



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS TRINDADE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Gian Marcos Gatti

**Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão: Estudo da Escalabilidade
Termo-Hidráulica e Mecânica**

FLORIANÓPOLIS

2020

Gian Marcos Gatti

**Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão: Estudo da Escalabilidade
Termo-Hidráulica e Mecânica**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Prof.^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.

Florianópolis

2020

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

Gatti, Gian Marcos
Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão:
Estudo da Escalabilidade Termo-Hidráulica e Mecânica / Gian
Marcos Gatti ; orientadora, Márcia Barbosa Henriques
Mantelli, 2020.
243 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocador de calor compacto.
3. Avaliação termo-hidráulica e mecânica. 4. União por
difusão. 5. Escalonamento. I. Mantelli, Márcia Barbosa
Henriques . II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Gian Marcos Gatti

**Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão: Estudo da Escalabilidade
Termo-Hidráulica e Mecânica**

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

Profa. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Paulo Smith Schneider, Dr.
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Fabio Antonio Xavier, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

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

Prof. Dr. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça
Coordenador do Programa

Profa. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.
Orientadora

Florianópolis, 16 de dezembro de 2020.

Dedico este trabalho aos meus queridos pais, Valdir e
Marines. Muito obrigado por tudo.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer especialmente aos meus pais, Valdir Gatti e Marines Teresinha Gatti, por todo seu apoio e compreensão, não apenas nessa jornada, mas por uma vida toda de dedicação. Também agradeço a minha irmã Graziela Gatti, pelas conversas descontraídas e os agradáveis momentos que podemos aproveitar juntos durante esse período.

À minha namorada Paula Zanchetta, pelo seu companheirismo, amor, compreensão e por acreditar no meu potencial, mesmo que por várias vezes eu já havia me dado por vencido.

À Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli pela oportunidade e pela confiança no meu trabalho, além das orientações e paciência. Agradeço também por poder usar toda a estrutura do Labtucal para desenvolver meu trabalho. Estendo o agradecimento ao Prof. Fernando Milanez, pelas conversas e dicas que muito ajudaram.

Aos companheiros de bancada pela ajuda e parceira com os perrengues que pareciam inacabáveis: Pamela Hulse e Rodrigo Alvarez. Passamos por bons bocados mas também nos divertíamos.

Aos colegas e amigos que contribuíram de diversas formas para a conclusão desse trabalho, seja de forma direta ou indireta: Grégori Rosinski, Felipe Telles, Pedro Bellani, Felipe Gotardo, Andreza Souza, Ana Roberta, Luiz Cisterna, Luiz Domingos, Andrés Sarmiento, Luis Betancur, Nelson Londoño, Leandro da Silva, Juan Florez Mera, Kênia Milanez, Daniel Vitorino, Elvis Dörr, Gabriel Serafin, Joel Moreira, Felipe de Castro, Antônio Alexandre, Dijane Ferreira, Jônatas Vicente, Felipe Coltro, Renan Rodrigues e Rafaél Mezzalira,

À Priscila Gonçalves pela ajuda e conhecimento na área de engenharia dos materiais. Estendo meus agradecimentos a todos da equipe de materiais.

À Capes e a Petrobras pelo financiamento dessa pesquisa.

E a todos os demais que colaboraram dos mais distintos modos durante esse período de mestrado.

RESUMO

O trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água é uma variação dos trocadores de calor compactos unidos por difusão, sendo os seus principais diferenciais o método de usinagem dos canais e o sistema de empilhamento empregado. Inicialmente, utilizando placas de aço AISI 316L, fabricou-se um trocador de calor compacto de placa usinada por corte de jato d'água, com as dimensões externas de 173x173x113mm (comprimento, largura, altura), com canais retos de seção quadrada de 3x3mm, dispostos em um arranjo de escoamento cruzado. É apresentada uma análise qualitativa e quantitativa do processo de fabricação e da união por difusão desse núcleo, verificando aspectos como a rugosidade e a influência dos processos nas dimensões reais dos canais, onde verificou-se uma redução significativa da seção transversal. Realizaram-se ensaios de tração em corpos de prova extraídos das bordas desse núcleo, obtendo o valor para a tensão de escoamento, tensão máxima e alongamento percentual, em média, de 198,0MPa, 478,5MPa e 28,1% respectivamente. Em uma etapa posterior, realizaram-se testes termo-hidráulicos, utilizando ar quente e água fria como fluidos de trabalho. A faixa de Reynolds varrida para o ramal frio foi de 480 a 2683 e para o ramal quente foi de 799 a 3145, compreendendo os regimes de escoamento laminar, transição e início da turbulência. A taxa de transferência de calor medida ficou entre 1,22kW e 4,36kW e a queda de pressão variou de 154,4Pa a 1748,2Pa e 130,98Pa a 1192,72Pa para os ramais frio e quente, respectivamente. Estes resultados experimentais foram comparados com modelos teóricos da literatura, apresentando uma diferença relativa de 6,67% na taxa de transferência de calor e 2,07% e 6,19% em relação a queda de pressão para o lado frio e quente. Também são comparados com simulações computacionais, onde utilizou-se os modelos laminar e SST, apresentando boa concordância. A partir dos valores experimentais medidos, calculou-se o número de Nusselt e o fator de atrito de Fanning, importantes parâmetros adimensionais de projeto. Na segunda etapa desse trabalho, visando o escalonamento do processo, fabricou-se um trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água, com as dimensões externas de 350x400x300mm (comprimento, largura, altura), utilizando os mesmos procedimentos, parâmetros e espessura de placas do primeiro núcleo. Avaliou-se a estanqueidade do dispositivo através de testes hidrostáticos, onde foram observados vazamentos pontuais, ocasionados pela pequena quantidade de borda deixada após a abertura dos canais. No entanto, atingiram-se pressões de até 173bar, resultado esse limitado pelo vazamento na região de solda entre o bocal de alimentação e o núcleo do trocador de calor. De modo similar ao núcleo de trocador de calor de menor porte, realizaram-se ensaios de tração em diversos corpos de prova retirados da região de borda do núcleo. O resultado obtido para a tensão de escoamento, tensão máxima e alongamento percentual foi de, em média, 213,14MPa, 470,70MPa e 33,48%, respectivamente. De modo semelhante ao núcleo de menor porte, apenas a tensão de escoamento ficou dentro dos parâmetros estipulados pela norma ASME AS 240 para o aço 316L, com a tensão máxima e alongamento percentual ficando ligeiramente abaixo do estipulado. Também foram avaliadas qualitativamente as regiões de união das placas, através de análise metalográfica. Por fim, foi feito o fatiamento desse núcleo de médio porte para uma inspeção visual dos canais em diferentes quadrantes. De

modo geral, a utilização da temperatura de 1040°C, pressão de 9,5MPa e tempo de 90 minutos durante a união por difusão mostrou-se satisfatória para a soldagem de ambos os núcleos.

Palavras-chave: Trocador de calor compacto, trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água, avaliação termo-hidráulica, união por difusão, escalonamento.

ABSTRACT

The cut-plate heat exchanger is a variation of the diffusion bonded heat exchangers, where the main differences are the machining method (done by water jet cutting) and the stacking system employed. Initially, using AISI 316L steel plates, a cut-plate heat exchanger was manufactured, with the external dimensions of 173x173x113mm (length, width, height), straight channels of 3x3mm square cross-section and a cross flow arrangement. A qualitative and quantitative analysis of the manufacturing and diffusion bonding process of this core is presented, verifying aspects such as the roughness and the influence of the processes in the real dimensions of the channels, where there was a significant reduction of the cross section. Tensile tests were performed on samples extracted from the edges of this core, obtaining the value for yield stress, maximum stress and elongation, on average, of 198,0MPa, 478,5MPa and 28,1%, respectively. In a later stage, thermohydraulic tests were performed, using hot air and cold water as working fluids. The range of Reynolds number for the cold branch ranged from 480 to 2683 and for the hot branch from 799 to 3145, comprising the laminar, transition and beginning of turbulence flow regimes. The measured heat transfer rate ranged from 1.22kW and 4.36kW and the pressure drop varied from 154.4Pa to 1748.2Pa and 130.98Pa to 1192.72Pa for the cold and hot branches, respectively. These experimental results were compared with theoretical models in the literature, showing a relative difference of 6.67% in the heat transfer rate and 2.07% and 6.19% in relation to the pressure drop for the cold and hot sides. They were also compared with numerical simulations, where the laminar and SST models were used, showing good agreement. From the measured experimental values, the Nusselt number and the Fanning friction factor were calculated. In the second stage of this work, aiming at scaling process, a cut-plate heat exchanger was manufactured, with the external dimensions of 350x400x300mm (length, width, height), using the same procedures, parameters and plate thickness of the first core. The watertightness of the device was evaluated through hydrostatic tests, where occasional leaks were observed, caused by the small amount of edge left after opening the channels. However, pressures of up to 173 bar were reached, a result limited by leakage in the weld region between the supply nozzle and the heat exchanger core. Similar to the smaller heat exchanger core, tensile tests were performed on several specimens taken from the edge region of the core. The result obtained for the yield stress, maximum stress and elongation was, on average, 213,14MPa, 470,70MPa and 33,48%, respectively. Similar to the smaller core, only the yield stress was within the parameters stipulated by the ASME AS 240 standard for 316L steel, with the maximum yield and elongation being slightly below. The regions where the plates were joined were also qualitatively evaluated through metallographic analysis. Finally, this medium-sized core was sliced for a visual inspection of the channels in different quadrants. In general, the use of a temperature of 1040°C, pressure of 9.5MPa and time of 90 minutes during the diffusion bonding process proved to be satisfactory for welding both cores.

Keywords: Compact heat exchanger, cut-plate heat exchanger, thermos-hydraulic evaluation, diffusion bonding, scaling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Espectro de fatores de compacidade de superfícies de troca térmica. ...	20
Figura 2.2 Arranjos de escoamento em trocadores de calor.	21
Figura 2.3 - Representação esquemática para um trocador de calor com arranjo de escoamento contracorrente.	22
Figura 2.4 - Arranjos de escoamento para um trocador de calor de corrente cruzada.	22
Figura 2.5 – Esquematização da distribuição de temperaturas para um arranjo cruzado não-mistura - não-misturado.	23
Figura 2.6 - Seção de um trocador de calor de casco e tubo.	24
Figura 2.7 - Trocador de calor de placa gaxetada.	25
Figura 2.8 – Seções de um PCHE e de um FPHE.	26
Figura 2.9 - Núcleo fabricado e unido no Labtucal. Na figura: a) Processo de empilhamento. b) Núcleo unido. c) Detalhes geométricos.	27
Figura 2.10 – Parâmetros geométricos de um núcleo de trocador de calor compacto. Na direta, uma representação esquemática de uma das faces do núcleo com canais.	28
Figura 2.11 - <i>Script</i> para resolução do modelo teórico.	30
Figura 2.12 – Modelo de circuito térmico.	38
Figura 2.13 - Escoamento cruzado com ambos fluidos não-misturados.	41
Figura 2.14 - Representação da variação de pressão no núcleo de um trocador de calor compacto.	44
Figura 2.15 - Vista esquemática da formação do mecanismo de união por difusão.	49
Figura 2.16 - Esquematização das etapas da união por difusão.	49
Figura 3.1 – Sequência de empilhamento das placas.	55
Figura 3.2 - Usinagem das placas do núcleo.	56
Figura 3.3 - Remoção de rebarbas.	57
Figura 3.4 - Placas mergulhadas em banho ultrassônico com álcool etílico.	58
Figura 3.5 – Camada de alumina dissolvida aplicada na superfície das placas inferior e superior.	59
Figura 3.6 – Placas empilhadas e prontas para a união por difusão.	59

Figura 3.7 – a) Placas empilhadas posicionadas no interior do forno. b) Termopar posicionado na lateral do bloco.	60
Figura 3.8 – Forno de união por difusão disponível no Labtucal.	61
Figura 3.9 – Análise da rugosidade na lateral dos canais para usinagem por jato d'água.	62
Figura 3.10 – Propriedades monitoradas durante o ciclo de união por difusão.	64
Figura 3.11 - Bloco após o procedimento de união por difusão.	64
Figura 3.12 - Núcleo com as faces cortadas.	65
Figura 3.13 – Localização das amostras retiradas para análise.	66
Figura 3.14 – Amostras preparadas para análise metalográfica.	66
Figura 3.15 - Visualização em microscópio da linha de união das placas.	67
Figura 3.16 - Visualização da linha de união em duas posições sequenciais.	68
Figura 3.17 - Linha de união evidenciada.	68
Figura 3.18 - Representação de um dos canais da boda do núcleo unido, amostra B, aumento de 100 vezes.	69
Figura 3.19 - Representação de um dos canais da boda do núcleo unido, amostra B, aumento de 200 vezes.	69
Figura 3.20 - Corpos de prova extraídos de duas bordas do núcleo.	70
Figura 3.21 – Tensão máxima obtida nos ensaios de tração.	70
Figura 3.22 - Tensão de escoamento obtida nos ensaios de tração.	71
Figura 3.23 - Alongamento obtido nos ensaios de tração.	71
Figura 3.24 – Foto utilizada para análise do tamanho dos canais, para o ramal 1.	73
Figura 3.25 - Foto utilizada para análise do tamanho dos canais, para o ramal 2.	73
Figura 3.26 – Imagem binarizada para análise.	74
Figura 3.27 – Canais onde foram retiradas medidas de largura e altura.	75
Figura 3.28 – Medições de canais em diferentes regiões do núcleo.	76
Figura 4.1 – Componentes de montagem do trocador de calor.	79
Figura 4.2 - Sistema de fixação do núcleo por parafusos.	80
Figura 4.3 – Sequência de montagem do trocador de calor.	81
Figura 4.4 - Posicionamento das tomadas de pressão.	82
Figura 4.5 – Trocador de calor montado e isolado com uma camada de fibra de vidro.	82
Figura 4.6 – Componentes e equipamentos do ramal quente.	83

Figura 4.7 – Aparato para aquecimento do ar.....	84
Figura 4.8 - Sonda RTD para mensurar a temperatura do ar.....	85
Figura 4.9 - Medidor de vazão Coriolis.....	85
Figura 4.10 – Bocal e tubo de Pitot instalados para ajuste de curva do medidor de vazão.....	86
Figura 4.11 – Manômetro em U utilizado para mensurar a perda de carga.	87
Figura 4.12 – Componentes e equipamentos do ramal frio.....	89
Figura 4.13 – Medidor de vazão eletromagnético Rosemount 8732.	89
Figura 4.14 - Transdutor de pressão diferencial utilizado no ramal frio.....	91
Figura 4.15 – Procedimento de calibração do transdutor de pressão.	92
Figura 4.16 – Procedimento de início de funcionamento do ramal frio da bancada experimental.....	93
Figura 4.17 – Quadro de comando para o ramal quente.....	94
Figura 4.18 - Comparativo da taxa de transferência de calor para ambos os lados entre as baterias de testes.	100
Figura 4.19 - Repetição de bateria de teste, $\dot{m} \approx 0,6$ kg/s.....	101
Figura 4.20 - Repetição de bateria de teste, $\dot{m} \approx 2,1$ kg/s.....	101
Figura 4.21 - Taxa de transferência de calor em função de Reynolds do ramal quente.	102
Figura 4.22 - Taxa de transferência de calor em função de Reynolds do ramal frio.	103
Figura 4.23 - Condutância térmica experimental.....	104
Figura 4.24 - Efetividade do trocador de calor testado experimentalmente.	105
Figura 4.25 - Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção com o número de Reynolds – lado quente.....	106
Figura 4.26 – Variação do número de Nusselt com o número de Reynolds – lado quente.	107
Figura 4.27 – Variação de pressão no núcleo – lado quente.	108
Figura 4.28 – Variação de pressão no núcleo - lado frio.....	109
Figura 5.1 - Comparativo entre os pontos experimentais e o modelo teórico, $Re_c \approx 825$	111
Figura 5.2 - Comparativo entre os pontos experimentais e o modelo teórico, $Re_c \approx 2657$	111

Figura 5.3 - Taxa de transferência de calor experimental versus teórica.	112
Figura 5.4 - Comparação experimental - teórico da condutância térmica, para $Re_c \approx 825$	113
Figura 5.5 - Efetividade teórica versus experimental, bateria única, $Re_c \approx 825$	114
Figura 5.6 - Comparação do número de Nusselt experimental com teórico – lado do ar, $Re_c \approx 825$	115
Figura 5.7 - Célula unitária usada pelo modelo de Nusselt de Sarmiento et al. [21].	116
Figura 5.8 - Comparação dos pontos experimentais com os modelos teóricos – lado quente.	117
Figura 5.9 – Comparação dos pontos experimentais com o modelo teórico de Sarmiento et al. [21] – lado frio.	119
Figura 5.10 - Geometria de canal simples, representando apenas o núcleo do trocador de calor.	120
Figura 5.11 - Geometria representativa da região de entrada, núcleo, e região de saída do trocador de calor.	121
Figura 5.12 - Independência de malha para o ar, modelo laminar e turbulento.	122
Figura 5.13 - Independência de malha para a água, modelo laminar e turbulento.	122
Figura 5.14 – Efeito de <i>inflation</i> próximo da região de parede.	123
Figura 5.15 - Pontos considerados para determinar a variação de pressão.	125
Figura 5.16 - Perfil de velocidades na área do canal.	126
Figura 5.17 - Recirculações de escoamento na região de entrada do canal.	126
Figura 5.18 – Variação de pressão avaliada pelas simulações numéricas - lado quente.	127
Figura 5.19 – Variação de pressão avaliada pelas simulações numéricas - lado frio.	128
Figura 5.20 – Variação de pressão no núcleo - lado quente.	129
Figura 5.21 – Variação de pressão no núcleo - lado frio.	130
Figura 5.22 - Coeficiente de atrito - lado frio.	131
Figura 5.23 - Coeficiente de atrito - lado quente.	132
Figura 5.24 - Comparação entre o coeficiente de atrito determinado por diferentes modos.	133
Figura 5.25 – Geometria para simulação térmica.	134

Figura 5.26 - Refino de malha e detalhes da geometria.....	135
Figura 5.27 - Perfil de temperaturas.....	136
Figura 5.28 – Comparativo da taxa de transferência de calor obtida numericamente.	138
Figura 6.1 – Placas empilhadas em paralelo. Na direita, região que representa a área em contato.....	142
Figura 6.2 – Placas em arranjo cruzado. Na direita, região que representa a área em contato.	142
Figura 6.3 - Placas usinadas, canais retos à esquerda e em "L" à direita.....	143
Figura 6.4 – Placas de canais L e canais retos sobrepostas.	144
Figura 6.5 – Etapas de limpeza e preparo das placas.	144
Figura 6.6 - Placas à serem empilhadas para união por difusão.....	146
Figura 6.7 – Rasgo lateral em placa central do núcleo.	147
Figura 6.8 - Placas empilhadas, prontas para a união por difusão.....	148
Figura 6.9 - Detalhe do posicionamento dos termopares na lateral e no interior das placas empilhadas.....	148
Figura 6.10 - Temperaturas ao longo do processo de união por difusão.	150
Figura 6.11 - Temperatura com foco na região de união.	151
Figura 6.12 - Núcleo de trocador de calor pós-união.	152
Figura 6.13 – Olhais de içamento soldados na parte superior do núcleo.....	152
Figura 6.14 – Vista frontal do núcleo após o procedimento de eletroerosão.....	153
Figura 6.15 - Ambas faces removidas pelo procedimento de eletroerosão.....	154
Figura 6.16 - Geometria projetada e bocal pronto.....	155
Figura 6.17 - Bocal soldado na face do núcleo.	155
Figura 6.18 - Representação esquemática da disposição dos canais.....	156
Figura 6.19 - Representação dos pontos de vazamento após pressurização com ar.	157
Figura 6.20 - Avaliação do nível de vácuo obtido para o aparato.....	158
Figura 6.21 - Bancada para teste hidrostático com o aparato conectado.	159
Figura 6.22 - Primeiro teste hidrostático.....	160
Figura 6.23 - Segundo teste hidrostático.....	161
Figura 6.24 - Vazamento concentrado na solda entre o bocal e o núcleo.....	161
Figura 6.25 - Terceiro teste hidrostático.....	162
Figura 6.26 - Detalhe na falha de solda entre o bocal e o núcleo.	163

Figura 6.27 - Quarto teste hidrostático.	163
Figura 6.28 - Surgimento de gotículas. Na esquerda, na região de soldagem entre os componentes do bocal, e, na direita, em alguns canais na região central do núcleo.	164
Figura 6.29 - Quinto teste hidrostático (sequência do quarto teste).	165
Figura 6.30 - Novo vazamento na região de solda entre o bocal e o núcleo.	166
Figura 6.31 - Rompimento na região de solda entre o bocal e o núcleo.	166
Figura 6.32 - Face pressurizada após a remoção do bocal, pontos com falhas destacados.	167
Figura 6.33 - Região de falha na parte inferior do núcleo.	168
Figura 6.34 - Falha pontual no lado direito inferior.	168
Figura 6.35 – Face após a aplicação do revelador, em ensaio de líquido penetrante.	169
Figura 6.36 - Detalhe de local com falha.	170
Figura 6.37 - Regiões da borda 1 para remoção de amostras.	171
Figura 6.38 - Amostras para metalografia e ensaio de tração removidas.	172
Figura 6.39 - Regiões da borda 2 para remoção de corpos de prova.	172
Figura 6.40 - Amostra M1, região 1, aumento de 200x.	174
Figura 6.41 – Amostra M1, região 2, aumento de 200x.	174
Figura 6.42 - Amostra M1, aumento de 500x.	175
Figura 6.43 - Amostra M2, região 1, aumento de 200x.	175
Figura 6.44 - Amostra M2, região 2, aumento de 200x.	176
Figura 6.45 - Amostra M2, aumento de 500x.	176
Figura 6.46 - Amostra M3, região 1, aumento de 200x.	177
Figura 6.47 - Amostra M3, região 2, aumento de 200x.	177
Figura 6.48 - Amostra M3, aumento de 500x.	178
Figura 6.49 - Resistência mecânica das amostras submetidas à ensaio de tração.	179
Figura 6.50 – Tensão de escoamento nas amostras submetidas à ensaio de tração	180
Figura 6.51 – Parâmetro de alongamento nas amostras submetidas à ensaio de tração.	181
Figura 6.52 – Corpos de prova rompidos após o ensaio de tração. a) CP1; b) CP2; c) CP3.	182

Figura 6.53 - Diferentes quadrantes para fatiamento do núcleo.....	183
Figura 6.54 - Primeiro quadrante, após o fatiamento do núcleo.....	184
Figura 6.55 - Segundo quadrante, após o fatiamento do núcleo.....	185
Figura 6.56 - Medições da borda resultante após usinagem.....	185
Figura 6.57 - Terceiro quadrante, após o fatiamento do núcleo.....	186
Figura 6.58 - Quarto quadrante, após o fatiamento do núcleo.....	187
Figura 6.59 - Vista aproximada em uma região de canais dispostos de forma contracorrente.....	188

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Parâmetros para a resolução da eq. (11).	34
Tabela 2.2 - Parâmetros ótimos para resolução da eq. (22)	36
Tabela 2.3 – Abrangência do modelo proposto por Sarmiento et al. [21].	36
Tabela 2.4 - Parâmetros de união utilizados na produção de um trocador de calor de placa usinada.	50
Tabela 2.5 - Parâmetros otimizados para união do aço AISI 316L.	50
Tabela 2.6 - Composição química do aço inoxidável AISI 316L.....	51
Tabela 3.1 - Dimensões e quantidade de placas usinadas.	54
Tabela 3.2 – Parâmetros utilizados para união por difusão.	60
Tabela 3.3 - Dados técnicos do forno de união por difusão utilizado.	61
Tabela 3.4 – Área dos canais analisados.....	74
Tabela 3.5 – Média das medições relativa à largura e altura dos canais.	75
Tabela 3.6 - Dados geométricos do núcleo de trocador de calor.	77
Tabela 4.1 – Itens de montagem do trocador de calor.	80
Tabela 4.2 – Programação dos testes experimentais.	95
Tabela 4.3 - Dados térmicos monitorados e coletados nos testes experimentais.	97
Tabela 5.1 - Vazões simuladas numericamente.....	124
Tabela 5.2 - Bateria de testes para simulação numérica térmica.....	136
Tabela 5.3 - Fluxo de calor obtido pelas simulações numéricas.	137
Tabela 6.1 - Dimensões e quantidade de placas usinadas para o núcleo.	143
Tabela 6.2 – Parâmetros utilizados para união por difusão.	149
Tabela 6.3 - Área de contato e força aplicada para os diferentes núcleos.....	149
Tabela 6.4 - Tempos de aquecimento e resfriamento da união por difusão do núcleo.	150

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISI	Instituto americano do ferro e aço
ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros de aquecimento, refrigeração e ar-condicionado
ASME	Sociedade americana dos engenheiros mecânicos
CHE	Trocador de calor compacto
FPHE	Trocador de calor de placa corrugada
H ² X	Trocador de calor híbrido
LABTUCAL	Laboratório de tubos de calor
PCHE	Trocador de calor de circuito impresso
PHE	Trocador de calor tipo placa
PMTA	Pressão máxima de trabalho admissível
STHE	Trocador de calor tipo casco e tubos
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
UHF	Fluxo de calor prescrito
UWT	Temperatura de parede uniforme

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Romano

A_{canal}	Área da seção transversal do canal	[m ²]
A_f	Área total da aleta	[m ²]
A_{free}	Área livre de escoamento	[m ²]
A_{tot}	Área total de transferência de calor	[m ²]
a	Espessura da placa intermediária	[m]
B	Constante para o modelo de Sarmiento et al.	-
b	Altura do canal	[m]
C	Taxa de capacidade calorífica	[W/K]
C_1	Constante para o modelo de Muzychka e Yovanovich	-
C_2	Constante para o modelo de Muzychka e Yovanovich	-

C_3	Constante para o modelo de Muzychka e Yovanovich	-
C_4	Constante para o modelo de Muzychka e Yovanovich	-
C_c^*	Razão de contração de jato	-
cp	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
e	Largura da aleta	[m]
F	Fator de correção para arranjo cruzado	-
f	Fator de atrito de Fanning	-
G	Velocidade mássica	[kg/m ² .s]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
g_c	Constante de proporcionalidade	-
H	Altura do núcleo	[m]
H^*	Altura útil do núcleo	[m]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² .K]
j	Fator j de Colburn	-
K_c	Coeficiente de variação de pressão por contração	-
K_d	Coeficiente de variação de pressão	-
K_e	Coeficiente de variação de pressão por expansão	-
K_{td}	Fator de correção de desenvolvimento térmico	-
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
L	Comprimento do núcleo	[m]
L_{hy}^*	Comprimento hidrodinâmico adimensional	-
L_{th}^*	Comprimento térmico adimensional	-
m	Parâmetro de eficiência da aleta	[1/m]
m_c	Constante assintótica para o modelo de Sarmiento et al.	-
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
N	Número de ramais	-
n	Número de canais por ramal	-
Nu	Número de Nusselt	-
NTU	Número de unidades de transferência de calor	-

P_{canal}	Perímetro do canal	[m]
p	Pressão	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	-
q	Taxa de transferência de calor	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
R	Resistência térmica	[K/W]
R_1	Relação entre as taxas de capacidade térmica	-
R^*	Constante universal dos gases	[J/kg.K]
Ra	Rugosidade	[m]
Re	Número de Reynolds	-
r_h	Raio hidráulico	[m]
St	Número de Stanton	-
T	Temperatura	[K]
UA	Condutância térmica	[W/K]
V	Volume do núcleo do trocador de calor	[m ³]
v	Velocidade	[m/s]
W	Largura do núcleo	[m]
w	Largura do canal	[m]
y^+	Distância adimensional da parede	-

Alfabeto Grego

α	Densidade superficial de transferência de calor	[m ² /m ³]
β	Compacidade, razão entre a área de troca térmica em um dos lados pelo volume do trocador de calor	[m ² /m ³]
γ	Parâmetro de forma	-
Δ	Diferença entre o valor final e inicial de uma variável	-
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica das temperaturas	[K]
ε	Efetividade	-
ε^*	Razão de aspecto do canal	-
η_f	Eficiência da aleta	-
η_o	Eficiência global da superfície estendida	-

λ	Densidade superficial total de transferência de calor	[m ² /m ³]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[Pa.s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Porosidade	-
τ^*	Tensão de cisalhamento média na parede	-
ψ	Função de amortecimento	-

Subscritos e Abreviaturas

\sqrt{A}	Variável baseada na raiz da área da seção transversal do canal
<i>c</i>	Ramal frio
<i>con</i>	Contração
<i>exp</i>	Experimental
<i>exp</i>	Expansão
<i>f</i>	Fluido
<i>h</i>	Ramal quente
<i>i</i>	Entrada
<i>l</i>	Laminar
<i>m</i>	Material (sólido)
<i>man</i>	Manométrico
<i>min</i>	Mínimo
<i>o</i>	Saída
<i>t</i>	Turbulento
<i>teo</i>	Teórico
<i>tot</i>	Total
<i>w</i>	Parede

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS GERAIS	16
1.2	Objetivos Específicos	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	TROCADORES DE CALOR	18
2.1.1	Classificação de acordo com o processo de transferência de calor	19
2.1.2	Classificação de acordo com compacidade	19
2.1.3	Classificação de acordo com os arranjos de escoamento	21
2.1.3.1	Trocador de calor de arranjo contracorrente	22
2.1.3.2	Trocador de calor de arranjo cruzado	22
2.2	TECNOLOGIAS DE FABRICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR	23
2.2.1	Trocadores de calor unidos por difusão	25
2.2.1.1	Trocador de calor de placa usinada.....	26
2.3	MODELO TEÓRICO PARA TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	28
2.3.1	Modelo térmico teórico ϵ-NUT	30
2.3.2	Redução de dados experimentais e o Método da Média Logarítmica das Temperaturas – LMTD.....	39
2.3.3	Modelo hidráulico	43
2.4	A TÉCNICA DA UNIÃO POR DIFUSÃO.....	47
2.5	AÇO INOXIDÁVEL AISI 316L.....	51
2.6	TESTE HIDROSTÁTICO PARA AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DO NÚCLEO DE TROCADORES DE CALOR.....	52
2.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO	52
3	FABRICAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO DE PLACA USINADA UNIDO POR DIFUSÃO DE ESCOAMENTO CRUZADO	54
3.1	PROCESSO CONSTRUTIVO	54

3.1.1	Seleção de matéria prima	55
3.1.2	Usinagem e preparo das placas	56
3.1.3	Empilhamento das placas e união por difusão do núcleo	58
3.2	RESULTADOS	62
3.2.1	Resultados relativos ao processo de usinagem.....	62
3.2.2	Resultados da união por difusão do bloco	63
3.2.3	Avaliação da região com canais e influência da união por difusão.....	72
3.3	SINTESE DO CAPÍTULO	78
4	TESTES TERMO-HIDRÁULICOS DO TROCADOR DE CALOR	
	COMPACTO DE PLACA USINADA FABRICADO	79
4.1	MONTAGEM DOS COMPONENTES DO TROCADOR DE CALOR.....	79
4.2	INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA DE TESTES TERMO-HIDRÁULICOS	83
4.2.1	Ramal quente (Ar).....	83
4.2.2	Ramal frio (Água).....	88
4.2.3	Procedimento de teste	92
4.3	RESULTADOS TÉRMICOS	97
4.4	RESULTADOS NA VARIAÇÃO DE PRESSÃO.....	107
4.5	SÍNTESE DO CAPÍTULO	109
5	COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS COM O MODELO	
	TEÓRICO E SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS	110
5.1	COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS TÉRMICOS	110
5.2	COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS DE VARIAÇÃO DE PRESSÃO.....	117
5.3	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	120
5.3.1	Avaliação da perda de carga e do fator de atrito numéricos.....	120
5.3.2	Avaliação da taxa de transferência de calor numérica	134
5.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	139

6	FABRICAÇÃO DE UM NÚCLEO DE TROCADOR DE CALOR DE MÉDIO PORTE 140	
6.1	ESCOLHA DA GEOMETRIA DOS CANAIS E USINAGEM.....	141
6.2	LIMPEZA E PREPARO DAS PLACAS PARA A UNIÃO DO BLOCO	144
6.3	UNIÃO POR DIFUSÃO DO NÚCLEO DE MÉDIO PORTE	145
6.4	RESULTADOS DA UNIÃO POR DIFUSÃO E AVALIAÇÃO ESTRUTURAL	150
6.4.1	Teste de vácuo e estanqueidade.....	154
6.5	Avaliação mecânica e microestrutural do núcleo.....	167
6.5.1	Análise da união na região das bordas e ensaio de tração	171
6.6	FATIAMENTO DO NÚCLEO	183
6.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO	188
7	CONCLUSÕES	190
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	192
	REFERÊNCIAS.....	193
	APÊNDICE A – DETALHAMENTO DAS PLACAS PARA FABRICAÇÃO DE NÚCLEO DE TROCADOR DE CALOR DE PLACA USINADA.....	196
	APÊNDICE B – RESULTADOS DAS MEDIÇÕES DA ÁREA DOS CANAIS POR BINARIZAÇÃO DE IMAGEM	200
	APÊNDICE C – AJUSTE DAS CURVAS DOS MEDIDORES DE VAZÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	206
	APÊNDICE D – ANÁLISE DE INCERTEZAS	210
	D.1 – Metodologia de incerteza de medição.....	210
	D.2 – Incerteza nas medições de temperaturas	214
	D.3 – Incerteza na vazão mássica	217
	D.4 – Incerteza na taxa de transferência de calor	218
	D.5 – Incerteza da condutância térmica, coeficiente de transferência de calor por convecção, número de Nusselt e efetividade	220
	D.6 – Incerteza na queda de pressão e no fator de atrito.....	221

APÊNDICE E – DETALHAMENTO DA GEOMETRIA DO NÚCLEO DE TROCADOR DE CALOR DE PLACA USINADA DE MÉDIO PORTE.....	223
ANEXO A – CERTIFICADO DE QUALIDADE CHAPA 1mm.....	228
ANEXO B – CERTIFICADO DE QUALIDADE CHAPA 3mm.....	229

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são dispositivos presentes em diversas aplicações, seja na indústria alimentícia, química, de petróleo e gás, e até mesmo em dispositivos comuns do dia-a-dia, como os radiadores automotivos e os aparelhos de ar condicionado. Uma vez que é um dispositivo bastante versátil, torna-se objeto de estudo, sempre visando uma maior eficiência energética.

Desse modo, os trocadores de calor compactos foram objeto de grande avanço tecnológico. Sua principal característica é a alta compactidade, que relaciona a área de troca térmica e o volume do dispositivo. Dentre eles, o trocador de calor de circuito impresso – PCHE (do inglês, *Printed Circuito Heat Exchanger*) tornou-se bastante relevante na indústria pela sua técnica de fabricação, a união por difusão. Esse processo, quando otimizado, habilita o dispositivo à operar desde temperaturas criogênicas até de 800°C, e com pressões de até 50MPa, sendo que o resultado do bloco unido apresenta resistência mecânica equivalente ao do metal base [1].

Uma vez que é possível obter uma alta compactidade com esses trocadores de calor compactos, eles tornam-se importantes em aplicações onde espaço (*footprint*) é limitado, como por exemplo, na indústria aeronáutica e em plataformas de extração de petróleo e gás *off-shore*, reduzindo o peso e área ocupada.

Visando desenvolver a tecnologia de trocadores de calor compactos nacionalmente, surgiu a parceria entre a Petrobras e o Laboratório de Tubos de Calor - Labtucal, no projeto denominado: Desenvolvimento de permutadores de calor compactos soldados por difusão. Em etapas anteriores, adquiriu-se um forno prensa de alto vácuo para desenvolvimento e aprimoramento da técnica de união por difusão. Posteriormente, foi possível desenvolver a tecnologia de trocador de calor compacto unido por difusão de placa usinada por corte por jato d'água [2], além de experimentos para a otimização do processo de fabricação desse dispositivo [2], [3]. Essa tecnologia consiste no empilhamento de placas com ranhuras usinadas intercaladas com placas maciças intermediárias, dando origem a canais de escoamento. O projeto encontra-se na terceira fase, onde um dos escopos é o escalonamento do processo de fabricação desses trocadores de calor.

O escalonamento tem como função migrar os conhecimentos obtidos com a manufatura de permutadores de calor de pequeno porte para os de maior porte. Isso, além de aproximar as etapas de fabricação para uma aplicação mais próxima da escala real, faz com que novos desafios surjam. Entender as novas dificuldades e solucioná-las são de suma importância, uma vez que o *know-how* do processo influencia diretamente no projeto e design de um trocador de calor.

É importante ressaltar que quanto mais próximo se chega dos núcleos de trocador de calor de porte industrial, além de todos os custos envolvendo a manufatura serem acrescidos, há também uma maior dificuldade para obter suas características termo-hidráulicas, uma vez que isso demanda uma bancada com equipamentos mais robustos e uma estrutura mais complexa. Dessa forma, torna-se importante a realização de testes em menor escala, validando o uso de ferramentas teóricas e computacionais. Com essa validação, surge a necessidade de avaliar o processo de fabricação em maior escala, levando em consideração os aspectos mecânicos do dispositivo, ou seja, o escalonamento do processo.

Este trabalho é parte integrante de uma parceria entre a empresa Petrobras e o Labtucal, na Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC através do projeto de permutadores de calor compactos soldados por difusão – fase 3.

1.1 OBJETIVOS GERAIS

O objetivo principal desse trabalho está no escalonamento do processo de fabricação dos trocadores de calor de placa usinada por corte de jato d'água. Sendo assim, são levados em consideração aspectos térmicos, hidráulicos e mecânicos do dispositivo.

Para tanto, serão realizadas duas etapas principais. A primeira, consiste na fabricação de um núcleo de menor porte, visando a instalação desse em bancada de testes para levantamento de parâmetros termo-hidráulicos seguida de posterior avaliação mecânica. A segunda, visa a fabricação de um núcleo de maior porte, objetivando a avaliação estrutural do dispositivo. Para ambos, o mesmo sistema de empilhamento deve ser empregado, além de manter os mesmos procedimentos de fabricação e parâmetros de união por difusão.

1.2 Objetivos Específicos

Para o núcleo de menor porte, tem-se os seguintes objetivos específicos:

- Realizar ensaios de tração em corpos de prova extraídos das regiões de borda, avaliando a tensão máxima, tensão de escoamento e alongamento;
- Avaliar união por difusão através de metalografias;
- Instalar o núcleo em uma bancada de testes termo-hidráulicos, visando avaliar o número de Nusselt, para a parte térmica e o fator de atrito de Fanning, relacionado a parte hidráulica, comparando-os com modelos teóricos presentes na literatura;
- Buscar representar a taxa de transferência de calor e a variação de pressão no núcleo por meio de simulação numérica.

Já para o núcleo de médio porte (ou maior porte), tem-se os seguintes objetivos específicos:

- Elaborar uma geometria para avaliação do efeito dos diferentes arranjos de escoamento na união por difusão e, por consequência, na fabricação do dispositivo;
- Avaliar a estanqueidade estrutural através de ensaios hidrostáticos;
- Avaliar a união por difusão através de análise metalográfica;
- Realizar ensaios de tração em corpos de prova extraídos das bordas desse núcleo, avaliando a tensão máxima, tensão de escoamento e alongamento;
- Fatiar o núcleo para avaliação estrutural interna.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção serão abordados conceitos gerais e específicos envolvendo os trocadores de calor, união por difusão e as principais técnicas de fabricação de núcleos de trocadores de calor. Também será abordado o modelo teórico para trocadores de calor compacto de placa usinada por corte de jato d'água, além do método da redução dos dados experimentais. A abordagem do uso do ensaio hidrostático para teste estrutural de vasos de pressão também é apresentada.

2.1 TROCADORES DE CALOR

Trocador de calor é um dispositivo que é utilizado para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido ou entre particulados sólidos e um fluido, em diferentes temperaturas e em contato térmico [4]. Suas aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de ambientes e no condicionamento de ar, na produção de potência, na recuperação de calor em processos e no processamento químico [5]. Alguns exemplos comuns de trocadores de calor utilizados no dia a dia são os radiadores automotivos, condensadores e evaporadores [6].

Um trocador de calor consiste em elementos de troca térmica como um núcleo ou matriz, que contenha uma superfície de transferência de calor e elementos de distribuição dos fluidos, como: distribuidores e/ou tanques, bocais de entrada e saída, etc. A superfície de transferência de calor fica em contato direto com os fluidos na qual calor será transferido pelo fenômeno físico da condução, no caso da transferência de calor indireta. Para aumentar a área de transferência de calor, superfícies secundárias conhecidas como aletas são anexadas às superfícies de contato direto [6].

São classificados de acordo com o processo de transferência de calor, estado físico dos fluidos, compactidade, técnicas construtivas, arranjos de escoamento e de passes e mecanismos de troca térmica [4], [2], [3]. As principais classificações para trocadores de calor utilizadas neste trabalho serão melhor detalhadas nas próximas seções.

2.1.1 Classificação de acordo com o processo de transferência de calor

A classificação mais geral para trocadores de calor de acordo com o processo de transferência de calor é entre processos diretos ou indiretos.

Nos processos indiretos, o escoamento de fluido permanece separado e a transferência de calor acontece através de uma parede divisória. Esses trocadores de calor também são conhecidos como “trocadores de calor de superfície”, e são usualmente os tipos mais aplicados na indústria.

Nos processos diretos, não há separação dos fluidos por uma parede, onde esses fluidos entram em contato direto, trocam calor e então são separados. Um exemplo comum desse tipo de trocador de calor são as torres de resfriamento.

2.1.2 Classificação de acordo com compactidade

Trocadores de calor compactos (CHEs – *Compact Heat Exchangers*) são caracterizados pela sua grande área de superfície de troca térmica por unidade de volume, o que corrobora com uma redução de espaço e peso, sendo adequados para plantas otimizadas.

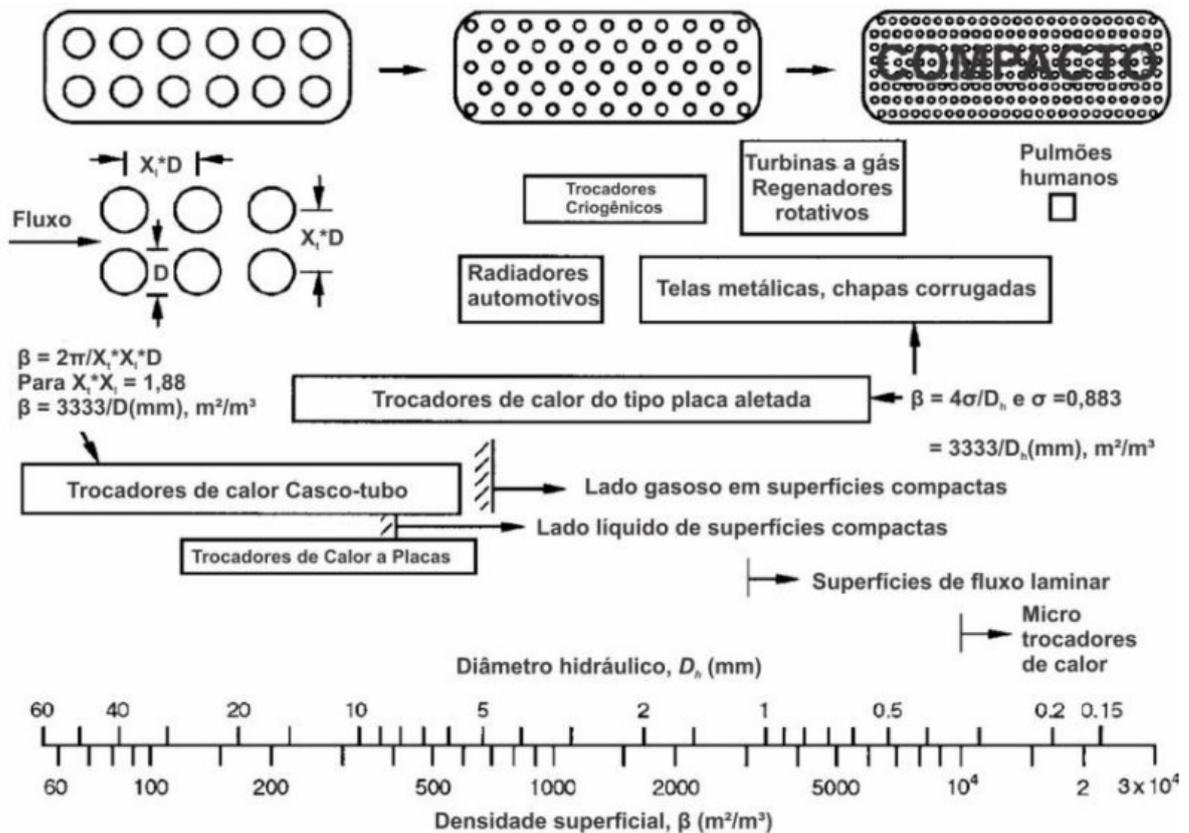
De acordo com Shah e Sekulić [4] e Bergman et.al [5], um trocador de calor é dito compacto quando seu fator de compactidade (também chamada como densidade de área superficial de troca térmica) é maior do que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou seus canais apresentam diâmetros hidráulicos de $d_h \leq 6 \text{ mm}$, para sistemas operando com escoamento de gases e de $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$, para sistemas operando com líquidos ou com escoamentos trocando de fase. A Figura 2.1 mostra o espectro dos valores de compactidade para alguns trocadores de calor.

Hesselgreaves [7] diz que um limite inferior para o fator de compactação (ou compactidade) é de $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$, onde aborda a influência da porosidade (relação entre o volume molhado e o volume total) na compactidade de um trocador de calor.

Reay [8] cita que não é surpresa que os investimentos na tecnologia de trocadores de calor compactos começaram pelas indústrias aeroespacial, naval e de

transporte rodoviário, uma vez que, para essas aplicações, peso, espaço e uma alta relação entre área de troca térmica e volume do equipamento são imprescindíveis.

Figura 2.1 - Espectro de fatores de compactidade de superfícies de troca térmica.



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić [4].

Tornam-se inevitáveis as comparações entre CHES e os clássicos trocadores de calor do tipo casco e tubo (STHEs – *Shell and Tube Heat Exchangers*). Reay [8] e Sabharwall et, al [9] apresentam um comparativo entre um CHE e um STHE, mostrando que, para uma mesma aplicação, além da grande diferença no espaço ocupado (*footprint*), a massa total do CHE é 6 vezes menor. Assim, usualmente, um núcleo de um CHE é de 5 à 10 vezes menor que o conjunto de tubos para um trocador casco tubo de performance térmica equivalente.

Thulukkanam [6] cita como vantagens para os trocadores de calor compactos a pequena quantidade de material necessário para a sua fabricação, tornando-os uma boa opção de tecnologia quando há a necessidade de manuseio de materiais caros e/ou perigosos, assim como quando a aplicação exige baixo peso, facilidade de transporte, menor fundação necessária e melhor controle de

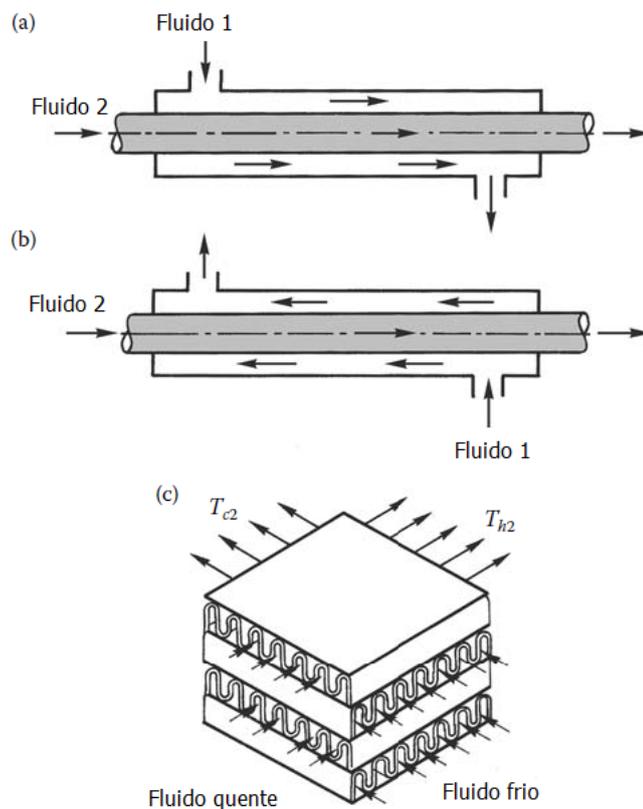
temperatura. No entanto, um dos principais contrapontos citados pelo autor está baseado no fato de que as passagens estreitas devido às regiões aletadas podem gerar efeitos de *fouling* (algo comumente traduzido como incrustação), bloqueando a passagem dos canais. Isso limitaria sua aplicação para operações com hidrocarbonetos leves e fluidos refrigerantes, por exemplo.

2.1.3 Classificação de acordo com os arranjos de escoamento

De acordo com Kakaç et. Al [10], existem três configurações básicas para escoamentos de trocadores de calor:

1. Escoamento paralelo;
2. Escoamento contracorrente;
3. Escoamento cruzado.

Figura 2.2 Arranjos de escoamento em trocadores de calor.

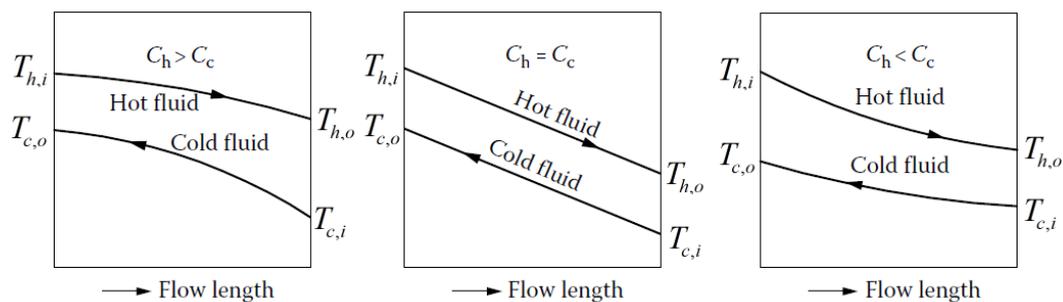


Fonte: Adaptado de Kakaç et. al. [10].

2.1.3.1 Trocador de calor de arranjo contracorrente

No trocador de calor contracorrente, os dois fluidos escoam de forma paralela um com relação ao outro, porém na direção oposta, representado na Figura 2.2b. A distribuição de temperaturas para esse tipo de arranjo pode ser representada pela Figura 2.3. Idealmente, esse arranjo de escoamento é o mais eficiente para um passe único, comparado com outros arranjos em mesmas condições. Porém, estes dispositivos podem ser difíceis de serem fabricados, uma vez que as geometrias dos bocais de entrada e saída podem ser complexas.

Figura 2.3 - Representação esquemática para um trocador de calor com arranjo de escoamento contracorrente.

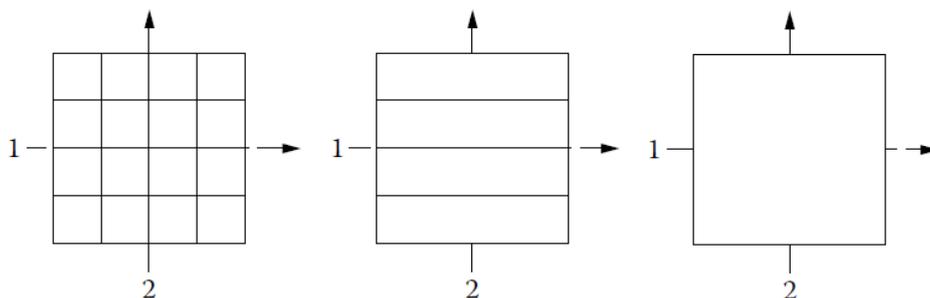


Fonte: Thulukkanam [6].

2.1.3.2 Trocador de calor de arranjo cruzado

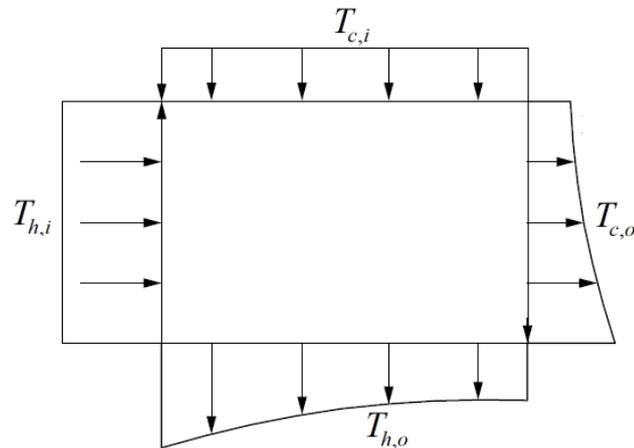
Para esse tipo de trocador, mostrado na Figura 2.2c, ambos os fluidos escoam de forma normal um com relação ao outro. Suas principais combinações de arranjo de escoamento são (Figura 2.4, da esquerda para a direita): não-misturado – não-misturado, não-misturado – misturado, e misturado – misturado.

Figura 2.4 - Arranjos de escoamento para um trocador de calor de corrente cruzada.



O escoamento de um determinado fluido é considerado como “não-misturado” quando esse ocorre através de uma passagem individual, sendo que o fluido em um canal não mistura com os fluidos dos canais adjacentes. Para um trocador de calor de placas aletadas, por exemplo, o fluido é separado por diversas passagens (e.g., aletas corrugadas, planos contínuos retangulares ou triangulares), caracterizando o tipo de arranjo não-misturado – não-misturado. Para tal caso, as variações na temperatura dos fluidos ao longo do trocador apresentam comportamentos bidimensionais, como ilustrado na Figura 2.5.

Figura 2.5 – Esquemática da distribuição de temperaturas para um arranjo cruzado não-misturado - não-misturado.



Fonte: Adaptado de Thulukkanam [6].

2.2 TECNOLOGIAS DE FABRICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

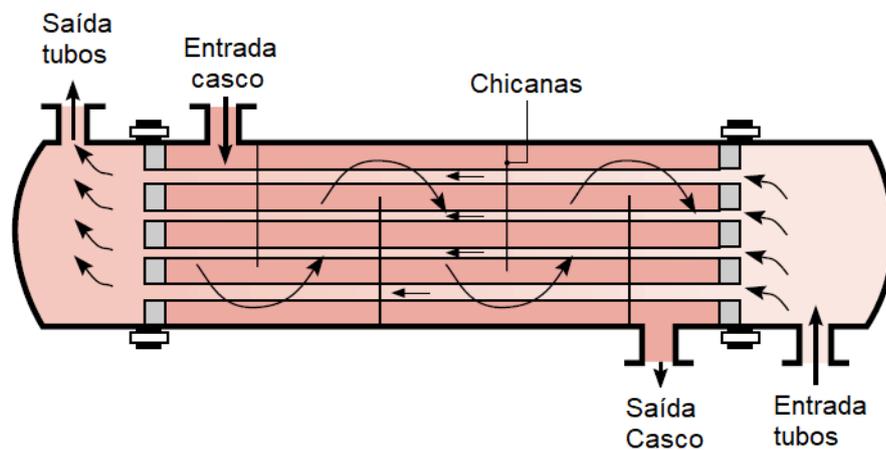
Awais e Bhuiyan [11] apresentam um grande compilado sobre aspectos construtivos e também algumas características de performance para os principais tipos de trocadores de calor compactos.

Shah e Sekulić [4] classificam os trocadores de calor em 4 principais categorias, levando em conta aspectos construtivos, sendo eles: tubular, tipo placa, superfície estendida e permutadores regenerativos.

Os trocadores do tipo tubular são formados geralmente por tubos circulares, ainda que possam ser utilizados tubos elípticos, retangulares, torcidos, etc.

Apresenta um design bastante versátil e adaptável, permitindo, por exemplo, mudança de diâmetro dos tubos, seu comprimento e dos arranjos. Trocadores de calor do tipo casco e tubos (Figura 2.6) podem ser classificados nesta categoria. Estes são extremamente populares, representando cerca de 90% de todos os trocadores em uso, considerando todas as aplicações industriais [11]. Seus principais componentes são: casco, tubos, chicanas, cabeçote de entrada e saída, e distribuidores (bocais). Suas principais desvantagens são o grande volume ocupado e o seu peso.

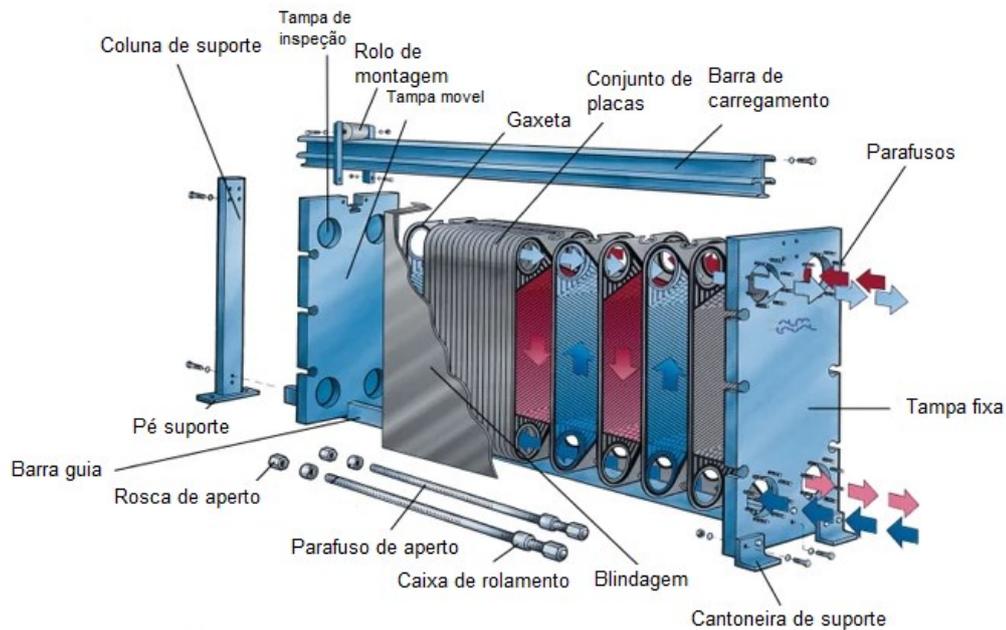
Figura 2.6 - Seção de um trocador de calor de casco e tubo.



Fonte: Adaptado de Bergman et al. [5]

O trocador de calor do tipo placa (PHE – *Plate Heat Exchanger*) consiste no empilhamento de diversas placas finas que podem ser lisas ou corrugadas. De acordo com Shah e Sekulić [4], esses trocadores não são recomendados para acomodar níveis de operação extrema, como alta pressão, alta temperatura ou altas diferenças de pressão e temperatura. Os PHEs podem ser classificados como gaxetados (Figura 2.7), soldados ou brasados, dependendo do sistema vedante necessário. Hesselgreaves [7] cita esse tipo de trocador como uma das melhores alternativas para o trocador de calor do tipo casco e tubos, grande parte devido à sua alta compacidade.

Figura 2.7 - Trocador de calor de placa gaxetada.



Fonte: Adaptado de Alfa Laval [12].

Os trocadores de superfície estendida serão melhor abordados na seção seguinte, destacando-se os principais tipos de trocadores de calor unidos por difusão.

2.2.1 Trocadores de calor unidos por difusão

Diversos processos industriais, especialmente aqueles envolvendo processos corrosivos ou químicos reativos, ou até mesmo reações em si, não toleram materiais diferentes no seu processo de fabricação. Desse modo, os trocadores de calor unidos por difusão são uma ótima alternativa para aplicação nessas demandas, uma vez que a soldagem é feita sem material de adição e suas propriedades mecânicas são similares as do metal base [7].

De acordo com Southall [13], o processo de união por difusão é uma tecnologia de união em estado sólido que pode ser utilizada na produção de núcleos resistentes e compactos para trocadores de calor compactos, através do empilhamento de várias placas metálicas, onde a resistência mecânica final do

processo atinge níveis do metal de base, garantindo que esses núcleos possam trabalhar em elevadas faixas de pressão e temperatura.

Southall et al. [14] citam os tipos de núcleos de trocadores de calor compactos fabricados pela empresa britânica Heatric, sendo eles: trocadores de calor de circuito impresso (PCHEs – *Printed Circuit Heat Exchangers*), trocadores de calor de placa corrugada (FPHEs – *Formed Plate Heat Exchangers*) e, trocadores de calor híbridos (H²Xs – *Hybrid Heat Exchangers*). Os PCHEs (Figura 2.8, na esquerda) consistem em placas planas de metal empilhadas, onde em cada uma delas aplica-se a técnica de ataque fotoquímico, ou corrosão química, dando origem aos canais de escoamento. Os FPHEs (Figura 2.8, na direita) por sua vez, consistem em aletas feitas por conformação em moldes metálicos, onde essas são separadas por placas intermediárias, e então são unidas por difusão. O H²Xs nada mais é do que uma combinação entre os tipos citados. Com os blocos unidos, são conectados à bocais ou distribuidores de escoamento, montando assim o trocador de calor.

Figura 2.8 – Seções de um PCHE e de um FPHE.



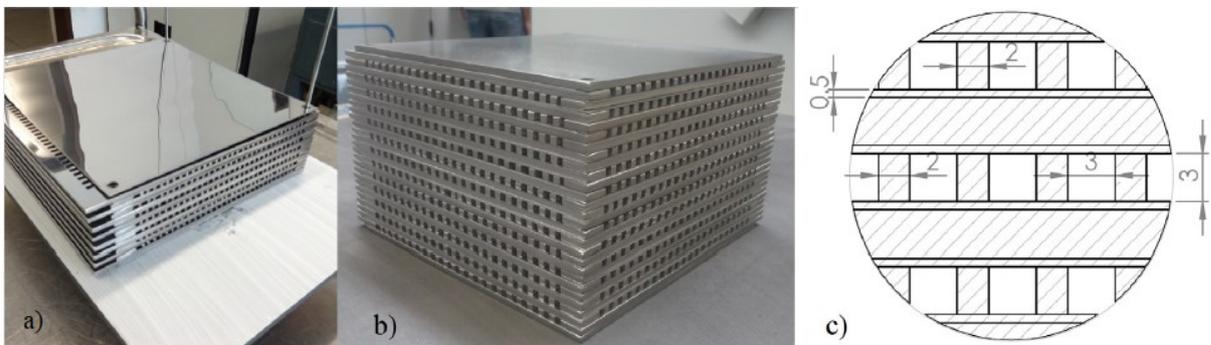
Fonte: Southall et al. [14].

2.2.1.1 Trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água

Como alternativa ao difundido PCHE, Morteau [2] propôs uma tecnologia de fabricação para trocadores de calor unidos por difusão, denominado de trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água (*Cut-Plate Heat Exchanger* [15]), mostrado na Figura 2.9. A usinagem dos canais é feita através do corte por jato

d'água, onde canais passantes são abertos em placas, os quais, depois de empilhados com placas planas não usinadas, servem para o escoamento do fluido. Desta forma, o processo consiste do empilhamento de placas com canais e placas intermediárias, também chamadas de placas de separação. O autor abordou as etapas desde a usinagem e união das placas até os testes termo-hidráulicos feitos, validando assim a tecnologia. Todos os procedimentos foram realizados nas instalações do Labtucal – UFSC.

Figura 2.9 - Núcleo fabricado e unido no Labtucal. Na figura: a) Processo de empilhamento. b) Núcleo unido. c) Detalhes geométricos.



Fonte: Morteau e Mantelli [15].

No entanto, os parâmetros de união e projeto do núcleo demonstraram uma necessidade de maior investigação. A pressão de união mostrou-se demasiada alta, ocasionando uma alta deformação tanto dos canais quanto das dimensões globais do núcleo. Maiores detalhes sobre os parâmetros de união utilizados e propostos pelo autor serão abordados na seção específica onde esta tecnologia é tratada.

Rosinski [3] abordou aspectos mecânicos relacionados ao trocador de placa usinada por corte de jato d'água. Através de testes hidrostáticos, onde pressões de até 200bar foram aplicadas em corpos de prova (CPs) unidos por difusão com os parâmetros definidos como ótimos por Morteau [2], verificou que a utilização de placas intermediárias de 0,5mm (adotadas por Morteau [2]) ocasionam vazamentos, enquanto que o uso de placas intermediárias de 1mm evitam esse problema. Também verificou a influência do tamanho da espessura da parede lateral, onde

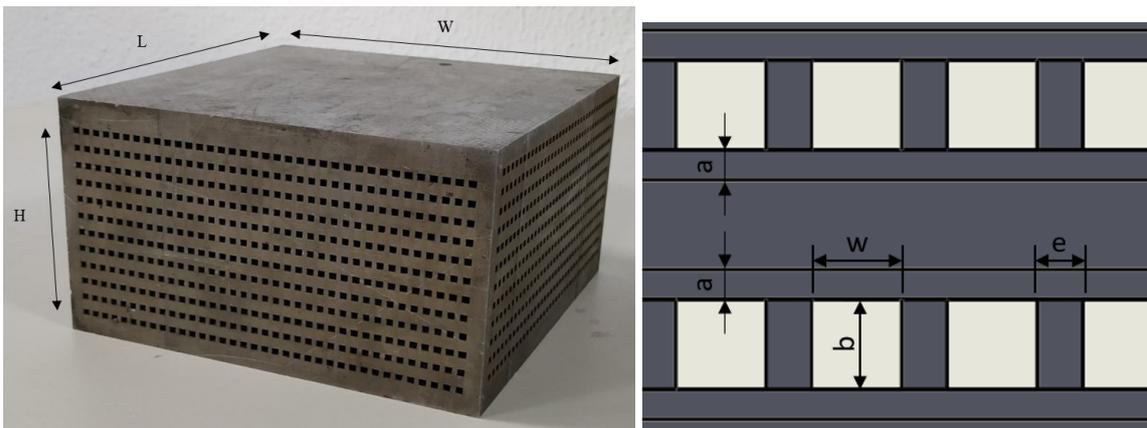
corpos de prova com paredes de 3mm de espessura resistiram a pressões de até 700bar, sem romper, mostrando a alta resistência mecânica desses dispositivos.

2.3 MODELO TEÓRICO PARA TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

O objetivo desse subtópico é determinar as características geométricas e termo-hidráulicas que modelam os trocadores de calor compactos.

Segundo Kays e London [16] os seguintes parâmetros caracterizam o núcleo de um trocador de calor compacto: altura (H), comprimento (L), largura (W), altura do canal (b), largura do canal (w), largura da aleta (e), espessura da placa intermediária (a), número de canais por ramal (n) e o número de ramais (N).

Figura 2.10 – Parâmetros geométricos de um núcleo de trocador de calor compacto. Na direita, uma representação esquemática de uma das faces do núcleo com canais.



Historicamente, a modelagem termo-hidráulica para trocadores de calor compactos foi desenvolvida levando em conta o escoamento em canais circulares. Desse modo, deve-se pensar em uma dimensão característica para corrigir tal fato quando estes modelos forem aplicados em canais são de geometria não-circular. O diâmetro hidráulico é normalmente adotado como dimensão característica na literatura [4], [5], [7], sendo dado por:

$$d_h = \frac{4A_{canal}}{P_{canal}}, \quad (1)$$

sendo A_{canal} a área do canal e P_{canal} o perímetro do canal. No entanto, alguns trabalhos da literatura discutem o uso de outra dimensão característica para canais não-circulares. Trabalhos mais recentes mostram que a utilização da raiz da área da seção transversal do canal ($\sqrt{A_{canal}}$) suaviza o efeito de geometrias não-circulares.

Muzychka e Yovanovich [17] desenvolveram um novo modelo para o número de Nusselt na região de entrada de dutos e canais não-circulares, utilizando como dimensão característica a raiz da área do canal, mostrando que este parâmetro é mais adequado para a determinação do número de Nusselt em canais não-circulares.

Myzychka e Yovanovich [18] também aplicaram tal dimensão característica para simplificar as previsões do fator de fricção f -Reynolds para escoamentos desenvolvidos e em desenvolvimento para a maioria das geometrias não-circulares presentes em aplicações de trocadores de calor.

Duan [19] apresentou modificações para as equações de previsão do número de Nusselt apresentadas por Gnielinsk [20], utilizando a raiz da área do canal como dimensão característica. Verificou uma maior aderência aos dados experimentais, quando comparados com correlações que usam o diâmetro hidráulico.

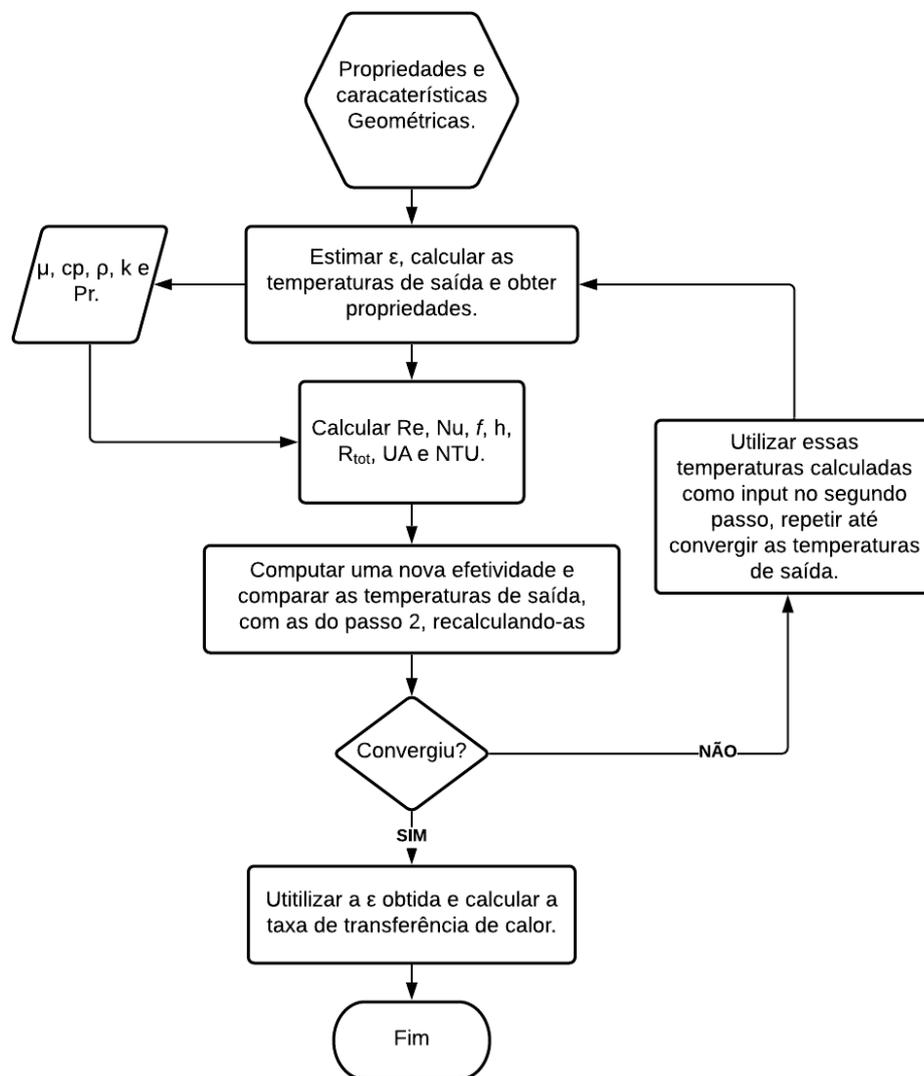
Sarmiento et. al [21] apresentam uma correlação para a transferência de calor para canais circulares e não-circulares, para os regimes laminar, de transição e turbulento, utilizando a raiz da seção transversal do canal como dimensão característica.

