trocador	[m ³]
W	Largura do núcleo	[m]
w	Velocidade do fluido	[m/s]
Z_{hidro}	Comprimento de entrada hidrodinâmico	[m]
Z_{ter}	Comprimento de entrada térmico	[m]

Alfabeto Grego

ΔP	Diferença de Pressão	[Pa]
ΔP_{atrito}	Queda de pressão devido parcela friccional no canal	[Pa]
$\Delta P_{momentum}$	Queda de pressão devido a variação do momento nos canais	[Pa]

$\Delta P_{\acute{a}rea}$	Queda de pressão devido a mudança abrupta da área de escoamento livre	[Pa]
ΔP_{irrev}	Queda de pressão devido a irreversibilidade associadas as expansões livres na entrada e saída do núcleo	[Pa]
ΔP_{bocal}	Queda de pressão devido ao bocal de entrada e saída	[Pa]
$\Delta P_{uni\grave{a}o,roscada}$ <i>union</i>	Queda de pressão devido a conexão rosqueada	[Pa]
$\Delta P_{T\grave{e}}$	Queda de pressão devido a conexão Tê	[Pa]
$\Delta P_{conex\tilde{a}o}$	Queda de pressão devido a pequenas perdas	
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
β	Densidade de área de transferência	[1/m]
ε	Efetividade térmica	[-]
ζ_{con}	Coefficiente de resistência de convergência	[-]
ζ_{div}	Coefficiente de resistência de divergência	[-]
η_0	Eficiência global de superfície	[-]
λ	Coefficiente de fricção de Darcy	[-]
μ	Viscosidade do fluido	[Pa.s]
ν	Graus de liberdade	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Porosidade do núcleo do trocador de calor	[-]

Subscritos

<i>c</i>	Frio
<i>f</i>	Frio, Fluido
<i>h</i>	Quente
<i>in</i>	Entrada
<i>lam</i>	Laminar
<i>m</i>	Médio
<i>min</i>	Mínimo
<i>out</i>	Saída

<i>q</i>	Quente
<i>rc</i>	Região central
<i>re</i>	Região de entrada
<i>rs</i>	Região de saída
<i>s</i>	Superfície
<i>turb</i>	Turbulento
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>w</i>	Parede

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS.....	16
1.1.1	Objetivo geral	16
1.1.2	Objetivos específicos.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1	TROCADORES DE CALOR	17
2.1.1	Trocadores de calor compactos.....	18
2.2	MANUFATURA ADITIVA	21
2.2.1	Trocadores de calor fabricados por manufatura aditiva.....	23
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	26
3.1	Projeto e fabricação do protótipo de trocador de calor	26
3.2	Experimentos.....	33
3.2.1	Bancada Experimental I	34
3.2.2	Bancada Experimental II.....	38
4	MODELOS TEÓRICOS	43
4.1	Modelo hidrodinâmico	43
4.2	Modelo térmico	51
3.2.1	<i>Transferência de calor nas regiões de entrada e saída</i>	<i>53</i>
3.2.3.	<i>Transferência de calor na região cruzada.....</i>	<i>61</i>
4.3	Modelo Discretizado	65
5	RESULTADOS.....	71
5.1	Resultados Experimentais	71
5.1.1	Resultados Térmicos	74
5.1.2	Resultados Hidrodinâmicos.....	77
5.2	Modelo teórico Estratificado	82
5.2.1	Modelo térmico	82

5.2.2	Modelo Hidrodinâmico	86
5.3	Efeitos da condutividade térmica, do diâmetro hidráulico e da rugosidade.....	88
5.3.1	Efeito da condutividade térmica	88
5.3.2	Efeitos do diâmetro e da rugosidade.....	90
5.3.3	Comparação com dados da literatura	91
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	94
	REFERÊNCIAS	96

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor compactos têm grande relevância industrial e acadêmica, e são conhecidos pela alta densidade de área e por apresentar desempenho térmico elevado (KAYS; LONDON, 1984). Trocadores de calor compactos são formados por mini ou micro canais, que afetam positivamente a taxa de transferência de calor. Contudo, a miniaturização do trocador de calor exige alta qualidade e precisão dos processos de fabricação. Superfícies de canais com presença de deformações ou com rugosidade relativa inadequada podem gerar adversidades no desempenho termo-hidráulico.

A manufatura aditiva é uma técnica de fabricação recentemente difundida, que possibilita soluções alternativas aos já consagrados e limitados processos de fabricação. Devido à sua capacidade de criar geometrias complexas (NGO *et al.*, 2018), passou a ser utilizada em diversos setores industriais, possibilitando o aumento do desempenho térmico e a redução do peso e volume final dos equipamentos. Dentre as possíveis tecnologias que compõem o campo de manufatura aditiva, destaca-se a fusão seletiva a laser (*selective laser melting* - SLM). Esta técnica tem sido intensamente investigada em decorrência de sua capacidade de gerar geometrias complexas com boas propriedades mecânicas e estruturais (LIVERANI *et al.*, 2017).

O presente trabalho propõe investigar o desempenho termo-hidráulico de um trocador de calor compacto de fluxo cruzado com canais retos circulares fabricado via método SLM. O protótipo tem arranjo do tipo fluxo cruzado e formato cúbico. A seleção dessa configuração permite comparação direta a trocadores de calor compactos do tipo circuito impresso, também conhecidos por *Printed Circuit Heat Exchangers* (PCHE). Estudos referentes a trocadores de calor obtidos por manufatura aditiva são escassos na literatura.

Um protótipo de 0,001 m³ foi fabricado com canais circulares de 2 mm de diâmetro e testado em bancadas experimentais com variados fluidos de trabalho e em diferentes condições de contorno. Configurações do tipo água/ar, óleo/ar e água/água foram avaliadas. Desenvolveram-se modelos teóricos térmico e hidráulico com a finalidade de avaliar as temperaturas e pressões de saída em cada ramal. A discretização dos modelos permite a obtenção da pressão e temperatura locais ao longo de cada canal em ambos os ramais. A validação dos modelos ocorreu através da conformidade entre os resultados obtidos pelos modelos e os resultados obtidos em bancada experimental.

A qualidade do protótipo de trocador compacto foi atestada a partir de medições superficiais de rugosidade e das medições de porosidade. O efeito de variações da rugosidade

no desempenho termo-hidráulico é desprezível. A comparação do desempenho termodinâmico do protótipo em relação a trocadores investigados na literatura demonstrou o potencial de aplicação do atual objeto de estudo. Dessa forma, este trabalho evidencia seu grau de ineditismo ao ser um dos primeiros estudos sobre trocadores de calor manufaturados via método SLM, comparando-se resultados experimentais àqueles obtidos por meio de modelos analíticos.

O documento é estruturado em quatro tópicos principais. No segundo capítulo, são apresentados a revisão bibliográfica sobre trocadores de calor e manufatura aditiva, o estado da arte e os estudos mais recentes. Em seguida, os modelos analíticos de predição de perda de carga e taxa de transferência de calor são apresentados. No quarto capítulo, são apresentados os procedimentos experimentais, bancadas de testes e equipamentos de medição. Por fim, os resultados experimentais são apresentados, analisados e comparados aos resultados obtidos por meio dos modelos teóricos térmico e hidráulico, e aos resultados disponíveis na literatura.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Desenvolver modelo térmico e hidrodinâmico de um protótipo de trocador de calor compacto fabricado pelo método de fusão seletiva a *laser* (SLM).

1.1.2 Objetivos específicos

- Avaliar o efeito da rugosidade superficial e diâmetro de canais do protótipo de trocador de calor após fabricado;
- Adaptar bancadas experimentais para realização de testes termo-hidráulicos;
- Realizar experimentos para a avaliação de taxa de transferência de calor e queda de pressão do protótipo;
- Desenvolver modelo teórico para avaliação do desempenho global térmico e hidráulico, além da descrição dos campos de temperatura e pressão ao longo dos canais do protótipo;
- Comparar os resultados obtidos por modelo aos resultados experimentais;
- Avaliar o efeito do diâmetro, da rugosidade e do material do núcleo no desempenho termo-hidráulico;
- Comparar os desempenhos do protótipo e de trocadores de calor da literatura.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Inicialmente, são apresentados conceitos e fundamentos sobre trocadores de calor em geral, e sobre trocadores de calor compactos. Posteriormente, são mostrados conceitos sobre a manufatura aditiva, além das investigações mais recentes sobre os trocadores fabricados por manufatura aditiva.

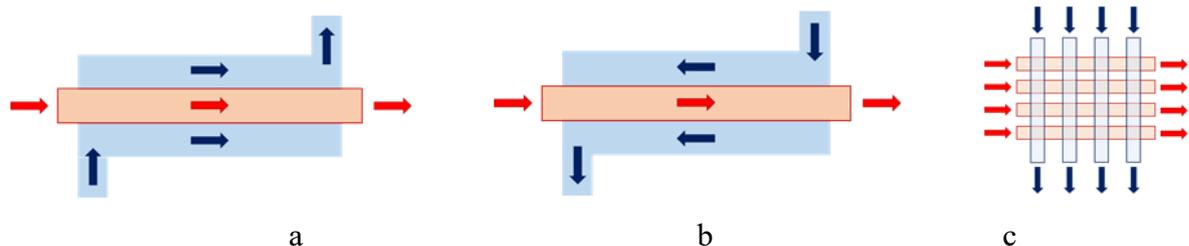
2.1 TROCADORES DE CALOR

Segundo Shah e Sekulić (2003), trocadores (ou permutadores) de calor são responsáveis pela transferência de energia térmica entre pelo menos dois fluidos com diferentes temperaturas, com ou sem contato direto, podendo ocorrer através de uma parede sólida. A troca de calor através da parede sólida é intensificada pelos movimentos convectivos em cada fluido (ÇENGEL, 2010).

A classificação dos trocadores de calor pode ser realizada de diversas maneiras. Levando-se em consideração a via de contato, classificam-se os trocadores como equipamentos de troca direta ou indireta. Tem-se, como exemplo, a torre de resfriamento e o trocador casco-tubo, respectivamente.

O arranjo de escoamento também é outra forma de classificação. Basicamente, três arranjos são encontrados: paralelo, contracorrente e cruzado. No primeiro caso (Figura 1a), ambos os fluidos têm o mesmo sentido de fluxo. No arranjo contracorrente, os fluidos têm sentidos contrários; ver Figura 1b. Na classificação cruzada (Figura 1c), o escoamento entre os fluidos de trabalho é perpendicular.

Figura 1. Classificação de trocadores de calor quanto ao arranjo de escoamento:(a) paralelo, (b) contracorrente e (c) cruzado.



Fonte: Autor (2021).

Os trocadores também podem ser classificados de acordo com a geometria de construção: tubos, placas ou superfícies estendidas. A configuração tubular se refere a permutadores de calor que utilizam tubos circulares, como por exemplo: casco-tubo, tubo espiral e tubo duplo. Os trocadores de calor do tipo placas são formados por conjuntos de placas corrugadas que, quando juntas, formam canais tortuosos. O trocador de placas mais empregado na indústria é o trocador de placas gaxetadas, também conhecido como *Gasketed Plate Heat Exchanger* (GPHE). Finalmente, os trocadores com superfícies estendidas (também conhecidos como aletados), empregam aletas em sua superfície no intuito de aumentar a superfície de transferência de calor. Destacam-se os trocadores tubo aletado (TFHE) e de placa aletada (PFHE).

O grau de compactação é um método alternativo de classificação. Esse parâmetro é frequentemente caracterizado pela densidade de área, β , definida pela razão entre a área de transferência de calor e o volume do trocador.

2.1.1 Trocadores de calor compactos

De acordo com Hesselgreaves (2016), o conceito de trocador de calor compacto surgiu durante a revolução industrial. A partir do aumento do número de tubos e da redução do diâmetro hidráulico, ampliou-se a eficiência energética das máquinas a vapor em virtude do aumento da área de troca de calor.

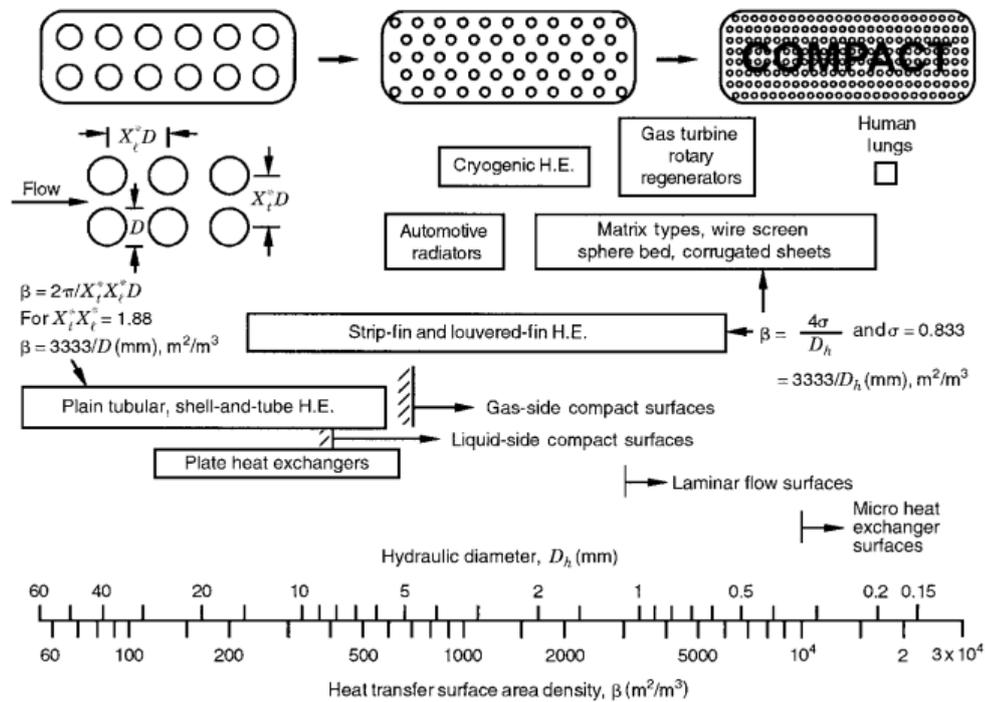
Shah e Sekulić (2003) afirmaram que um trocador de calor pode ser considerado compacto caso a sua densidade de área superficial, β , seja maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Alternativamente, consideraram também como trocador compacto os casos nos quais o diâmetro hidráulico do ramal de gás é menor que 6 mm e quando $\beta > 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para o ramal de líquido. A densidade de área superficial (β) e o diâmetro hidráulico (D_h) são definidos como:

$$\beta = \frac{A_{f,q}}{V_{f,q}} \quad (1)$$

$$D_h = \frac{4Ac_{f,q}}{J_{f,q}} \quad (2)$$

onde A é a área superficial de troca térmica, V , o volume do trocador, Ac , a área da seção transversal do canal, e J , o perímetro da seção transversal do canal. Os subscritos “ f ” e “ q ” se referem aos ramais frio e quente, respectivamente. Na Figura 2 são apresentados valores típicos de β e D_h para trocadores de calor industriais e “naturais” (e.g. o pulmão humano).

Figura 2. Valores típicos de densidade de área superficial e diâmetro hidráulico para trocadores de calor industriais e “naturais”.



Fonte: Adaptada de Hesselgreaves; Richard; David (2016).

Dentre os trocadores de calor compactos, destaca-se o trocador de calor do tipo circuito impresso (PCHE), caracterizado pelo uso de canais semi-circulares; ver Figura 3. Valores de β para trocadores PCHE variam entre 650 e 1300 m^2/m^3 , enquanto o diâmetro hidráulico pode estar dentro da faixa entre 0,1 e 3 mm (SHAH; SEKULIC, 2003). As dimensões do canal são limitadas pelo processo de fabricação por difusão de calor. Majoritariamente, os materiais empregados são os aços inoxidáveis da família 300.

O trocador PCHE é geralmente aplicado quando as solicitações externas são intensas. Como exemplo, citam-se os escoamentos sob alta pressão característicos da indústria de óleo e gás, e em turbinas de ciclo Brayton operando com CO_2 supercrítico. Ressalta-se que o protótipo de trocador de calor fabricado via manufatura aditiva aqui investigado apresenta geometria similar àquela de trocadores PCHE.

Figura 3. Imagem ilustrativa comparando trocador de calor casco-tubo com trocador de calor PCHE (à frente).



Fonte: Meggitt (2021).

Mortean (2017) estudou um trocador de calor compacto soldado por difusão, com canais retangulares retos. Água e ar foram utilizados como fluidos de trabalho para os ramais quente e frio, respectivamente. O trocador de fluxo cruzado produzido em aço inoxidável 316L, de diâmetro hidráulico igual a 3 mm, obteve uma taxa de transferência de calor por unidade de volume entre 0,14 e 0,71 MW/m³.

Luo *et al.* (2008) investigaram um trocador de calor feito em alumínio utilizando água como fluido de trabalho em ambos os ramais. O diâmetro hidráulico do canal retangular reto é 2,5 mm, enquanto que o volume do protótipo é igual a 1,8x10⁻⁴ m³. A máxima taxa de transferência de calor por unidade de volume foi igual a 5,67 MW/m³.

Zhao *et al.* (2020) implementaram um modelo matemático capaz de prever o desempenho termo-hidráulico e comparou com resultados experimentais em um trocador de calor de fluxo cruzado e canais semi-circulares. Em termos de perda de carga, o erro máximo do modelo em relação aos dados experimentais foi de 34%. Para o modelo térmico, a comparação foi realizada com a temperatura de saída, com erro máximo de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Theologou *et al.* (2021) modelaram um trocador de calor PCHE de fluxo cruzado para escoamento de vapor superaquecido de CO₂. 92% dos resultados numéricos hidrodinâmicos estavam dentro da faixa de incerteza experimental, enquanto que a maioria dos resultados térmicos tiveram erros menores que 8%.

Pandey; Kumar; Dutta (2020) também criaram um modelo numérico, porém para trocadores de calor contra-corrente de canais retangulares. Os pesquisadores realizaram simulação com um modelo de resistências térmicas. Efetuando-se análises para trocadores com canais retos e em ziguezague, foi atingida boa correspondência entre os resultados de modelos e experimentos.

Nikitin *et al.* (2006) investigaram o desempenho térmico-hidráulico de um trocador de calor PCHE com canais ziguezague com 1,9 e 1,8 mm de diâmetro para os ramais frio e quente, respectivamente. A potência volumétrica máxima foi de 4,4 MW/m³ para experimentos realizados com CO₂ supercrítico.

Mylavarapu (2011) estudou de forma experimental um trocador de calor de circuito impresso com fluxo contracorrente. Obteve 14,4 MW/m³ como máxima taxa de transferência de calor, utilizando gás hélio para ambos os ramais. Os canais são semicirculares de 1,22 mm de diâmetro hidráulico. Os canais são retos no ramal frio e têm formato em “Z” no ramal quente.

Há também estudos que utilizam o PCHE com geometrias alternativas com a finalidade de se obter aumento do desempenho termo-hidráulico. Kim *et al.* (2008) e Xu *et al.* (2014) exploraram formatos de aletas do tipo aerofólio, enquanto que Ngo *et al.* (2018) investigaram protótipo PCHE com aletas em formato de “S”.

Constata-se, portanto, a busca por novas geometrias com o objetivo de aumentar a taxa de transferência de calor sem prejudicar o comportamento hidráulico. Nesse sentido, a manufatura aditiva tem grande potencial para obtenção de geometrias complexas e disruptivas, capazes de aumentar a efetividade térmica.

2.2 MANUFATURA ADITIVA

Com base nas limitações de fabricação de trocadores de calor compactos por meio de técnicas convencionais, a manufatura aditiva surge como uma potencial solução de fabricação devido à sua capacidade de criar componentes com geometrias e estruturas complexas. Aplicações nas indústrias de protótipos, biomecânica e civil se tornaram comuns (NGO *et al.*, 2018).

A recém-criada fusão seletiva a *laser* (SLM) é uma promissora técnica de processo de manufatura aditiva. Elevadas propriedades mecânicas e massa específica são aspectos positivos das características estruturais de componentes fabricados por método SLM (LIVERANI *et al.*, 2017). A possibilidade de aumentar o desempenho térmico a partir de geometrias complexas,

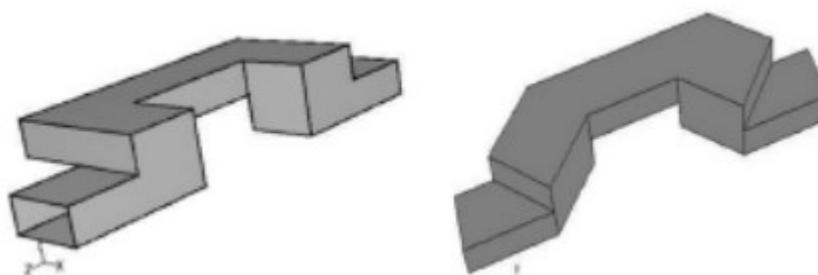
como demonstrado por Castelain *et al.* (2016), é de extrema importância; ver Figura 4. Desta forma, esse método pode gerar estruturas mais leves e menores (UHLMANN *et al.*, 2015).

No processo SLM, pó metálico de alguma matéria-prima é depositado camada por camada. A espessura da camada de pó metálico pode variar entre 20 e 100 μm . Potência luminosa proveniente de um *laser* promove a fusão do pó em ambiente inerte em cada camada depositada (LÜ; FUH; WONG, 2001; YAP *et al.*, 2015).

O método SLM necessita de menos matéria-prima e ciclos que outros processos de manufatura aditiva. Além disso, de acordo com Liverani *et al.* (2017), Tolosa *et al.* (2010), Zhang *et al.* (2013), e Spierings *et al.* (2013), o comportamento mecânico de peças produzidas via SLM é similar ou até superior ao comportamento da matéria-prima original. Assim, como resultado da alta resistência mecânica e à corrosão, o aço inoxidável 316L tem sido largamente utilizado no processo SLM (ZHU *et al.*, 2016).

Todavia, o alto custo de produção e a instabilidade da qualidade final do produto são aspectos negativos do processo SLM. Além disso, altos gradientes de temperatura e produção por camadas acarretam em propriedades mecânicas anisotrópicas, diferentes microestruturas dos grãos e alta rugosidade superficial do produto final (CARROLL; PALMER; BEESE, 2015). Contudo, de acordo com Alrbaey *et al.* (2016), tratamentos como refusão (*i.e. remelting*) podem ser aplicados posteriormente como forma de reduzir a rugosidade superficial, alcançando valores de até 1,4 μm .

Figura 4. Canais com geometrias complexas.



Fonte: Castelain *et al.* (2016).

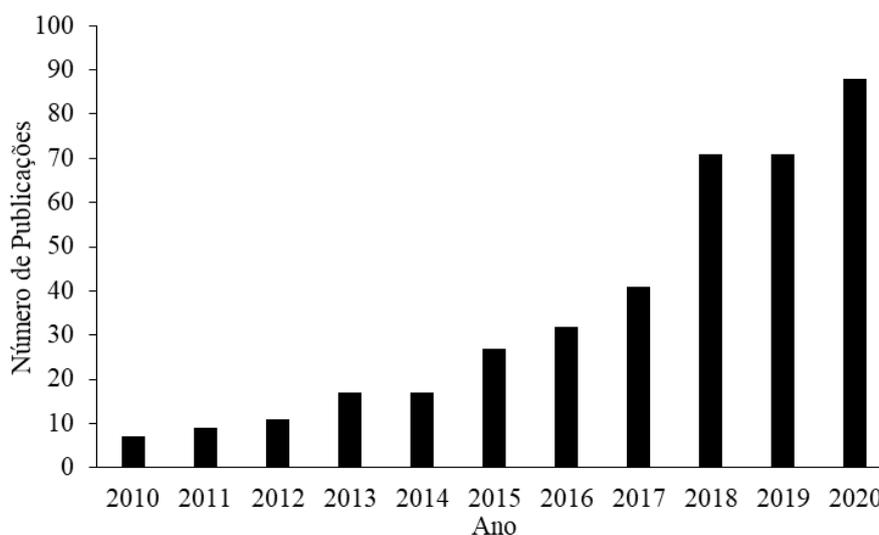
Conclui-se, preliminarmente, que o método SLM apresenta um grande potencial para produzir trocadores de calor compactos, tendo em vista a sua capacidade de produzir componentes com boa qualidade mecânica (LIVERANI *et al.*, 2017), baixa rugosidade superficial após tratamento posterior (ALRBAEY *et al.*, 2016), geometrias complexas

(CARROLL; PALMER; BEESE, 2015) e de dimensão reduzida como minicanais (KEMPEN *et al.*, 2014).

2.2.1 Trocadores de calor fabricados por manufatura aditiva

Por se tratar de uma nova tecnologia, poucos estudos relatam a aplicação da manufatura aditiva a trocadores de calor compactos. Na Figura 5, é apresentado o número de publicações internacionais entre os anos 2010 e 2020 (total de 391) no banco de dados da plataforma *Science Direct*, tendo como termos de busca: “*SLM*”, “*heat exchanger*”, e “*model*”; nas áreas: Engenharia, Engenharia química e Energia. Vale ressaltar que a grande maioria das publicações se refere ao método de fabricação do protótipo e não ao estudo de sua aplicabilidade final.

Figura 5. Número de publicações entre 2010 e 2020, referentes ao campo de estudo do atual trabalho.



Fonte: Autor (2021).

Tsopanos *et al.* (2005) fabricaram e testaram um trocador de calor manufaturado via SLM. Aplicando-se vazão volumétrica do fluido quente de 2 L/min e com a Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (*LMTD*) igual a 36 °C, obtiveram coeficiente global de transferência de calor (*U*) igual a 2,22 kW.m⁻².K⁻¹ e taxa de transferência de calor de 51,1 MW/m³.

Romei *et al.* (2017) avaliaram parâmetros geométricos de trocadores de calor manufaturados via SLM, verificando-se a viabilidade de fabricar estruturas com espessura menor que 200 μm .

Greiciunas *et al.* (2021) projetaram e avaliaram um trocador de calor fabricado por SLM, empregando titânio como metal de base. O comportamento termo-hidráulico do protótipo foi avaliado de forma numérica e experimental. A partir de avaliações com o material $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$, foi demonstrado que a condutividade térmica influencia pouco a taxa de transferência de calor para número de Reynolds igual a 1000, com acréscimos da ordem de 3%.

Thompson *et al.* (2015) estudaram um tubo de calor produzido por SLM utilizando a liga Ti-6Al-4V como matéria-prima. Valores da condutividade térmica do material utilizado são da ordem de $110 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Os resultados experimentais demonstraram a viabilidade da técnica SLM na fabricação desse tipo de trocador.

Arie *et al.* (2018) usaram o método de sinterização seletiva a laser (SLS) para fabricar três trocadores de calor de microcanais com diferentes materiais (aço inoxidável, liga de alumínio e liga de titânio). Por meio da comparação entre os resultados experimentais e os obtidos com trocadores convencionais, observou-se melhora significativa no desempenho térmico.

Septet *et al.* (2020) investigaram um trocador de calor fabricado via manufatura aditiva. A produção do protótipo a partir da técnica SLM permitiu a concepção de canais de seção retangular com a presença de geradores de vórtices. O desempenho termo-hidráulico do protótipo foi superior ao desempenho de trocadores tradicionais, apresentando maiores taxas de transferência de calor e perda de carga reduzida (ARIS *et al.*, 2011).

Dede, Joshi e Zhou (2015) compararam o desempenho de um protótipo de trocador fabricado pelo método SLM utilizando AlSi_{12} como matéria-prima ao desempenho de trocadores convencionais. A otimização da geometria do sumidouro de calor permitiu desempenho superior ao protótipo em relação aos demais.

Wong *et al.* (2016) pesquisaram sumidouros de calor com geometrias complexas e seus efeitos na perda de carga e na taxa de transferência de calor. Já Wong *et al.* (2009) fabricaram sumidouros usando o método SLM em cinco geometrias: cilíndrica, retangular, elíptica, treliçada e retangular-arredondada. Os melhores resultados termo-hidráulicos foram obtidos com o sumidouro de formato elíptico. Ressalta-se que a obtenção desses equipamentos somente foi possível devido à manufatura aditiva.

Jafari e Wits (2018) demonstraram que a fusão seletiva a laser (SLM) pode ser empregada na confecção de trocadores de calor com geometria complexa a partir de diversos materiais.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Projeto e fabricação do protótipo de trocador de calor

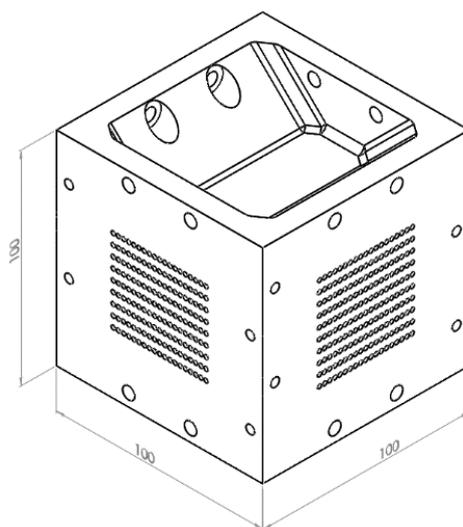
O protótipo de trocador de calor foi fabricado pelo método de fusão seletiva a laser (SLM) no Instituto Senai de Inovação em Sistemas de Manufatura de Joinville-SC. Esse processo possibilita fabricar estruturas complexas e de alto valor agregado, com propriedades mecânicas semelhantes às de peças fabricadas por métodos convencionais. Já os bocais foram fabricados em alumínio pelo processo de usinagem.

Uma mesma peça pode ser manufaturada por método SLM utilizando-se procedimentos diferentes de aspersão de pó e com trajetórias variadas de *laser*. O protótipo foi fabricado usando procedimento do tipo “*chessboard-like*” (aleatório por ilhas), no qual, para reduzir a tensão térmica residual, divide-se cada camada de material depositado em pequenas áreas e realiza-se a fusão dessa área de modo aleatório. A matéria-prima utilizada foi pó metálico de aço inoxidável AISI 316L com espessura média de camada igual a 30 μm . A distribuição das espessuras da camada abrange a faixa entre 15 e 45 μm . Trata-se de um material bastante aplicado nesse tipo de técnica de fabricação (YAP *et al.*, 2015).

O protótipo de aço inoxidável AISI 316L atingiu grau de compactação de 22,6 m^2/m^3 e massa específica relativa de 99,8%. Tolosa *et al.* (2010), por exemplo, obtiveram protótipo com propriedades mecânicas adequadas com 99,9% de massa específica relativa. Além disso, foi aplicado processo de recozimento em forno de encharque por 6 horas a 550 $^{\circ}\text{C}$ para obter alívio de tensão.

O protótipo tem formato cúbico com arestas de 100 mm (Figura 6). O arranjo de escoamento é do tipo fluxo cruzado unidimensional, ou seja, os fluidos escoam em apenas um eixo principal, porém, com direções perpendiculares entre si; ver Figura 7. Não ocorre mistura entre as correntes fluidas.