Sarmiento et al. [22] também apresentam modificações para o modelo de Cheng [23], transformando-o em um modelo compatível com o uso da raiz da área da seção transversal do canal como dimensão característica, na determinação do cálculo do fator de fricção para escoamentos no regime de transição.

2.3.1 Modelo térmico teórico ϵ -NUT

A modelagem clássica apresentada para trocadores de calor compactos será abordada nessa seção. Em suma, o *script* com as etapas para a resolução do modelo teórico é mostrado esquematicamente na Figura 2.11.

Figura 2.11 - *Script* para resolução do modelo teórico.



Definindo as principais características geométricas, Shah e Sekulić [4] apresentam a razão entre a área de transferência de calor e o volume para uma camada de canais, como sendo a densidade superficial de transferência de calor do núcleo (α):

$$\alpha_h = \frac{(2w_h + 2b_h)n_h}{b_h W}; \quad \alpha_c = \frac{(2w_c + 2b_c)n_c}{b_c L}, \quad (2)$$

onde n_h e n_c representam o número de canais de apenas uma camada do lado quente e frio, respectivamente. Kays e London [16] definem o fator de compactação (β) relacionando a razão entre a área de transferência de calor total de um dos lados e o volume do equipamento, sendo para o lado quente e frio, respectivamente:

$$\beta_h = \frac{b_h \alpha_h}{b_h + b_c + 2a}; \quad \beta_c = \frac{b_c \alpha_c}{b_c + b_h + 2a}, \quad (3)$$

A soma dessas parcelas dá origem à densidade superficial total de transferência de calor (λ), principal característica geométrica de um núcleo de trocador de calor compacto [2], a qual define a compacidade do mesmo. É definida como:

$$\lambda = \frac{(2w_h + 2b_h)Ln_h N_h + (2w_c + 2b_c)Wn_c N_c}{LWH} = \frac{\alpha_h b_h N_h + \alpha_c b_c N_c}{H} = \beta_h + \beta_c. \quad (4)$$

Algumas importantes definições geométricas ainda devem ser abordadas. A área total de transferência de calor (A_{tot}), pode ser definida para o ramal quente e frio, respectivamente como:

$$A_{tot,h} = \beta_h V; \quad A_{tot,c} = \beta_c V, \quad (5)$$

onde V é o volume do núcleo do trocador de calor. A porosidade, definida como a razão entre a área livre de escoamento e a área frontal total, é calculada por:

$$\sigma_h = \beta_h \frac{\sqrt{A_{canal,h}}}{4}; \quad \sigma_c = \beta_c \frac{\sqrt{A_{canal,c}}}{4}. \quad (6)$$

Então, a área livre de escoamento, para ambos ramais, quente e frio, pode ser definida da seguinte forma:

$$A_{free,h} = \sigma_h (WH); \quad A_{free,c} = \sigma_c (LH). \quad (7)$$

Determinadas as características geométricas do trocador de calor, o procedimento iterativo para o projeto de FPHEs de escoamento cruzado elaborado por Shah e Sekulić [4] é utilizado como base. Sabendo as temperaturas de entrada e estipulando a efetividade do trocador de calor (50 a 75% para escoamento cruzado, passe único [4]), as temperaturas de saída podem ser calculadas por:

$$\begin{aligned} T_{h,o} &= T_{h,i} - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_h} (T_{h,i} - T_{c,i}); \\ T_{c,o} &= T_{c,i} + \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_c} (T_{h,i} - T_{c,i}), \end{aligned} \quad (8)$$

onde C é a taxa de capacidade calorífica, podendo ser definida como:

$$C_h = \dot{m}_h c_p \quad (9)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica e c_p é a capacidade calorífica a pressão constante. A taxa de capacidade calorífica C_{\min} , nada mais é do que o menor valor entre C_h e C_c .

Com essas temperaturas de saída estimadas obtém-se as propriedades dos fluidos na média entre as temperaturas de entrada e saída. Computa-se então o número de Reynolds, importante característica do escoamento, que quantifica a razão entre os fluxos de quantidade de movimento pela advecção e pela difusão em uma direção específica [24]. Quando baseado na raiz da área da seção transversal do canal, o número de Reynolds pode ser determinado para o lado quente e frio, respectivamente [2], [22], a partir da expressão:

$$\text{Re}_{\sqrt{A},h} = \frac{\sqrt{A_{canal,h}} \dot{m}}{\mu_h A_{free,h}}; \quad \text{Re}_{\sqrt{A},c} = \frac{\sqrt{A_{canal,c}} \dot{m}}{\mu_c A_{free,c}}, \quad (10)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Com o número de Reynolds computado determina-se os valores para o número de Nusselt (razão entre a transferência de calor por convecção e por condução pura) e o fator de atrito de Fanning. Para determinar o número de Nusselt, esse trabalho se embasará no trabalho de Sarmiento et al. [21], onde os autores fizeram uma grande revisão na literatura para modelos de Nusselt e desenvolveram uma correlação para uso nos regimes laminar, de transição e turbulento. Para o regime laminar, o número de Nusselt pode ser obtido pela expressão desenvolvida por Muzychka e Yovanovich [17]:

$$\overline{\text{Nu}}_{\sqrt{A,l}} = \left[\left(C_4 \frac{f(\text{Pr})}{\sqrt{L_{th,\sqrt{A}}^*}} \right)^m + \left(\left\{ C_2 C_3 \left(\frac{f \text{Re}_{\sqrt{A}}}{L_{th,\sqrt{A}}^*} \right)^{1/3} \right\}^5 + \left\{ C_1 \left(\frac{f \text{Re}_{\sqrt{A}}}{8\sqrt{\pi} \varepsilon^* \gamma} \right) \right\}^5 \right)^{m/5} \right]^{1/m}, \quad (11)$$

$0,1 < \text{Pr} < \infty; \text{Re}_{\sqrt{A}} < 2037$

onde m é o parâmetro de mistura, dado por:

$$m = 2,27 + 1,65 \text{Pr}^{1/3}. \quad (12)$$

C_1 e C_3 são constantes que dependem das condições de contorno, C_2 e C_4 dependem do tipo de número de Nusselt (local ou médio) e $L_{th,\sqrt{A}}^*$ é o comprimento térmico adimensional, dado por:

$$L_{th,\sqrt{A}}^* = \frac{L / \sqrt{A}}{\text{Re}_{\sqrt{A}} \text{Pr}}, \quad (13)$$

onde Pr é o número de Prandtl. Muzychka e Yovanovich [18] propuseram um modelo para calcular o fator de fricção de Fanning para canais quadrados e retangulares, utilizando a raiz da área da seção transversal como dimensão característica, dado por:

$$f = \frac{1}{\text{Re}_{\sqrt{A},L}} \left\{ \left(\frac{3,44}{\sqrt{L_{hy,\sqrt{A}}^*}} \right)^2 + \left(\frac{12}{\sqrt{\varepsilon^*}(1+\varepsilon^*) \left[1 - \frac{192\varepsilon^*}{\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi}{2\varepsilon^*}\right) \right]} \right)^2 \right\}^{1/2}, \quad (14)$$

onde ε^* é a razão de aspecto do canal é $\sqrt{L_{hy,\sqrt{A}}^*}$ o comprimento hidrodinâmico adimensional, calculado por:

$$L_{hy,\sqrt{A}}^* = \frac{L/\sqrt{A}}{\text{Re}_{\sqrt{A}}}. \quad (15)$$

Os coeficientes para a resolução da equação (11) são apresentados na Tabela 2.1, para condições de contorno de fluxo prescrito (UHF – *Uniform Heat Flux*) e temperatura prescrita (UWT – *Uniform Wall Temperature*) e para números de Nusselt local e médio.

Tabela 2.1 – Parâmetros para a resolução da eq. (11).

Condição de Contorno		
UWT	$C_1 = 3,24; C_3 = 0,409$	$f(Pr) = \frac{0.564}{\left[1 + (1.664 Pr^{1/6})^{9/2}\right]^{2/9}}$
UHF	$C_1 = 3,86; C_3 = 0,501$	$f(Pr) = \frac{0.886}{\left[1 + (1.909 Pr^{1/6})^{9/2}\right]^{2/9}}$
Número de Nusselt		
Local	$C_2 = 1$	$C_4 = 1$
Médio	$C_2 = 3/2$	$C_4 = 2$
Parâmetro de forma		
Limite superior	$\gamma = 1/10$	
Limite inferior	$\gamma = -3/10$	

Vale ressaltar que os limites superior e inferior têm relação com a geometria a ser analisada, sendo que o limite inferior consiste em todas as formas de dutos que têm cantos reentrantes, ou seja, ângulos menores que 90°, enquanto que o limite superior consiste em todos os dutos com cantos arredondados e/ou cantos em ângulo reto.

Para o regime turbulento, pode-se utilizar a correlação de Gnielinsk [20] modificada em termos da raiz da área da seção transversal feita por Duan [19]:

$$\overline{\text{Nu}}_{\sqrt{A,t}} = \text{TC} \frac{K_{td} \tau_{\sqrt{A,t}}^* \left(1 - \frac{886}{\text{Re}_{\sqrt{A,t}}}\right) \text{Pr}}{1 + 12,7(f/2)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}; \quad \tau_{\sqrt{A,t}}^* = \frac{f \text{Re}_{\sqrt{A,t}}}{2}$$

$$K_{td} = 1 + \left(\frac{1,12\sqrt{A}}{L}\right)^{2/3}; \quad \text{TC} = \begin{cases} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^2 & \text{para líquido} \\ 1 & \text{para gás sendo resfriado} \\ \left(\frac{T}{T_w}\right)^{0,45} & \text{para gás sendo aquecido} \end{cases} \quad (16)$$

onde TC é o fator de correção térmico, f é o fator de fricção de Fanning e K_{td} é o fator de correção de desenvolvimento térmico. O parâmetro $\tau_{\sqrt{A,t}}^*$ é a tensão de cisalhamento média na parede, onde o fator f é dado por:

$$f \text{Re}_{\sqrt{A,t}} = \left[3,6 \log_{10} \left(\frac{6,115}{\text{Re}_{\sqrt{A,t}}}\right)\right]^{-2} \text{Re}_{\sqrt{A,t}} \quad (17)$$

Finalmente, tem-se então o modelo proposto por Sarmiento et al. [21] como sendo:

$$\overline{\text{Nu}}_{\sqrt{A}} = \left[\overline{\text{Nu}}_{\sqrt{A},l}^{m_c} + \left(\frac{\psi}{\overline{\text{Nu}}_{\sqrt{A},l}^2} + \frac{1}{\overline{\text{Nu}}_{\sqrt{A},t}^2} \right)^{\frac{-m_c}{2}} \right]^{\frac{1}{m_c}}, \quad (18)$$

$$\psi = \exp \left[-\frac{\left(\text{Re}_{\sqrt{A},\text{critical}} - \text{Re}_{\sqrt{A}} \right)^2}{B^2} \right]$$

onde $\text{Re}_{\sqrt{A},\text{critical}}$ é o número de Reynolds crítico (início do regime de transição), m_c é uma constante assintótica, B é uma constante e ψ é uma função de amortecimento. Os seus respectivos valores são apresentados na Tabela 2.2, enquanto a Tabela 2.3, mostra as aplicações na qual esse equacionamento se mostra válido.

Tabela 2.2 - Parâmetros ótimos para resolução da eq. (22)

	UHF	UWT
m_c	16	12
$\text{Re}_{\sqrt{A},\text{critical}}$	1700	1700
B	425	406

Fonte: Sarmiento et al. [21].

Tabela 2.3 – Abrangência do modelo proposto por Sarmiento et al. [21].

Fluido de trabalho	Água, água destilada, hélio, ar, óleo, propano, diversos fluidos refrigerantes.
Diâmetro hidráulico	$0,085 \text{ mm} < d_h < 47,5 \text{ mm}$ ($0,075 \text{ mm} < \sqrt{A} < 50 \text{ mm}$)
Razão de aspecto do canal	$0,39 < \varepsilon^* < 1$
Número de Reynolds	$890 < \text{Re}_{\sqrt{A}} < 248800$
Prandtl	$0,7 < \text{Pr} < 78$
Condição de contorno	UHF e UWT
Seção transversal do canal	Quadrada, retangular, circular, semicircular e triangular.

Fonte: Adaptado de Sarmiento et al. [21].

Para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, utiliza-se uma relação direta com o número de Nusselt, determinado previamente, com a seguinte expressão:

$$h_h = \frac{Nu_h k_{f,h}}{\sqrt{A_h}}; \quad h_c = \frac{Nu_c k_{f,c}}{\sqrt{A_c}}. \quad (19)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido. Antes de determinar a resistência térmica global do trocador de calor, determina-se a eficiência de aleta e da superfície estendida, uma vez que o trocador de calor é modelado desse modo. A eficiência da aleta pode ser determinada considerando como nula a transferência de calor na região central da mesma (caso adiabático):

$$\eta_{f,h} = \frac{\tanh(m_h b_h / 2)}{m_h b_h / 2}; \quad \eta_{f,c} = \frac{\tanh(m_c b_c / 2)}{m_c b_c / 2}, \quad (20)$$

onde o parâmetro de eficiência da aleta (m) é dado por:

$$m_h = \sqrt{\frac{2h_h}{k_m e_h}}; \quad m_c = \sqrt{\frac{2h_c}{k_m e_c}}. \quad (21)$$

Então, a eficiência global da superfície estendida é dada por:

$$\eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} (1 - \eta_{f,h}); \quad \eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{f,c}}{A_{tot,c}} (1 - \eta_{f,c}), \quad (22)$$

onde A_f é a área total da aleta.

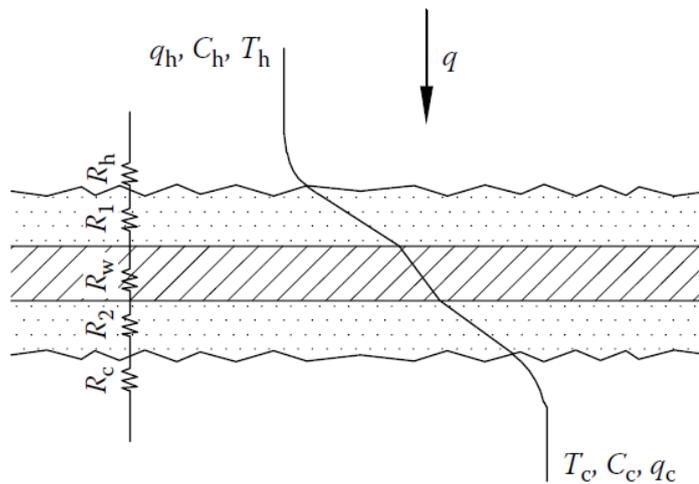
A resistência térmica global do trocador de calor é determinada a partir de um modelo de circuito térmico ([4],[5],[6],[7],) onde as seguintes considerações são feitas:

- I. Radiação térmica e convecção natural são descartadas;
- II. As propriedades de líquido e sólido são avaliadas na temperatura média de operação;

- III. Os fluidos são considerados incompressíveis;
- IV. A transferência de calor ocorre em regime permanente;
- V. Os fluidos estão distribuídos de forma uniforme para cada canal.

De acordo com Thulukkanam [6], a resistência térmica global pode ser determinada pela soma das resistências de convecção, incrustação e condução na parede, como é mostrado na Figura 2.12.

Figura 2.12 – Modelo de circuito térmico.



Fonte: Adaptado de Thullukanam [3].

Descartando as resistências por incrustação em ambos os lados, a condutância global (UA) é dada por:

$$UA = (R_c + R_w + R_h)^{-1} = \left(\frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{tot,h}} + \frac{a}{k_m A_{wall}} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{tot,c}} \right)^{-1}, \quad (23)$$

onde η_o , A_{wall} , h , k_m e a são a eficiência global da superfície, a área de superfície de parede, o coeficiente de transferência de calor por convecção, a condutividade térmica do material e a espessura da placa intermediária, respectivamente.

Determinada a condutância global, calcula-se o número de unidades de transferência:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}, \quad (24)$$

e então, determina-se a efetividade. Para um trocador de calor de escoamento cruzado, de passe único, ambos fluidos não-misturados, Shah e Sekulić [4] recomendam:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (25)$$

Com essa efetividade calculada, são recalculadas as temperaturas de saída, determinadas pela equação (8). Se os valores divergirem, utilizam-se as últimas temperaturas calculadas como valores de *input* nesse procedimento e repetem-se as etapas anteriores até obter a convergência. A taxa de transferência de calor pode então ser determinada:

$$q_{teo} = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (26)$$

2.3.2 Redução de dados experimentais e o Método da Média Logarítmica das Temperaturas – LMTD

Quando se conhece as temperaturas de entrada e saída de um trocador de calor, o método da média logarítmica das temperaturas (LMTD – *Log Mean Temperature difference*) se mostra de fácil aplicação. Geralmente é o caso de trocadores testados experimentalmente, onde é possível medir essas variáveis. Esse método será utilizado na redução de dados para obter importantes características do experimento termo-hidráulico executado.

A relação entre a taxa de transferência de calor (q) e a condutância térmica é dada pela seguinte expressão:

$$q_{\text{exp}} = UA_{\text{exp}} \Delta T_{lm}, \quad (27)$$

onde ΔT_{lm} é a média logarítmica das temperaturas. A condutância térmica é expressa como experimental (UA_{exp}) por se tratar, nesse caso, de uma propriedade calculada a partir de dados experimentais. Para um trocador de arranjo contracorrente, Bergman et al. [5] define ΔT_{lm} sendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}, \quad (28)$$

onde, também para fluxo contracorrente:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 &= T_{h,o} - T_{c,i} \end{aligned} \quad (29)$$

sendo os sub-índices h e c para a temperatura do lado quente e frio, respectivamente, e os sub-índices i e o , para a entrada e saída no respectivo ramal. Para trocadores de calor de fluxo cruzado, pode-se utilizar a eq. (23) com a aplicação de um fator de correção (F), resultando em:

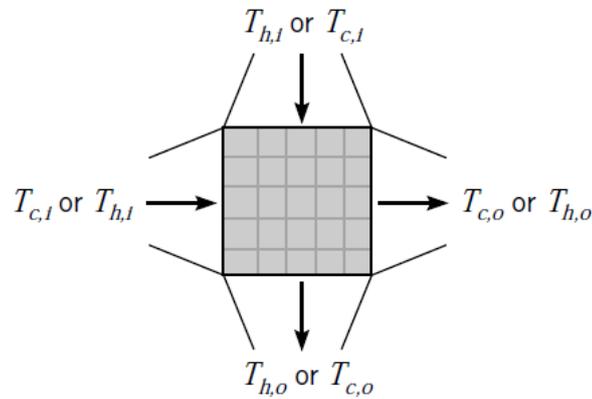
$$q_{\text{exp}} = FUA_{\text{exp}} \Delta T_{lm}. \quad (30)$$

Bergman et al. [5] apresentam através de modelos gráficos valores para F , para diversas condições escoamento (e.g, fluxos cruzado e paralelo). Para o escoamento cruzado, com ambos fluidos não-misturados (Figura 2.13), Roetzel e Spang [26] desenvolveram uma expressão para determinar o fator de correção, dada por:

$$F = \frac{1}{(1 + 0,433R_1^{0,8} \text{NTU}_1^{1,6})^{0,267}}, \quad (31)$$

onde R_1 é a relação entre as taxas de capacidade térmica.

Figura 2.13 - Escoamento cruzado com ambos fluidos não-misturados.



Fonte: Bergman et. al [5].

A taxa de transferência de calor experimental pode ser determinada para ambos os ramais, quente e frio, respectivamente:

$$\begin{aligned} q_{\text{exp},h} &= C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) \\ q_{\text{exp},c} &= C_c(T_{c,i} - T_{c,o}) \end{aligned} \quad (32)$$

Como é apontado nos trabalhos de Yang et al. [27] e Seo et al. [28], pode-se utilizar a média entre esses dois valores para de fato, determinar a taxa de transferência de calor experimental:

$$q_{\text{exp}} = \frac{q_{\text{exp},h} + q_{\text{exp},c}}{2} \quad (33)$$

Uma vez determinadas as taxas de transferência de calor máxima e experimental, pode-se definir a efetividade experimental:

$$\varepsilon_{\text{exp}} = \frac{q_{\text{exp}}}{q_{\text{max}}}. \quad (34)$$

Nota-se que o valor da efetividade nunca será maior que 1 ($0 < \varepsilon < 1$), uma vez que é fisicamente impossível um trocador de calor fazer com que a temperatura de entrada do fluido frio fique maior do que a temperatura de entrada do fluido quente.

Para determinar outras importantes características do experimento (e.g. coeficiente de transferência de calor por convecção e número de Nusselt) utiliza-se uma analogia ao circuito térmico apresentado na Figura 2.12, onde a solução desse circuito é dada pela equação (23). Uma vez que ΔT_{lm} e q_{exp} são medições indiretas no experimento, a equação (27) fornece a condutância global experimental e, dessa forma, o circuito térmico pode ser reescrito sendo:

$$\frac{q_{\text{exp}}}{\Delta T_{lm}} = (R_c + R_w + R_h)^{-1} = \left(\frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{tot,h}} + \frac{a}{k_m A_{wall}} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{tot,c}} \right)^{-1}. \quad (35)$$

Como as áreas de transferência de calor totais ($A_{tot,h}$ e $A_{tot,c}$) são praticamente iguais e sabendo que $h_c \gg h_h$, o termo R_c pode ser descartado. Então, o coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado quente pode ser determinado:

$$h_h = \left(\frac{\eta_{o,h} \Delta T_{lm} A_{tot,h}}{q_{\text{exp}}} - \frac{a \eta_{o,h} A_{tot,h}}{k_m A_{wall}} \right)^{-1}, \quad (36)$$

e assim, pode-se determinar o número de Nusselt para o lado quente:

$$\text{Nu}_{\text{exp},h} = \frac{h_h \sqrt{A_h}}{k_{f,h}}. \quad (37)$$

Para determinar o número de Nusselt para o lado frio e, por sua vez, o coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado frio, optou-se por utilizar o fator de Coulburn j . Esse fator é uma modificação do número de Stanton, onde acomoda pequenas variações no número de Prandtl (representando assim diferentes fluidos). Shah e Sekulić [4] citam que o fator de Coulburn é praticamente independente para escoamentos com $0,5 \leq Pr \leq 10$, do regime laminar ao turbulento. Desse modo, os valores de j em função de Re obtidos para o lado de ar em um trocador de calor, podem ser utilizados para água. Ele é determinado como:

$$j_{h,c} = StPr^{2/3} = \frac{Nu_{exp,h} Pr^{-1/3}}{Re} . \quad (38)$$

2.3.3 Modelo hidráulico

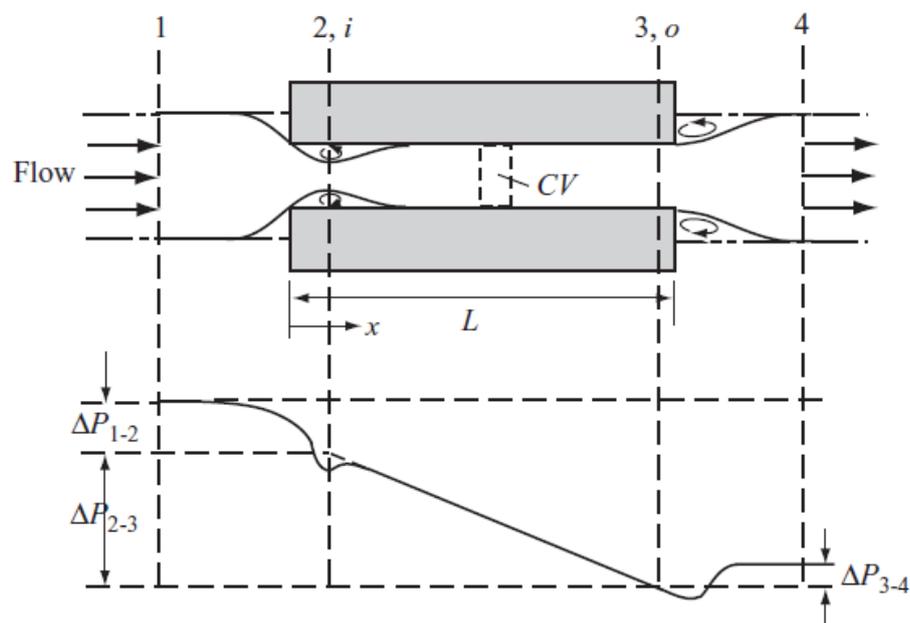
Segundo Shah e Sekulić [4], determinar a variação de pressão em um trocador de calor é essencial para diversas aplicações por pelo menos dois principais motivos. Primeiro, o fluido deve ser bombeado através do trocador de calor, ou seja, deve-se ter energia de bombeamento, sendo que essa é proporcional a variação de pressão. O segundo motivo está ligado à queda na temperatura de saturação para um fluido condensando/evaporando, caso haja grande variação de pressão, o que irá afetar na taxa de transferência de calor.

A variação de pressão no núcleo de um trocador compacto pode ser determinada por correlações que determinam o fator de fricção em mini canais retos. Pode-se ser determinada por análise indireta, relacionando a pressão total medida experimentalmente (Δp_{tot}), com as demais contribuições minoritárias (variação de pressão por contração do fluido (Δp_{con}), expansão do fluido (Δp_{exp}) e do próprio núcleo (Δp_{nucleo})).

A Figura 2.14 representa de forma esquemática como ocorre o comportamento da pressão em todas as seções do núcleo do trocador de calor.

Observa-se que na entrada há uma região de recirculação de fluido devido a contração abrupta do escoamento, seguido pela queda de pressão por fricção (usualmente a parcela mais significativa) e aceleração do fluido (ou mudança na taxa de momento). Finalmente há um pequeno ganho de pressão devido à expansão do fluido na saída do núcleo.

Figura 2.14 - Representação da variação de pressão no núcleo de um trocador de calor compacto.



Fonte: Lee [29].

Com base na Figura 2.14, a variação de pressão total em um dos lados do trocador de calor pode ser determinada da seguinte forma:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} - \Delta p_{3-4}. \quad (39)$$

A variação de pressão no núcleo (Δp_{2-3}) consiste em duas principais contribuições: a queda de pressão devido à fricção do fluido e a mudança de pressão de acordo com a mudança de momento (aceleração ou desaceleração do fluido). Essa parcela pode ser determinada da seguinte forma [4]:

$$\Delta p_{2-3} = \Delta p_{nucleo} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right], \quad (40)$$

onde r_h é o raio hidráulico ($r_h = D_h / 4$), G é a velocidade mássica, g_c é a constante de proporcionalidade e f é o coeficiente de atrito de Fanning. A primeira parcela dentro dos colchetes representa a aceleração (ou desaceleração) do fluido devido ao aquecimento (ou resfriamento) e o segundo termo representa as perdas por fricção.

Para canais retos, o fator de fricção depende do regime de escoamento, dos parâmetros geométricos e da rugosidade das paredes do canal. Para o regime laminar, pode-se utilizar para o cálculo do fator de fricção de Fanning a expressão desenvolvida por Muzychka e Yovanovich [18], apresentada na eq. (14).

Cheng [23] propôs um modelo explícito para estimar o fator de fricção de Fanning para todos os regimes: laminar, transição e turbulento, utilizando o diâmetro hidráulico como dimensão característica. Sarmiento et al. [22] propuseram uma alteração para esse modelo, alterando o mesmo em termos da raiz da área da seção transversal, resultando em:

$$f = K_{td} f_L^{a_f} f_{TS}^{1-a_f} f_{TR}^{(1-a_f)(1-\beta_f)}$$

$$f_{TS} = \frac{1}{4} \left[1,8 \left(\log_{10} \frac{Re \sqrt{A}}{6,02} \right) \right]^{-2}; f_{TR} = \frac{1}{4} \left[2 \left(\log_{10} \frac{4,17 \sqrt{A}}{Ra} \right) \right]^{-2} \quad (41)$$

$$a_f = \frac{1}{1 + \left(\frac{Re \sqrt{A}}{2410} \right)^2}; \beta_f = \frac{1}{1 + \left[\frac{0,886 Re \sqrt{A}}{320r / Ra} \right]^2}; r = \frac{A}{P}$$

onde a_f e β_f são coeficientes assintóticos, r é o raio equivalente, f_{TS} é o fator de fricção de Fanning para escoamento turbulento em dutos dado pelo modelo de von Karman, f_{TR} é o fator de fricção de Fanning para escoamento turbulento pelos experimentos de Williamson [30] e f_L é o fator de fricção de Fanning para escoamento laminar, calculado pela eq. (18).

A variação de pressão na entrada do núcleo consiste em duas contribuições: a variação de pressão devido à mudança na área de escoamento e a variação de pressão associadas à expansão livre seguida de abrupta contração, podendo ser estimada por [4]:

$$\Delta p_{1-2} = \Delta p_{con} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} (1 - \sigma^2 + K_c), \quad (42)$$

onde σ é a razão entre a área de escoamento livre com a área frontal do núcleo (porosidade) e K_c é o coeficiente de variação de pressão por contração. Shah e Sekulić [4] propõe um método gráfico para determinar K_c , para as principais geometrias. Lee [29] propôs um modelo para calcular esse coeficiente, do seguinte modo:

$$K_c = \frac{1 - 2C_c^* + C_c^{*2} (2K_{d,square} - 1)}{C_c^{*2}}$$

$$C_c^* = 4,374 \times 10^{-4} \exp(6,737\sqrt{\sigma}) + 0,621$$

$$K_{d,tube} = \begin{cases} 1,33 & \text{se } Re_{d_h} < 1800 \\ 1,09068(4f) + 0,05884\sqrt{4f} + 1 & \text{se } Re_{d_h} \geq 1800 \end{cases} \quad (43)$$

$$K_{d,square} = \begin{cases} 1,39 & \text{se } Re_{d_h} < 1800 \\ 1 + 1,17(K_{d,tube} - 1) & \text{se } Re_{d_h} \geq 1800 \end{cases}$$

onde $K_{d,tube}$ e $K_{d,square}$ são os coeficientes de variação de pressão e f é o fator de fricção de Fanning, o qual varia conforme o regime de escoamento e C_c^* é a razão de contração de jato.

A variação de pressão na saída do núcleo é caracterizada por um ganho de pressão devido à desaceleração associada com um aumento na área e também, pela queda de pressão devido à expansão livre irreversível e mudanças nas taxas de momento seguidas pela expansão abrupta. Pode ser estimada sendo [4]:

$$\Delta p_{3-4} = \Delta p_{\text{exp}} = \frac{G^2}{2g_c \rho_o} (1 - \sigma^2 - K_e), \quad (44)$$

onde K_e é o coeficiente de variação de pressão por expansão. De forma similar à contração, Shah e Sekulić [4] propõe um método gráfico para determinar K_c e Lee [29] propôs um modelo para calcular K_e :

$$\begin{aligned} K_e &= 1 - 2\sigma K_{d,\text{square}} + \sigma^2 \\ C_c^* &= 4,374 \times 10^{-4} \exp(6,737\sqrt{\sigma}) + 0,621 \\ K_{d,\text{tube}} &= \begin{cases} 1,33 & \text{se } \text{Re}_{d_h} < 1800 \\ 1,09068(4f) + 0,05884\sqrt{4f} + 1 & \text{se } \text{Re}_{d_h} \geq 1800 \end{cases} \\ K_{d,\text{square}} &= \begin{cases} 1,39 & \text{se } \text{Re}_{d_h} < 1800 \\ 1 + 1,17(K_{d,\text{tube}} - 1) & \text{se } \text{Re}_{d_h} \geq 1800 \end{cases} \end{aligned} \quad (45)$$

2.4 A TÉCNICA DA UNIÃO POR DIFUSÃO

De acordo com Gietzelt et al. [31], a soldagem por difusão ou união por difusão é a única técnica na qual pode-se soldar completamente seções transversais completas, possibilitando a geração de complexas geometrias internas. Normalmente, não há fase líquida e o composto monolítico é formado unicamente sob condições de estado sólido.

AlHaza e Haneklaus [32] abordam a união por difusão como sendo uma técnica de soldagem no estado sólido capaz de unir materiais similares ou dissimilares. O processo opera pela difusão em estado sólido, onde os átomos de dois materiais sólidos se intercalam ao longo do tempo em elevadas faixas de temperatura e pressão, gerando uma ligação de alta qualidade entre os materiais.

Os principais parâmetros desse processo envolvem temperatura, pressão e tempo, onde sua relação é altamente não-linear, o que dificulta a determinação de parâmetros ótimos. A ligação das juntas em contato é causada por difusão atômica,

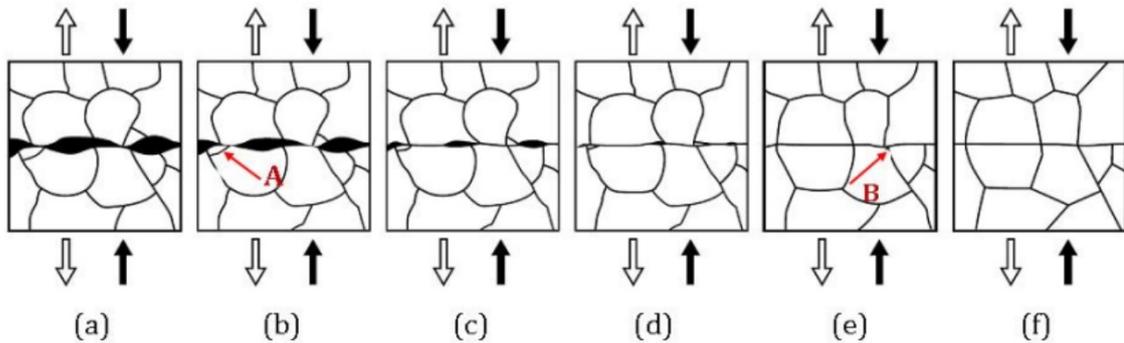
ativada pela temperatura e incrementada pela alta pressão aplicada, que suaviza a rugosidade das superfícies, aumentando cada vez mais a área de contato. O processo ocorre no vácuo ou em uma atmosfera inerte, onde as temperaturas podem chegar à 80% da temperatura de fusão do material. Já o tempo de união, é registrado a partir do instante em que a temperatura de união (ponto ideal determinado para que a união ocorra) é atingida, onde, nesse momento, também é aplicada a pressão externa.

Gietzel et. al [31] citam alguns fatores adicionais que podem influenciar nessa técnica, sendo eles: rugosidade da superfície, camadas de passivação, defeitos na estrutura cristalina, defeitos polimórficos, precipitações nas regiões de contorno de grão, formato das geometrias à serem unidas, razão de aspecto, assim como problemas mecânicos no equipamento de soldagem. Ou seja, muito da otimização dos parâmetros de união, acaba sendo feita de forma empírica/experimental.

Türker et al. [33] citam que o processo de união por difusão pode ser dividido em 6 estágios, como mostrado na Figura 2.15. No primeiro estágio (a), ambas superfícies devem entrar em contato, sendo esse primeiro contato dependente das condições da superfície, como irregularidades, limpeza, rugosidade e tratamento de superfície. Por exemplo, quanto maior forem as asperidades da superfície, maior serão a pressão e o tempo necessários para união. No segundo estágio (b), distorções microplásticas são observadas na interface. Durante esse processo, os vazios são trabalhados e arranjados nessa região de interface, lembrando que os materiais estão sujeitos à alta temperatura do processo, o que facilita esse rearranjo. No terceiro estágio (c), as superfícies absorvem os gases presentes nos vazios, diminuindo a pressão dentro desses espaços. O quarto estágio (d) é constituído pelo encolhimento dos vazios devido à fluência da difusão e a diferença de potencial químico entre a energia de superfície e a energia do volume. No quinto estágio (e), os vazios menores que o tamanho crítico, desaparecem completamente. É interessante observar que alguns pequenos grãos, como destacado na Figura 2.15 pelo item A, estão em processo de encolhimento. No último estágio (f), não existem mais espaços ou descontinuidades na superfície soldada, não havendo distinção entre as superfícies. Os contornos de grão se movem para encontrar a energia

mínima de superfície, como indicado em B, onde finalmente ele se torna suave e contínuo.

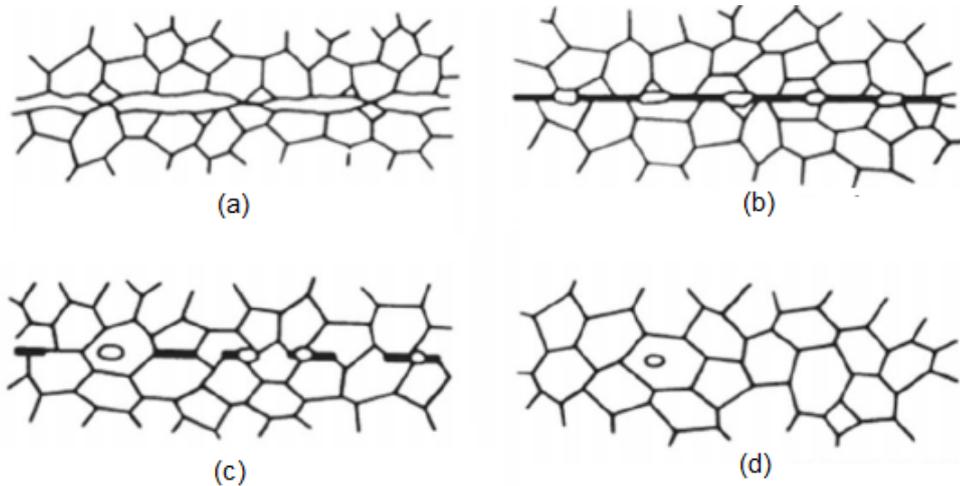
Figura 2.15 - Vista esquemática da formação do mecanismo de união por difusão.



Fonte: Adaptado de [33].

Watkins et al. [34] separam o processo de união por difusão em 4 principais fases, como esquematizado na Figura 2.16. Na primeira fase (a), ocorre o contato inicial das asperezidades. Já na segunda fase (b) ocorrem as primeiras deformações plásticas e há também a formação de uma linha interfacial entre os contornos. A terceira fase (c), é caracterizada pela migração dos grãos e também da eliminação dos poros (vazios). Por fim, na fase (d), é mostrada a difusão do volume, onde os metais base se confundem com o metal resultante, não havendo distinções e também não havendo mais vazios.

Figura 2.16 - Esquematização das etapas da união por difusão.



Fonte: Adaptado de Watkins et al. [34].

Um aspecto importante sobre a união por difusão é a deformação imposta aos componentes que serão unidos. Essa deformação está ligada à pressão de união, tendo assim uma relação tênue entre garantir um íntimo contato entre os componentes à serem unidos e garantir que não ocorra uma deformação excessiva. Esse valor de deformação tipicamente fica entre 1 e 4% [35].

Devido à grande versatilidade do processo, ele é amplamente aplicado na fabricação de PCHes [13], [14], os quais são muito utilizados em reatores químicos e na indústria petroquímica, assim como na indústria aeronáutica [33]. Recentemente, o Labtugal utilizou essa técnica para desenvolver trocadores de calor compactos de placa usinada por corte de jato d'água [2].

O núcleo de trocador de calor desenvolvido por Morteau [2] pela técnica de união por difusão, de aço inoxidável AISI 316L, apresentou uma deformação na sua altura externa de pouco mais de 9%, havendo também deformações significativas na seção transversal dos canais. Essa deformação resulta em falhas na interface de soldagem e gera concentradores de tensões, os quais podem acarretar em falhas por fadiga térmica, por exemplo. Os parâmetros de união utilizados são apresentados na Tabela 2.4. O autor ainda aprofundou os estudos desses parâmetros de união para o aço 316L, através da união de blocos e ensaios de tração em corpos de prova retirados desses blocos. Os parâmetros otimizados são mostrados na Tabela 2.5.

Tabela 2.4 - Parâmetros de união utilizados na produção de um trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água.

Parâmetros de soldagem		
Pressão [MPa]	Temperatura [°C]	Tempo [min]
18	1050	60

Fonte: Adaptado de Morteau [2].

Tabela 2.5 - Parâmetros otimizados para união do aço AISI 316L.

Parâmetros de soldagem		
Pressão [MPa]	Temperatura [°C]	Tempo [min]
9,5	1040	60

Fonte: Adaptado de Morteau [2].

Dessa forma, a partir dos parâmetros otimizados determinados pela na união de um bloco, torna-se interessante aplicar esses mesmos parâmetros para a união de um bloco com geometria interna, nesse caso, um núcleo de trocador de calor, que é objeto de estudo nesse trabalho.

2.5 AÇO INOXIDÁVEL AISI 316L

De modo geral, os aços inoxidáveis são ligas metálicas que contém cromo na sua composição, fato que garante resistência a oxidação e a corrosão, principalmente aqueles com teores de cromo superiores a 12%, como é o caso do AISI 316L. Além disso apresentam alta ductilidade, alta dureza, são recomendados para aplicações de alta temperatura e apresentam baixa resposta magnética (apenas os do tipo austenítico) [36].

O aço inoxidável AISI 316L, que é o material base para a fabricação dos núcleos de trocador de calor compactos abordados nesse trabalho, é uma versão de baixo carbono do aço AISI 316, com alta resistência à corrosão intergranular, ideal para aplicações de alta temperatura e pressão. Com estas características, torna-se um material de ótima aplicabilidade para trocadores de calor utilizados na indústria *off-shore*. Sua composição química é apresentada na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 - Composição química do aço inoxidável AISI 316L.

Elemento	Literatura (%)
Cromo, Cr	16 - 18
Níquel, Ni	10 - 14
Molibdênio, Mo	2 - 3
Manganês, Mn	< 2
Silício, Si	< 0,75
Nitrogênio, N	< 0,10
Fósforo, P	< 0,045
Enxofre, S	< 0,030
Carbono, C	< 0,030

Fonte: AlHaza e Haneklaus [32].

2.6 TESTE HIDROSTÁTICO PARA AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DO NÚCLEO DE TROCADORES DE CALOR

Como é observado no trabalho de Rosinski [3], pode-se analisar a resistência mecânica e determinar a pressão máxima de trabalho admissível (PMTA) de um trocador de calor através de amostras representativas, aplicando um teste hidrostático.

De acordo com a Norma Brasileira NR13 [37], em um teste hidrostático, pressão é aplicada internamente por meio de um fluido incompressível, com o objetivo de avaliar a integridade estrutural dos equipamentos e o rearranjo de possíveis tensões residuais. De acordo com essa norma, os permutadores de calor são classificados como vasos de pressão, os quais devem ser avaliados através desse tipo de teste, seguindo a regulamentação estipulada pela norma ASME Seção VIII [38]. A Divisão 2 da norma estabelece que a relação entre a pressão de teste e a pressão máxima admissível (PMTA) é dada da seguinte forma:

$$p_{TESTE} = 1,43PMTA . \quad (46)$$

A PMTA pode ser um valor pré-estabelecido por projeto ou pode ser determinada experimentalmente, por teste hidrostático quando ocorre o rompimento da estrutura. Essa pressurização deve ser feita apenas a partir do momento em que o equipamento a ser testado esteja completamente preenchido com água. O modo correto da aplicação da pressão é por meio de patamares incrementais, respeitando um intervalo de tempo pré-estabelecido. Usualmente o valor da PMTA é por volta de 17,5% da pressão de ruptura [3].

2.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Uma breve apresentação sobre trocadores de calor é apresentada nesse capítulo, explicitando as principais classificações para trocadores de calor, enfatizando também as técnicas de fabricação comumente utilizadas na indústria. Os trocadores de calor compactos, objetivo de estudo nesse trabalho, também são abordados. Sua principal característica é a alta relação entre área de transferência

de calor por volume total, fatores que contribuem para aplicações onde peso e volume são essenciais.

Quanto ao método de fabricação, a técnica de união por difusão na fabricação de trocadores compactos se mostra muito viável, gerando dispositivos capazes de operar com elevadas faixas de temperatura e pressão. Os principais fatores que influenciam nesse processo são a temperatura, pressão e tempo, relacionados de forma altamente não-linear. Neste trabalho aplica-se os parâmetros determinados como ótimos por Morteau [2], os quais foram obtidos a partir de blocos maciços de aço AISI 316L, na união de um trocador de calor compacto de placa usinada por corte de jato d'água de aço AISI 316L, buscando confirmar se tais parâmetros aplicam-se também para um bloco com ranhuras internas. Essa verificação deve ser observada qualitativamente através de metalografia nas regiões de união e também na observação das deformações globais do núcleo (e.g. deformação global da altura do núcleo entre 1~4% [35]).

Também adota-se o procedimento teórico para modelagem termo-hidráulica de trocadores de calor compactos, utilizando o método ϵ -NUT, com base no número de Nusselt apresentado por Sarmiento et al. [21] para os regimes laminar, de transição e turbulento, e o modelo do fator de atrito, desenvolvido por Muzychka e Yovanovich [18] e pelo modelo de Cheng [23] modificado por Sarmiento et al. [22], também para todos os regimes de escoamento. Estes, posteriormente, servirão de base para comparação com dados obtidos de forma experimental.

O modo de obtenção de importantes características do experimento termo-hidráulico (redução de dados) também foi descrito, bem como uma síntese do método LMTD.

Foi apresentada uma breve abordagem sobre o uso de ensaios hidrostáticos para avaliar a qualidade estrutural de trocadores de calor, onde a pressão de teste pode estar diretamente ligada à um valor estipulado por requisito de projeto

3 FABRICAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO DE PLACA USINADA POR CORTE DE JATO D'ÁGUA UNIDO POR DIFUSÃO DE ESCOAMENTO CRUZADO

Nessa seção serão abordados os tópicos relacionados à fabricação de um núcleo de trocador de calor compacto de placa usinada por corte de jato d'água de aço AISI 316L, com 173mm de comprimento, 173mm de largura e 110mm de altura, 432 canais de seção transversal quadrada (3mm x 3mm), espaçados em linha por 1,5mm e com ramais intercalados por placas de 1mm, desde o processo construtivo, seleção de matéria prima, procedimento de fabricação empregado e união por difusão desse dispositivo.

3.1 PROCESSO CONSTRUTIVO

O processo construtivo desse núcleo de trocador de calor se dá por meio do processo de empilhamento de placas com canais usinados e placas maciças, chamadas aqui de placas intermediárias. Essa espécie de “sanduíche” segue a esquematização representada pela Figura 3.1. As placas com canais usinados (cada placa contendo 36 canais) são posicionadas à 90° entre cada camada, uma vez que os escoamentos serão normais entre si (escoamento cruzado). Além disso, são empilhadas 3 placas de fechamento (placas maciças) na base e no topo do bloco, com o intuito de fornecer segurança estrutural e, também, para fornecer uma área extra para a montagem e fixação do aparato em uma bancada experimental. O número de placas e as dimensões das mesmas são detalhadas na Tabela 3.1.

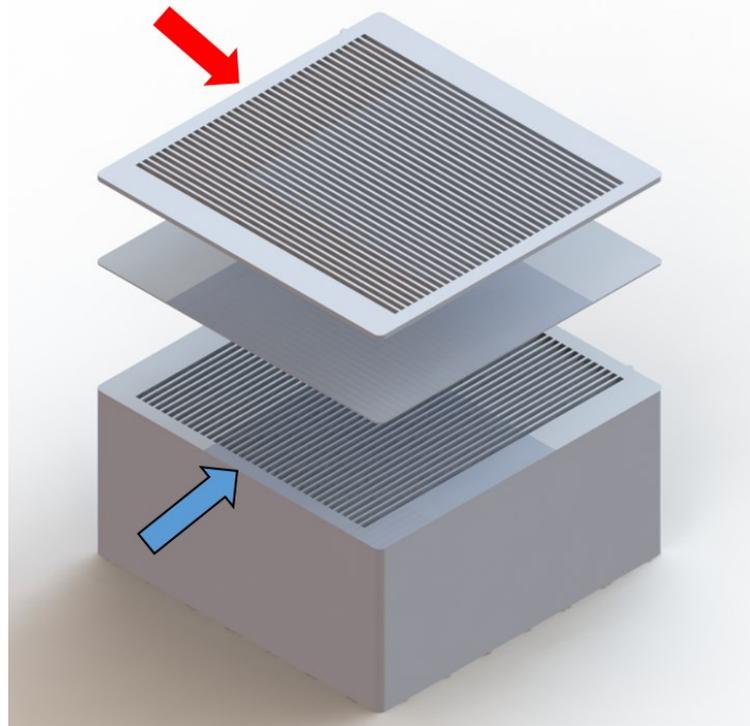
Tabela 3.1 - Dimensões e quantidade de placas usinadas.

Tipo da Placa	Largura [mm]	Comprimento [mm]	Espessura [mm]	Quantidade [un.]
Fechamento	200	200	3	6
Intermediária	200	200	1	23
Com canais	200	200	3	24

Esse sistema de empilhamento entre placas maciças e placas com canais foi abordado por Morteau [2], onde a tecnologia de trocadores de calor de placa usinada por corte de jato d'água foi apresentada. O projeto detalhado das placas é

mostrado no APÊNDICE A. Vale ressaltar que uma das placas de fechamento contém entalhes pré-definidos, de modo a servir como um guia para o posterior corte por eletroerosão a fio, com o intuito de “abrir” as regiões de entrada e saída dos canais.

Figura 3.1 – Sequência de empilhamento das placas.



3.1.1 Seleção de matéria prima

Uma vez que as placas do núcleo serão unidas pelo processo de soldagem não convencional da união por difusão, além dos fatores que mais influenciam nessa técnica (e.g. tempo, pressão e temperatura), existem diversas outras influências aqui já abordadas, tais como camadas de passivação, rugosidade de superfície, formação de precipitações nos contornos de grãos, etc., as quais estão diretamente ligadas ao controle de qualidade do material adquirido.

As chapas adquiridas para a fabricação deste núcleo são de aço Inoxidável AISI 316L, com acabamento 2B, ou seja, elas são laminadas a frio, passam por um tratamento térmico, decapagem e um passe final em cilindros polidos [39]. Além

disso, as chapas vêm com uma película protetora para evitar riscos e possíveis danos durante o seu transporte.

A composição química dos chapas utilizadas, bem como os resultados dos ensaios mecânicos, testes de sensitização, qualidade superficial, corrosão intergranular, entre outros, constam no certificado de qualidade no ANEXO A – CERTIFICADO DE QUALIDADE CHAPA 1mm, fornecido pelo fabricante das chapas, dados estes de acordo com a norma regente para o aço AISI 316L [36].

3.1.2 Usinagem e preparo das placas

Para usinar os canais das placas (Figura 3.2), foi utilizada a técnica de corte por jato d'água, em uma máquina modelo Mach 2C, da empresa *Flow Waterjet*, disponível nas instalações do Labtucal. A remoção de material é feita com o uso de água em elevada pressão, juntamente com a adição de material abrasivo. Os cortes foram executados com duas chapas de 3 mm empilhadas, ou seja, a cada corte, duas placas são usinadas.

Figura 3.2 - Usinagem das placas do núcleo.



Após o procedimento de corte, é realizada uma breve limpeza com água e sabão, para remover o material abrasivo que possa ter ficado na placa. Logo após, é feito o lixamento das placas em lixadeira orbital manual (Figura 3.3), com o objetivo

de remover as rebarbas presentes nos canais e nas bordas das placas, possíveis influenciadores do processo de união por difusão. Esse procedimento é seguido do enxágue das placas em água corrente.

Figura 3.3 - Remoção de rebarbas.



Inicia-se então a preparação/limpeza da superfície das placas para o processo de união por difusão. As placas são imersas em um banho ultrassônico (Figura 3.4), que é um procedimento de limpeza baseado nos fenômenos físicos de piezeletricidade e cavitação, onde a amostra à ser limpa é mergulhada em um fluido de limpeza e então recebe diversas ondas de som em altas frequências, as quais proporcionam um alto grau de limpeza em um curto espaço de tempo, sem causar danos às superfícies [40]. Para esse caso, o fluido de limpeza utilizado foi o álcool etílico 96 GL.

Figura 3.4 - Placas mergulhadas em banho ultrassônico com álcool etílico.



Por fim, precedendo o empilhamento das placas, é passado na superfície das placas um papel embebido com álcool isopropílico, para remover qualquer sujeira residual ou marca d'água que poderia estar presente.

3.1.3 Empilhamento das placas e união por difusão do núcleo

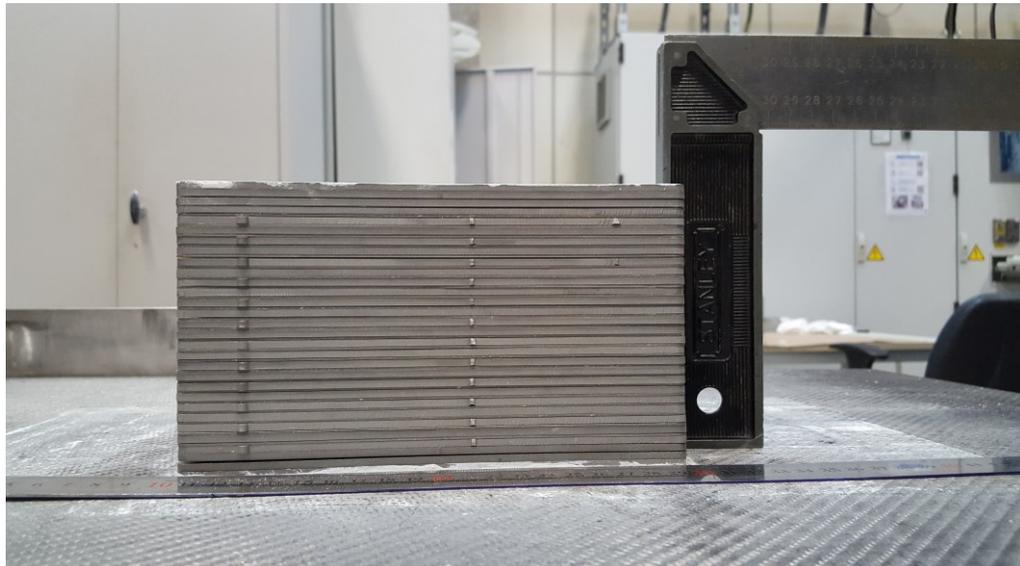
O empilhamento das placas é a etapa que antecede a união por difusão. Nessa etapa, deve-se seguir o sequenciamento correto e tomar o devido cuidado com o alinhamento das mesmas. Na superfície das placas de fechamento inferior e superior é aplicada uma camada de alumina dissolvida (Figura 3.5), que tem por função evitar a união das placas empilhadas com a matriz de carbono do forno de união por difusão.

Com todas as placas empilhadas (Figura 3.6), o futuro bloco é posicionado no interior do forno de união (Figura 3.7a), onde também são posicionados termopares, uma vez que estes fazem o controle da temperatura no interior do forno. Na Figura 3.7b pode-se visualizar o detalhe do termopar colocado na lateral do bloco, de modo a proporcionar uma melhor noção da temperatura real na qual o bloco está, uma vez que há um transiente de temperatura, resultado da energia térmica radiante, fornecida pelas resistências elétricas, localizadas nas paredes do interior do forno.

Figura 3.5 – Camada de alumina dissolvida aplicada na superfície das placas inferior e superior.



Figura 3.6 – Placas empilhadas e prontas para a união por difusão.



Os parâmetros da união por difusão empregados são apresentados na Tabela 3.2. Esta configuração foi resultado de testes descritos em Morteau et al. [41] onde blocos de placas maciças foram unidos com diferentes configurações (variações dos parâmetros de temperatura, pressão e tempo). A combinação

utilizada neste trabalho foi a que apresentou os maiores valores de resistência mecânica nos testes realizados a partir de corpos de prova retirados desses blocos.

Figura 3.7 – a) Placas empilhadas posicionadas no interior do forno. b) Termopar posicionado na lateral do bloco.

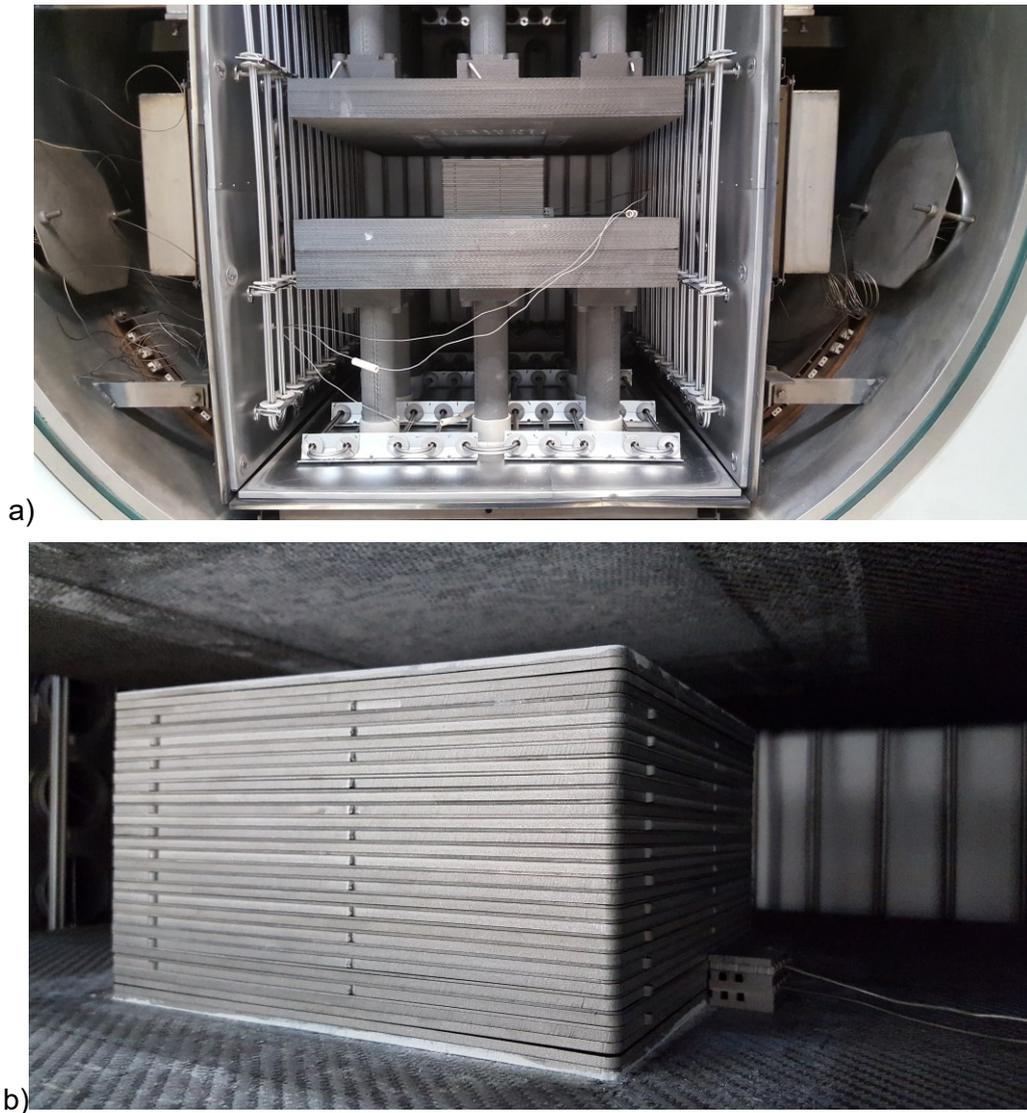


Tabela 3.2 – Parâmetros utilizados para união por difusão.

Temperatura	Pressão	Tempo
1040 °C	9,5 MPa	90 min

Para tais parâmetros, a força utilizada para resultar na pressão de união indicada é de 193,19kN, à qual é relacionada diretamente com a área de contato. O forno de união por difusão presente nas instalações do Labtucal é mostrado na

Figura 3.8 e, seus dados técnicos são apresentados na Tabela 3.3. Todo o procedimento ocorre em médio vácuo ($\sim 1 \times 10^{-6}$ mbar), minorando as possíveis reações com ar atmosférico.

Tabela 3.3 - Dados técnicos do forno de união por difusão utilizado.

Descrição	Unidade	Valores
Máxima temperatura de operação	°C	1700
Homogeneidade de temperatura no forno vazio a 1000 °C	°C	± 4 °C
Dimensões úteis	Mm ³	800x600x600
Máxima carga	kN	2500
Precisão de carga até 250 kN	kN	$\pm 0,25$
Precisão de carga até 2500 kN	kN	$\pm 2,5$
Nível de vácuo em forno vazio	mbar	1×10^{-6}

Figura 3.8 – Forno de união por difusão disponível no Labtucal.



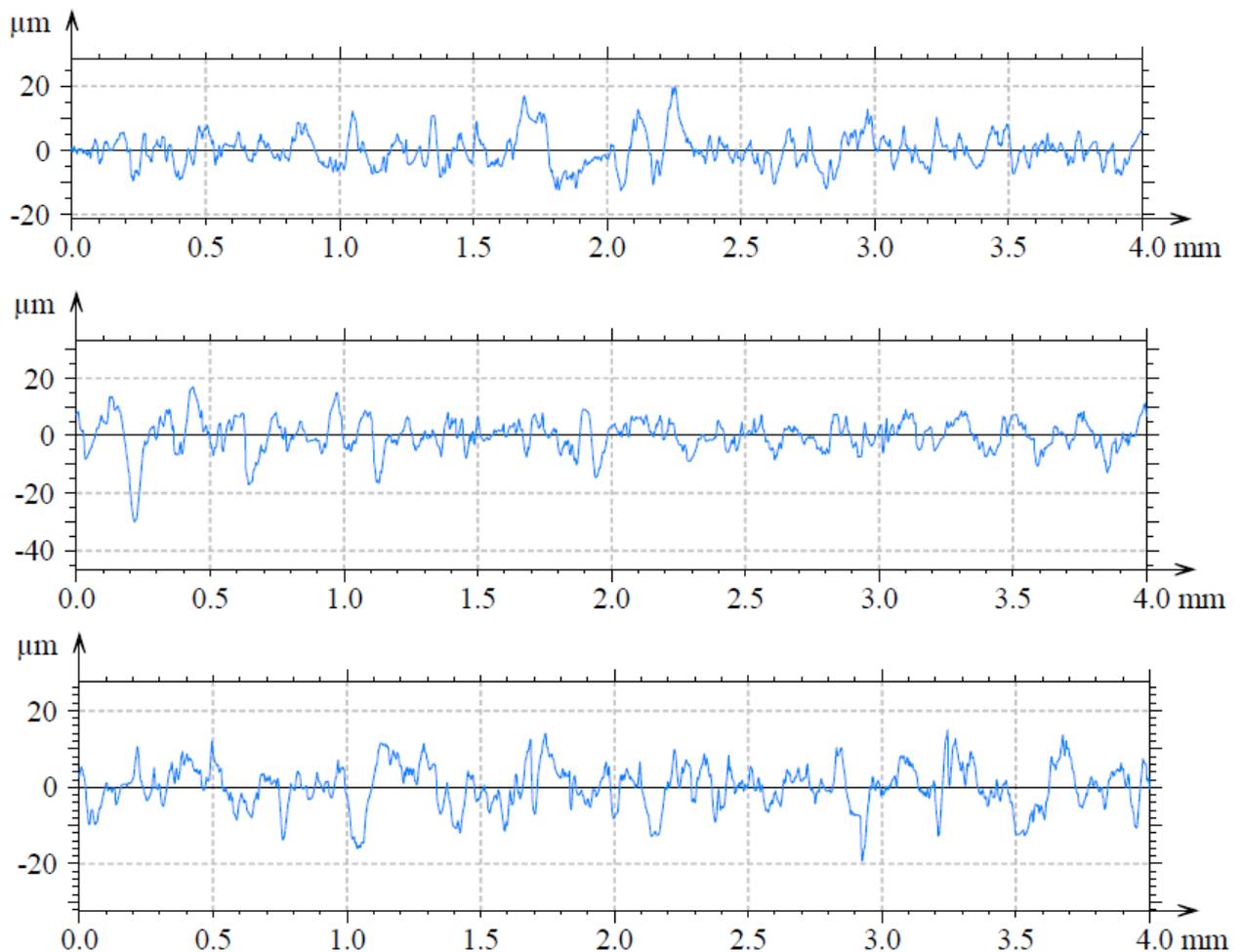
3.2 RESULTADOS

3.2.1 Resultados relativos ao processo de usinagem

Um parâmetro importante com relação à qualidade do processo de usinagem é a rugosidade gerada pelo processo. Para esse caso foram realizadas três medições da lateral dos canais com perfilômetro, feito no LMC-UFSC. No tratamento dos dados foi utilizado o software *MoutainsMap* com *cut off* de 0,8 e comprimento de amostragem de 5 vezes o *cut off* de acordo com norma DIN EM ISSO 4288:1988.

Figura 3.9 – Análise da rugosidade na lateral dos canais para usinagem por jato d'água.

Aspereza (Filtro gaussiano, 0.800 mm)



A rugosidade média apresentada para os três casos foi de $4,08\mu\text{m}$. Este dado será posteriormente utilizado como entrada tanto pra o modelo teórico termo-

hidráulico, quanto para simulações numéricas. O tamanho dos canais será abordado na seção dos resultados da união por difusão do núcleo.

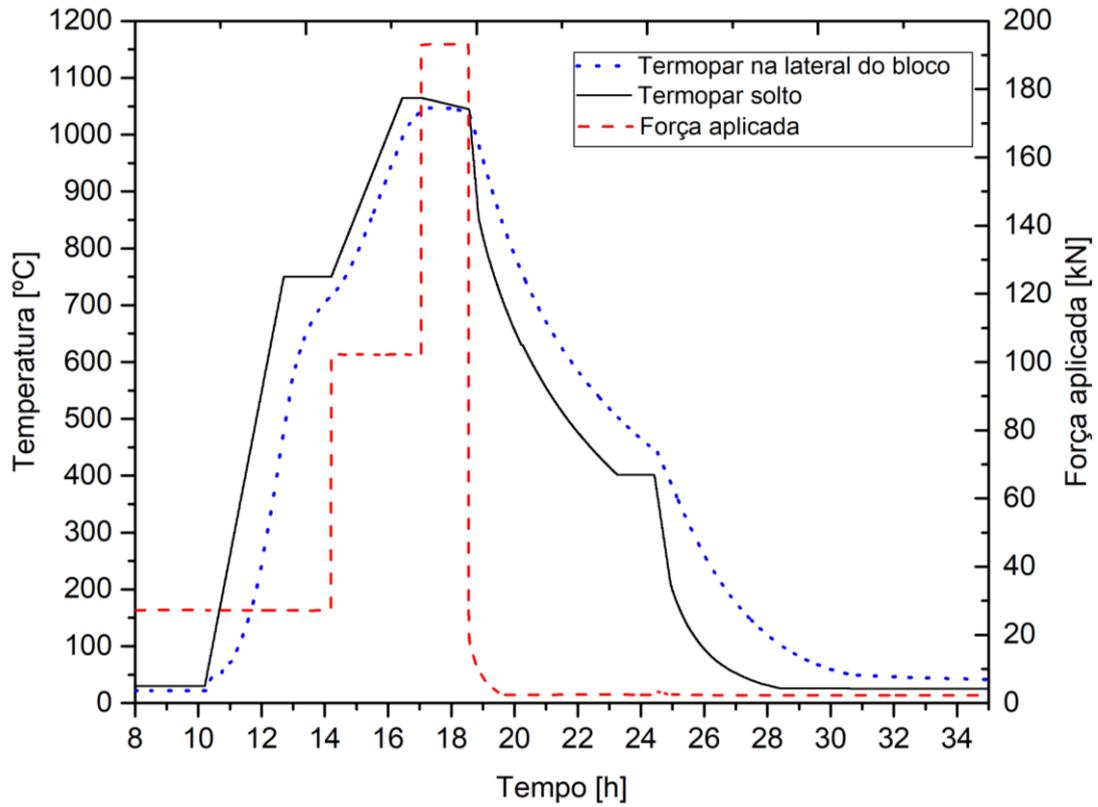
3.2.2 Resultados da união por difusão do bloco

As propriedades monitoradas ao longo do ciclo de união por difusão são apresentadas Figura 3.10. Nota-se que até atingir a temperatura de 1040°C (temperatura de união) há um certo tempo de aquecimento, cerca de 6,75h, feito em dois patamares principais. De modo semelhante, há também um gradiente de temperatura no resfriamento do bloco até a temperatura ambiente, de cerca de 11,5h. Há também um “*delay*” entre a temperatura medida no interior do forno (denominado como “Termopar solto”) e a temperatura da lateral do bloco (representando a temperatura do bloco), evidenciando que o bloco leva um maior tempo para atingir a temperatura desejada.

O aumento gradual da temperatura à uma taxa controlada tem por objetivo homogeneizar a temperatura ao longo de todo o bloco, uma vez que o calor radiado pelas resistências elétricas localizadas nas paredes do forno leva um certo tempo até atingir todo o bloco, sendo propagado por condução das laterais do bloco até o seu interior.

Também é interessante pontuar que a aplicação da força (pressão de união distribuída na área) somente é feita quando o termopar localizado na lateral do bloco atinge a temperatura de união (1040°C). Essa pressão distribuída pela matriz ao longo da seção transversal do topo do bloco é aplicada ao longo de 90 minutos, correspondendo assim ao tempo de união. Até a aplicação dessa carga, as placas empilhadas são mantidas por uma força de 10kN, de modo a manter o conjunto intacto.