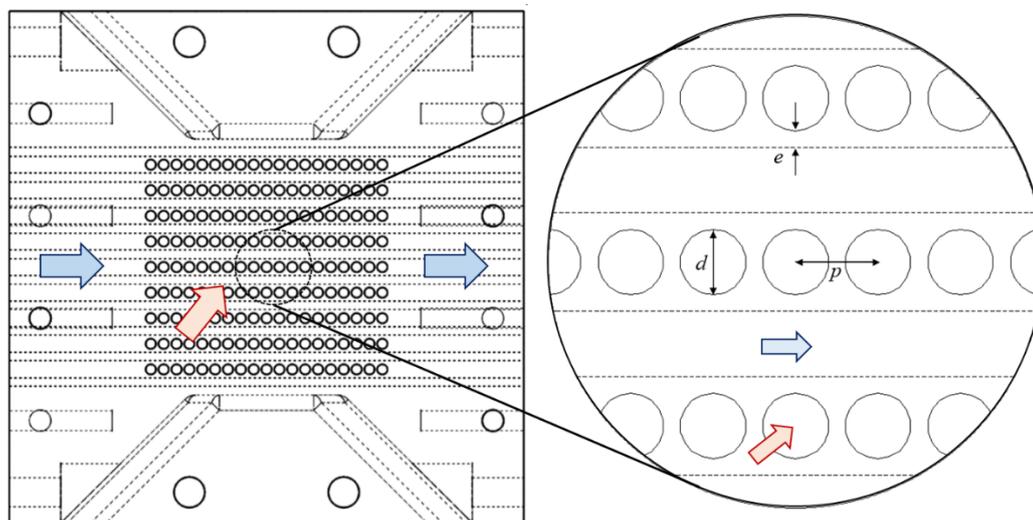
Figura 6. Vista isométrica do protótipo de trocador de calor e suas dimensões principais (largura, comprimento e altura).



Fonte: Autor (2021).

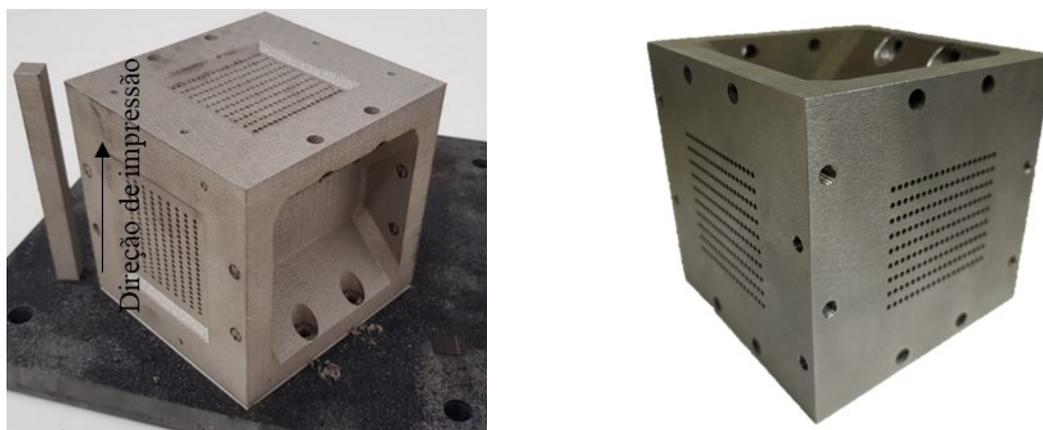
O protótipo é composto de dois ramais, com 9 e 10 camadas. Cada camada possui 19 canais, totalizando 171 e 190 canais em cada ramal. Cada canal possui seção circular com comprimento (L) igual a 100 mm. A distância entre os centros de canais consecutivos em uma mesma camada (p) é 2,5 mm, e a distância nominal entre camadas (e) é 0,5 mm; ver Figura 7. Fotografias do protótipo são apresentadas na Figura 8. O ramal contendo 9 camadas foi fabricado na direção horizontal, paralelo à plataforma da máquina. O ramal contendo 10 camadas foi fabricado na direção vertical, perpendicular à plataforma. A direção de fabricação afetou o diâmetro de projeto (d), inicialmente escolhido como 2 mm.

Figura 7. Vista frontal do protótipo de trocador de calor (à esquerda) e principais dimensões referentes aos canais: $e = 0,5$ mm; $d = 2$ mm; $p = 2,5$ mm (à direita). Setas azuis e vermelhas se referem aos ramais frios e quentes, respectivamente.



Fonte: Autor (2021).

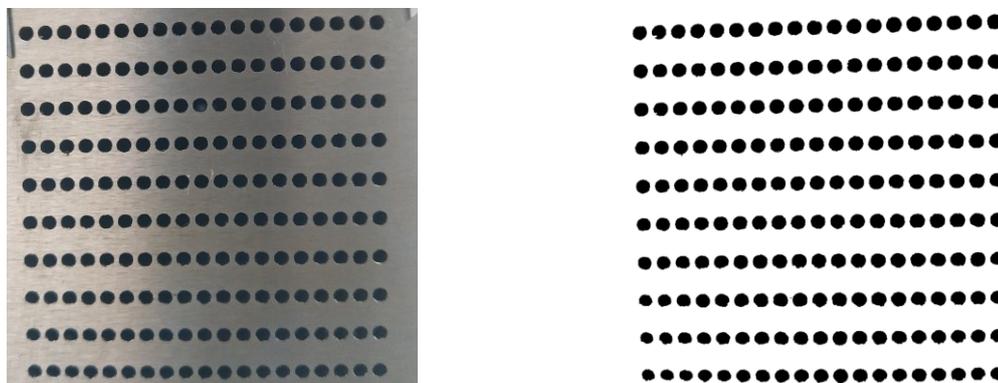
Figura 8. Fotografias do protótipo.



Fonte: Autor (2021).

Devido às limitações do processo de fabricação, o diâmetro médio obtido foi menor que o selecionado em projeto (2 mm) e distinto em cada ramal (afetado pela direção de fabricação). A determinação do diâmetro médio foi realizada através da análise de imagens no programa *ImageJ*. O método de Otsu de binarização foi utilizado no tratamento das imagens para realçar a área da seção transversal de cada canal; ver Figura 9. A correspondência entre a dimensão do pixel da câmera e a dimensão real é facilitada pela geometria da área frontal (igual a 100×100 mm²).

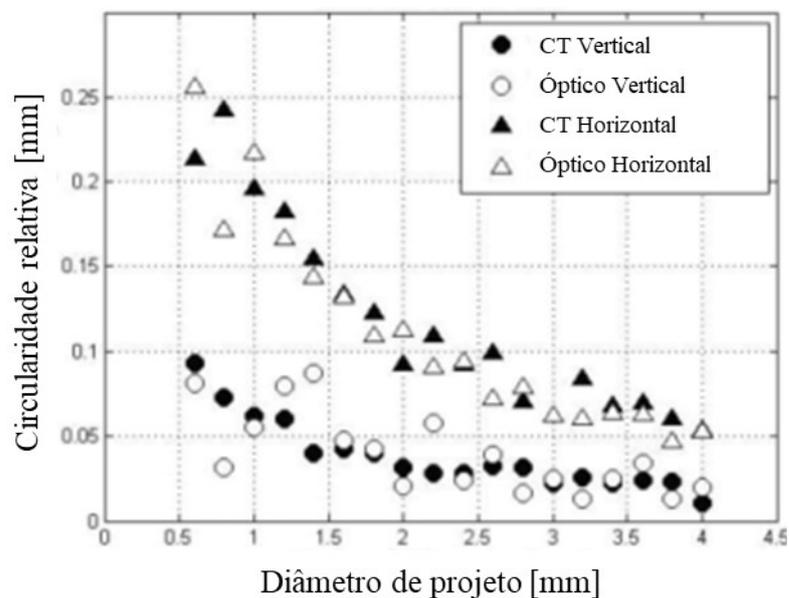
Figura 9. Fotografia dos canais contendo 10 camadas (à esquerda) e imagem binarizada (à direita).



Fonte: Autor (2021).

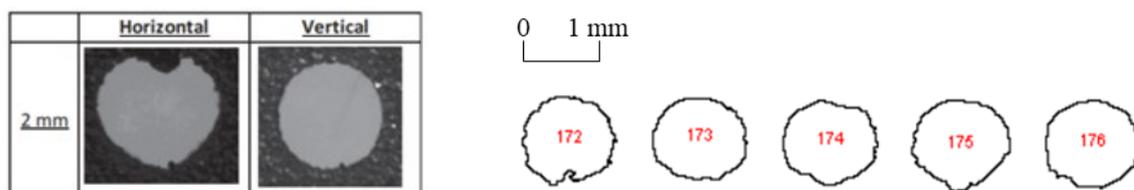
Com base nessa análise, foi possível estimar um diâmetro médio igual a $1,83 \pm 0,04$, com circularidade relativa de $0,085\text{mm}$ para o ramal contendo 10 camadas (produzido na vertical); e um diâmetro médio igual a $1,70 \pm 0,03\text{ mm}$, com circularidade de $0,15\text{ mm}$ para o ramal contendo 9 camadas (produzido na horizontal). A fabricação de canais pelo processo SLM na direção horizontal apresentou uma circularidade relativa maior se comparada à fabricação na direção vertical. Esse resultado está de acordo com os resultados apresentados por Kempen *et al.* (2014); ver Figura 10. Os últimos obtiveram circularidade relativa de aproximadamente $0,09\text{ mm}$ para diâmetro de projeto igual a 2 mm . Na Figura 11, é realizada comparação entre imagens de seções transversais de canais fabricados por técnica SLM no estudo realizado por Kempen *et al.* (2014) e imagens de alguns canais do presente protótipo. Notam-se maiores irregularidades para a seção transversal dos canais horizontais.

Figura 10. Circularidade relativa de canais fabricados por técnica SLM nas direções horizontal e vertical.



Fonte: Adaptado de Kempen *et al.* (2014).

Figura 11. Comparação entre imagens de seções transversais de canais fabricados por técnica SLM: Kempen *et al.* (2014), à esquerda; presente trabalho (à direita). Trata-se do ramal contendo 9 camadas (produzido na horizontal).



Fonte: Adaptado de Kempen *et al.* (2014).

As características geométricas dos canais do protótipo estão resumidas na Tabela 1, e variam de acordo com a direção de fabricação.

Tabela 1. Características geométricas dos canais do protótipo de trocador de calor.

Geometria transversal do canal	Circular vertical / horizontal
Distância entre os centros dos canais (p)	2,50 mm
Diâmetro do canal (d)	$1,83 \pm 0,04 / 1,70 \pm 0,03$ mm
Distância nominal entre camadas (e)	0,5 mm
Comprimento do canal (L)	100 mm
Número de camadas para cada lado (N)	10/9
Número de canais por camada (n)	19/19
Área total de transferência de calor (A_{tot})	$0,0983 \text{ m}^2 / 0,1092 \text{ m}^2$
Área de fluxo livre (A_f)	$0,0004498 \text{ m}^2 / 0,0004997 \text{ m}^2$

Fonte: Autor (2021).

A rugosidade média superficial do protótipo, Ra , é igual a 12,21 μm , sendo obtida a partir de 9 medições em locais aleatórios na superfície externa do protótipo. Esse valor é coerente com valores de rugosidade expostos na literatura; ver Łyczkowska-Widłak; Lochyński; Chlebus (2018); Yasa; Kruth; Deckers (2011); Alrbaey *et al.* (2016). Embora nenhuma medida foi realizada na superfície dos canais, é plausível assumir um valor da mesma ordem de magnitude.

Sabe-se que a rugosidade pode ter grande influência no desempenho termo-hidráulico de escoamentos internos em regimes transientes e turbulentos; ver Shah and Sekulić (2003). O número de Reynolds rugoso (e^+), Eq. (3), é um parâmetro para classificar o efeito da rugosidade no escoamento, sendo f o fator de fricção de Darcy:

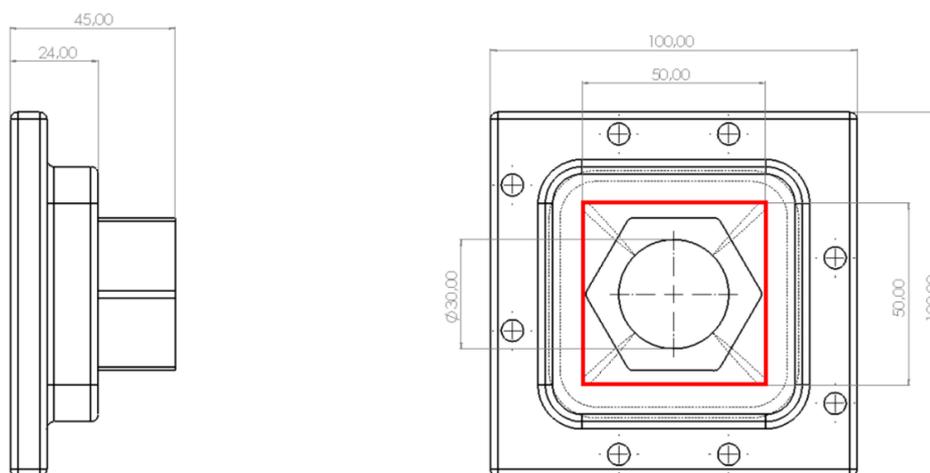
$$e^+ = \frac{Ra}{D_h} Re \sqrt{\frac{f}{2}} \quad (3)$$

Nikuradse (1933) identificou três regimes em função do escoamento rugoso: regime hidrodinamicamente liso ($0 < e^+ < 5$), regime de transição ($5 < e^+ < 70$) e regime completamente rugoso ($e^+ > 70$). Neste trabalho, todos os casos resultaram em regime hidrodinamicamente liso ($e^+ < 5$), ou seja, a rugosidade pouco afeta o comportamento do escoamento interno.

Quatro bocais foram fixados por parafusos em cada face lateral do protótipo. A área de seção transversal dos bocais é igual à da face lateral do trocador: $100 \times 100 \text{ mm}^2$; ver as dimensões do bocal na Figura 12. A profundidade (ou o comprimento entre a entrada e a saída

de um bocal) é igual a 45 mm. O escoamento adentra um bocal através de uma área circular de diâmetro igual a 30 mm. A seção transversal é constante ao longo de 21 mm. Ao longo de 24 mm, a seção transversal é modificada de um círculo de diâmetro de 30 mm até atingir a área de uma seção quadrada de $50 \times 50 \text{ mm}^2$ (ver quadrado destacado em vermelho). Após o escoamento atingir o fim do bocal, há processo de contração com conseqüente aceleração do escoamento no interior dos canais. O inverso ocorre no processo de saída dos canais: ocorre expansão com conseqüente desaceleração do escoamento dos canais para o início do bocal; e, em seguida, o escoamento é acelerado devido à redução da seção transversal ao longo de 24 mm até que a seção transversal com diâmetro igual a 30 mm seja atingida. O comprimento de entrada e saída do bocal é considerado como 24 mm e será aplicado no modelo hidrodinâmico.

Figura 12. Vista lateral (à esquerda) e frontal (à direita) dos bocais.



Fonte: Autor (2021).

As principais características geométricas dos bocais são apresentadas na Tabela 2. Nas Figura 13 e 14, são apresentadas fotografias de um bocal usinado em alumínio e da montagem dos quatro bocais no protótipo de trocador de calor, respectivamente.

Tabela 2. Características geométricas dos bocais.

Altura	100 mm
Largura	100 mm
Comprimento de entrada ou saída	24 mm
Altura efetiva	50 mm
Largura efetiva	50 mm
Área frontal efetiva	$\approx 0,0025 \text{ m}^2$
Diâmetro do furo	30 mm

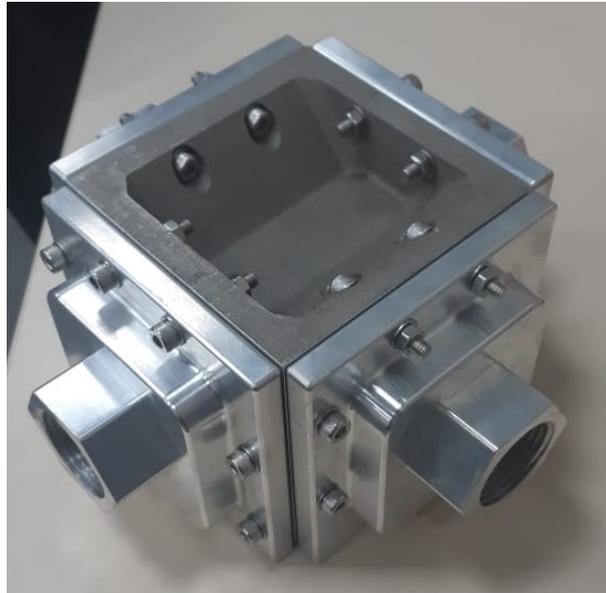
Fonte: Autor (2021).

Figura 13. Fotografia dos bocais usinados em alumínio.



Fonte: Autor (2021).

Figura 14. Fotografia da montagem dos quatro bocais no protótipo de trocador de calor.



Fonte: Autor (2021).

3.2 Experimentos

Com o objetivo de testar o protótipo em condições típicas da indústria de óleo e gás, duas bancadas experimentais foram projetadas e instaladas no laboratório T2F – Thermal Fluid Flow Group na UFSC – Joinville. Três configurações de fluidos foram testadas nos ramais quente e frio do protótipo:

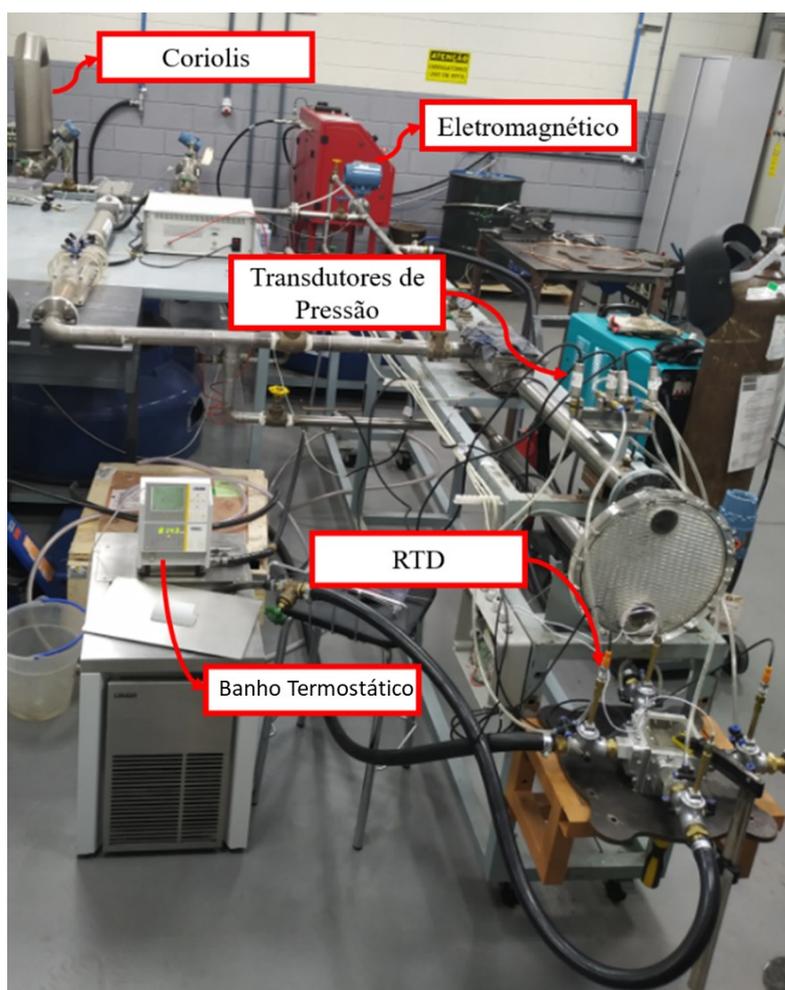
- Ar / Água;
- Ar / Óleo;
- Água / Água.

O primeiro fluido de cada par é utilizado no ramal frio e o segundo, no ramal quente. O óleo usado nos testes foi o Klüberfood NHT1 1-39, cujas características são apresentadas no Apêndice I.

3.2.1 Bancada Experimental I

Com o objetivo de testar o protótipo nas configurações ar/água e ar/óleo foi projetada e construída a bancada experimental I, conforme figura abaixo. A bancada é capaz de fornecer escoamentos simultâneos de ar, água e óleo. Sensores de vazão, temperatura e pressão foram instalados para monitorar o desempenho do protótipo.

Figura 15. Fotografia da bancada experimental I, utilizada para testes das configurações ar/água e ar/óleo.



Fonte: Autor (2021).

A bancada é composta por: (i) um compressor de ar de parafuso responsável pelo escoamento de ar comprimido no ramal frio; (ii) uma unidade de banho termostático LAUDA responsável pelo escoamento de água quente; (iii) um medidor eletromagnético Rosemount® 8711 para medição da vazão mássica de água; (iv) um medidor do tipo Coriolis CMF200 EMERSON® para a medição da vazão mássica do ar; (v) quatro sensores de temperatura OMEGA RTD PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3 (vi) dois transdutores de pressão absolutos e diferenciais OMEGA PX409-015DWUI; (vii) um sistema de aquisição de dados National Instruments® modelo CDAQ-9178 e (viii) um computador. Para os dados de medição de vazão do óleo será utilizado um método indireto, descrito no Apêndice III. Na Tabela a seguir, são apresentadas as especificações e incertezas dos principais equipamentos e sensores. Os cálculos das incertezas de medições são demonstrados no Apêndice II.

Tabela 3. Equipamentos e sensores da bancada Experimental I, com suas respectivas especificações e incertezas. RD e FS representam o valor medido e fundo de escala, respectivamente.

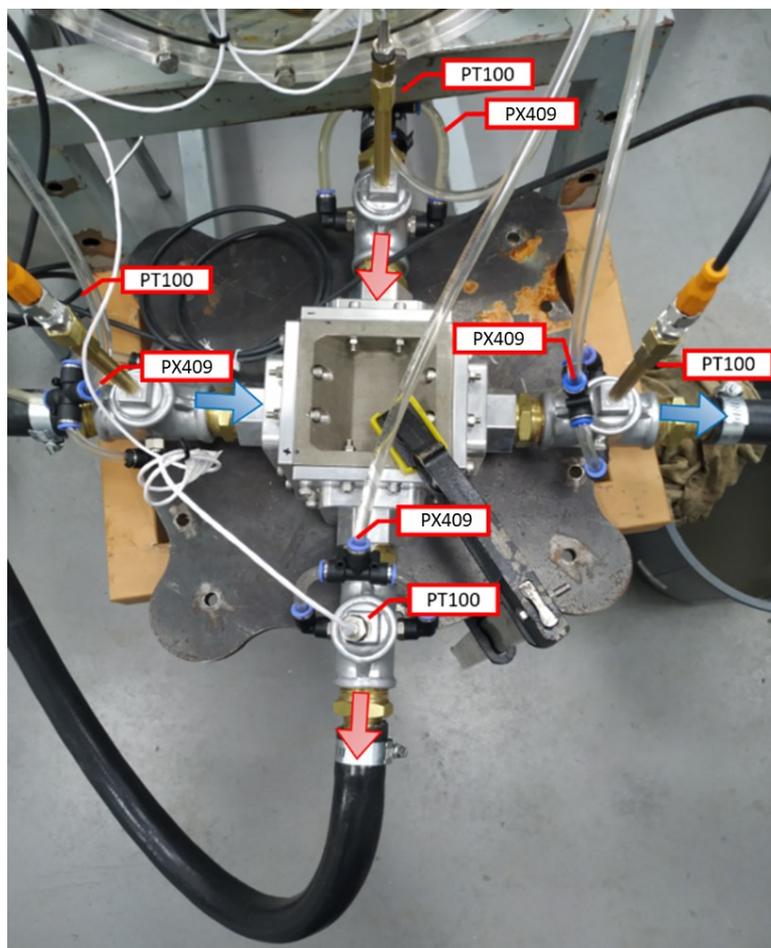
Medição de:	Especificação	Incerteza
Vazão mássica de ar	Coriolis CMF200 EMERSON	0,30 (% RD)
Vazão mássica de água	<i>Eletromagnetic Flow Meter 8711 Rosemount</i>	0,25 (% RD)
Pressão diferencial	OMEGA PX409- 015DWUI	0,08 (% FS)
Pressão Absoluta - Entrada	Dwyer 628-11-GH-P1- E1-S1	1 (% FS)
Temperaturas - Entrada e saída	OMEGA RTD PT100- PMA-1/8-6-1/8-R-3	(0,15+0,002T)°C

Fonte: Autor (2021).

A bancada foi equipada com sensores de temperatura PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3 nos dutos de entrada e saída, posicionados a uma distância de aproximadamente 10 cm da entrada ou saída do núcleo. Para as medições de pressão de entrada e diferencial de pressão, foram utilizados transdutores diferenciais e absolutos de pressão PX409-015DWUI. Na Figura 16, é

apresentada uma fotografia da seção de testes: note a indicação das posições das tomadas de pressão (PX409) e dos sensores de temperatura (PT100), além da indicação dos fluxos de entrada e de saída dos ramais quente (vermelho) e frio (azul).

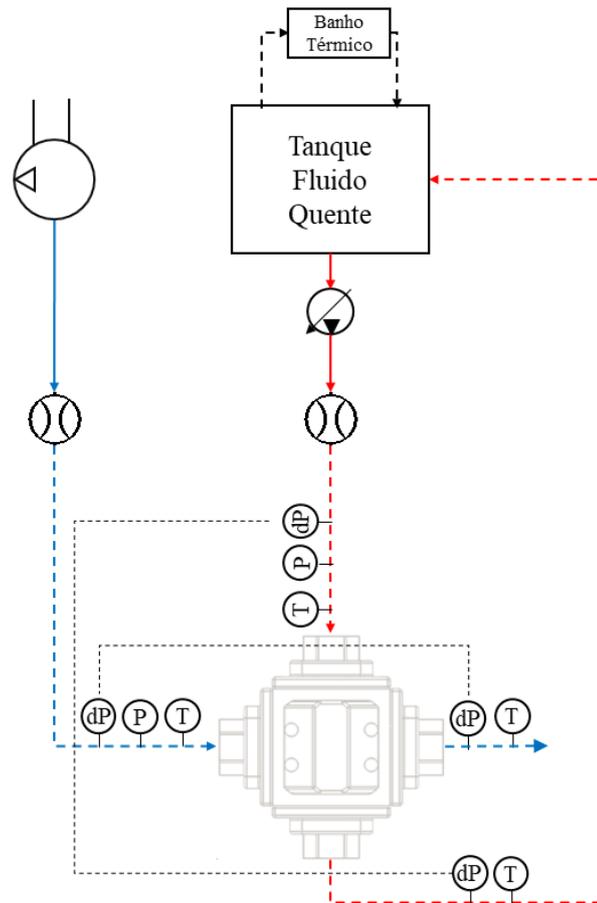
Figura 16. Fotografia da seção de testes na bancada experimental I.



Fonte: Autor (2021).

Os dados foram coletados a uma taxa de uma leitura por segundo por meio do sistema da *National Instruments* e, em seguida, processados por meio do software *LabView*. Na Figura 17, é possível observar o fluxograma da bancada de testes I, incluindo equipamento e sensores.

Figura 17. Fluxograma da Bancada experimental I.



Fonte: Autor (2021).

Água ou óleo, aquecidos pelo banho térmico, foram utilizados como fluidos de trabalho no ramal quente, enquanto ar comprimido à temperatura ambiente foi empregado no ramal frio. Conforme Figura 17, o fluido quente escoa em circuito fechado, sendo aquecido pelo banho térmico. Medições de vazão, temperatura e pressão ocorrem nos arredores do protótipo durante a recirculação. No ramal frio, o ar comprimido à temperatura ambiente escoa em circuito aberto. Medições de vazão, pressão e temperatura também ocorrem nos arredores do protótipo.

3.2.1.1 Procedimento experimental – Bancada Experimental I

No início dos testes, é definida a vazão e temperatura do fluido quente com os auxílios do inversor de frequência da bomba e do banho termostático, respectivamente. Em seguida, o compressor é ligado, e um conjunto de válvulas permite o controle da vazão de ar comprimido à temperatura ambiente. Uma vez atingido o regime permanente, inicia-se a coleta dos dados.

Durante os testes a vazão mássica no ramal quente foi mantida constante em 0,2743 kg/s e 0,1168 kg/s para a água e para o óleo, respectivamente. A temperatura do fluido quente variou de 40 a 80 °C para a água e de 50 a 80 °C para o óleo, em passos de 10 °C. A vazão volumétrica de ar foi ajustada em 9 patamares, variando entre 0,0078 e 0,0410 m³.s⁻¹. Essa variação permitiu que testes fossem realizados com números de Reynolds de canal variando entre 2300 e 11000. Dessa forma, testes foram realizados no ramal frio nos regimes laminar, de transição e turbulento. No total foram feitos 81 experimentos, sendo 45 para a configuração água/ar e 36 para óleo/ar; ver Tabela 4. Com as condições de entrada definidas e, após atingir regime permanente, os dados foram coletados para cada vazão de ar e temperatura de água/óleo definidas. Os dados de saída registrados durante cada teste são: a pressão diferencial e de entrada, as temperaturas de entrada e saída, e as vazões mássicas da água e do ar.

Tabela 4. Condições de entrada dos ramais quente e frio para os experimentos na bancada experimental I.

Ramal frio (ar)		Ramal quente (água/óleo)			
Vazão Volumétrica [m ³ /s]	Temperatura [°C]	Vazão Mássica óleo [kg/s]	Temperatura Óleo [°C]	Vazão Mássica água [kg/s]	Temperatura Água [°C]
0,0078	Ambiente, ~ 20	~ 0,1168	50	~ 0,2743	40
0,0104			60		50
0,0130			70		60
0,0156			80		70
0,0233					80
0,0259					
0,0324					
0,0389					
0,0410					

Fonte: Autor (2021).

3.2.2 Bancada Experimental II

Com o objetivo de testar o protótipo de trocador de calor na configuração água/água uma bancada experimental foi adaptada; ver Figura 18.

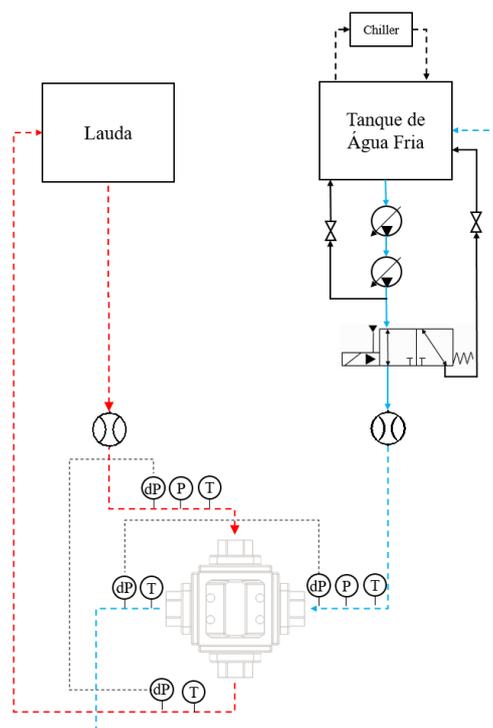
Figura 18. Fotografia da bancada experimental II, utilizada para testes na configuração água/água.