Figura 3.10 – Propriedades monitoradas durante o ciclo de união por difusão.



O bloco unido (Figura 3.11) apresentou uma deformação de 2,65% em sua altura, o qual é um valor previsto (tipicamente 1~4%) em processos de união por difusão [35], de modo a vencer as asperidades e fornecer a área de contato necessária. Note-se que essa deformação pode afetar as dimensões dos canais do núcleo do trocador de calor.

Figura 3.11 - Bloco após o procedimento de união por difusão.



Vale ressaltar que foram feitas medições nas espessuras das placas antes da união por difusão, de modo que a informação fornecida pelo fabricante é condizente com a medida, sendo essa última de $3,00\pm 0,05\text{mm}$ para as chapas de 3mm e $1,00\pm 0,05\text{mm}$ para as chapas de 1mm.

Com o bloco unido, realiza-se o corte das faces, de modo a “abrir” os canais. O método utilizado foi a eletroerosão a fio, por ser um processo de alta precisão e acabamento fino. O resultado é apresentado na Figura 3.12, onde diferentemente da Figura 3.11, não é mais possível verificar o empilhamento das placas (linhas de união), ou seja, o bloco tem a aparência de ser uma “peça única”, o que é uma característica desejável da união por difusão.

Com relação a qualidade da união, dos canais e a deformação resultante, foram retiradas amostras de uma das bordas removidas do bloco unido, através de corte por jato d’água nas posições destacadas na Figura 3.13, para serem analisadas em microscópio.

Figura 3.12 - Núcleo com as faces cortadas.

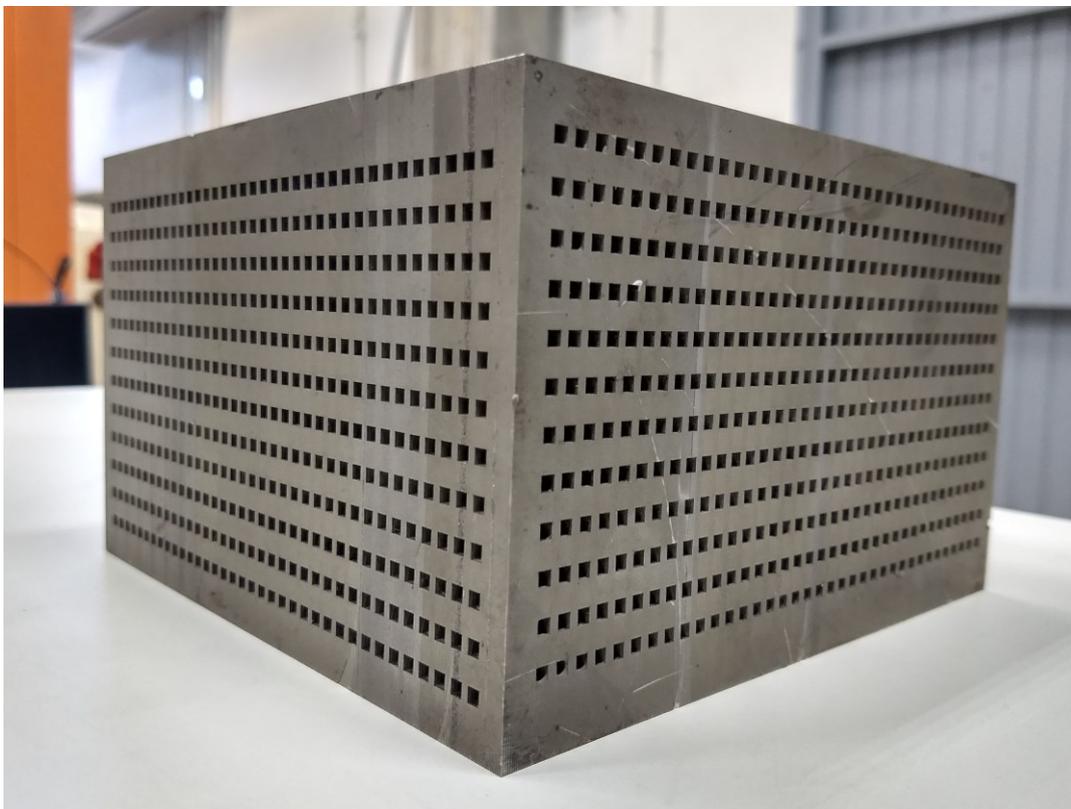
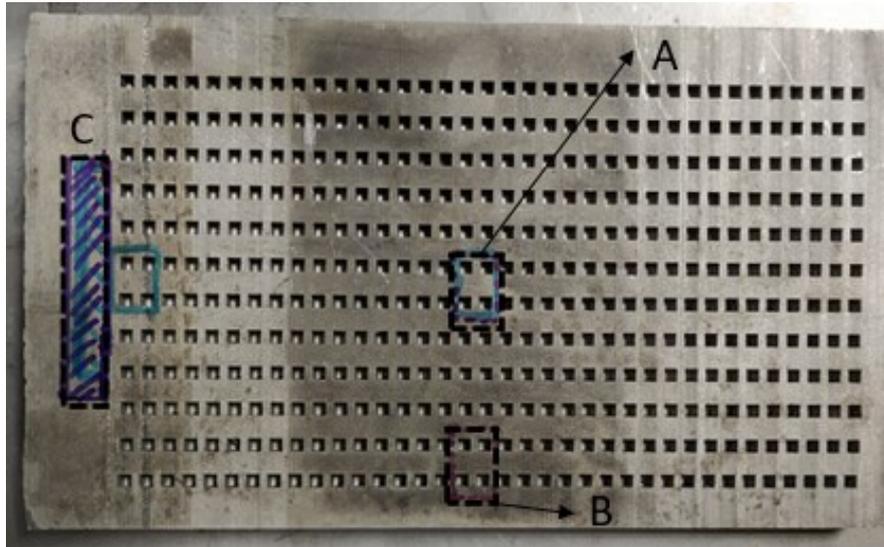
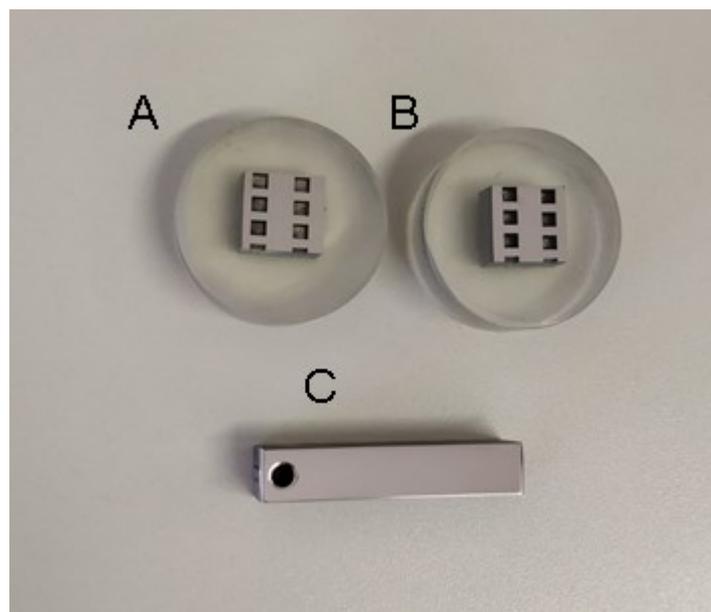


Figura 3.13 – Localização das amostras retiradas para análise.



As amostras que continham canais foram primeiramente embutidas. Na sequência, todas as amostras passaram por processo de lixamento manual em politriz metalográfica, com lixas de seguinte granulometria: 100, 200, 400, 600, 1200 e 2000. Após o lixamento, as mesmas foram polidas em panos de polimento com pasta diamantada, diluída em álcool, de $3\mu\text{m}$ e $1\mu\text{m}$. O resultado é mostrado na Figura 3.14.

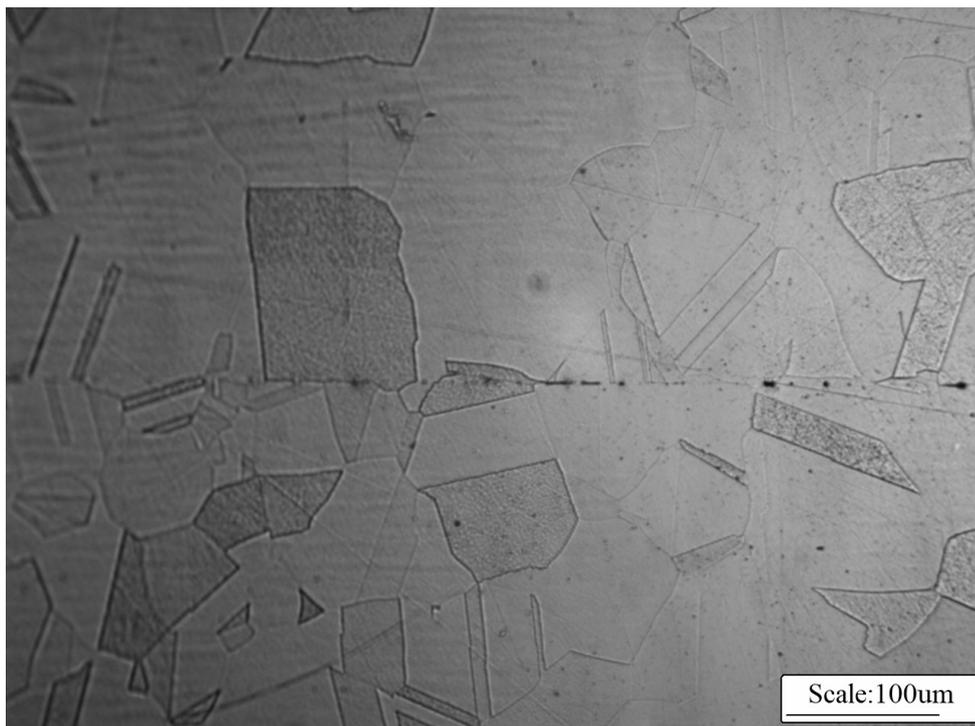
Figura 3.14 – Amostras preparadas para análise metalográfica.



Com o intuito de avaliar a microestrutura nas linhas de união do núcleo, realizou-se um ataque eletrolítico na amostra C, e então, com a microestrutura revelada, pode-se analisar as diversas regiões onde houve a união por difusão das placas.

A avaliação da microestrutura nessa região de união é uma boa informação qualitativa do processo de união por difusão. Essa linha de união pode ser verificada na Figura 3.15, sendo a linha horizontal na região central da amostra. Algo importante a ser observado é que, além de ela não ser completamente contínua (uma “sequência de pontos” pode ser observada), há contornos de grão que envolvem ambas placas, ou seja, o grão pertence à ambas as placas, evidenciando a união nessas regiões.

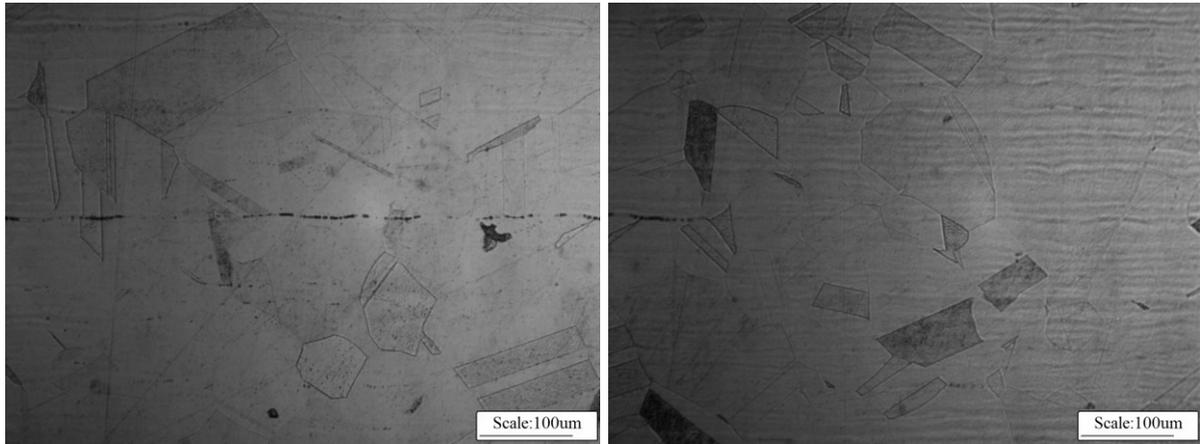
Figura 3.15 - Visualização em microscópio da linha de união das placas.



Esse efeito pode ser observado em todas as regiões de união, em diferentes posições e níveis da amostra C. Na Figura 3.16 estão mostradas duas fotografias sequenciais, onde na esquerda verifica-se alguns pontos da linha da união, assim

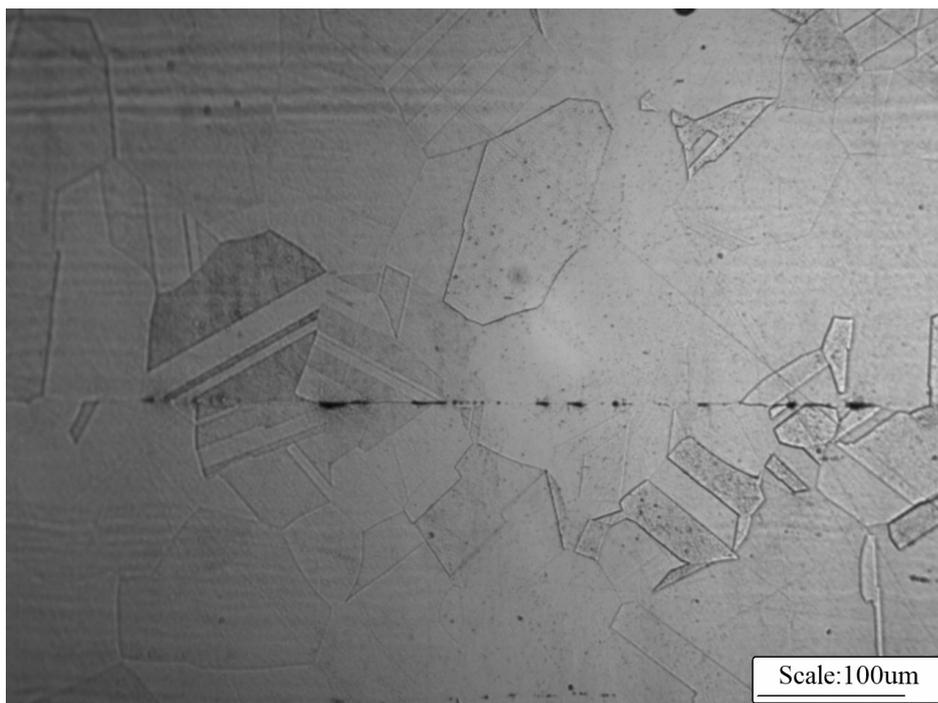
como contornos de grão envolvendo ambas placas e na direita, já não é possível visualizar a linha de união, evidenciando a união das placas.

Figura 3.16 - Visualização da linha de união em duas posições sequenciais.



Em algumas regiões, fica mais evidente a presença dessa linha de união, como é o exemplo da Figura 3.17, onde ainda sim, pode-se evidenciar que esta região está unida, observando os contornos de grão que envolvem ambas placas nesse plano de união, característica presente em diferentes partes da fotografia.

Figura 3.17 - Linha de união evidenciada.



Na Figura 3.18 é mostrada a microestrutura próxima da região de um dos planos de união entre a placa usinada e placa intermediária, onde é possível visualizar a linha de união. Com um maior aumento, nesse mesmo ponto (Figura 3.19), observa-se que essa linha não é contínua, sendo até mesmo não-visível na região inicial de contato entre a aleta e a placa intermediária, apresentando uma boa união.

Figura 3.18 - Representação de um dos canais da boda do núcleo unido, amostra B, aumento de 100 vezes.

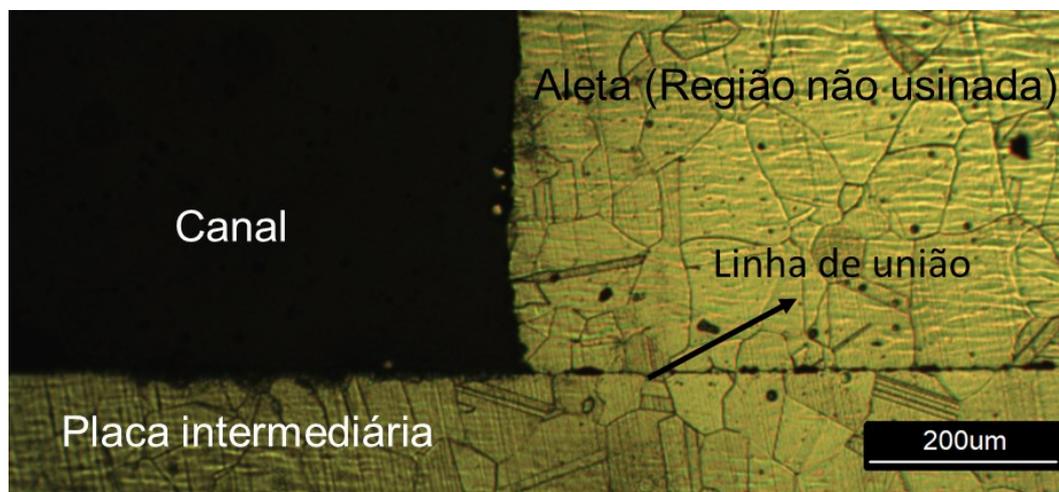
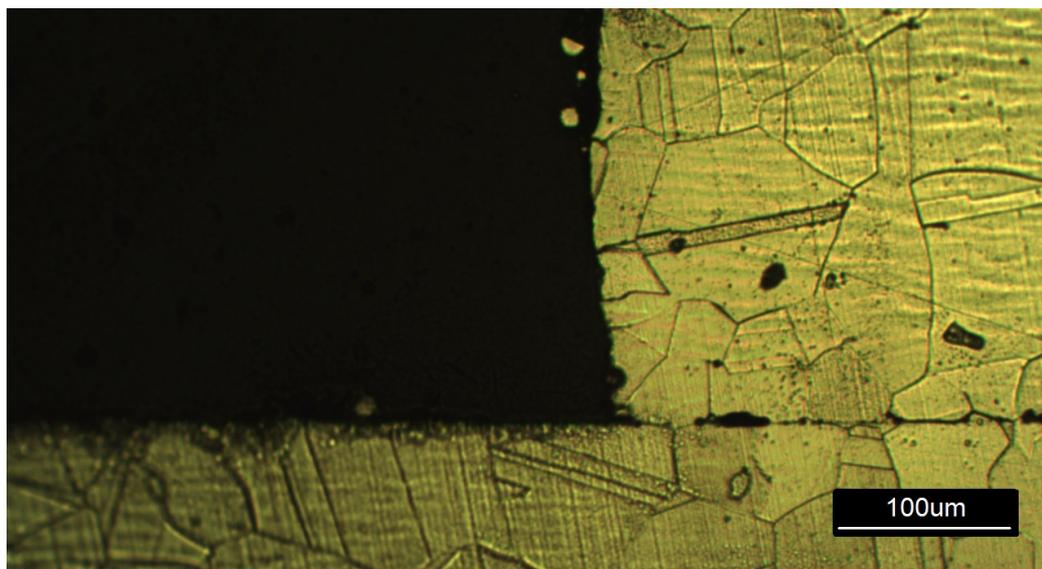


Figura 3.19 - Representação de um dos canais da boda do núcleo unido, amostra B, aumento de 200 vezes.



Os demais canais apresentaram comportamentos bastante semelhantes, inclusive na amostra A, portanto não serão apresentados aqui.

Também foram extraídos corpos de prova (CPs) das bordas disponíveis desse núcleo, com o intuito de realizar ensaios de tração. A posição desses CPs é mostrada na Figura 3.20. As propriedades avaliadas são a tensão máxima, a tensão de escoamento e o alongamento. Os resultados obtidos para essas propriedades são apresentados na Figura 3.21, Figura 3.22 e Figura 3.23, respectivamente, onde a linha azul tracejada representa os valores estipulados pela norma ASME AS-240.

Figura 3.20 - Corpos de prova extraídos de duas bordas do núcleo.

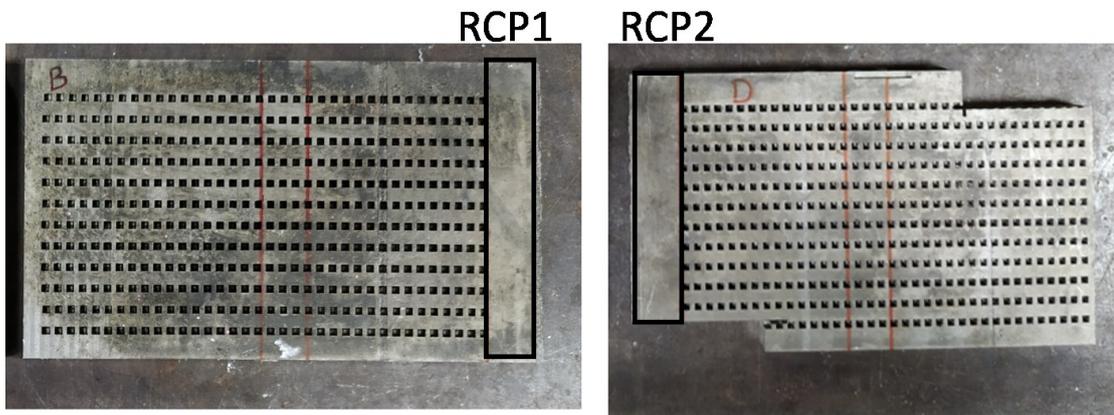


Figura 3.21 – Tensão máxima obtida nos ensaios de tração.

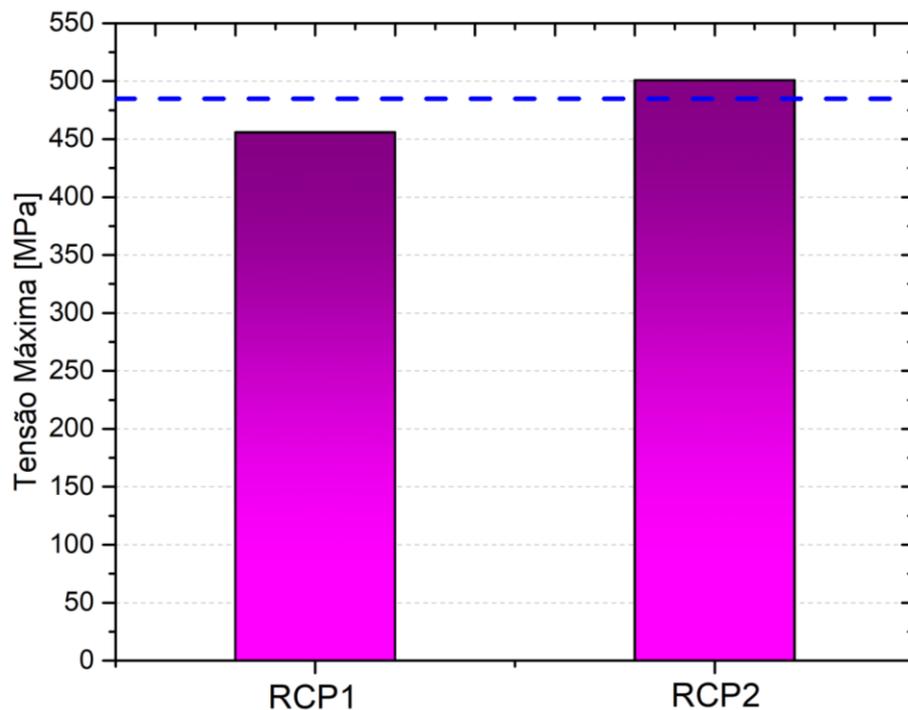


Figura 3.22 - Tensão de escoamento obtida nos ensaios de tração.

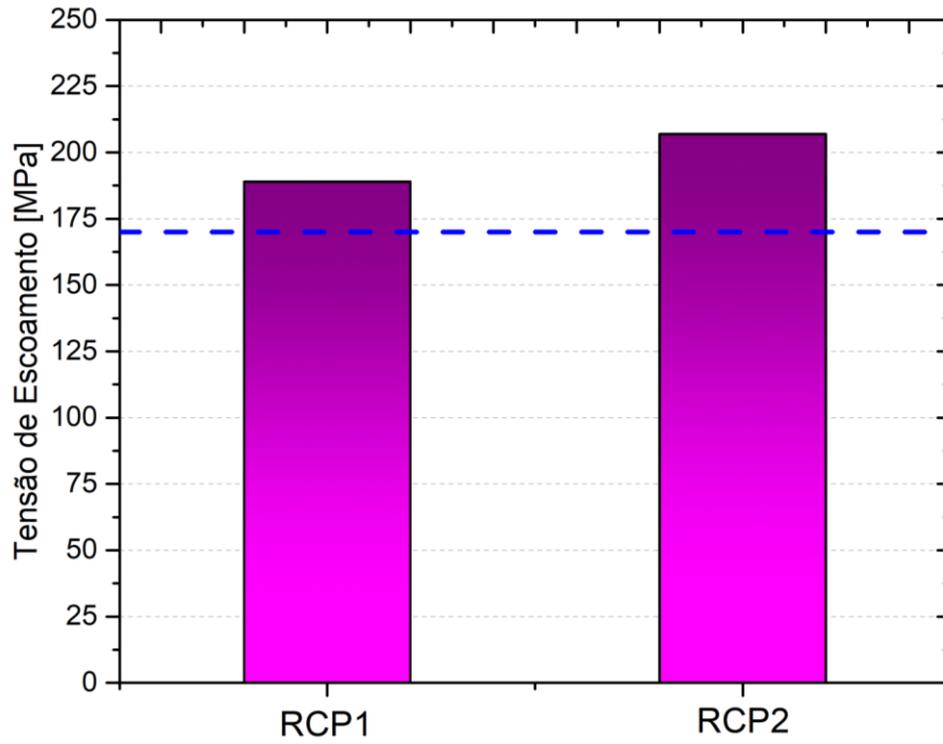
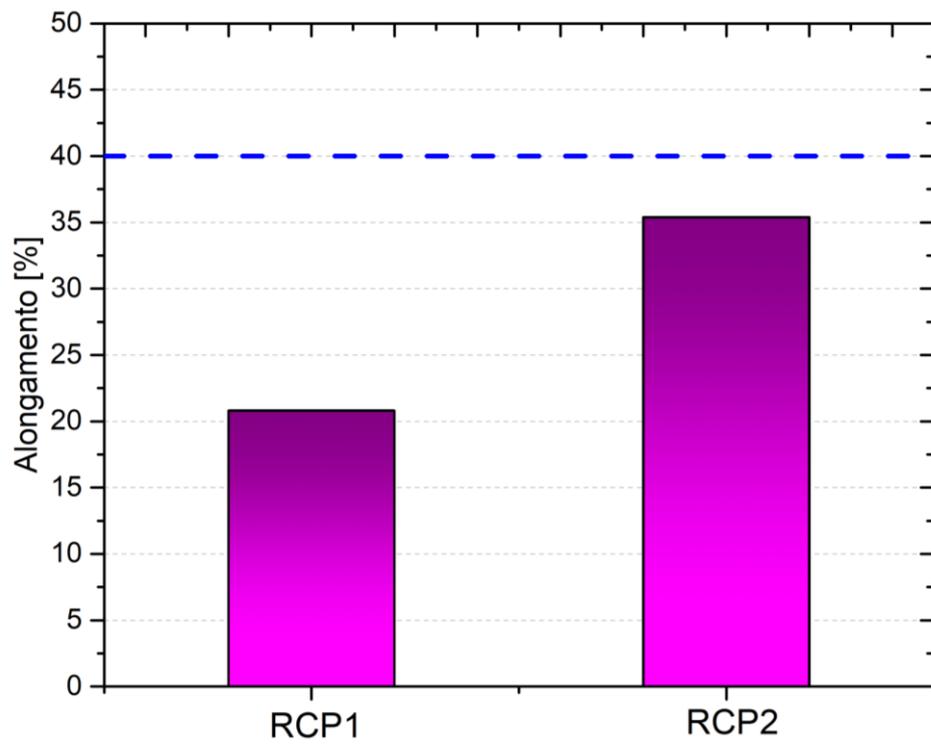


Figura 3.23 - Alongamento obtido nos ensaios de tração.



Esses testes foram realizados pela empresa Metalab, localizada na cidade de Joinville-SC. As linhas tracejadas em azul para cada um desses resultados representa o valor normatizado para o metal base (aço 316L) segundo a ASME AS-240. Como é observado nesses resultados, ambos os CPs alcançaram a tensão de escoamento do metal base, enquanto que apenas o RCP2 alcançou a resistência mecânica equivalente. Ambos os CPs romperam apresentando um alongamento menor do que o normatizado, caracterizando o efeito de fratura frágil. Esse resultado mostra um possível desbalanceamento na hora da aplicação da pressão, durante a união do núcleo. Algo que também pode explicar esses valores, é que os CPs foram extraídos de uma região muito próxima da borda do núcleo, sendo que essa região apresenta as piores propriedades mecânicas de todo o núcleo.

3.2.3 Avaliação da região com canais e influência da união por difusão

Uma vez que o processo de união por difusão envolve temperaturas elevadas com aplicação de pressões, também altas, é normal que ocorram alterações nas dimensões originais de projeto. Para o núcleo em questão, houve uma redução de 2,65% na altura total, o que será refletido nas diversas camadas e, por consequência, na dimensão dos canais do dispositivo.

Evidenciada essa mudança nas dimensões originais, é importante quantificá-las, pois essa mudança pode afetar as trocas térmicas e a perda de carga, como será visto no capítulo referente a esse tipo de análise.

Para quantificar essa mudança, foram utilizadas técnicas por tratamento de imagem, utilizando o software ImageJ, com o pacote de processamento de imagens Fiji. A primeira delas, é a binarização. Como base, são utilizadas as Figura 3.24 e Figura 3.25, representando as faces de cada um dos ramais do núcleo.

Figura 3.24 – Foto utilizada para análise do tamanho dos canais, para o ramal 1.

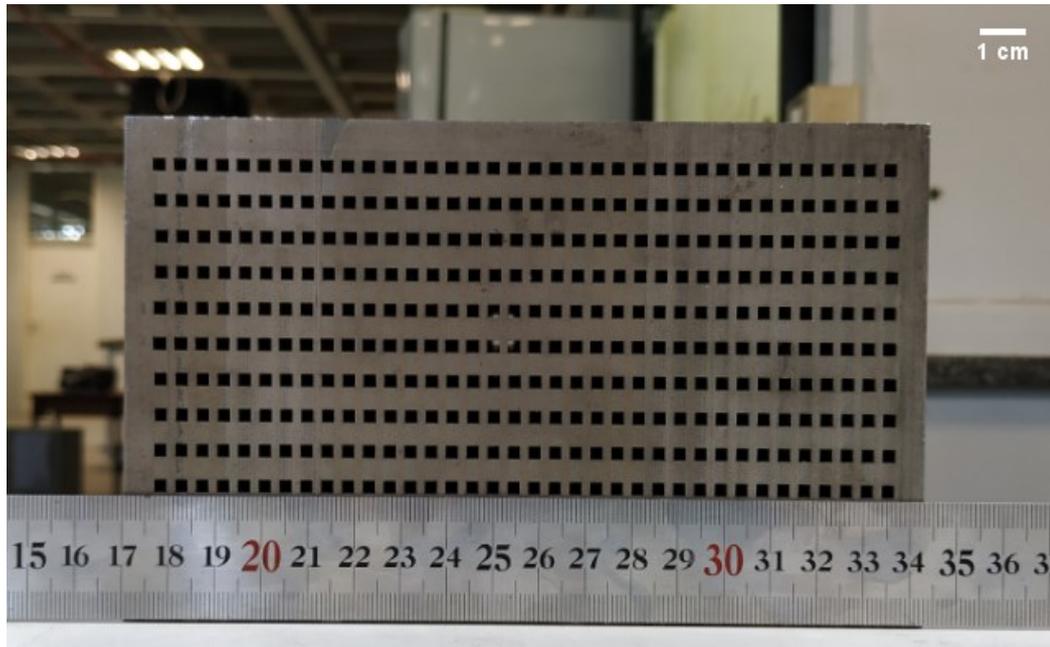
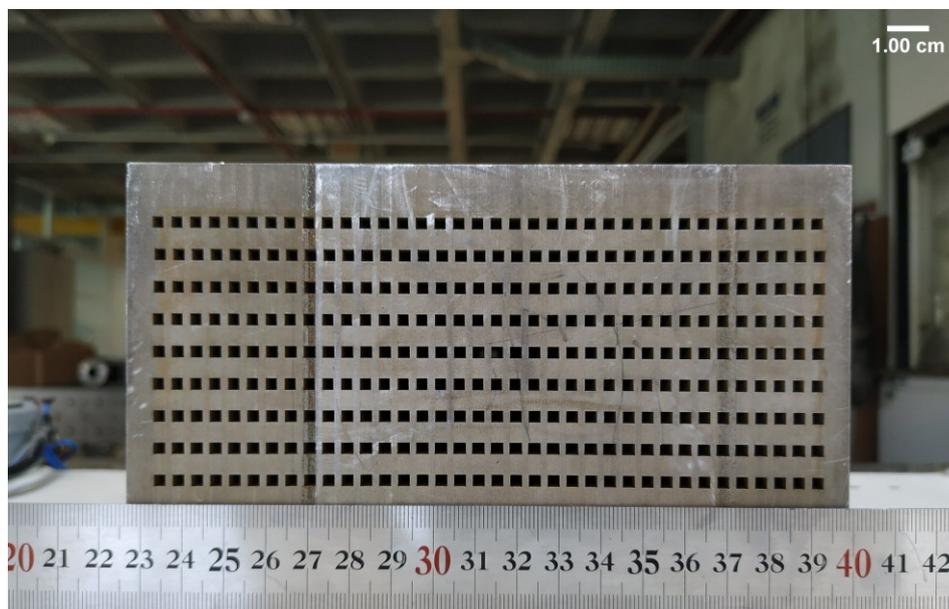
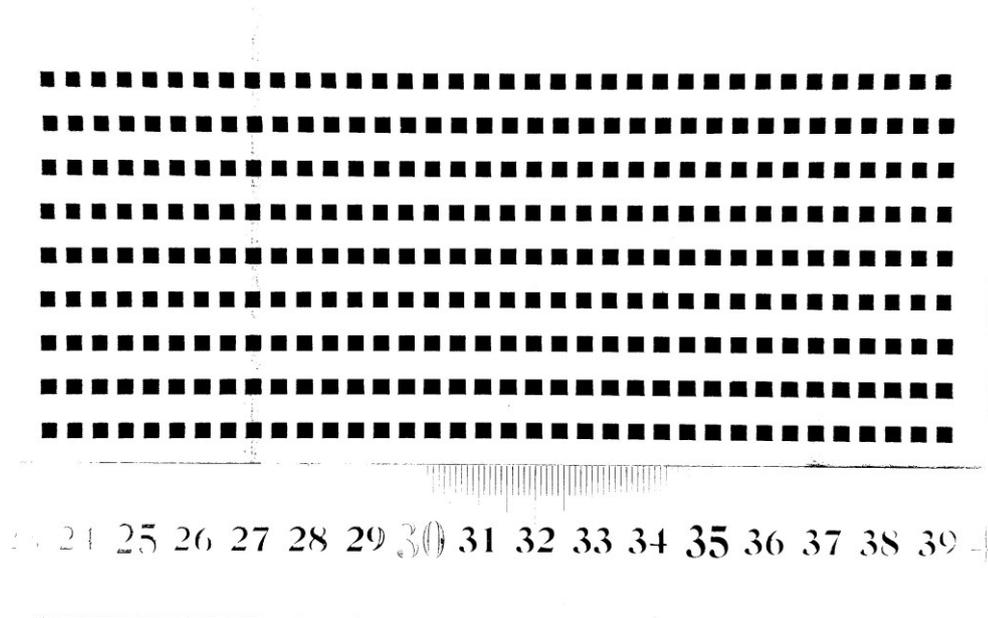


Figura 3.25 - Foto utilizada para análise do tamanho dos canais, para o ramal 2.



Essas imagens foram transformadas em imagens 8-Bit, para então regular os limites de tons de preto e branco capturados, binarizando-as. O resultado de como essas imagens binarizadas ficam, é apresentado na Figura 3.26.

Figura 3.26 – Imagem binarizada para análise.



Através da ferramenta de medição do *software*, define-se então o tamanho mínimo da área dos elementos a serem mensurados, para evitar a captação de pontos que não foram filtrados pelo *threshold* aplicado. O resultado das medições é mostrado no APÊNDICE B para ambos os ramais. As médias desses valores de área são apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Área dos canais analisados.

Média da área dos canais [mm ²]	
Ramal 1	Ramal 2
7,56±0,04	7,34±0,03

Esse resultado mostra uma diferença com a medida definida por projeto (9mm²) de 16% para o Ramal 1 e de 18,5% para o Ramal 2. De modo a investigar os fatores que estão possivelmente afetando essas dimensões, foram realizadas medições manuais da largura e altura de diferentes canais, também utilizando o *software* ImageJ. Os pontos mensurados são explicitados na Figura 3.27, ressaltando que o procedimento foi realizado para ambos os ramais. Os resultados dessas medições são apresentados também no APÊNDICE B. As medições foram realizadas nos canais centrais do núcleo, para evitar qualquer possível distorção da câmera nas regiões laterais da fotografia.

Figura 3.27 – Canais onde foram retiradas medidas de largura e altura.



A média dessas medições são apresentadas na Tabela 3.5. O resultado para a área dos canais por essas medições é de $7,47 \pm 0,02 \text{ mm}^2$ para o Ramal 1 e $7,33 \pm 0,02 \text{ mm}^2$ para o Ramal 2, valores estes que estão acordo com a medição realizada pela binarização das imagens.

Tabela 3.5 – Média das medições relativa à largura e altura dos canais.

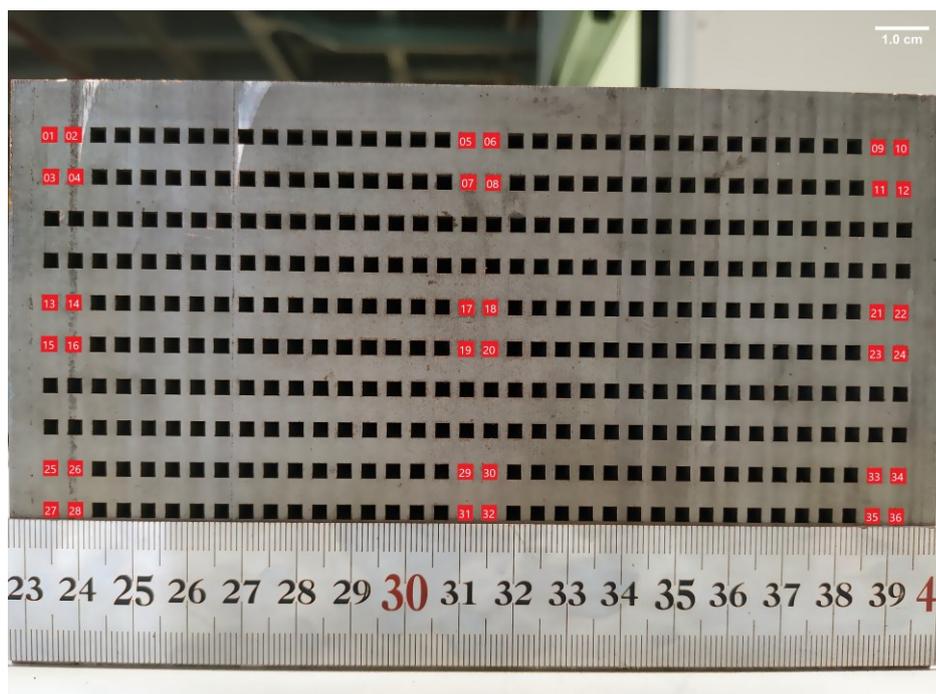
	Ramal 1	Ramal 2
Largura	$2,67 \pm 0,02$	$2,66 \pm 0,02$
Altura	$2,80 \pm 0,01$	$2,75 \pm 0,01$

Sabendo que ambas medidas projetadas para os canais do núcleo eram de 3mm para a altura e 3mm para a largura, mostrou-se que a maior influência está no processo de usinagem das placas, e não no processo de união por difusão, que apresentou uma média de diferença na altura dos canais em relação a dimensão de projeto de 6,67% para o Ramal 1 e 8,33% para o Ramal 2. Isso claro, assumindo que a união por difusão influencia apenas na altura dos canais, o que não é realmente verdade, pois pode ocorrer algo como a deformação de Poisson, que nada mais é do que deformação transversal em relação à direção longitudinal de aplicação da carga [42].

Essa diferença de altura pode ter uma parcela atrelada ao erro de medição, mas também pode ter relação com a posição do núcleo na matriz do forno de união por difusão, uma vez que é muito difícil fazer com que a aplicação da pressão seja perfeitamente distribuída ao longo de toda a área do bloco. Isso foi melhor investigado o Ramal 1 como exemplo e realizando medindo diferentes pontos da face do núcleo, como é mostrado na Figura 3.28.

Os resultados são apresentados no APÊNDICE B. É interessante que os canais da direita (9,10,11,12,21,22,23,24,33,34,35 e 36) apresentaram dimensões menores em sua altura, o que é um claro sinal de “desbalanceamento” da posição do núcleo na matriz do forno. Além disso, os canais na região inferior (25,26,27,28,29,30,31,32,33,34,35 e 36) também apresentaram alturas menores, o que pode ser um efeito da força peso das placas superiores.

Figura 3.28 – Medições de canais em diferentes regiões do núcleo.



A variação na largura dos canais, de aproximadamente 11,1% para ambos os ramais, ocorre devido ao procedimento de usinagem empregado. Como citado na etapa de fabricação, a usinagem via jato d'água foi feita com duas chapas empilhadas, fabricando assim duas placas por vez. Esse procedimento é adotado para, principalmente, reduzir significativamente o tempo e utilização de insumos para usinagem. Para as placas usinadas na chapa inferior, observou-se que as

dimensões dos canais eram menores. Isso pode ocorrer por alguma distorção do jato de corte ou também por vibrações que ocorrem pelo empilhamento das chapas.

Medidas possíveis para amenizar esse problema:

- Realizar a usinagem com apenas uma chapa por vez;
- Otimizar os parâmetros de corte, como reduzir a velocidade de corte;
- Utilizar componentes de manutenção novos (bico injetor, por exemplo).

Em suma, os dados geométricos do núcleo do trocador de calor são compilados na Tabela 3.6, onde o termo “útil” refere-se à área onde estão distribuídos os canais, sem levar em conta a parte estrutural do núcleo e, a razão de aspecto nada mais é do que a razão entre a largura e altura dos canais.

Tabela 3.6 - Dados geométricos do núcleo de trocador de calor.

Item	Descrição	Valor	Unidade
L	Comprimento	173,0	mm
W	Largura	173,0	mm
H	Altura	110,0	mm
H^*	Altura útil	95,0	mm
a	Espessura placa intermediária	1,0	mm
Ra	Rugosidade do canal	4,03	μm
Lado quente			
N	Número de camadas	12	-
n	Número de canais	36	-
b	Altura do canal	2,75	mm
w	Largura do canal	2,66	mm
-	Razão de aspecto	0,97	-
e	Largura da aleta	1,84	mm
β	Compacidade	298,5	-
Lado frio			
N	Número de camadas	12	-
n	Número de canais	36	-
b	Altura do canal	2,80	mm
w	Largura do canal	2,67	mm
-	Razão de aspecto	0,95	-
e	Largura da aleta	1,84	mm
β	Compacidade	301,4	-

3.3 SINTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo abordou-se o processo construtivo para um trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água com arranjo cruzado. Abordou-se o processo de usinagem e os procedimentos de limpeza e de união aplicados.

Como resultados foram avaliadas as microestruturas na região de borda do trocador de calor, além da rugosidade deixada pelo processo de usinagem via jato d'água. Também foi realizada uma análise do tamanho real dos canais, que são influenciadas tanto pelo processo de usinagem quanto pelo processo de união por difusão.

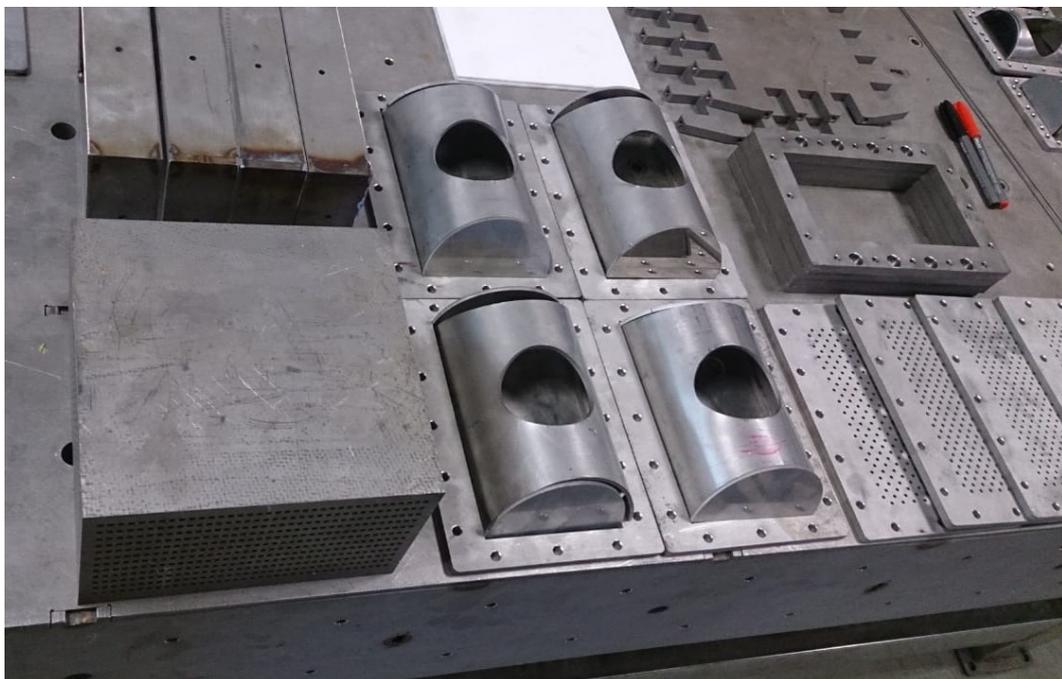
4 TESTES TERMO-HIDRÁULICOS DO TROCADOR DE CALOR COMPACTO DE PLACA USINADA FABRICADO

Nessa seção serão abordadas as etapas de montagem dos componentes do trocador de calor, os equipamentos utilizados para cada linha de escoamento e a instrumentação feita para os testes termo-hidráulicos. Os testes para esse permutador de calor foram feitos tendo o ar como fluido quente e a água como fluido frio.

4.1 MONTAGEM DOS COMPONENTES DO TROCADOR DE CALOR

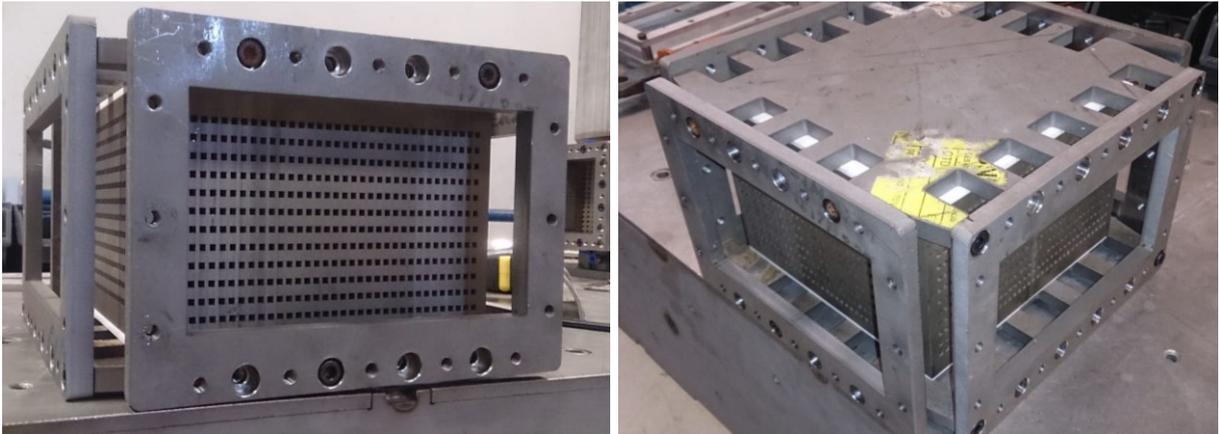
Nesse trabalho, o trocador de calor é composto principalmente pelos seguintes componentes: núcleo, bocais de entrada e saída e placas retificadoras. Além disso, serão adicionados componentes estruturais e de fixação. Os componentes de montagem são apresentados na Figura 4.1.

Figura 4.1 – Componentes de montagem do trocador de calor.



O sistema de fixação é dado apenas por parafusos, diferentemente das usuais soldagens. Isso porque o trocador em questão não terá em seus testes grandes pressões de operação envolvidas. O sistema elaborado para conexão do núcleo com os demais componentes é mostrado na Figura 4.2.

Figura 4.2 - Sistema de fixação do núcleo por parafusos.



Esse sistema é bastante interessante pois torna possível intercambiar um núcleo diferente que tenha dimensões externas próximas, o que, para um sistema convencional de soldagem, se tornaria mais complexo. A montagem dos demais componentes é mostrada Figura 4.3, para uma das linhas de escoamento. A denominação de cada item é mostrada na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Itens de montagem do trocador de calor.

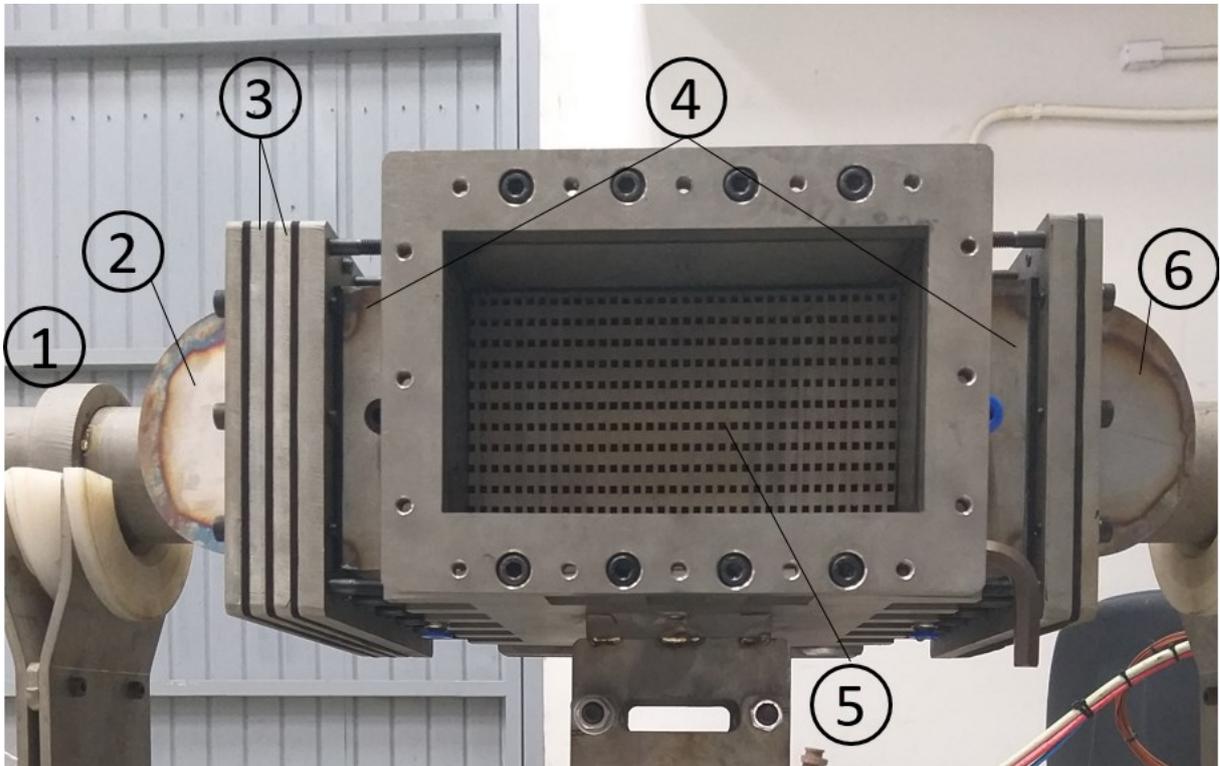
Item	Descrição
1	Tubulação de entrada
2	Bocal de entrada
3	Placas retificadoras
4	Espaçadores
5	Núcleo
6	Bocal de Saída

Componentes não descritos aqui têm funções estruturais de montagem e sustentação do aparato.

Os bocais utilizados são do tipo meia-cana, os quais promovem uma boa distribuição do escoamento entre os canais. Além disso, são utilizadas 2 placas

retificadoras defasadas, amplificando ainda mais esse efeito de homogeneidade na distribuição da vazão mássica.

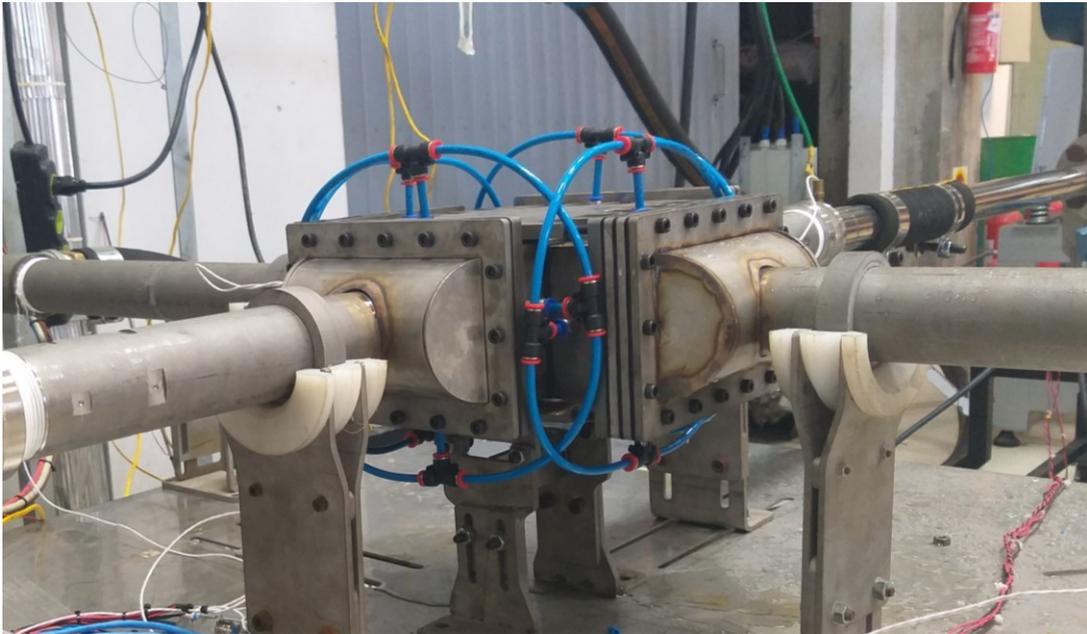
Figura 4.3 – Sequência de montagem do trocador de calor.



Também é importante mencionar que entre cada componente da montagem é posicionada uma camada de borracha, a qual irá garantir a estanqueidade do dispositivo.

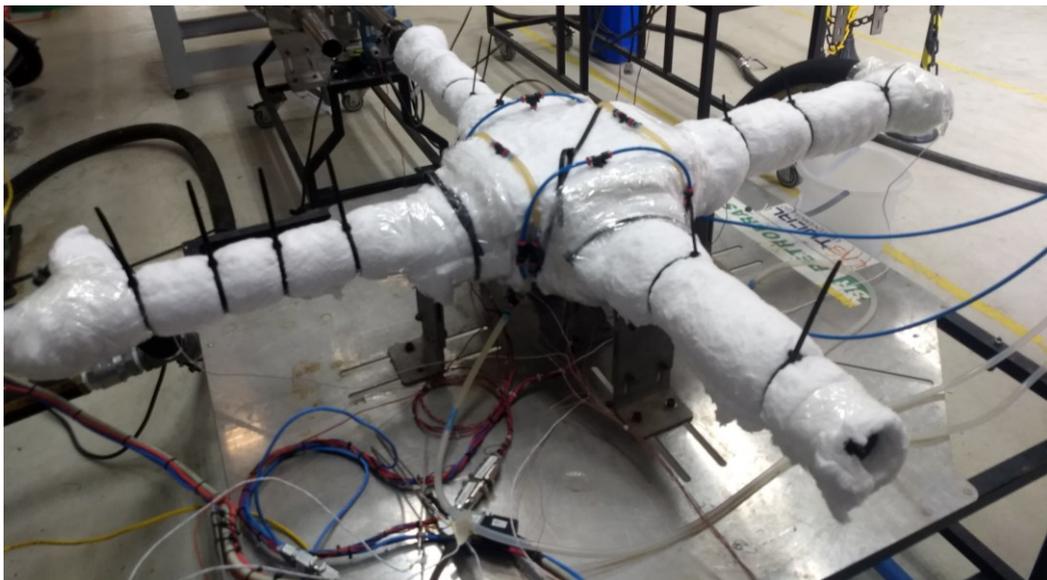
Para controle de temperatura nas tubulações e também para o monitoramento das mesmas por controlador PID (Proporcional Integral Derivativo), foram posicionados termopares do tipo K. Além disso, no centro de cada face dos espaçadores foram instaladas as conexões retas para encaixe das mangueiras em 4 pontos (totalizando 16 tomadas de pressão no núcleo) para medição das perda de pressão, sendo melhor visualizado na Figura 4.4. Cabe a ressalva aqui que posteriormente, ao contrário do que é mostrado nessa imagem, uma das mangueiras de encaixe rápido foi trocada por uma mangueira de vácuo transparente, com o intuito de uma melhor visualização.

Figura 4.4 - Posicionamento das tomadas de pressão.



Por fim, é colocada uma camada de lã de vidro para evitar a perda de calor para o ambiente, principalmente nas regiões onde são medidas as temperaturas e no núcleo do trocador de calor. O resultado final da montagem do trocador de calor é mostrado na Figura 4.5.

Figura 4.5 – Trocador de calor montado e isolado com uma camada de fibra de vidro.



4.2 INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA DE TESTES TERMO-HIDRÁULICOS

Para caracterizar esse trocador termicamente, são efetuadas medições da vazão mássica e das temperaturas na entrada e saída, tanto para o ar, quanto para a água. Com relação à perda de carga (parte hidráulica), é avaliado apenas o núcleo do trocador de calor, verificando a queda de pressão (diferença de pressão da entrada para a saída).

Para facilitar a compreensão, são tratados separadamente os ramais quente (ar) e frio (água), com seus respectivos equipamentos e componentes da bancada experimental.

4.2.1 Ramal quente (Ar)

Os principais componentes do ramal quente são mostrados na Figura 4.6. Da esquerda para a direita, tem-se: ventilador (1), aquecedor (2), medidor de vazão (3), sensor de temperatura do tipo termoresistência – RTD (*Resistance Temperature Detector*) na entrada do trocador (4), núcleo (5) e termoresistência – RTD na saída do trocador (6).

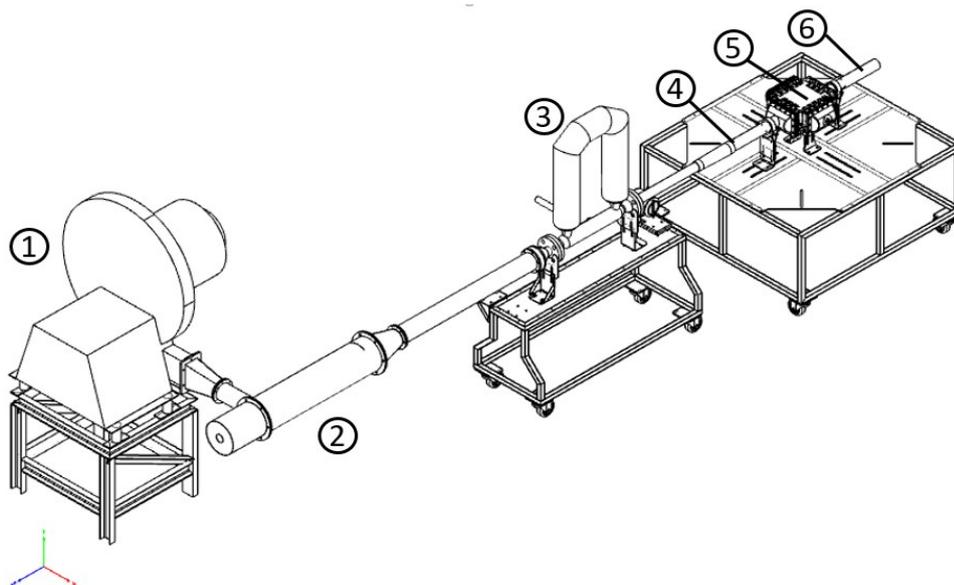


Figura 4.6 – Componentes e equipamentos do ramal quente.

O ventilador utilizado é do tipo centrífugo, o qual gera grande pressão no escoamento, fazendo com que a temperatura do ar que escoa por ali aquecesse de forma descontrolada. Para contornar isso foi elaborado o projeto de um aquecedor de ar (Figura 4.7), tornando-o assim o ramal quente e evitando esse problema de aquecimento devido ao ventilador. Este aquecedor foi projetado como um trocador de feixe de tubos em escoamento transversal, com a inserção de chicanas para melhorar as trocas térmicas e aumentar o aquecimento durante o escoamento. Foram seguidas as normas ASHRAE, tendo como base trocadores de calor de casco e tubos.

Figura 4.7 – Aparato para aquecimento do ar.



Com relação a medição de temperatura, foram utilizadas duas sondas RTD da marca OMEGA (Figura 4.8), as quais seguem a norma DIN 1/3, posicionadas antes e depois do trocador de calor.

Figura 4.8 - Sonda RTD para mensurar a temperatura do ar.



Fonte: [43].

Para mensurar a vazão mássica utilizou-se o medidor de vazão Coriolis modelo ELITE CMF200M (Figura 4.9) . Para tanto, foi realizado um procedimento de ajuste de curva com o auxílio de um tubo de Pitot, como é mostrado na Figura 4.10.

Figura 4.9 - Medidor de vazão Coriolis.

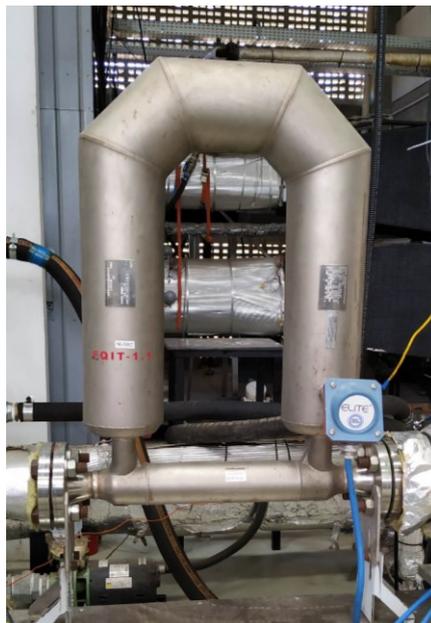
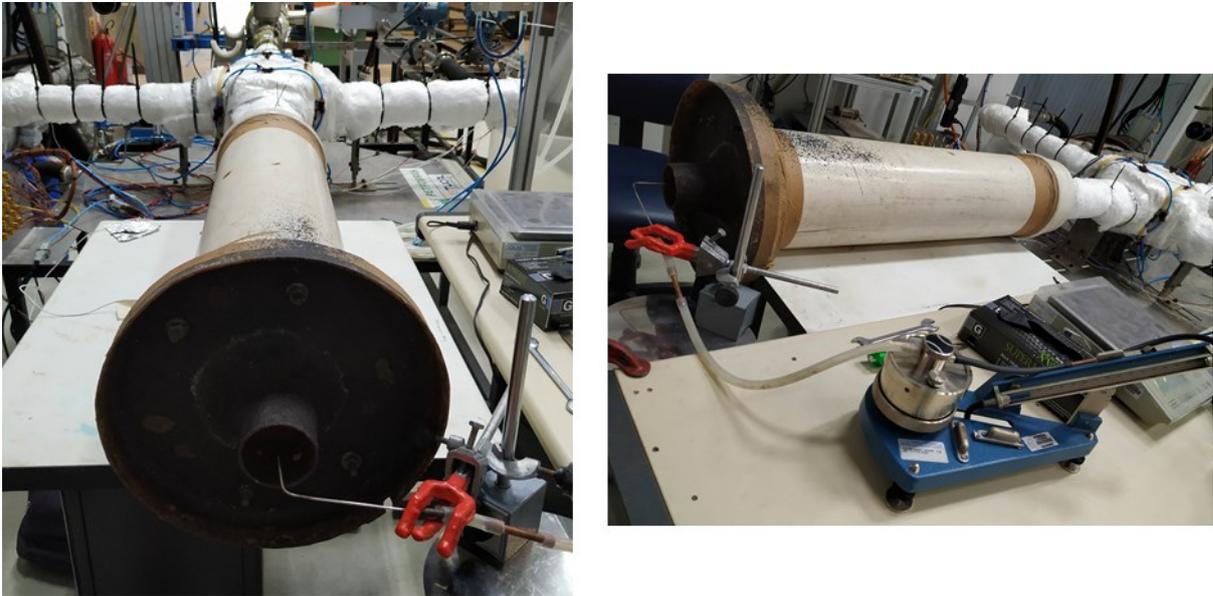


Figura 4.10 – Bocal e tubo de Pitot instalados para ajuste de curva do medidor de vazão.



Optou-se por este procedimento porque o equipamento já é antigo e, dessa forma, seu certificado de calibração já não é mais válido. Como alternativa, uma medição em série obtendo um valor experimental (através do tubo de Pitot) para então correlacioná-lo à uma resposta (sinal de saída de corrente) fornecida pelo Coriolis, mostrou ser essa a melhor alternativa.

Desta forma, este procedimento seguiu a seguinte metodologia:

- Instalação de um bocal na saída do trocador de calor, com o intuito de homogeneizar o perfil de velocidades na saída do mesmo;
- Instalação do tubo de Pitot na saída do bocal, rente à face e na posição central;
- Leitura da pressão com o auxílio de um manômetro inclinado (lado direito da Figura 4.10). Sua configuração é ajustada de modo que o sistema possa fazer a conversão da pressão manométrica (P_{man}) em velocidade (v) pela seguinte equação:

$$v = \sqrt{\frac{2P_{man}}{\rho_{ar}}}; \quad (47)$$

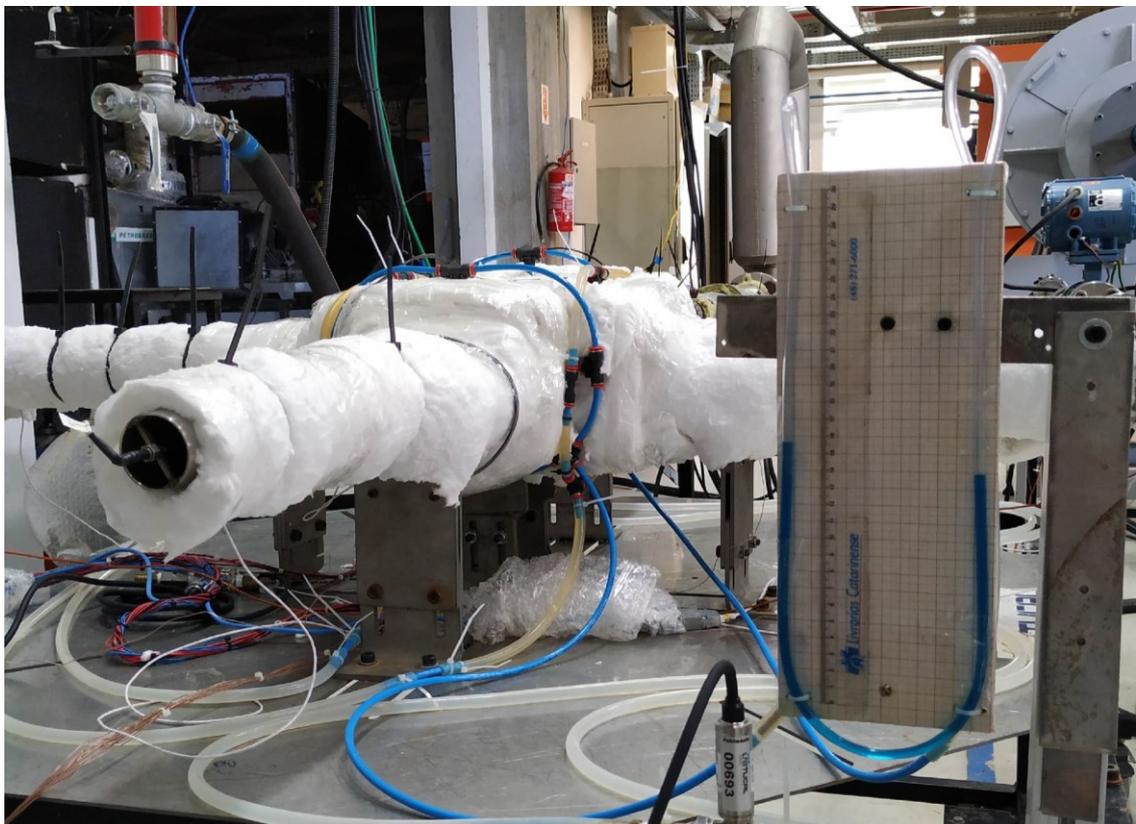
- Obtenção da densidade do ar (ρ_{ar}), através da lei ideal dos gases:

$$\rho_{ar} = \frac{p_{atm}}{R^*T}, \quad (48)$$

onde R^* é a constante universal dos gases e T é a temperatura na saída do bocal, medida através do uso de uma termoresistência. Com a velocidade obtida e conhecendo-se a área da seção transversal na saída do bocal, é possível determinar a vazão mássica. Esse procedimento foi realizado durante 3 baterias de testes para 10 patamares de vazão do ventilador, apresentando boa repetibilidade. A curva vazão *versus* corrente abrangeu todos os pontos de medida com um erro médio de 0,61%. As medições e a curva levantada são apresentadas no APÊNDICE C.

Para medir a perda de pressão no núcleo do trocador de calor para esse ramal, foi utilizado um manômetro em U, representado pela Figura 4.11, que capturava a diferença de pressão entre a entrada e saída do núcleo.

Figura 4.11 – Manômetro em U utilizado para mensurar a perda de carga.



Essa diferença de pressão (Δp) é proporcional a diferença de altura (Δz) fornecida pelo manômetro em U. Sua relação é dada por:

$$\Delta p = \rho_{al} g \Delta z, \quad (49)$$

onde g é a aceleração gravitacional e ρ_{al} é a densidade do fluido manométrico o qual, neste caso, foi álcool com corante. A densidade desse fluido também foi determinada experimentalmente. A incerteza de medição da pressão é apresentada no APÊNDICE D.

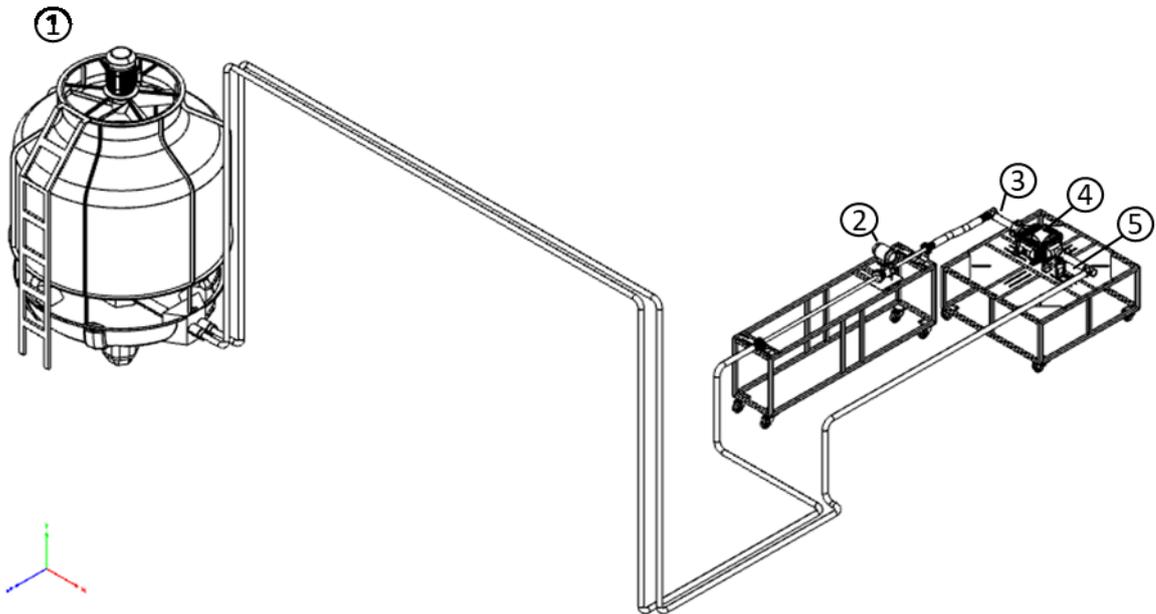
4.2.2 Ramal frio (Água)

De modo análogo ao ramal quente, os principais componentes do ramal frio são mostrados na Figura 4.12, onde da esquerda para a direita tem-se: torre de resfriamento (1) com sistema de bombeamento (não mostrado), medidor de vazão (2), RTD na entrada do trocador de calor (3), núcleo (4) e RTD na saída do trocador de calor (5).

O sistema para o ramal frio funciona em um circuito, onde água é resfriada e bombeada logo após passar na torre de resfriamento, seguindo para o medidor de vazão, trocador de calor e assim retornando à torre de resfriamento, a qual fica localizada fora do prédio onde foram realizados os testes.

As termoresistências (RTDs) utilizadas para medir a temperatura também são da marca OMEGA e seguem a norma DIN 1/3, com a diferença de que este modelo de sensor de temperatura é próprio para água.

Figura 4.12 – Componentes e equipamentos do ramal frio.



Para medir a vazão mássica, utilizou-se o medidor de vazão eletromagnético da marca EMERSON modelo Rosemount 8732 (Figura 4.13). De modo análogo ao medidor de vazão para o ar, foram realizados procedimentos experimentais para determinar um ajuste da vazão medida com a resposta de corrente do equipamento.

Figura 4.13 – Medidor de vazão eletromagnético Rosemount 8732.



Esse processo consistiu na coleta da água em um balde de massa conhecida, durante um certo tempo cronometrado e então, o valor medido da massa de água dividido pelo tempo total de enchimento, resulta na vazão mássica. Esse valor de vazão é correlacionado linearmente com o sinal de saída de corrente do equipamento. Realizaram-se 5 medições para um total de 6 vazões, reguladas por um inversor de frequência, onde os resultados apresentaram uma boa repetibilidade e a curva experimental (vazão *versus* corrente) abrangeu todos os dados desse experimento com um erro médio de 1,21%. Os resultados dessas medições e a curva experimental levantada é apresentada no APÊNDICE C.

Para medir a queda de pressão no ramal frio utilizou-se o transdutor de pressão diferencial OMEGA da série PX409 (Figura 4.14), com faixa de medição de 0 à 25mbar. Realizou-se o procedimento de calibração desse dispositivo. O método utilizado foi baseado em relacionar o sinal de saída de resposta do transdutor de pressão com uma diferença de altura de duas colunas de fluido com densidade conhecida. A pressão era obtida por:

$$\Delta p = \rho_f g \Delta z, \quad (50)$$

onde ρ_f é a densidade do fluido utilizado (álcool, para esse caso), g é a aceleração gravitacional e Δz é a diferença de altura entre as duas colunas. A Figura 4.15 mostra um esquema do procedimento descrito. Primeiramente, a coluna da esquerda era mantida com uma certa quantidade de fluido fixa, enquanto a coluna da direita era preenchida até uma altura suficiente para chegar ao limite máximo da pressão suportada pelo transdutor.

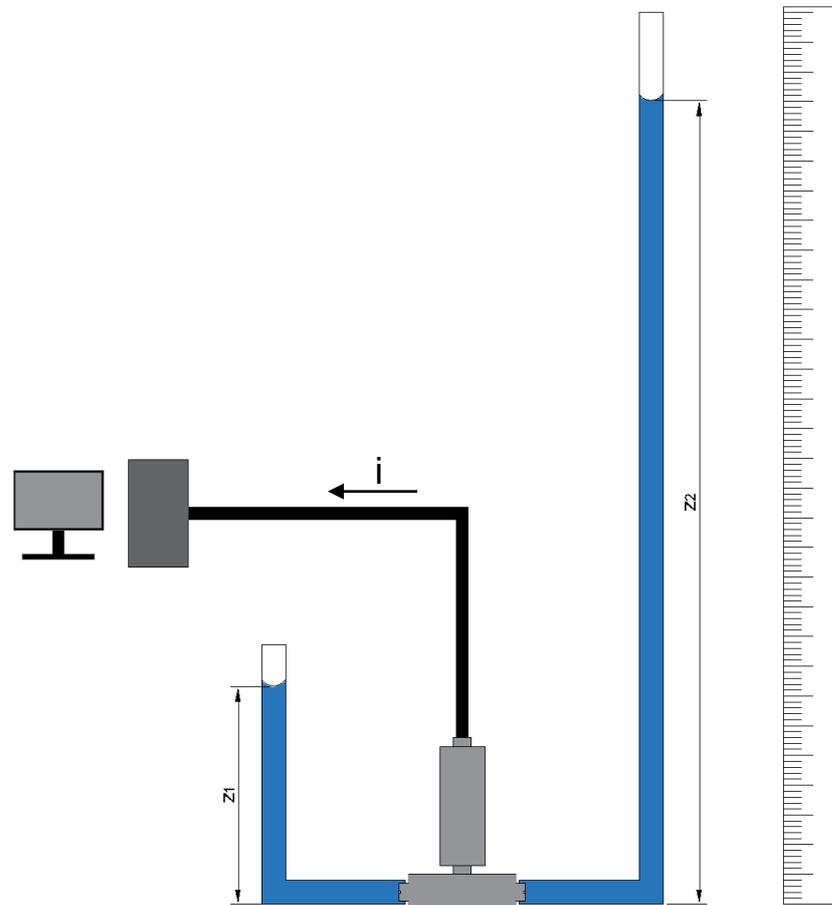
Figura 4.14 - Transdutor de pressão diferencial utilizado no ramal frio.



Fonte: [43].

Mensurava-se essa diferença de altura, a qual era proporcional à diferença de pressão. Então, eram anotadas as medidas de saída de corrente fornecidas pelo equipamento. Com isso, havia uma relação linear entre a pressão medida e o sinal de corrente. Esse procedimento foi repetido para 12 alturas diferentes, em 3 testes diferentes. Além disso, o mesmo procedimento foi realizado apenas para faixas menores de altura, propondo uma curva apenas para a região mais sensível do transdutor de pressão. Os resultados obtidos e a curva de calibração são apresentados no APÊNDICE C.

Figura 4.15 – Procedimento de calibração do transdutor de pressão.



4.2.3 Procedimento de teste

Para o ramal frio eram abertas as válvulas de entrada e saída que conectavam a torre de resfriamento à bancada experimental. Então, ligava-se o painel de controle da torre e as bombas de processo e recirculação eram acionadas, como mostrado na Figura 4.16.

Figura 4.16 – Procedimento de início de funcionamento do ramal frio da bancada experimental.



As bombas funcionavam apenas com uma única rotação, não havendo o controle por inversor de frequência. Desse modo, a vazão de água nesse ramal era controlada manualmente por meio de duas válvulas, uma de esfera e uma de gaveta. Para regular na vazão desejada, enquanto regulava-se a vazão abrindo ou fechando as válvulas, era observada a vazão mostrada pelo *software* de monitoramento. Usualmente também era ligado o ventilador da torre de resfriamento, o qual resfriava a temperatura da água.

No ramal quente, o controle da vazão do ventilador e do aquecimento do ar (acionamento das resistências elétricas) foi feito pelo quadro de comando mostrado na Figura 4.17. Liga-se o comando geral do painel, seguido pelo acionamento e regulagem da vazão do ventilador, feita com o auxílio de monitoramento em *software*. Então, acionava-se a resistência elétrica com controlador PID e as resistências auxiliares para promover o aquecimento até a temperatura desejada de 100°C. Passada a histerese do sistema, permanecia ligada apenas a resistência com controlador PID para manter o mais constante possível a temperatura de entrada do ar na bancada.

Figura 4.17 – Quadro de comando para o ramal quente.



Item	Descrição
1	Lig/des painel de controle
2	Lig/des ventilador
3	Controle da vazão do ventilador
4	Resistência com controlador
5	Resistências auxiliares
6	Controlador PID posicionado aquecedor
7	Controlador PID na saída do aquecedor

Todo o monitoramento das variáveis, com exceção da diferença de pressão no ramal quente (feita manualmente), foi feito utilizando o *software* NI *Labview*. Os dados de saída dos medidores de vazão, transdutor de pressão, RTDs e termopares da bancada foram adquiridos pelo sistema de aquisição *National Instrument* modelo NI cDAQ-9178, com 4 módulos, 2 NI 9217, 1 NI9203 e 1 módulo para os termopares. O sistema de aquisição ficava conectado a um computador para aí sim ser possível o processamento de dados. Uma fonte elétrica fornecia a excitação necessária para os equipamentos da bancada funcionarem corretamente.

Para os testes, ambos os ramais frio e quente eram ligados, regulavam-se as vazões e então era aguardado que o sistema entrasse em regime permanente. Como critério, foi utilizado um software [44] acoplado ao *Labview* na qual considerava que a flutuação dos gradientes de temperatura não deveria ser maior que $0,15^{\circ}\text{C}$ durante um período de 300 segundos; ainda sim, foi estipulado que o tempo para que a bancada entrasse em regime permanente seria de no mínimo 20 minutos.

Adentrando o regime permanente, eram feitas aproximadamente 600 medições (~10 minutos), onde esses dados eram armazenados em um documento de texto para posterior tratamento. Durante esses 10 minutos eram feitas 5 leituras manuais da diferença de altura das colunas no manômetro em U.

Os casos programados para teste são mostrados na Tabela 4.2, onde mantinha-se a vazão no ramal frio constante, enquanto que a vazão do ramal quente era incrementada em vazões pré-estabelecidas. Então, aumentava-se a vazão no ramal frio e repetia-se os incrementos de vazão quente. Foram realizados no total 74 testes. Os pontos de máximo foram estipulados de acordo com a capacidade dos equipamentos da bancada experimental.

Tabela 4.2 – Programação dos testes experimentais.

Teste nº	Nomenclatura	Vazão ramal frio [kg/s]	Vazão ramal quente [kg/s]
1	0600020	0,60	0,020
2	0600030	0,60	0,030
3	0600040	0,60	0,040
4	0600050	0,60	0,050
5	0600055	0,60	0,055
6	0600060	0,60	0,060
7	0600065	0,60	0,065
8	0600070	0,60	0,070
9	1000020	1,00	0,020
10	1000030	1,00	0,030
11	1000040	1,00	0,040
12	1000050	1,00	0,050
13	1000055	1,00	0,055
14	1000060	1,00	0,060
15	1000065	1,00	0,065
16	1000070	1,00	0,070
17	1000080	1,00	0,080
18	1500020	1,50	0,020
19	1500030	1,50	0,030
20	1500040	1,50	0,040
21	1500050	1,50	0,050
22	1500055	1,50	0,055
23	1500060	1,50	0,060
24	1500065	1,50	0,065
25	1500070	1,50	0,070

Teste nº	Nomenclatura	Vazão ramal frio [kg/s]	Vazão ramal quente [kg/s]
26	2000020	2,00	0,020
27	2000030	2,00	0,030
28	2000040	2,00	0,040
29	2000050	2,00	0,050
30	2000055	2,00	0,055
31	2000060	2,00	0,060
32	2000065	2,00	0,065
33	2000070	2,00	0,070
34	2000075	2,00	0,075
35	2100020	2,10	0,020
36	2100030	2,10	0,030
37	2100040	2,10	0,040
38	2100050	2,10	0,050
39	2100055	2,10	0,055
40	2100060	2,10	0,060
41	2100065	2,10	0,065
42	2100070	2,10	0,070
43	2250020	2,25	0,020
44	2250030	2,25	0,030
45	2250040	2,25	0,040
46	2250050	2,25	0,050
47	2250055	2,25	0,055
48	2250060	2,25	0,060
49	2250065	2,25	0,065
50	2250070	2,25	0,070
51	2400020	2,40	0,020
52	2400030	2,40	0,030
53	2400040	2,40	0,040
54	2400050	2,40	0,050
55	2400055	2,40	0,055
56	2400060	2,40	0,060
57	2400065	2,40	0,065
58	2400070	2,40	0,070
59	2550020	2,55	0,020
60	2550030	2,55	0,030
61	2550040	2,55	0,040
62	2550050	2,55	0,050
63	2550055	2,55	0,055
64	2550060	2,55	0,060
65	2550065	2,55	0,065
66	2550070	2,55	0,070
67	3000020	3,00	0,020
68	3000030	3,00	0,030
69	3000040	3,00	0,040

Teste nº	Nomenclatura	Vazão ramal frio [kg/s]	Vazão ramal quente [kg/s]
70	3000050	3,00	0,050
71	3000055	3,00	0,055
72	3000060	3,00	0,060
73	3000065	3,00	0,065
74	3000070	3,00	0,070

A nomenclatura adotada e mostrada na Tabela 4.2 tem relação com as vazões mássicas testadas. Por exemplo, pegando o teste número 63, o mesmo será descrito como 2550050, o que significa que a vazão de água é de 2,55kg/s (os três primeiros dígitos da nomenclatura) e que a vazão de ar é de 0,050kg/s (os demais dígitos).

Para todos os testes a temperatura de entrada do ramal quente ficou em torno dos 100,0°C, enquanto que a temperatura de entrada no ramal frio ficou em torno dos 22,5°C, a qual era sujeita a temperatura do ambiente onde a torre está localizada.

4.3 RESULTADOS TÉRMICOS

Os dados monitorados e coletados são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Dados térmicos monitorados e coletados nos testes experimentais.

Experimento	$T_{in,h}$	$T_{out,h}$	$T_{in,c}$	$T_{out,c}$	\dot{v}_h	\dot{v}_c
0600020	101,5978	39,4747	20,0791	20,6452	0,0215	0,5903
0600030	100,5417	44,9143	22,0372	22,7879	0,0293	0,5902
0600040	99,9564	45,1454	21,7259	22,7334	0,0400	0,5912
0600050	99,5922	43,3269	21,5155	22,7974	0,0504	0,5918
0600055	99,5194	43,2223	20,7062	22,1211	0,0558	0,5904
0600060	99,4536	43,8655	20,9070	22,4142	0,0599	0,5912
0600065	99,4537	44,7053	21,0238	22,6497	0,0656	0,5921
0600070	99,4458	44,8006	20,4983	22,2133	0,0698	0,5916
1000020	102,3207	39,1594	20,7954	21,0877	0,0208	0,9828
1000030	100,9972	43,7563	20,8026	21,1915	0,0294	0,9836
1000040	100,3271	43,9406	20,9055	21,4547	0,0404	0,9846
1000050	99,9657	42,5259	21,1802	21,8688	0,0496	0,9806
1000055	99,8085	43,0162	21,3434	22,0959	0,0549	0,9823

Experimento	$T_{in,h}$	$T_{out,h}$	$T_{in,c}$	$T_{out,c}$	\dot{v}_h	\dot{v}_c
1000060	99,6853	43,5003	21,3341	22,1424	0,0593	0,9791
1000065	99,6313	43,9627	21,1590	22,0185	0,0648	1,0008
1000070	99,6486	44,4943	21,1801	22,0939	0,0695	1,0006
1000080	99,6026	45,3733	21,0646	22,1010	0,0798	1,0007
1500020	102,8063	40,7333	23,0539	23,2450	0,0202	1,4759
1500030	101,2642	45,7651	23,5936	23,8586	0,0301	1,4773
1500040	100,5598	45,8299	24,0682	24,4315	0,0404	1,4775
1500050	100,0698	44,7101	24,7440	25,2059	0,0506	1,4798
1500055	99,9071	45,1549	25,0444	25,5363	0,0544	1,4806
1500060	99,7985	45,8937	25,3518	25,8801	0,0597	1,4825
1500065	99,5262	44,5717	22,7543	23,3584	0,0654	1,4810
1500070	99,5437	45,2513	22,9487	23,5934	0,0703	1,4558
2000020	102,5955	40,7350	23,1259	23,2714	0,0206	1,9550
2000030	101,2340	44,9567	23,0587	23,2537	0,0299	1,9616
2000040	100,4941	44,5023	22,7557	23,0324	0,0403	1,9729
2000050	100,1112	42,8104	22,6629	23,0123	0,0497	1,9739
2000055	99,8668	43,4652	22,3348	22,7564	0,0546	1,9742
2000060	99,8668	43,4652	22,3348	22,7564	0,0608	1,9748
2000065	99,7142	43,8774	22,2861	22,7372	0,0654	1,9728
2000070	99,6393	44,2590	22,3046	22,7809	0,0695	1,9734
2000075	99,5732	44,8517	22,3791	22,8944	0,0757	1,9736
2100020	102,8566	40,0784	22,2476	22,3804	0,0205	2,1081
2100030	101,3349	44,3825	22,1233	22,3058	0,0303	2,1082
2100040	100,6471	44,3675	22,3092	22,5577	0,0398	2,1125
2100050	100,2484	42,3337	22,0898	22,4130	0,0496	2,1105
2100055	100,0555	42,5576	21,8949	22,2521	0,0554	2,1104
2100060	99,9021	42,9392	21,7173	22,1076	0,0605	2,1126
2100065	99,7828	43,2702	21,5619	21,9768	0,0652	2,1118
2100070	99,5581	43,7168	21,4848	21,9338	0,0710	2,1110
2250020	102,6238	39,8249	22,1658	22,2914	0,0205	2,2582
2250030	101,3006	44,3479	22,1964	22,3684	0,0299	2,2583
2250040	100,6777	44,1222	22,1824	22,4242	0,0401	2,2596
2250050	100,2121	42,5149	22,5006	22,8045	0,0497	2,2617
2250055	99,9931	42,8959	22,5486	22,8817	0,0550	2,2628
2250060	99,8034	43,2203	22,3723	22,7351	0,0598	2,2619
2250065	99,9166	43,8720	22,5957	22,9812	0,0642	2,2621
2250070	99,7341	44,3486	22,5993	23,0138	0,0701	2,2607
2400020	102,5411	40,8317	22,6348	22,7584	0,0215	2,4038
2400030	101,3013	44,5313	22,4298	22,5943	0,0301	2,4041
2400040	100,6700	44,1750	22,3068	22,5369	0,0399	2,4054
2400050	100,3295	42,3919	22,3811	22,6728	0,0492	2,4065
2400055	100,0090	43,2595	23,2089	23,5220	0,0545	2,4073
2400060	99,8431	43,8793	23,3667	23,7079	0,0600	2,4102
2400065	99,7213	44,4580	23,5373	23,9035	0,0651	2,4091

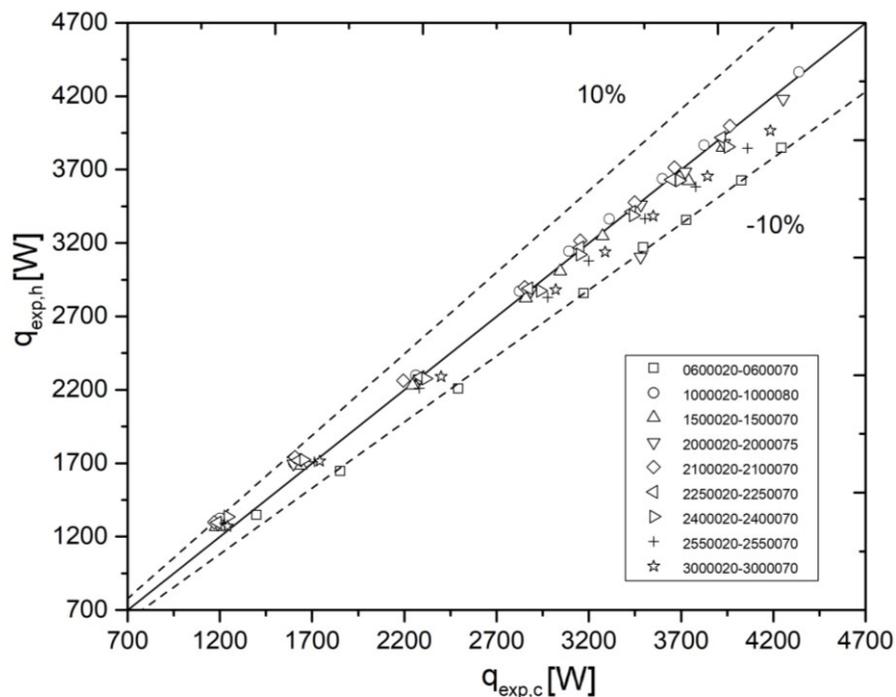
Experimento	$T_{in,h}$	$T_{out,h}$	$T_{in,c}$	$T_{out,c}$	$\dot{r}_{..}$	\dot{r}_{c}
2400070	99,5794	45,2324	24,0066	24,3988	0,0703	2,4108
2550020	102,4788	41,6187	24,0532	24,1682	0,0211	2,5507
2550030	101,0419	45,8930	24,2015	24,3620	0,0307	2,5530
2550040	100,5122	45,4282	24,1798	24,3936	0,0398	2,5519
2550050	100,0703	43,9356	24,5372	24,8166	0,0500	2,5476
2550055	99,8062	44,0374	24,3504	24,6506	0,0547	2,5491
2550060	99,7107	44,4297	24,2295	24,5585	0,0603	2,5474
2550065	99,6273	44,6803	23,9822	24,3367	0,0647	2,5487
2550070	99,4979	45,0400	23,8623	24,2434	0,0700	2,5481
3000020	101,8920	40,7847	23,5212	23,6191	0,0206	3,0318
3000030	100,6647	45,2555	23,4817	23,6190	0,0307	3,0337
3000040	100,1044	44,3232	23,3707	23,5598	0,0407	3,0332
3000050	99,7478	42,9130	23,5093	23,7473	0,0503	3,0356
3000055	99,7125	43,4220	23,6852	23,9442	0,0553	3,0369
3000060	99,5875	43,8490	23,6873	23,9666	0,0602	3,0389
3000065	99,8087	43,9551	23,1521	23,4552	0,0649	3,0323
3000070	99,7355	43,8124	22,3245	22,6545	0,0703	3,0312

As pequenas variações de temperatura na entrada, principalmente na temperatura de entrada da água, estão diretamente ligadas às condições climáticas em que os testes foram realizados. Apesar de pequenas, estas variações podem ser importantes, uma vez que a capacidade calorífica da água quando comparada à do ar é muito alta e assim as variações de temperatura da água ao longo do trocador de calor é baixa, enquanto que a do ar apresenta grandes gradientes de temperatura.

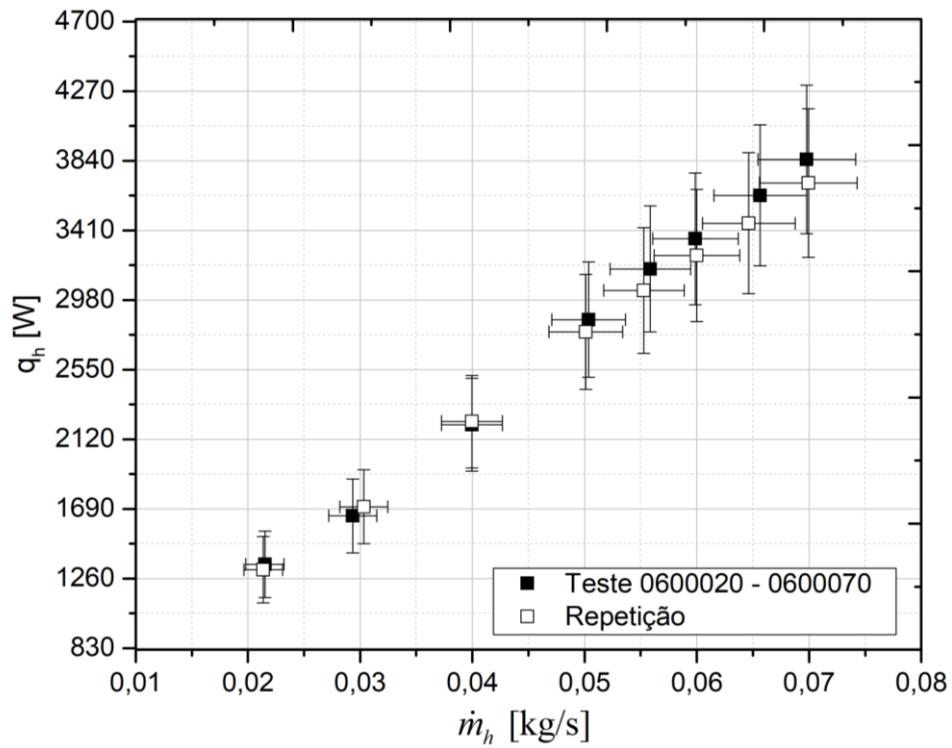
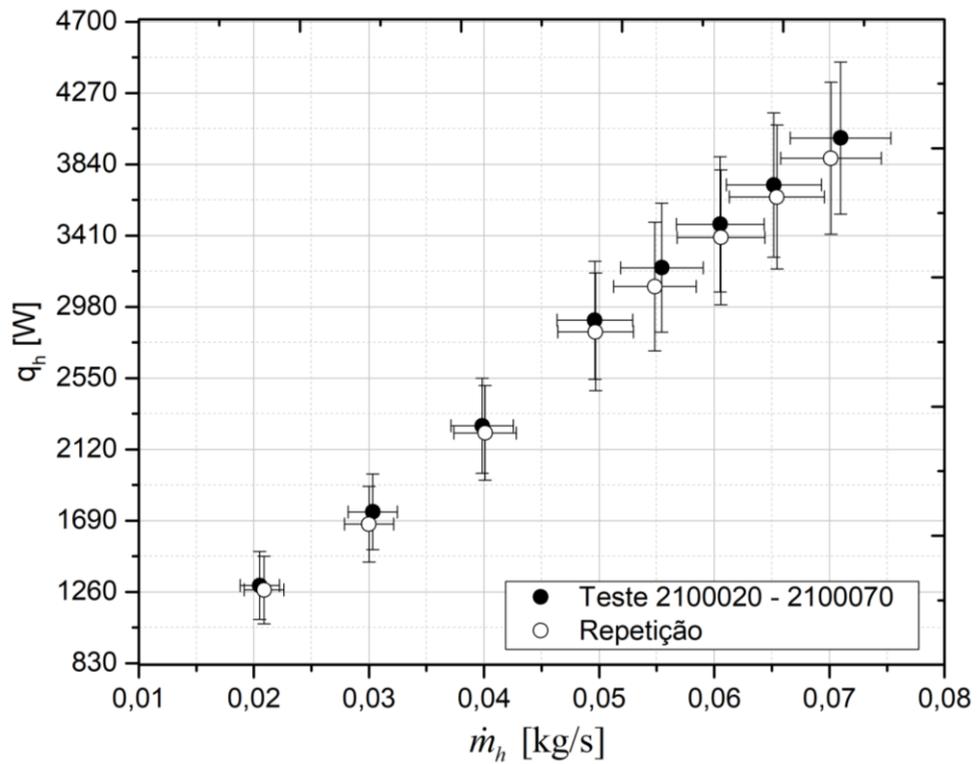
Com relação aos resultados térmicos obtidos experimentalmente, é importante observar que as taxas de transferência de calor, medidas pelo lado frio e pelo lado quente, são feitas de forma independente e devem ser a princípio as mesmas. A Figura 4.18 apresenta no eixo horizontal a taxa de transferência de calor para o fluido frio (água), e no eixo vertical a taxa de transferência de calor para o fluido quente (ar), para todos os testes realizados. As linhas tracejadas representam a diferenças de + ou - 10 % das medidas ideais. Os dados experimentais apresentam uma diferença média de 3,89%. Esse é um resultado importante, pois mostra que os valores medidos tem coerência, uma vez que devem respeitar o balanço de conservação de energia. Essa diferença pode ser atribuída ao erro de medição e também à possíveis perdas de calor para o ambiente.

Analisando de forma independente cada bateria de teste, observa-se que, predominantemente, maiores diferenças são observadas para testes onde as menores vazões de água são utilizadas. Acredita-se que estes erros são resultados das incertezas na medição de vazão observadas para estes testes. No entanto, para as demais vazões, os resultados apresentam baixa diferença. Mesmo apresentado uma baixa diferença entre as taxas medidas, optou-se por utilizar apenas o calor do lado quente, uma vez que a incerteza de medição no lado frio apresentou valores muito altos, algo que provavelmente está ligado à baixa diferença de temperatura de entrada e saída no ramal frio. Uma vez que o trocador de calor está bem isolado, não foram computadas as perdas de calor para o ambiente.

Figura 4.18 - Comparativo da taxa de transferência de calor para ambos os lados entre as baterias de testes.



Também foram repetidas duas baterias de testes (0600020-0600070 e 2100020-2100070) em dias diferentes, para verificar a repetibilidade das medições dos experimentos. Os resultados dessas medições apresentaram uma diferença média de 3,18% e 2,29% na taxa de transferência de calor, respectivamente, resultados estes apresentados na Figura 4.19 e Figura 4.20. Essa diferença enquadra-se na incerteza das medições dos experimentos, evidenciando a alta repetibilidade dos resultados.

Figura 4.19 - Repetição de bateria de teste, $\dot{m}_h \approx 0,6$ kg/s.Figura 4.20 - Repetição de bateria de teste, $\dot{m}_h \approx 2,1$ kg/s.

A Figura 4.21 mostra a releção do aumento no número de Reynolds (devido ao incremento de vazão) na taxa de transferência de calor. O número de Reynolds variou de 480 até 2683 para o lado frio (água) e de 799 até 3145 para o lado quente (ar). A taxa de transferência de calor por unidade de volume (potência volumétrica) apresentou valores entre $370,6\text{kW/m}^3$ e $1324,3\text{kW/m}^3$. Já a taxa de transferência de calor variou de $1,22\text{kW}$ até $4,36\text{kW}$. Verificou-se pouca influência nos resultados com o incremento da vazão no ramal frio, uma vez que o potencial do trocador de calor é limitado pelo fluido com a menor taxa de capacidade térmica (C_{\min}), nesse caso, o ar. Esse fenômeno é melhor visualizado pelo gráfico da Figura 4.22, onde é observada a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds, para o ramal frio, deixando explícita a diferença na capacidade térmica dos dois fluidos.

Figura 4.21 - Taxa de transferência de calor em função de Reynolds do ramal quente.

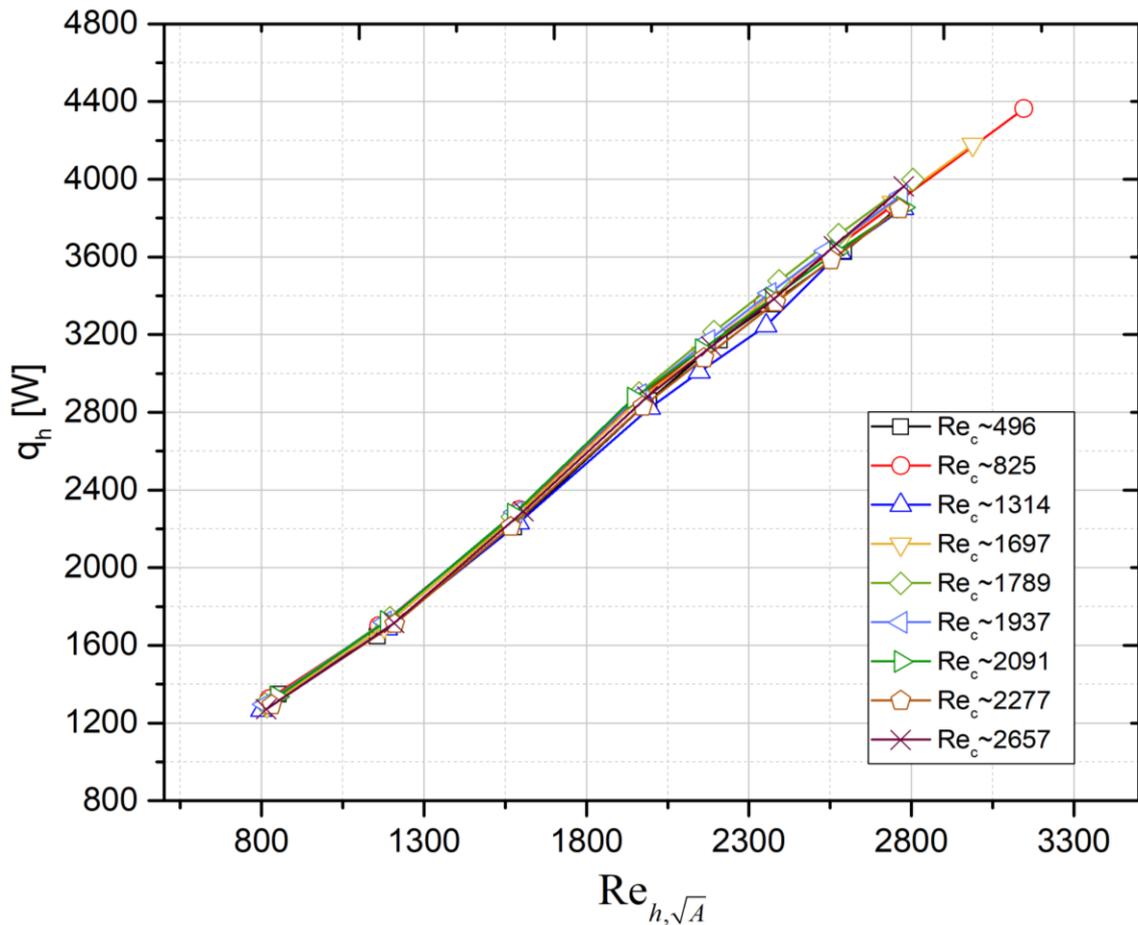
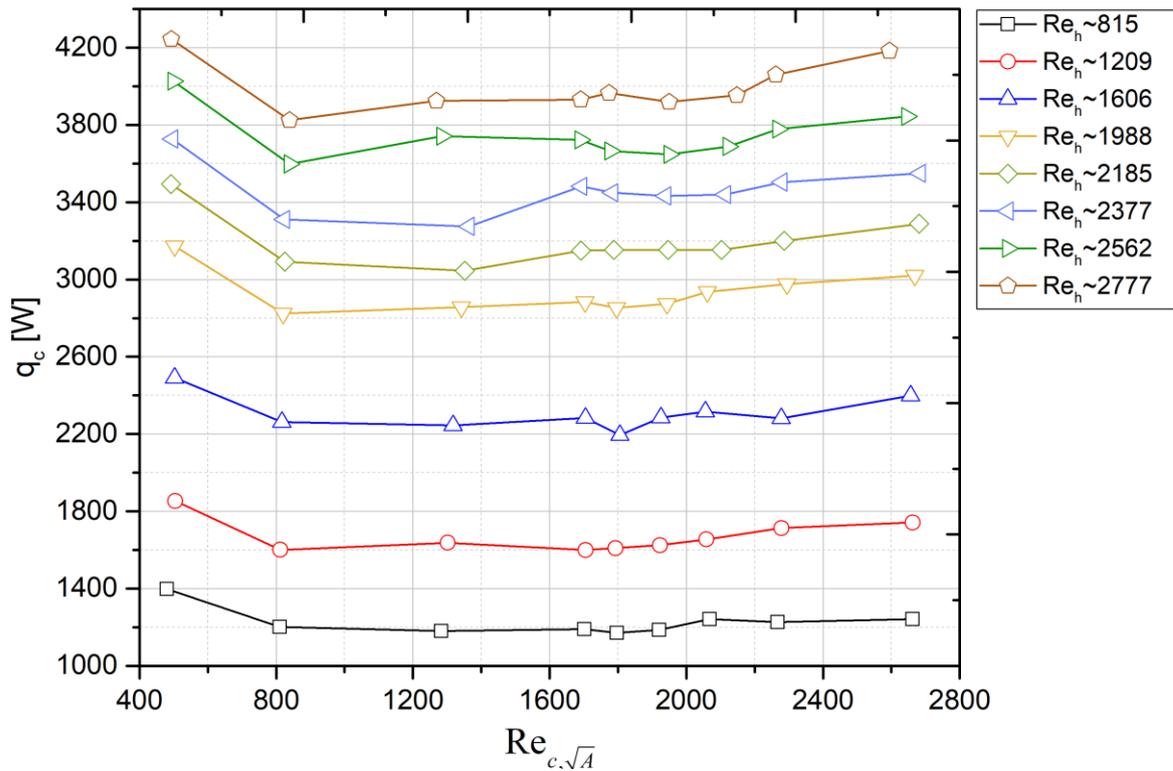
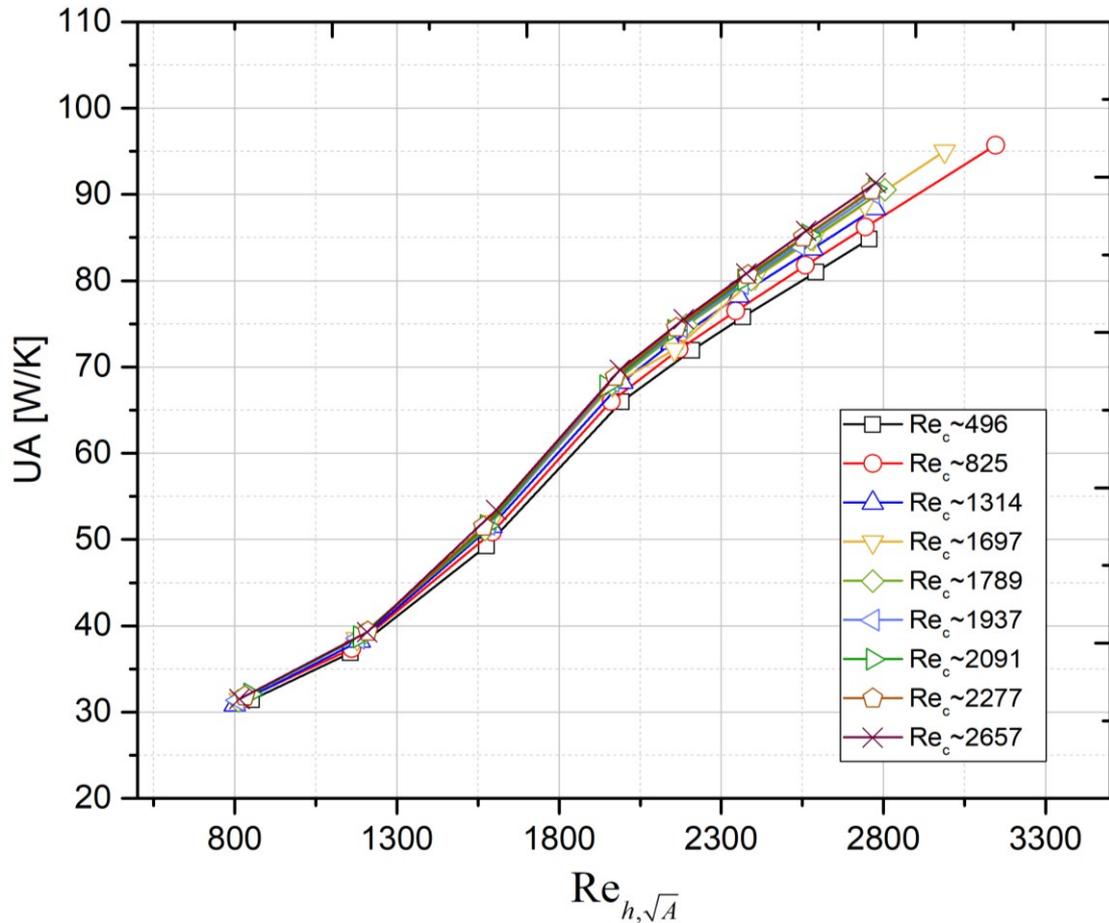


Figura 4.22 - Taxa de transferência de calor em função de Reynolds do ramal frio.



Como há uma variação nas temperaturas de entrada, torna-se interessante avaliar a capacidade de transferir calor do dispositivo pelo parâmetro da condutância térmica. Essa propriedade, determinada a partir da taxa de transferência de calor experimental, engloba a média logarítmica da diferença das temperaturas. Essa propriedade também pode ser definida como sendo o inverso da resistência térmica total no dispositivo. A Figura 4.23 apresenta os resultados para a condutância térmica obtida em todos testes experimentais.

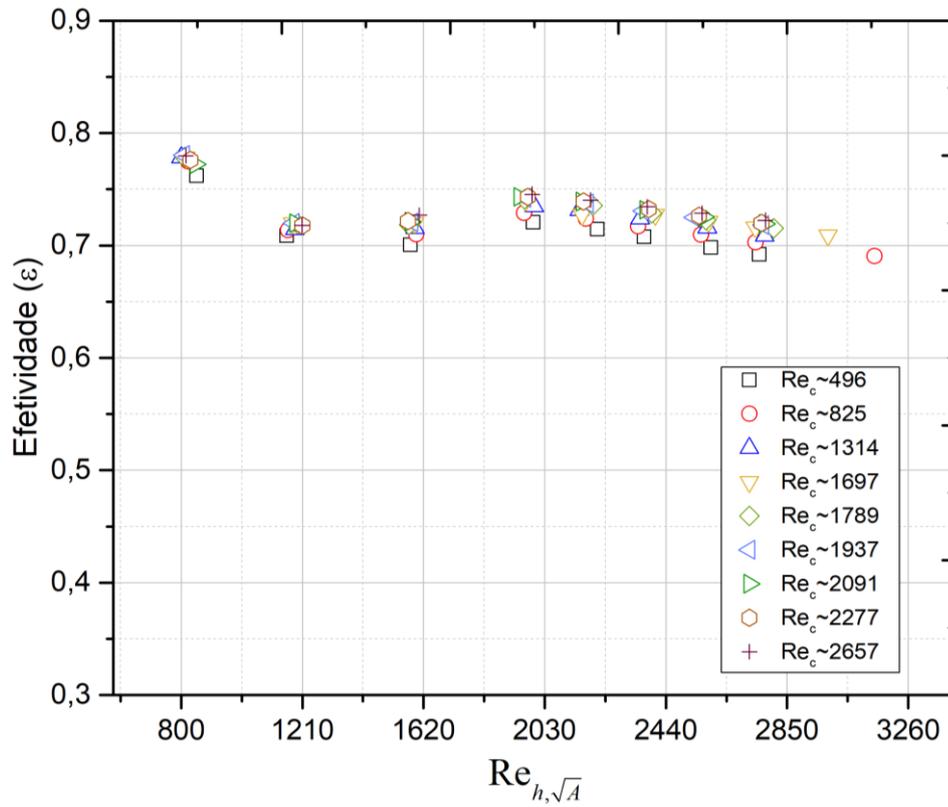
Figura 4.23 - Condutância térmica experimental.



O valor para a condutância térmica variou ao longo dos testes de 29,71W/K até 95,41W/K. Vale ressaltar que o fator de correção F (eq. (31)) foi aplicado nos valores de condutância, porém, como ele é função da razão entre as taxas de capacidade calorífica, esse valor ficar muito próximo da unidade. As tendências mostram que, para os maiores números de Reynolds, observa-se uma diminuição na declividade das curvas. Vale ressaltar que esses valores de condutância térmica foram obtidos pela equação (30).

A efetividade, ou seja, razão entre a taxa de transferência de calor experimental e a taxa de transferência de calor máxima possível, é apresentada para todos os testes executados, na Figura 4.24.

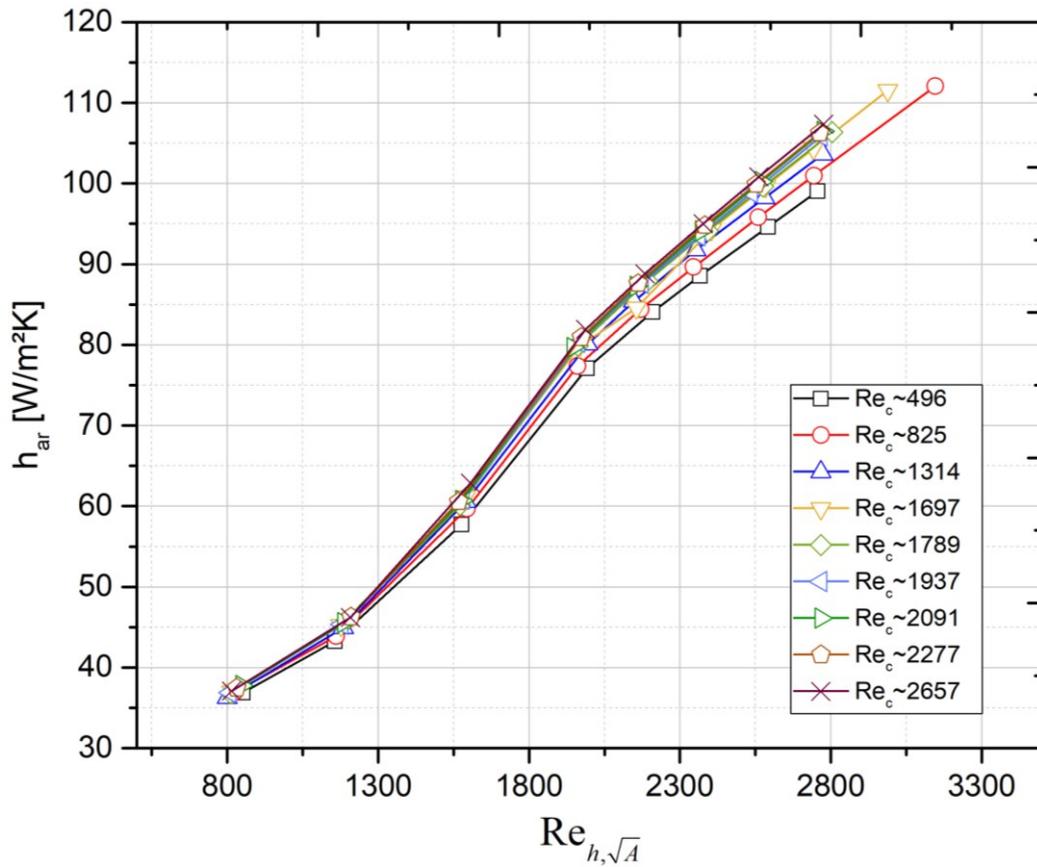
Figura 4.24 - Efetividade do trocador de calor testado experimentalmente.



Os valores para efetividade ficaram na faixa entre 0,78 e 0,69, como esperado para trocadores de calor de arranjo cruzado com configuração não-misturada.

O coeficiente de transferência de calor por convecção (h) e o número de Nusselt (Nu) são importantes parâmetros de projeto de um trocador de calor. A seção 2.3.2 mostra como as equações (36) e (37) podem ser utilizadas para determinar o h o Nu , respectivamente. Na Figura 4.25 são apresentados os valores para h em função do número de Reynolds.

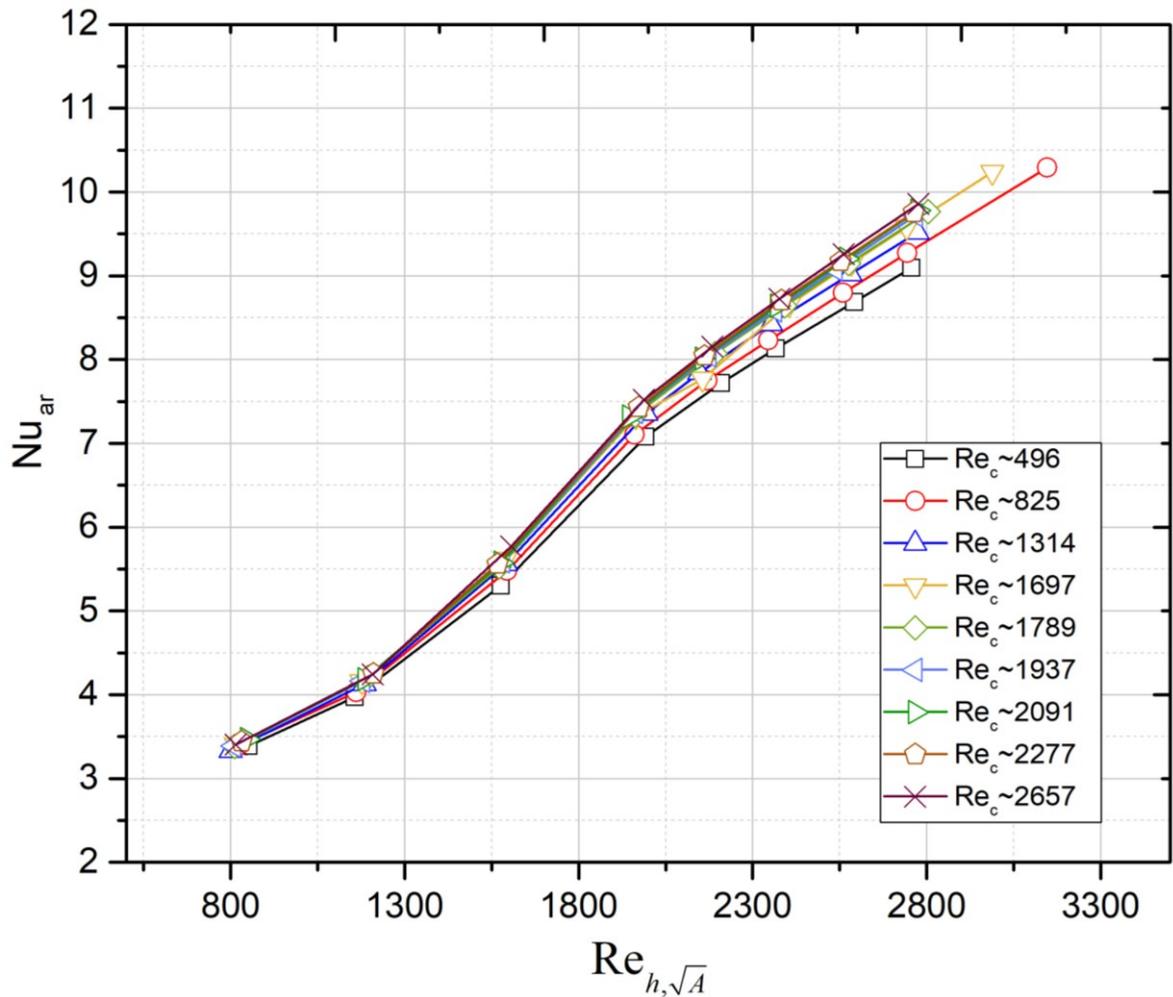
Figura 4.25 - Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção com o número de Reynolds – lado quente.



O coeficiente de transferência de calor por convecção variou entre 36,5 W/m²K e 113,8W/m²K. Segundo Bergman et.al [5], valores típicos para esse coeficiente, para gases em convecção forçada, variam na ordem de 25 a 250W/m²K.

O número de Nusselt em função do número de Reynolds para o lado quente é apresentado na Figura 4.26. Os resultados mostram uma variação de 3,35 até 10,45. Esses resultados experimentais serão melhor avaliados e discutidos na seção de comparação com os resultados do modelo teórico e das simulações computacionais.

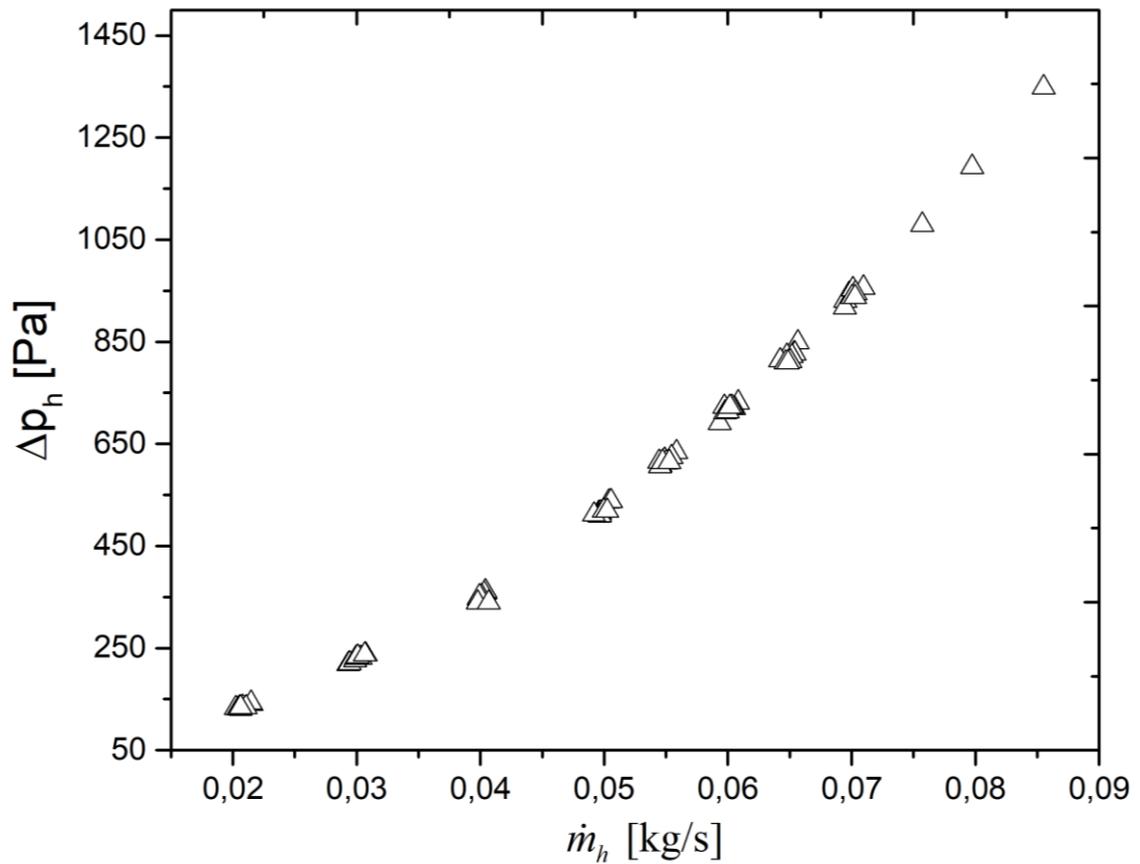
Figura 4.26 – Variação do número de Nusselt com o número de Reynolds – lado quente.



4.4 RESULTADOS NA VARIAÇÃO DE PRESSÃO

A variação de pressão foi medida no núcleo desse trocador de calor, descartando a variação de pressão nos bocais e placas retificadoras. Para o lado quente (ar), os resultados para todos os testes são mostrados na Figura 4.27 (lembrando que o método de medição foi com o manômetro em U). Observa-se uma relação quadrática entre queda de pressão e vazão mássica. Também é verificada uma grande repetibilidade dos resultados obtidos.

Figura 4.27 – Variação de pressão no núcleo – lado quente.

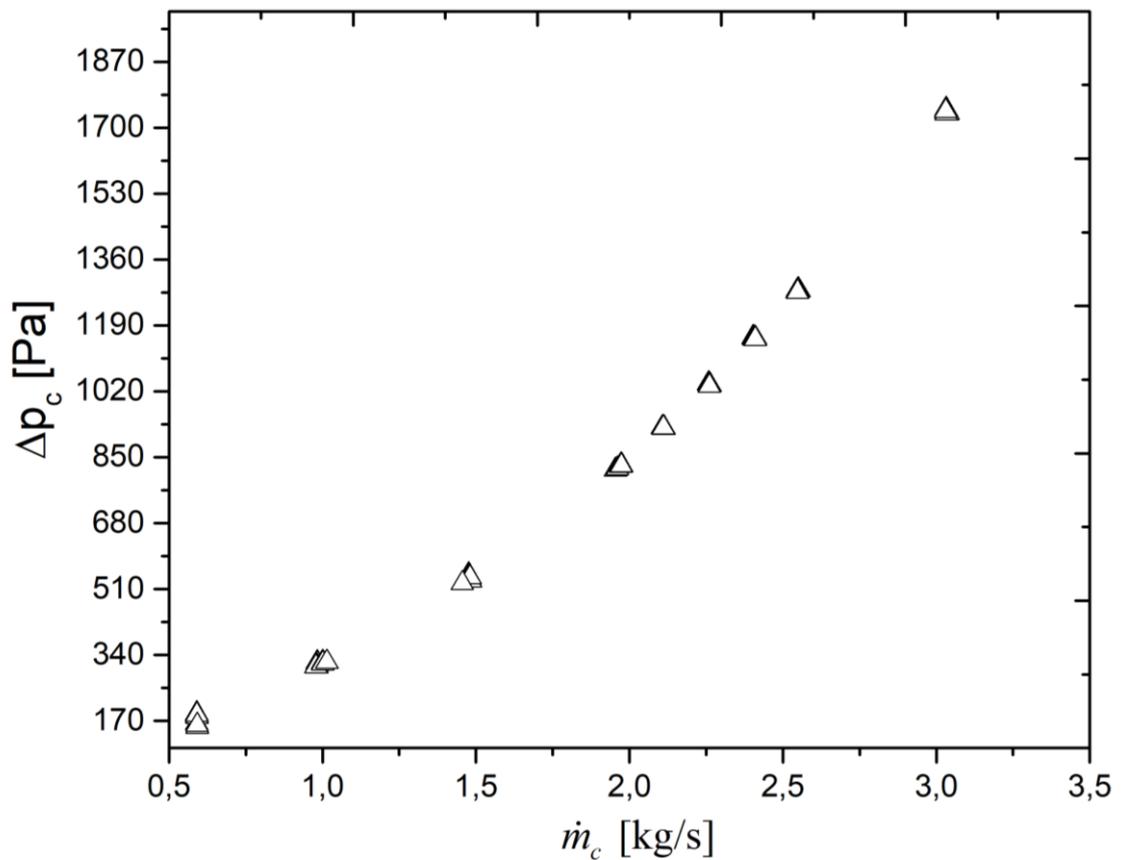


Para o lado frio (água), a medição dos pontos experimentais foi feita por transdutor de pressão, e os resultados da perda de carga em função da vazão mássica são apresentados na Figura 4.28.

De modo semelhante ao ramal quente, há uma relação quadrática entre a queda de pressão e a vazão mássica.

Conforme citado para os resultados térmicos, esses resultados serão melhor discutidos e explorados na seção de comparação dos dados experimentais com os resultados do modelo teórico e simulações computacionais.

Figura 4.28 – Variação de pressão no núcleo - lado frio.



4.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Nesse capítulo foram apresentados os procedimentos realizados para os testes termo-hidráulicos de um trocador de calor compacto com fluidos de trabalho ar/água, onde foi possível avaliar aspectos como a taxa de transferência de calor e a perda de carga. Foram abordados aspectos de montagem da bancada experimental, e também o ajuste de curvas dos equipamentos.

Através do método da redução de dados foi possível determinar importantes características de um trocador de calor: o número de Nusselt, relacionado à parte térmica e a queda de pressão, que posteriormente será relacionada ao coeficiente de atrito de Fanning, relacionada à parte hidráulica.

5 COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS COM O MODELO TEÓRICO E SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Esse capítulo tem por objetivo comparar e discutir os resultados obtidos experimentalmente com o modelo teórico e simulações computacionais. Compará-los torna possível o uso dessas ferramentas no projeto desses permutadores, otimizando o tempo e custo dos processos.

5.1 COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS TÉRMICOS

Os dados experimentais mostrados na seção 4.3 são comparados com o modelo analítico ε -NUT descrito na seção 2.3.1, utilizando o modelo para número de Nusselt de Sarmiento et al. [21]. Essa comparação tem por objetivo validar os resultados e demonstrar a confiabilidade da ferramenta teórica para aplicações em maior escala. Inicialmente, comparando a taxa de transferência de calor, na Figura 5.1 é demonstrada a comparação para a bateria de testes com $Re_c \approx 825$ e na Figura 5.2 para a bateria com $Re_c \approx 2657$. Sabendo que para o modelo de Nusselt é necessário determinar as condições de contorno envolvidas no experimento, foram testadas duas configurações diferentes. A primeira delas, é a de fluxo de calor constante (UHF) em ambos os ramais e, a segunda, a de UHF para o lado do ar (ramal quente) e temperatura prescrita (UWT) no lado da água (ramal frio). Essa segunda configuração é interessante pois, no ramal frio, a diferença entre as temperaturas de entrada e saída é significativamente baixa.

Figura 5.1 - Comparativo entre os pontos experimentais e o modelo teórico, $Re_c \approx 825$.

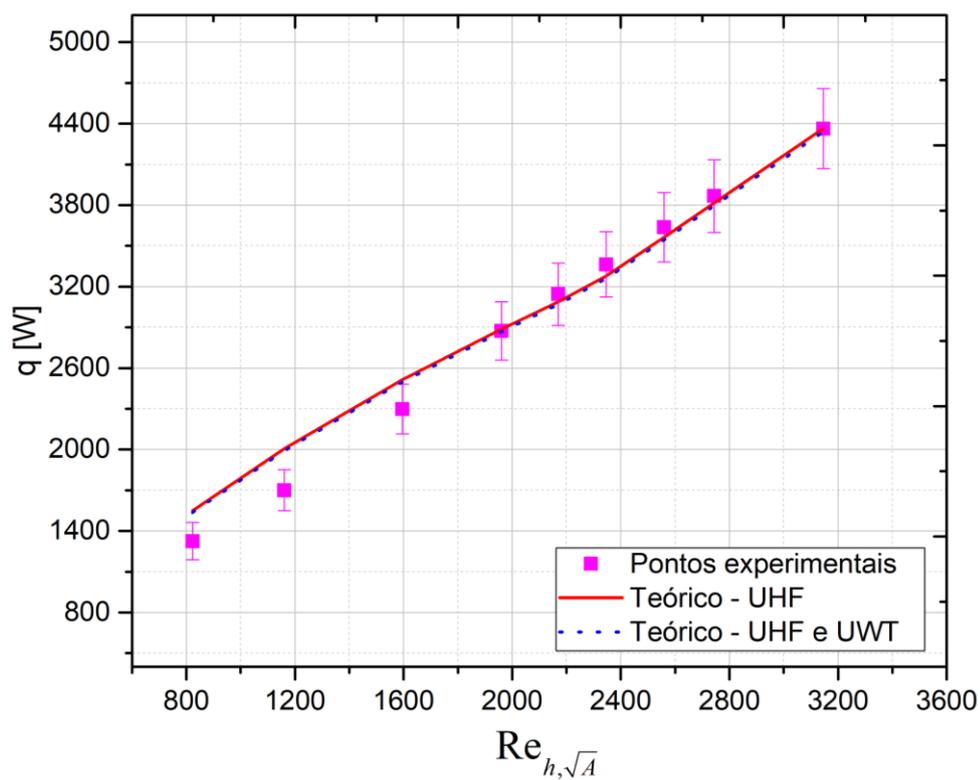
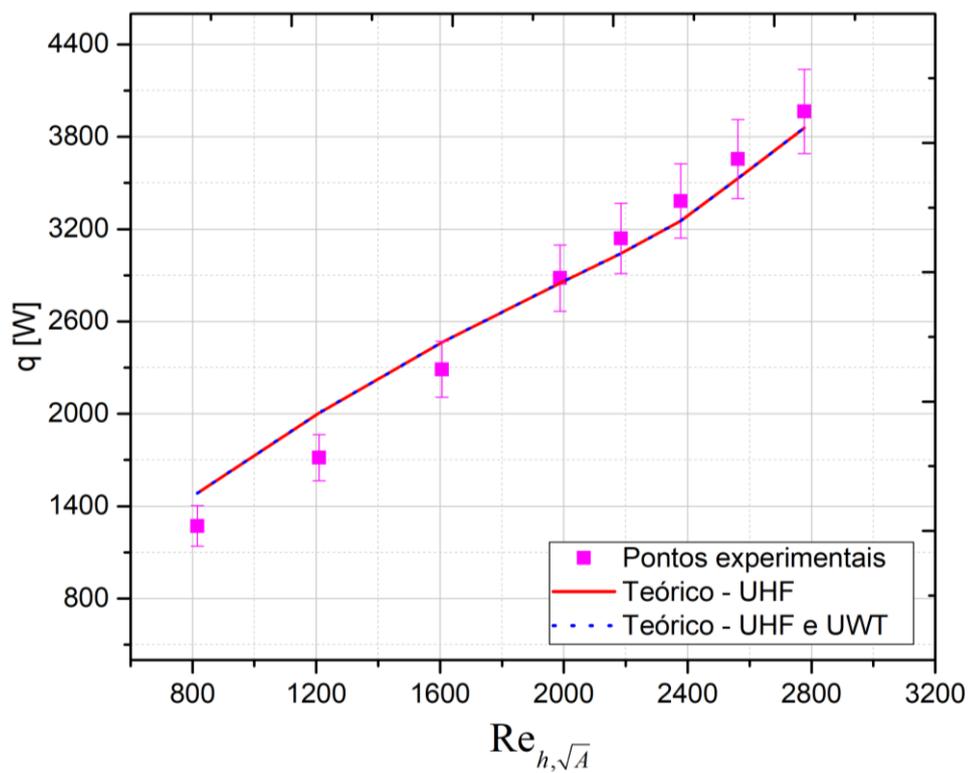


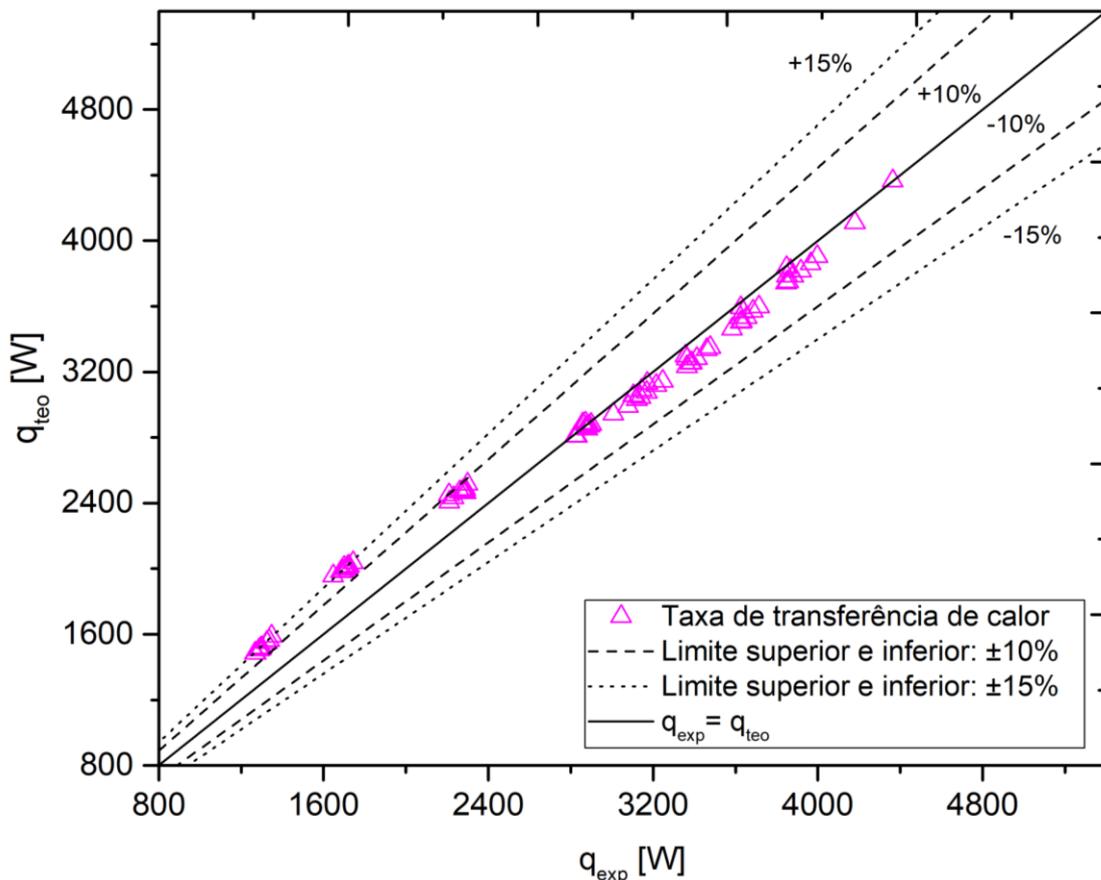
Figura 5.2 - Comparativo entre os pontos experimentais e o modelo teórico, $Re_c \approx 2657$.