Fonte: Autor (2021).

Na Figura 19, é apresentado o fluxograma de operação da bancada experimental II. Os ramais quente e o frio operam em sistemas fechados. As temperaturas de entrada dos ramais quente e frio são controladas pelo banho termostático (LAUDA) e por um *Chiller* com 70 kW de capacidade de refrigeração, respectivamente.

Figura 19. Fluxograma da Bancada experimental II.



Fonte: Autor (2021).

A bancada é composta por: (i) medidores de temperatura nas regiões de entrada e saída do protótipo; (ii) medidores de pressão absoluta e diferencial; (iii) Coriolis CMF200 EMERSON® para a aferição de vazão mássica de água; (iv) unidade de banho termostático LAUDA responsável pelo escoamento de água quente; (v) duas bombas hidráulicas em série, marca Schneider BC-92S 1B 3T 60 2/3 RT143, para escoamento no ramal de água fria. Especificações dos instrumentos de medição e suas incertezas são descritas na tabela a seguir.

Tabela 5. Equipamentos e sensores da bancada Experimental II, com suas respectivas especificações e incertezas.

Medição de:	Especificação Técnica	Incerteza [%]
Vazão mássica	CMF200M	0,3 (%RD)
Pressão Absoluta - Entrada	Dwyer 628-11-GH-P1- E1-S1	1,0 (%FS)
Pressão diferencial	Omega PX409- 015DWUI	0,08 (% FS)
Temperaturas - Entrada e saída	RTD PT100-PMA-1/8- 6-1/8-R-3	(0,15+0,002T)°C

Fonte: Autor (2021).

No ramal frio, a água é resfriada pelo *chiller*. Uma vez que a temperatura estipulada de teste seja atingida no tanque, a válvula é aberta e, conseqüentemente, o fluido escoar pelo sistema, passando pelo sensor de vazão. Em seguida, a pressão e temperatura são mensuradas nos arredores do protótipo. No ramal quente, o processo é similar. Contudo, é utilizado o banho térmico LAUDA para controle de temperatura e bombeamento de fluido. Os dados são coletados a uma taxa de uma leitura por segundo, por meio do sistema da *National Instruments* e processados pelo software *LabView*.

Para a análise da evolução da pressão estática ao longo do protótipo de trocador de calor, foram realizadas medições de pressão diferencial em pontos específicos: bocal de entrada, núcleo e bocal de saída. As medições foram realizadas com os transdutores de pressão Omega PX409-015DWUI. Na Figura 20, é apresentada uma fotografia da seção de testes montada na bancada experimental II.

Figura 20. Fotografia da seção de testes na bancada experimental II.



Fonte: Autor (2021).

3.2.2.1 Procedimento experimental – Bancada Experimental II

O procedimento experimental para os testes na bancada experimental II é descrito a seguir.

No ramal quente, a vazão é fixada e a temperatura de entrada é variada. Quatro níveis de temperatura da água quente foram avaliadas: 50, 60, 70 e 80 °C para vazão igual a 0,228 kg/s.

No ramal frio, a temperatura de entrada se mantém constante em 5 °C e as vazões são variadas. Em cada ponto de operação do ramal quente, nove vazões ocorrem no ramal frio. A vazão é controlada de forma indireta por inversor de frequência: 9 níveis de vazão de água fria foram obtidas; sendo 4 níveis com o *by-pass* aberto e 5 níveis com *by-pass* fechado, para obter maior vazão mássica. Medições de pressão estática também ocorreram em pontos discretos entre os bocais e o núcleo. Na

Tabela 6, são apresentadas as condições de entrada dos ramais quente e frio para os experimentos na bancada experimental II.

Tabela 6. Condições de entrada dos ramais quente e frio para os experimentos na bancada experimental II.

Ramal frio		Ramal quente	
\dot{m} Bomba, água fria [kg/s]	$T_{\text{Água, fria}}$ [°C]	\dot{m} Bomba, água quente [kg/s]	$T_{\text{Água quente}}$ [°C]
0,664	5	0,228	50
1,248			
1,877			
2,511			
3,198			
3,605			
4,013			
4,412			
4,681			

Fonte: Autor (2021).

Os testes realizados seguem um padrão: a vazão do ramal quente é constante e temperatura é variada. Para o ramal frio, a temperatura é fixada e a vazão é selecionada. A coleta de dados é feita após o sistema entrar em regime permanente. Com o objetivo de maximizar as diferenças de temperatura no protótipo e, assim, minimizar a incerteza dos cálculos de taxa de transferência de calor, a vazão do LAUDA foi ajustada em um baixo patamar. No total, foram feitos 36 experimentos. Os dados de saída registrados durante cada teste são: a pressão diferencial e de entrada, as temperaturas de entrada e saída, e as vazões mássicas da água quente e fria.

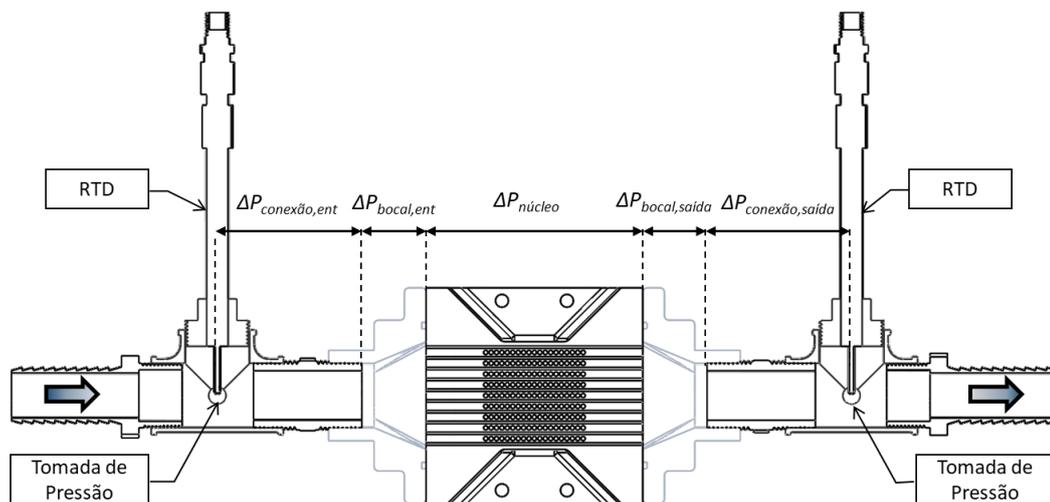
4 MODELOS TEÓRICOS

Neste capítulo, serão descritos os modelos hidrodinâmico e térmico para o trocador de calor testado. Inicialmente, serão demonstradas as formulações para o modelo global. Em seguida, será apresentada a elaboração do modelo para o caso discretizado.

4.1 Modelo hidrodinâmico

Nesta seção será apresentada a modelagem hidrodinâmica, implementada em *software Matlab*. A perda de carga entre os pontos de medição de pressão estática é composta das seguintes parcelas: núcleo ($\Delta P_{\text{núcleo}}$), bocais de entrada ($\Delta P_{\text{bocal,ent}}$) e de saída ($\Delta P_{\text{bocal,saida}}$), além das perdas na região de entrada e saída ($\Delta P_{\text{conexão,ent}}$ e $\Delta P_{\text{conexão,saida}}$); ver Figura 21. No final, todas as parcelas são somadas para obtenção da perda de carga total.

Figura 21. Ilustração da perda de carga em regiões distintas entre os pontos de medição de pressão estática.



Fonte: Autor (2021).

As seguintes hipóteses foram adotadas no modelo hidrodinâmico:

- Escoamento incompressível;
- Ausência de distribuição irregular de vazões entre os canais do protótipo;

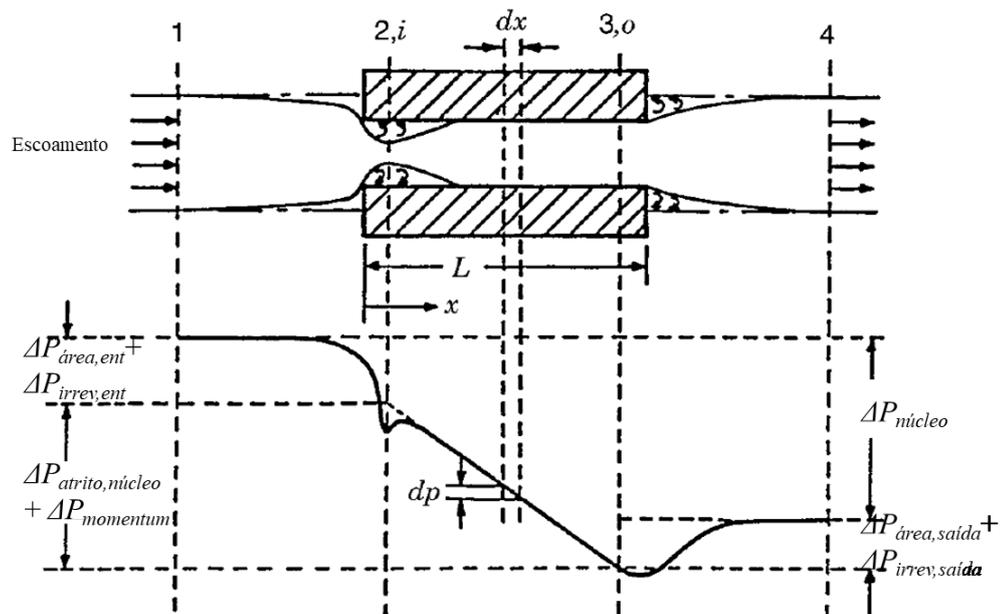
- Variações desprezíveis de propriedades do fluido como massa específica e viscosidade dinâmica;
- Variações desprezíveis do fator de atrito ao longo dos canais.

A variação da pressão estática ao longo do protótipo (ΔP) é subdividida em três regiões: entrada, núcleo e saída. A variação de pressão estática no núcleo decorre da perda de carga ao longo dos canais ($\Delta P_{\text{atrito,núcleo}}$) e da variação da quantidade de movimento nos canais ($\Delta P_{\text{momentum}}$).

Na entrada, a pressão estática varia em decorrência de: parcela irreversível de entrada ($\Delta P_{\text{conexão,ent}}$); perda de carga no bocal de entrada ($\Delta P_{\text{bocal,ent}}$); aceleração do escoamento na transição bocal de entrada-núcleo ($\Delta P_{\text{área,ent}}$) e da parcela irreversível na transição bocal de entrada-núcleo ($\Delta P_{\text{irrev,ent}}$).

Na saída, a pressão estática varia em decorrência de: parcela irreversível de saída ($\Delta P_{\text{conexão,sáida}}$); perda de carga no bocal de saída ($\Delta P_{\text{bocal,sáida}}$); desaceleração do escoamento na transição núcleo-bocal de saída ($\Delta P_{\text{área,sáida}}$) e da parcela irreversível na transição núcleo-bocal de saída ($\Delta P_{\text{irrev,sáida}}$).

Na Figura 22, são apresentadas todas as contribuições para a variação da pressão estática na região próxima ao núcleo.



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić (2003).

A perda de carga referente ao escoamento do fluido ao longo dos canais é dado pela equação a seguir:

$$\Delta P_{\text{atrito,núcleo}} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{ent}} \right) 4f \frac{L}{D_h} \rho_{ent} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \quad (4)$$

onde G é o fluxo de vazão mássica (razão entre a vazão mássica e a área do canal), L comprimento do canal, D_h diâmetro hidráulico, ρ_{ent} a massa específica de entrada obtida com a temperatura e pressão de entrada do canal, $(1/\rho)_m$ o volume específico médio entre a entrada e a saída do canal, e f o fator de atrito de Darcy. O subscrito *ent* se refere à posição de entrada.

O fator de atrito é calculado por meio de correlações existentes na literatura e depende, principalmente, da geometria, da rugosidade e do regime de escoamento. Na Tabela 7, são apresentadas as correlações empregadas no presente trabalho:

Tabela 7. Correlações utilizadas para o fator de atrito.

Regime de escoamento		Correlações de Fator de Fricção	Referência
Re < 2300	Completamente Desenvolvido	$f = \frac{16}{Re}$ (5)	ÇENGEL (2010)
	Em desenvolvimento	$f Re_{Dh} = \frac{3,44}{\sqrt{Z_{hy}}} + \frac{2G_{Dh} - 3,44 / \sqrt{Z_{hy}} + K_{\infty} / (4Z_{hy})}{1 + C / (Z_{hy})^2}$ (6)	SHAH & LONDON (1978)
Re > 2300	Completamente Desenvolvido	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{1}{4} \left(-2 \log \left(\frac{Ra/D_h}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \right)$ (7)	COLEBROOK (1939)

Fonte: Autor (2021).

onde Re_{Dh} é o número de Reynolds do canal baseado no diâmetro hidráulico, Z_{hy} é o comprimento de entrada hidrodinâmico. Os coeficientes C , K_{∞} e G_{Dh} dependem da geometria do canal; ver Tabela 8. Para o trocador de metal estudado, a rugosidade superficial média (Ra) é igual a 12,21 μm .

Tabela 8. Coeficientes do modelo Shah-Bender para o cálculo do fator de atrito em escoamento laminar em desenvolvimento.

Geometria	Razão de Aspecto	$10^5 C$	K_∞	$2G_{Dh}$
Circular	r_i/r_0			
Círculo	0,00	21,2	1,250	16,000
	0,05	5,0	0,830	21,567
	0,10	4,3	0,764	22,343
	0,50	3,2	0,688	23,813
	0,75	3,0	0,678	22,967

Fonte: Adaptado de Shah e London (1978).

O fluido é considerado turbulento caso o número de Reynolds seja maior que 2300 (GNIELINSKI, 1976). De acordo com Shah (1978) e Zhi-Qing (1982), os comprimentos de entrada hidrodinâmico em dutos circulares nos regimes laminar e turbulento são dados pelas equações (8) e (9), respectivamente:

$$Z_{hy} = 0,056 Re D_h, se Re < 2300 \quad (8)$$

$$Z_{hy} = 1,359 Re^{1/4} D_h, se Re > 2300 \quad (9)$$

A variação da pressão estática devido à variação da quantidade de movimento nos canais pode ser obtida por:

$$\Delta P_{momentum} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{ent}} \right) 2 \left(\frac{\rho_{ent}}{\rho_{saída}} - 1 \right) \quad (10)$$

As variações de pressão estática em decorrência da aceleração do escoamento na transição bocal de entrada-núcleo e na transição núcleo-bocal de saída são obtidas, respectivamente, por:

$$\Delta P_{\acute{a}rea,ent} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{ent}} \right) (1 - \sigma^2) \quad (11)$$

$$\Delta P_{\acute{a}rea,saída} = - \left(\frac{G^2}{2\rho_{saída}} \right) (1 - \sigma^2) \quad (12)$$

onde σ é a porosidade do núcleo do trocador de calor, definida como a razão entre a área do escoamento livre e a área frontal.

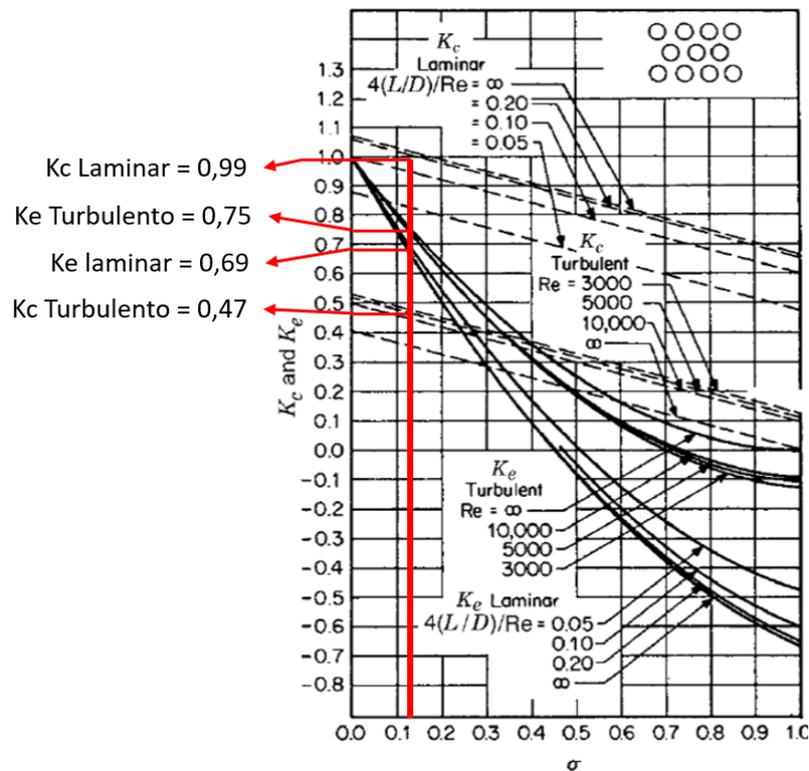
A parcela irreversível na transição bocal de entrada-núcleo (ver ponto 2i na Figura 22) e a parcela irreversível na transição núcleo-bocal de saída (após ponto 3o na Figura 22) são definidas, respectivamente por:

$$\Delta P_{irrev,ent} = K_c \left(\frac{G^2}{2\rho_{ent}} \right) \quad (13)$$

$$\Delta P_{irrev,saida} = K_e \left(\frac{G^2}{2\rho_{saida}} \right) \quad (14)$$

onde K_c e K_e são constantes que variam com a porosidade do núcleo e o número de Reynolds, e obtidas por meio da Figura 23. Nessa figura são apresentados os valores utilizados no presente trabalho para os regimes laminar e turbulento.

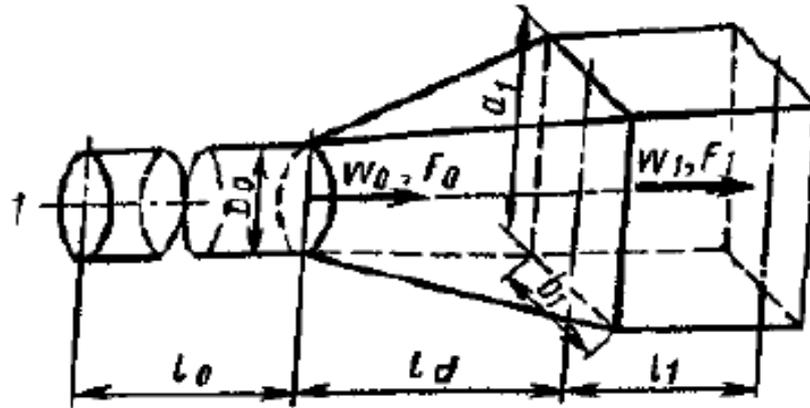
Figura 23. Valores das constantes para o cálculo da perda de carga referente à entrada e saída do trocador.



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić (2003).

A perda de carga nos bocais de entrada e saída é obtida a seguir. Foi utilizado o modelo de Idel'Chik e Ginevskii (2007); ver Figura 24.

Figura 24. Ilustração de bocal de transição de seção circular para seção retangular.



Fonte: Idel'chik e Ginevskii (2007).

Os parâmetros geométricos do bocal estudado no protótipo de trocador são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9. Parâmetros geométricos dos bocais de entrada e saída para o protótipo de trocador de calor.

a_1 [mm]	b_1 [mm]	D_o [mm]	L_d [mm]	α [°]	F_0 [mm ²]	F_1 [mm ²]
50	50	30	24	57,7	707	2500

Fonte: Autor (2021).

De acordo com Idel'Chik e Ginevskii, as perdas de carga nos bocais de entrada e saída são obtidas, respectivamente, por:

$$\Delta P_{bocal,ent} = \frac{\zeta_{div} \rho_{ent} w_{ent}^2}{2} \quad (15)$$

$$\Delta P_{bocal,saída} = \frac{\zeta_{con} \rho_{saída} w_{saída}^2}{2} \quad (16)$$

onde w_{ent} e $w_{saída}$ são as velocidades médias do fluido nos bocais de entrada e saída respectivamente. ζ_{div} é o coeficiente de resistência na divergência e ζ_{con} , na convergência. ζ_{div} é obtido de acordo com o ângulo de divergência do bocal, o número de Reynolds e a razão entre

as áreas transversais de entrada e saída; ver Tabela 10. No presente trabalho, o valor de ζ_{div} é 0,5.

Tabela 10. Valores de ζ_{div} para configurações de bocais e escoamento.

Re x 10 ⁻⁵	α, deg													
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{\alpha 1}=2$														
0,5	0,140	0,136	0,135	0,153	0,175	0,200	0,235	0,250	0,300	0,325	0,326	0,325	0,320	0,300
1	0,100	0,110	0,105	0,130	0,160	0,185	0,200	0,230	0,270	0,300	0,315	0,310	0,310	0,300
2	0,095	0,090	0,095	0,116	0,150	0,175	0,180	0,216	0,250	0,285	0,310	0,315	0,325	0,300
≥ 4	0,850	0,085	0,090	0,112	0,145	0,175	0,185	0,220	0,250	0,285	0,310	0,315	0,325	0,310
$n_{\alpha 1}=4$														
0,5	0,170	0,185	0,200	0,245	0,300	0,335	0,380	0,450	0,520	0,580	0,620	0,640	0,640	0,640
1	0,145	0,155	0,180	0,255	0,280	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
2	0,115	0,135	0,150	0,200	0,260	0,335	0,360	0,420	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
≥ 4	0,106	0,188	0,130	0,195	0,260	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,530	0,630	0,625

Fonte: Idel'chik e Ginevskii (2007).

Já o coeficiente de convergência (ζ_{con}) é obtido através de:

$$\zeta_{con} = \left(c_0 + c_1 \frac{b_1}{a_1} \right) \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 + 0,3e^{(-Re_{bocal,saída} 10^{-5})} \quad (17)$$

onde $Re_{bocal,saída}$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro da área de seção circular do bocal de saída, c_0 e c_1 são coeficientes definidos pelo modelo. c_0 depende do coeficiente de fricção de Darcy (λ), do comprimento do bocal e do diâmetro hidráulico do bocal:

$$c_0 = \frac{\lambda L}{D_h} \quad (18)$$

Para canais circulares e de paredes lisas, λ é dado por:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \log Re_{bocal,in} - 1,64)^2} \quad (19)$$

Já a constante c_1 é função da razão entre o comprimento e o diâmetro do bocal; ver Tabela 11.

Tabela 11. Relação entre L_d/d_o e o coeficiente c_1 .

L_d/d_o	1	1,5	2	2,5	3	4	5
c_1	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0015	0,0010	0

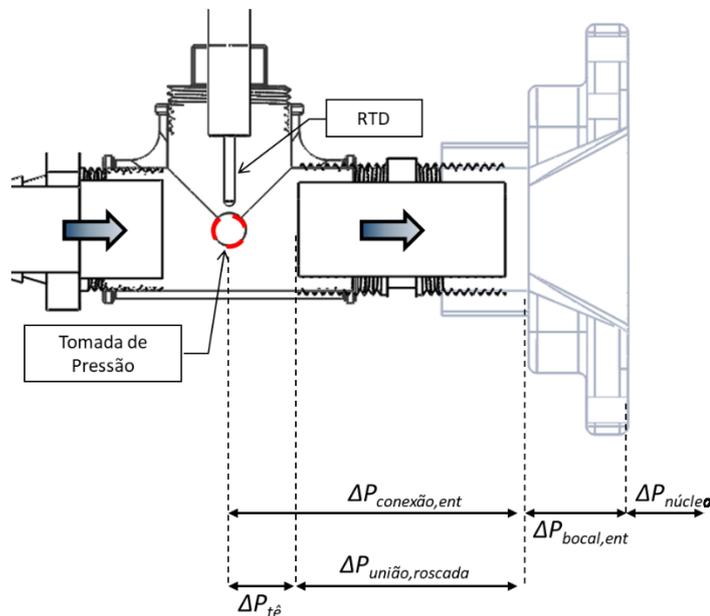
Fonte: Idel'chik e Ginevskiï (2007).

As regiões de entrada e de saída ($\Delta P_{\text{conexão,ent}}$ e $\Delta P_{\text{conexão,saída}}$), incluindo os medidores de temperatura por resistência (RTD) e as tomadas de pressão são especificadas na Figura 25. As perdas na região de entrada e saída ($\Delta P_{\text{conexão,ent}}$ e $\Delta P_{\text{conexão,saída}}$) podem ser decompostas em perdas na união roscada $\Delta P_{\text{união,roscada}}$ e na conexão tê, $\Delta P_{\text{tê}}$. Essas perdas podem ser obtidas através de:

$$\Delta P_{\text{conexão}} = \frac{\rho K_L w_f^2}{2} \quad (20)$$

onde K_L é um coeficiente que depende do tipo de conexão e w_f é a velocidade média do fluido.

Figura 25. Ilustração de conexões e subdivisão utilizada para cálculos de perdas de carga nas regiões de entrada e de saída do sistema de medição.



Fonte: Autor (2021).

A perda de carga devido às conexões ($\Delta P_{\text{união,roscada}}$ e $\Delta P_{\text{tê}}$) foi contabilizada de acordo com Çengel (2010), resultando em $K_L = 0,53$.

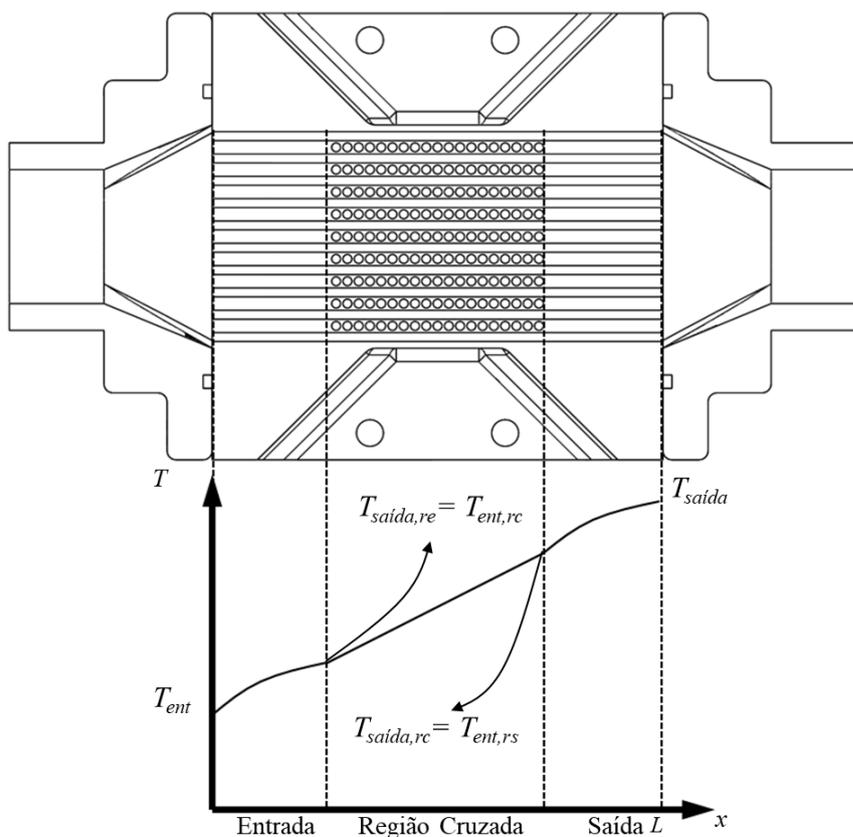
4.2 Modelo térmico

O modelo térmico para o protótipo de trocador de calor fabricado por meio de técnica SLM será apresentado a seguir. A modelagem é desmembrada em três regiões distintas: entrada (re), núcleo (rc; onde ocorre transferência de calor entre os ramais cruzados) e saída (rs); ver Figura 26.

Nas regiões de entrada e saída do protótipo, assume-se transferência de calor por convecção forçada interna: ainda não ocorre transferência de calor devido ao escoamento cruzado; ocorre apenas transferência de calor entre o fluido de entrada e a região metálica adjacente. Para a região do núcleo, será empregado o método ε -NUT para troca de calor entre os ramais cruzados.

Deste modo, as temperaturas de saída da região de entrada ($T_{saida,re}$) são utilizadas como dados iniciais na região cruzada ($T_{ent,rc}$). De forma similar, a temperatura de saída da área central ou cruzada ($T_{saida,rc}$) é a temperatura de entrada da região de saída ($T_{ent,rs}$); ver Figura 26.

Figura 26. Ilustração da vista frontal do protótipo de trocador de calor, assinalando regiões com distinta modelagem.



Fonte: Autor (2021).

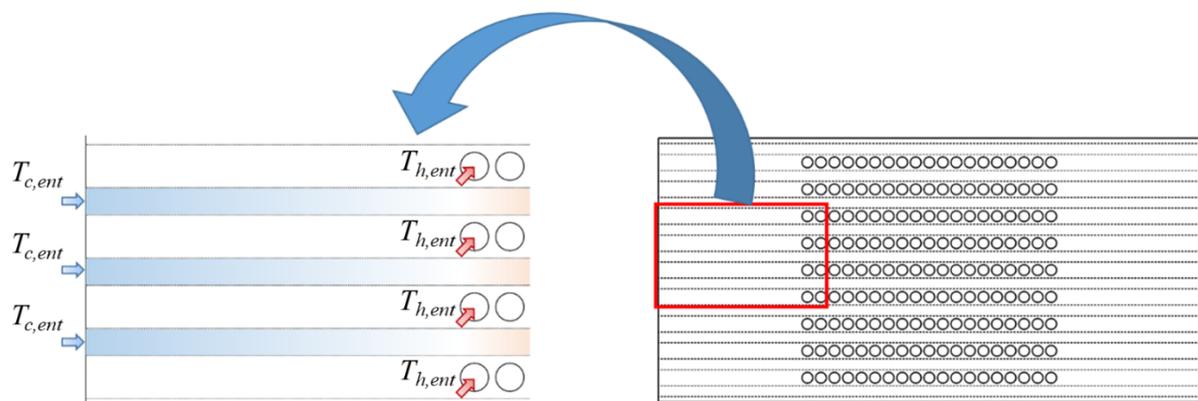
As hipóteses assumidas para a elaboração do modelo são listadas a seguir:

- As propriedades dos fluidos e do material são constantes;
- Os escoamentos são incompressíveis;
- O fluxo de calor por canal é constante;
- A radiação no interior dos canais é desprezada devido à ausência de temperaturas elevadas no protótipo;
- A convecção natural no interior dos canais é desprezada devido aos pequenos gradientes de temperaturas na seção transversal de um canal;
- Regime permanente;
- Diâmetro hidráulico e rugosidade constante ao longo dos canais.

3.2.1 Transferência de calor nas regiões de entrada e saída

Para as regiões de entrada e saída do trocador de calor, utilizou-se o conceito de troca de calor por convecção forçada interna em dutos, com temperatura de parede constante. Na Figura 27, a região de entrada do ramal frio é ilustrada.

Figura 27. Ilustração da região de entrada do ramal frio, assumindo-se convecção forçada interna com temperatura de parede constante.



Fonte: Autor (2021).

O modelo de cálculo é demonstrado em Incropera *et al.* (2006). A taxa de transferência de calor de ou para o fluido, \dot{Q} , é obtida através da equação da conservação de energia para escoamento unidimensional em regime permanente de um fluido em um tubo:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{saída} - T_{ent}) \quad (21)$$

onde T_{ent} e $T_{saída}$ são as temperaturas médias de entrada e saída do tubo, respectivamente. \dot{m} é a vazão mássica do fluido e c_p é o calor específico do fluido a pressão constante.

As condições de contorno na superfície podem ser aproximadas como: temperatura da parede constante ($T_s = \text{constante}$) ou fluxo de calor constante ($q = \text{constante}$). No presente trabalho, será utilizado o caso de temperatura de superfície constante.

De acordo com a lei de resfriamento de Newton, a taxa de transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{ave} = hA_s(T_s - T_m)_{ave} \quad (22)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor convectivo médio, A_s é a área da superfície do duto ($A_s = \pi DL$) e ΔT_{ave} é a diferença entre as temperaturas médias do fluido, T_m , e da superfície. No caso de T_s constante, ΔT_{ave} pode ser obtida como:

$$\begin{aligned} \Delta T_{ave} \approx \Delta T_m &= \frac{\Delta T_{ent} + \Delta T_{saída}}{2} = \frac{(T_s - T_{ent}) + (T_s - T_{saída})}{2} \\ &= T_s - \frac{T_{ent} + T_{saída}}{2} = T_s - T_b \end{aligned} \quad (23)$$

onde T_b é a média aritmética entre a temperatura de entrada e de saída do duto. No caso de um tubo de seção transversal constante, com temperatura de superfície constante e em regime permanente, T_m irá aumentar ao longo do comprimento do tubo de acordo com a Figura 28. O comportamento da temperatura do fluido em um volume de controle diferencial é obtido a partir das equações (21) e (22):

$$\dot{m}C_p dT_m = h(T_s - T_m)dA_s \quad (24)$$

onde dA_s é área de superfície diferencial, sendo dada pela multiplicação entre p (perímetro do tubo) e dx (comprimento diferencial). A equação acima pode ser reescrita como:

$$\frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = -\frac{hp}{\dot{m}C_p} dx \quad (25)$$

A integração do início ($x = 0$; $T_m = T_{ent}$) até o fim do tubo ($x = L$; $T_m = T_{saída}$) resulta em:

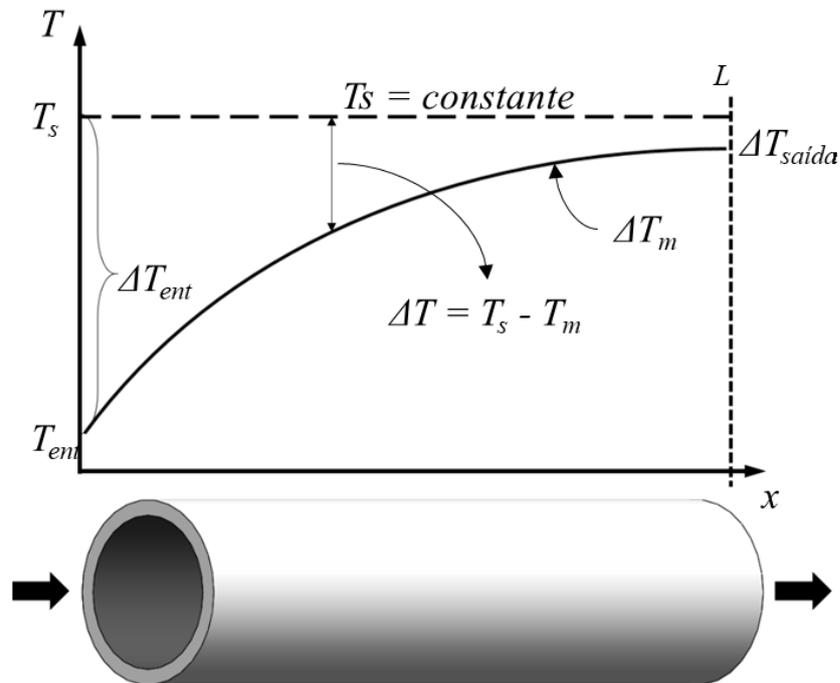
$$\ln \frac{T_s - T_{saída}}{T_s - T_{ent}} = -\frac{hA_s}{\dot{m}C_p} \quad (26)$$

Isolando $T_{saída}$, obtém-se a equação:

$$T_{saída} = T_s - (T_s - T_{ent})e^{-\frac{hA_s}{\dot{m}C_p}} \quad (27)$$

Na Figura 28, é apresentado o comportamento da temperatura do fluido ao longo do tubo.

Figura 28. Ilustração da temperatura média do fluido ao longo do tubo, assumindo temperatura de superfície constante como condição de contorno.



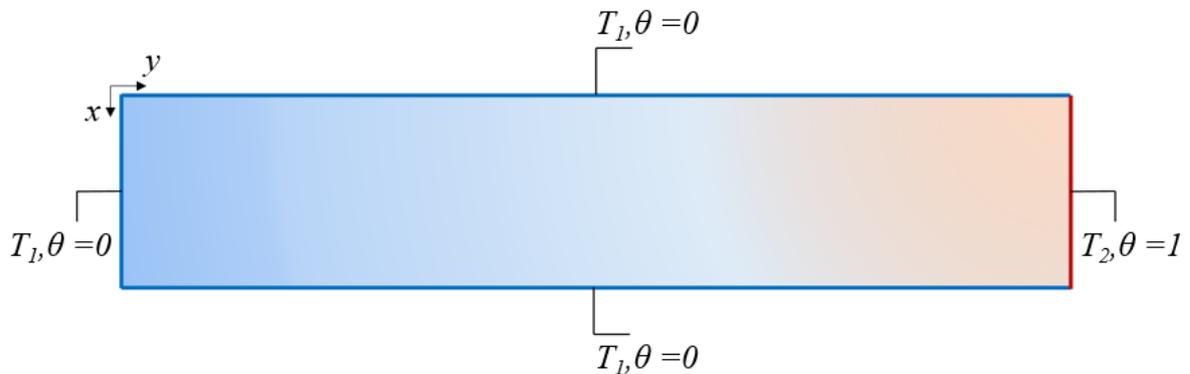
Fonte: Autor (2021).

Nota-se que a diferença entre as temperaturas do fluido e da superfície diminui de forma logarítmica ao longo do comprimento do canal. A magnitude do termo em exponencial, $-\frac{hA_s}{\dot{m}C_p}$, também conhecido como número de unidades de transferência (NUT), influencia na taxa de redução da diferença de temperatura. Quando $NUT > 5$, a temperatura de saída do fluido é praticamente igual à temperatura da superfície. No entanto, o único termo não conhecido na Eq. (27) é a temperatura de superfície (T_s). Deste modo, há a necessidade de estimar a sua magnitude.

3.2.2 Temperatura de Superfície das regiões de entrada e saída

De forma a estimar a temperatura de superfície do duto, adotou-se o método de condução de calor bidimensional em uma placa plana retangular. As condições de contorno são dadas da seguinte forma: três lados com mesma temperatura e um com temperatura distinta. As temperaturas em cada extremidade da placa plana retangular são mantidas constantes; vide ilustração abaixo.

Figura 29. Ilustração das condições de contorno da placa plana retangular com condução de calor bidimensional.



Fonte: Autor (2021).

A variável θ é introduzida como:

$$\theta = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} \quad (28)$$

A forma diferencial da equação da conservação de energia, para uma placa em regime permanente e desprezando gradientes de temperatura normais ao plano xy , é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \dot{q} = 0 \quad (29)$$

Assumindo-se material isotrópico, tem-se:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} = 0 \quad (30)$$

As duas condições de contorno utilizadas para a equação diferencial de segunda ordem são:

$$\begin{aligned}\theta(0, y) &= 0 \text{ e } \theta(x, 0) = 0 \\ \theta(L, y) &= 0 \text{ e } \theta(x, W) = 1\end{aligned}$$

onde x varia entre 0 e L , e y , entre 0 e W . Note que os valores de θ variam entre 0 e 1.

Por meio da técnica de separação de variáveis, assume-se que a solução é um produto entre duas funções dependentes de uma variável distinta:

$$\theta(x, y) = X(x) \cdot Y(y) \tag{31}$$

A substituição da equação (31) na equação (30) resulta em:

$$-\frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{Y} \frac{d^2 Y}{dy^2} \tag{32}$$

A igualdade entre os lados direito e esquerdo da equação é obtida se ambos forem iguais a uma mesma constante. Deste modo, introduzindo-se a constante μ^2 , tem-se:

$$\frac{d^2 X}{dx^2} + \mu^2 X = 0 \tag{33}$$

$$\frac{d^2 Y}{dy^2} - \mu^2 Y = 0 \tag{34}$$

O problema foi reduzido a duas equações diferenciais ordinárias. A solução geral para as equações (33) e (34) é:

$$X = C_1 \cos \mu x + C_2 \sin \mu x \tag{35}$$

$$Y = C_3 e^{-\mu y} + C_4 e^{\mu y} \tag{36}$$

A substituição das equações (32) e (33) na equação (31) resulta em:

$$\theta = (C_1 \cos \mu x + C_2 \sen \mu x)(C_3 e^{-\mu y} + C_4 e^{\mu y}) \quad (37)$$

Aplicando-se a primeira condição de contorno, $\theta(0, y) = 0$, encontra-se $C_1 = 0$. Para a condição $\theta(x, 0) = 0$, tem-se:

$$C_2 \sen \mu x (C_3 + C_4) = 0 \quad (38)$$

Nota-se que a equação é satisfeita, caso $C_3 = -C_4$. No caso de $\theta(L, y) = 0$, tem-se:

$$C_2 C_4 \sen \mu L (e^{\mu y} - e^{-\mu y}) = 0 \quad (39)$$

Para que haja soluções satisfatórias, μ deve assumir valores discretos, sendo $\sen \mu L = 0$. Dessa forma, tem-se:

$$\mu = \frac{n\pi}{L}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (40)$$

A partir das soluções acima, é possível reescrever a equação (34) como:

$$\theta(x, y) = C_n \sen \frac{n\pi x}{L} \sinh \frac{n\pi y}{L} \quad (41)$$

Note que $(e^{\frac{n\pi y}{L}} - e^{-\frac{n\pi y}{L}}) = 2 \sinh \frac{n\pi y}{L}$, e que esta solução já satisfaz a equação diferencial e as condições de contorno. Note ainda que o problema é linear, e uma solução geral pode ser obtida na forma de superposição:

$$\theta(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \sen \frac{n\pi x}{L} \sinh \frac{n\pi y}{L} \quad (42)$$

A determinação de C_n é obtida com a condição de contorno $\theta(x, W) = 1$ e a partir de expansões de séries infinitas de funções ortogonais. Infinitas séries $g_1(x), g_2(x), g_3(x), \dots, g_n(x)$ são ditas ortogonais no domínio $a \leq x \leq b$ caso:

$$\int_a^b g_m(x)g_n(x)dx = 0, m \neq n \quad (43)$$

As funções trigonométricas $\text{sen} \frac{n\pi x}{L}$ e $\text{cos} \frac{n\pi x}{L}$ para $0 \leq x \leq L$ podem ser consideradas ortogonais. Deste modo, qualquer função $f(x)$ pode ser representada em termos de uma série infinita de funções ortogonais:

$$f(x) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n g_n(x) \quad (44)$$

Multiplicando-se ambos os lados da equação (41) por $g_m(x)$ e realizando-se a integração no intervalo $[a, b]$, tem-se:

$$\int_a^b f(x)g_m(x)dx = \int_a^b g_m(x) \sum_{n=1}^{\infty} A_n g_n(x) dx \quad (45)$$

Relacionando a Eq. (45) à equação (43), tem-se:

$$\int_a^b f(x)g_m(x)dx = A_m \int_a^b g_m^2(x)dx \quad (46)$$

onde A_m (ou A_n) é dada por:

$$A_n = \frac{\int_a^b f(x)g_n(x)dx}{\int_a^b g_n^2(x)dx} \quad (47)$$

Propondo a função ortogonal $g_n(x) = \text{sen} \frac{n\pi x}{L}$ e assumindo $f(x) = 1$, é possível resolver a condição de contorno $\theta(x, W) = 1$ com o auxílio das propriedades de funções ortogonais. Dessa forma, a equação acima pode ser reescrita como:

$$A_n = \frac{\int_0^L \text{sen} \frac{n\pi x}{L} dx}{\int_0^L \text{sen}^2 \frac{n\pi x}{L} dx} = \frac{2(-1)^{n+1} + 1}{\pi n} \quad (48)$$

Substituição de A_n e $g_n(x)$ na Eq. (44) resulta em:

$$1 = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(-1)^{n+1} + 1}{\pi n} \text{sen} \frac{n\pi x}{L} \quad (49)$$

Por meio das equações (42) e (46) e utilizando uma série de Fourier, obtém-se C_n :

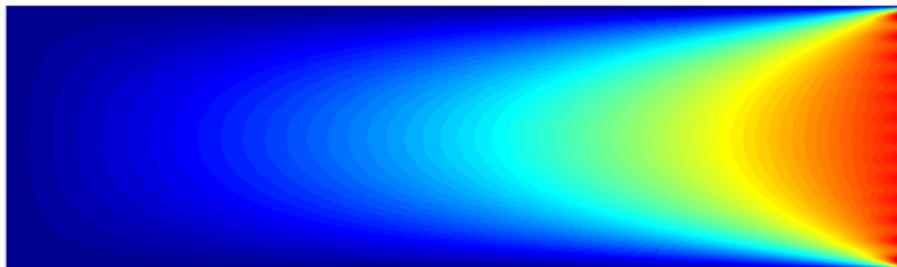
$$C_n = \frac{2[(-1)^{n+1} + 1]}{n\pi \text{senh} \frac{n\pi W}{L}}, \text{ onde } n = 1, 2, 3, \dots \quad (50)$$

A solução final é obtida após substituição de C_n na Eq. (42):

$$\theta(x, y) = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1} + 1}{n} \text{sen} \frac{n\pi x}{L} \frac{\text{senh} \frac{n\pi y}{L}}{\text{senh} \frac{n\pi W}{L}} \quad (51)$$

Na Figura 30, é apresentado o campo de temperatura bidimensional de uma placa retangular.

Figura 30. Campo de temperatura bidimensional de uma placa retangular.



Fonte: Autor (2021).

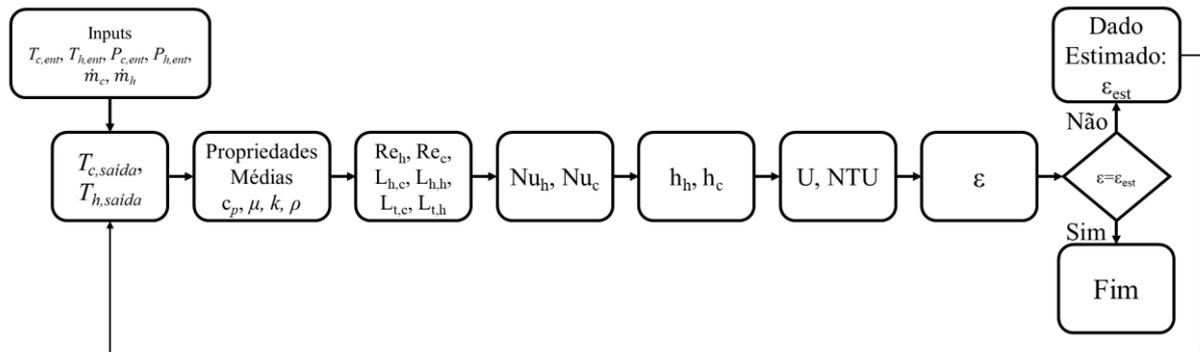
Com a solução do campo de temperatura da placa plana, é possível obter um valor representativo da temperatura de superfície (T_s) de forma a permitir solução ao modelo

apresentado na seção 3.2.1. Assim, para as regiões de entrada, adota-se como condição de contorno para $\theta = 0$ a temperatura de entrada do próprio ramal. Para a condição de contorno $\theta = 1$; adota-se a temperatura de entrada do ramal oposto. Nas regiões de saída e para $\theta = 0$, adota-se a temperatura de saída da região cruzada do ramal em questão, e para $\theta = 1$, a temperatura de saída da região cruzada do outro ramal.

3.2.2. Transferência de calor na região cruzada

Para a região do núcleo, onde o arranjo de escoamentos das correntes fria e quente é do tipo cruzado, é empregado o método ε -NUT para as estimativas da temperatura de saída, efetividade e taxa global de transferência de calor; ver Figura 31.

Figura 31. Fluxograma do algoritmo implementado para determinação da taxa de transferência de calor na região de fluxo cruzado.



Fonte: Autor (2021).

Os dados de entrada são: vazões mássicas, pressões e temperaturas de entrada. Um valor de efetividade é fornecido (ε_{est}) para permitir o cálculo das temperaturas de saída em cada ramal:

$$T_{c,saida} = T_{c,ent} + \varepsilon \frac{C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})}{C_c} \quad (52)$$

$$T_{h,saida} = T_{c,ent} - \varepsilon \frac{C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})}{C_h} \quad (53)$$

onde C_{min} é a capacidade térmica mínima e os subscritos c e h representam as correntes fria e quente, respectivamente.

Os valores médios das propriedades dos fluidos (c_p , μ , k , ρ) são obtidos por meio da média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída. Posteriormente, calculam-se os comprimentos de entrada térmicos ($L_{t,c}$ e $L_{t,h}$) e hidrodinâmicos ($L_{h,c}$ e $L_{h,h}$), além do número de Reynolds (Re) para cada ramal baseado no diâmetro hidráulico e na velocidade média:

$$Re = \frac{\rho w D_h}{\mu} \quad (54)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, w a velocidade média do fluido, D_h o diâmetro hidráulico e μ a viscosidade dinâmica. Se Número de Reynolds for menor que 2300, o comprimento de entrada térmico pode ser obtido como Incropera *et al.* (2006):

$$L_t = 0,05 Re D_h Pr \quad (55)$$

onde Pr é o número de Prandtl.

No presente estudo, a região em desenvolvimento será desprezada para os regimes turbulentos, pois o comprimento dos canais é muito superior aos valores dos comprimentos de entrada térmico e hidrodinâmico. Com as definições do regime de escoamento, é possível obter o número de Nusselt, Nu , através das correlações resumidas na Tabela 12.

Com o número de Nusselt, o diâmetro hidráulico D_h e a condutividade térmica do fluido (k_f), calcula-se o coeficiente convectivo de transferência de calor (h) de cada ramal:

$$h = \frac{Nu k_f}{D_h} \quad (56)$$

A resistência total à transferência de calor é dada pela soma das resistências de convecção no lado quente, de condução através das paredes metálicas, de convecção no lado frio e das parcelas de incrustação; ver Figura 32. As parcelas de incrustação serão desconsideradas, pois se trata de um trocador de calor novo. A resistência total, R_{tot} , é obtida como:

$$R_{tot} = \frac{1}{(\eta_0 h A_{tot})_c} + \frac{t}{k_w A_w} + \frac{1}{(\eta_0 h A_{tot})_h} \quad (57)$$

onde A_{tot} é a área total de transferência de calor, A_w a área da parede, k_w a condutividade térmica do material e η_0 a eficiência global de superfície.

Tabela 12. Correlações utilizadas para obtenção do número de Nusselt.

Regime de escoamento		Correlações de Número de Nusselt	Referência
Re < 1800	Completamente Desenvolvido	$Nu = 4,364$ (58)	HESSELGREAVE S; RICHARD; DAVID (2016)
	Completamente desenvolvido hidrodinamicament e e em desenvolvimento térmico	$Nu = 1,953 \left(\frac{1}{L_t}\right)^{1/3}$ (59) Válido para: $L_t \leq 0,03$ $Nu = 4,364 + 0,0722 \left(\frac{1}{L_t}\right)$ (60) Válido para: $L_t \geq 0,03$	SHAH; LONDON (1978)
	Em desenvolvimento térmico e hidrodinâmico	$Nu = \left[4,354^3 + 0,6^3 + \left(1,953^3 \sqrt{Pr Re(D/L)} - 0,6\right)^3 + 0,924^3 \sqrt[3]{Pr^2 \sqrt{Re(D/L)}}\right]^{1/3}$ (61)	GNIELINSKI (2010)
1800 < Re < 4000	Completamente Desenvolvido	$Nu = [(Nu_{lam})^6 + (Nu_{turb})^6]^{1/6}$ (62) onde, $Nu_{lam} = 4,364 + \frac{0,086(1/L_t)^{1,33}}{1 + 0,1Pr(ReD_h/L)^{0,83}}$ (63)	MORTEAN (2017) STEPHAN; PREUSSER (1979)
Re > 4000	Completamente Desenvolvido	$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (64) onde, $f = \frac{1}{4}(1,8 \log Re - 1,5)^{-2}$ (65)	INCROPERA <i>et al.</i> (2006) KONAKOV (1946)

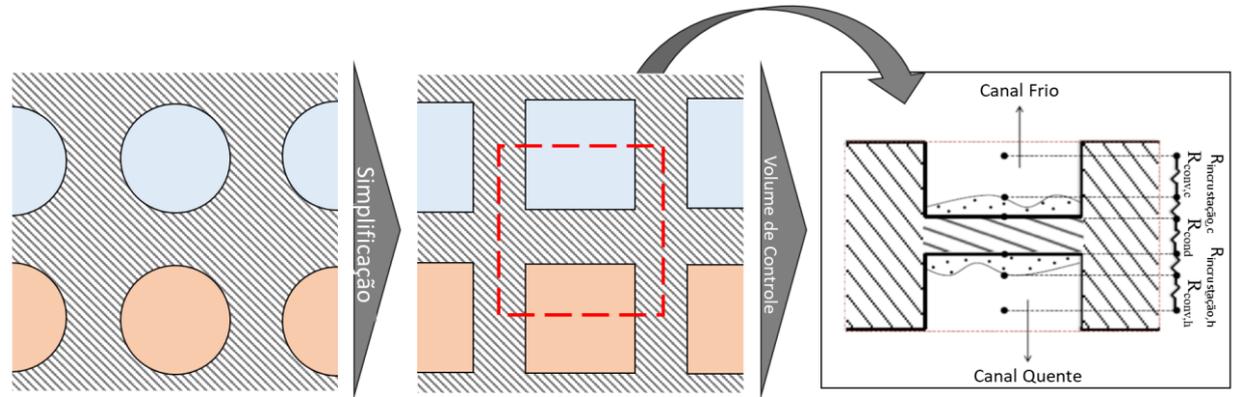
Fonte: Autor (2021).

A aproximação da superfície da parede com a geometria de uma aleta pode ser utilizada no cálculo da eficiência global de superfície:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{aleta,VC}}{A_{tot,VC}} (1 - \eta_a) \quad (66)$$

onde $A_{aleta,VC}$ é a área de transferência de calor das aletas no volume de controle ilustrado na Figura 32, $A_{tot,VC}$ a área total de transferência de calor no volume de controle e η_a a eficiência da aleta.

Figura 32. Ilustração da simplificação geométrica utilizada para implementação dos cálculos referentes à aleta. Simplificação do volume de controle (imagens à esquerda e ao centro); ilustração das resistências à transferência de calor (imagem à direita).



Fonte: Autor (2021).

Os canais circulares foram simplificados com geometria quadrada (ver imagens à esquerda e ao centro da Figura 32), como forma de facilitar cálculos referentes às aletas. Hein e Morteau (2021) utilizaram a simplificação exposta, resultando em erro médio da taxa de transferência de calor igual a 3,5% para um trocador de calor compacto fabricado com polímeros. As áreas $A_{aleta,VC}$ e $A_{tot,VC}$ são obtidas através de:

$$A_{aleta,VC} = D_h L_t / 2 \quad (67)$$

$$A_{tot,VC} = D_h \pi L_t / 2 \quad (68)$$

A eficiência de aleta retangular é obtida como:

$$\eta_a = \frac{\tanh(m D_h / 2)}{m D_h / 2} \quad (69)$$

$$m = \sqrt{\frac{hJ}{k_w A_{St}}} \quad (70)$$

onde J é o perímetro da seção transversal da aleta e A_{St} é a área da seção transversal da aleta.

A resistência à condução de calor, R_w , é função da espessura (t) e da área de parede do canal (A_w):

$$R_w = \frac{t}{k_w A_w} \quad (71)$$

A partir do cálculo de todas as resistências, obtém-se o coeficiente global de transferência de calor (U) a partir de:

$$\frac{1}{UA_{tot}} = R_{tot} \quad (72)$$

Em seguida, emprega-se o método ε -NUT para obtenção do Número de Unidades de Transferências (NUT):

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (73)$$

e para calcular novo valor da efetividade. A efetividade (ε) em escoamento cruzado e fluidos não misturados pode ser obtida como:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{1}{C_r} (NUT)^{0,22} \{ \exp[-C_r (NUT)^{0,78}] - 1 \} \right] \quad (74)$$

onde C_r é a razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima.

Com a nova efetividade, é feita a comparação com o valor inicialmente fornecido. Se o erro for superior a 1%, uma nova iteração é realizada (ver Figura 31). O processo iterativo ocorrerá até que o erro seja inferior à referência citada.

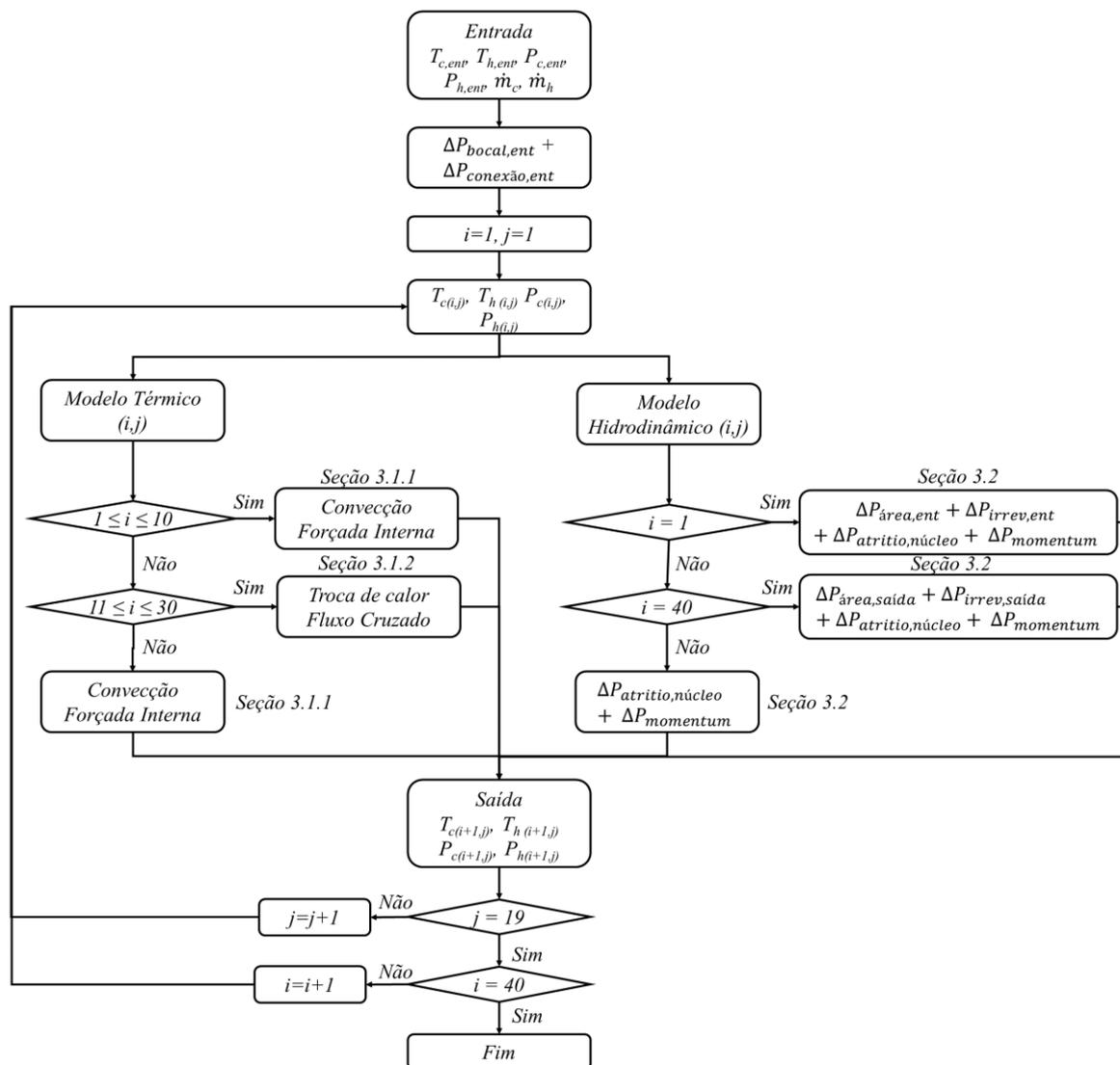
Ao fim do processo iterativo, é calculada a taxa de transferência de calor:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (75)$$

4.3 Modelo Discretizado

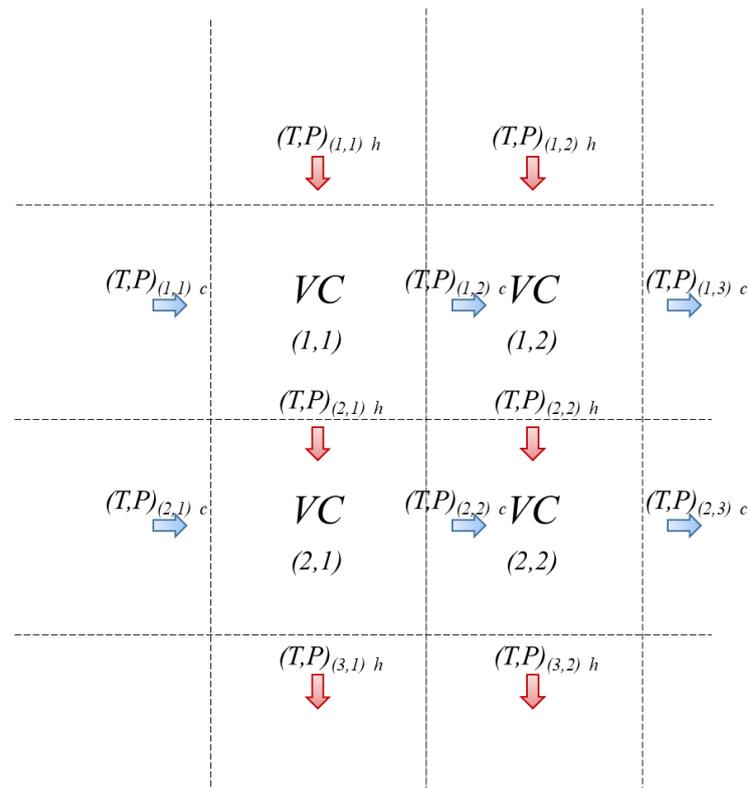
Nesta seção será apresentado o modelo teórico para determinação da pressão e temperatura locais no protótipo de trocador de calor fabricado por meio da técnica SLM. O funcionamento do modelo é explicado com o auxílio de um fluxograma conforme apresentado na Figura 33. De forma a obter informações detalhadas no domínio do protótipo, o trocador de calor foi subdividido em pequenas regiões. Em cada região ou volume de controle discretizado (VC), haverá o cálculo da pressão e temperatura média local. A pressão e a temperatura de saída de cada volume de controle servirão como entradas para o VC subsequente; ver Figura 34.