De modo geral, a diferença relativa média entre os dados experimentais e o modelo teórico ficou em 6,67% para ambas condições de contorno de UHF e 6,62% para a configuração mista. Em ambos os casos, as maiores diferenças são observadas nas menores vazões. Também é observado que não houve uma diferença significativa entre as diferentes configurações de condição de contorno, e portanto, para a sequência da apresentação dos resultados será utilizada apenas a configuração com ambos ramais em UHF. A incerteza de medição foi calculada a partir do método descrito no APÊNDICE D.

Na Figura 5.3 é plotada a taxa de transferência de calor teórica *versus* a taxa de transferência de calor experimental para todos os casos testados, onde fica ainda mais explícita a maior diferença entre dados e modelo para os menores valores de transferência de calor (portanto do número de Reynolds).

Figura 5.3 - Taxa de transferência de calor experimental versus teórica.

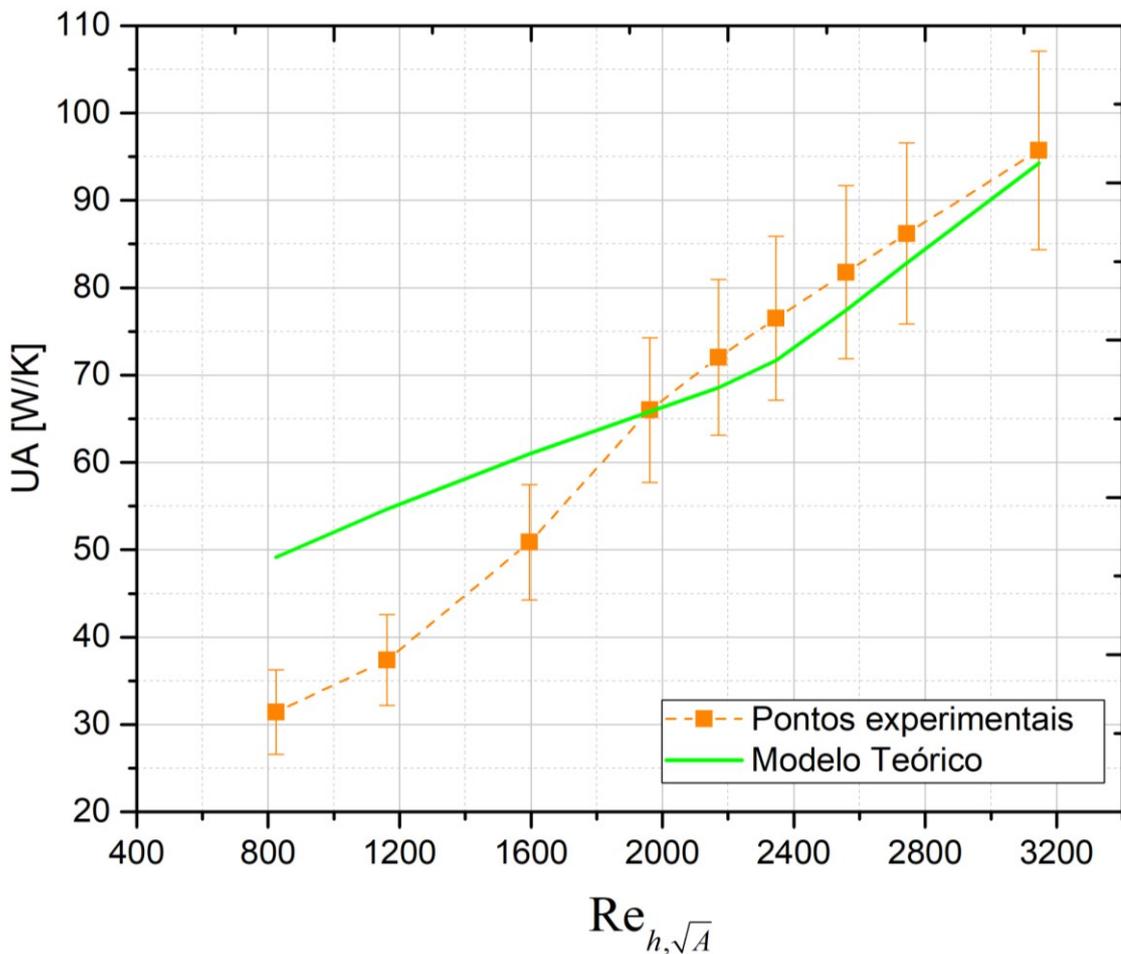


Nota-se também um comportamento padrão em todos os testes, onde que para números de Reynolds menores que 1700 os resultados experimentais foram

superestimados pelo modelo teórico. Coincidentemente, esse valor é adotado como o início da região de transição (Reynolds crítico) no trabalho de Sarmiento et al. [21]. No entanto, os resultados mostram boa concordância teórico/experimental.

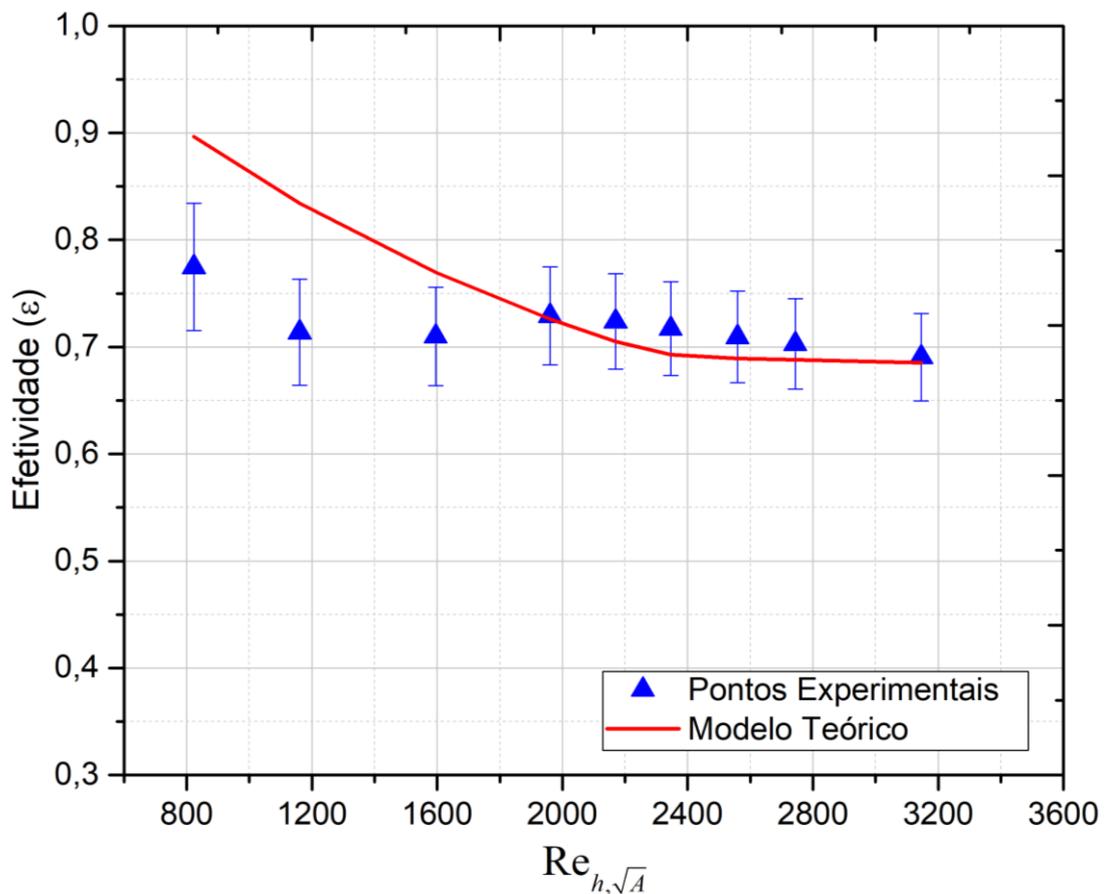
Na Figura 5.4 é plotada a comparação entre os dados experimentais e teóricos (equação (23)) para a condutância térmica, onde nota-se um uma diferença maior do que a observada até agora. Isto se deve ao fato de que a condutância térmica leva em conta a média logarítmica das temperaturas, a qual é calculada a partir das diferenças de temperaturas em ambos os ramais e, como já colocado, a diferença entre a temperatura de entrada e saída no ramal frio (água) para alguns pontos é baixíssima, chegando à valores de apenas 0,09°C, valor muito abaixo da incerteza experimental do sensor de temperatura.

Figura 5.4 - Comparação experimental - teórico da condutância térmica, para $Re_c \approx 825$.



A comparação entre os dados de uma bateria de testes e o modelo teórico da efetividade (equação (25)) é mostrado na Figura 5.5. Observa-se que a curva teórica apresenta um comportamento assintótico, semelhante ao observado experimentalmente, após o escoamento entrar no regime de transição. No entanto, na região laminar, o modelo teórico superestima a efetividade do trocador de calor.

Figura 5.5 - Efetividade teórica versus experimental, bateria única, $Re_c \approx 825$.

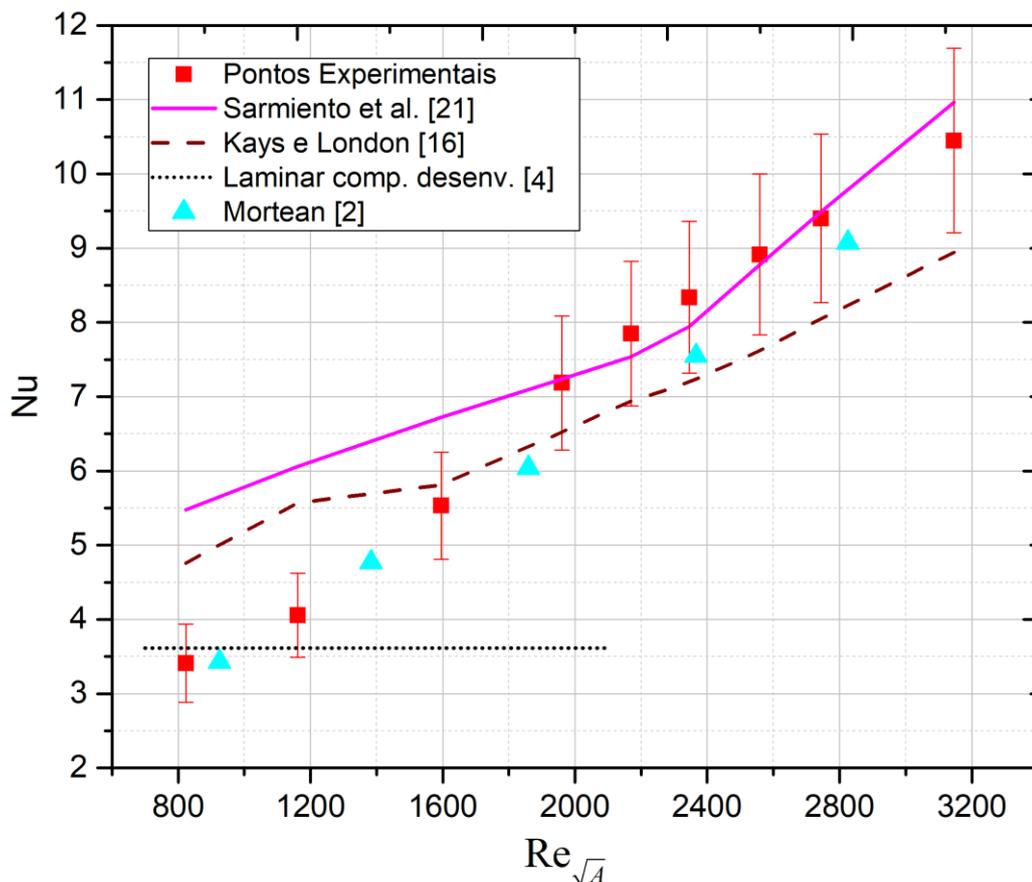


Também é observado um comportamento inusitado que ocorreu para todas as baterias de testes; a efetividade apresenta um leve incremento ao entrar na região de transição de escoamento. Isso pode estar ligado a efeitos de transição de escoamento, ou seja, de um regime para outro e, também, ao desenvolvimento do escoamento no interior dos canais. No entanto, essa é uma questão que requer uma maior investigação.

Uma vez que a predição do modelo teórico é completamente dependente do modelo e/ou método utilizado para determinar o número de Nusselt, torna-se

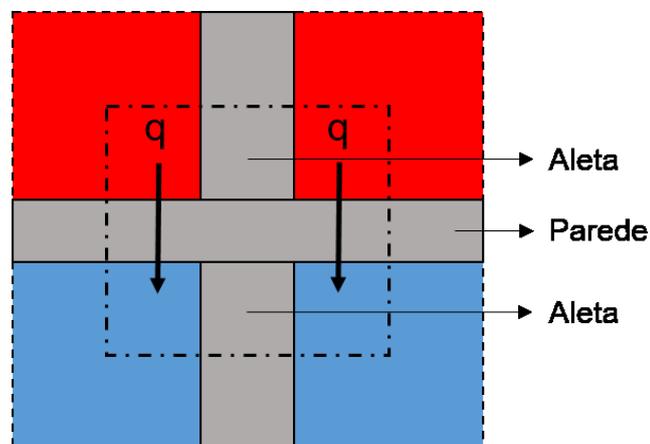
importante comparar o valor obtido experimentalmente com diferentes modelos teóricos e verificar dentre os modelos, aquele que apresenta a melhor concordância com o experimento realizado. Como também já observado nas comparações anteriores, o modelo teórico superestimou a predição das características térmicas do aparato (taxa de transferência de calor, h e UA) no regime laminar. Esses resultados também são comparados com o experimento de Morteau [2], realizado com um trocador de calor compacto de placa usinado por corte de jato d'água, operando na região laminar, com ar frio e água quente. Essa comparação é interessante pelo fato de ambos permutadores terem características geométricas similares, porém, operando em condições diferentes. Vale salientar que esses resultados não foram apresentados pelo autor, sendo extraídos a partir dos dados fornecidos em sua tese. O resultado dessa comparação é apresentado na Figura 5.6.

Figura 5.6 - Comparação do número de Nusselt experimental com teórico – lado do ar,
 $Re_c \approx 825$.



Pode-se observar que ambos conjuntos de dados se afastaram dos modelos teóricos, principalmente de Sarmiento et al. [21], especialmente para baixo números de Reynolds; porém, os resultados experimentais são próximos entre si para toda a faixa de Reynolds testada. Sabendo-se que ambos os protótipos foram testados com equipamentos diferentes e em condições diferentes, pode-se inferir uma não-casualidade no comportamento dos dados, tanto pela proximidade nas características geométricas, quanto pelo uso dos mesmos fluidos de operação (embora variando qual é o fluido quente e qual é o frio). Levando em consideração o comprimento de entrada hidrodinâmica, foi observado que o escoamento nos dois primeiros pontos ($Re=824$ e $Re=1161$) se tornam completamente desenvolvidos, fazendo com que o modelo para canais quadrados em regime laminar com escoamento completamente desenvolvido [4] represente os dois primeiros pontos experimentais. Algo que também pode gerar discordâncias está relacionado às condições de contorno aplicadas, uma vez que, o modelo para o número de Nusselt de Sarmiento et al. [21] foi originalmente desenvolvido para escoamento contracorrente, utilizando o modelo de célula unitária mostrado na Figura 5.7. Para o arranjo cruzado (configuração testada) o modelo de transferência de calor é mais complexo, devido principalmente as constantes mudanças nos perfis de temperatura conforme a posição dos fluidos. Para $Re \geq 2000$, o modelo de Sarmiento et al. [21] prevê muito bem os dados experimentais, apresentando inclusive tendência semelhante.

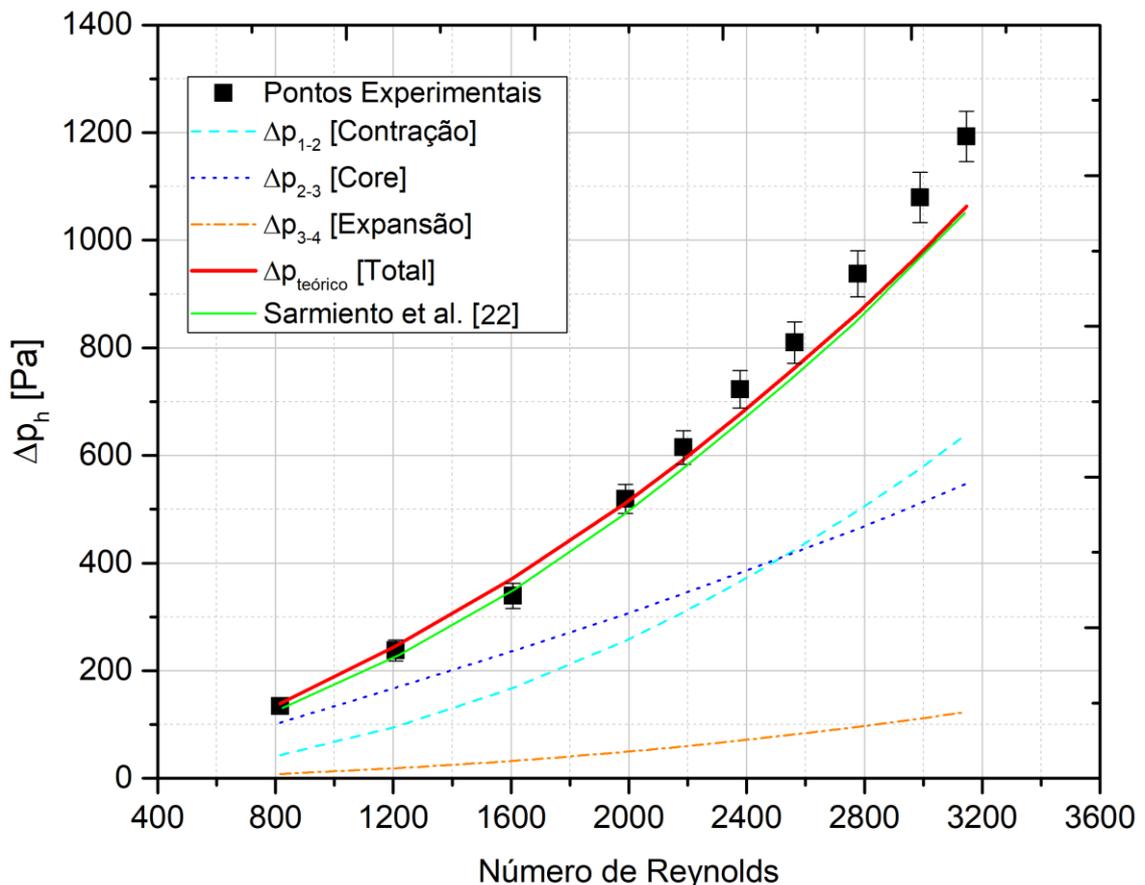
Figura 5.7 - Célula unitária usada pelo modelo de Nusselt de Sarmiento et al. [21].



5.2 COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS DE VARIAÇÃO DE PRESSÃO

Os pontos experimentais de variação de pressão medidos e apresentados na seção 4.4 são comparados com o modelo apresentado por Cheng [23] modificado por Sarmiento et.al [22] e também são comparados com o modelo teórico apresentado por Shah e Sekulić [4], utilizando a correlação de Muzychka e Yovanovich [18] para cálculo do coeficiente de atrito de Fanning. Na Figura 5.8 são apresentadas as parcelas independentes das contribuições de perda de carga para o modelo teórico [4], sendo elas: perda de carga devido à contração abrupta do fluido (mudança na área de escoamento livre), perda de carga devido à expansão do fluido na saída do núcleo, e perda de carga no núcleo (efeitos de aceleração ou desaceleração do fluido e atrito).

Figura 5.8 - Comparação dos pontos experimentais com os modelos teóricos – lado quente.

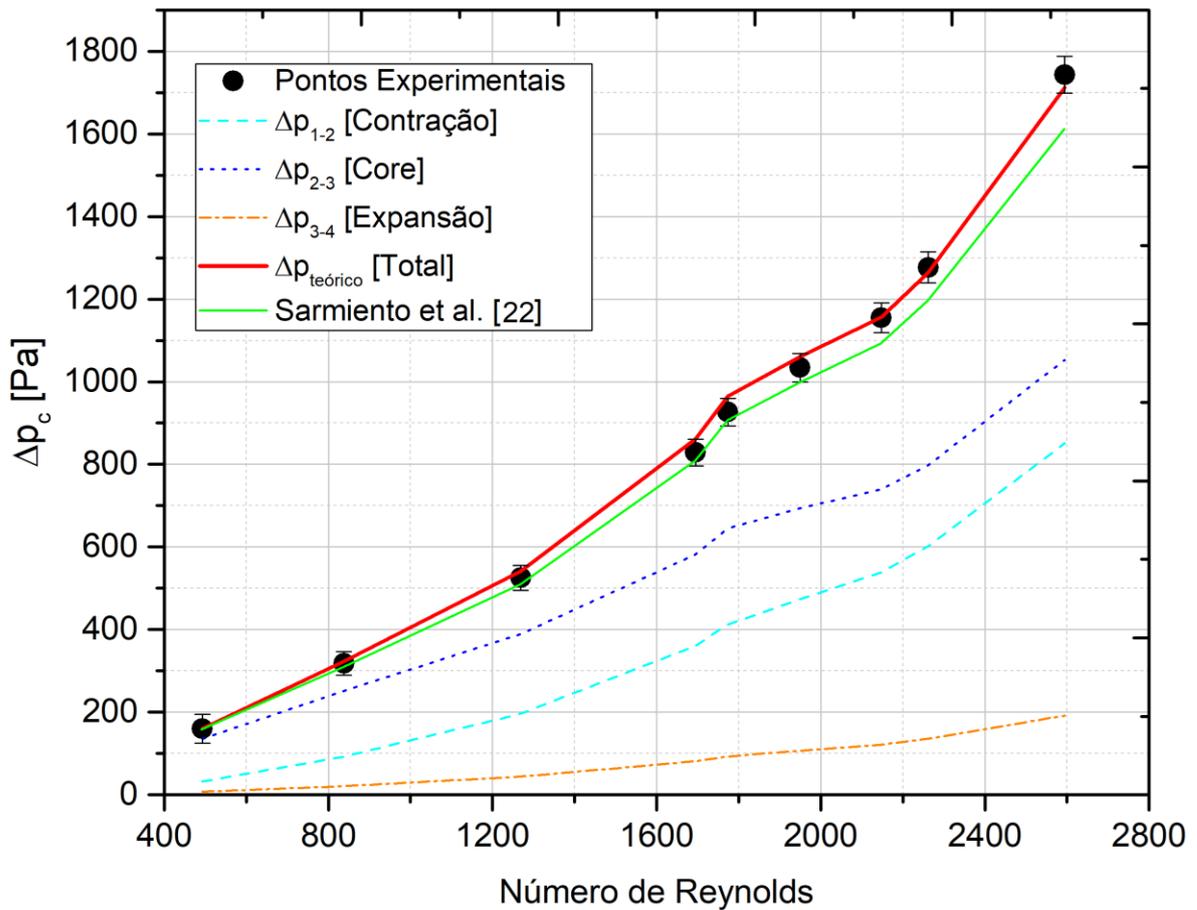


A diferença relativa média entre os pontos experimentais e o modelo teórico de Sarmiento et.al [22] foi de 7,55%, apresentando uma tendência bastante similar aos dados experimentais. O modelo teórico de Shah e Sekulić [4], utilizando a correlação de Muzychka e Yovanovich [18] para cálculo do coeficiente de atrito também apresentou boa concordância com os pontos experimentais, resultando em um erro relativo médio de 6,19%. Com a entrada do escoamento no regime turbulento, observa-se um maior distanciamento entre pontos experimentais e modelos teóricos.

Algo importante a ser comentado é que o modelo prevê a variação de pressão no núcleo (contração, aceleração, atrito e expansão). No entanto, para uma comparação fidedigna, ainda deve ser adicionada a parcela referente à distância do espaçador (componente de montagem, onde estão inseridas as tomadas de pressão (ver Figura 4.4) até o núcleo propriamente dito. Esse processo será melhor investigado por simulação numérica. Também é importante pontuar que a partir de $Re_h \approx 2600$, a perda de carga devido à contração torna-se mais significativa do que a própria perda de carga do núcleo, algo que pode ser explicado pelo pequeno comprimento do trocador de calor, além do mesmo possuir canais retos e nenhum obstáculo para a passagem do fluido (amenizando a perda de carga do núcleo).

Para o lado do fluido frio (água) os dados de perda de carga também são comparados com o modelo apresentado por Cheng [23] modificado por Sarmiento et.al [22], e também, são comparados com o modelo teórico apresentado por Shah e Sekulić [4], utilizando a correlação de Muzychka e Yovanovich [18] para cálculo do coeficiente de atrito de Fanning. O resultado desta comparação é apresentado na Figura 5.9.

Figura 5.9 – Comparação dos pontos experimentais com o modelo teórico de Sarmiento et al. [21] – lado frio.



O modelo de Sarmiento et al. [22] apresentou uma tendência semelhante aos pontos experimentais, distoando levemente a partir da entrada do escoamento no regime de transição. O erro relativo médio é de 3,72%. O modelo teórico de Shah e Sekulić [4], utilizando o modelo de Muzychka e Yovanovich [18] para o coeficiente de atrito apresentou um comportamento bastante similar aos pontos experimentais, apresentando um erro relativo médio de 2,07%. Tal como o comentário feito para o lado quente, esses resultados serão melhor investigados por simulação computacional, como mostrado na próxima seção, uma vez que devem ser adicionadas as perdas de carga relativas à distância do espaçador até o núcleo.

As incertezas de medição tanto para o lado quente quanto para o lado frio são apresentadas no APÊNDICE D.

5.3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Com o intuito de gerar outros dados de comparação com os dados experimentais e teóricos, além de avaliar a variação de pressão apenas no núcleo, foram realizadas simulações computacionais, utilizando os *softwares* da plataforma ANSYS, aos quais os procedimentos utilizados serão descritos nesta seção.

5.3.1 Avaliação da perda de carga e do fator de atrito numéricos

Relacionada a parte hidráulica, ou seja, a variação de pressão do núcleo do trocador de calor, duas geometrias foram desenhadas para as simulações, utilizando as dimensões determinadas pela análise de imagem das Figuras 3.24 a 3.28. Uma dessas geometrias, mostrada na Figura 5.10, representa apenas o canal em si, enquanto a outra, mostrada na Figura 5.11, inclui as regiões de entrada e saída, ou seja, às regiões dos espaçadores, nas quais a medição experimental da pressão é feita, sendo assim uma geometria mais fiel ao experimento.

Figura 5.10 - Geometria de canal simples, representando apenas o núcleo do trocador de calor.

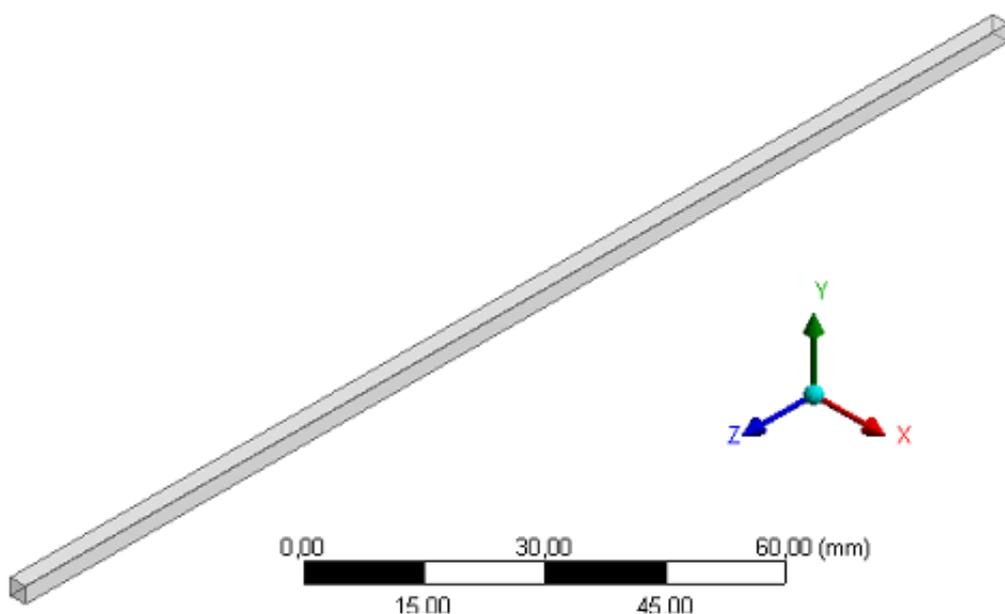
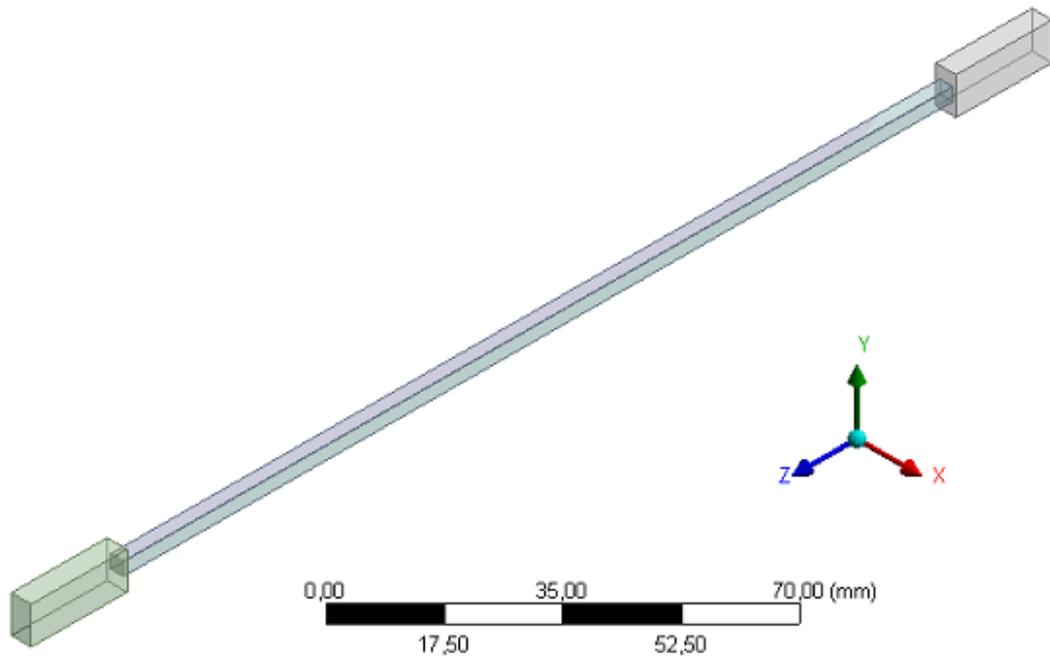


Figura 5.11 - Geometria representativa da região de entrada, núcleo, e região de saída do trocador de calor.



Para as simulações, foram utilizados dois modelos, o modelo laminar e o modelo de turbulência SST (*Shear Stress Transport*). Portanto, a análise de independência de malha foi realizada para ambos, considerando os diferentes fluidos de trabalho (ar e água). Os resultados para análise de independência de malha são exibidos na Figura 5.12 para o ar e na Figura 5.13 para água. As vazões utilizadas no teste de malha foram as maiores vazões obtidas durante os testes experimentais. O critério para independência de malha adotado relacionou a diferença no resultado da perda de carga avaliada conforme é aumentado o refino da malha, sendo assim, o valor adotado como ideal é quando essa diferença obtida é menor que 1%. Portanto, os resultados apresentados em função da vazão são equivalentes à penúltima malha apresentada nos gráficos da Figura 5.12 e Figura 5.13.

O número de elementos da malha utilizada nas simulações, para ambos os casos foi de 308960, apresentando uma qualidade ortogonal média de 0,89.

Figura 5.12 - Independência de malha para o ar, modelo laminar e turbulento.

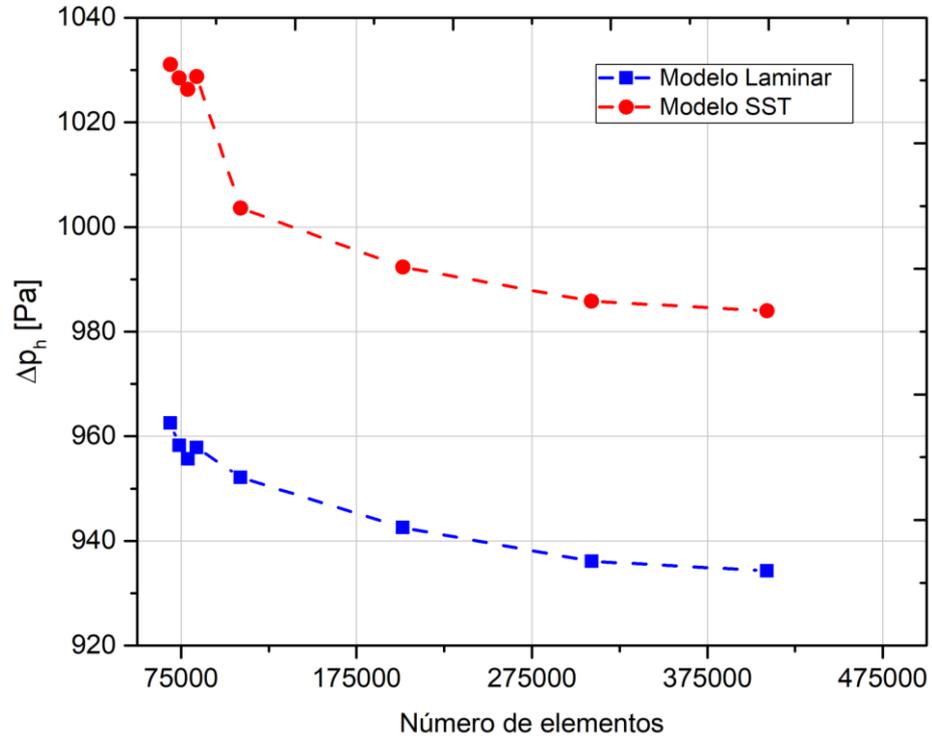
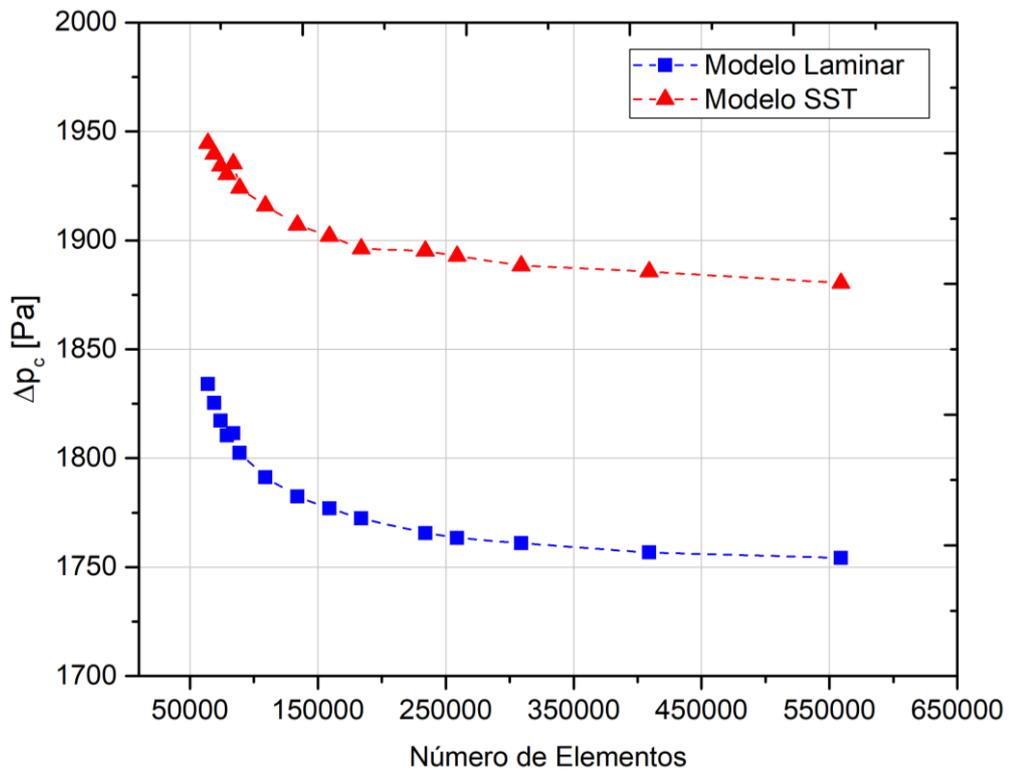


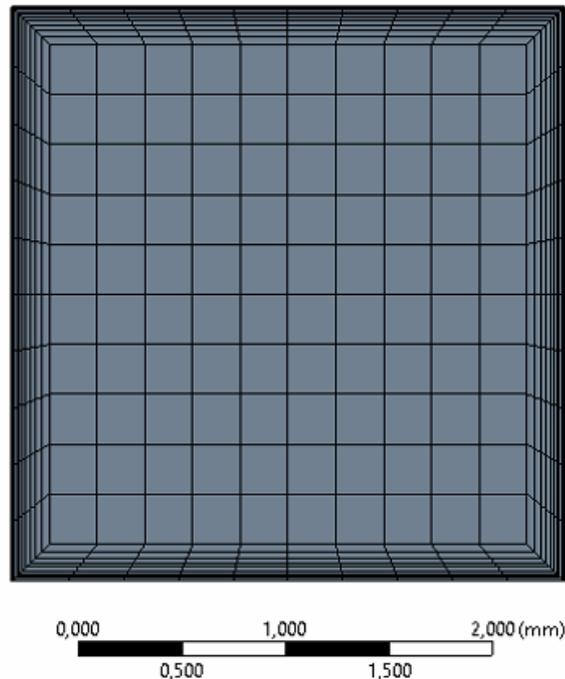
Figura 5.13 - Independência de malha para a água, modelo laminar e turbulento.



Para avaliar de forma correta os efeitos de parede, houve um cuidado para manter o y^+ (distância entre a parede e o primeiro elemento) próximo da unidade.

Para tanto, foi utilizada a ferramenta de *inflation* (progressão suave dos elementos da malha, partindo da parede), como é observado na Figura 5.14.

Figura 5.14 – Efeito de *inflation* próximo da região de parede.



Os fluidos foram considerados como isotérmicos e as propriedades físicas desses foram obtidas para a temperatura média entre a entrada e saída. Na região de entrada (*inlet*) foi programada a vazão correspondente ao canal, enquanto que na opção de saída (*outlet*) optou-se pela configuração de *opening*, utilizando a pressão relativa de 0Pa. A rugosidade do canal nas paredes também foi considerada, utilizando os dados experimentais obtidos por perfilômetro (Figura 3.9). Como critério de convergência, determinou-se um valor de resíduo de 1×10^{-04} para a conservação de massa, além de atribuir resíduos alvos para as equações de conservação de momento e turbulência (apenas para as simulações com o modelo SST). Os casos simulados, para ambos os lados, quente e frio, são mostrados na Tabela 5.1. Essas simulações levaram em conta as geometrias referentes à cada ramal, quente e frio.

Tabela 5.1 - Vazões simuladas numericamente.

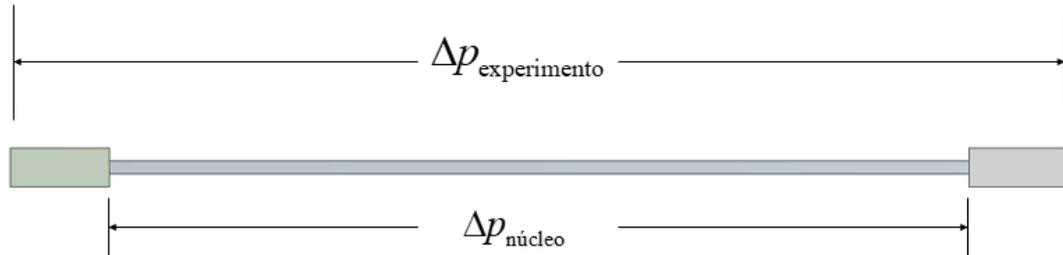
$\dot{V}_{u,exp}$	$\dot{V}_{u,numerica}$	$\dot{V}_{c,exp}$	$\dot{V}_{c,numerica}$
[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
0,0206	4,77E-05	0,5911	1,37E-03
0,0307	7,10E-05	0,9910	2,29E-03
0,0407	9,42E-05	1,4763	3,42E-03
0,0503	1,16E-04	1,9703	4,56E-03
0,0553	1,28E-04	2,1106	4,89E-03
0,0602	1,39E-04	2,2607	5,23E-03
0,0649	1,50E-04	2,4072	5,57E-03
0,0703	1,63E-04	2,5496	5,90E-03
0,0757	1,75E-04	3,0342	7,02E-03
0,0798	1,85E-04		

As vazões simuladas foram determinadas pela divisão das vazões medidas experimentalmente pelo número de canais (432), considerando-se, assim, uma distribuição de vazão uniforme ao longo dos canais, o que é bastante razoável, uma vez que foram utilizadas placas retificadoras durante os testes. Esse modelo de célula unitária é preciso, uma vez que o número de Reynolds do canal (célula unitária) se mantém muito próximo do valor obtido a partir dos dados experimentais, os quais são determinados da seguinte forma:

$$Re_{canal} = \frac{\dot{V}}{\mu\sqrt{A}} \quad (51)$$

A variação de pressão para o canal mostrado na Figura 5.10, é determinada após a simulação (no CFD-Post), pela média ponderada da pressão baseada na vazão mássica entre a região de entrada e saída do canal. Considerando-se a geometria do canal mostrada na Figura 5.11, a qual simula o experimento, incluindo os volumes de entrada e saída do canal, essa diferença de pressão é calculada em dois pontos separados, como é mostrado na Figura 5.15. Dessa forma, é possível comparar o valor da variação de pressão do experimento (considerando os efeitos de contração, aceleração (ou desaceleração), atrito e expansão de fluido) e, separadamente, o valor da variação de pressão apenas no núcleo, possibilitando, desta forma, determinar o coeficiente de atrito.

Figura 5.15 - Pontos considerados para determinar a variação de pressão.



A Figura 5.16 mostra o perfil de velocidades na área da seção transversal do canal. O corte apresentado está posicionado em uma região central, onde é possível observar os efeitos de redução de velocidade próximo à parede (pela condição de não-deslizamento), e a velocidade máxima na região central do canal. As simulações capturaram efeitos de recirculação de fluido na entrada do canal (Figura 5.17), algo similar ao que é reportado esquematicamente nos modelos teóricos (Figura 2.14). Essa visualização foi possível a partir da inserção de linhas de escoamento (*streamlines*) igualmente espaçadas, partindo da entrada da geometria de análise.

Os valores de $\Delta p_{\text{experimento}}$ gerados pelas simulações com a geometria da Figura 5.11 são comparados com os valores medidos experimentalmente. O resultado dessa comparação é apresentado na Figura 5.18 para o ar e na Figura 5.19 para a água.

Figura 5.16 - Perfil de velocidades na área do canal.

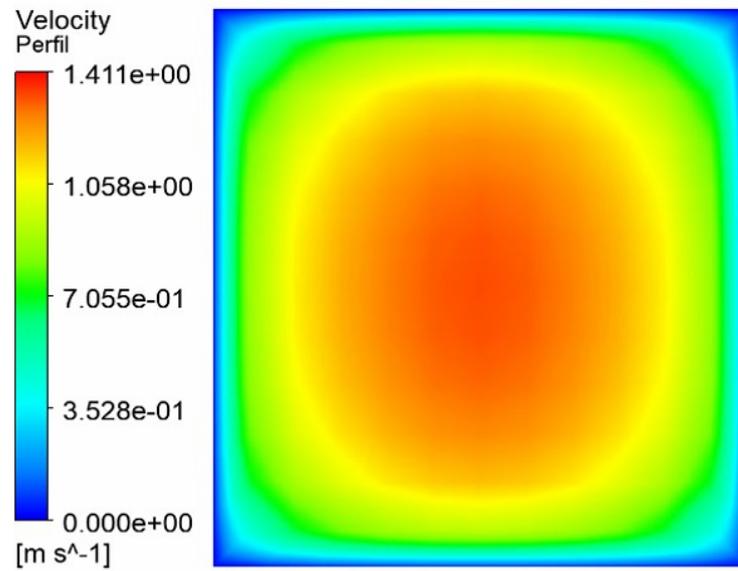


Figura 5.17 - Recirculações de escoamento na região de entrada do canal.

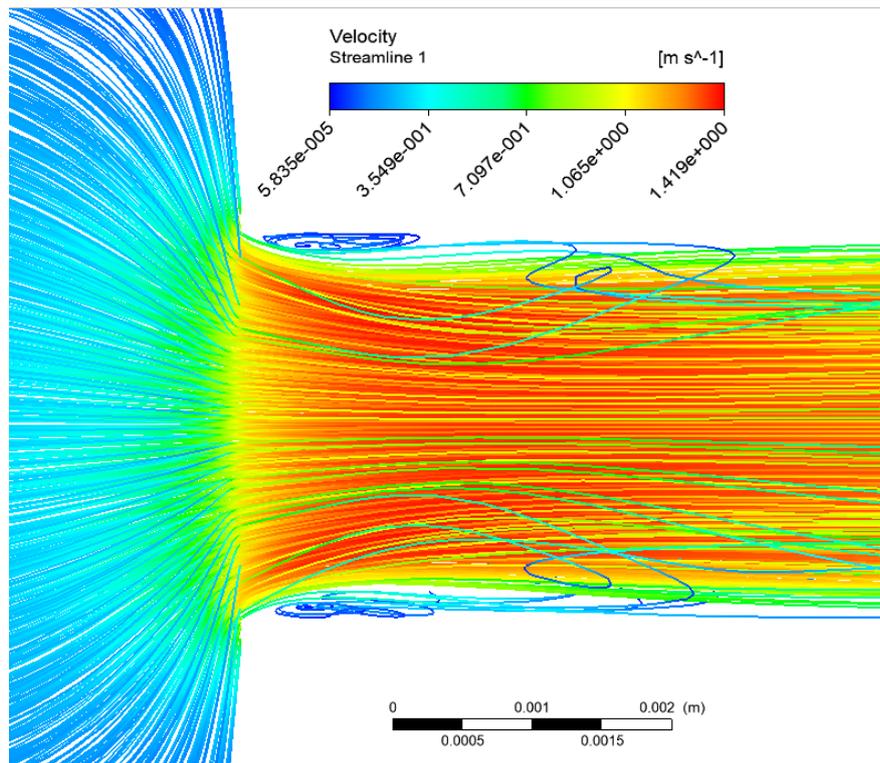
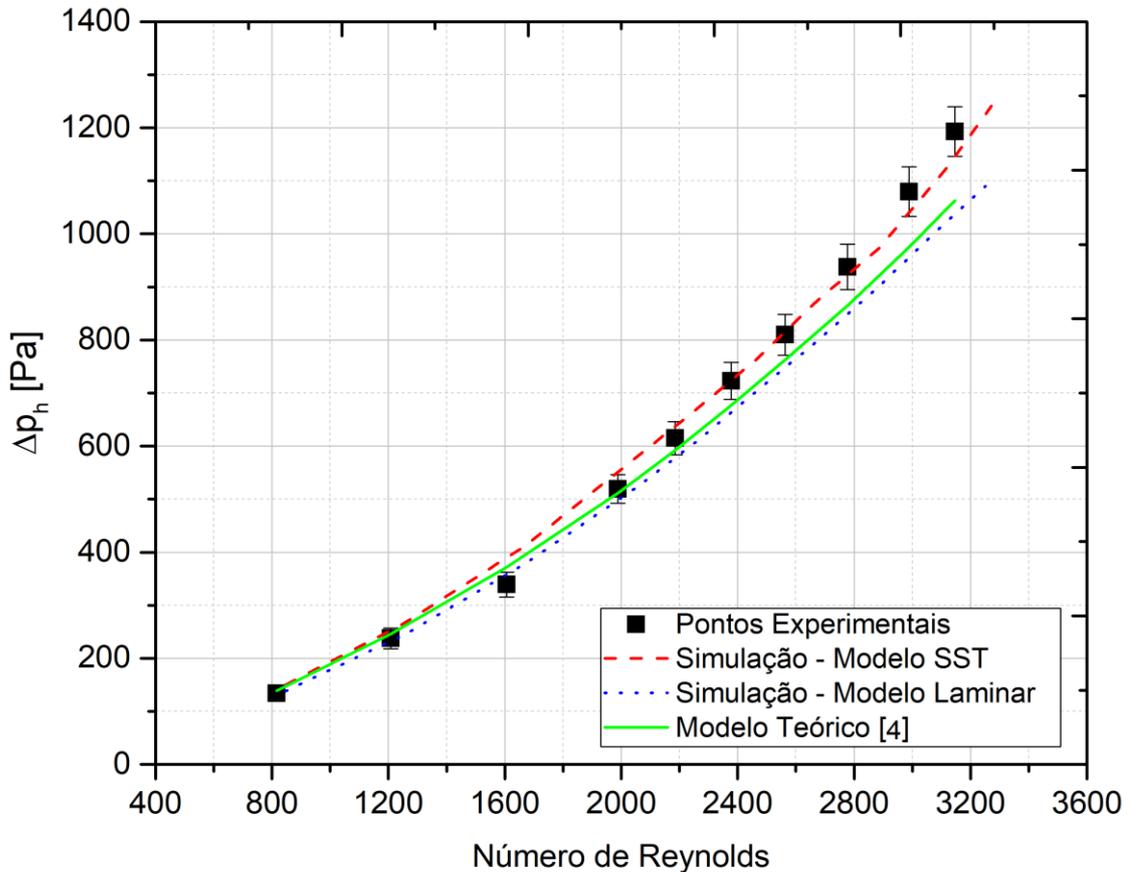


Figura 5.18 – Variação de pressão avaliada pelas simulações numéricas - lado quente.

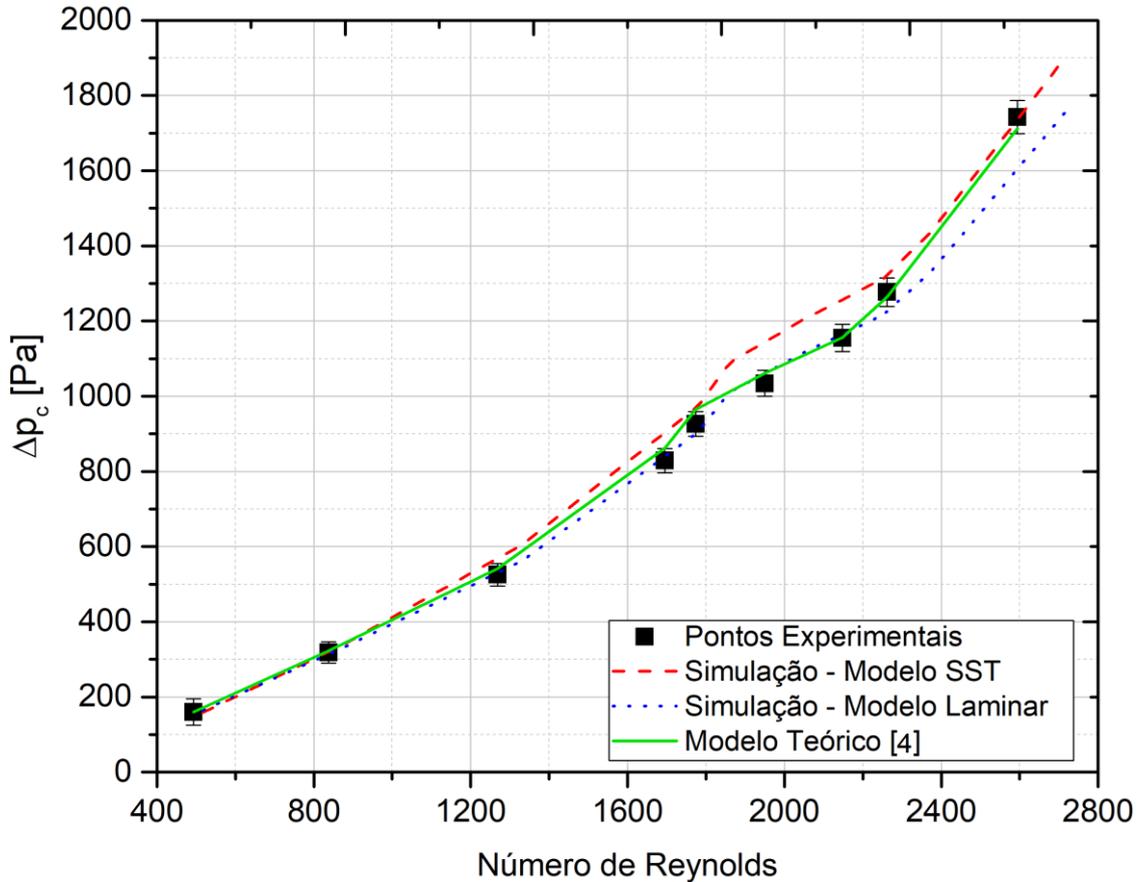


Nas Figuras 5.18 e 5.19 são plotadas as curvas para ambos os modelos de escoamento (modelo laminar e modelo SST) para toda a faixa de vazão empregada nos testes. Como observado para ambos os casos (ar e água), as simulações representaram muito bem as tendências presentes nos experimentos. É interessante pontuar que para ambos os casos, a partir de um certo número de Reynolds (entrada do escoamento na região de transição/turbulência), os pontos experimentais encaixam-se melhor no modelo SST, o que tem coerência física, uma vez que tal modelo tem sua aplicação destinada principalmente para escoamentos de transição/turbulência.

Quando comparado aos dados experimentais, as simulações numéricas apresentaram melhores resultados para o ar (lado quente) do que o modelo teórico. Dessa forma, as regiões de entrada e saída do núcleo são importantes na variação de pressão total do núcleo e devem ser consideradas, lembrando-se que a variação

total engloba todas as parcelas de variação de pressão: contração do fluido na entrada do núcleo, perdas no núcleo e expansão do fluido na saída do núcleo. Para a água (lado frio), tanto o modelo teórico quanto a simulação numérica apresentam valores muito similares aos resultados experimentais.

Figura 5.19 – Variação de pressão avaliada pelas simulações numéricas - lado frio.



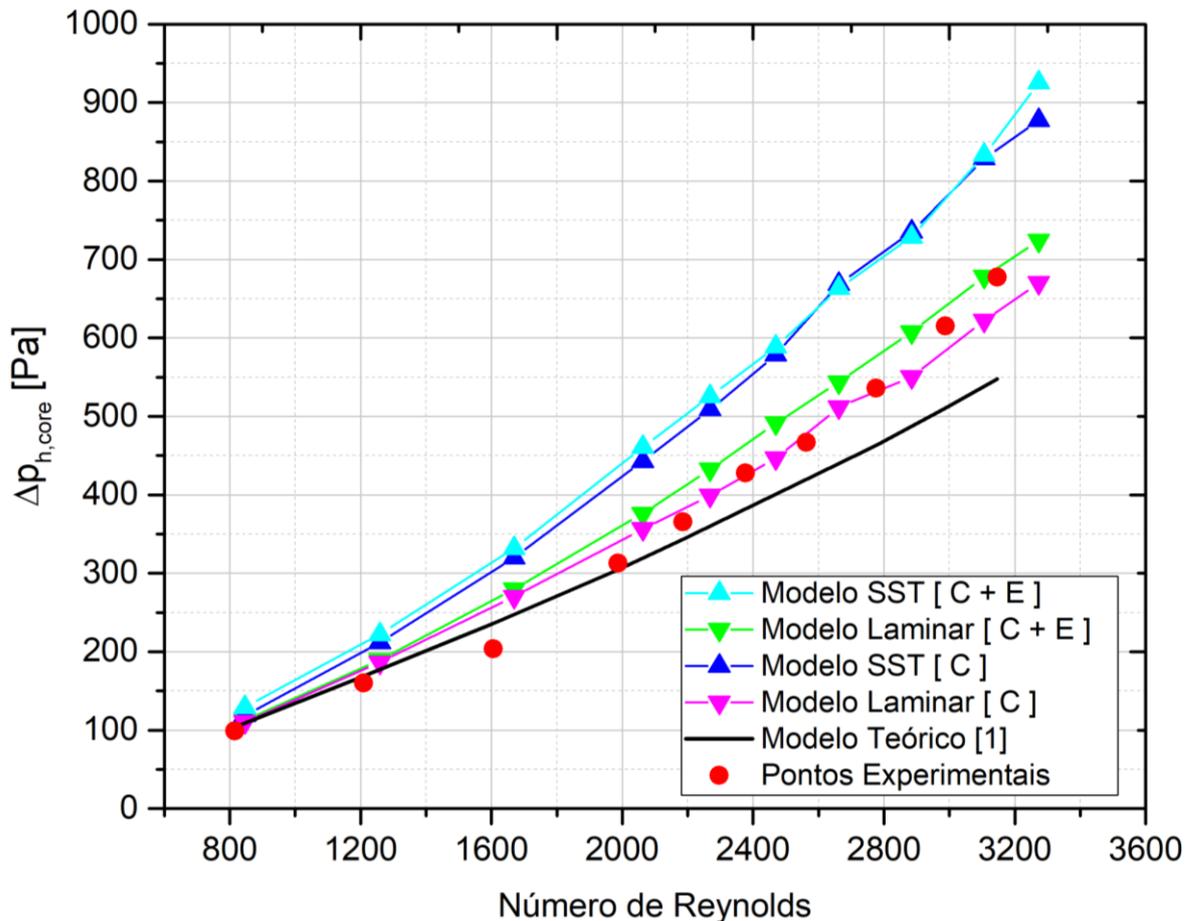
Visando poder determinar o fator de atrito experimental, decidiu-se avaliar apenas a parcela da variação de pressão no núcleo (Δp_{2-3}). Essa avaliação foi determinada através da equação (36), aqui reproduzida novamente:

$$\Delta p_{2-3} = \Delta p_{n\u00edcleo} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right]. \quad (36)$$

As parcelas de perda de variação de pressão no núcleo são determinadas usando o modelo teórico e/ou analítico e a partir dos dados. De fato, as parcelas de contração

e expansão determinadas analiticamente e/ou através das simulações (tanto da geometria de canal simples quando da geometria de canais mais espaçadores) são subtraídas dos dados experimentais. Os gráficos destas curvas de queda de pressão em função do número de Reynolds, para o lado do ar, são apresentados na Figura 5.20.

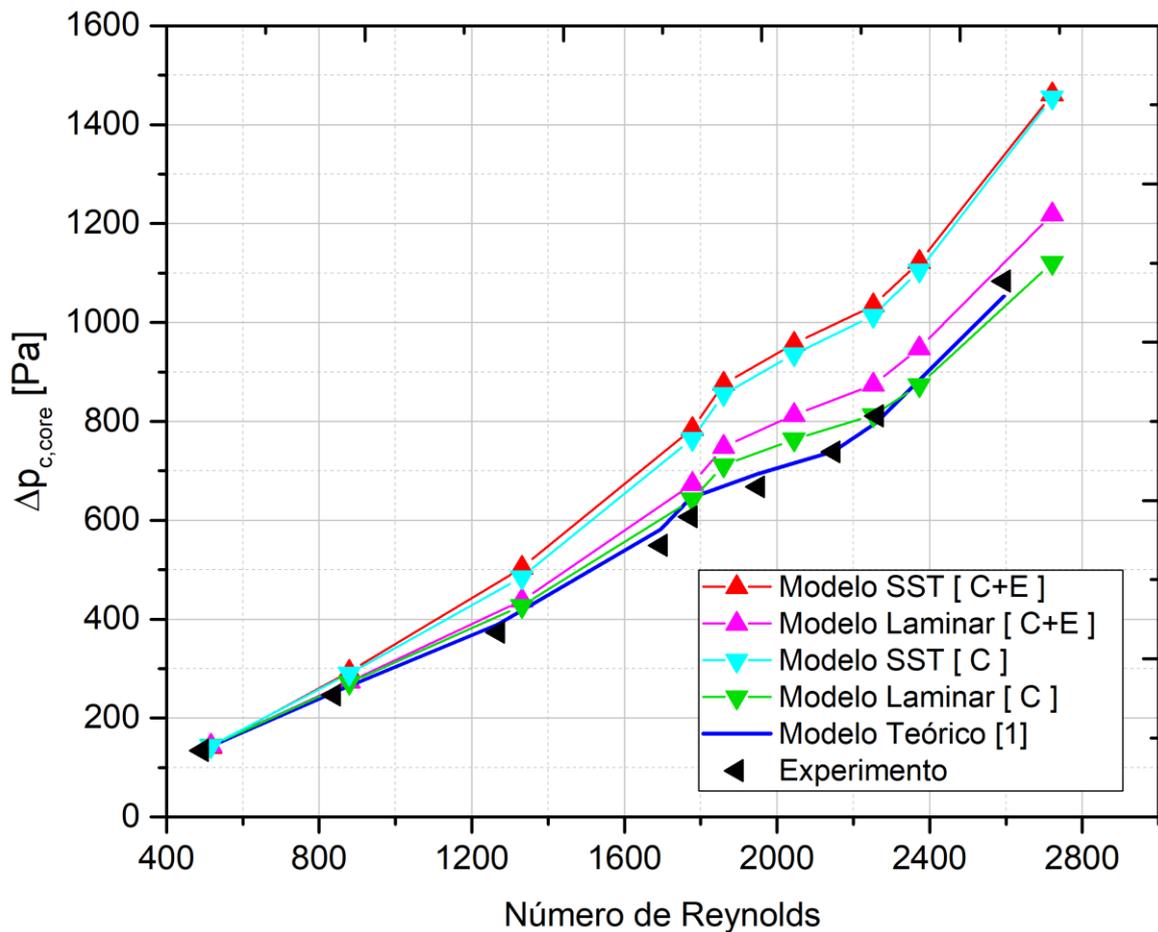
Figura 5.20 – Variação de pressão no núcleo - lado quente.



Nota-se que as simulações utilizando o modelo laminar apresentam tendência bastante semelhante aos pontos experimentais. Na legenda, as letras C e E, referem-se a canal e espaçador, respectivamente. É importante observar que, das simulações da geometria do canal que representando canal testado (com canal espaçador), foi extraído apenas o valor referente a perda de carga no núcleo ($\Delta p_{\text{núcleo}}$, na Figura 5.15). Com isso, pode-se observar que independente da

geometria utilizada, a variação de pressão do núcleo foi representada muito bem por ambas as simulações, sendo que as principais diferenças estão no modelo utilizado (laminar ou SST).

Figura 5.21 – Variação de pressão no núcleo - lado frio.



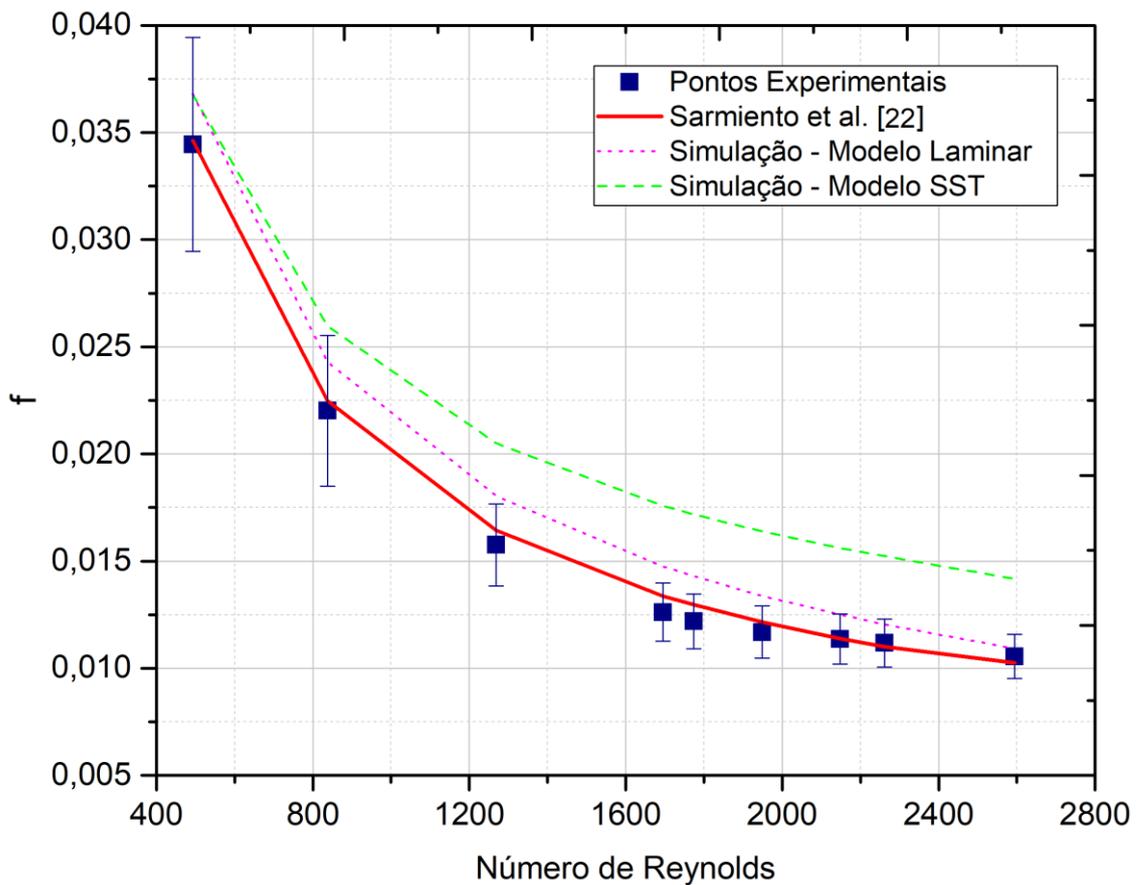
A Figura 5.21 mostra o mesmo conjunto de curvas apresentadas na Figura 5.20, porém para o lado da água. Nota-se que os resultados obtidos empregando o modelo laminar nas simulações apresentaram um comportamento bastante semelhante ao dos pontos experimentais, bem como com o modelo teórico. Do mesmo modo que para o ar, os resultados das simulações da perda de pressão empregando ambas as geometrias de canais apresentaram valores muito similares, e dependem basicamente do modelo de escoamento utilizado.

Após a determinação da variação de pressão do núcleo pode-se analisar o fator de atrito. Para o lado da água, a expressão para determinar o fator de atrito fica da seguinte forma:

$$f = \frac{2\Delta p_{n\u00edcleo} g_c \rho_i r_h}{G^2 L}, \quad (52)$$

isso \u00e9 poss\u00edvel pois os termos da equa\u00e7\u00e3o (36) $2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right) \simeq 0$ e $\rho_i\left(\frac{1}{\rho}\right)_m \simeq 1$, devido \u00e0 baixa varia\u00e7\u00e3o na densidade da \u00e1gua. Os resultados para o coeficiente de atrito s\u00e3o plotados na Figura 5.22.

Figura 5.22 - Coeficiente de atrito - lado frio.



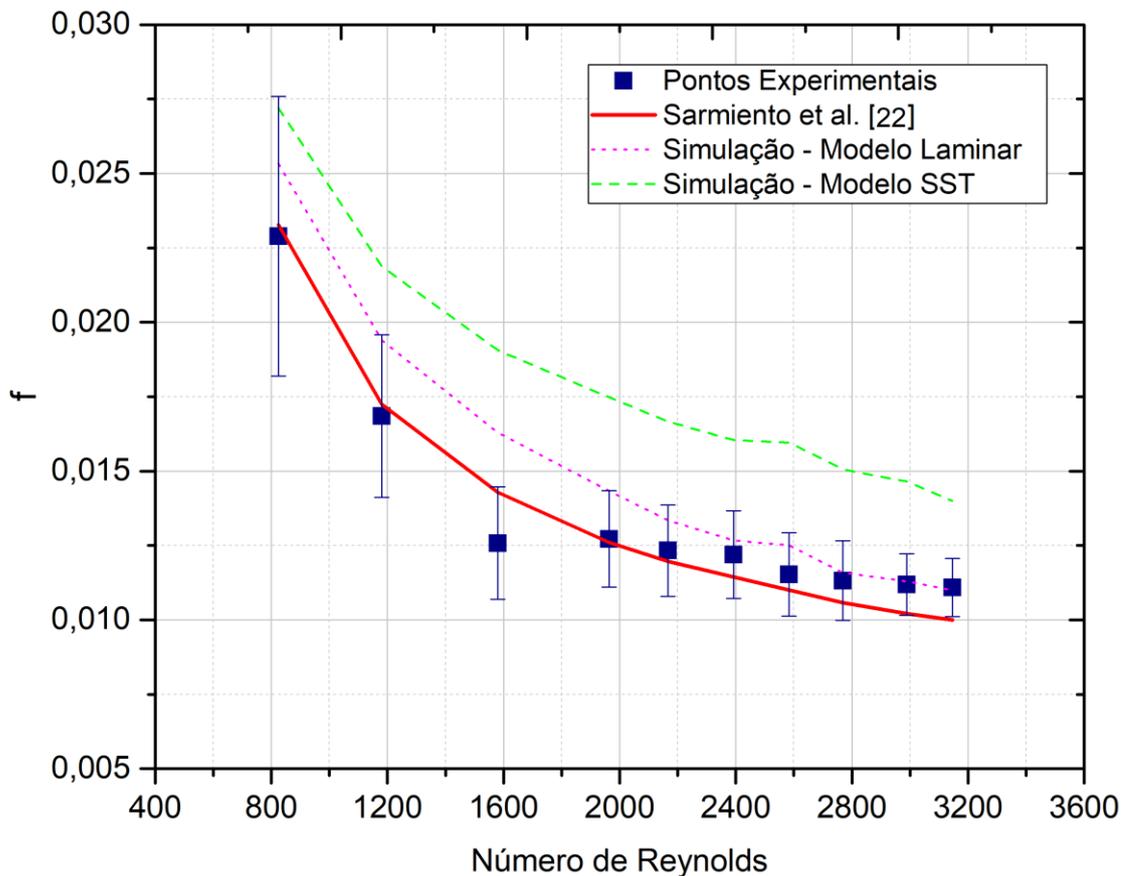
Observa-se que tanto o modelo de Sarmiento et al. [22], quando o modelo laminar utilizado na simula\u00e7\u00e3o num\u00e9rica, apresentam boa concord\u00e2ncia com os pontos determinados experimentalmente. J\u00e1 o modelo turbulento SST acaba superestimando os valores para o coeficiente de atrito. De modo an\u00e1logo, tamb\u00e9m foram determinados os valores do coeficiente de atrito para o lado do ar. No entanto,

não é possível utilizar a equação (52), uma vez que há uma diferença significativa nas densidades de entrada e saída do ar. Portanto, o valor para o coeficiente de atrito é determinado da seguinte forma:

$$f = \frac{2\Delta p_{\text{núcleo}} g_c \rho_i r_h}{G^2 L \rho_i \left(\frac{1}{\rho}\right)_m} - \frac{2}{L \rho_i \left(\frac{1}{\rho}\right)_m} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right) r_h. \quad (53)$$

o qual é plotado em função do número de Reynolds na Figura 5.23.