Figura 33. Fluxograma do funcionamento do algoritmo para obtenção dos campos de temperatura e pressão no domínio do protótipo.



Fonte: Autor (2021).

Figura 34. Demonstração da obtenção de temperaturas e pressões locais em volumes de controle subsequentes.

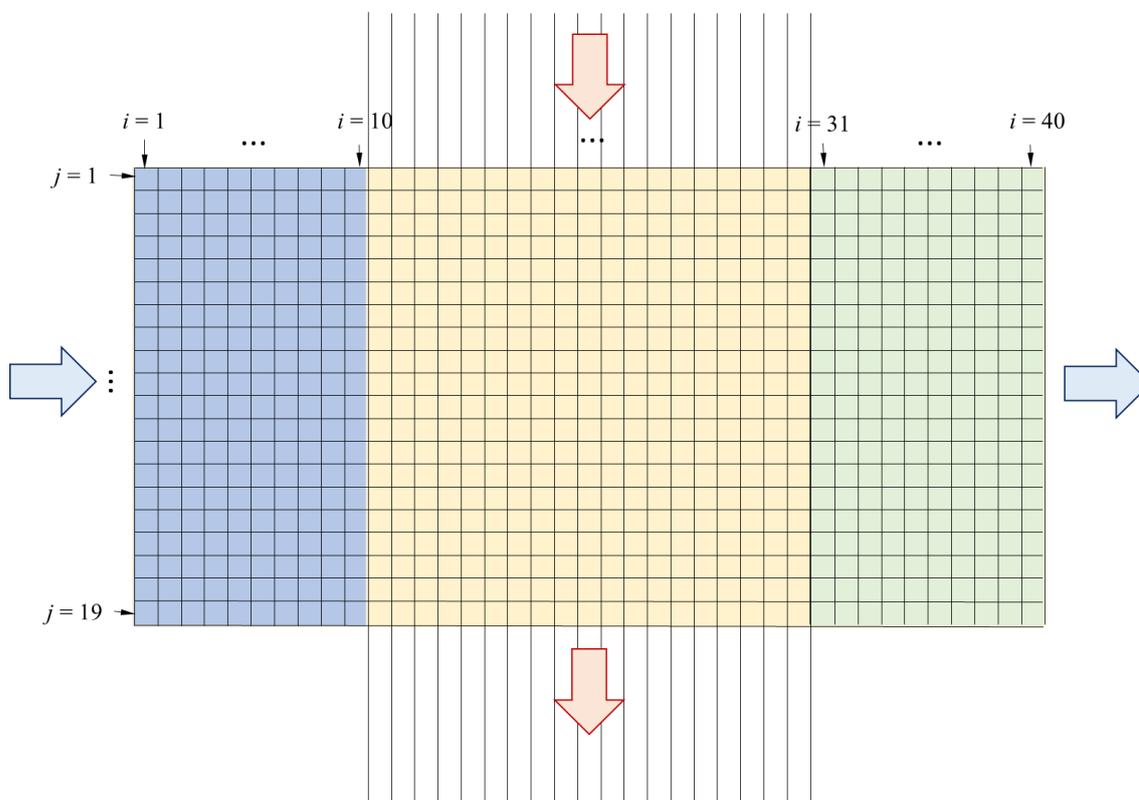


Fonte: Autor (2021).

Conforme o fluxograma da Figura 33, considera-se, inicialmente, a variação de pressão estática devido à presença do bocal e dos elementos de entrada. Posteriormente, a análise térmica e hidrodinâmica é realizada no primeiro volume de controle de cada canal. Em seguida, com os dados de temperatura e pressão de saída dos primeiros VCs, são calculados os resultados para o segundo volume de controle de cada canal e, assim, por diante. Cada volume de controle possui a mesma dimensão. Foi assumido que os campos de temperaturas e pressões entre as camadas não são distintos, assumindo a hipótese de uniformidade das vazões nos canais. Desta forma, trata-se de um modelo de duas dimensões para caso térmico e hidrodinâmico.

Na Figura 35, são apresentadas as regiões de entrada (azul) e saída (verde), que possuem 10 VCs por ramal, enquanto a região central (amarelo) possui 19 VCs. Cada sub-região (entrada, núcleo e saída) tem seu próprio modelo termo-hidráulico. O tamanho dos VCs foi definido pelas iterações no fluxo cruzado.

Figura 35. Ilustração dos volumes de controle utilizados para uma camada do ramal frio, representados pelos índices i e j . As regiões coloridas indicam as áreas térmicas de entrada (azul), central (amarelo) e de saída (verde).

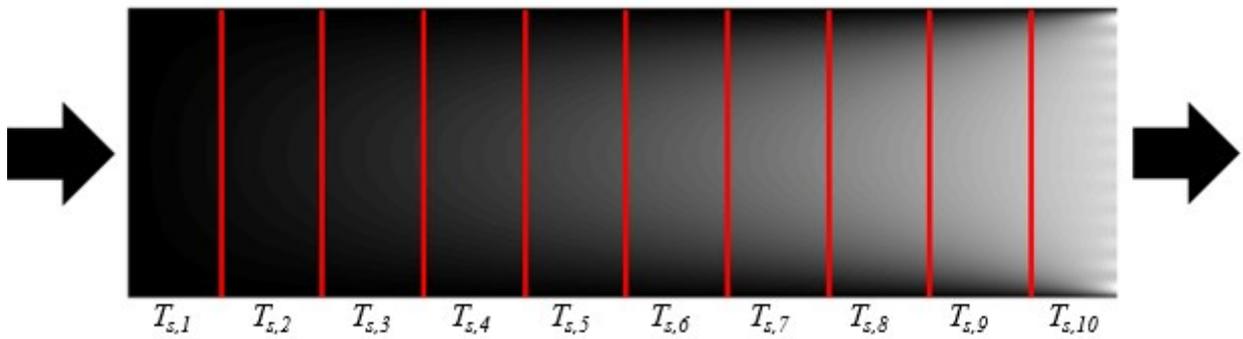


Fonte: Autor (2021).

No modelo hidrodinâmico e no primeiro VC, utiliza-se a formulação referente à variação de pressão estática conforme os efeitos dos elementos e do bocal de entrada (ver seção 3.1). Nos demais volumes de controle, apenas as variações de pressão estática em decorrência do atrito e da variação de quantidade de movimento no núcleo são contabilizadas. No último VC ($i = 40$), a pressão estática varia conforme os efeitos dos elementos e do bocal de saída.

Com relação ao modelo térmico, o campo de temperatura na entrada e na saída do protótipo foi estimado conforme seção 3.2.1. Essa região foi dividida em 10 VCs; ver Figura 36. A temperatura de superfície (T_s) em cada VC foi obtida a partir da média das temperaturas da placa plana em cada VC considerado. A temperatura média da superfície da parede é obtida com auxílio da Eq. (51), enquanto que a temperatura de saída do VC é dada pela Eq (27). Na região central ou núcleo, o modelo térmico para cada VC segue a modelagem discutida na seção 3.2.3.

Figura 36. Ilustração do procedimento para cálculo da temperatura de superfície em cada VC discretizado ao longo das regiões de entrada e de saída.

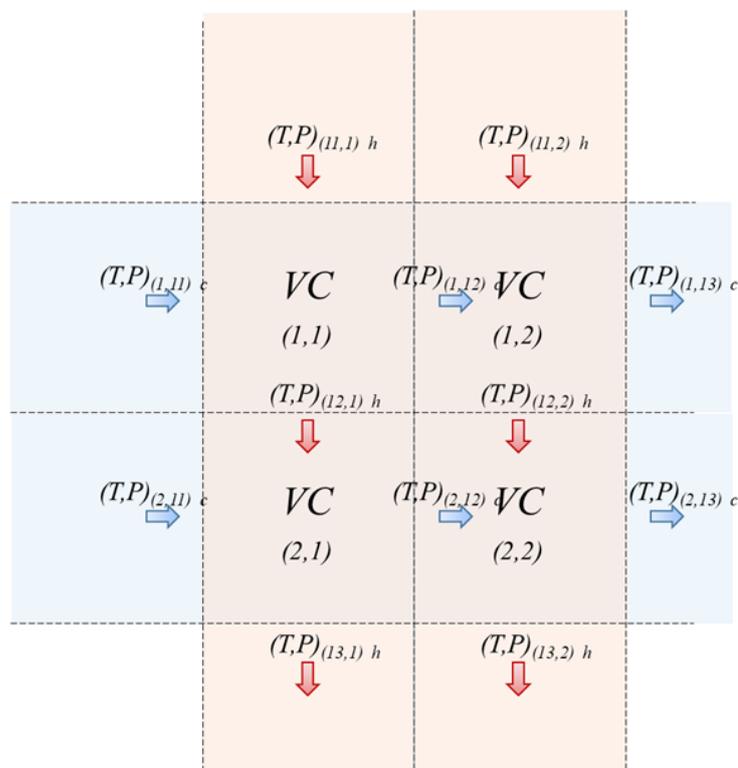


Fonte: Autor (2021).

O núcleo do protótipo contém um total de 6859 VCs, sendo 3610 no ramal frio (10 camadas) e 3249 no quente (9 camadas). Cada camada contém 19 canais, e 19 VCs por canal. Em cada volume de controle, ocorrem iterações de acordo com o fluxograma apresentado na Figura 31.

Conforme apresentado na Figura 26 da seção 4.2, a temperatura de saída da região de entrada ($T_{saida,re}$) é utilizada como temperatura de entrada na região de fluxo cruzado ($T_{ent,rc}$). Na Figura 37, é apresentada a ilustração dos volumes de controle no início da região de fluxo cruzado de ambos os ramais. Em todos os volumes de controle, a vazão mássica é igual: assumem-se as hipóteses de regime permanente e ausência de distribuição irregular de vazões por canal. A distribuição irregular de vazões é popularmente conhecida como má-distribuição.

Figura 37. Ilustração dos volumes de controle no início da região de fluxo cruzado de ambos os ramais.



Fonte: Autor (2021).

O procedimento do modelo discretizado é finalizado quando as soluções de todos dos volumes de controle são obtidas.

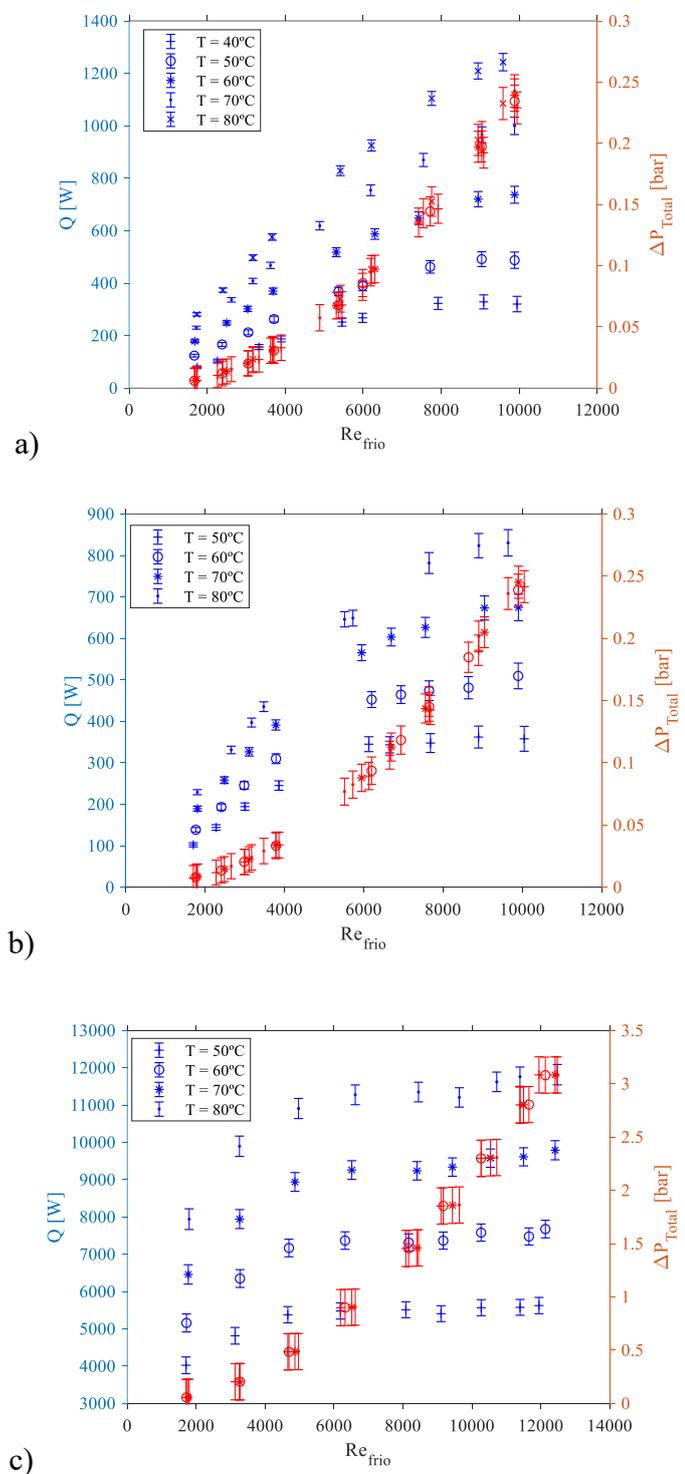
5 RESULTADOS

Os resultados são apresentados a seguir. Inicialmente, são apresentados os efeitos do número de Reynolds na taxa de transferência de calor e na perda de carga experimental. Em seguida, os resultados experimentais térmicos e hidrodinâmicos são comparados aos resultados obtidos por modelagem, com ênfase na evolução da pressão estática ao longo dos pontos de medição. Os resultados do modelo discretizado são apresentados na sequência. Por fim, são investigados os efeitos da condutividade térmica, do diâmetro hidráulico e da rugosidade dos canais no desempenho térmico do protótipo, além da comparação com permutadores encontrados na literatura. No Apêndice II, são demonstrados os cálculos das incertezas experimentais para a taxa de transferência de calor e o coeficiente global de transferência de calor. Nos Apêndices IV e V, são apresentados todos os dados experimentais e resultados teóricos utilizados nesse capítulo.

5.1 Resultados Experimentais

Nesta seção, são apresentados os resultados experimentais referentes às configurações água/ar, óleo/ar e água/água. Na Figura 38, são apresentados os resultados de taxa de transferência de calor, Q , e perda de carga, ΔP , em função do número de Reynolds, Re , do ramal frio para todos os testes. A temperatura de entrada do fluido quente varia entre 40 e 80°C na configuração água/ar e entre 50 e 80°C nas configurações óleo/ar e água/água. As barras de incerteza são apresentadas em um intervalo de confiança de 95%.

Figura 38. Efeito do número de Reynolds do ramal frio no comportamento da taxa de transferência de calor e perda de carga para as configurações (a) Ar/ água; (b) Ar/óleo e (c) Água/água.



Fonte: Autor (2021).

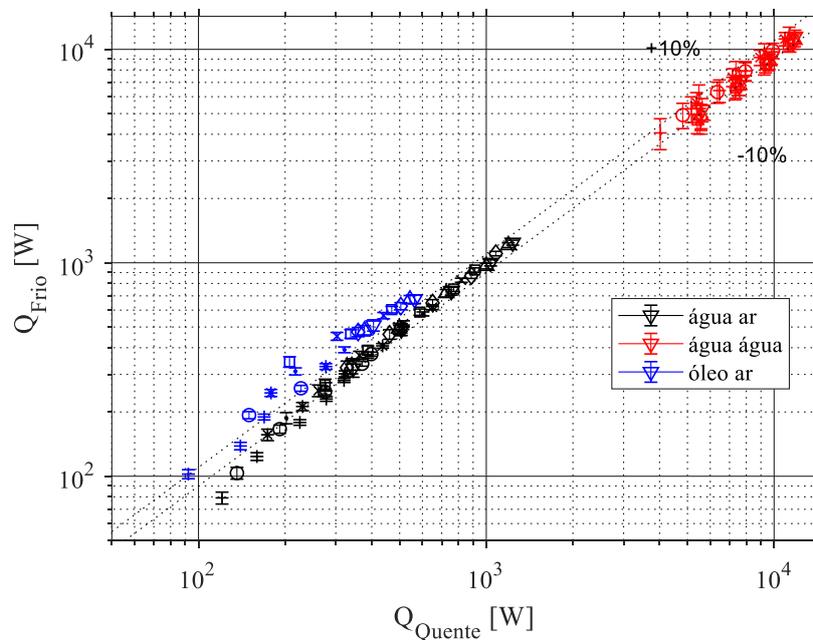
Nota-se o típico comportamento da perda de carga, diretamente proporcional ao quadrado da velocidade (neste caso avaliado como número de Reynolds); ver equações

relacionadas ao modelo hidrodinâmico (seção 4.1). Nota-se também que a taxa de transferência de calor aumenta com o aumento do número de Reynolds e com o aumento de temperatura do ramal quente. Contudo, observa-se que, para número de Reynolds maior que 6000, a taxa tende a ficar constante. A última observação está relacionada a limitações dos aparatos experimentais, explicado a seguir.

Em todos os casos é possível perceber que ocorrem platôs após o número de Reynolds de 6000. Nas configurações água/ar e óleo/ar, Figura 38 a) e b), esse fenômeno ocorre devido ao aumento da temperatura de entrada do ar comprimido de um teste para o outro, gerado por insuficiência de armazenamento de ar no compressor. Na configuração água/água, Figura 38 c), há limitações devido à potência instalada do LAUDA (1200 W) ser menor que a taxa de transferência de calor no permutador, acarretando na diminuição da temperatura de entrada no ramal quente.

Na Figura 39, são comparadas as taxas de transferência de calor dos ramais quente e frio para todas as configurações testadas (água/ar, óleo/ar, e água/água). As barras de incerteza são apresentadas em um intervalo de confiança de 95%.

Figura 39. Comparação entre as taxas de transferência de calor nos ramais quente e frio.



Fonte: Autor (2021).

Para o caso da configuração água/ar, há boa correspondência entre os valores de Q para ambos os ramais, exceto na faixa onde Q é menor que 200W. Nessa faixa, a diferença entre

Q_{Frio} e Q_{Quente} decorre da incerteza obtida para o cálculo da diferença de temperatura entre a entrada e a saída da água. Como exemplo, pode-se citar o teste no qual a vazão é mínima e $T_{h,ent} = 60^{\circ}\text{C}$. Nesse caso, o valor de ΔT_c é igual a $0,2^{\circ}\text{C}$. Como a incerteza experimental do RTD é igual a $0,1^{\circ}\text{C}$, a incerteza para o cálculo de ΔT_c é aproximadamente $0,14^{\circ}\text{C}$.

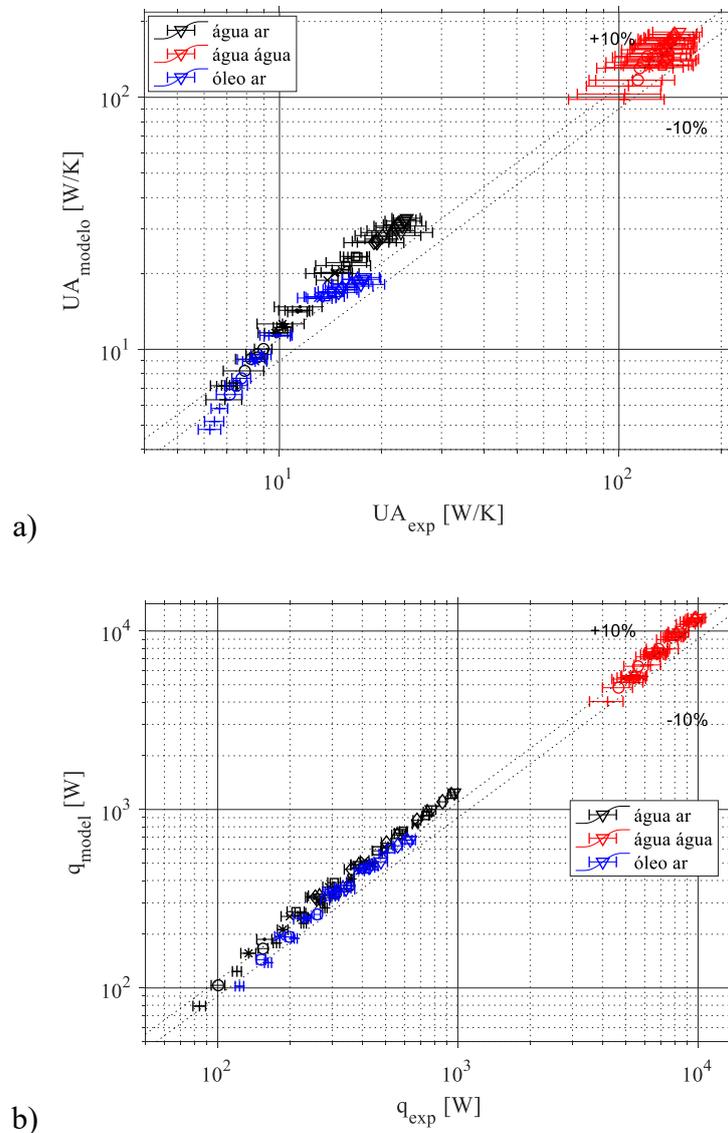
Para o caso da configuração óleo/ar, há boa correspondência entre os valores de Q para ambos os ramais em toda a faixa medida. Contudo, observa-se uma tendência sistemática para maiores valores para Q_{Frio} . Essa diferença pode ser explicada pelo método de medição da vazão mássica do óleo, feita de maneira indireta e, por isso, apresentando maiores erros para calcular Q_{Quente} . Para o caso da configuração água/água, os valores de Q_{Frio} e Q_{Quente} estão dentro da faixa de $\pm 10\%$.

Com o intuito de seleção de dados para comparação com o modelo teórico térmico, foram classificados os resultados experimentais com menores incertezas de medição. Nos casos das configurações óleo/ar e água/ar, o ramal frio (ar) foi empregado para comparações futuras. Enquanto que o ramal quente no arranjo água/água foi utilizado.

5.1.1 Resultados Térmicos

Nessa seção, os resultados experimentais são comparados aos obtidos a partir do modelo térmico para todas as configurações. Na Figura 40, são apresentados os resultados para coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca, UA , e a taxa de transferência de calor, Q . Linhas pontilhadas delimitam a faixa de erro em $\pm 10\%$.

Figura 40. Comparação entre os resultados obtidos por modelo e através de experimentos: a) coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca e b) a taxa de transferência de calor.



Fonte: Autor (2021).

Maiores valores de Q e UA são obtidas para o caso água/água devido às menores resistências térmicas para essa configuração. Há uma tendência dos valores obtidos através do modelo serem maiores que os valores experimentais. Essa constatação é mais facilmente observada na figura a) em virtude da menor escala, já que $Q \sim U$.

Na Tabela 13, é apresentada a diferença entre os resultados experimental e analítico para Q , em função do número de Reynolds do lado frio.

Tabela 13. Diferença absoluta entre os resultados experimental e analítico para Q , em função do número de Reynolds do lado frio.

Configuração	Refrío									
	1739	2445	3109	3722	5618	6320	7653	8943	9854	Média
Água/Ar	2%	6%	14%	18%	26%	27%	28%	27%	26%	19%
Óleo/Ar	11%	4%	7%	11%	16%	14%	12%	11%	8%	10%
	1748	3230	4797	6411	8278	9338	10451	11490	12247	
Água/Água	4%	11%	16%	16%	15%	14%	16%	16%	16%	14%

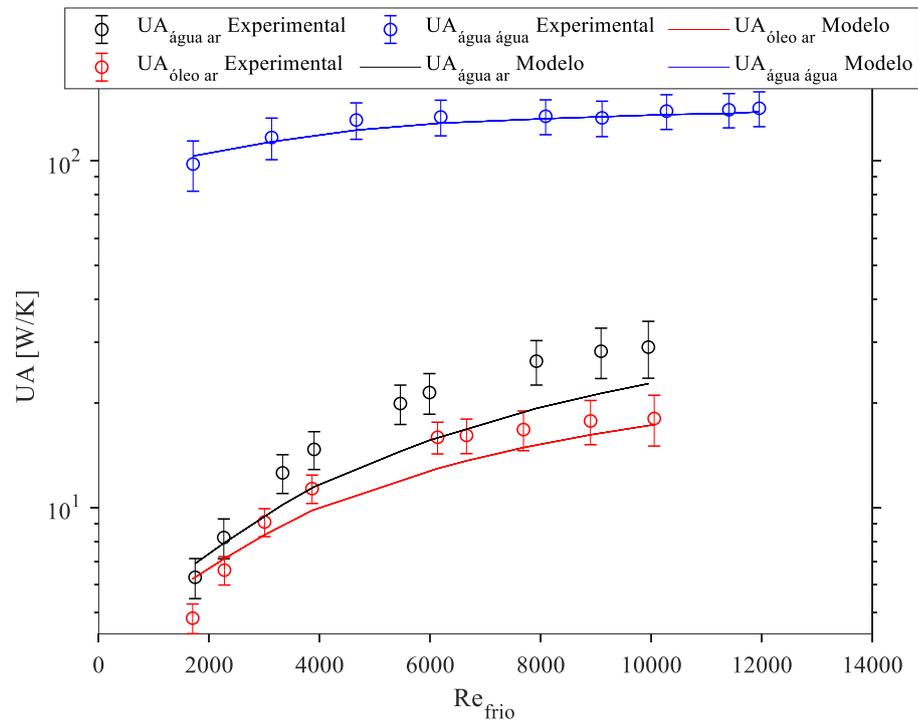
Fonte: Autor (2021).

Para a configuração água/ar no regime laminar, o erro é de 2%. O erro aumenta com o aumento do número de Reynolds. Quando o regime é de transição, o erro é da ordem de 6%, quando o regime é turbulento, o erro varia entre 14 e 28%. No caso da configuração óleo/ar, o modelo obteve erro médio próximo a 10%. Contudo, na região de transição, o erro foi igual a 4%. Para o arranjo água/água, erros baixos são obtidos no regime laminar e de transição. Quando o regime é turbulento, o erro fica próximo a 15%.

As diferenças podem estar atreladas a incertezas de medição ou ainda relacionadas à geometria simplificada do modelo: os canais reais do trocador apresentam variações de diâmetro, aspectos geométricos que influenciam os cálculos do número de Reynolds e Nusselt, e conseqüentemente, o resultado do modelo. Além disso, a rugosidade estimada para o interior do canal foi baseada na rugosidade medida na superfície do trocador. Adicionalmente, a diferença pode ser associada com a hipótese de distribuição de vazão uniforme nos canais. Ranganayakulu *et al.* (1996) mostraram que a má-distribuição de vazões pode gerar resultados adversos e reduzir o desempenho térmico (BAEK; LEE; JEONG, 2014; LUO *et al.*, 2008).

Na Figura 41, é apresentado o coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de transferência, UA , em função do número de Reynolds do ramal frio para o teste com $T_{h,ent}$ igual a 60 °C. Note que as variações de UA nos experimentos são bem reproduzidas pelo modelo analítico.

Figura 41. Comparação entre os resultados experimentais e analíticos do coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de transferência, UA . $T_{h,ent} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

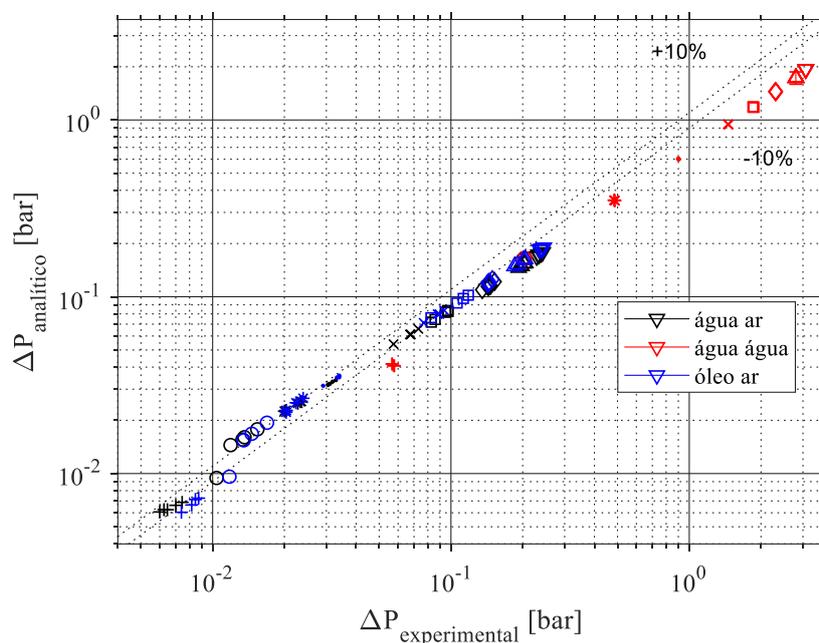


Fonte: Autor (2021).

5.1.2 Resultados Hidrodinâmicos

Os resultados de perda de carga obtidos por modelo são comparados aos obtidos através de experimentos em todas as configurações de testes na Figura 42. Na Tabela 14, é apresentado o erro relativo da perda de carga, em função do número de Reynolds do ramal frio. Ressalta-se que os valores apresentados são referentes apenas ao ramal frio, uma vez que a vazão é mantida constante no ramal quente.

Figura 42. Comparação entre os resultados obtidos por modelo e a partir de experimentos para a perda de carga em todas as configurações de testes.



Fonte: Autor (2021).

Tabela 14. Erro relativo entre os resultados obtidos por modelo e experimentos para a perda de carga, em função do número de Reynolds do ramal frio.

Configuração	1739	2445	3109	3722	5618	6320	7653	8943	9854	Média
Água / Ar	4%	16%	10%	4%	9%	14%	20%	24%	26%	14%
Óleo / Ar	19%	16%	14%	10%	14%	16%	20%	23%	25%	17%
	1748	3230	4797	6411	8278	9338	10451	11490	12247	
Água / Água	23%	18%	24%	27%	30%	32%	34%	35%	35%	29%

Fonte: Autor (2021).

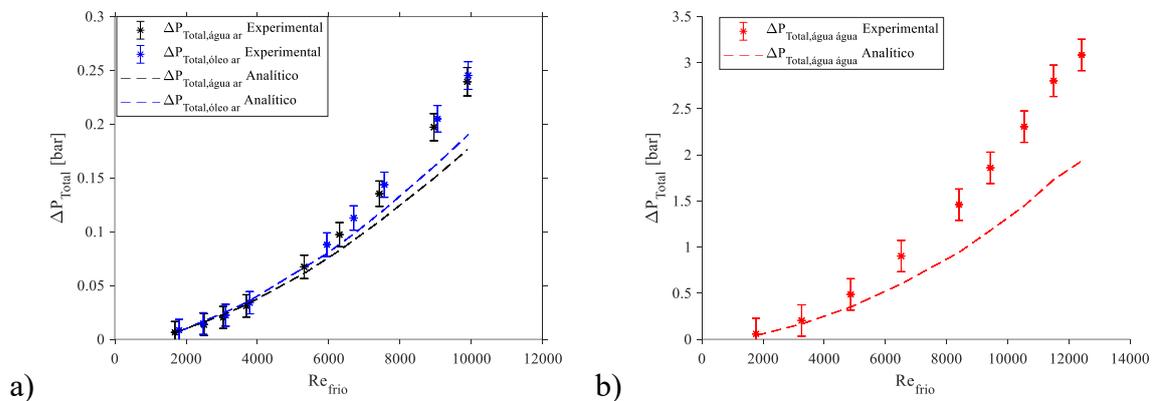
É possível observar, na Figura 42, que os resultados de perda de carga do modelo teórico subestimaram os resultados experimentais em sua maior parte. Conforme a tabela acima, o desvio é mais acentuado na configuração água/água e quando números de Reynolds maiores que 6000 são utilizados em todas as configurações. O erro médio para o ramal de ar foi igual a 14% e 17% para as configurações água/ar e óleo/ar, respectivamente. Para o caso da configuração água/água, o erro médio foi igual a 29%.

Conforme mencionado, há uma tendência sistemática de subestimar os valores de perda de carga, em particular em maiores vazões ou números de Reynolds. É possível que efeitos da distribuição irregular de vazões, que se intensificam com o aumento da vazão de entrada,

causem aumento de perda de carga, como observado por Baek; Lee; Jeong (2014); Luo *et al.* (2008). Além disso, é possível que as imperfeições geométricas do canal circular decorrentes do processo de fabricação (*e.g.* variação do diâmetro e da circularidade ao longo do canal) contribuam com o aumento de perda de carga, não sendo contempladas pelo modelo. Embora, a maior componente de perda de carga é decorrente da perda por fricção ao longo dos canais, é possível que as previsões de perda de carga nas singularidades da entrada e da saída também estejam subdimensionadas.

Na Figura 43, é apresentada a comparação entre os resultados de perda de carga obtidos por modelo e por experimentos para temperatura de entrada no ramal quente, $T_{h,ent}$, igual a 60 °C. Na figura a), são apresentados os resultados para as configurações água/ar e óleo/ar e, na figura b), para a configuração água/água.

Figura 43. Comparação entre os resultados de perda de carga obtidos por modelo e por experimentos. $T_{h,ent} = 60$ °C: a) ramal frio do ar na configuração óleo/ar e b) ramal frio da água na configuração água/água.



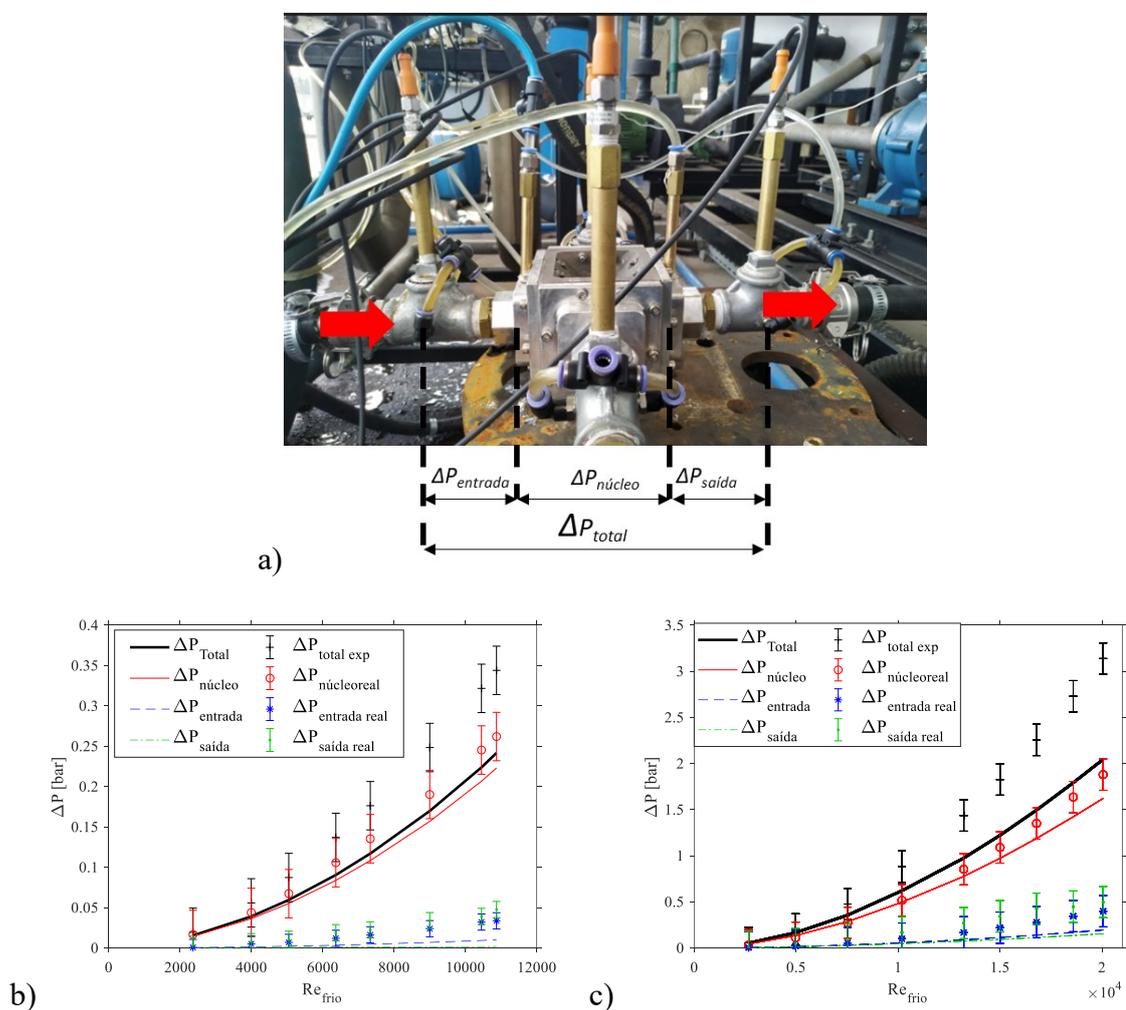
Fonte: Autor (2021).

Note que o modelo hidrodinâmico fornece melhores resultados no regime laminar e de transição, com erros inferiores a 15%. Os resultados do modelo, no regime turbulento, possuem maior divergência em relação aos dados experimentais: erros de até 26% para o caso do ar e de até 35% para o caso da água ocorrem para números de Reynolds superiores a 6000.

A seguir, será avaliada a perda de carga nas regiões de entrada e de saída, e no núcleo. Na Figura 44, são comparados os resultados da decomposição da perda de carga total obtidos pelo modelo a partir de experimentos. As tomadas de medição de pressão diferencial são apresentadas na Figura 44 a). A perda de carga total, ΔP_{total} , é decomposta em perdas na entrada, no núcleo e na saída, ΔP_{ent} , $\Delta P_{núcleo}$ e $\Delta P_{saída}$, respectivamente, e apresentada como função do

número de Reynolds, Re_{Frio} . Os resultados são apresentados para os ramais frio de ar (b) e de água (c). Note que o cálculo de ΔP_{total} ocorre em seções transversais afastadas do protótipo, onde a variação da energia cinética é desprezível e, dessa forma, a diferença de pressão estática entre os pontos de medição corresponde à soma das irreversibilidades. No cálculo de ΔP_{ent} , $\Delta P_{núcleo}$ e $\Delta P_{saída}$ serão consideradas apenas as parcelas irreversíveis de cada região.

Figura 44. a) Tomadas de medição de pressão diferencial; decomposição da perda de carga total, ΔP_{total} , de acordo com as perdas na entrada, no núcleo e na saída, ΔP_{ent} , $\Delta P_{núcleo}$ e $\Delta P_{saída}$, respectivamente, em função do número de Reynolds, Re_{Frio} ; b) ar e c) água.



Fonte: Autor (2021).

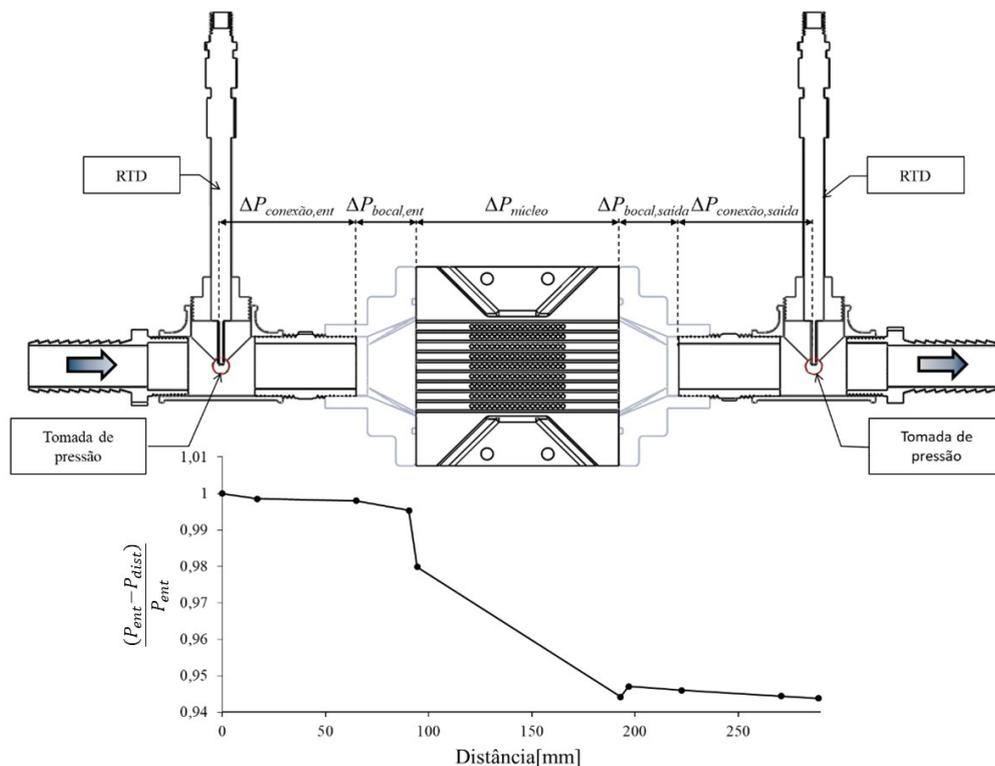
Nota-se que o núcleo é responsável pela maior resistência ao escoamento, principalmente por conta do atrito ao longo dos canais. A magnitude das irreversibilidades nas singularidades da entrada e da saída é reduzida se comparada às irreversibilidades no núcleo.

Note ainda que a magnitude da perda de carga experimental na saída é superior à da entrada. Contudo, os valores de perda de carga de entrada e de saída correspondem dentro da faixa de incerteza experimental.

Os resultados obtidos pelo modelo hidrodinâmico subestimaram a perda de carga experimental em todas as regiões: entrada, núcleo e saída. A divergência entre os resultados aumenta com o aumento do número de Reynolds. De forma distinta aos resultados experimentais, a perda de carga obtida pelo modelo na entrada foi superior em relação à saída. Conforme citado anteriormente, as diferenças entre resultados podem resultar da ocorrência de má-distribuição de vazões e de irregularidades no núcleo e também nas singularidades. Ressalta-se ainda que a avaliação de perda de carga em bocais similares aos utilizados é complexa; ver Idel'Chik e Ginevskii (2007) e Chu *et al.* (2019), por exemplo.

Na Figura 45, é apresentada a evolução da variação de pressão estática em relação à entrada, $\frac{P_{ent} - P_{dist}}{P_{ent}}$, ao longo do sistema avaliado de acordo a modelagem hidrodinâmica. O resultado é apresentado para escoamento de ar com $Re = 5000$.

Figura 45. Evolução da variação de pressão estática em relação à entrada, $\frac{P_{ent} - P_{dist}}{P_{ent}}$, ao longo do sistema avaliado.



Fonte: Autor (2021).

A principal contribuição para a variação de pressão estática ocorre no núcleo (aproximadamente 87% da perda de carga total), onde a contração abrupta da área e o atrito ao longo dos canais são as principais causas. As demais singularidades (*e.g.* bocais de entrada e de saída, tê) são responsáveis por apenas 13% da perda de carga total. Note o aumento de pressão estática na saída do núcleo devido ao processo de expansão (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

O erro de predição da perda de carga no núcleo é inferior a 21% para todos os testes com escoamento de ar. Para testes com escoamento de água, o erro é inferior a 42% no regime de transição e para $Re > 9000$, o erro é inferior a 8%.

Tabela 15. Erro relativo entre os resultados obtidos por modelo e de experimentos para a perda de carga no núcleo, em função do número de Reynolds do ramal frio.

Re	2364	3997	5048	6368	7334	9001	10450	10872	Média
Ar	14%	17%	18%	21%	20%	18%	16%	15%	17%
Re	2346	4401	6648	9003	11476	13024	14569	16138	
Água	42%	33%	18%	8%	4%	2%	0%	2%	14%

Fonte: Autor (2021).

5.2 Modelo teórico Estratificado

De forma a avaliar a discretização do modelo teórico, serão apresentados os resultados para dois casos específicos: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C e água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água_quente,ent} = 50$ °C. Esses casos foram escolhidos, pois são representativos das classes de experimentos realizados: no primeiro caso, as resistências térmicas dos ramais quente e frio são diferentes (caso água/ar) e, no segundo caso, as resistências térmicas são similares (caso água/água). Além disso, o primeiro caso selecionado (água/ar) apresentou uma das maiores diferenças de temperatura no ramal frio, o que ajuda a demonstrar a utilidade do modelo discretizado. Também será avaliado o impacto das regiões de entrada e saída do trocador de calor no desempenho termo-hidráulico.

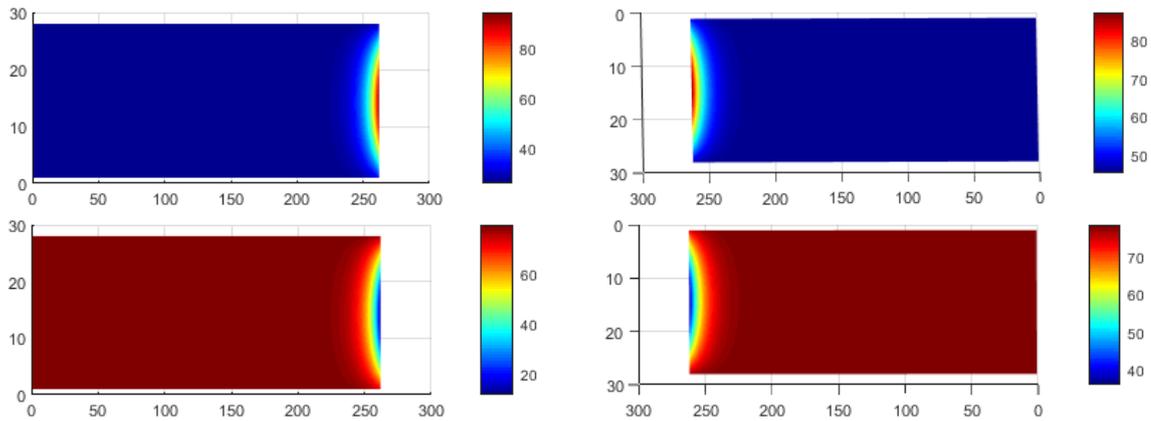
5.2.1 Modelo térmico

Na apresentação dos modelos teóricos, o protótipo de trocador de calor foi subdividido em 3 seções. Nas regiões de entrada e saída, a troca de calor ocorre principalmente por

convecção forçada interna e, na região central, considera-se a transferência de calor referente ao arranjo do tipo escoamento cruzado.

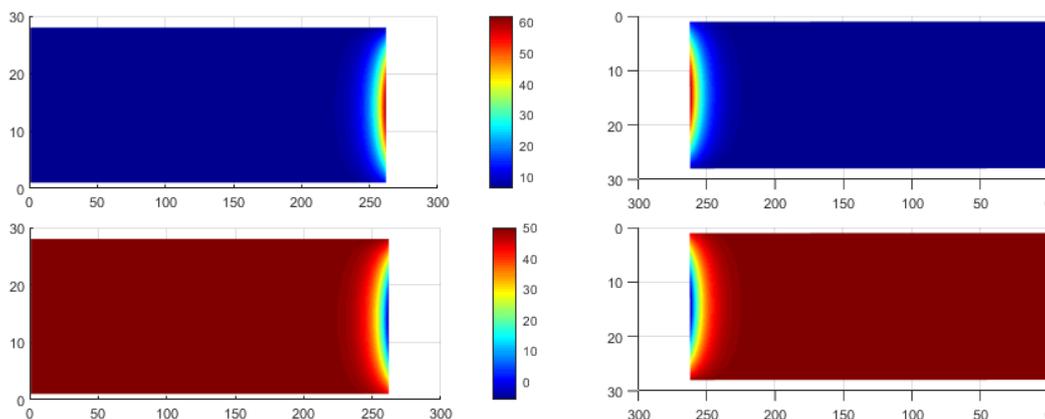
Na Figura 46 e na Figura 47, são apresentados os campos de temperatura nas paredes das regiões de entrada (a) e saída (b) dos ramais frio, e entrada (c) e saída (d) dos ramais quente, para os testes: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C; e água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50$ °C, respectivamente. Ressalta-se que o campo de temperatura foi obtido da solução da equação de condução de calor em uma placa plana retangular.

Figura 46. Campo de temperatura nas paredes das regiões de entrada (a) e saída (b) dos ramais frio, e entrada (c) e saída (d) dos ramais quente, para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C.



Fonte: Autor (2021).

Figura 47. Campo de temperatura nas paredes das regiões de entrada (a) e saída (b) dos ramais frio, e entrada (c) e saída (d) dos ramais quente, para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50$ °C.



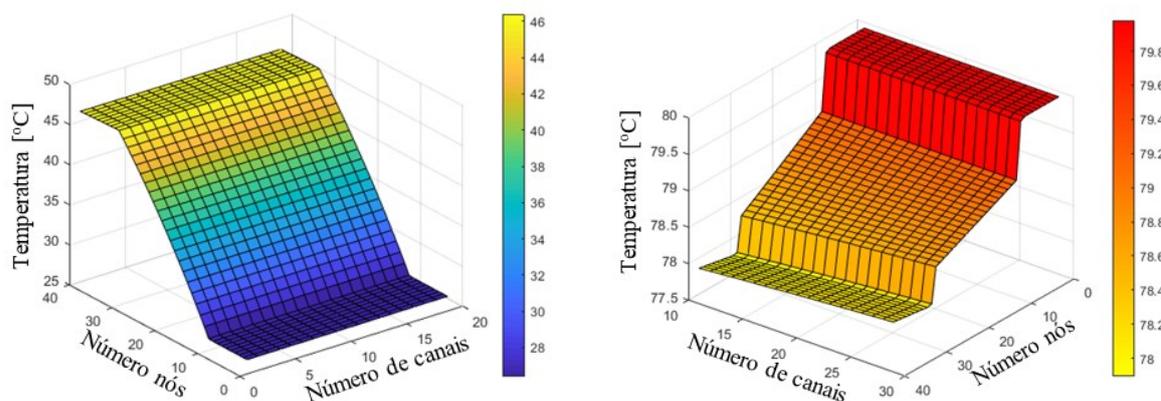
Fonte: Autor (2021).

Nota-se, nas Figuras 42 e 43, que o gradiente de temperatura é intenso na região próxima à região central (à direita nas regiões de entrada e à esquerda nas regiões de saída). O restante da parede tem temperatura próxima aos valores de entrada ou saída do respectivo ramal. Como esperado, os gradientes de temperatura nas regiões de entrada são mais intensos, pois as diferenças de temperaturas entre ramais são superiores nessas regiões.

Na Figura 48, é apresentado o campo de temperatura dos ramais frio (esquerda) e quente (direita) para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C. Os eixos x , y e z indicam número de canais, número de nós e temperatura, respectivamente.

Figura 48. Campo de temperatura dos ramais frio (esquerda) e quente (direita) para o teste:

água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C.

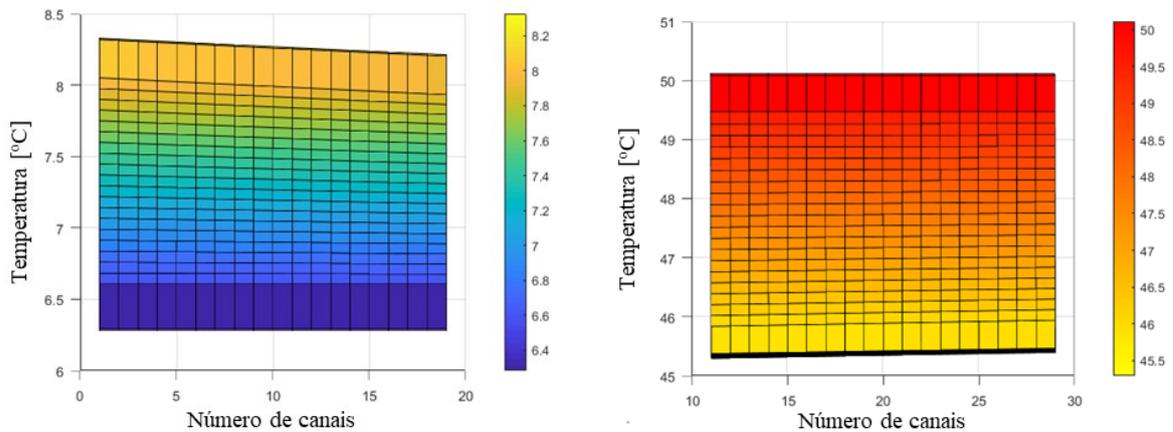


Fonte: Autor (2021).

Observa-se que a variação de temperatura na saída dos canais de cada camada é discreta para o caso acima. Note que a variação da temperatura é baixa para o escoamento de água em virtude de sua elevada capacidade térmica, enquanto o oposto ocorre para o ar: elevada variação de temperatura em decorrência da baixa capacidade térmica.

Na Figura 49, é exposta a visão frontal do campo de temperatura dos ramais frio (a) e quente (b) para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50$ °C. Os eixos x e y representam o valor da temperatura e o número de canal, respectivamente. Resultados para cada nó de um dado canal. Note as inclinações do perfil de temperatura na saída de cada canal. Contudo, a variação entre as temperaturas dos canais das extremidades é da ordem de 0,1 °C para esse caso. Note ainda que os campos de temperaturas entre camadas são idênticos, já que a hipótese de não ocorrência de má-distribuição é adotada.

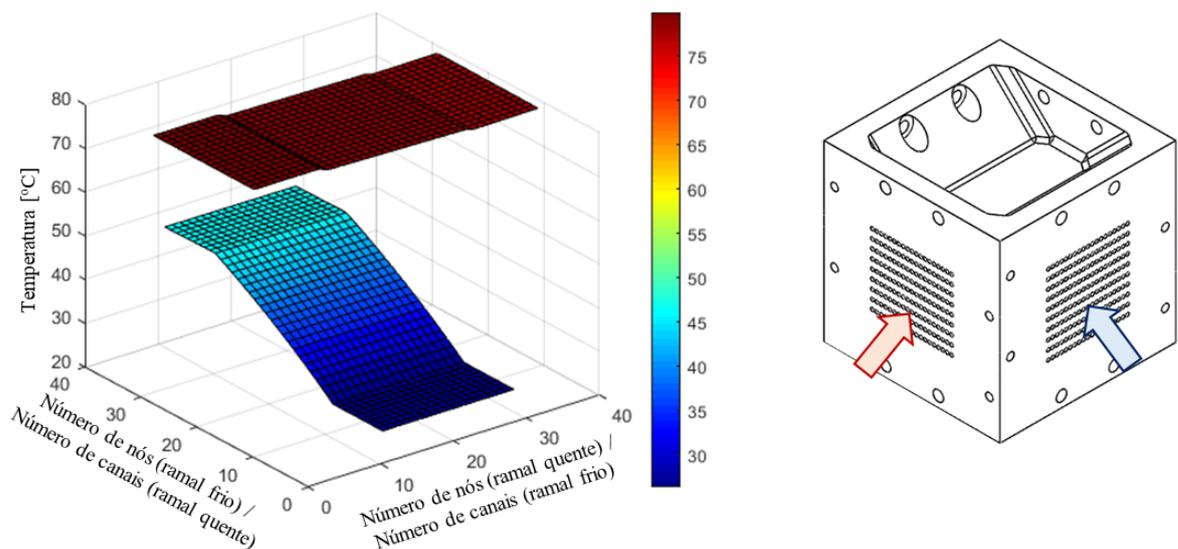
Figura 49. Visão frontal do campo de temperatura dos ramais frio (a) e quente (b) para o teste: água/água, $Re_{\text{água,fria}} = 1700$, $T_{\text{água,quente,ent}} = 50$ °C. Resultados para cada nó de um dado canal.



Fonte: Autor (2021).

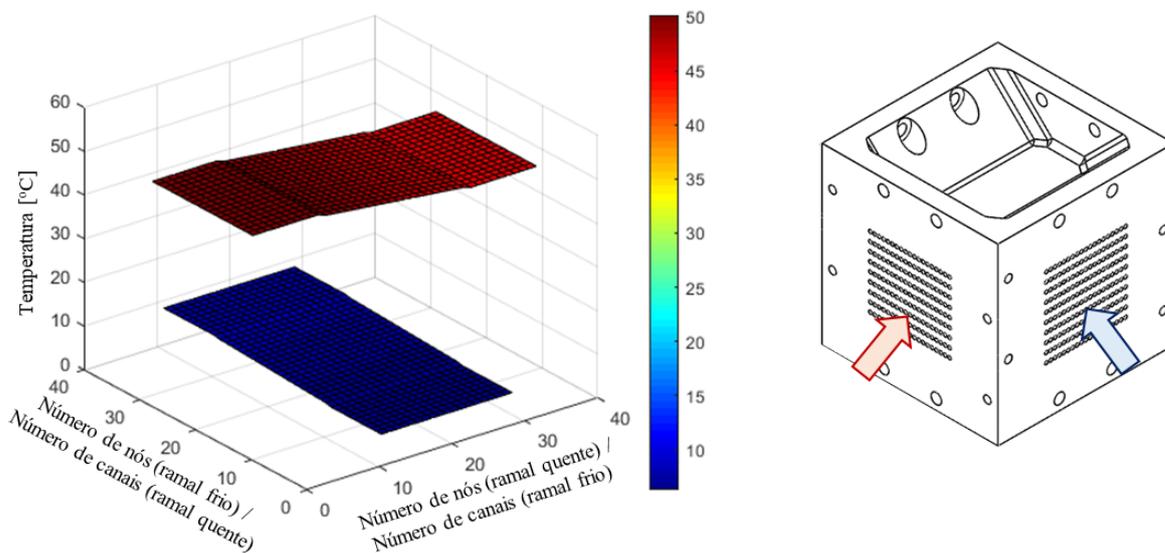
Na Figura 50 e na Figura 51, são apresentados os campos de temperatura de todos os canais para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{\text{água,ent}} = 80$ °C; e água/água, $Re_{\text{água,fria}} = 1700$, $T_{\text{água,quente,ent}} = 50$ °C, respectivamente. O eixo x representa os nós (ramal quente) e o número do canal (ramal frio); o eixo y , os nós (ramal frio) e o número do canal (ramal quente); e o eixo z , temperatura.

Figura 50. Campo de temperatura de todos os canais para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{\text{água,ent}} = 80$ °C.



Fonte: Autor (2021).

Figura 51. Campo de temperatura de todos os canais para o teste: água/água, $Re_{\text{água,fria}} = 1700$,
 $T_{\text{água,quente,ent}} = 50^{\circ}\text{C}$.



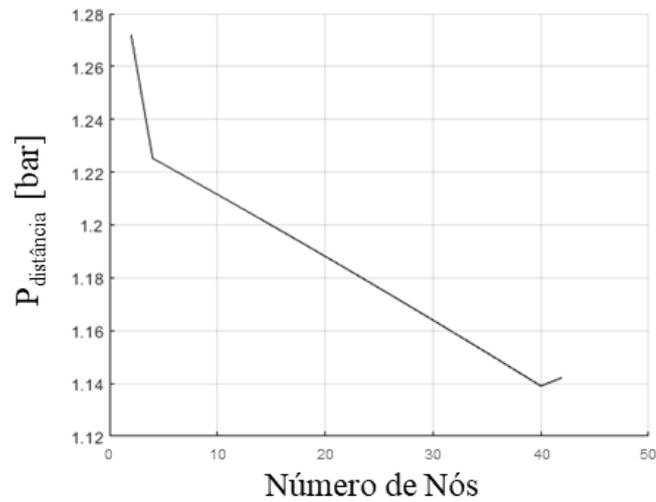
Fonte: Autor (2021).

Note a diferença no campo de temperatura do fluido com baixa capacidade térmica (ar). A transferência de calor é dificultada na região de saída do ar pela redução da diferença de temperatura entre os fluidos ar/água.

5.2.2 Modelo Hidrodinâmico

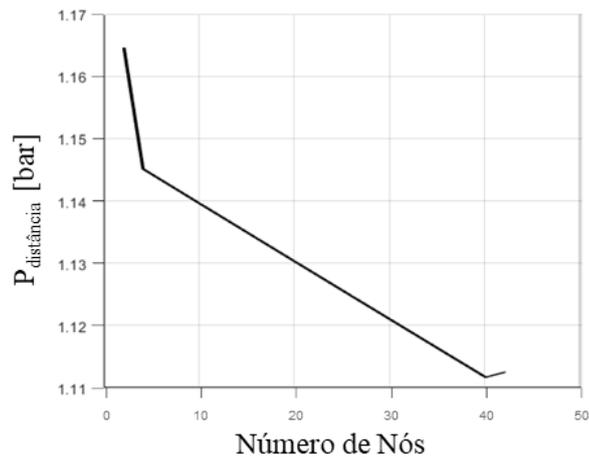
Na Figura 52 e na Figura 53, é apresentada a pressão estática ao longo dos canais do ramal frio para o teste: água/ar, $Re_{\text{ar}} = 9584$, $T_{\text{água,ent}} = 80^{\circ}\text{C}$; e água/água, $Re_{\text{água,fria}} = 1700$, $T_{\text{água,quente,ent}} = 50^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Não são consideradas as variações de pressão decorrentes da presença dos bocais.

Figura 52. Pressão estática ao longo dos canais do ramal frio (ar) para o teste: água/ar, $Re_{ar} = 9584$, $T_{água,ent} = 80$ °C.



Fonte: Autor (2021).

Figura 53. Pressão estática ao longo dos canais do ramal frio (água) para o teste: água/água, $Re_{água,fria} = 1700$, $T_{água,quente,ent} = 50$ °C.



Fonte: Autor (2021).

Notam-se: (i) a redução significativa da pressão estática na entrada do trocador de calor devido à contração abrupta; (ii) a queda de pressão linear ao longo dos canais devido ao atrito; (iii) e o aumento da pressão estática na saída do núcleo devido à expansão abrupta e consequente desaceleração do escoamento. Note ainda que a implementação de algum modelo de

distribuição irregular de vazão implicará em soluções distintas do campo de temperatura e pressão para cada camada. Deste modo, esse modelo fornece um resultado unidimensional.