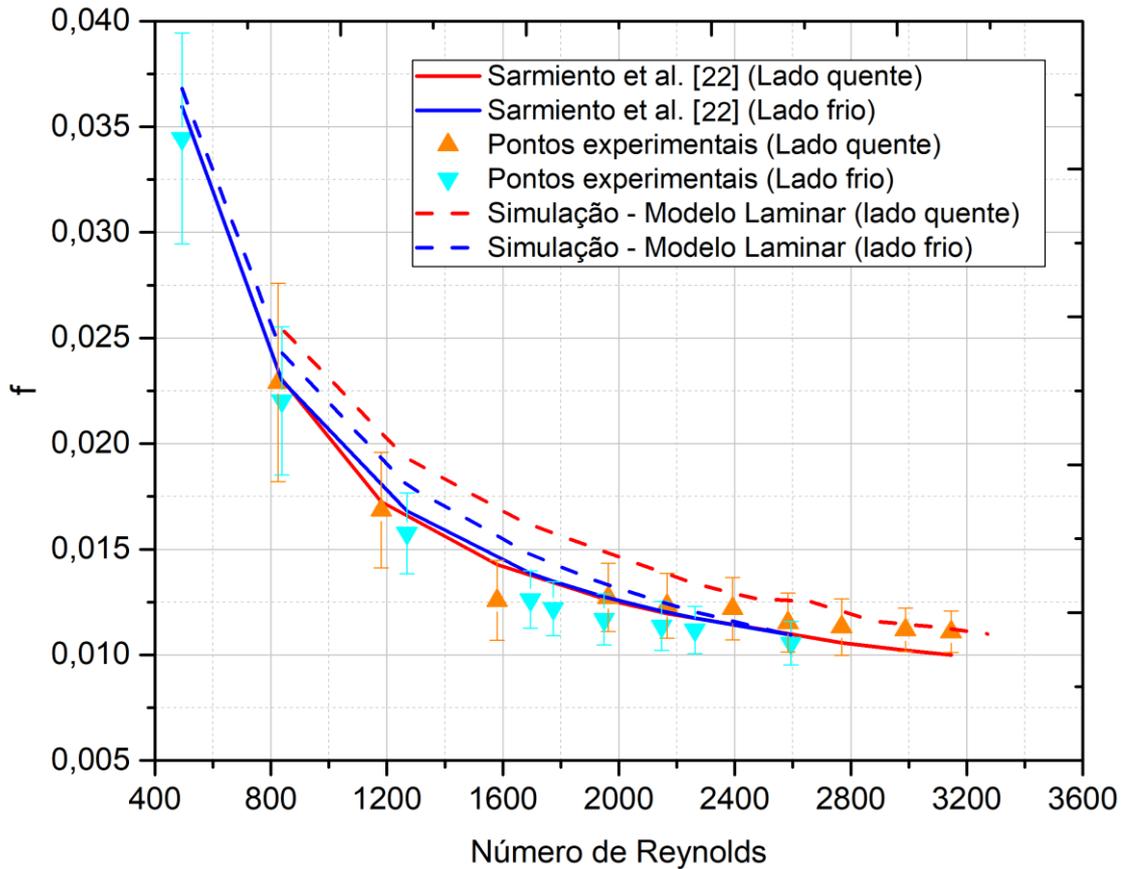
Figura 5.23 - Coeficiente de atrito - lado quente.



De modo bastante semelhante ao lado da água, o modelo de Sarmiento et al. [21] e a simulação computacional utilizando o modelo laminar apresentaram boa comparação com os pontos experimentais.

A Figura 5.24 mostra a comparação entre ambos os coeficientes de atrito determinados experimentalmente e com resultados do modelo teórico e da simulação computacional (modelo laminar).

Figura 5.24 - Comparação entre o coeficiente de atrito determinado por diferentes modos.

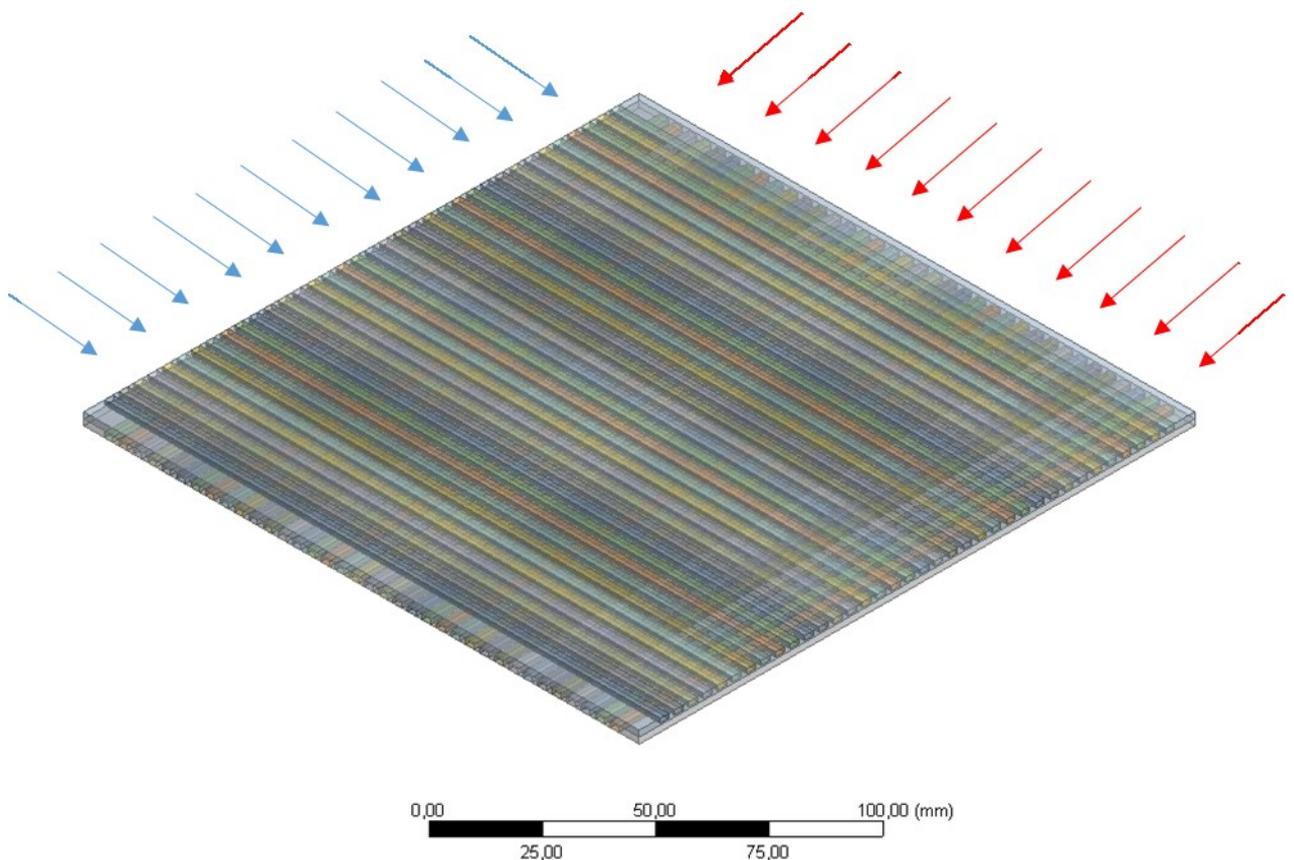


Apesar de apresentar um comportamento bastante semelhante, o coeficiente de atrito é levemente superestimado pela simulação na região $1200 \leq Re \leq 2000$. O modelo teórico de Sarmiento et al. [22] representa muito bem os pontos experimentais obtidos. É importante observar que os pontos experimentais, tanto para o lado frio quanto para o lado quente, apresentam valores e tendências muito próximas, o que é esperado, conforme já comentado.

5.3.2 Avaliação da taxa de transferência de calor numérica

A ferramenta de simulação computacional também foi utilizada para avaliar a taxa de transferência de calor do protótipo, com o intuito de compará-los com os dados experimentais. Buscando minimizar o esforço computacional, a geometria simulada (Figura 5.25) corresponde à uma seção do núcleo do trocador de calor, contendo: metade de um ramal com escoamento de água, metade de um ramal com escoamento de ar e, entre esses, paredes que correspondem as aletas (porção sólida entre os canais) e a placa intermediária (que separa um ramal do outro). Por “metade de um ramal” entende-se que foi simulado apenas metade da altura dos canais, onde foi aplicada a condição de contorno de simetria.

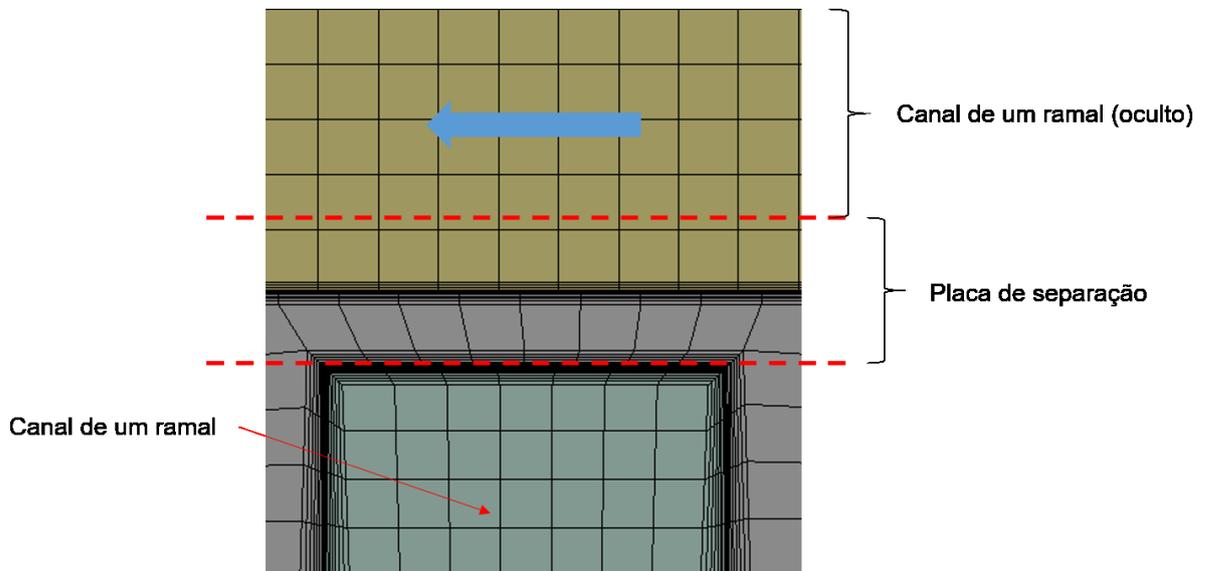
Figura 5.25 – Geometria para simulação térmica.



A malha escolhida, após análise de independência de malha, contém 11.299.220 elementos, com uma qualidade ortogonal média de 0,86. Na Figura 5.26

é possível visualizar uma seção que melhor demonstra as regiões onde houve um maior refino da malha utilizada.

Figura 5.26 - Refino de malha e detalhes da geometria.



As regiões com maior refino de malha são na borda dos canais e na região de interface sólido-sólido, que forma a placa de separação utilizada na montagem experimental. Essa configuração é empregada, pois é difícil de simular apenas um canal para cada ramal, como no modelo hidráulico, uma vez que o perfil de temperaturas na saída varia conforme a região de análise (ver Figura 2.5).

As variáveis estipuladas na simulação são as temperaturas de entrada dos fluidos e as vazões mássicas, retiradas de uma das baterias do experimento. Também foi utilizada a rugosidade do canal para o modelo com turbulência, determinada experimentalmente. As simulações buscam o regime permanente, onde cada canal foi modelado como sendo um domínio. A opção para transferência de calor foi dada como energia térmica (a qual não inclui efeitos de compressibilidade) e foram utilizados, assim como nas simulações da seção 5.3.1, dois modelos principais, o modelo laminar, e o modelo de turbulência SST. Foram estipulados critérios de convergência de 1×10^{-4} para as equações da conservação de massa, momento, energia e turbulência (quando utilizada). A bateria de testes simulada é

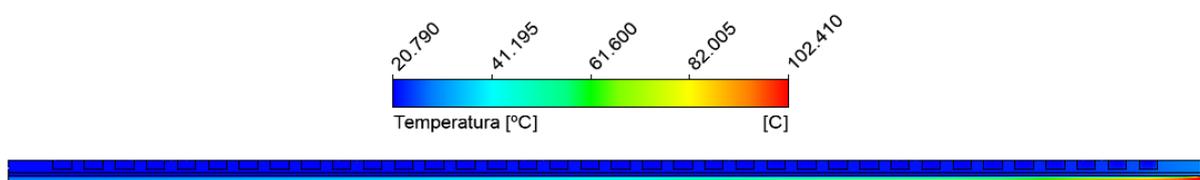
apresentada na Tabela 5.2. Esses pontos são os mesmos da segunda bateria dos testes experimentais, sendo que não houve um critério específico para a utilização desses dados.

Tabela 5.2 - Bateria de testes para simulação numérica térmica.

Simulação	\dot{m}_{ar} [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$\dot{m}_{\text{água}}$ [kg/s]	$T_{c,in}$ [°C]
1	0,0208	102,41	0,983	20,79
2	0,0294	100,99	0,983	20,80
3	0,0404	100,32	0,984	20,90
4	0,0496	99,96	0,981	21,18
5	0,0549	99,81	0,982	21,34
6	0,0593	99,68	0,979	21,33
7	0,0648	99,63	1,001	21,16
8	0,0794	99,65	1,001	21,18
9	0,0798	99,60	1,001	21,06

Figura 5.27 representa o perfil de temperaturas em uma seção próxima de uma das bordas, para o primeiro caso simulado. Na parte superior são visualizados os contornos dos canais do ramal frio (em um plano de corte), enquanto que na parcela inferior é possível visualizar um canal do ramal quente, de forma transversal. É interessante observar que o maior gradiente está logo na entrada do ramal quente, no canto direito da Figura 5.27.

Figura 5.27 - Perfil de temperaturas.



. A principal variável avaliada nessas simulações é o fluxo de calor, o qual é calculado, para ambos os lados, considerando a média do fluxo de calor na área em que se localizam as paredes internas de todos os canais.

O resultado para o fluxo de calor é apresentado na Tabela 5.3, para ambos os ramais (ar e água) e para ambos modelos.

Tabela 5.3 - Fluxo de calor obtido pelas simulações numéricas.

Simulação	MODELO LAMINAR		MODELO SST	
	Fluxo de calor [W/m ²]		Fluxo de calor [W/m ²]	
	Lado Frio	Lado Quente	Lado Frio	Lado Quente
1	1629,2	1625,4	1959,6	1955,9
2	2028,4	2023,4	2628,8	2623,8
3	2475,7	2471,5	3391,9	3386,3
4	2808,6	2804,2	3952,1	3945,7
5	2989,3	2984,9	4253,5	4246,3
6	3139,7	3135,2	4444,8	4436,8
7	3334,3	3329,8	4813,4	4805,2
8	3491,4	3485,4	5065,1	5055,8
9	3827,5	3822,3	5603,2	5593,1

A diferença relativa média para o fluxo de calor calculado entre ambos os lados, ficou em 0,17%, mostrando que a conservação da energia está sendo mantida.

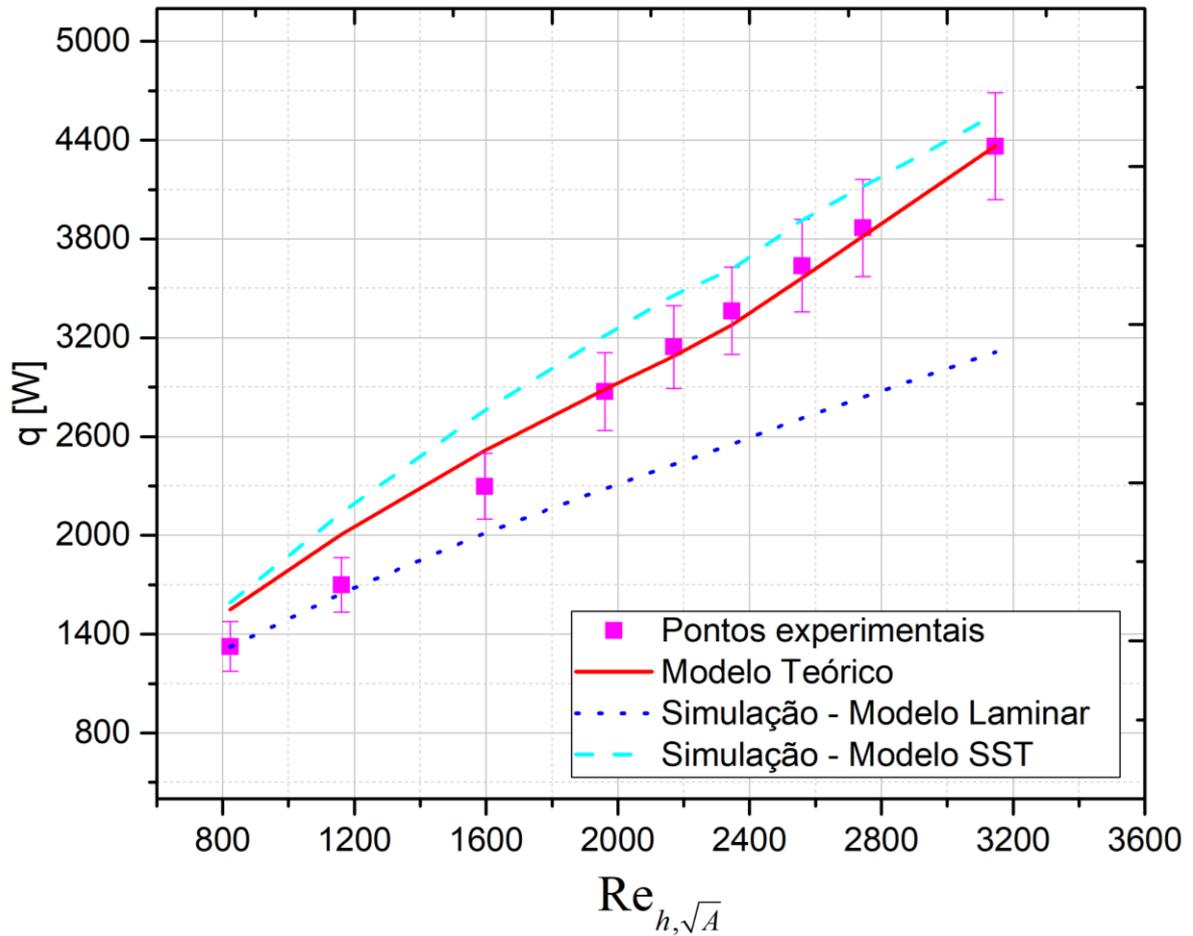
Para comparar com os dados experimentais, a taxa de transferência de calor obtida a partir do fluxo de calor é calculada através da seguinte expressão:

$$q = q'' A_{wet} n_{total}, \quad (54)$$

onde q é a taxa de transferência de calor em [W], q'' é o fluxo de calor em [W/m²], A_{wet} é a área molhada de um canal e n_{total} é o número de canais total em um dos ramais (para este caso, 432 canais).

A comparação entre a taxa de transferência de calor obtida nos experimentos, modelo teórico e simulação computacional é apresentada na Figura 5.28. De um modo geral, os dados gerados numericamente apresentaram uma diferença relativa média quando comparados com os dados experimentais de 18,15% para o modelo laminar e de 10,89% para o modelo SST.

Figura 5.28 – Comparativo da taxa de transferência de calor obtida numericamente.



Para os dois primeiros pontos experimentais ($Re_h < 1200$), o modelo laminar apresenta uma diferença de 1,52%, mostrando uma excelente concordância. Para o terceiro ponto ($Re_h \approx 1600$) os modelos apresentam erros de 12,41% e 16,67% para o modelo laminar e SST, respectivamente. Para $Re_h > 1600$ o modelo laminar não se mostra mais viável, no entanto, o modelo SST demonstra boa concordância com os dados experimentais, com um erro relativo médio de 6,69%. Considerando os 3 primeiros pontos experimentais como regime laminar e os demais como de transição e/ou início de turbulência, as simulações apresentam um erro relativo médio de 6,62%, demonstrando uma boa concordância com o experimento realizado.

5.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

O modelo teórico apresentado na seção 2.3.1 foi utilizado para comparação dos dados experimentais, obtendo uma boa concordância com os dados experimentais, com exceção dos pontos obtidos em regime de escoamento laminar.

Foram desenvolvidas simulações numéricas para determinar tanto a variação de pressão quanto a taxa de transferência de calor. O modelo de simulação considerando a região de entrada mostrou boa concordância com os dados experimentais, sendo uma alternativa viável para determinar das diferenças de pressão e, por consequência, o fator de atrito. Para a parte térmica, a simulação utilizando dois ramais (1 frio e 1 quente) também apresentou boa concordância com os valores experimentais da taxa de transferência de calor.

6 FABRICAÇÃO DE UM NÚCLEO DE TROCADOR DE CALOR DE MÉDIO PORTE

Como visto no capítulo 3 desse trabalho, fabricou-se um núcleo de trocador de calor compacto unido por difusão de aço AISI 316L com 173mm de comprimento, 173mm de largura e 110mm de altura. Os processos de usinagem e união por difusão apresentaram bons resultados, com baixa deformação tanto nos canais, quanto nas dimensões gerais do núcleo.

Uma vez que há o domínio na fabricação de núcleos de permutadores de calor compactos em escala laboratorial, ou seja, em escala para testes de protótipos em bancadas experimentais, surge a necessidade de escalonamento do processo, para aplicações de maior porte. Tendo em vista a capacidade da câmara interna do forno de união por difusão disponível no Labtucal, com dimensões úteis de 800mm de comprimento, 600mm de largura e 600mm de altura, torna-se plausível o desenvolvimento dessa tecnologia em protótipos de maior escala.

Neste capítulo, serão abordados aspectos da fabricação de um núcleo de trocador de calor de maior porte, também de aço AISI 316L, com 2275 canais por face, de seção quadrada (3mm x 3mm), com aletas (separação entre canais de um mesmo ramal) de 1,8mm e, com as dimensões brutas (ou seja, ainda sem “abrir” os canais) de 430mm de comprimento, 380mm de largura e 303mm de altura. Busca-se um projeto misto (regiões de arranjo cruzado e regiões de arranjo contracorrente) analisando tanto qualitativamente, através de análises metalográficas e inspeções visuais e também, quantitativamente, com a realização de ensaios de tração e testes de estanqueidade.

É importante ressaltar que esta etapa da dissertação visa apenas analisar aspectos de fabricação de núcleos de trocadores em escalas mais próximas da real, tendo em vista que as características térmicas e hidráulicas dos núcleos de trocador de calor compactos de placas usinadas, assim como modelos de previsão destes parâmetros, já foram apresentados e discutidos nos capítulos anteriores. Desta forma, a geometria escolhida para o escalonamento não necessariamente representa a de um núcleo de um trocador compacto real.

6.1 ESCOLHA DA GEOMETRIA DOS CANAIS E USINAGEM

Um dos critérios que classificam os trocadores de calor compactos é o arranjo de escoamento. Na fabricação de trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água, a mudança no arranjo de escoamento representa uma mudança na área de contato dos canais com as placas intermediárias, representando assim uma mudança na pressão aplicada durante o processo de união por difusão. Essa área de contato nada mais é do que a área não usinada nas placas com canais que entra em contato com a placa intermediária. Tomando-se como exemplo as placas com canais de 200mm de comprimento por 200mm de largura, com 36 canais usinados, pode-se visualizar que, com as placas posicionadas em paralelo (Figura 6.1, situação em um arranjo contracorrente, ou até mesmo em paralelo), a região destacada (região em contato, aletada) à direita, representa a área que estará em contato na hora da união por difusão (região de solda suportada), sendo ela muito maior do que a região destacada quando as placas são posicionadas à 90° uma da outra (Figura 6.2, à direita).

Para esse caso específico, essa mudança no arranjo representa uma diminuição na área de contato de 60,7% para o arranjo cruzado. Desta forma, é muito importante levar isso em consideração na hora de determinar os parâmetros de união.

O escalonamento do núcleo do trocador de calor foi realizado pelo empilhamento de placas cuja geometria dos canais permitiu que ambas as configurações fossem estudadas, de forma a avaliar a influência do arranjo na união por difusão do núcleo. Para isto, duas configurações de placas com canais usinados foram adotadas: uma com canais retos e uma com canais em "L", como mostrado na Figura 6.3.

Figura 6.1 – Placas empilhadas em paralelo. Na direita, região que representa a área em contato.

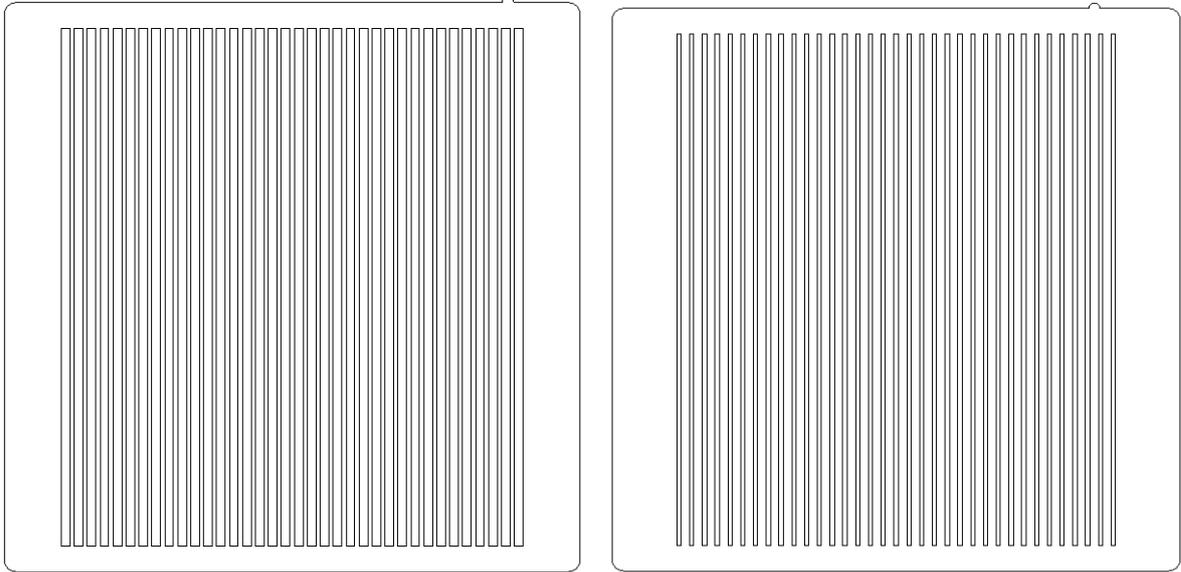


Figura 6.2 – Placas em arranjo cruzado. Na direita, região que representa a área em contato.

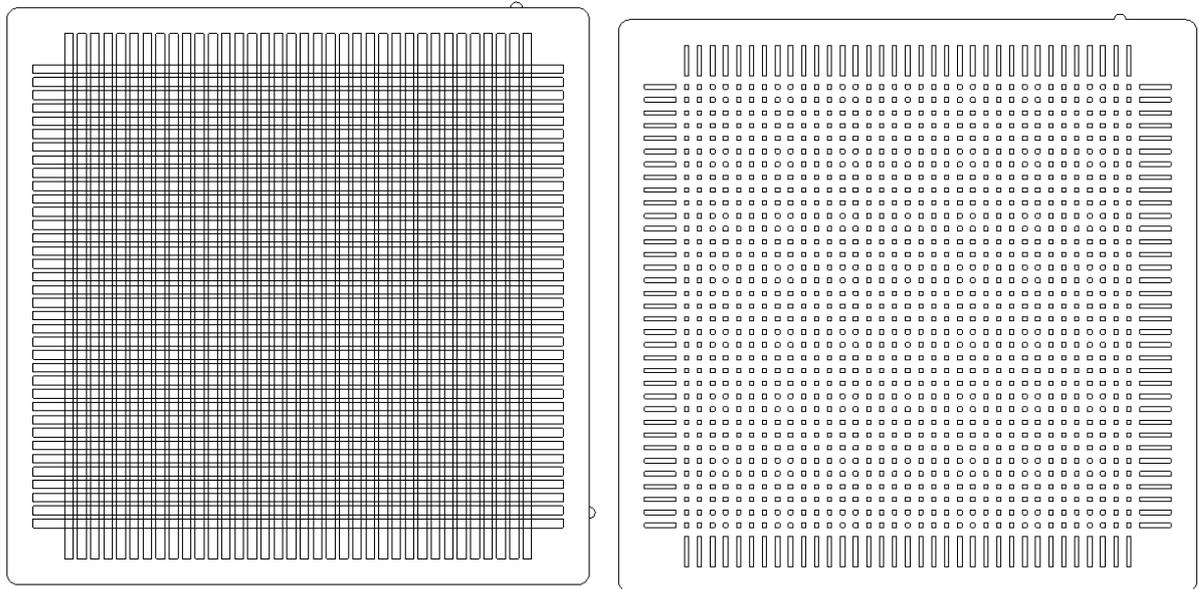
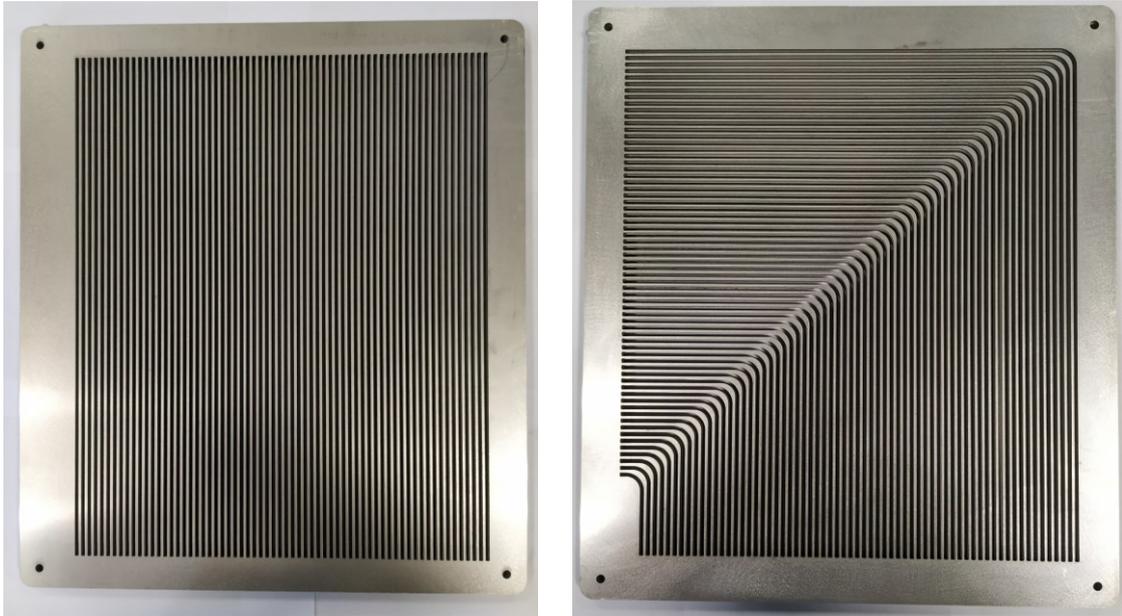


Figura 6.3 - Placas usinadas, canais retos à esquerda e em "L" à direita.



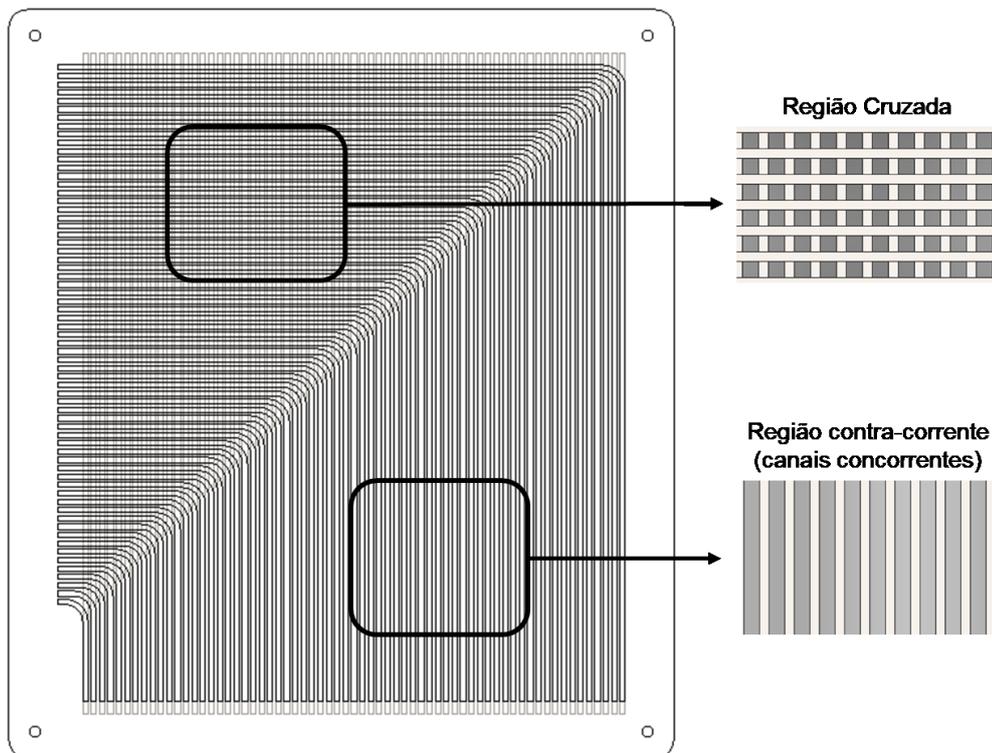
A Figura 6.4 mostra uma esquematização em CAD das placas sobrepostas, representando o sistema de empilhamento. As dimensões e quantidades das placas utilizadas para a confecção desse núcleo são apresentadas na Tabela 6.1 e o detalhes das placas desse núcleo são mostrados no APÊNDICE E.

Para o processo de usinagem dos canais e recorte das placas, foram empilhadas duas chapas de aço AISI 316L, de modo que, para cada corte, duas placas eram fabricadas. O tempo médio de fabricação das placas com canais foi de 1,18h por placa, onde o tempo total (usinagem de canais e recorte das placas) de usinagem ficou próximo das 100h.

Tabela 6.1 - Dimensões e quantidade de placas usinadas para o núcleo.

Tipo da Placa	Largura [mm]	Comprimento [mm]	Espessura [mm]	Quantidade [un.]
Canais em "L"	380	430	3	35
Canais retos	380	430	3	35
Intermediária	380	430	1	69
Fechamento	380	430	3	8

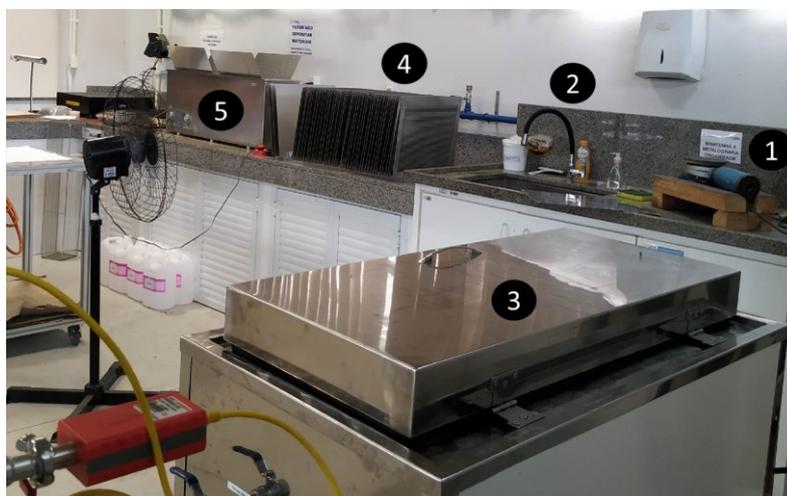
Figura 6.4 – Placas de canais L e canais retos sobrepostas.



6.2 LIMPEZA E PREPARO DAS PLACAS PARA A UNIÃO DO BLOCO

O procedimento de limpeza e preparo das placas do futuro núcleo de trocador de calor seguiu os procedimentos numerados na Figura 6.5.

Figura 6.5 – Etapas de limpeza e preparo das placas.



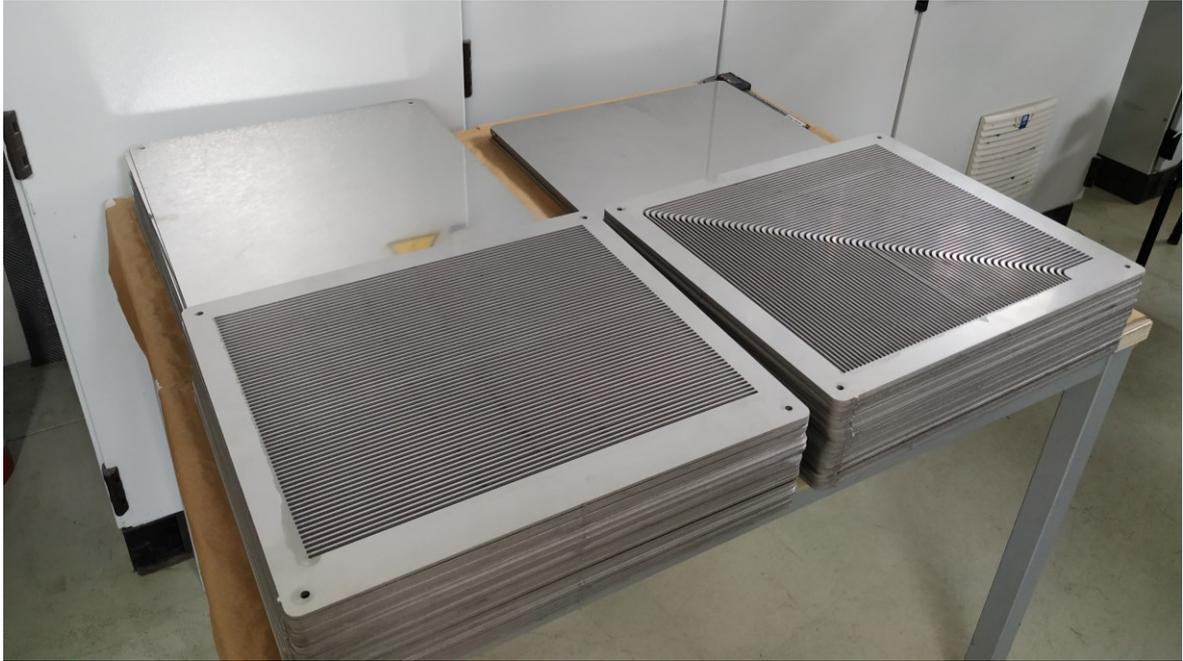
As placas usinadas tiveram as rebarbas dos canais e das bordas laterais removidas com o uso de lixadeira orbital manual, indicada no item 1 da Figura 6.5, removendo rebarba deixada pela usinagem via jato d'água. As placas eram então limpas com sabão e água corrente, removendo o pó e resíduos do lixamento, como mostrado no item 2. Após a secagem das placas (item 4) com o auxílio de ventilador, elas foram imersas em banho ultrassônico com detergente (item 3) durante 15 minutos. Com as placas secas novamente, elas eram imersas em banho ultrassônico com álcool etílico 96GL (item 5). Como as placas tem dimensões maiores do que o equipamento de limpeza, elas permaneciam por volta de 8 minutos no banho para então serem viradas e permanecerem por mais 8 minutos.

Essa rotina de limpeza foi realizada durante vários ciclos, uma vez que havia um grande número de placas à serem preparadas e que o número de placas a serem limpas por procedimento era limitado a 4 pelo tamanho do banho ultrassônico, sendo necessários 37 ciclos de aproximadamente 16 minutos cada.

6.3 UNIÃO POR DIFUSÃO DO NÚCLEO DE MÉDIO PORTE

Com as placas devidamente preparadas (Figura 6.6) dá-se início ao processo de empilhamento. Nas placas em que ocorre contato (placas inferior e superior) com a matriz do forno, é passada uma camada de hBN (Nitreto de Boro hexagonal) em *spray*, para inibir a união das placas com a matriz. O hBN tem uma maior eficiência nesse processo de inibição quando comparado com a alumina dissolvida, utilizada na união do núcleo de menor porte.

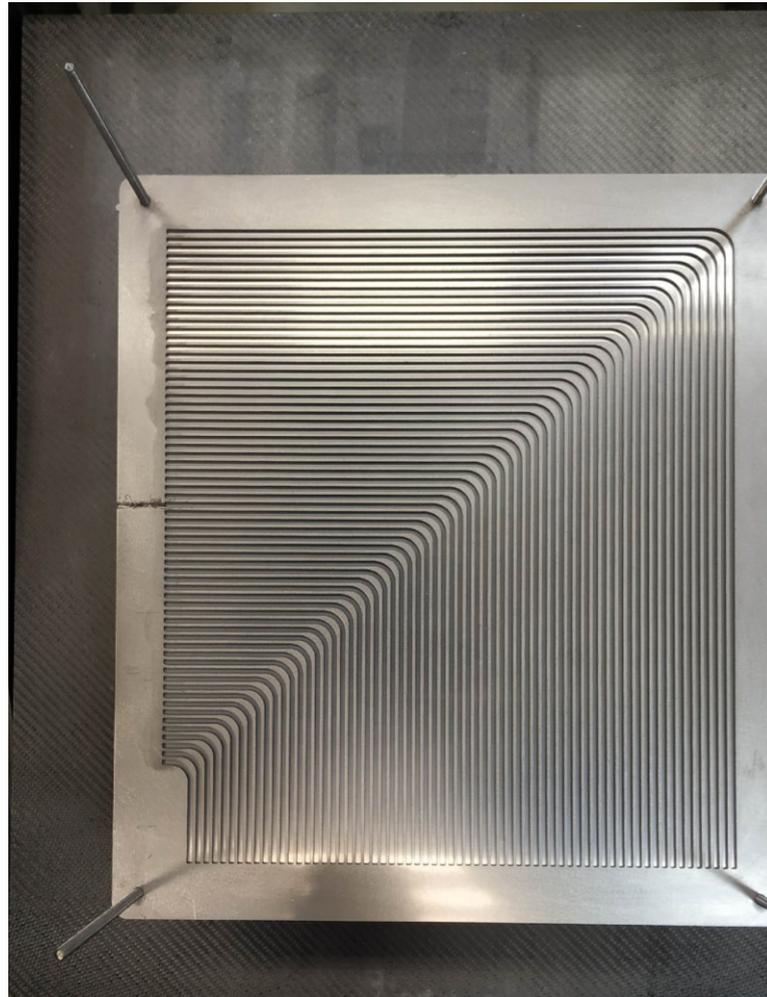
Figura 6.6 - Placas à serem empilhadas para união por difusão.



O empilhamento é realizado da seguinte forma: são posicionadas 4 placas de fechamento sob a matriz inferior do forno de união por difusão, e então é iniciado o processo de “sanduíche”, onde são posicionadas 1 placa com canais em L, 1 placa intermediária, 1 placa com canais retos, 1 placa intermediária e, assim sucessivamente até estarem posicionadas as 35 camadas. Por fim, são adicionadas as 4 últimas placas de fechamento.

Durante o empilhamento, na placa em L da camada 17 (região central do núcleo), foi feito um rasgo em uma das laterais (Figura 6.7, a esquerda na fotografia), dando acesso à região central do núcleo. Isso possibilita a inserção de um termopar no interior do núcleo, onde então é possível verificar os gradientes de temperatura até atingir os patamares requeridos para a união por difusão.

Figura 6.7 – Rasgo lateral em placa central do núcleo.



Pela Figura 6.7 também pode-se verificar a utilização de barras inseridas nos furos dos cantos das placas, com o objetivo de alinhar da melhor forma possível as placas. Sem esse auxílio, tal alinhamento torna-se difícil, tanto pela quantidade de placas empilhadas, quanto pela dificuldade no manuseio, principalmente pela grande massa do bloco.

As placas empilhadas e prontas para a união por difusão são mostradas na Figura 6.8. Nesse momento deve-se posicionar os termopares que farão o controle dos patamares e incrementos de temperatura no processo. Para essa união, serão primordialmente utilizados 3 termopares. Um deles solto na região interna do forno, um posicionado na lateral das placas empilhadas e um deles posicionados no interior do futuro bloco, através do rasgo feito em uma das placas.

Figura 6.8 - Placas empilhadas, prontas para a união por difusão.



Figura 6.9 - Detalhe do posicionamento dos termopares na lateral e no interior das placas empilhadas.



Os parâmetros para união por difusão são os mesmos que os utilizados para o trocador de arranjo cruzado fabricado na seção 3, sendo representados Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Parâmetros utilizados para união por difusão.

Temperatura	Pressão	Tempo
1040 °C	9,5 MPa	90 min

Como já observado, apesar da força aplicada verticalmente ser distribuída ao longo da pilha de chapas, para regiões onde a área de contato é menor, a força aplicada nos contatos é maior, conforme a relação:

$$F = pA, \quad (55)$$

onde A representa a área de contato entre a área não-usinada das placas com canais e a placa intermediária. A Tabela 6.3 mostra uma comparação das forças aplicadas na união de ambos os núcleos.

Tabela 6.3 - Área de contato e força aplicada para os diferentes núcleos.

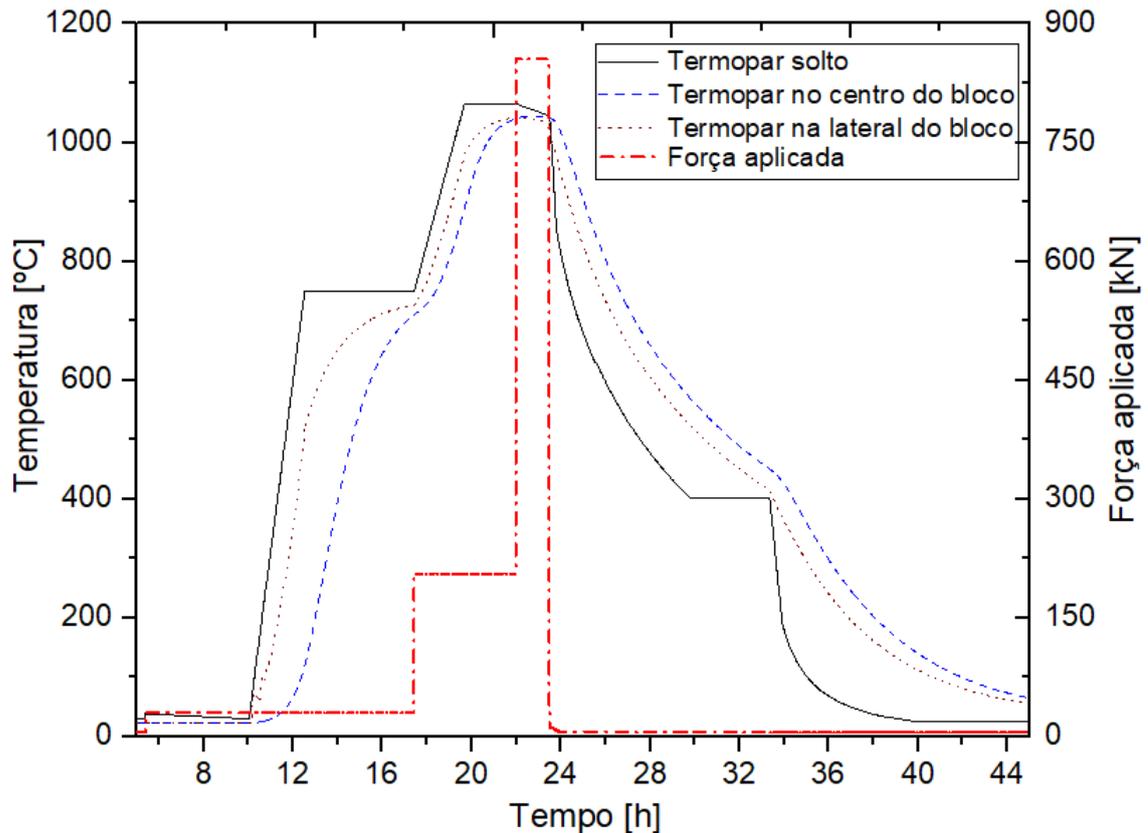
	Área de contato [mm²]	Força aplicada [kN]
Núcleo arranjo cruzado	20336,55	193,19
Núcleo arranjo misto	89006,39	845,55

Para a união do bloco de arranjo misto (médio porte) é observado que a força aplicada é de 4,37 vezes maior quando comparada à pressão aplicada ao núcleo em pequena escala discutido no Capítulo 3. A área de contato para o arranjo misto foi calculada a partir da média entre a placa em L e a placa reta, uma vez que elas diferem entre si.

6.4 RESULTADOS DA UNIÃO POR DIFUSÃO E AVALIAÇÃO ESTRUTURAL

As temperaturas registradas pelos termopares, assim como patamares de força aplicada são apresentadas no gráfico da Figura 6.10.

Figura 6.10 - Temperaturas ao longo do processo de união por difusão.



Como observado e esperado, o termopar posicionado no interior do núcleo mostra que, de fato, o calor demora a atingir a região interna, ou seja, há uma inércia térmica, uma vez que o calor que é radiado pelas resistências elétricas posicionadas nas paredes do forno, sendo transmitido majoritariamente por condução para a região central do núcleo. Os tempos de aquecimento e resfriamento são compilados na Tabela 6.4.

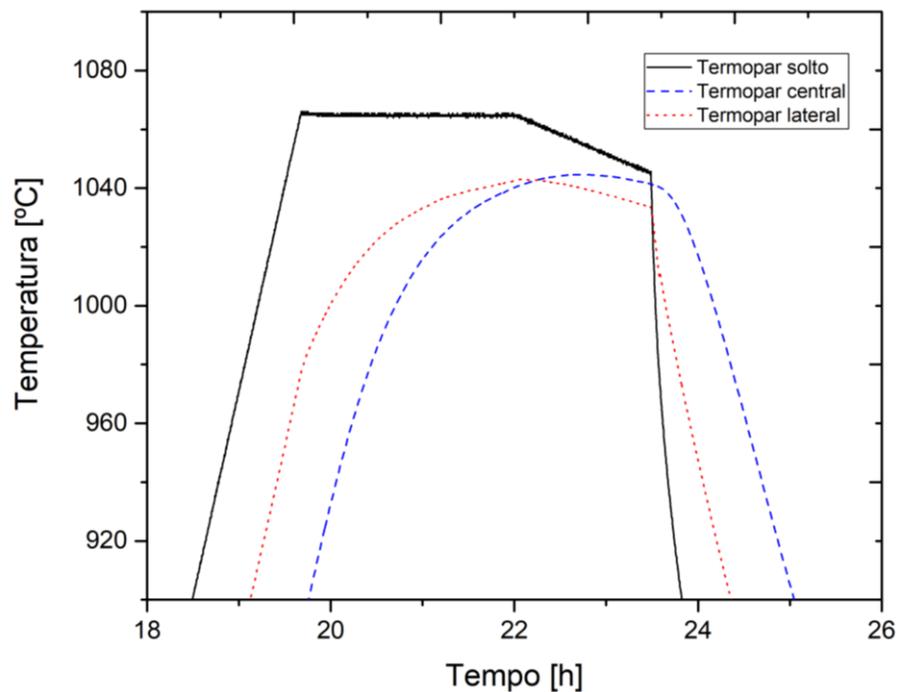
Tabela 6.4 - Tempos de aquecimento e resfriamento da união por difusão do núcleo.

	Termopar lateral	Termopar central
Aquecimento (até 1040°C) [h]	11,66	12
Resfriamento (até 60°C) [h]	20,8	22,15

O processo de união ocorre em alto vácuo, na ordem de 1×10^{-6} Pa. O grande tempo de aquecimento, além da inserção de diferentes patamares de temperatura, têm por objetivo limitar o possível estresse térmico causado por um aquecimento brusco do núcleo a ser soldado.

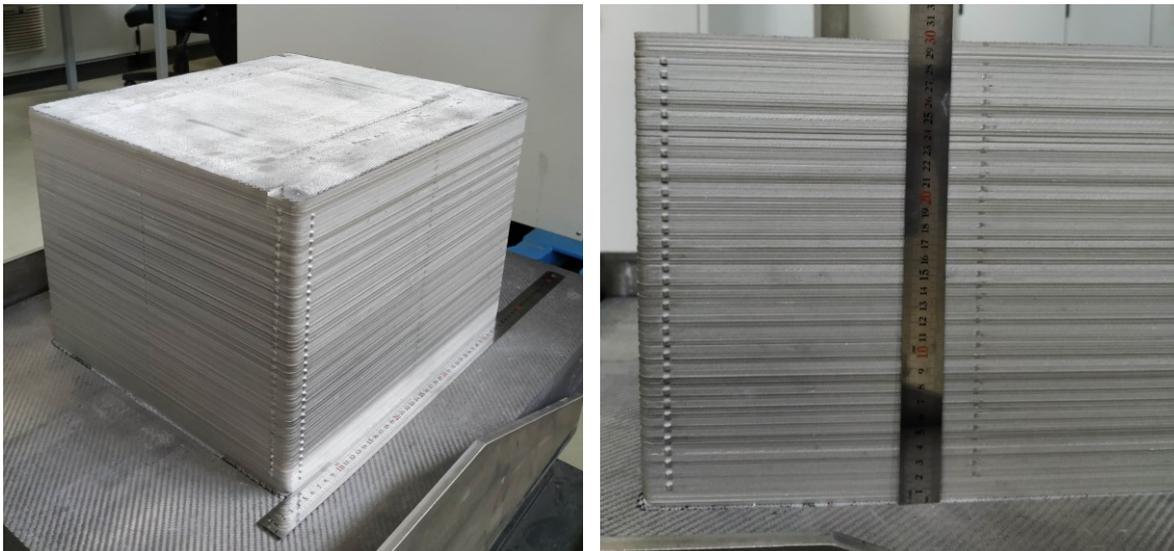
Ainda sobre a temperatura durante o ciclo de união por difusão, a Figura 6.11 mostra a distribuição de temperatura durante o ciclo, durante os patamares de aplicação de pressão. É observado que as temperaturas dos termopares central e lateral ultrapassam ligeiramente a temperatura de união, provavelmente devido ao efeito de histerese, no entanto, o tempo de permanência em tal temperatura é coerente com o programado.

Figura 6.11 - Temperatura com foco na região de união.



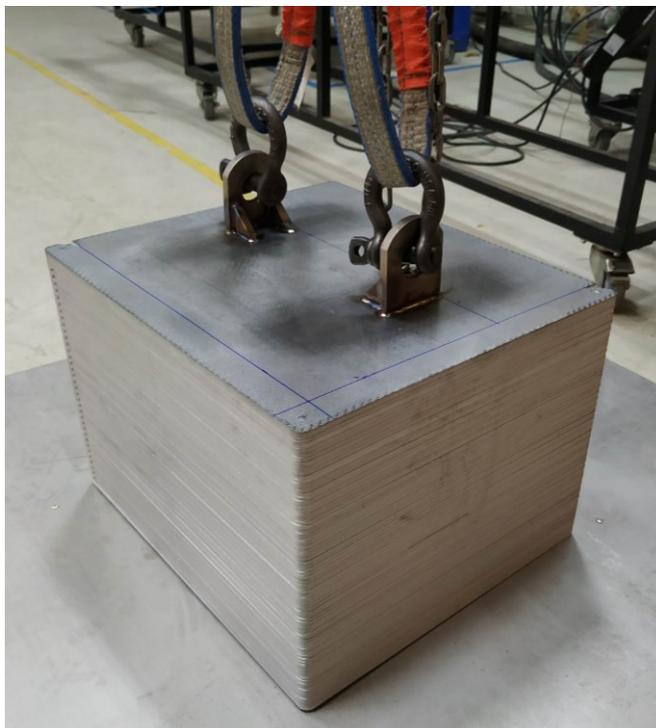
O núcleo de trocador de calor unido é mostrado na Figura 6.12. Esse núcleo, pós-ciclo, ficou com uma altura total de 298mm, representando uma deformação de apenas 1,65%, o que está de acordo com as deformações resultantes do processo de união de 1~4%, sugeridas por Bampton [35].

Figura 6.12 - Núcleo de trocador de calor pós-união.



Para facilitar o manuseio do núcleo, foram soldados olhais de içamento na face superior do aparato, como é mostrado na Figura 6.3.

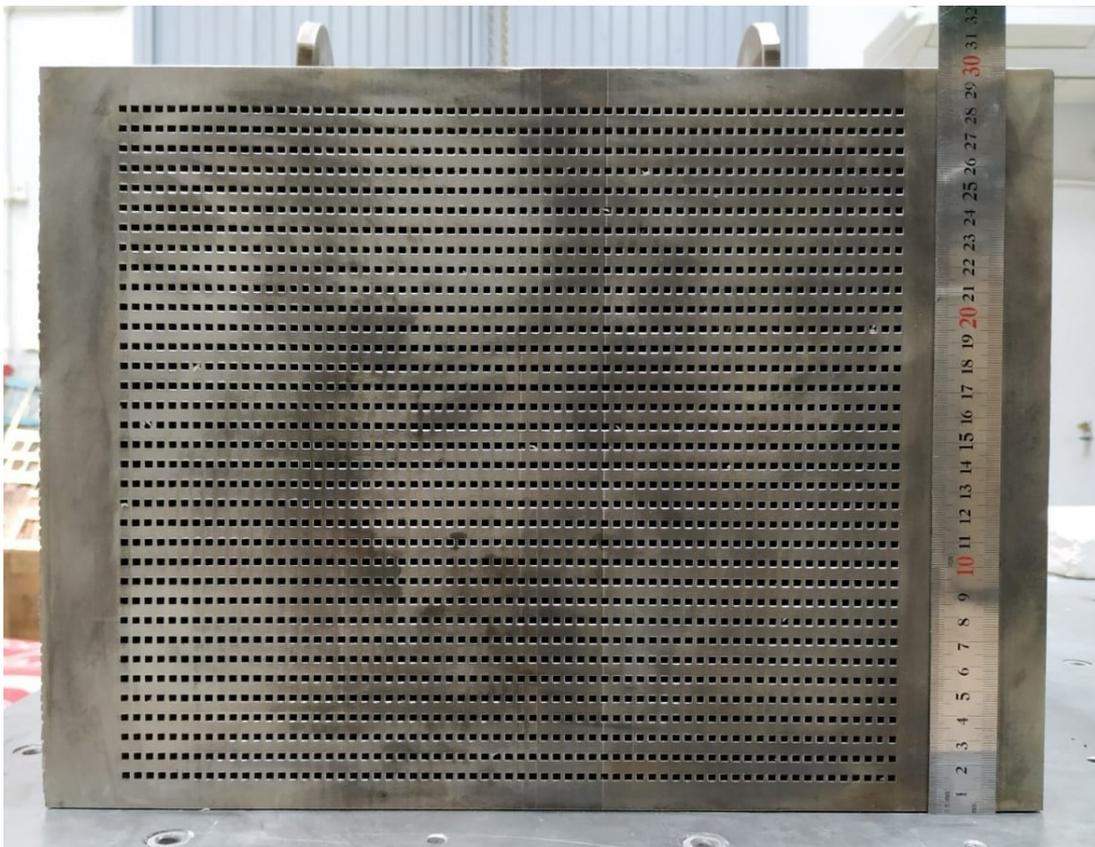
Figura 6.13 – Olhais de içamento soldados na parte superior do núcleo.



A próxima etapa consiste na abertura dos canais, ou seja, na remoção das bordas. Para tal, novamente foi utilizada a técnica de corte por eletroerosão a fio. Os

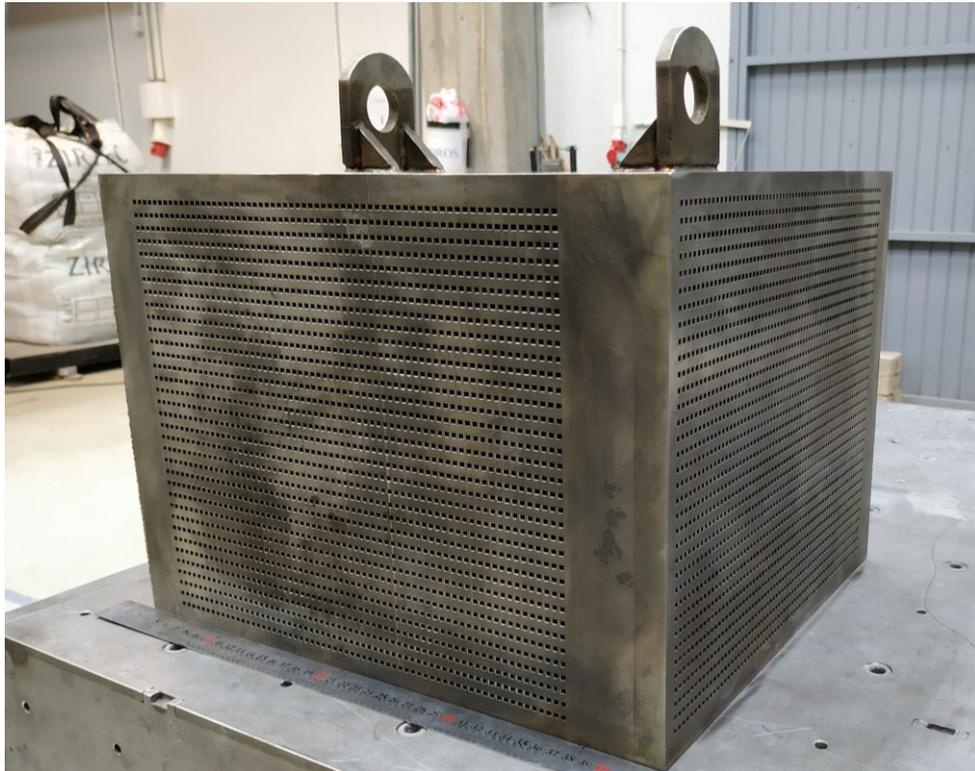
cortes foram realizados pela empresa Usiletro, localizada na cidade de Joinville-SC. Esses cortes, segundo a empresa, levaram aproximadamente 40h para cada uma das bordas. Na Figura 6.14 é apresentado o resultado para uma das faces usinadas.

Figura 6.14 – Vista frontal do núcleo após o procedimento de eletroerosão.



Na Figura 6.15 é mostrada uma vista em perspectiva de ambas faces removidas pelo procedimento de eletroerosão. De forma proposital, as demais faces não foram removidas, para permitir a realização de teste hidrostático, onde uma das faces do trocador necessita estar fechada para que água possa ser pressurizada nos canais internos, como será explicado posteriormente.

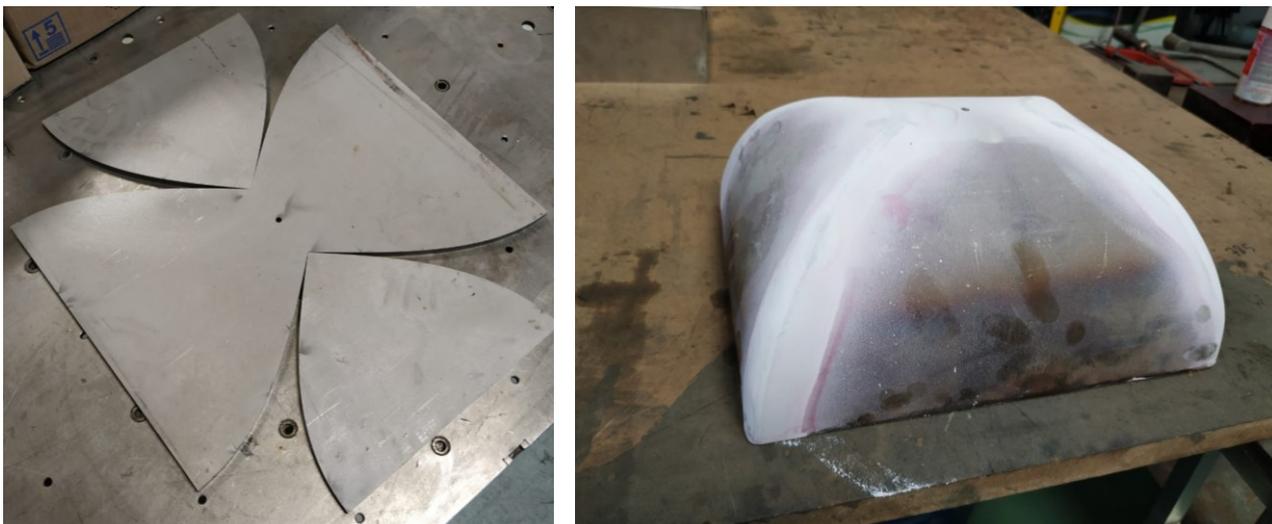
Figura 6.15 - Ambas faces removidas pelo procedimento de eletroerosão.



6.4.1 Teste de vácuo e estanqueidade

Para a realização do teste de vácuo e de estanqueidade, o ar deve ser removido dos canais, assim como, na sequência, água deve ser abastecida nestes. Para que estes procedimentos fossem possíveis, um bocal foi projetado e construído. Para a construção do bocal, chapas de aço foram calandradas e soldadas ao núcleo, conforme mostrado na Figura 6.16. O corte inicial da chapa ainda plana foi realizado por jato d'água, no Labtucal. As etapas de calandra e soldagem foram feitas na Metalúrgica GR, localizada na cidade de São José-SC. A chapa utilizada foi de aço 304 com uma espessura de 3/8", de modo a atender a norma ASME [38] Seção VIII, divisão 1, que regulamenta a construção de vasos de pressão.

Figura 6.16 - Geometria projetada e bocal pronto.



O bocal foi acoplado ao núcleo com um processo de soldagem TIG, realizado nessa mesma metalúrgica. O resultado do acoplamento núcleo mais bocal é apresentado na Figura 6.17.

Figura 6.17 - Bocal soldado na face do núcleo.

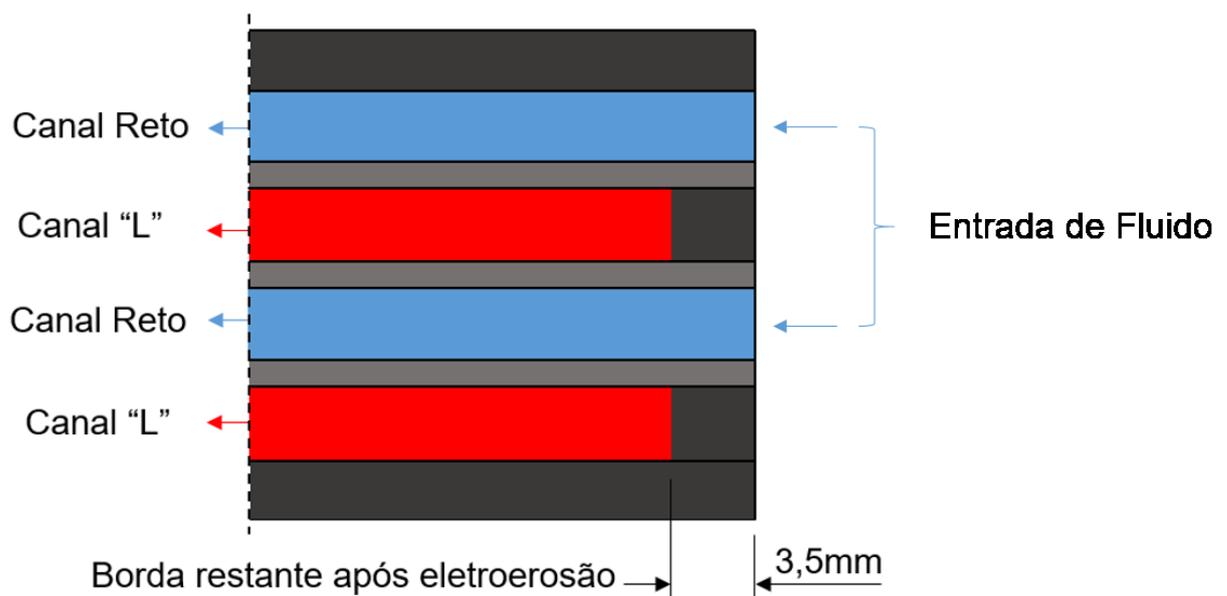


A última etapa da fabricação consistiu na solda de um umbilical no bocal, para que os testes pudessem ser iniciados. O procedimento de ensaio consistiu nas seguintes fases:

- Pressurização do núcleo com ar comprimido (pressão de aproximadamente 10bar);
- Mitigação de falhas pontuais;
- Conexão do aparato a uma bomba mecânica para realização de vácuo;
- Abastecimento do ramal com canais retos com água;
- Conexão do aparato em bancada de teste;
- Realização da pressurização até o nível final de 200bar.

A Figura 6.18 mostra uma representação esquemática da vista lateral interna em corte do núcleo, após o procedimento de remoção das laterais por eletroerosão. Pode-se observar que apenas um dos ramais (o ramal com canais retos) está conectado ao bocal, permitindo a entrada e/ou saída de ar (pressurização ou vácuo), assim como a entrada de água a ser usada no teste hidrostático de pressão. A face adjacente contém apenas canais do ramal em “L” abertos.

Figura 6.18 - Representação esquemática da disposição dos canais.