5.3 Efeitos da condutividade térmica, do diâmetro hidráulico e da rugosidade

Nesta seção, serão discutidos os efeitos da condutividade térmica, do diâmetro hidráulico e da rugosidade no desempenho termo-hidráulico. Por fim, também é feita a comparação entre o protótipo de trocador de calor estudado e outros encontrados na literatura.

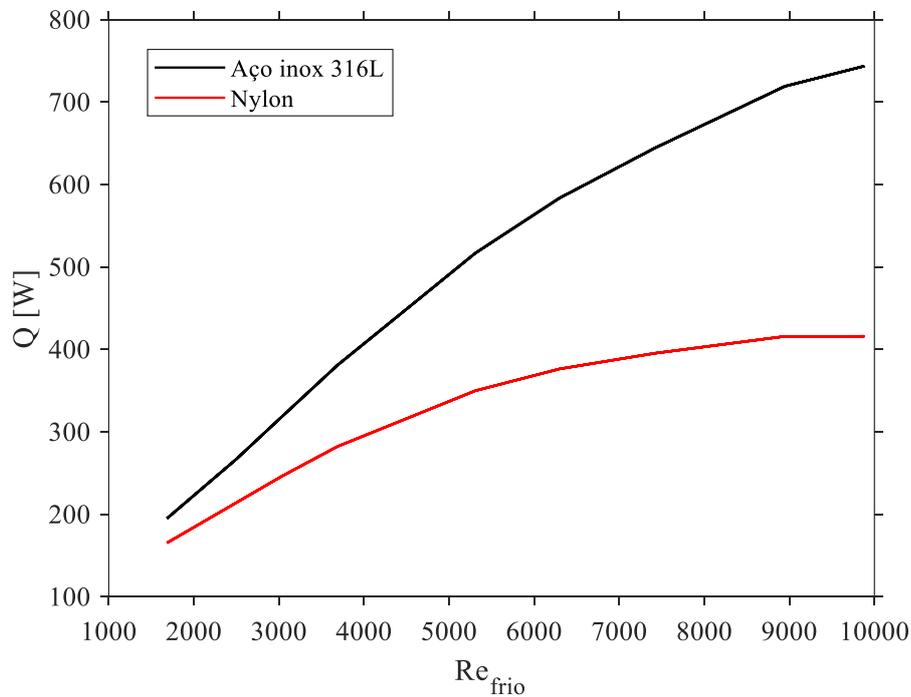
5.3.1 Efeito da condutividade térmica

O efeito da condutividade térmica na taxa de transferência de calor é obtida a partir da aplicação de dois materiais diferentes (aço inox AISI 316L e nylon) para o caso da configuração água/ar.

Polímeros também são empregados em trocadores de calor, conforme YAP *et al.*, (2015). Hein (2019), por exemplo, estudou o comportamento térmico de um trocador de calor fabricado por Sinterização Seletiva a Laser (SLS) feito de Nylon. SLS é um processo de manufatura aditiva similar ao SLM, mas sem atingir a temperatura de fusão do pó metálico. O custo e o peso são menores em trocadores de Nylon (em relação a trocadores de aço inoxidável), além das vantagens adicionais de menor probabilidade de corrosão e de incrustação. Todavia, a condutividade térmica e a resistência mecânica são pontos negativos de protótipos de polímero (CEVALLOS *et al.*, 2012).

A condutividade térmica afeta a parcela da resistência térmica à condução de calor. Desta forma, é esperado que o trocador de aço inox tenha uma maior taxa de transferência, conforme é verificado na Figura 54. As condutividades térmicas utilizadas no modelo térmico foram: $14,9 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ e $0,25 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$, para o aço 316L e o Nylon, respectivamente.

Figura 54. Efeito da condutividade térmica na taxa de transferência de calor para nylon e aço inox AISI 316L, em função do número de Reynolds.



Fonte: Autor (2021).

A diferença entre as taxas de transferência de calor com protótipos de nylon e aço 316L aumenta com o aumento do número de Reynolds, pois as resistências térmicas à convecção são reduzidas ao passo que o papel da resistência térmica à condução ganha importância. Essa diferença aumenta de 16% para 44% ao aumentar o número de Reynolds de 1700 para 9900; ver Tabela 16.

Tabela 16. Diferença entre as taxas de transferência de calor obtidas com nylon e aço inox AISI 316L como material do núcleo.

Re	1700	2400	3100	3700	5300	6100	7700	9000	9900
Diferença	16%	19%	23%	26%	33%	35%	40%	42%	44%

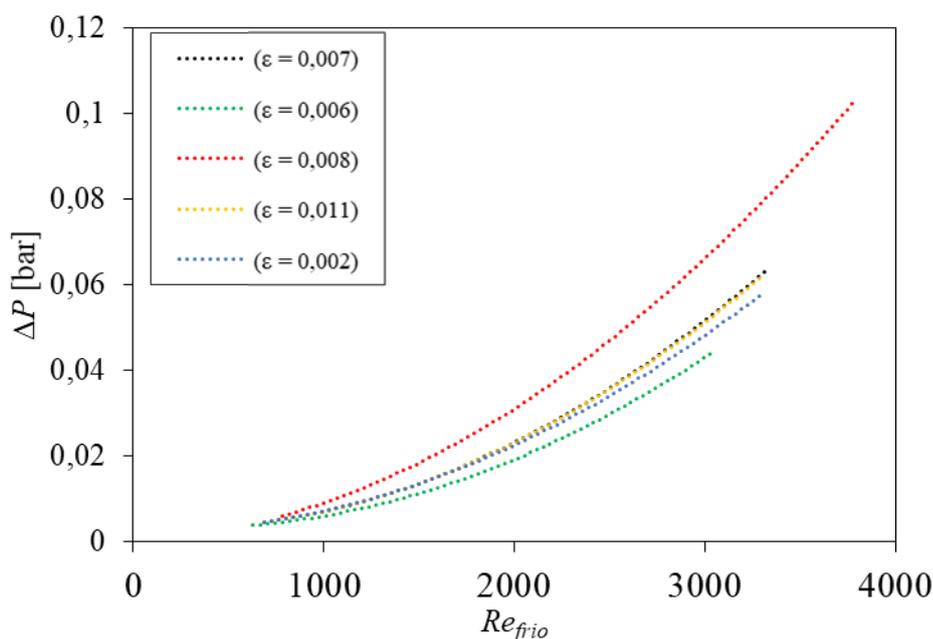
Fonte: Autor (2021).

5.3.2 Efeitos do diâmetro e da rugosidade

Os efeitos do diâmetro e da rugosidade relativa (razão entre a rugosidade superficial e o diâmetro do canal) na perda de carga são apresentados a seguir. Na Figura 55, é apresentada a perda de carga teórica em função do número de Reynolds para 5 combinações de diâmetro hidráulico e rugosidade: $D = 1,83$ mm, $Ra = 12,21$ μm ; $D = 2$ mm, $Ra = 12,21$ μm ; $D = 1,6$ mm, $Ra = 12,21$ μm ; $D = 1,83$ mm, $Ra = 20$ μm ; e $D = 1,83$ mm, $Ra = 3$ μm . Esses diâmetros são compatíveis com os valores empregados no presente trabalho. Água foi escolhida como fluido de trabalho.

A seleção dos valores de rugosidade foi motivada pelos estudos apresentados por Yap *et al.* (2015) e LUO *et al.* (2008) onde $Ra = 20$ μm , pelo estudo realizado por Alrbaey *et al.*, 2016 que conseguiram $Ra = 3$ μm através de eletro-polimento e pela presente pesquisa onde $Ra = 12,21$ μm . Note ainda que Lamikiz *et al.*, 2007 conseguiram $Ra = 2$ μm através de re-fusão.

Figura 55. Efeitos do diâmetro e da rugosidade relativa na perda de carga teórica, em função do número de Reynolds.



Fonte: Autor (2021).

Note que a variação do diâmetro afeta mais a perda de carga do que variações de rugosidade para dimensões típicas de trocadores compactos. A seleção do diâmetro afeta a perda de carga através da variação do número de Reynolds e da porosidade.

5.3.3 Comparação com dados da literatura

A fim de avaliar o desempenho do protótipo estudado, foi realizada a comparação com informações e dados da literatura. Na Tabela 17, é apresentada a comparação com estudos que utilizam trocadores de calor de fluxo cruzado similares ao presente trabalho.

Tabela 17. Comparação entre o protótipo do presente estudo e diferentes trocadores de calor compactos de fluxo cruzado.

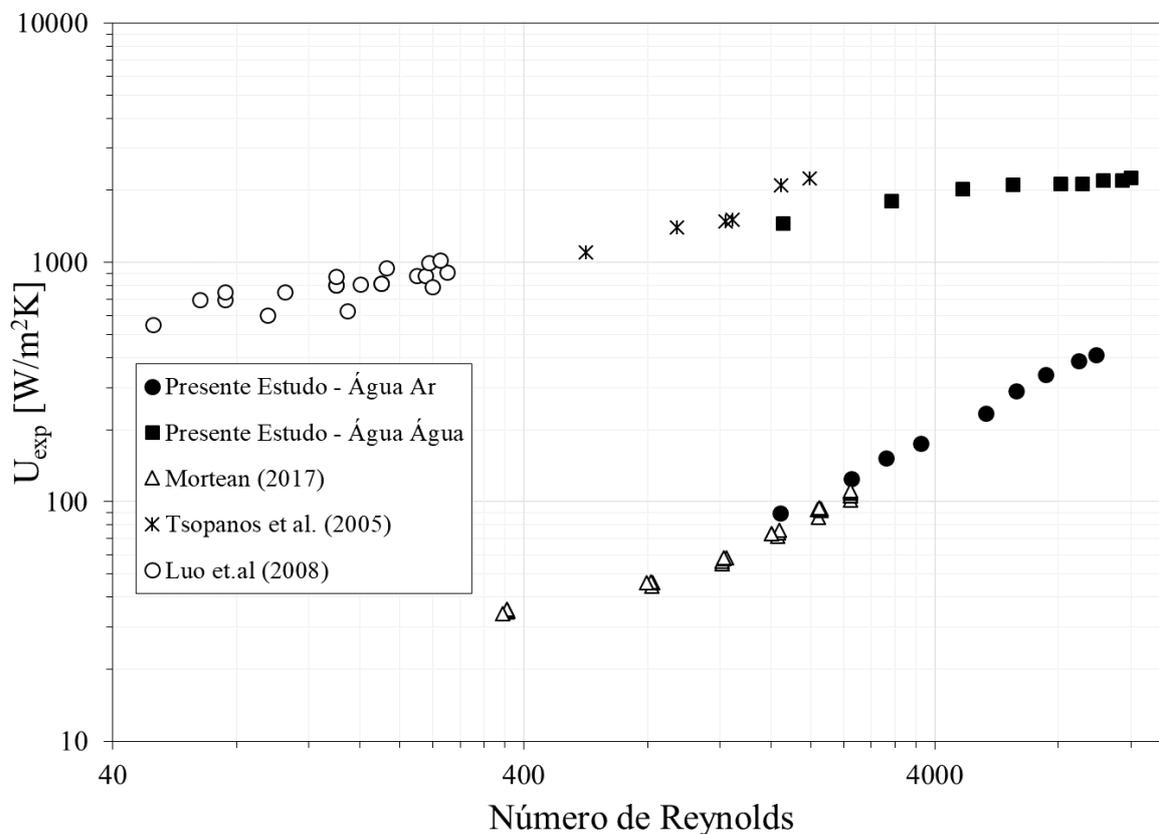
	Presente Estudo Água Ar	Presente Estudo Água Água	Mortean (2017)	Luo <i>et al.</i> (2008)	Tsopanos <i>et al.</i> (2005)
Matéria-prima	Aço inoxidável 316L	Aço inoxidável 316L	Aço inoxidável 316L	Alumínio	Aço inoxidável 316L
Tipo de trocador de calor	Cruzado	Cruzado	Cruzado	Cruzado	Cruzado
Volume [m ³]	1,00 x10 ⁻³	1,00 x10 ⁻³	3,07 x10 ⁻³	1,8x10 ⁻⁴	3,38x10 ⁻⁶
Formato de canal	Circular	Circular	Retangular	Circular	Retangular
Diâmetro hidraulico [mm]	1,83	1,83	3,00	2,50	0,90
Fluidos de trabalho	Água/Ar	Água/ Água	Água/Ar	Água/ Água	Água / Água
Taxa de Transferência de calor [kW]	0,08 – 1,24	4,02 – 11,82	0,44 – 2,23	1,02	0,17
Transferência de calor por unidade de volume [MW/ m ³]	0,08 – 1,24	4,02 - 11,82	0,14 – 0,71	5,67	51,1

Fonte: Autor (2021).

Mortean (2017) estudou um permutador compacto com canais retangulares, testado com água e ar para os ramais quente e frio, respectivamente. Luo *et al.* (2008) e Tsopanos *et al.* (2005) usaram água em ambos os ramais. A geometria da seção transversal do canal dos estudos especificados é retangular ou circular. A variação da taxa de transferência de calor e também valores por unidade de volume são especificados para cada estudo. A máxima taxa de transferência de calor por unidade de volume [MW/ m³] foi igual a 51,1, obtida por Tsopanos *et al.* (2005).

Na Figura 56, é apresentada a comparação entre o coeficiente global de transferência de calor obtido no presente trabalho e os expostos na literatura, em função do número de Reynolds.

Figura 56. Comparação entre o coeficiente global de transferência de calor obtido no presente trabalho e os expostos na literatura, em função do número de Reynolds.



O desempenho térmico dos trocadores é dependente da configuração de fluidos (água/água e água/ar) e do número de Reynolds. O coeficiente U aumenta com o aumento de Reynolds.

O trocador de calor de Mortean (2017) possui o mesmo material e fluidos de trabalho. Como o volume e o formato dos canais são similares ao presente trabalho, trata-se de uma boa referência para comparação de desempenho para o caso água/ar. Note que, em testes com mesmo número de Reynolds, o desempenho do presente protótipo é ligeiramente superior.

No caso da configuração água/água, os trocadores estudados por Luo *et al.* (2008) e Tsopanos *et al.* (2005) apresentaram resultados compatíveis com o presente protótipo e, de certa forma complementares: note a evolução de U , nesses três casos, como função do número de Reynolds. Note ainda que: Luo *et al.* (2008) trabalharam em faixas de número de Reynolds laminar, Tsopanos *et al.* (2005) apresentaram resultados no regime de transição e os resultados da configuração água/água desse trabalho se concentram no regime turbulento.

Vale salientar que o presente trocador de calor teve bom desempenho, mesmo considerando que, em aproximadamente 50% do volume do núcleo, não havia região de fluxo cruzado, onde há maiores taxas de transferência de calor. Assim, pode-se aumentar ainda mais o desempenho térmico e os valores de taxa de transferência de calor por unidade de volume. Ressalta-se ainda a possibilidade de fabricação de canais com trajetórias complexas, aumentando o desempenho térmico.

Lasbet *et al.* (2016), por exemplo, realizaram a análise termo-hidráulica de trocador com cinco configurações distintas de canais com geometrias complexas. O coeficiente global de transferência de calor com canal ondulado foi quatro vezes superior ao obtido com canal reto. O canal em V teve a melhor relação entre taxa de transferência de calor e perda de carga, e o canal em C obteve a maior taxa de transferência de calor. Liu *et al.* (2000), Bacellar *et al.* (2017), e Castelain *et al.* (2016) também estudaram geometrias complexas para melhorar o desempenho termo-hidráulico.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho, avaliou-se o comportamento térmico e hidrodinâmico de um protótipo de trocador de calor compacto de canais retos circulares fabricado através de método de fusão seletiva a *laser* (SLM). O desempenho foi avaliado em duas bancadas experimentais em três configurações de fluidos de trabalho: óleo/ar, água/ar e água/água. Os resultados experimentais foram comparados aos resultados obtidos por modelos térmico e hidrodinâmico. A discretização dos modelos permitiu a avaliação dos campos de pressão e temperatura no interior do protótipo.

Os principais resultados, observações e conclusões obtidos são descritos a seguir:

- O protótipo de trocador de calor produzido apresentou rugosidade média de 12,21 μm , a partir de medição realizada na superfície externa. O grau de compactação foi igual a 22,6 m^2/m^3 e a massa específica relativa, igual a 99,8%;
- O sentido de fabricação por meio de técnica SLM interfere na qualidade e no acabamento superficial, impactando na circularidade e no diâmetro final dos canais. O diâmetro médio dos canais impressos foram iguais a 1,83 e 1,70 mm, variando de acordo com a direção de fabricação;
- Bancadas experimentais foram projetadas e construídas para avaliar trocadores de calor em termos de perda de carga e transferência de calor. Foram realizados experimentos nas configurações: água/ar, óleo/ar e água/água, com o intuito de validar o modelo proposto;
- O protótipo de trocador de calor foi testado em diferentes níveis de temperatura (40 – 80°C para o caso da água/ar; e 50 – 80°C para os casos óleo/ar e água/água). Números de Reynolds entre 2300 e 16000 foram avaliados;
- Foram implementados modelos hidrodinâmico e térmico para o cálculo da taxa de transferência de calor e da perda de carga. A discretização dos modelos anteriores permitiu a obtenção dos campos de pressão e temperatura em 6859 volumes de controle.
- Os resultados do modelo térmico obtiveram boa concordância com os resultados experimentais: com diferença média de 19, 10 e 14% para as configurações água/ar, óleo/ar, e água/água, respectivamente. As diferenças podem estar atreladas à distribuição irregular de vazões e à não uniformidade do diâmetro dos canais;

- Os resultados obtidos pelo modelo hidrodinâmico também apresentaram adequada correspondência aos resultados experimentais: o erro médio com relação à perda de carga no núcleo foi igual a 17% para o caso do ar e 14% para o da água. Os erros aumentaram com o aumento do número de Reynolds;
- A maior contribuição para a perda de carga do protótipo ocorre no núcleo, aproximadamente 87% da perda de carga total. As irreversibilidades associadas à contração abrupta na transição bocal de entrada-núcleo e o atrito ao longo dos canais são as parcelas mais relevantes para perda de carga;
- Nas regiões de entrada e saída do permutador (onde ocorre transferência de calor por convecção interna), há a presença de significativos gradientes de temperatura nas proximidades da região onde há cruzamento de canais;
- A rugosidade superficial típica de trocadores compactos pouco afeta a perda de carga total do sistema;
- O diâmetro hidráulico afeta de forma significativa o desempenho hidrodinâmico faz com que altere o número de Reynolds e da porosidade, afetando às irreversibilidades ao longo do canal e na contração abrupta da transição bocal de entrada-núcleo;
- A condutividade térmica afeta o desempenho térmico, particularmente em valores elevados de Reynolds, pois a resistência térmica à condução passa a ter maior relevância;
- O protótipo de trocador de calor fabricado a partir do método SLM obteve desempenho compatível com outros permutadores encontrados na literatura.

Para trabalhos futuros, recomenda-se:

- A realização de testes em maiores faixas de número de Reynolds,
- A avaliação do desempenho do protótipo envolvendo mudança de fase;
- A implementação de modelo que inclui a distribuição irregular de vazões;
- Inspeccionar a qualidade interna dos canais do protótipo fabricado;
- Projetar e fabricar protótipo de trocador de calor compacto com canais complexos para obter desempenho termo-hidráulico superior ao do protótipo atual.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A.; DE SOUZA, A. R. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. 1. ed. Barueri/SP: Manole, 2011.
- ALRBAEY, K. et al. On Optimization of Surface Roughness of Selective Laser Melted Stainless Steel Parts: A Statistical Study. **Journal of Materials Engineering and Performance**, v. 23, n. 6, p. 2139–2148, 1 jun. 2014.
- ALRBAEY, K. et al. Electropolishing of Re-melted SLM Stainless Steel 316L Parts Using Deep Eutectic Solvents: 3×3 Full Factorial Design. **Journal of Materials Engineering and Performance**, v. 25, 27 maio 2016.
- ARIE, M. A.; SHOOSHTARI, A. H.; OHADI, M. M. Experimental characterization of an additively manufactured heat exchanger for dry cooling of power plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 187–198, 25 jan. 2018.
- ARIS, M. A. et al. An experimental investigation into the deployment of 3-D, finned wing and shape memory alloy vortex generators in a forced air convection heat pipe fin stack. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14, p. 2230–2240, 1 out. 2011.
- BACELLAR, D. et al. Design optimization and validation of high-performance heat exchangers using approximation assisted optimization and additive manufacturing. **Science and Technology for the Built Environment**, v. 23, n. 6, p. 896–911, 18 ago. 2017.
- BAEK, S.; LEE, C.; JEONG, S. Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger. **Cryogenics**, v. 60, p. 49–61, 1 mar. 2014.
- CARROLL, B. E.; PALMER, T. A.; BEESE, A. M. Anisotropic tensile behavior of Ti–6Al–4V components fabricated with directed energy deposition additive manufacturing. **Acta Materialia**, v. 87, p. 309–320, 1 abr. 2015.
- CASTELAIN, C. et al. Experimental study of the thermal performance of chaotic geometries for their use in PEM fuel cells. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 101, p. 181–192, 1 mar. 2016.
- ÇENGEL, Y. A. **Fluid Mechanics**. [s.l.] Tata McGraw Hill Education Private, 2010.
- CEVALLOS, J. G. et al. Polymer Heat Exchangers—History, Opportunities, and Challenges. **Heat Transfer Engineering**, v. 33, n. 13, p. 1075–1093, 1 out. 2012.
- CHU, W. et al. Numerical study on a novel hyperbolic inlet header in straight-channel printed circuit heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 146, p. 805–814, 5 jan. 2019.
- COLEBROOK, C. F. TURBULENT FLOW IN PIPES, WITH PARTICULAR REFERENCE TO THE TRANSITION REGION BETWEEN THE SMOOTH AND ROUGH PIPE LAWS. **Journal of the Institution of Civil Engineers**, v. 11, n. 4, p. 133–156, fev. 1939.

DEDE, E. M.; JOSHI, S. N.; ZHOU, F. Topology Optimization, Additive Layer Manufacturing, and Experimental Testing of an Air-Cooled Heat Sink. **Journal of Mechanical Design**, v. 137, n. 11, 12 out. 2015.

GNIELINSKI, V. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. **International Chemical Engineering**, p. 359–368, 1976.

GNIELINSKI, V. G1 Heat Transfer in Pipe Flow. In: VDI E. V. (Ed.). . **VDI Heat Atlas**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. p. 691–700.

GREICIUNAS, E. et al. Experimental and numerical study of the additive layer manufactured inter-layer channel heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 188, p. 116501, 1 abr. 2021.

HEIN, L. L. **Análise térmica de trocadores de calor compactos fabricados por impressão 3D**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.

HEIN, L. L.; MORTEAN, M. V. V. Theoretical and experimental thermal performance analysis of an additively manufactured polymer compact heat exchanger. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 124, p. 105237, 1 maio 2021.

HESSELGREAVES, J. E.; RICHARD, L.; DAVID, R. **Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation**. 2. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2016.

IDELCHIK, I. E.; GINEVSKIĬ, A. S. **Handbook of Hydraulic Resistance**. [s.l.] Eurospan, 2007.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. [s.l.] John Wiley & Sons, 2006.

JAFARI, D.; WITS, W. W. The utilization of selective laser melting technology on heat transfer devices for thermal energy conversion applications: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 420–442, 1 ago. 2018.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. [s.l.] Krieger Publishing Company, 1984.

KEMPEN, K. et al. **Dimensional accuracy of internal channels in SLM produced parts**. . In: ASPE SPRING TOPICAL MEETING. San Francisco, USA: 13 abr. 2014.

KIM, D. E. et al. Numerical investigation on thermal–hydraulic performance of new printed circuit heat exchanger model. **Nuclear Engineering and Design**, v. 238, n. 12, p. 3269–3276, 1 dez. 2008.

KONAKOV, P. K. A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes. **izvestiya AN sssr**, p. 503–506, 1946.

LIU, R. H. et al. Passive mixing in a three-dimensional serpentine microchannel. **Journal of Microelectromechanical Systems**, v. 9, n. 2, p. 190–197, jun. 2000.

LIVERANI, E. et al. Effect of selective laser melting (SLM) process parameters on microstructure and mechanical properties of 316L austenitic stainless steel. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 249, p. 255–263, 1 nov. 2017.

LÜ, L.; FUH, J.; WONG, Y.-S. **Laser-Induced Materials and Processes for Rapid Prototyping**. [s.l.] Springer US, 2001.

LUO, L. et al. Experimental study of constructal distributor for flow equidistribution in a mini crossflow heat exchanger (MCHE). **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 47, n. 2, p. 229–236, 1 fev. 2008.

ŁYCZKOWSKA-WIDŁAK, E.; LOCHYŃSKI, P.; CHLEBUS, E. Comparison of electropolished 316L steel samples manufactured by SLM and traditional technology. **Rapid Prototyping Journal**, 21 nov. 2018.

MEGGITT. **Meggitt secures pioneering PCHE contract with Siemens Energy - Meggitt - Enabling the ExtraordinaryMeggitt**, 2021. Disponível em: <<https://www.meggitt.com/news/meggitt-plc-signs-a-multi-million-contract-with-siemens-energy-for-the-supply-of-pioneering-printed-circuit-heat-exchangers/>>. Acesso em: 21 dez. 2021

MYLAVARAPU, S. K. **Design, fabrication, performance testing, and modeling of diffusion bonded compact heat exchangers in a high-temperature helium test facility**. Tese de Doutorado - Graduate Program In Nuclear Engineering—Columbus: The Ohio State University, 2011.

NGO, T. D. et al. Additive manufacturing (3D printing): A review of materials, methods, applications and challenges. **Composites Part B: Engineering**, v. 143, p. 172–196, 15 jun. 2018.

NIKITIN, K.; KATO, Y.; NGO, L. Printed circuit heat exchanger thermal–hydraulic performance in supercritical CO₂ experimental loop. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 5, p. 807–814, 1 ago. 2006.

NIKURADSE, J. Stroömungsgesetze in rauhen Rohren. v. 361, 1933.

PANDEY, V.; KUMAR, P.; DUTTA, P. Thermo-hydraulic analysis of compact heat exchanger for a simple recuperated sCO₂ Brayton cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 134, p. 110091, 1 dez. 2020.

(PDF) Review of selective laser melting: Materials and applications. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/286497734_Review_of_selective_laser_melting_Materials_and_applications>. Acesso em: 7 jul. 2020.

RANGANAYAKULU, CH.; SEETHARAMU, K. N.; SREEVATSAN, K. V. The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin compact heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, n. 1, p. 27–38, 1 out. 1996.

ROMEI, F.; GRUBIŠIĆ, A. N.; GIBBON, D. Manufacturing of a high-temperature resistojet heat exchanger by selective laser melting. **Acta Astronautica**, The Fifth International Conference on Tethers in Space. v. 138, p. 356–368, 1 set. 2017.

- SEPTET, C. et al. Experimental investigation of two-phase liquid–vapor flows in additive manufactured heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 179, p. 115638, 1 out. 2020.
- SHAH, R. K. A Correlation for Laminar Hydrodynamic Entry Length Solutions for Circular and Noncircular Ducts. **Journal of Fluids Engineering**, v. 100, n. 2, p. 177–179, 1 jun. 1978.
- SHAH, R. K.; LONDON, A. L. **Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data**. New York: Academic Press, 1978.
- SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- SHAH, R.; SEKULIC, D. **Fundamentals of Heat Exchangers Design**. Hoboken, Nova Jersey,: John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- SPIERINGS, A. B.; STARR, T. L.; WEGENER, K. Fatigue performance of additive manufactured metallic parts. **Rapid Prototyping Journal**, v. 19, n. 2, p. 88–94, 1 jan. 2013.
- STEPHAN, K.; PREUSSER, P. Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. **Chemie Ingenieur Technik**, v. 51, n. 1, p. 37–37, 1979.
- THEOLOGOU, K. et al. Experimental investigation and modelling of steam-heated supercritical CO₂ compact cross-flow heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 190, p. 116352, 25 maio 2021.
- THOMPSON, S. M. et al. Additive manufacturing of heat exchangers: A case study on a multi-layered Ti–6Al–4V oscillating heat pipe. **Additive Manufacturing**, v. 8, p. 163–174, 1 out. 2015.
- TOLOSA, I. et al. Study of mechanical properties of AISI 316 stainless steel processed by “selective laser melting”, following different manufacturing strategies. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 51, p. 639–647, 1 nov. 2010.
- TSOPANOS, S.; SUTCLIFFE, C.; OWEN, I. **The Manufacture of Micro Cross-Flow Heat Exchangers by Selective Laser Melting**. . In: ENHANCED, COMPACT AND ULTRA-COMPACT HEAT EXCHANGERS: SCIENCE, ENGINEERING AND TECHNOLOGY. Hoboken, NJ, USA: 1 jan. 2005.
- UHLMANN, E. et al. Additive Manufacturing of Titanium Alloy for Aircraft Components. **Procedia CIRP**, v. 35, p. 55–60, 2015.
- WONG, K. K. et al. Fabrication of heat sinks by Selective Laser Melting for convective heat transfer applications. **Virtual and Physical Prototyping**, v. 11, n. 3, p. 159–165, 2 jul. 2016.
- WONG, M. et al. Convective heat transfer and pressure losses across novel heat sinks fabricated by Selective Laser Melting. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 1, p. 281–288, 15 jan. 2009.
- XU, X. et al. Optimization of fin arrangement and channel configuration in an airfoil fin PCHE for supercritical CO₂ cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 867–875, 5 set. 2014.

YAP, C. Y. et al. Review of selective laser melting: Materials and applications. **Applied Physics Reviews**, v. 2, p. 041101, 1 dez. 2015.

YASA, E.; KRUTH, J.-P.; DECKERS, J. Manufacturing by combining Selective Laser Melting and Selective Laser Erosion/laser re-melting. **CIRP Annals**, v. 60, n. 1, p. 263–266, 1 jan. 2011.

ZHANG, B.; DEMBINSKI, L.; CODDET, C. The study of the laser parameters and environment variables effect on mechanical properties of high compact parts elaborated by selective laser melting 316L powder. **Materials Science and Engineering: A**, v. 584, p. 21–31, 1 nov. 2013.

ZHAO, Z. et al. Methodology of design and analysis on the thermal hydraulic performance of the cross-flow printed circuit heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 156, p. 119756, 1 ago. 2020.

ZHI-QING, W. Study on correction coefficients of liminar and turbulent entrance region effect in round pipe. **Applied Mathematics and Mechanics**, v. 3, n. 3, p. 433–446, 1 jun. 1982.

ZHU, Y. et al. Tribology of selective laser melting processed parts: Stainless steel 316L under lubricated conditions. **Wear**, v. 350–351, p. 46–55, 15 mar. 2016.

APÊNDICE I

Tabela II.1. Propriedades do óleo térmico Klüberfood NHT1 1-39 em função da temperatura.

Temperatura [°C]	Massa Específica [kg.m⁻³]	Viscosidade Cinematica [m².s⁻¹]	Condutividade Térmica [W.m⁻¹K⁻¹]
25	859	7,6x10 ⁻⁵	0,132
50	843	2,7x10 ⁻⁵	0,130
75	827	1,2x10 ⁻⁵	0,128
100	811	6,4x10 ⁻⁶	0,126

Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE II

A incerteza combinada de medições não correlacionadas pode ser estimada a partir da seguinte equação (ALBERTAZZI; DE SOUZA, 2011):

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} u(x_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} u(x_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} u(x_n)\right)^2 \quad (\text{I.1})$$

onde, u é a incerteza combinada, G é a uma função que depende de x_1, x_2, x_3 até x_n . f representa a função matemática, $\frac{\partial f}{\partial x_n}$ é a derivada da função f em relação a x_n , e $u(x_n)$ representa a incerteza combinada da i -ésima variável.

A análise de incerteza nesse trabalho se refere à taxa de transferência de calor e ao coeficiente global de transferência de calor.

O fator de correção F para obter a diferença de temperatura logarítmica, LMTD, deve ser utilizado. Entranto, como valores de F são próximos à unidade, eles foram desprezados. A incerteza $u(c_p)$ foi considerada nula, pois são valores conhecidos e tabelados.

A incerteza combinada para q e UA é obtida como:

$$u(q) = q \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2} \quad (\text{I.2})$$

$$u(UA) = \sqrt{\left(\frac{u(q)}{\Delta T_{LMTD}}\right)^2 + \left(\frac{-q u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}^2}\right)^2} \quad (\text{I.3})$$

onde,

$$u(\Delta T_{LMTD}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_A} u(\Delta T_A)\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_B} u(\Delta T_B)\right)^2} \quad (\text{I.4})$$

O resultado de cada derivada é:

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_A} = \frac{\Delta T_A \ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right) - \Delta T_A + \Delta T_B}{\Delta T_A \ln^2\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (\text{I.5})$$

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_B} = \frac{-\Delta T_B \ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right) + \Delta T_A - \Delta T_B}{\Delta T_B \ln^2\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (I.6)$$

O número efetivo de graus de liberdade (ν_{ef}) é dado pela equação de Welch-Satterthwaite:

$$\frac{u^4}{\nu_{ef}} = \frac{u_1^4}{\nu_1} + \frac{u_2^4}{\nu_2} + \dots + \frac{u_n^4}{\nu_n} \quad (I.7)$$

qnde u_n é a incerteza combinada da i -ésima fonte de incerteza, ν_n é o número de graus de liberdade para a i -ésima fonte de incerteza. O número de graus de liberdade de ΔT é considerado infinito. ν_m é 129 devido à taxa de aquisição dos testes de 1 dado por segundo, depois de entrar em regime permanente, 130 medições foram realizadas. Ambos os cálculos de interteza têm intervalo de confiança de 95%.

$$q = \bar{q} \pm t \cdot u(q) \quad (I.8)$$

$$UA = \overline{UA} \pm t \cdot u(UA) \quad (I.9)$$

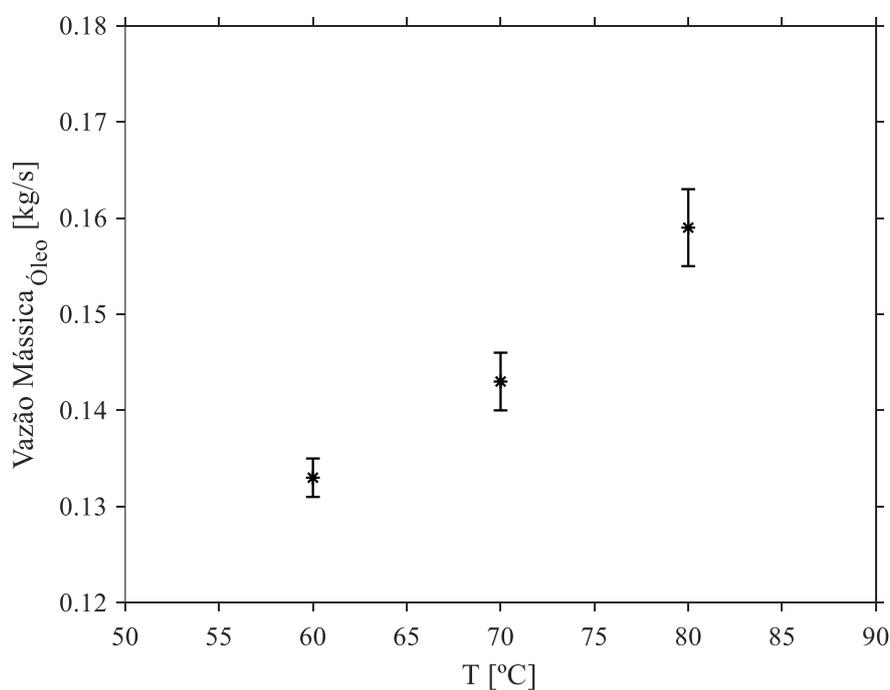
APÊNDICE III

As medições de vazão do óleo quente foram realizadas de modo indireto, pois não havia medidores que correspondiam ao fluido de trabalho. A determinação de vazão mássica nos testes ocorreu nas mesmas configurações de calibração. A determinação de vazão ocorreu apenas em regime permanente.

O procedimento foi mensurar o tempo de preenchimento de um recipiente no sistema. No momento no qual o banho termostático LAUDA chegava próximo ao seu nível de volume mínimo, era encerrada a coleta. A massa contida no recipiente era medida em balança de precisão. Este procedimento foi realizado três vezes as seguintes temperaturas : 60, 70 e 80 °C.

Após a aferição da vazão mássica em suas respectivas temperaturas, as médias das medições são realizadas. Os gráficos e regressões lineares das vazões mássicas em função das temperaturas são feitas de acordo com a Figura II.1.

Figura II.1. Calibração da vazão mássica do óleo térmico em função da temperatura de teste.



Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE IV

Tabela II.2. Dados experimentais para o teste água/ar.

<i>Teste</i>	$T_{hot,in}$ °C	$T_{hot,out}$ °C	$T_{cold,in}$ °C	$T_{cold,out}$ °C	\dot{m}_{hot} kg/s	\dot{m}_{cold} kg/s	ΔP_{hot} bar	$P_{hot,in}$ bar	ΔP_{cold} bar	$P_{cold,in}$ bar
aAT40C1	40,25	40,13	22,64	31,61	0,2511	0,0088	0,020	1,083	0,006	1,003
aAT40C2	40,3	40,17	22,6	31,63	0,251	0,0114	0,020	1,083	0,010	1,009
aAT40C3	40,08	39,92	22,4	31,69	0,2535	0,0168	0,021	1,085	0,023	1,026
aAT40C4	40,24	40,05	22,12	31,62	0,2535	0,0196	0,020	1,084	0,033	1,039
aAT40C5	40,22	39,98	22,44	31,55	0,2542	0,0275	0,020	1,084	0,068	1,086
aAT40C6	40,23	39,98	22,76	31,59	0,2564	0,0302	0,021	1,086	0,083	1,105
aAT40C7	40,23	39,93	23,46	31,51	0,2561	0,04	0,021	1,086	0,147	1,192
aAT40C8	40,24	39,91	24,57	31,69	0,2523	0,046	0,020	1,083	0,192	1,255
aAT40C9	40,24	39,92	25,63	31,96	0,2526	0,0504	0,020	1,084	0,229	1,306
aAT50C1	50,11	49,96	24,58	39,03	0,2597	0,0085	0,022	1,087	0,006	1,003
aAT50C2	50,13	49,95	24,22	37,86	0,2595	0,0121	0,022	1,087	0,012	1,011
aAT50C3	50,13	49,91	24,17	37,76	0,2554	0,0155	0,022	1,084	0,020	1,022
aAT50C4	50,12	49,86	23,84	37,69	0,2542	0,0189	0,022	1,083	0,031	1,036
aAT50C5	50,16	49,81	24,22	37,64	0,2522	0,0273	0,021	1,082	0,068	1,085
aAT50C6	50,14	49,77	25,28	37,97	0,2538	0,0306	0,022	1,084	0,086	1,110
aAT50C7	50,17	49,73	26,29	37,96	0,2521	0,0394	0,021	1,082	0,144	1,189
aAT50C8	50,17	49,7	27,53	38,11	0,2513	0,0462	0,021	1,082	0,197	1,262
aAT50C9	50,18	49,7	28,91	38,48	0,2489	0,0507	0,021	1,081	0,234	1,314
aAT60C1	60,11	59,91	23,31	43,89	0,2673	0,0086	0,022	1,088	0,007	1,004
aAT60C2	60,16	59,91	23,25	42,57	0,2662	0,0128	0,021	1,086	0,014	1,014
aAT60C3	60,18	59,89	23,2	42,52	0,2641	0,0155	0,021	1,085	0,020	1,023
aAT60C4	60,21	59,86	23,22	42,71	0,2653	0,0189	0,021	1,085	0,031	1,037
aAT60C5	60,22	59,76	23,77	42,73	0,2665	0,0272	0,021	1,087	0,067	1,085
aAT60C6	60,24	59,72	24,8	42,88	0,2666	0,0323	0,021	1,087	0,097	1,126
aAT60C7	60,3	59,71	26,27	43,17	0,266	0,0381	0,021	1,087	0,135	1,177
aAT60C8	60,31	59,66	27,76	43,31	0,2658	0,0461	0,021	1,087	0,197	1,263
aAT60C9	60,31	59,62	29,26	43,63	0,2625	0,051	0,021	1,084	0,239	1,322
aAT70C1	70,03	69,79	23,37	49,11	0,2743	0,0089	0,021	1,085	0,007	1,004
aAT70C2	70,04	69,72	22,49	47,29	0,2744	0,0135	0,021	1,085	0,015	1,016
aAT70C3	70,05	69,67	22,55	47,45	0,2731	0,0163	0,021	1,084	0,023	1,026
aAT70C4	70,09	69,65	22,62	47,59	0,2726	0,0186	0,021	1,083	0,031	1,036
aAT70C5	70,08	69,51	23,21	47,67	0,2726	0,0252	0,021	1,083	0,057	1,072
aAT70C6	70,11	69,44	24,3	47,8	0,2732	0,0319	0,021	1,083	0,095	1,122
aAT70C7	70,12	69,35	25,67	47,87	0,2743	0,039	0,021	1,085	0,143	1,188
aAT70C8	70,17	69,3	27,53	48,03	0,2742	0,0468	0,021	1,085	0,205	1,274
aAT70C9	70,17	69,27	28,9	48,29	0,2745	0,0513	0,021	1,085	0,243	1,328
aAT80C1	79,98	79,70	24,13	55,06	0,2744	0,0090	0,021	1,088	0,007	1,005
aAT80C2	80,03	79,68	22,94	52,77	0,2729	0,0124	0,021	1,087	0,013	1,013

aAT80C3	80,02	79,57	22,42	52,52	0,2740	0,0164	0,021	1,087	0,024	1,027
aAT80C4	80,14	79,61	22,48	52,67	0,2737	0,0190	0,021	1,087	0,032	1,038
aAT80C5	80,05	79,33	23,14	52,53	0,2711	0,0280	0,021	1,085	0,073	1,093
aAT80C6	80,08	79,28	23,98	52,54	0,2702	0,0322	0,021	1,084	0,097	1,125
aAT80C7	80,04	79,08	25,04	52,32	0,2694	0,0402	0,021	1,084	0,152	1,201
aAT80C8	79,98	78,92	26,39	52,25	0,2693	0,0465	0,021	1,084	0,203	1,272
aAT80C9	79,83	78,73	27,63	52,39	0,2677	0,0499	0,020	1,082	0,232	1,314

Fonte: Autor (2021).

Tabela II.3. Dados experimentais para o teste óleo/ar.

<i>Teste</i>	$T_{hot,in}$ °C	$T_{hot,out}$ °C	$T_{cold,in}$ °C	$T_{cold,out}$ °C	\dot{m}_{hot} kg/s	\dot{m}_{cold} kg/s	ΔP_{hot} bar	$P_{hot,in}$ bar	ΔP_{cold} bar	$P_{cold,in}$ bar
aOT50C1	49,69	49,30	21,68	33,56	0,1173	0,0086	1,210	0,116	1,000	0,007
aOT50C2	50,32	50,03	21,52	34,01	0,1183	0,0115	1,211	0,116	1,005	0,012
aOT50C3	50,05	49,71	21,48	34,24	0,1178	0,0152	1,213	0,117	1,016	0,020
aOT50C4	50,26	49,86	21,58	34,10	0,1180	0,0195	1,219	0,121	1,032	0,034
aOT50C5	50,02	49,24	22,01	33,11	0,1172	0,0310	1,220	0,123	1,099	0,089
aOT50C6	49,82	48,93	22,65	32,82	0,1168	0,0336	1,216	0,122	1,119	0,106
aOT50C7	49,85	49,19	24,06	32,96	0,1171	0,0389	1,224	0,126	1,163	0,142
aOT50C8	49,87	49,23	24,92	32,92	0,1172	0,0451	1,222	0,125	1,222	0,190
aOT50C9	49,77	49,16	25,95	32,94	0,1171	0,0510	1,215	0,123	1,286	0,242
aOT60C1	60,32	59,80	24,85	40,17	0,1312	0,0090	1,184	0,093	1,000	0,008
aOT60C2	60,24	59,68	24,43	40,08	0,1311	0,0123	1,190	0,096	1,007	0,013
aOT60C3	60,72	60,06	24,15	40,20	0,1316	0,0152	1,187	0,094	1,016	0,020
aOT60C4	60,69	59,88	24,05	40,01	0,1314	0,0193	1,187	0,095	1,031	0,033
aOT60C5	60,70	59,57	24,34	38,58	0,1309	0,0316	1,191	0,099	1,104	0,094
aOT60C6	60,67	59,40	25,18	38,24	0,1307	0,0354	1,190	0,099	1,134	0,118
aOT60C7	60,66	59,31	26,03	38,11	0,1306	0,0391	1,190	0,100	1,166	0,145
aOT60C8	59,86	58,43	26,95	37,79	0,1294	0,0442	1,189	0,101	1,216	0,185
aOT60C9	60,82	59,30	27,87	37,88	0,1306	0,0507	1,189	0,100	1,283	0,239
aOT70C1	70,64	70,08	26,64	46,86	0,1449	0,0093	1,161	0,076	1,001	0,008
aOT70C2	70,93	70,17	25,86	45,92	0,1451	0,0128	1,160	0,076	1,009	0,015
aOT70C3	71,22	70,31	25,38	45,67	0,1452	0,0160	1,159	0,076	1,018	0,022
aOT70C4	71,11	70,05	25,22	45,22	0,1449	0,0195	1,164	0,078	1,032	0,034
aOT70C5	71,54	70,09	25,26	43,68	0,1449	0,0305	1,164	0,079	1,097	0,088
aOT70C6	71,36	69,80	25,54	43,02	0,1446	0,0344	1,164	0,080	1,127	0,113
aOT70C7	71,56	69,89	26,39	42,45	0,1447	0,0388	1,165	0,081	1,165	0,144
aOT70C8	71,59	69,79	27,48	41,89	0,1445	0,0465	1,167	0,082	1,241	0,205
aOT70C9	71,61	69,74	28,71	41,88	0,1445	0,0510	1,167	0,082	1,291	0,245
aOT80C1	80,98	80,15	27,00	51,35	0,1583	0,0094	1,152	0,063	1,001	0,009
aOT80C2	80,98	80,07	26,64	50,53	0,1582	0,0138	1,153	0,064	1,011	0,017
aOT80C3	81,09	80,04	26,29	50,31	0,1582	0,0164	1,153	0,064	1,020	0,024

aOT80C4	81,11	79,96	25,80	49,85	0,1581	0,0180	1,153	0,064	1,026	0,029
aOT80C5	81,44	79,86	25,69	48,23	0,1579	0,0285	1,151	0,065	1,084	0,077
aOT80C6	81,42	79,80	26,05	47,85	0,1579	0,0296	1,152	0,066	1,091	0,083
aOT80C7	81,62	79,71	26,76	46,45	0,1577	0,0395	1,151	0,066	1,172	0,149
aOT80C8	81,71	79,65	27,78	45,60	0,1577	0,0460	1,152	0,067	1,237	0,202
aOT80C9	81,73	79,61	28,98	45,54	0,1576	0,0499	1,152	0,067	1,280	0,236

Fonte: Autor (2021).

Tabela II.4. Dados experimentais para o teste água/água.

<i>Teste</i>	$T_{hot,in}$ °C	$T_{hot,out}$ °C	$T_{cold,in}$ °C	$T_{cold,out}$ °C	\dot{m}_{hot} kg/s	\dot{m}_{cold} kg/s	ΔP_{hot} bar	$P_{hot,in}$ bar	ΔP_{cold} bar	$P_{cold,in}$ bar
AAT50C1	50,11	45,98	6,28	7,74	0,233	0,665	0,023	1,012	0,057	1,165
AAT50C2	49,94	44,99	5,82	6,76	0,233	1,246	0,022	1,012	0,203	1,412
AAT50C3	49,72	44,10	5,57	6,28	0,229	1,877	0,022	1,014	0,484	1,859
AAT50C4	49,51	43,78	5,42	6,01	0,229	2,508	0,021	1,014	0,898	2,492
AAT50C5	50,45	44,55	6,34	6,69	0,223	3,198	0,021	1,000	1,454	3,344
AAT50C6	50,01	44,22	6,32	6,63	0,223	3,605	0,022	1,000	1,853	3,946
AAT50C7	49,87	43,97	6,77	7,05	0,226	4,013	0,022	1,002	2,300	4,620
AAT50C8	49,94	43,96	7,10	7,36	0,223	4,410	0,022	1,000	2,802	5,369
AAT50C9	49,43	43,58	6,72	6,98	0,230	4,676	0,022	1,000	3,083	5,830
AAT60C1	59,91	54,62	6,27	8,15	0,233	0,666	0,023	1,013	0,057	1,165
AAT60C2	59,69	53,15	7,11	8,32	0,232	1,247	0,022	1,012	0,204	1,412
AAT60C3	59,79	52,33	5,68	6,62	0,230	1,876	0,022	1,014	0,484	1,859
AAT60C4	59,81	52,11	6,00	6,76	0,229	2,511	0,021	1,016	0,900	2,493
AAT60C5	60,02	52,25	6,59	7,07	0,225	3,198	0,021	1,001	1,456	3,343
AAT60C6	59,84	51,98	6,48	6,92	0,224	3,605	0,022	1,001	1,854	3,946
AAT60C7	59,83	51,79	6,69	7,09	0,226	4,013	0,022	1,002	2,300	4,622
AAT60C8	59,80	51,81	7,77	8,14	0,224	4,413	0,022	1,002	2,805	5,371
AAT60C9	59,67	51,74	7,13	7,50	0,231	4,682	0,022	1,000	3,081	5,829
AAT70C1	70,01	63,42	7,26	9,56	0,234	0,662	0,023	1,013	0,058	1,165
AAT70C2	69,51	61,32	6,83	8,34	0,232	1,249	0,023	1,012	0,204	1,412
AAT70C3	69,95	60,65	6,73	7,89	0,230	1,878	0,022	1,014	0,487	1,860
AAT70C4	69,66	59,98	6,88	7,82	0,229	2,512	0,022	1,014	0,903	2,495
AAT70C5	69,79	60,01	7,48	8,10	0,226	3,199	0,021	1,001	1,460	3,345
AAT70C6	69,95	60,00	7,37	7,93	0,224	3,605	0,022	1,001	1,859	3,948
AAT70C7	70,14	59,90	7,49	8,01	0,224	4,014	0,022	1,002	2,305	4,625
AAT70C8	69,82	59,49	7,27	7,75	0,222	4,412	0,022	1,001	2,803	5,370
AAT70C9	69,84	59,85	7,84	8,32	0,234	4,683	0,023	1,000	3,083	5,831
AAT80C1	80,63	72,53	7,28	10,12	0,234	0,665	0,023	1,011	0,057	1,165
AAT80C2	80,73	70,49	6,58	8,46	0,231	1,249	0,023	1,011	0,203	1,412
AAT80C3	80,48	69,12	7,31	8,73	0,229	1,878	0,022	1,013	0,487	1,859
AAT80C4	80,01	68,12	7,29	8,42	0,226	2,513	0,021	1,013	0,904	2,495
AAT80C5	80,24	68,20	7,57	8,35	0,225	3,199	0,021	1,001	1,460	3,345
AAT80C6	80,06	68,03	8,00	8,69	0,222	3,606	0,022	1,001	1,863	3,950

AAT80C7	80,21	67,79	8,02	8,66	0,223	4,013	0,022	1,003	2,308	4,626
AAT80C8	79,95	67,28	6,91	7,51	0,222	4,412	0,022	1,002	2,800	5,370
AAT80C9	79,48	67,46	7,94	8,52	0,235	4,685	0,023	1,000	3,083	5,831

Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE V

Tabela II.5. Resultado do modelo para o teste água/ar.

<i>Teste</i>	<i>Re_{hot}</i>	<i>Re_{cold}</i>	<i>T_{hot,out}</i> °C	<i>T_{cold,out}</i> °C	ΔP_{cold} bar
aAT40C1	1570	1745	40,00	32,12	0,006
aAT40C2	1571	2263	40,03	31,35	0,009
aAT40C3	1580	3327	39,78	30,36	0,026
aAT40C4	1584	3897	39,91	30,05	0,034
aAT40C5	1587	5457	39,86	29,64	0,061
aAT40C6	1601	5984	39,87	29,73	0,072
aAT40C7	1598	7918	39,84	29,80	0,116
aAT40C8	1574	9088	39,84	30,30	0,146
aAT40C9	1576	9944	39,86	30,86	0,169
aAT50C1	1933	1670	49,76	38,60	0,006
aAT50C2	1932	2383	49,73	36,86	0,014
aAT50C3	1901	3053	49,70	36,09	0,023
aAT50C4	1892	3713	49,66	35,46	0,032
aAT50C5	1876	5367	49,63	34,77	0,061
aAT50C6	1887	5990	49,61	35,21	0,074
aAT50C7	1874	7716	49,61	35,36	0,115
aAT50C8	1868	9038	49,60	35,83	0,149
aAT50C9	1850	9882	49,62	36,54	0,173
aAT60C1	2332	1685	59,60	43,51	0,006
aAT60C2	2324	2501	59,58	41,09	0,016
aAT60C3	2305	3039	59,56	40,28	0,023
aAT60C4	2316	3689	59,55	39,69	0,032
aAT60C5	2324	5310	59,49	38,72	0,061
aAT60C6	2325	6298	59,48	38,92	0,083
aAT60C7	2321	7420	59,52	39,40	0,110
aAT60C8	2318	8946	59,50	39,81	0,150
aAT60C9	2288	9881	59,50	40,46	0,176
aAT70C1	2760	1724	69,37	48,82	0,007
aAT70C2	2760	2624	69,28	45,31	0,018
aAT70C3	2746	3170	69,24	44,42	0,025
aAT70C4	2741	3623	69,24	43,94	0,032
aAT70C5	2739	4887	69,15	42,77	0,054
aAT70C6	2744	6191	69,13	42,73	0,082
aAT70C7	2753	7543	69,09	42,88	0,114
aAT70C8	2752	9044	69,10	43,38	0,155
aAT70C9	2755	9879	69,11	43,91	0,179
aAT80C1	3145	1736	79,16	54,81	0,007

aAT80C2	3128	2402	79,10	51,08	0,016
aAT80C3	3138	3175	79,00	49,05	0,026
aAT80C4	3137	3666	79,07	48,45	0,033
aAT80C5	3101	5413	78,85	46,67	0,066
aAT80C6	3090	6212	78,83	46,64	0,084
aAT80C7	3077	7755	78,70	46,31	0,122
aAT80C8	3070	8943	78,60	46,46	0,154
aAT80C9	3046	9584	78,44	46,85	0,173

Fonte: Autor (2021).

Tabela II.6. Resultado do modelo para o teste óleo/ar.

<i>Teste</i>	<i>Re_{hot}</i>	<i>Re_{cold}</i>	<i>T_{hot,out}</i> <i>°C</i>	<i>T_{cold,out}</i> <i>°C</i>	<i>ΔP_{cold}</i> <i>bar</i>
aOT50C1	21	1700	49,05	35,95	0,006
aOT50C2	21	2275	49,58	34,64	0,010
aOT50C3	21	3001	49,20	33,37	0,022
aOT50C4	21	3860	49,27	32,70	0,035
aOT50C5	21	6131	48,77	31,36	0,080
aOT50C6	21	6655	48,55	31,49	0,092
aOT50C7	21	7685	48,56	32,05	0,119
aOT50C8	21	8898	48,53	32,24	0,152
aOT50C9	21	10051	48,40	32,61	0,187
aOT60C1	29	1762	59,58	42,71	0,007
aOT60C2	28	2407	59,37	40,50	0,015
aOT60C3	29	2983	59,73	39,50	0,023
aOT60C4	29	3787	59,56	38,44	0,035
aOT60C5	29	6200	59,24	36,55	0,084
aOT60C6	28	6939	59,15	36,68	0,102
aOT60C7	28	7650	59,10	36,88	0,121
aOT60C8	27	8645	58,27	36,80	0,149
aOT60C9	28	9899	59,13	37,24	0,187
aOT70C1	48	1804	69,79	48,82	0,007
aOT70C2	48	2483	69,92	45,98	0,017
aOT70C3	49	3108	70,07	44,51	0,025
aOT70C4	48	3783	69,83	43,38	0,036
aOT70C5	49	5947	69,90	41,14	0,080
aOT70C6	48	6695	69,62	40,70	0,098
aOT70C7	48	7557	69,73	40,75	0,121
aOT70C8	48	9048	69,63	40,62	0,163
aOT70C9	48	9904	69,62	41,04	0,190
aOT80C1	82	1801	80,03	54,37	0,007
aOT80C2	82	2656	79,82	50,52	0,019

aOT80C3	82	3171	79,81	49,17	0,027
aOT80C4	82	3476	79,75	48,33	0,031
aOT80C5	82	5516	79,68	45,37	0,071
aOT80C6	82	5728	79,64	45,39	0,076
aOT80C7	82	7648	79,57	44,27	0,125
aOT80C8	82	8904	79,53	44,09	0,161
aOT80C9	82	9643	79,50	44,45	0,185

Fonte: Autor (2021).

Tabela II.7. Resultado do modelo para o teste água/água.

<i>Teste</i>	<i>Re_{hot}</i>	<i>Re_{cold}</i>	<i>T_{hot,out}</i> °C	<i>T_{cold,out}</i> °C	ΔP_{cold} bar
AAT50C1	1677	1707	46,32	8,00	0,042
AAT50C2	1657	3129	45,65	6,89	0,166
AAT50C3	1617	4660	44,97	6,40	0,352
AAT50C4	1606	6188	44,52	6,13	0,603
AAT50C5	1593	8086	45,17	6,96	0,946
AAT50C6	1582	9106	44,71	6,91	1,185
AAT50C7	1594	10273	44,61	7,31	1,449
AAT50C8	1576	11401	44,61	7,61	1,730
AAT50C9	1610	11950	44,21	7,22	1,935
AAT60C1	1951	1718	55,24	8,38	0,042
AAT60C2	1916	3271	54,50	8,41	0,165
AAT60C3	1887	4692	53,94	6,71	0,351
AAT60C4	1876	6322	53,66	6,87	0,602
AAT60C5	1850	8166	53,61	7,35	0,945
AAT60C6	1835	9170	53,33	7,20	1,185
AAT60C7	1846	10268	53,30	7,37	1,449
AAT60C8	1830	11659	53,30	8,41	1,728
AAT60C9	1890	12135	53,22	7,75	1,937
AAT70C1	2253	1771	64,45	9,78	0,041
AAT70C2	2189	3262	63,19	8,40	0,165
AAT70C3	2167	4866	62,91	7,96	0,350
AAT70C4	2140	6517	62,28	7,93	0,601
AAT70C5	2116	8409	62,13	8,39	0,943
AAT70C6	2104	9437	62,11	8,23	1,181
AAT70C7	2100	10539	62,17	8,30	1,445
AAT70C8	2078	11502	61,78	8,04	1,730
AAT70C9	2195	12419	62,05	8,60	1,933
AAT80C1	2572	1796	73,96	10,28	0,041
AAT80C2	2504	3257	73,02	8,46	0,165
AAT80C3	2462	4971	72,07	8,77	0,349
AAT80C4	2408	6617	71,14	8,52	0,600

AAT80C5	2399	8452	71,01	8,65	0,942
AAT80C6	2364	9637	70,71	9,00	1,178
AAT80C7	2374	10723	70,74	8,97	1,442
AAT80C8	2343	11398	70,26	7,82	1,731
AAT80C9	2477	12482	70,21	8,82	1,934

Fonte: Autor (2021).

Tabela II.8. Resultado do modelo para o teste água/ar.

<i>Teste</i>	<i>Re_{hot}</i>	<i>Re_{cold}</i>	<i>T_{hot,out}</i> <i>°C</i>	<i>T_{cold,out}</i> <i>°C</i>	<i>ΔP_{cold}</i> <i>bar</i>
AaT50C1	2605	2118	23,17	6,58	0,018
AaT50C2	3843	2161	24,90	7,25	0,035
AaT50C3	4907	2102	25,30	6,64	0,053
AaT50C4	6301	2073	26,23	6,48	0,080
AaT50C5	7392	2126	27,51	7,31	0,104
AaT50C6	10834	2109	28,82	6,73	0,190
AaT50C7	11105	2006	28,71	6,39	0,197
AaT50C8	11350	1935	29,09	6,99	0,204
AaT60C1	2638	2083	27,30	6,77	0,019
AaT60C2	4008	1993	28,92	6,60	0,039
AaT60C3	5014	2118	29,98	7,32	0,057
AaT60C4	6535	2000	30,72	6,29	0,089
AaT60C5	7468	2056	31,90	6,93	0,111
AaT60C6	8768	2062	32,91	6,92	0,143
AaT60C7	11429	2000	34,63	6,43	0,216
AaT60C8	12081	1913	34,35	6,65	0,233
AaT70C1	2418	2113	31,00	6,94	0,017
AaT70C2	3865	2116	33,26	7,18	0,038
AaT70C3	4895	2088	34,10	6,77	0,057
AaT70C4	6306	2047	34,94	6,14	0,087
AaT70C5	7314	2307	37,15	9,85	0,112
AaT70C6	10074	2201	39,25	8,71	0,185
AaT70C7	11253	2051	38,87	7,27	0,217
AaT70C8	11562	1957	38,96	6,54	0,226
AaT80C1	2444	2096	33,62	6,44	0,018
AaT80C2	3650	2100	36,85	7,10	0,036
AaT80C3	4712	2132	39,34	7,36	0,056
AaT80C4	6447	2052	40,96	6,66	0,095
AaT80C5	7543	2100	42,49	7,48	0,123
AaT80C6	9636	2111	44,94	7,58	0,181
AaT80C7	10901	2053	45,72	7,69	0,217
AaT80C8	11425	1923	44,92	6,99	0,231

Fonte: Autor (2021).