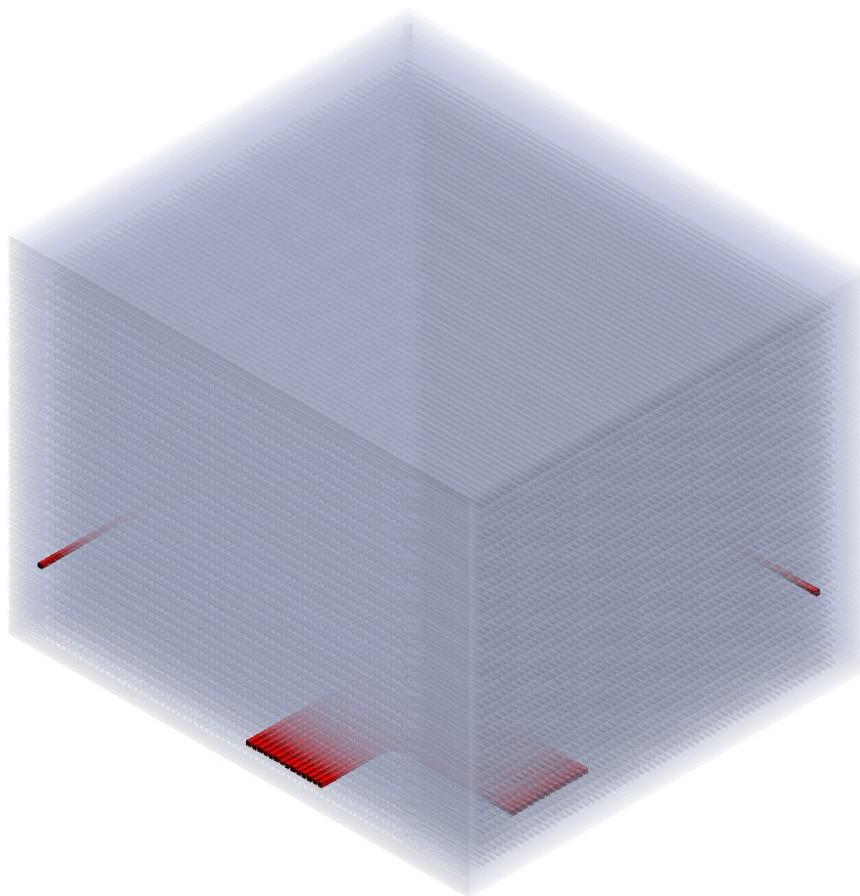


Na imagem da Figura 5.18 é possível ainda identificar que apenas os canais em azul (ramal de canais retos) estão em contato com o bocal, uma vez que

somente eles foram abertos com a remoção da borda. As placas com canais em L continuam fechadas nessa face, como é representado pelo material em cinza escuro. As placas em cinza claro representam as placas de separação.

Iniciando o protocolo de testes, aplicou-se ar comprimido diretamente pelo umbilical e foram detectados alguns vazamentos pontuais em duas regiões distintas, as regiões identificadas são mostradas na representação esquemática da Figura 6.19.

Figura 6.19 - Representação dos pontos de vazamento após pressurização com ar.



Uma vez que nesse momento era inviável remover o bocal soldado no núcleo, optou-se por realizar o fechamento desses canais com solda TIG, fechando 14 canais (0,62% do total de canais). O aparato então foi conectado à uma bomba mecânica de vácuo, como é mostrado na Figura 6.20.

Figura 6.20 – Aparato conectado em uma bomba de vácuo mecânica.



Foi realizado o enchimento do aparato, mergulhando a mangueira conectada ao umbilical em um balde com água. O volume de água necessário para preencher o núcleo (apenas o ramal com canais retos) e o bocal é de aproximadamente 14,8 litros. Feito isso, o aparato foi conectado à uma bancada de testes hidrostáticos, representada na Figura 6.21.

Essa bancada consiste basicamente em um sistema de pressurização de água, com o uso da linha de ar comprimido, que passa por uma bomba multiplicadora de pressão. Os valores de pressão são medidos por um sensor ligado a parte eletrônica da bancada, que por sua vez é conectada ao computador, onde esses valores são registrados em um documento de texto. Também há um manômetro para leitura manual, o qual também funciona como uma ferramenta de calibração e conferência.

Figura 6.21 - Bancada para teste hidrostático com o aparato conectado.

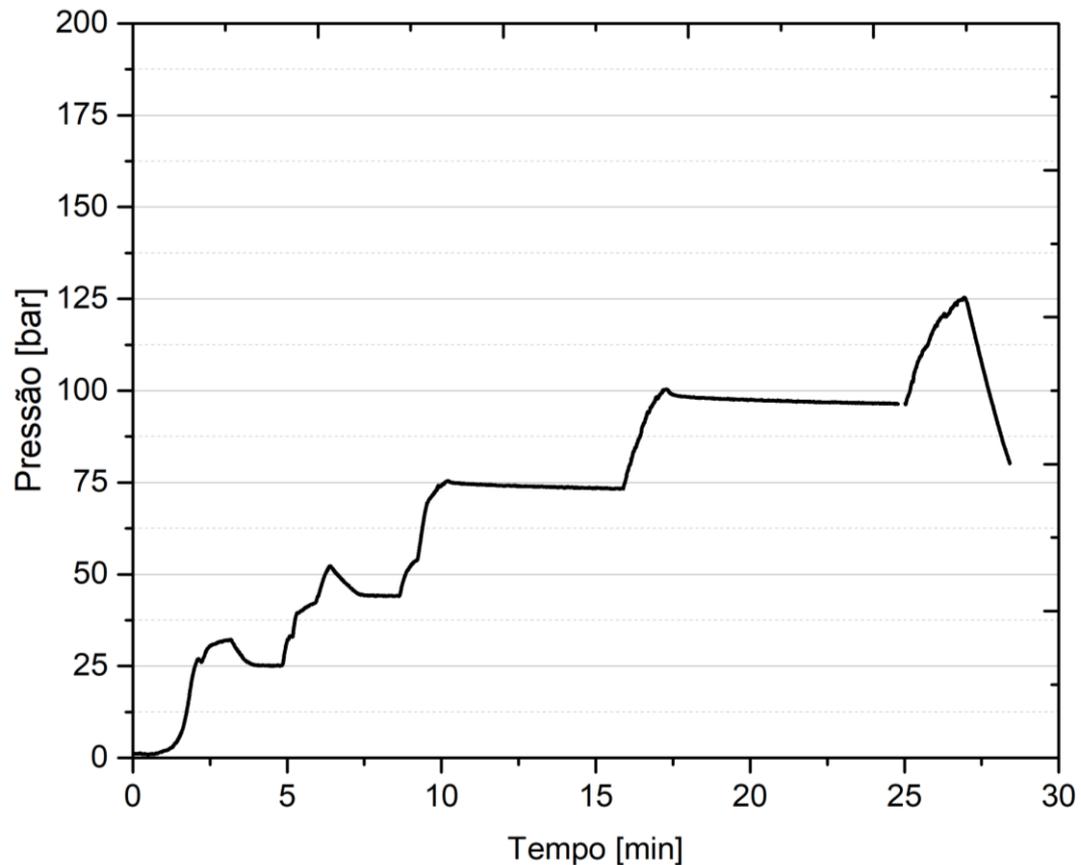


A instalação da bancada foi feita ao ar livre e fora da circulação de pessoas, uma vez que é um teste em alta pressão.

Realizou-se então o primeiro teste hidrostático do aparato. O procedimento consiste na aplicação de patamares incrementais de pressão, de 25bar em 25bar, com intervalos de aproximadamente 5 minutos entre cada acréscimo. O resultado é apresentado na Figura 6.22.

Observa-se que nos dois primeiros patamares, 25 e 50bar, ao atingir o nível desejado de pressão, houve uma queda significativa da mesma. No entanto, nos patamares de 75 e 100bar, houve uma estabilização da pressão. Isso pode ser devido ao efeito de *shakedown*, onde ocorre o alívio de tensões, e então há uma acomodação da estrutura. Esse efeito de acomodação elástica também foi observado durante os testes de Rosinski [3]. Desse modo, torna-se interessante primeiramente executar um teste de pressão com água, ao invés de executar testes com ar comprimido, visando justamente essa acomodação estrutural. Com o aumento do incremento para 125bar, ocorreu um início de vazamento nas regiões destacadas na Figura 6.19, portanto, o teste foi finalizado.

Figura 6.22 - Primeiro teste hidrostático.



Aplicando um reforço maior nessas mesmas regiões, repetiram-se os procedimentos para abastecimento do núcleo com água e um novo teste foi realizado. O resultado desse segundo teste é apresentado na Figura 6.23. Ao contrário do que foi visualizado no primeiro teste, todos os incrementos de pressão se mantiveram estáveis até a pressão de 125bar, mesmo nas menores pressões de 25 e 50bar, o que reforça a hipótese de alívio de tensões apresentada no primeiro teste.

Ao subir para o patamar de 150bar, ocorreu um problema de vazamento na solda entre o bocal e o núcleo do trocador de calor, como é visualizado na Figura 6.24. Como medida emergencial, após a localização desse vazamento, foi removido material de solda nessa região com uma lixadeira, e então realizou-se uma nova soldagem nessa região, entre bocal e núcleo. Vale ressaltar que o núcleo em si não apresentou vazamento algum nesse teste.

Figura 6.23 - Segundo teste hidrostático.

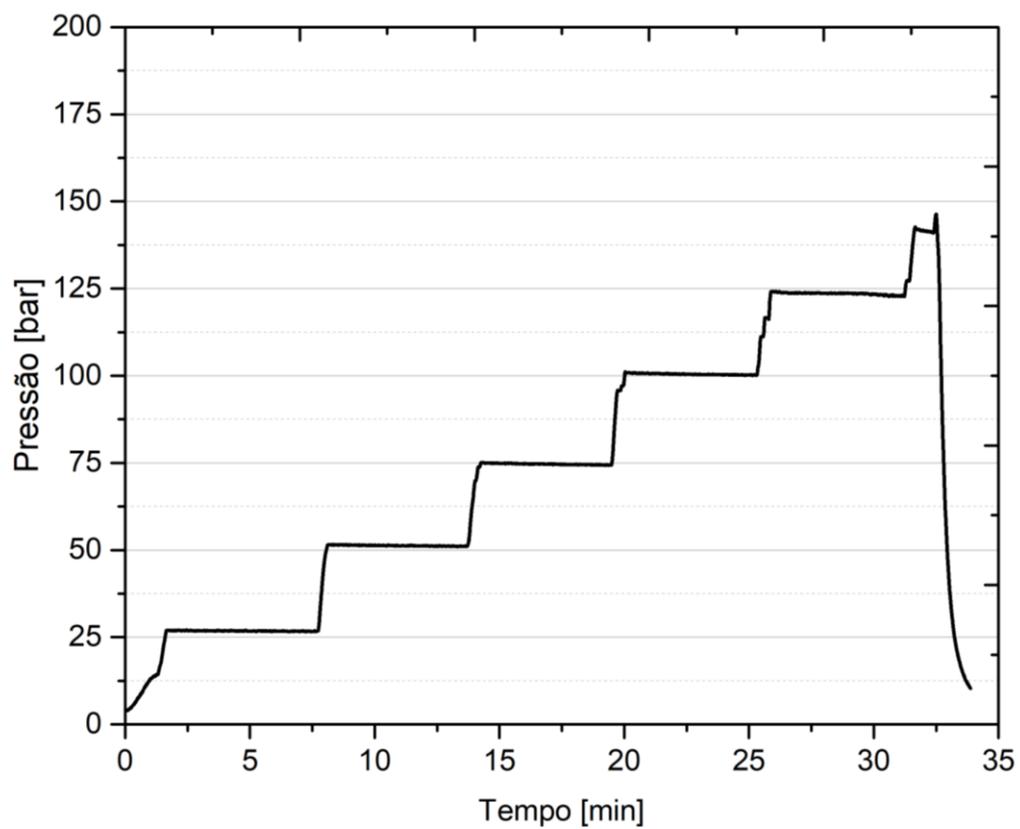


Figura 6.24 - Vazamento concentrado na solda entre o bocal e o núcleo.



Feito esse reparo, um terceiro teste hidrostático foi realizado, como é mostrado na Figura 6.25. Mais uma vez, é possível observar que os incrementos de pressão se mantiveram estáveis até o patamar de 125bar. Ao acrescentar um novo patamar, houve o rompimento brusco na solda entre o bocal e o núcleo, na mesma região onde ocorreu o vazamento apresentado na Figura 6.24. É possível observar uma queda abrupta na pressão suportada pelo sistema, isso porque houveram grandes danos ao bocal, fato esse mostrado na Figura 6.26.

Figura 6.25 - Terceiro teste hidrostático.

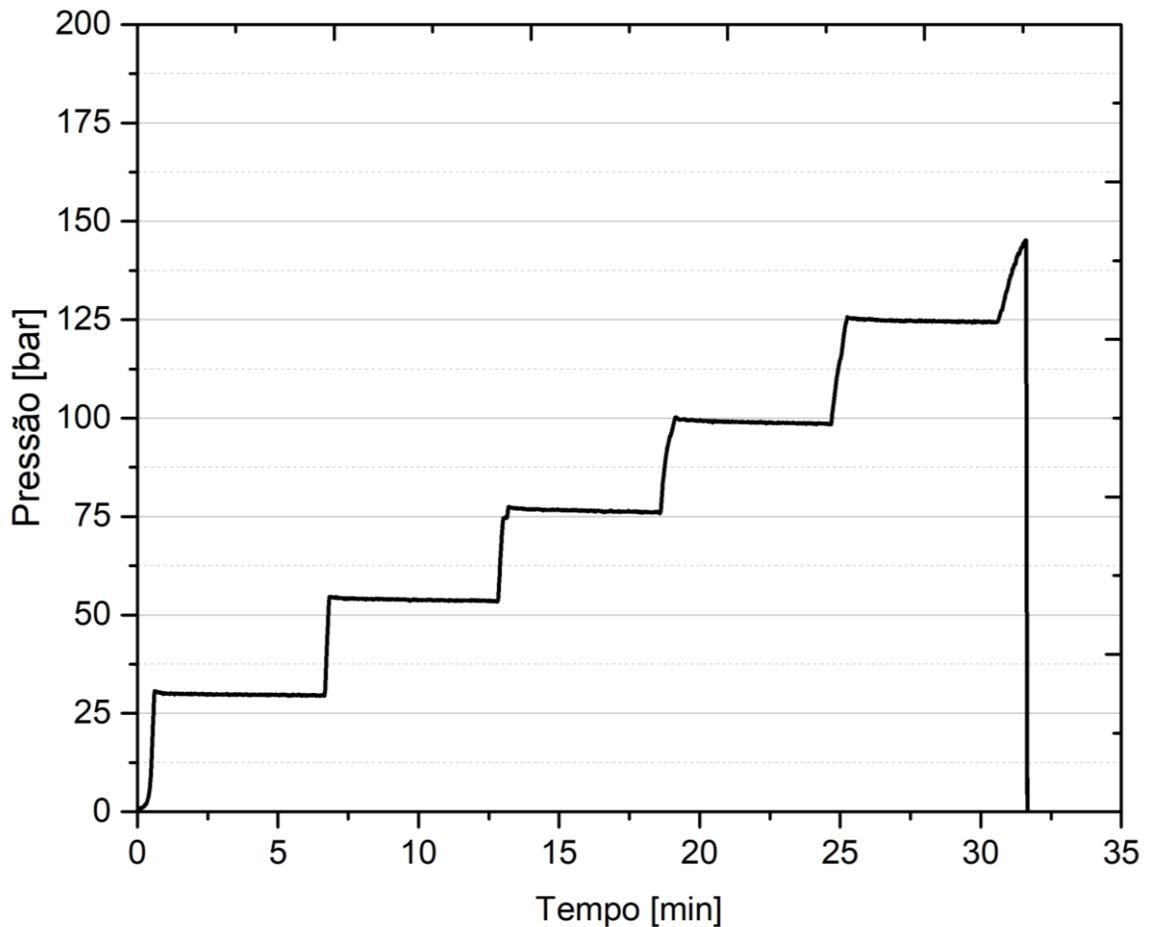
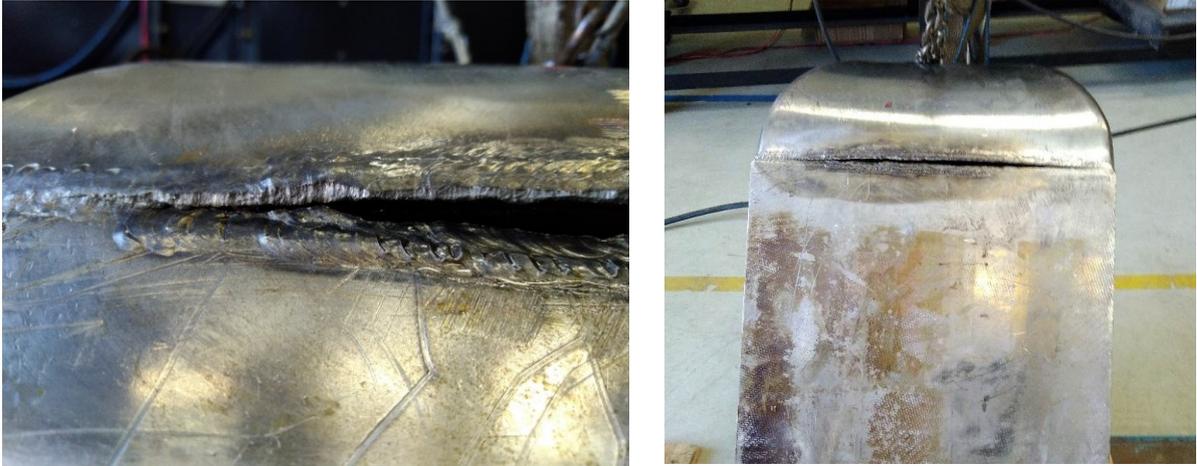
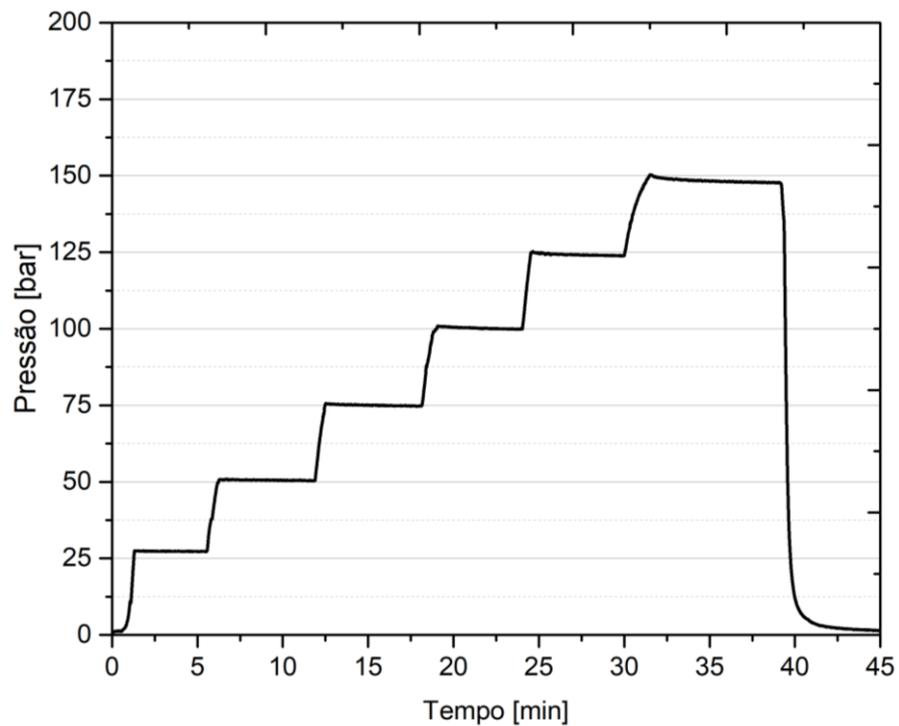


Figura 6.26 - Detalhe na falha de solda entre o bocal e o núcleo.



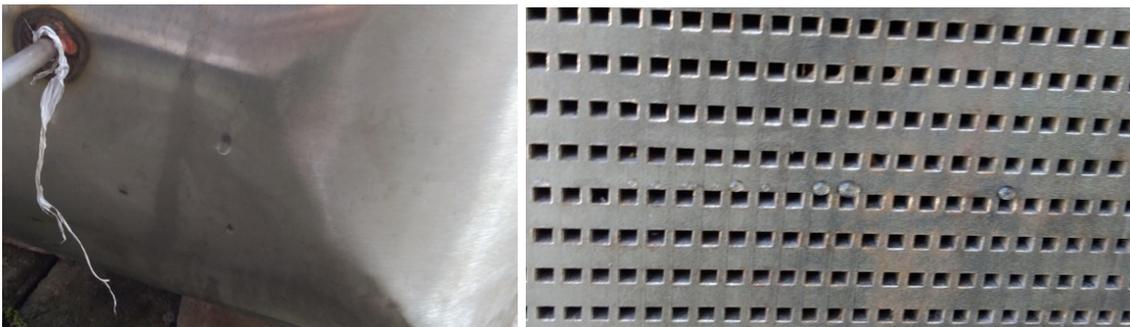
O conjunto bocal e núcleo foi reenviado para a metalúrgica onde foram realizados os procedimentos de calandra e soldagem do bocal, para que fossem feitos os devidos reparos e reforços nessa solda. Com o retorno do equipamento, os procedimentos de carregamento foram repetidos e então um novo teste foi realizado. O resultado desse teste é apresentado na Figura 6.27.

Figura 6.27 - Quarto teste hidrostático.



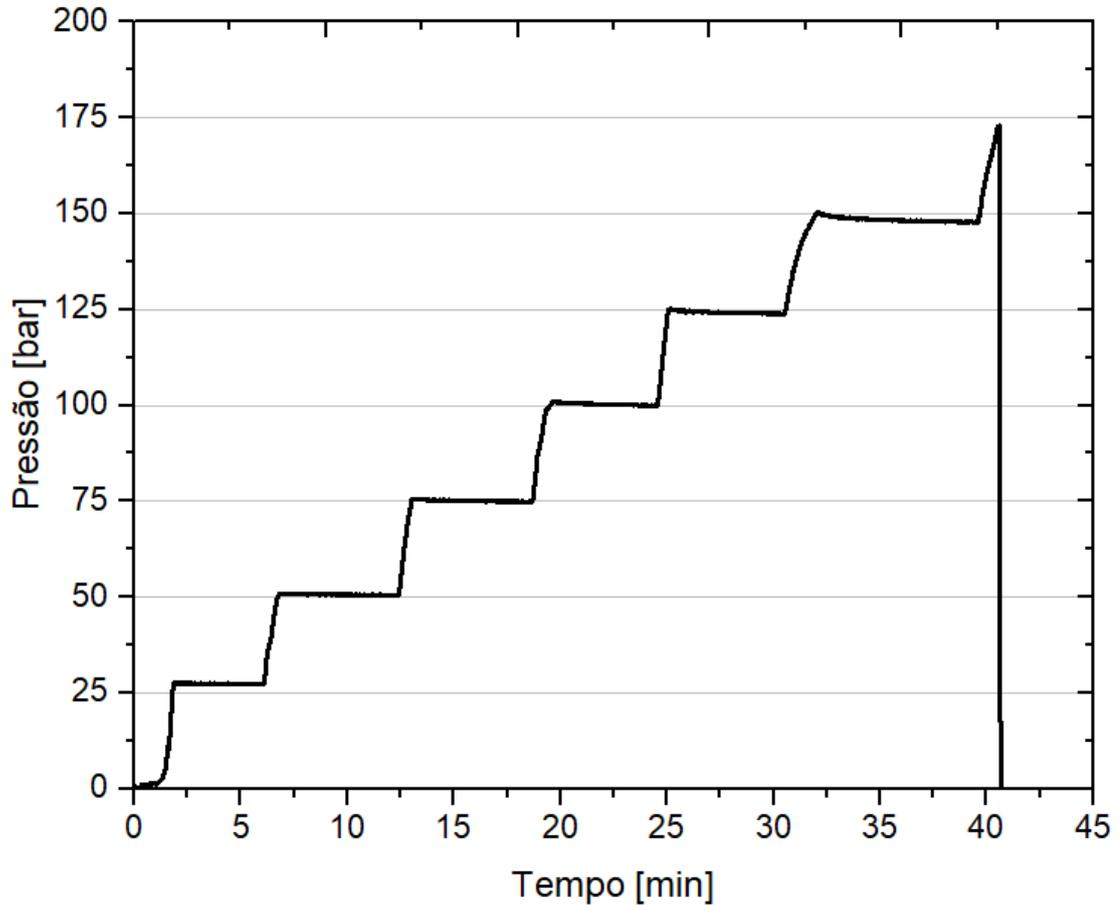
Seguindo o procedimento padrão estipulado para esse teste, o mesmo manteve-se bastante estável, atingindo finalmente o patamar de 150bar. No entanto, foi possível observar algumas gotículas se formando na região de solda entre os componentes do bocal e também em alguns canais do núcleo (cerca de 5 canais), como é mostrado na Figura 6.28, portanto, optou-se por interromper o teste nesse patamar. Acredita-se que isso aconteceu por dois motivos diferentes. Para o caso do bocal, provavelmente a pressão na região de soldagem estava atingindo o limite que a solda suporta, algo semelhante ao que foi visto na falha da solda do bocal com o núcleo. Para o caso dos canais, é possível que ainda esteja ocorrendo o efeito da acomodação de tensões, uma vez que o núcleo ainda não havia sido submetido à pressão de 150bar. Essa hipótese pode ser válida, uma vez que no próximo e último teste, não foram detectados vazamentos na região dos canais, porém, na região de solda do bocal ainda apareceram gotículas. Outra hipótese levantada, é que o vazamento está acontecendo através de falhas na região da face, uma vez que a borda entre canais ficou muito pequena, como foi mostrado na Figura 6.18. Essa última será melhor investigada com a remoção do bocal.

Figura 6.28 - Surgimento de gotículas. Na esquerda, na região de soldagem entre os componentes do bocal, e, na direita, em alguns canais na região central do núcleo.



O quinto e último teste foi realizado visando alcançar a pressão máxima que a bancada pode atingir (~200bar). O resultado é apresentado na Figura 6.29.

Figura 6.29 - Quinto teste hidrostático (sequência do quarto teste).



Esse teste é a continuação do quarto teste hidrostático, buscando a pressão final na qual este teste teve estabilidade (~150bar). Ao realizar novo incremento, visando os 175bar, foi possível visualizar um novo vazamento na região de solda entre o bocal e o núcleo (Figura 6.30), seguido, mais uma vez, do rompimento da solda (Figura 6.31).

A pressão máxima obtida durante os testes foi de aproximadamente 173bar. Mediante todos estes testes, foi possível concluir que o processo de soldagem do bocal, que não faz parte dos objetivos de presente trabalho, devem ser revistos, buscando-se no mercado o serviço de fornecedores especializados, de preferência pela Petrobrás, no projeto, fabricação (incluindo a soldagem de bocais) de trocadores de calor sujeitos à altas pressões.

Figura 6.30 - Novo vazamento na região de solda entre o bocal e o núcleo.



Figura 6.31 - Rompimento na região de solda entre o bocal e o núcleo.

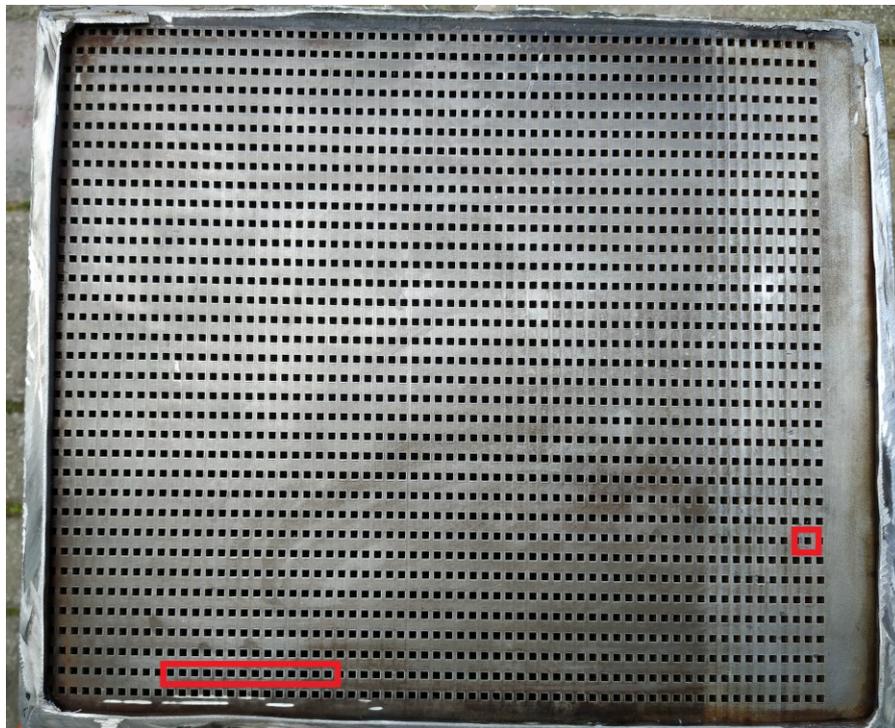


6.5 AVALIAÇÃO MECÂNICA E MICROESTRUTURAL DO NÚCLEO

Na sequência passou-se para a análise mecânica e microestrutural do trocador de calor, uma vez que seria necessário remover amostras deste, destruindo-o.

O primeiro passo para a análise é a remoção do bocal e inspeção visual da face pressurizada. Essa face é mostrada na Figura 6.32, com as regiões destacadas representando os pontos onde houveram vazamentos nos primeiros testes.

Figura 6.32 - Face pressurizada após a remoção do bocal, pontos com falhas destacados.



Aparentemente, o núcleo, que foi submetido até uma pressão máxima próxima dos 173bar, tinha a sua estrutura intacta, com exceção dos pontos destacados. Com um “zoom” nessas regiões, é possível verificar falhas significativas, como é destacado na Figura 6.33 e Figura 6.34.

Figura 6.33 - Região de falha na parte inferior do núcleo.

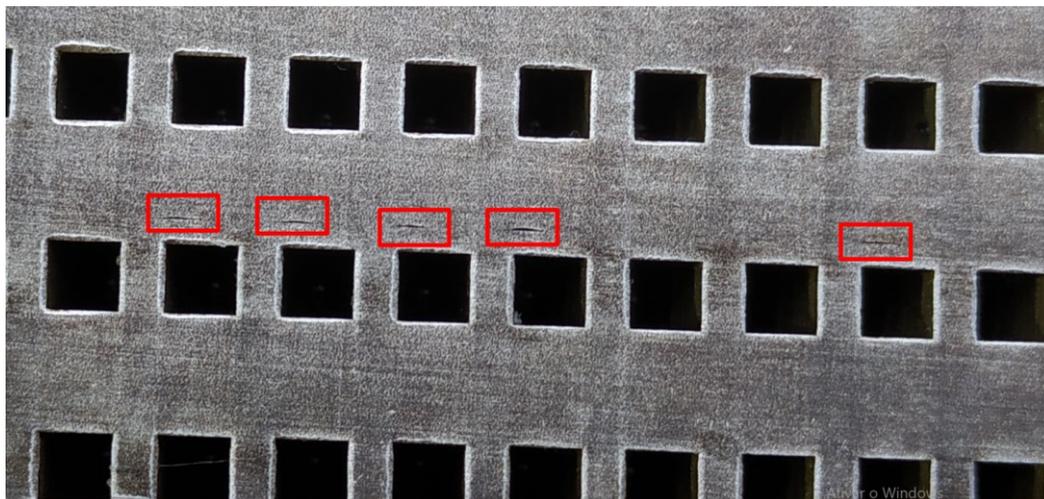


Figura 6.34 - Falha pontual no lado direito inferior.



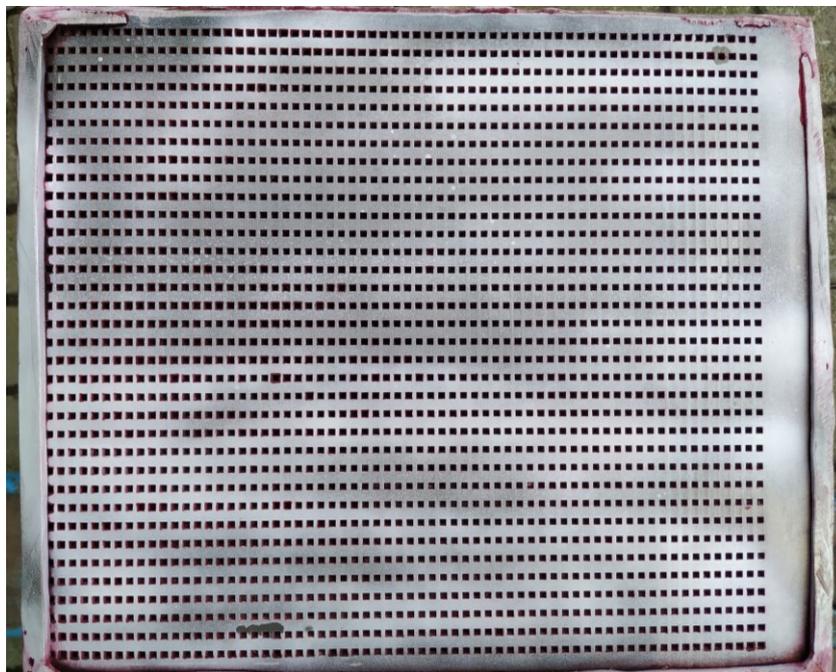
Foi possível visualizar que o fluido vazava por estas falhas, escorrendo no do lado adjacente dessa face pressurizada, ou seja, pelos outros canais em L adjacentes, como reportado no teste inicial de pressurização com ar comprimido e posteriormente no primeiro teste hidrostático, o que levou ao bloqueio dos canais de forma que pudessem ser realizados os demais testes com pressão. Este vazamento observado iniciou na face externa onde o bocal se localiza: água pressurizada

penetrou nestas frestas, atingindo o outro canal e sendo empurrada por pressão para a face aberta dos canais em L. Outro vazamento entre canais só ocorreria através de buracos nas chapas de separação, o que seria muito difícil de ocorrer em chapas íntegras, como as utilizadas na construção do presente núcleo.

Como essas falhas são bastante pontuais, ou seja, elas ocorreram em poucos pontos (e.g. não ocorreram em todos os canais de um ramal), torna-se desafiante entender o que provocou este comportamento. Buscando melhor investigar esse tipo de falha, foi realizado o ensaio não destrutivo com líquido penetrante em ambas as faces abertas do núcleo.

O procedimento consiste nas seguintes etapas: primeiramente, deve-se limpar bem a superfície e deixá-la seca, em seguida, aplica-se uma camada do líquido penetrante. Após 15 minutos, o excesso de líquido é removido e então é aplicado o revelador. Essa é uma técnica bastante aplicada para processos de solda convencionais. A Figura 6.35 mostra a face após a aplicação do revelador.

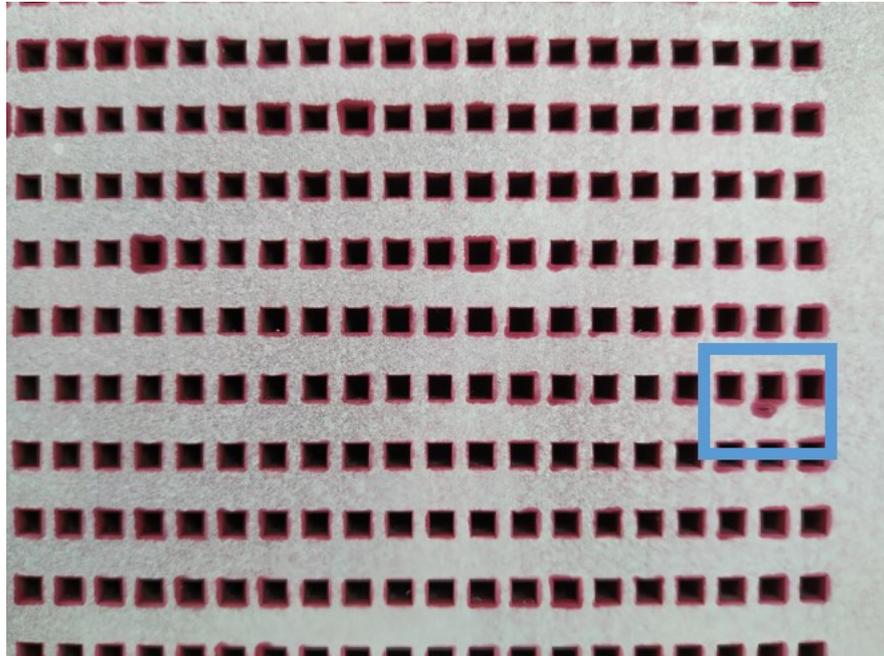
Figura 6.35 – Face após a aplicação do revelador, em ensaio de líquido penetrante.



Na Figura 6.36 é mostrado o resultado de como fica o ensaio de líquido penetrante para esse tipo de solda em uma região específica. As falhas observadas

foram as mesmas inspecionadas visualmente e mostradas na Figura 6.33 e Figura 6.34.

Figura 6.36 - Detalhe de local com falha.



Essa técnica mostra-se pouco efetiva para esse tipo de soldagem, uma vez que o líquido penetrante entra nos canais e, como não é possível fazer a aplicação apenas entre as camadas, ele acaba vazando no momento da aplicação do revelador, o que prejudica a visualização do resultado. De modo geral, as falhas encontradas foram as mesmas detectadas visualmente. Um importante detalhe é que o mesmo procedimento foi realizado na face adjacente, onde não foram encontrados defeitos.

Visto que os vazamentos aconteceram na região inferior do núcleo, uma hipótese levantada é a de que a borda entre canais ficou muito pequena (ver Figura 6.18), isso porque o corte por eletroerosão não ocorreu perfeitamente no esquadro, removendo maior volume de material nessa região, fragilizando o núcleo.

6.5.1 Análise da união na região das bordas e ensaio de tração

A união por difusão desse núcleo será avaliada de diferentes modos. Nesta seção, serão avaliadas de forma qualitativa as linhas de união em uma das bordas removidas, e também de forma quantitativa, realizando ensaios de tração em diferentes corpos de prova, nessa mesma borda. Na Figura 6.37 são mostradas as regiões onde foram destacadas (via jato d'água) as amostras para análise na primeira borda. Os corpos de prova CP1, CP2 e CP3 mostrados na Figura 5.38, têm por objetivo a realização de ensaios de tração padronizados. As amostras M1, M2 e M3 são retiradas para ensaios metalográficos, representado a região superior, central e inferior da borda, respectivamente. As amostras destacadas são apresentadas na Figura 6.38. Na outra borda também foram retirados alguns corpos de prova para ensaio de tração, denominados CP2-1, CP2-2, CP2-3, CP2-4, CP2-5 e CP2-6, onde as regiões destacadas são apresentadas na Figura 6.39. O procedimento de metalografia foi realizado no Labtucal, enquanto que os ensaios de tração foram realizados na empresa Metalab, localizada na cidade de Joinville-SC.

Figura 6.37 - Regiões da borda 1 para remoção de amostras.

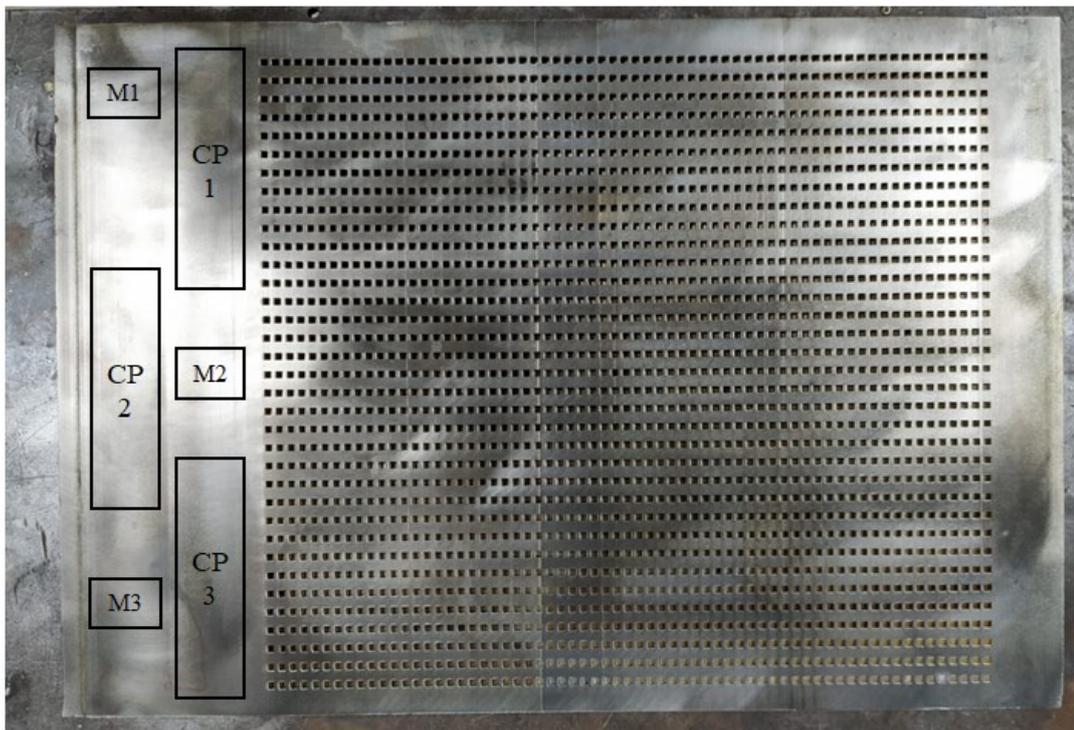
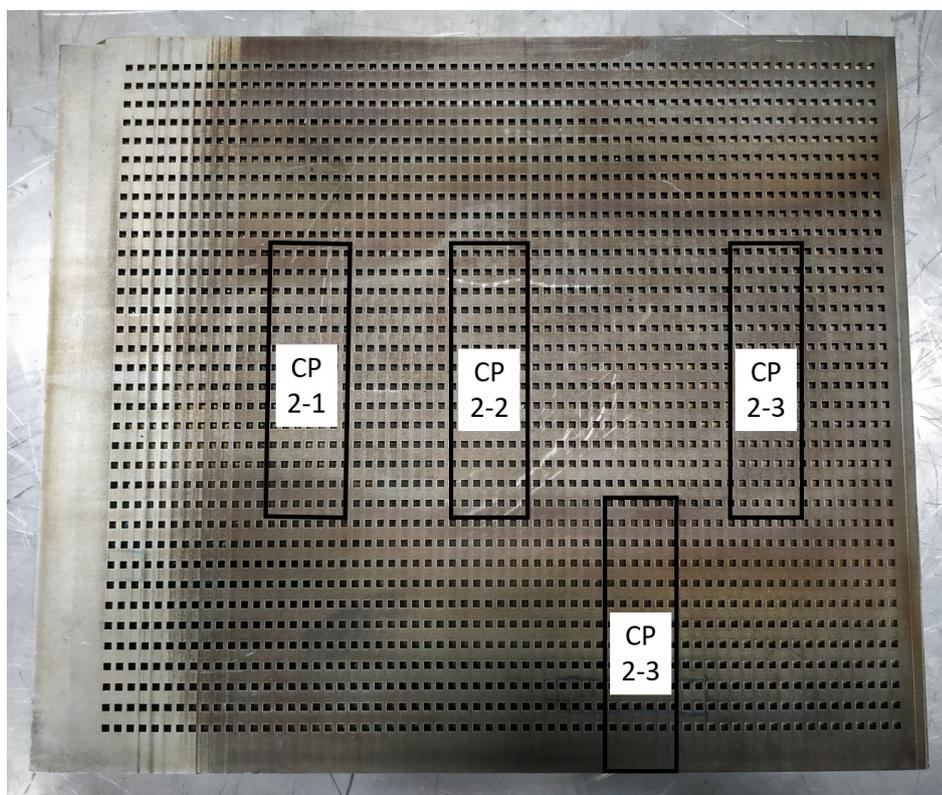


Figura 6.38 - Amostras para metalografia e ensaio de tração removidas.



Figura 6.39 - Regiões da borda 2 para remoção de corpos de prova.



Para o procedimento de análise metalográfica, realizou-se o embutimento com baquelite das amostras M1, M2 e M3. Na sequência, todas as amostras passaram por processo de lixamento mecânico em politriz metalográfica, com lixas

de seguinte granulometria: 100, 200, 400, 600 e 1200. Após o lixamento, as mesmas foram polidas em pano de polimento com pasta diamantada, diluída em álcool, de 3 μ m e 1 μ m. As amostras em análise têm por objetivo verificar a linha de união e se ocorrem defeitos nessa região. Os resultados são apresentados em dois diferentes aumentos, de 200x e 500x. De modo geral é possível verificar a linha de união próxima da região central nas figuras apresentadas a seguir, nas Figuras 5.40 a 5.48.

Uma união perfeita seria aquela na qual não seria possível verificar a interface entre cada uma das placas. No entanto, isso demandaria uma superfície em perfeito estado, a qual garantiria a máximo área de contato possível. De modo geral, nas figuras que apresentam os resultados metalográficos, é possível observar pequenas linhas descontínuas, as quais representam a interface entre as placas. É possível observar também, para todas as amostras, que os mesmos contornos de grão englobam as diferentes placas observadas, o que mostra que houve a difusão de material nessas regiões. As discontinuidades podem ser efeito do processo de fabricação das chapas, bem como do processo de lixamento das placas durante a remoção de rebarbas. Esse processo pode ocasionar em sulcos profundos o bastante para dificultar o contato nessas regiões.

A Figura 6.40, Figura 6.43 e Figura 6.46 representando as amostras M1, M2 e M3 apresentam uma linha de união mais evidenciada, enquanto que na Figura 6.41 e Figura 6.44, representando as amostras M1 e M2, essa linha é quase inexistente. Isso mostra que mesmo em uma pequena amostra, pequenas variações podem ser notadas. A amostra M3 apresentou os maiores vazios entre as camadas, sendo uma região mais suscetível a falhas. Ainda assim na Figura 6.45 e Figura 6.48 com um aumento de 500x, observa-se o contorno de grão difuso entre ambas as placas nas regiões de interface, o que mostra que as uniões ocorreram. Os diversos pontos que aparecem na metalografia da amostra M3 são decorrentes do processo de polimento.

Figura 6.40 - Amostra M1, região 1, aumento de 200x.



Figura 6.41 – Amostra M1, região 2, aumento de 200x.

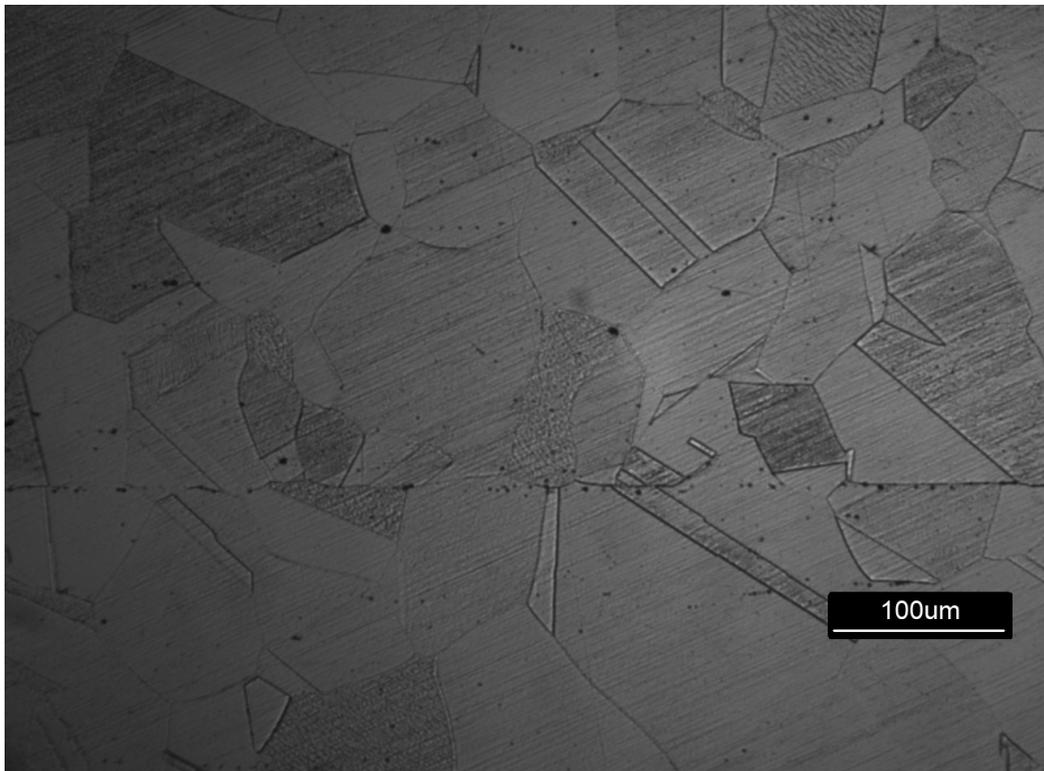


Figura 6.42 - Amostra M1, aumento de 500x.

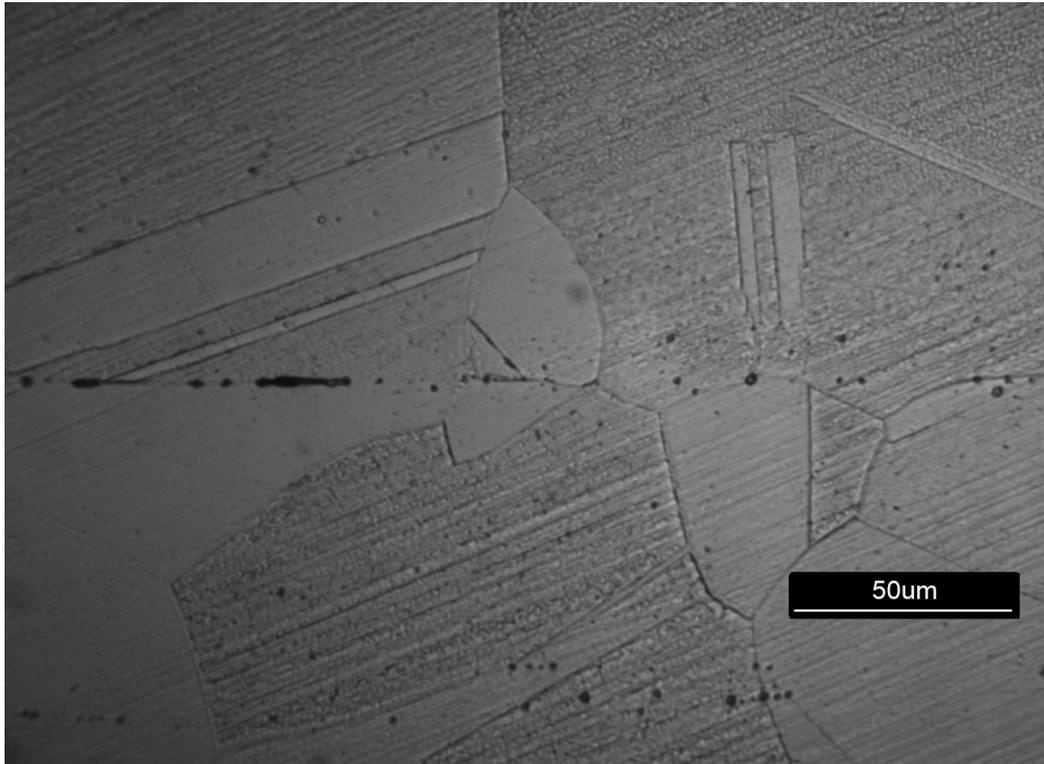


Figura 6.43 - Amostra M2, região 1, aumento de 200x.

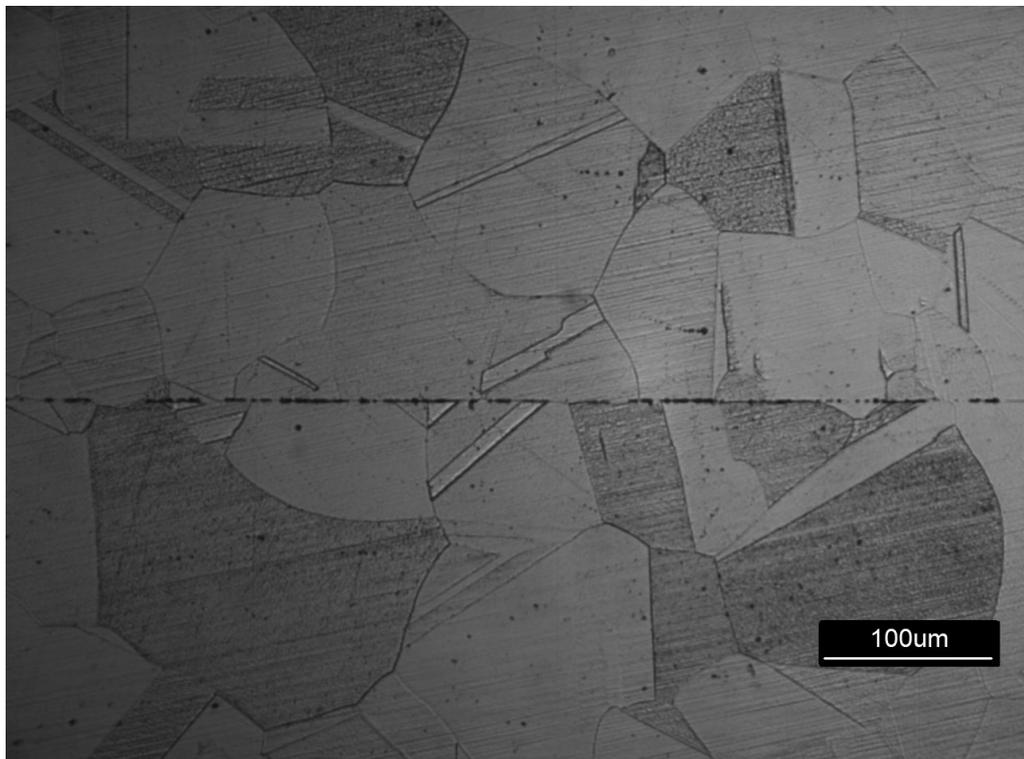


Figura 6.44 - Amostra M2, região 2, aumento de 200x.

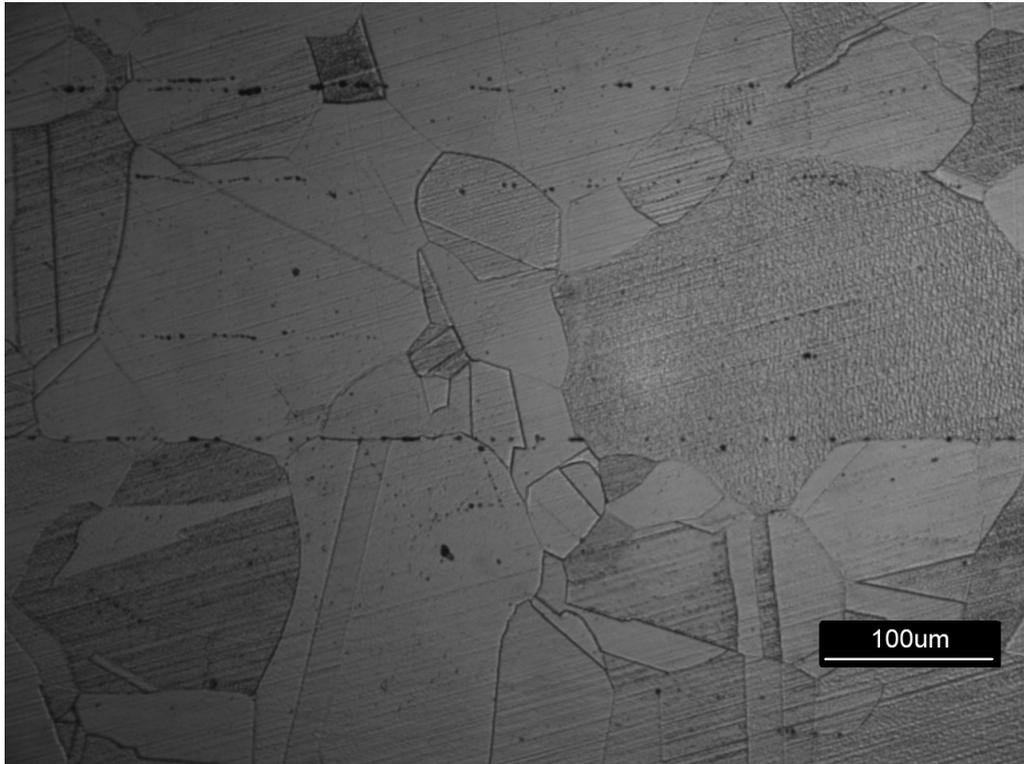


Figura 6.45 - Amostra M2, aumento de 500x.

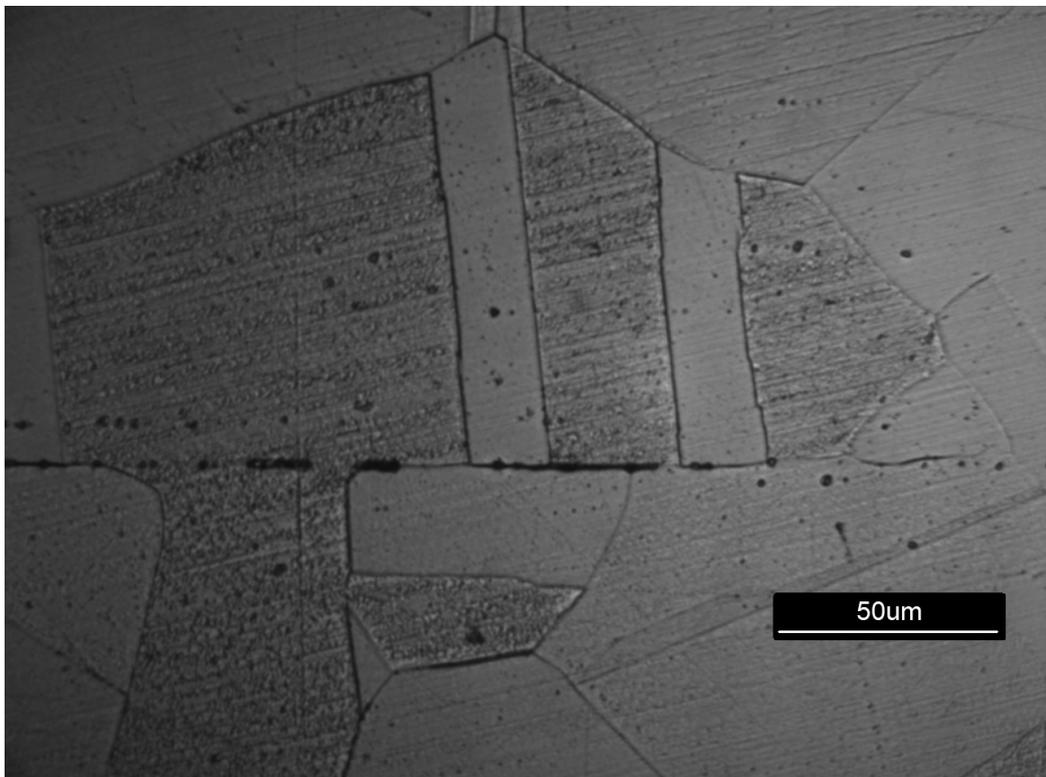


Figura 6.46 - Amostra M3, região 1, aumento de 200x.

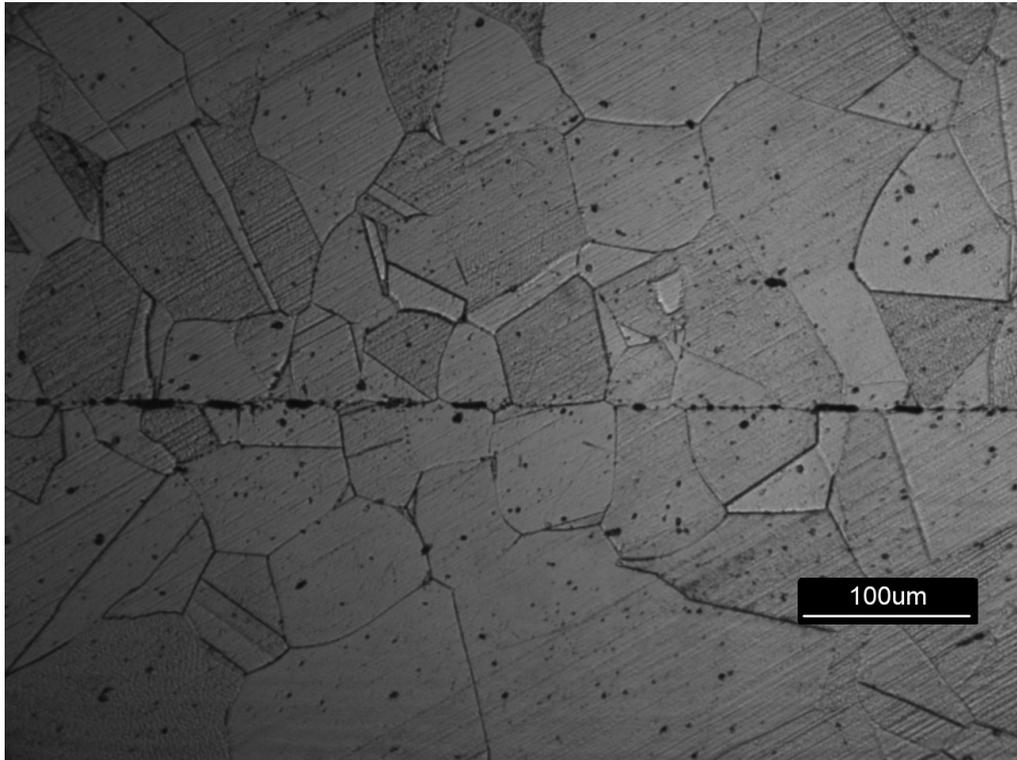


Figura 6.47 - Amostra M3, região 2, aumento de 200x.

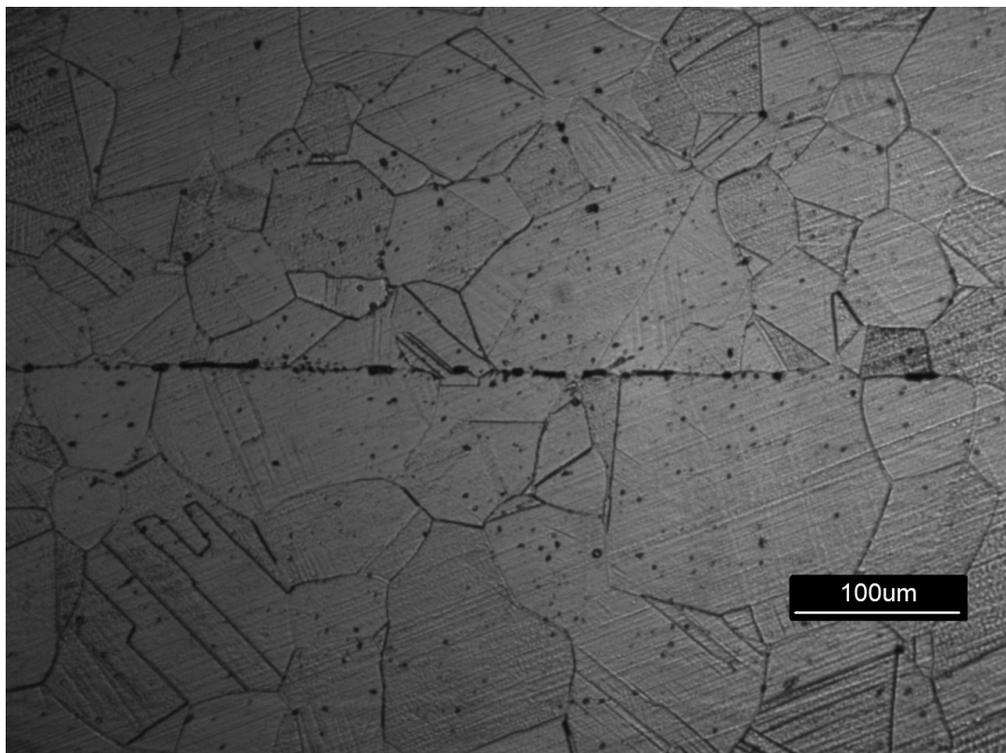
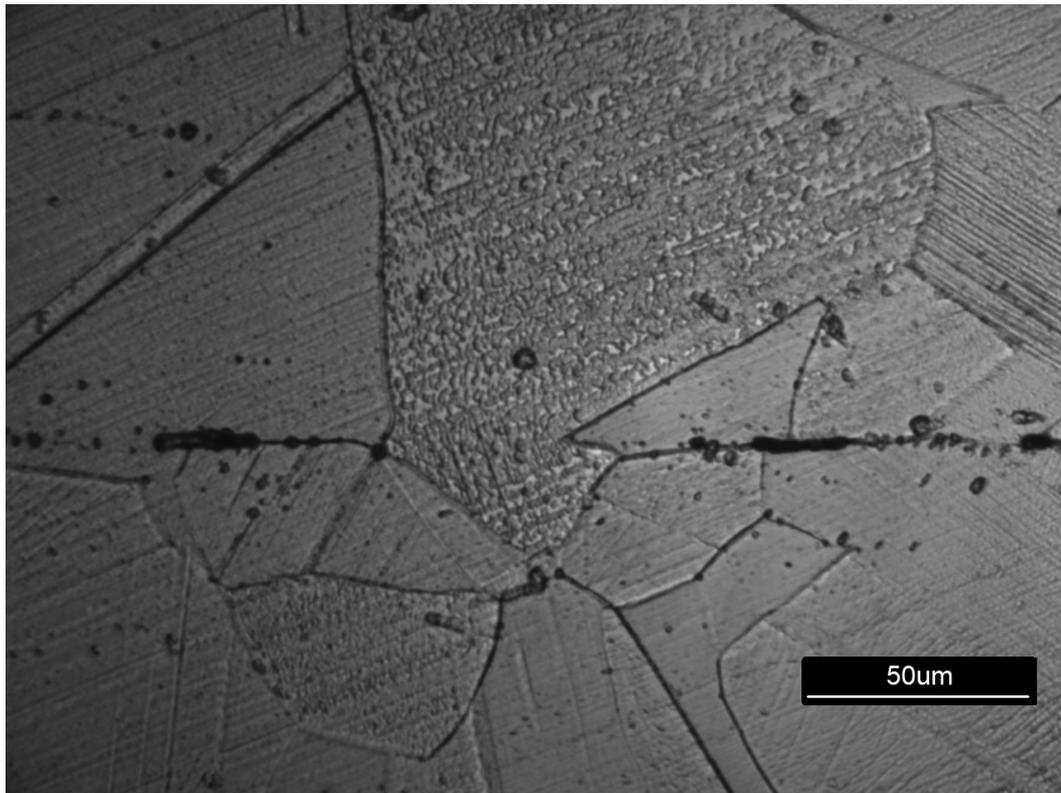


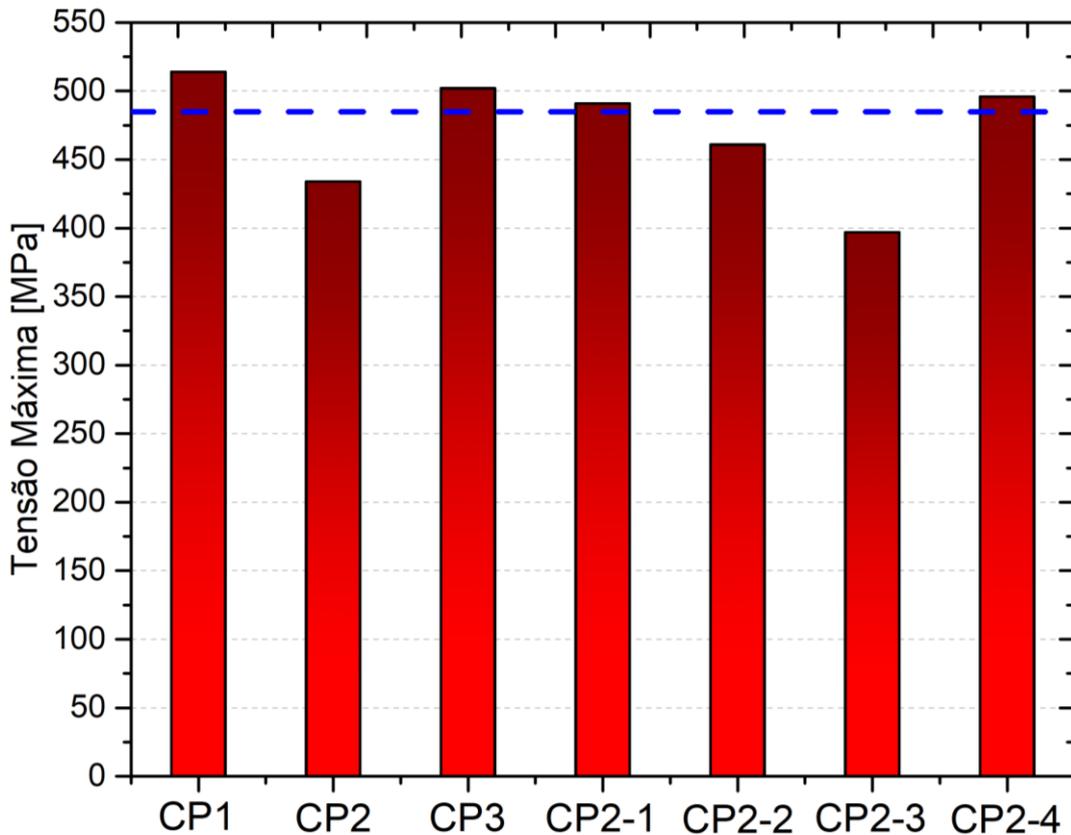
Figura 6.48 - Amostra M3, aumento de 500x.



Segundo a ASME AS-240, o aço inoxidável 316L, em um teste de tração padronizado, deve apresentar uma tensão máxima de pelo menos 485MPa, tensão de escoamento de 170MPa e alongamento de 40%. Os corpos de prova removidos em um plano perpendicular ao empilhamento das placas têm por objetivo comparar a resistência mecânica do núcleo após o processo de união, com a resistência mecânica do material base.

Os corpos de prova após usinados seguiram os procedimentos de preparação e método de ensaio estipulados pela ASTM A317: 18, sua dimensão para ensaio é de 8,75mm de largura e 35,00mm de comprimento. O resultado da resistência mecânica para todas as amostras é apresentado na Figura 6.49, onde a linha azul tracejada representa o valor mínimo de tensão estipulado por norma para o metal base.

Figura 6.49 - Resistência mecânica das amostras submetidas à ensaio de tração.



Os corpos de prova CP1, CP2, CP3, CP2-1, CP2-2, CP2-3 e CP2-4 apresentaram uma tensão máxima de 514MPa, 434MPa, 502MPa, 491MPa, 461MPa, 397MPa e 496MPa, respectivamente. Nota-se que as amostras CP2, CP2-2 e CP2-3 apresentaram uma tensão máxima menor do que a normatizada. Estes resultados inferiores podem estar tanto associados à qualidade da superfície das placas quanto a distribuição de pressão na hora da união por difusão, uma vez que a geometria interna desse núcleo é não-simétrica, acarretando em um desbalanceamento durante a aplicação de força na união por difusão. Algo interessante a ser observado, é que o CP2-3, que apresentou o menor valor de tensão máxima, está localizado justamente na região onde ocorreu o vazamento durante os primeiros testes hidrostáticos. Os corpos de prova CP2 e CP2-3 estão localizados em regiões mais próximas de bordas, o que também pode estar

associado aos menores valores de resistência mecânica, algo que já foi observado em outros trabalhos.

Uma vez que a resistência mecânica das amostras é da mesma ordem de grandeza da resistência mecânica do metal base, sugere-se que o aparato apresenta um bom grau de confiabilidade em operações com pressões relativamente altas.

Com relação à tensão de escoamento, todos os CPs apresentaram um valor acima do citado pela norma (Figura 6.50). Já para o alongamento (Figura 6.51), apenas o CP1 e o CP3 atingiram o limite mínimo, sendo que as demais amostras apresentaram uma fratura frágil.

Figura 6.50 – Tensão de escoamento nas amostras submetidas à ensaio de tração

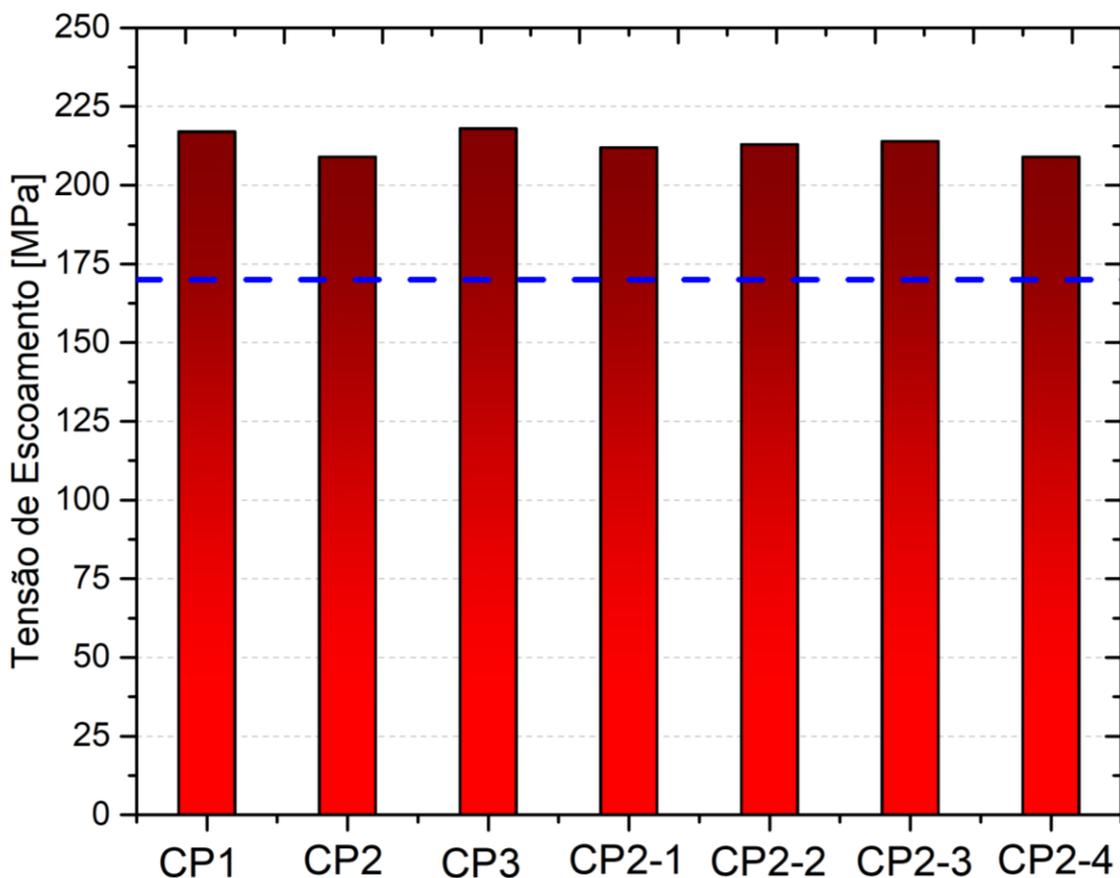
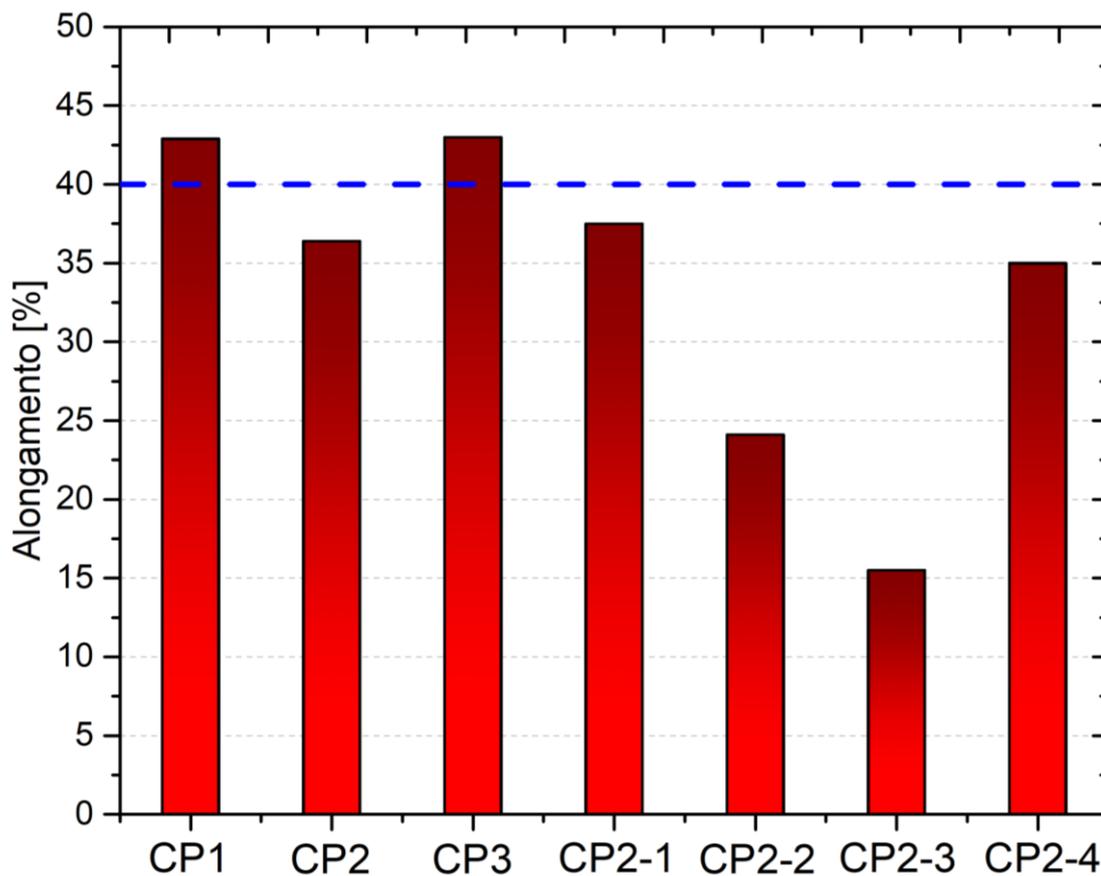
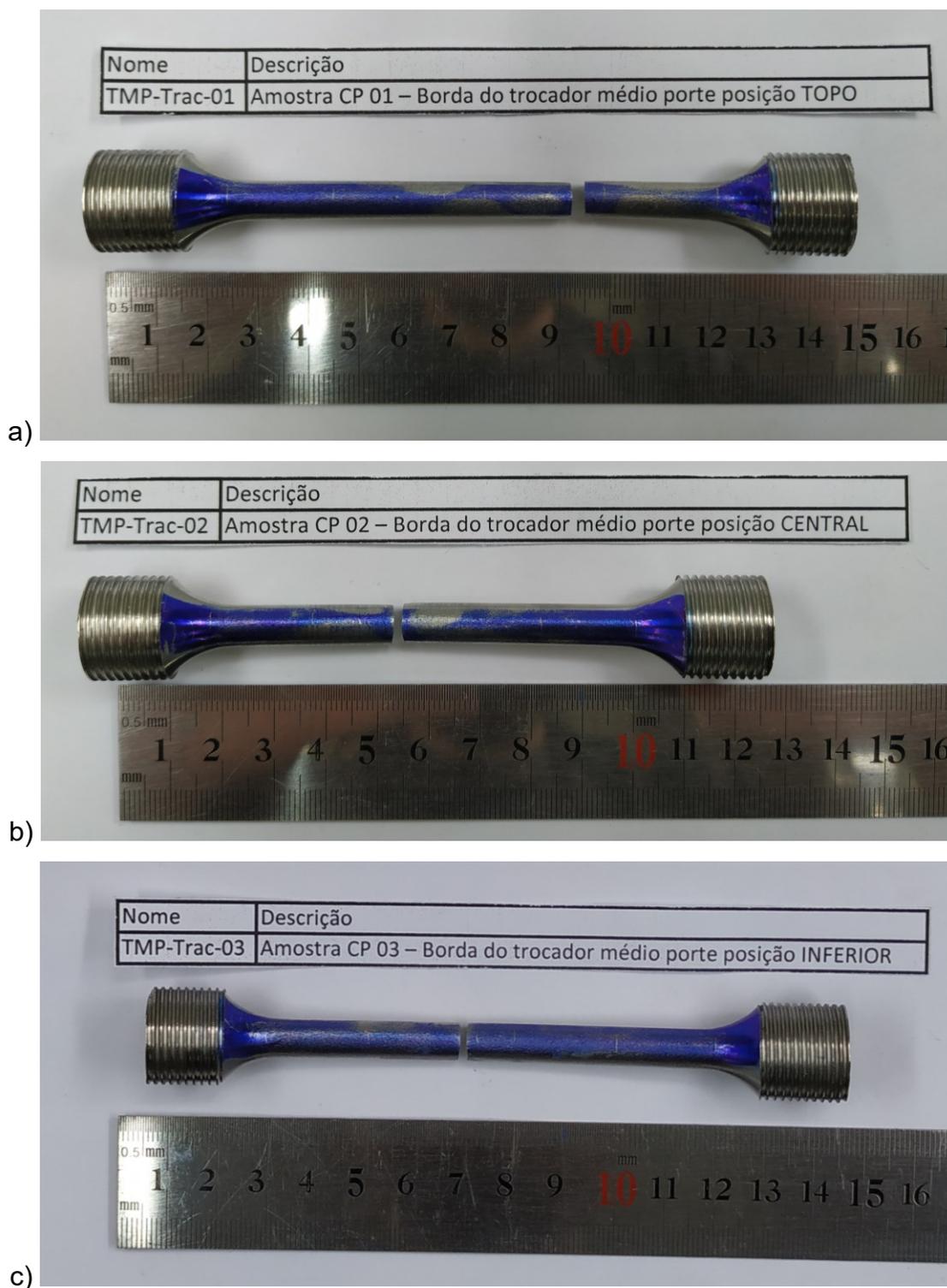


Figura 6.51 – Parâmetro de alongamento nas amostras submetidas à ensaio de tração.



Na Figura 6.52 são apresentados os corpos de prova CP1, CP2 e CP3 após o ensaio de tração, para o CP1 e CP3, como foi atingido o alongamento percentual do metal base, a fratura é similar ao tipo taça-cone, rompendo na direção perpendicular ao sentido tracionado. Uma vez que os CPs tinham o mesmo comprimento inicial, também fica nítida a diferença nas dimensões globais dos mesmos após o teste, o que reflete diretamente nos resultados obtidos.

Figura 6.52 – Corpos de prova rompidos após o ensaio de tração. a) CP1; b) CP2; c) CP3.



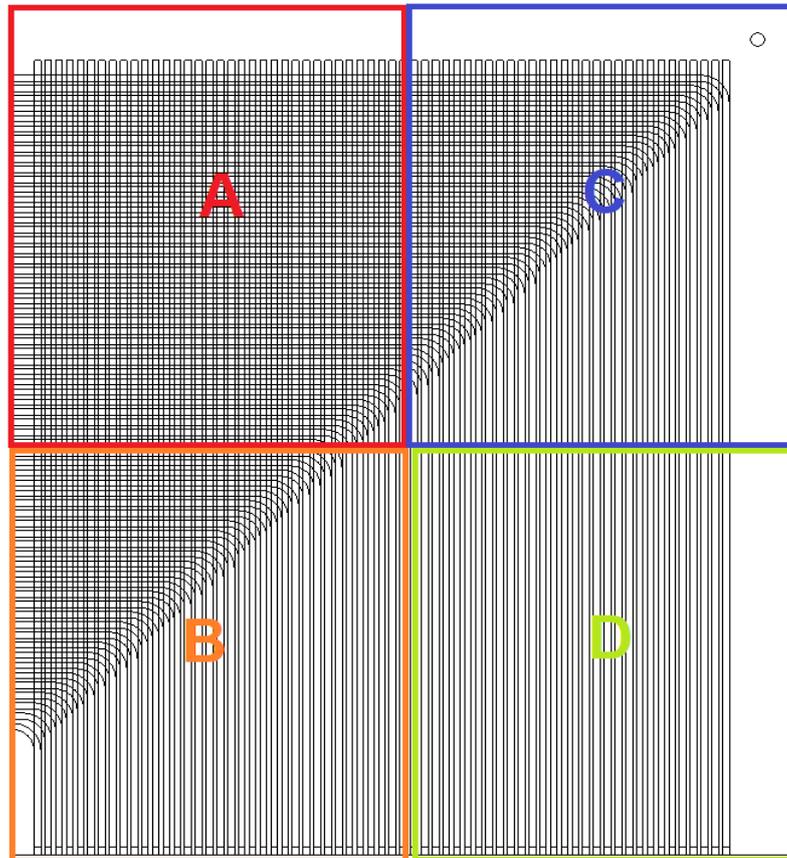
6.6 FATIAMENTO DO NÚCLEO

Uma vez que o núcleo foi submetido a pressões de aproximadamente 173bar durante os testes hidrostáticos, torna-se interessante fatiar o núcleo e verificar de que forma o interior do dispositivo foi afetado diante das altas pressões sofridas. Esse fatiamento foi feito utilizando a eletroerosão a fio. O fatiamento é bastante simples, com o objetivo de particionar o núcleo em 4 quadrantes diferentes, como é mostrado na Figura 6.53.

Essa figura representa uma vista superior esquemática do núcleo, onde é possível ver os diferentes arranjos dos canais de escoamento dos fluidos, algo semelhante à

Figura 6.4.

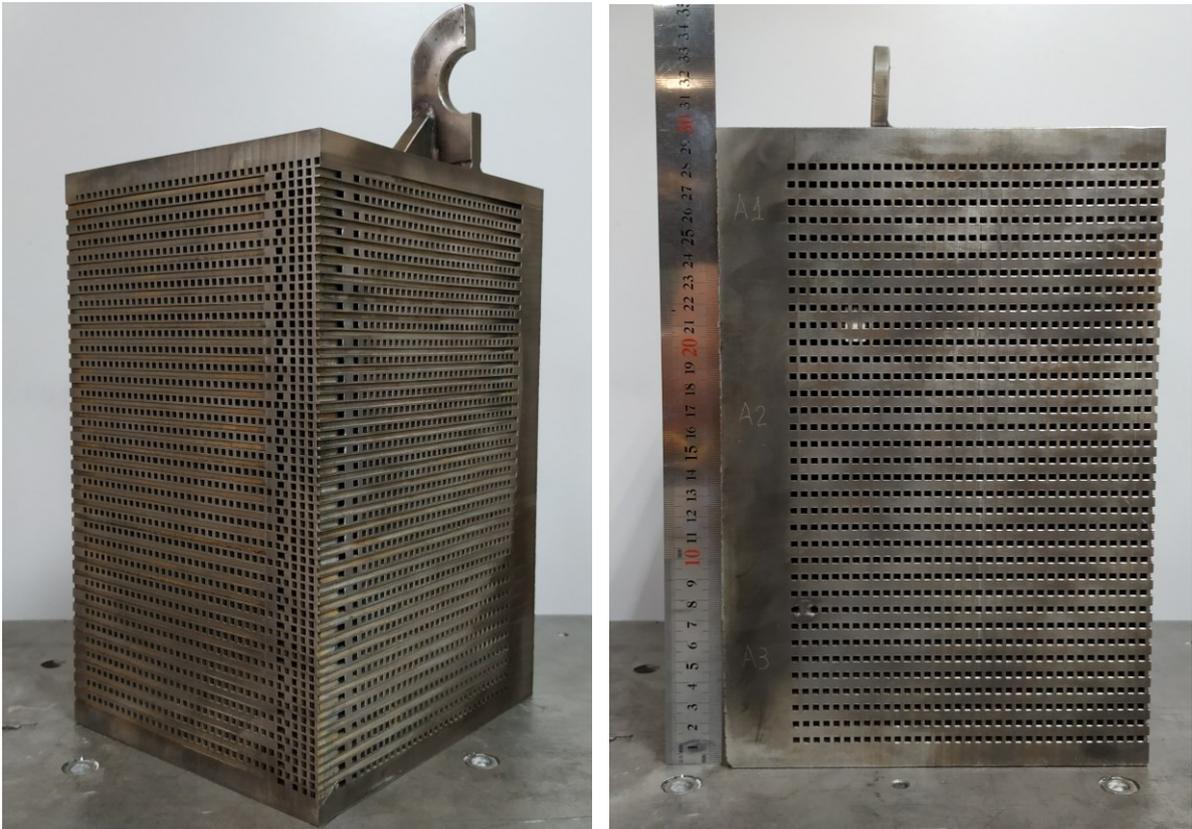
Figura 6.53 - Diferentes quadrantes para fatiamento do núcleo.



Dessa forma é possível avaliar essas regiões distintas de forma separada. Conforme a Figura 6.53, no primeiro quadrante, representado pela letra A, mostra a disposição dos canais em um arranjo cruzado. No segundo e terceiro quadrantes, B e C, respectivamente, há um arranjo misto. Por fim, no quarto quadrante, D, o arranjo dos canais está disposto de forma contracorrente (ou paralela).

O primeiro quadrante, região A, é mostrado na Figura 6.54. É interessante destacar a integralidade dos canais, os quais não apresentam deformações resultantes dos testes hidrostáticos.

Figura 6.54 - Primeiro quadrante, após o fatiamento do núcleo.



O segundo quadrante, região B, é mostrado na Figura 6.55. Nesse quadrante, onde uma das faces estava acoplada ao bocal, pode-se mensurar a quantia de borda deixada após a usinagem da face, como é apresentado esquematicamente na Figura 6.18. Essas medições são apresentadas na Figura 6.56.

Figura 6.55 - Segundo quadrante, após o fatiamento do núcleo.



Figura 6.56 - Medições da borda resultante após usinagem.

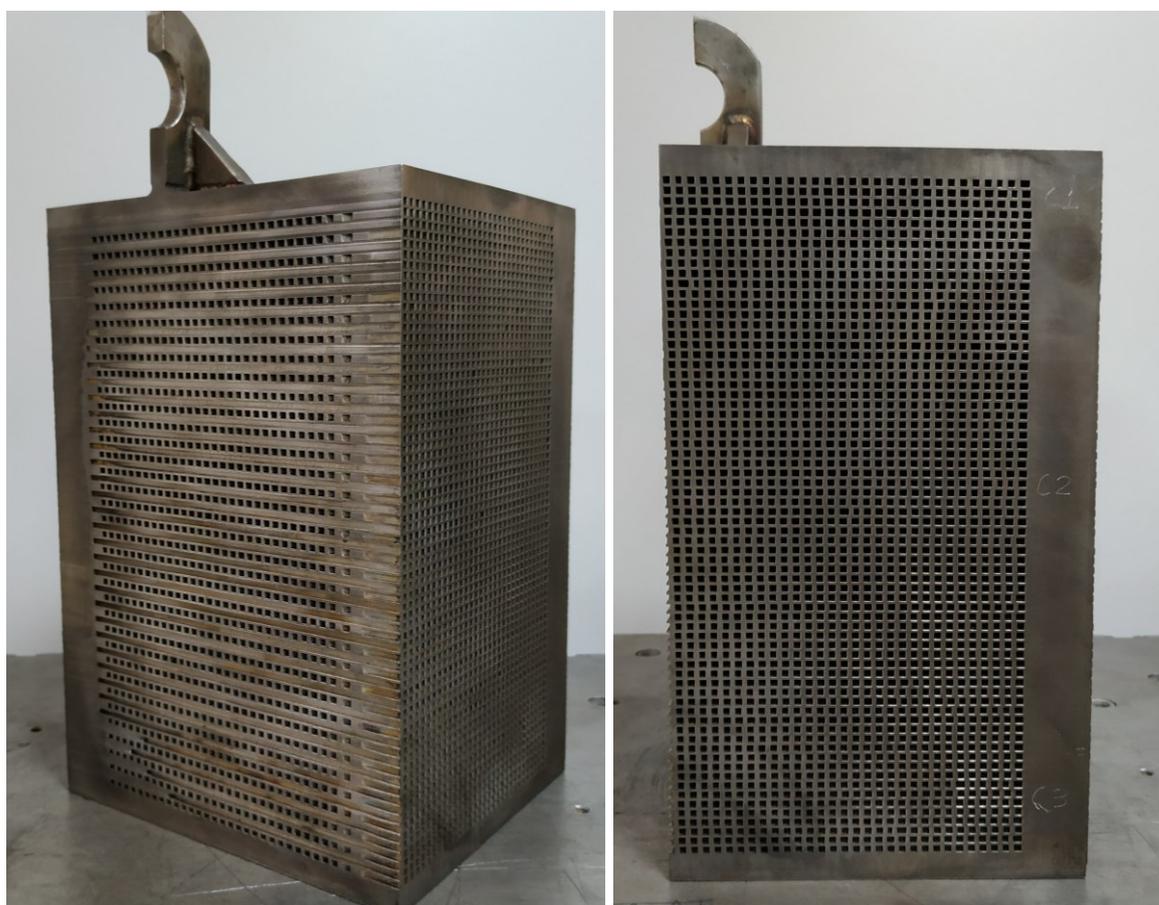


As medições apresentadas na Figura 6.56 representam a região de material entre os ramais intercalados contracorrente após a remoção da borda na face em que o bocal foi soldado. Da esquerda para a direita, as medições representam a borda no nível superior, central e inferior do núcleo. Como é observado, na região

inferior foi deixada a menor borda, mostrando que o corte não foi realizado em um esquadro perfeito e também que a região inferior do núcleo ficou mais suscetível a falhas. Fatalmente foi nessa região inferior que foram detectadas as falhas mostradas na Figura 6.32, Figura 6.33, Figura 6.34 e Figura 6.36, o que reforça a hipótese de que essa pequena borda pode ter ocasionado essas falhas. Essa hipótese também é reforçada pelo fato de que na face adjacente, nenhuma falha desse tipo foi detectada, onde a borda entre ramais deixada nessa face foi pelo menos 3 vezes maior.

O terceiro quadrante, região C, é mostrado na Figura 6.57.

Figura 6.57 - Terceiro quadrante, após o fatiamento do núcleo.



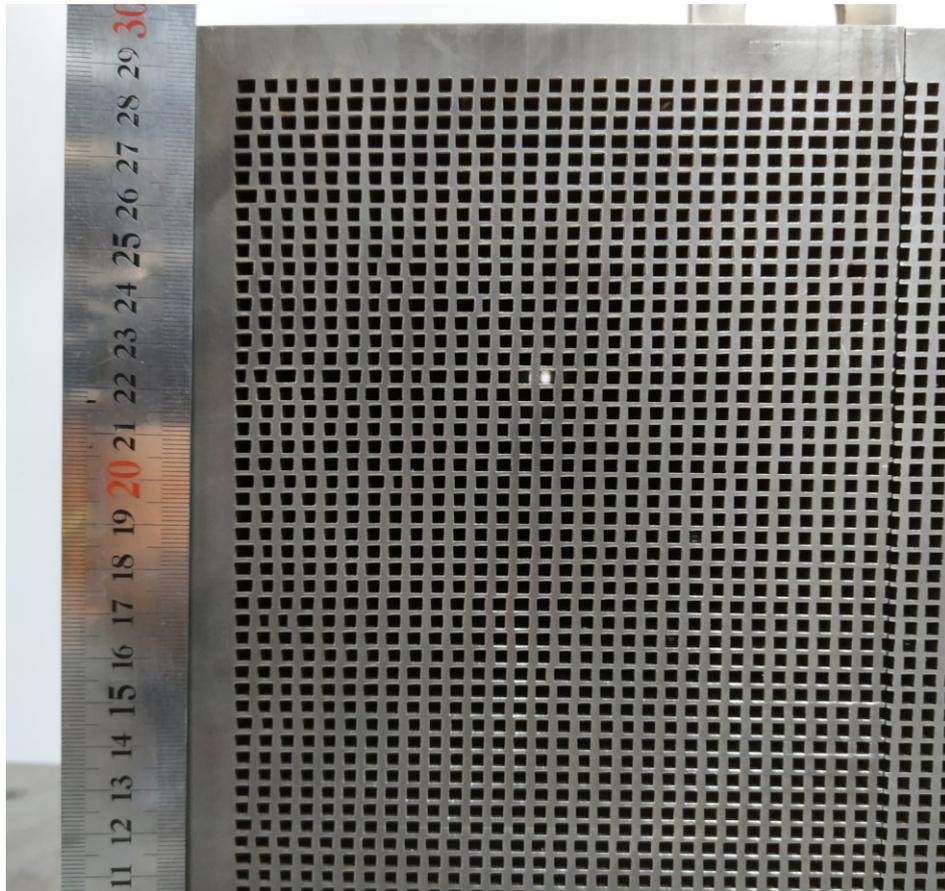
Já o quarto quadrante, região D, é mostrado na Figura 6.58.

Figura 6.58 - Quarto quadrante, após o fatiamento do núcleo.



É interessante observar que para o arranjo contracorrente houve uma variação significativa no tamanho de alguns canais. Esse efeito é melhor visualizado na Figura 6.59. Essa variação na dimensão dos canais, apesar de termicamente não afetar o desempenho do dispositivo, está atrelada principalmente aos efeitos da usinagem dos canais (onde a dimensão da aleta é alterada) e também aos efeitos da deformação decorrente da união por difusão. Como essa variação é mais significativa na largura, e não na altura, dos canais, é sugestivo pensar que o processo de usinagem tem maior influência. Outros fatores que podem acarretar nessa mudança de dimensões estão ligados aos possíveis defeitos do material, a planicidade das chapas e tensões residuais. Além disso, como os canais tem um grande comprimento, pode ser que a acomodação dos mesmos durante a união ocorra não exatamente da forma esperada, gerando canais com uma largura menor ou maior.

Figura 6.59 - Vista aproximada em uma região de canais dispostos de forma contracorrente.



É importante ressaltar que não foram detectadas falhas aparentes em nenhum dos canais, independente do quadrante e arranjo observado, o que é um forte indício de que a união por difusão desse núcleo foi exitosa.

6.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Nesse capítulo foram apresentados os procedimentos para a fabricação de um núcleo de trocador de calor de placa usinada por corte de jato d'água contendo as dimensões de 350x400x300 (comprimento, largura e altura). Os procedimentos utilizados e a espessura das placas utilizadas foram os mesmos utilizados na fabricação do núcleo de menor porte.

Realizou-se o projeto e fabricação de um bocal, o qual possibilitou a alimentação do núcleo e a realização dos ensaios hidrostáticos. Os testes ocorreram

até uma pressão de aproximadamente 173bar, onde houve o rompimento da solda feita entre o bocal e núcleo.

A avaliação do núcleo foi realizada de forma qualitativa através de análises metalográficas e quantitativa com ensaios de tração realizados em diversos corpos de prova localizados nas bordas retiradas do núcleo. Foram obtidos resultados semelhantes aos normatizados para o aço 316L. Além disso, com o fatiamento do núcleo, foi possível observar a integralidade dos canais submetidos a pressão, mostrando a robustez do processo da união por difusão.

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi possível avaliar de diferentes formas dois núcleos de trocadores de calor compactos de placa usinada por corte de jato d'água. Inicialmente, em um núcleo de arranjo cruzado de menor escala, foram realizadas análises metalográficas e ensaios de tração nas regiões de borda. A tensão de escoamento, tensão máxima e alongamento percentual obtidos pelos testes de tração apresentaram valores de 198,0MPa, 478,5MPa e 28,1%, respectivamente. Dentre esses, apenas a tensão de escoamento atingiu os patamares mínimos estipulados pela norma ASME AS 240 para o aço 316L. Além disso, foram realizadas análises das dimensões reais dos canais, avaliando a influência da união por difusão e do processo de usinagem via jato d'água.

Esse núcleo também teve seu desempenho termo-hidráulico testado em uma bancada experimental, utilizando ar (quente) e água (fria) como fluidos de operação. As faixas de Reynolds varridas foram de 480 a 2683 para o ramal de água e 799 a 3145 para o ar, onde verificou-se que o aumento da vazão de água não causa influência na taxa de transferência de calor, devido à grande disparidade nas taxas de capacidade calorífica de ambos fluidos. A taxa de transferência de calor durante os testes variou entre 1,22kW e 4,36kW, com uma queda de pressão entre 154,45Pa e 1748,18Pa para o ramal frio e 130,98Pa e 1192,72Pa para o ramal quente. Com essas grandezas, foi possível determinar o número de Nusselt e o fator de atrito de Fanning experimentais, compreendendo os regimes de escoamento laminar, de transição e o início da turbulência. Esses dados foram comparados com modelos teóricos, mostrando uma diferença média de 8,67% na taxa de transferência de calor e de 2,07% e 6,19% com relação a queda de pressão no ramal frio e quente, respectivamente. Também foram realizadas simulações computacionais, utilizando os modelos laminar e SST, apresentando uma boa concordância com os dados teórico-experimentais. Essa obtenção de parâmetros adimensionais e validação do modelo teórico possibilita a utilização desses em trocadores de calor de maior escala, podendo assim prever com boa precisão a

carga térmica e o bombeamento necessário, além de outras características de projeto.

Visando o escalonamento do processo de fabricação desse tipo de trocador de calor compacto, foi fabricado um núcleo de arranjo misto utilizando os mesmos parâmetros de união (temperatura de 1040°C, pressão de 9,5MPa durante 90 minutos) e espessura de placas (placas com canais de 3mm de espessura e placas intermediárias de 1mm), porém com dimensões globais superiores ao núcleo de menor porte.

Com relação as bordas desse núcleo, foram extraídos corpos de prova para a realização de metalografias e testes de tração. Os testes de tração apresentaram resultados médios para a tensão de escoamento, tensão máxima e alongamento percentual de 213,14MPa, 470MPa e 33,48%, respectivamente. De modo semelhante ao núcleo de menor porte, apenas a tensão de escoamento atingiu os valores estipulados pela norma ASME AS 240 para o aço 316L, enquanto que a tensão máxima e o alongamento apresentaram valores ligeiramente abaixo da norma.

O núcleo desse trocador teve uma das faces soldadas à um bocal de alimentação, onde desse modo foi possível realizar testes de pressurização até aproximadamente 173bar. Pode-se observar que até o patamar de 150bar os testes ocorreram com grande estabilidade.

O interior desse núcleo também foi investigado, através da divisão do mesmo em quatro quadrantes. Foram observados os diferentes arranjos internamente e também não foram detectadas falhas devido à pressurização exercida no dispositivo.

De modo geral, mediante a avaliação estrutural do núcleo de maior porte, pode-se concluir de que os mesmos parâmetros utilizados para a união por difusão do núcleo de menor porte mostraram-se satisfatórios. No entanto, na etapa de projeto desses núcleos, é necessário enfatizar a importância de deixar uma borda expressiva tanto na dimensão entre a borda do núcleo e o início dos canais, quanto na região de abertura das faces, entre canais de diferentes camadas. Isso diminui a compactidade do dispositivo, aumentando seu volume e peso, porém é imprescindível para a qualidade estrutural do aparato.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com os números adimensionais obtidos para este tipo de geometria e arranjo, bem como com a validação dos modelos teóricos e computacionais, torna-se interessante avaliar os efeitos termo-hidráulicos para núcleos de maior porte, verificando seu desempenho. Além disso, com os tempos de corte e demais gastos inclusos na manufatura do núcleo, também é interessante realizar a avaliação termo-econômica desses dispositivos, verificando o custo de operação e a diluição do custo ao longo do tempo, para diferentes tamanhos de núcleo.

Com relação ao processo de usinagem das placas por corte de jato d'água, recomenda-se a verificação do efeito do corte das placas utilizando apenas uma chapa ou chapas empilhadas (corte de várias placas ao mesmo tempo). Deve-se avaliar a influência no tamanho final dos canais, podendo também investigar o uso de diferentes parâmetros de corte e diferentes consumíveis.

Sugere-se também o seccionamento em diferentes níveis de altura dos quadrantes fatiados, confeccionando corpos de prova para ensaio de ruptura em diferentes regiões do núcleo. Com isso, é possível determinar a pressão máxima de trabalho admissível em diferentes arranjos de escoamento que foram submetidos à uma mesma pressão de união. Também recomenda-se realizar um estudo de análise de falha tanto na região de rompimento do bocal como na face pressurizada, onde foram apresentados alguns defeitos.

Focando na união por difusão, trabalhos recentes apresentam bons resultados de propriedades mecânicas utilizando pressão oscilante durante o processo de união por difusão. Além disso, algo que tem grande potencial para melhorar o processo de união por difusão é o tratamento de superfície aplicado nas placas. Processos como a lapidação e o polimento eletrolítico tendem a diminuir a rugosidade da superfície, o que garante uma melhor área de contato.

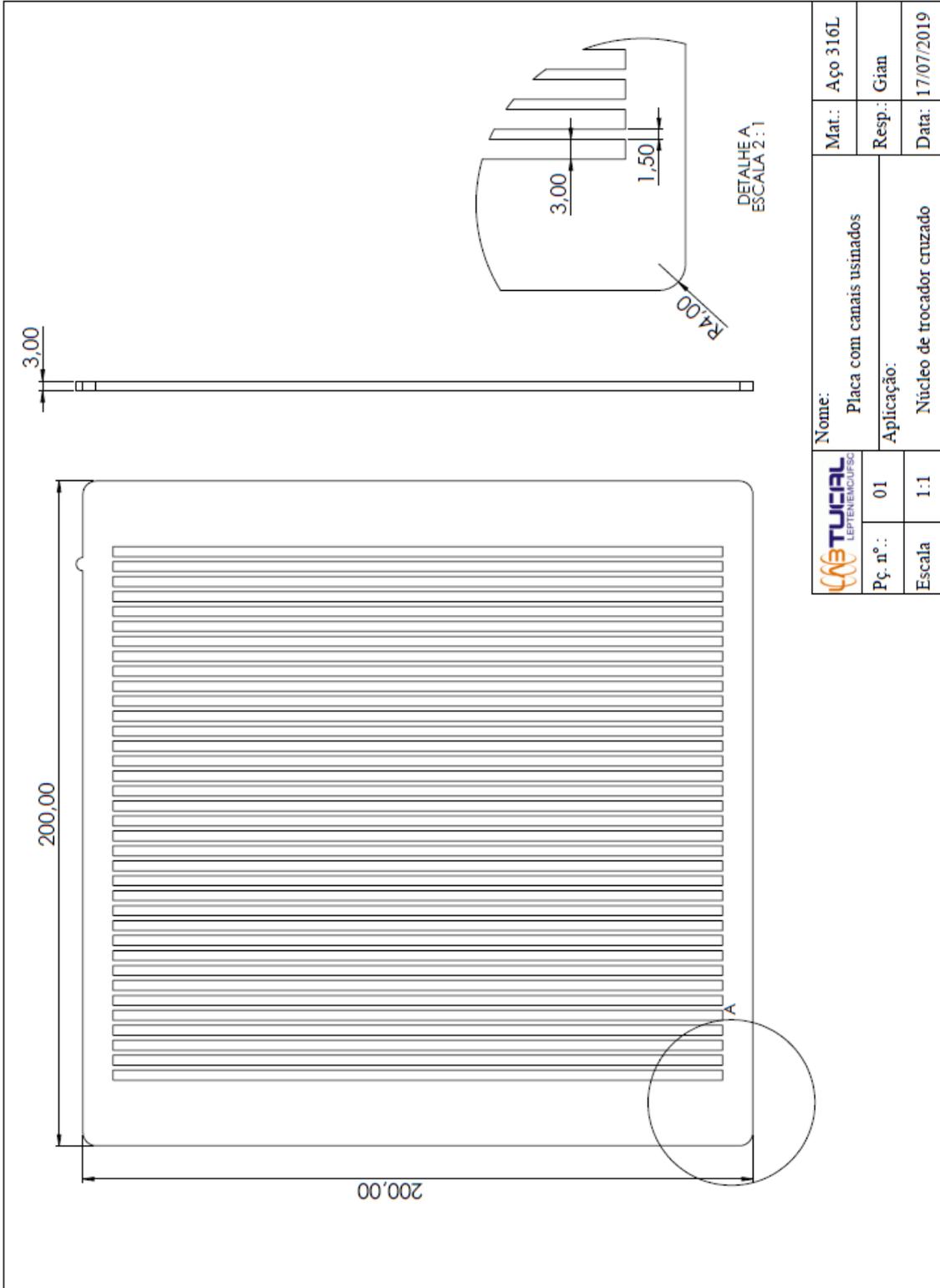
REFERÊNCIAS

- [1] J. S. Kwon, S. Son, J. Y. Heo, e J. I. Lee, “Compact heat exchangers for supercritical CO₂ power cycle application”, *Energy Conversion and Management*, vol. 209, abr. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112666.
- [2] M. V. V. Morteau, “**Trocadores de Calor Compactos Soldados por Difusão: Fabricação e Modelagem**”, p. 230, 2016.
- [3] G. Rosinski, “**Comportamento Mecânico do Núcleo de um Trocador de Calor Unido por Difusão**”, p. 149, 2018.
- [4] R. K. Shah e D. P. Sekulić, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- [5] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, e D. P. Dewitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7th ed. Hoboken, NJ: John Wiley, 2007.
- [6] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. 2013.
- [7] J. E. Hesselgreaves, *Compact heat exchangers: selection, design, and operation*. Amsterdam ; New York: Pergamon, 2001.
- [8] D. A. Reay, “Compact heat exchangers: A review of current equipment and R&D in the field”, *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 14, n° 5, p. 459–474, set. 1994, doi: 10.1016/0890-4332(94)90050-7.
- [9] P. Sabharwall, D. E. Clark, R. E. Mizia, M. V. Glazoff, e M. G. McKellar, “Diffusion-Welded Microchannel Heat Exchanger for Industrial Processes”, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, p. 011009, mar. 01, 2013.
- [10] S. Kakaç, H. Liu, e A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, 3° ed. CRC Press, 2012.
- [11] M. Awais e A. A. Bhuiyan, “Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127, p. 359–380, dez. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.026.
- [12] “Alfa Laval - **Gasketed plate heat exchangers**”. <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/tools/gphe-features-to-look-for/> (acessado maio 05, 2020).
- [13] D. Southall, “**Diffusion Bonding in Compact Heat Exchangers**”, p. 5, 2009.
- [14] D. Southall, R. L. Pierres, e S. J. Dewson, “**Design Considerations for Compact Heat Exchangers**”, p. 16, 2008.
- [15] M. V. V. Morteau e M. B. H. Mantelli, “Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 151, p. 514–522, mar. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.017.
- [16] W. M. Kays e A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, Third Edition. USA: Krieger Publishing Company, 1998.
- [17] Y. S. Muzychka e M. M. Yovanovich, “Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 126, n° 1, p. 54–61, fev. 2004, doi: 10.1115/1.1643752.
- [18] Y. S. Muzychka e M. M. Yovanovich, “Pressure Drop in Laminar Developing Flow in Noncircular Ducts: A Scaling and Modeling Approach”, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 131, n° 11, p. 111105, nov. 2009, doi: 10.1115/1.4000377.

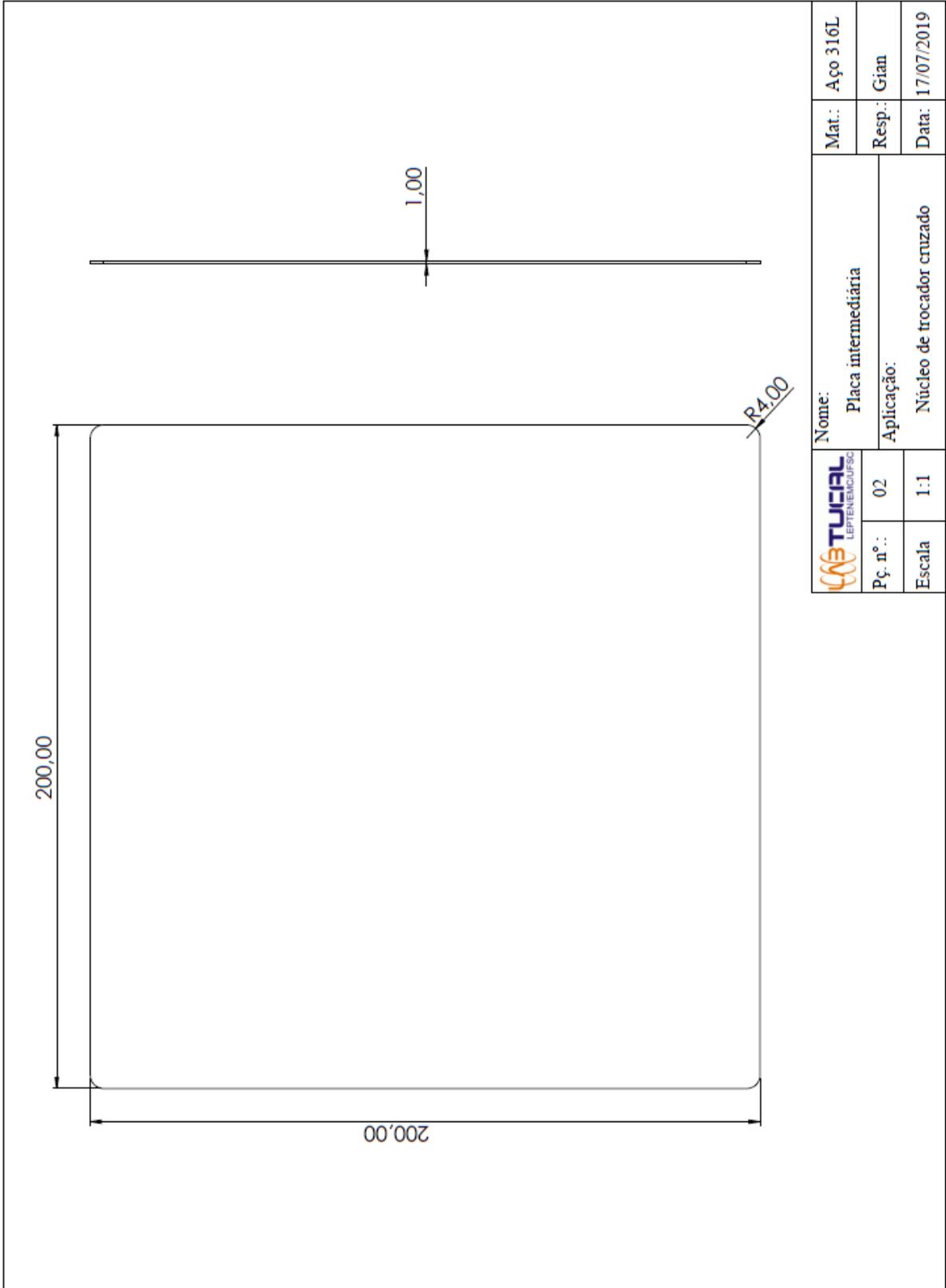
- [19] Z. Duan, “New Correlative Models for Fully Developed Turbulent Heat and Mass Transfer in Circular and Noncircular Ducts”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 134, n° 1, p. 014503, jan. 2012, doi: 10.1115/1.4004855.
- [20] V. Gnielinsk, “Heat Transfer in Pipe Flow”, in *VDI Heat Atlas*, VDI e. V., Org. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010, p. 693–699.
- [21] A. P. C. Sarmiento, V. H. T. Soares, F. H. Milanez, e M. B. H. Mantelli, “Heat transfer correlation for circular and non-circular ducts in the transition regime”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 149, p. 119165, mar. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119165.
- [22] A. P. C. Sarmiento, F. H. Milanez, e M. B. H. Mantelli, “**Theoretical Models for Compact Printed Circuit Heat Exchangers with Staight Semicircular Channels**”, 2020.
- [23] N.-S. Cheng, “Formulas for Friction Factor in Transitional Regimes”, *J. Hydraul. Eng.*, vol. 134, n° 9, p. 1357–1362, set. 2008, doi: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2008)134:9(1357).
- [24] C. R. Maliska, “**On the Physical Significance of some Dimensionless Numbers Used in Heat Transfer and Fluid Flow**”, p. 12.
- [25] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. 2013.
- [26] W. Roetzel e B. Spang, “C1 Thermal Design of Heat Exchangers”, in *VDI Heat Atlas*, VDI e. V., Org. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010, p. 31–66.
- [27] Y. Yang, G. L. Morini, e J. J. Brandner, “Experimental analysis of the influence of wall axial conduction on gas-to-gas micro heat exchanger effectiveness”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 69, p. 17–25, fev. 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.10.008.
- [28] J.-W. Seo, Y.-H. Kim, D. Kim, Y.-D. Choi, e K.-J. Lee, “Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in Straight Microchannel of Printed Circuit Heat Exchangers”, *Entropy*, vol. 17, n° 5, p. 3438–3457, maio 2015, doi: 10.3390/e17053438.
- [29] H. Lee, *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- [30] J. Williamson, “THE LAWS OF FLOW IN ROUGH PIPES”, *La Houille Blanche*, n° 5, p. 738–757, set. 1951, doi: 10.1051/lhb/1951058.
- [31] T. Gietzelt, V. Toth, e A. Huell, “Diffusion Bonding: Influence of Process Parameters and Material Microstructure”, *Joining Technologies*, set. 2016, doi: 10.5772/64312.
- [32] A. AlHaza'a e N. Haneklaus, “Diffusion Bonding and Transient Liquid Phase (TLP) Bonding of Type 304 and 316 Austenitic Stainless Steel—A Review of Similar and Dissimilar Material Joints”, *Metals*, vol. 10, n° 5, p. 613, maio 2020, doi: 10.3390/met10050613.
- [33] M. Türker, Ö. Akyol, e M. Tosun, “**Welding Technologies in the Aeronautic Industry**”, p. 17, 2017.
- [34] I. T. Watkins, H. M. Davies, O. G. Stanners, e S. Marchisio, “Powder interlayer bonding of geometrically complex Ti-6Al-4V parts”, *Int J Adv Manuf Technol*, vol. 106, n° 9–10, p. 3629–3639, fev. 2020, doi: 10.1007/s00170-019-04685-z.

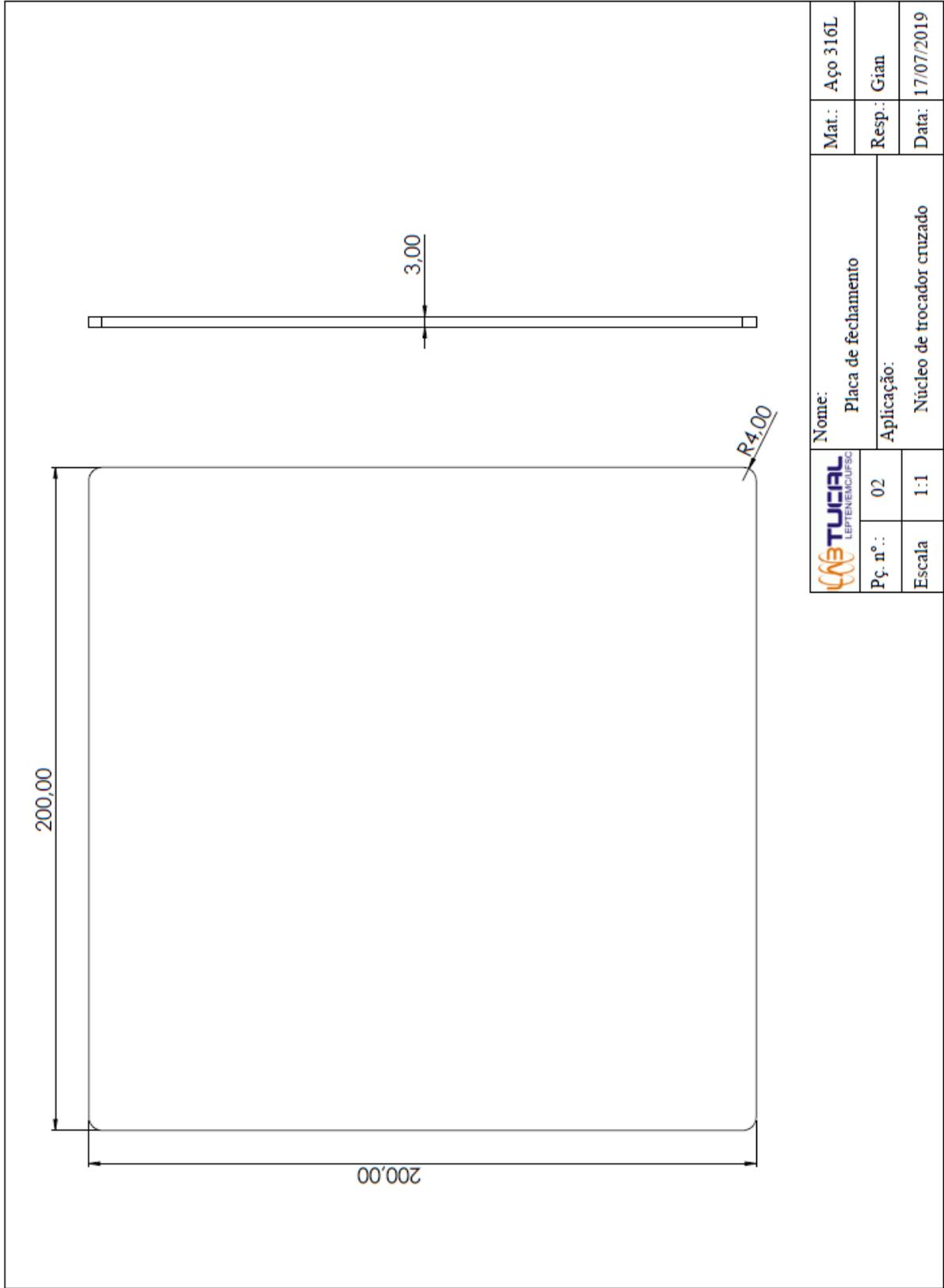
- [35] C. C. Bampton, “**Method for Diffusion Bonding Aluminum**”, jan. 02, 1990.
- [36] Atlas Steels, “**Technical Handbook of Stainless Steels**”. 2013.
- [37] *Normal Regulamentadora, NR-13 CALDEIRAS, VASOS DE PRESSÃO, TUBULAÇÕES E TANQUES METÁLICOS DE ARMAZENAMENTO*. p. Portaria SEPRT nº 915 de 30 de julho de 2019.
- [38] American Society of Mechanical Engineers, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 1 and 2 - Rules for construction of Pressure Vessels*. 2010. .
- [39] “**Conheça os tipos de acabamentos do aço inox de acordo com a norma NBR6361!**”, *Blog Losinox*, abr. 19, 2017. <http://blog.losinox.com.br/2017/04/19/acabamentos-do-aco-inox/> (acessado mar. 02, 2020).
- [40] J. C. de Carli e M. P. Hahnemann, “**Caracterização experimental de parâmetros operacionais em processos de limpeza usando o método ultrassônico**”, dez. 2017, Acessado: mar. 03, 2020. [Online]. Disponível em: <http://repositorio.roca.utfpr.edu.br:8080/jspui/handle/1/9592>.
- [41] M. V. V. Morteau *et al.*, “Soldagem por Difusão de Aços Inoxidáveis para Fabricação de Trocadores de Calor Compactos”, *Soldagem & Inspeção*, vol. 21, nº 1, p. 103–114, mar. 2016, doi: 10.1590/0104-9224/SI2101.10.
- [42] R. C. Hibbeler, *Resistência dos materiais*. São Paulo (SP): Pearson Education do Brasil, 2010.
- [43] “**PT100 RTD Sensor with M12 Connector**”. <https://www.omega.co.uk/pptst/PR-21.html> (acessado mar. 13, 2020).
- [44] V. Soares, “**Relatório de Estágio Curricular I**”, UFSC, 2018.
- [45] A. G. Jr. Albertazzi e A. R. de Sousa, *Fundamentos da Metrologia Científica Industrial.pdf*, 2º ed. 2017.
- [46] C. H. dos S. Grecco, “**Metodologia de cálculo das incertezas associadas Às medições na calibração de monitores de radiação**”, Instituto de Engenharia Nuclear, report, dez. 2003. Acessado: mar. 06, 2020. [Online]. Disponível em: <http://carpedien.ien.gov.br/jspui/handle/ien/2238>.
- [47] Camtec. “**Termopares, PT-100, Sensor de Temperatura, Termoresistência**”. <http://camtec.com.br/?p=conteudo&id=197> (acessado mar. 12, 2020).
- [48] K. V. D. Paiva, “**Comportamento Térmico em Gravidade e Microgravidade de Mini Tubos de Calor do tipo Fios-Placa**”, p. 150, 2007.
- [49] EMERSON, “**Micro Motion ELITE mass flow and density meters. Product Data Sheet.**” 2006.
- [50] A. S. Morris, *Measurement and instrumentation principles*. Oxford [England] ; Boston: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [51] EMERSON, “**Rosemount 8732 Integral Mount or Remote Mount Magnetic Flowmeter System. Product Datasheet.**” 2011, Acessado: mar. 06, 2020.

APÊNDICE A – DETALHAMENTO DAS PLACAS PARA FABRICAÇÃO DE NÚCLEO DE TROCADOR DE CALOR DE PLACA USINADA

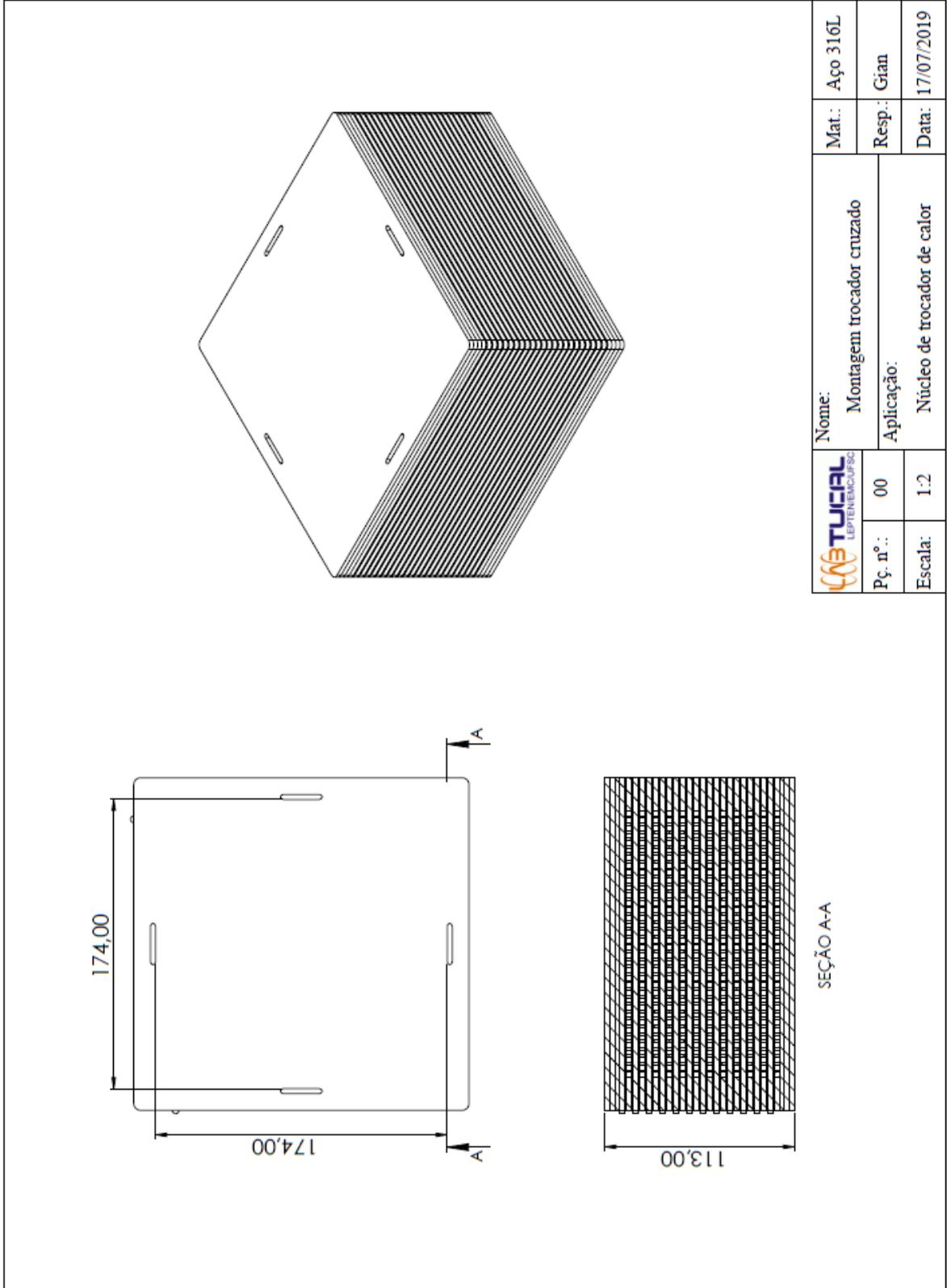


	Nome:	Mat.: Aço 316L
	Placa com canais usinados	Resp.: Gian
Pç. n.º: 01	Aplicação:	Data: 17/07/2019
Escala 1:1	Núcleo de trocador cruzado	





	Nome:	Placa de fechamento		Mat.:	Aço 316L
	Pç. n.º:	02	Aplicação:	Resp.:	Gian
Escala	1:1	Núcleo de trocador cruzado		Data:	17/07/2019



	Nome:	Mat.:	Aço 316L
	Montagem trocador cruzado	Resp.:	Gian
Pç. n.º:	00	Data:	17/07/2019
Escala:	1:2	Aplicação: Núcleo de trocador de calor	

SEÇÃO A-A

APÊNDICE B – RESULTADOS DAS MEDIÇÕES DA ÁREA DOS CANAIS POR BINARIZAÇÃO DE IMAGEM

Tabela B1 – Resultado das medições da área dos canais para o Ramal 1, em cm².

Canal	Área										
1	0,082	37	0,081	73	0,077	109	0,078	145	0,077	181	0,083
2	0,08	38	0,08	74	0,081	110	0,075	146	0,075	182	0,081
3	0,08	39	0,079	75	0,08	111	0,078	147	0,077	183	0,081
4	0,081	40	0,079	76	0,079	112	0,076	148	0,078	184	0,082
5	0,081	41	0,079	77	0,081	113	0,075	149	0,073	185	0,082
6	0,082	42	0,079	78	0,08	114	0,074	150	0,074	186	0,081
7	0,081	43	0,08	79	0,08	115	0,075	151	0,075	187	0,081
8	0,079	44	0,079	80	0,081	116	0,074	152	0,076	188	0,082
9	0,074	45	0,08	81	0,08	117	0,076	153	0,076	189	0,081
10	0,08	46	0,078	82	0,079	118	0,074	154	0,073	190	0,081
11	0,08	47	0,078	83	0,081	119	0,075	155	0,074	191	0,082
12	0,079	48	0,077	84	0,079	120	0,075	156	0,073	192	0,081
13	0,081	49	0,078	85	0,078	121	0,075	157	0,073	193	0,081
14	0,079	50	0,077	86	0,077	122	0,074	158	0,074	194	0,081
15	0,079	51	0,079	87	0,079	123	0,074	159	0,073	195	0,08
16	0,078	52	0,077	88	0,079	124	0,074	160	0,073	196	0,081
17	0,079	53	0,078	89	0,08	125	0,073	161	0,073	197	0,079
18	0,079	54	0,078	90	0,079	126	0,074	162	0,072	198	0,078
19	0,078	55	0,077	91	0,079	127	0,072	163	0,072	199	0,079
20	0,077	56	0,078	92	0,078	128	0,072	164	0,072	200	0,078
21	0,078	57	0,076	93	0,079	129	0,075	165	0,073	201	0,079
22	0,079	58	0,077	94	0,079	130	0,073	166	0,073	202	0,078
23	0,078	59	0,078	95	0,078	131	0,073	167	0,073	203	0,078
24	0,077	60	0,076	96	0,078	132	0,073	168	0,072	204	0,078
25	0,078	61	0,076	97	0,079	133	0,073	169	0,074	205	0,078
26	0,077	62	0,076	98	0,079	134	0,072	170	0,072	206	0,078
27	0,077	63	0,077	99	0,078	135	0,072	171	0,071	207	0,078
28	0,076	64	0,076	100	0,079	136	0,073	172	0,072	208	0,077
29	0,077	65	0,077	101	0,079	137	0,072	173	0,072	209	0,078
30	0,076	66	0,075	102	0,081	138	0,073	174	0,072	210	0,078
31	0,077	67	0,075	103	0,079	139	0,071	175	0,072	211	0,078
32	0,077	68	0,075	104	0,078	140	0,072	176	0,07	212	0,078
33	0,075	69	0,076	105	0,077	141	0,072	177	0,073	213	0,079
34	0,076	70	0,075	106	0,076	142	0,071	178	0,072	214	0,079
35	0,075	71	0,075	107	0,078	143	0,072	179	0,071	215	0,076
36	0,076	72	0,075	108	0,08	144	0,073	180	0,072	216	0,076

Área	Canal	Área	Área								
217	0,078	253	0,074	289	0,072	325	0,071	361	0,074	397	0,077
218	0,078	254	0,073	290	0,073	326	0,072	362	0,073	398	0,078
219	0,076	255	0,071	291	0,072	327	0,071	363	0,073	399	0,08
220	0,075	256	0,074	292	0,073	328	0,072	364	0,073	400	0,08
221	0,075	257	0,074	293	0,073	329	0,072	365	0,074	401	0,082
222	0,074	258	0,073	294	0,073	330	0,073	366	0,074	402	0,08
223	0,075	259	0,074	295	0,073	331	0,073	367	0,074	403	0,079
224	0,075	260	0,074	296	0,073	332	0,073	368	0,073	404	0,079
225	0,076	261	0,076	297	0,073	333	0,072	369	0,073	405	0,079
226	0,076	262	0,074	298	0,072	334	0,071	370	0,074	406	0,078
227	0,077	263	0,073	299	0,076	335	0,073	371	0,073	407	0,078
228	0,076	264	0,074	300	0,075	336	0,073	372	0,069	408	0,078
229	0,078	265	0,075	301	0,074	337	0,074	373	0,073	409	0,081
230	0,077	266	0,073	302	0,073	338	0,074	374	0,074	410	0,078
231	0,076	267	0,073	303	0,072	339	0,071	375	0,075	411	0,08
232	0,076	268	0,073	304	0,073	340	0,071	376	0,073	412	0,08
233	0,075	269	0,073	305	0,075	341	0,072	377	0,072	413	0,08
234	0,076	270	0,072	306	0,071	342	0,071	378	0,072	414	0,077
235	0,074	271	0,075	307	0,072	343	0,072	379	0,072	415	0,076
236	0,074	272	0,075	308	0,072	344	0,071	380	0,07	416	0,08
237	0,073	273	0,075	309	0,073	345	0,071	381	0,078	417	0,081
238	0,072	274	0,077	310	0,074	346	0,073	382	0,073	418	0,079
239	0,073	275	0,076	311	0,074	347	0,072	383	0,072	419	0,08
240	0,073	276	0,074	312	0,075	348	0,073	384	0,073	420	0,08
241	0,075	277	0,075	313	0,074	349	0,074	385	0,074	421	0,079
242	0,074	278	0,076	314	0,074	350	0,073	386	0,073	422	0,077
243	0,076	279	0,074	315	0,075	351	0,072	387	0,073	423	0,078
244	0,075	280	0,074	316	0,073	352	0,07	388	0,074	424	0,078
245	0,073	281	0,072	317	0,074	353	0,071	389	0,075	425	0,074
246	0,075	282	0,073	318	0,075	354	0,073	390	0,069	426	0,075
247	0,072	283	0,074	319	0,073	355	0,071	391	0,071	427	0,075
248	0,074	284	0,074	320	0,073	356	0,071	392	0,071	428	0,077
249	0,074	285	0,075	321	0,074	357	0,074	393	0,068	429	0,077
250	0,074	286	0,075	322	0,072	358	0,074	394	0,071	430	0,075
251	0,076	287	0,074	323	0,073	359	0,071	395	0,071	431	0,074
252	0,076	288	0,076	324	0,073	360	0,073	396	0,072	432	0,078

Tabela B2 - Resultado das medições da área dos canais para o Ramal 1, em cm².

Canal	Área										
1	0,064	37	0,069	73	0,066	109	0,065	145	0,073	181	0,071
2	0,075	38	0,067	74	0,068	110	0,063	146	0,075	182	0,066
3	0,073	39	0,068	75	0,067	111	0,065	147	0,072	183	0,067
4	0,07	40	0,069	76	0,067	112	0,067	148	0,073	184	0,068
5	0,067	41	0,073	77	0,072	113	0,065	149	0,071	185	0,07
6	0,069	42	0,071	78	0,071	114	0,066	150	0,072	186	0,067
7	0,068	43	0,073	79	0,069	115	0,067	151	0,072	187	0,068
8	0,068	44	0,072	80	0,067	116	0,067	152	0,075	188	0,068
9	0,073	45	0,077	81	0,069	117	0,07	153	0,077	189	0,069
10	0,069	46	0,073	82	0,07	118	0,068	154	0,073	190	0,071
11	0,07	47	0,074	83	0,07	119	0,069	155	0,075	191	0,07
12	0,072	48	0,075	84	0,071	120	0,07	156	0,076	192	0,067
13	0,073	49	0,077	85	0,072	121	0,07	157	0,077	193	0,068
14	0,073	50	0,078	86	0,073	122	0,071	158	0,077	194	0,07
15	0,074	51	0,077	87	0,074	123	0,072	159	0,078	195	0,072
16	0,074	52	0,078	88	0,074	124	0,073	160	0,079	196	0,073
17	0,075	53	0,078	89	0,074	125	0,073	161	0,079	197	0,073
18	0,074	54	0,078	90	0,073	126	0,074	162	0,078	198	0,073
19	0,074	55	0,077	91	0,073	127	0,073	163	0,077	199	0,073
20	0,074	56	0,076	92	0,072	128	0,066	164	0,073	200	0,072
21	0,073	57	0,074	93	0,071	129	0,072	165	0,075	201	0,072
22	0,073	58	0,074	94	0,069	130	0,068	166	0,073	202	0,07
23	0,073	59	0,076	95	0,07	131	0,068	167	0,073	203	0,068
24	0,072	60	0,074	96	0,07	132	0,068	168	0,074	204	0,069
25	0,072	61	0,073	97	0,071	133	0,069	169	0,074	205	0,067
26	0,071	62	0,072	98	0,069	134	0,067	170	0,073	206	0,066
27	0,073	63	0,074	99	0,068	135	0,068	171	0,073	207	0,066
28	0,071	64	0,075	100	0,069	136	0,065	172	0,073	208	0,065
29	0,073	65	0,075	101	0,069	137	0,068	173	0,073	209	0,065
30	0,073	66	0,074	102	0,066	138	0,066	174	0,071	210	0,065
31	0,073	67	0,076	103	0,069	139	0,069	175	0,073	211	0,065
32	0,071	68	0,074	104	0,071	140	0,068	176	0,074	212	0,069
33	0,07	69	0,073	105	0,071	141	0,066	177	0,071	213	0,063
34	0,071	70	0,073	106	0,068	142	0,066	178	0,071	214	0,064
35	0,074	71	0,072	107	0,065	143	0,065	179	0,069	215	0,067
36	0,071	72	0,071	108	0,074	144	0,067	180	0,073	216	0,07

Canal	Área										
217	0,077	253	0,08	289	0,079	325	0,077	361	0,069	397	0,075
218	0,078	254	0,081	290	0,076	326	0,076	362	0,072	398	0,077
219	0,077	255	0,081	291	0,076	327	0,076	363	0,072	399	0,075
220	0,077	256	0,082	292	0,077	328	0,075	364	0,07	400	0,073
221	0,077	257	0,081	293	0,076	329	0,079	365	0,071	401	0,081
222	0,077	258	0,081	294	0,077	330	0,078	366	0,07	402	0,079
223	0,075	259	0,08	295	0,076	331	0,079	367	0,07	403	0,077
224	0,075	260	0,08	296	0,079	332	0,079	368	0,069	404	0,075
225	0,076	261	0,081	297	0,077	333	0,075	369	0,071	405	0,076
226	0,077	262	0,08	298	0,075	334	0,077	370	0,069	406	0,076
227	0,077	263	0,08	299	0,076	335	0,076	371	0,067	407	0,079
228	0,079	264	0,081	300	0,076	336	0,075	372	0,068	408	0,077
229	0,078	265	0,08	301	0,075	337	0,075	373	0,069	409	0,076
230	0,075	266	0,082	302	0,076	338	0,077	374	0,071	410	0,078
231	0,076	267	0,083	303	0,079	339	0,079	375	0,07	411	0,075
232	0,074	268	0,082	304	0,08	340	0,079	376	0,068	412	0,075
233	0,074	269	0,08	305	0,073	341	0,075	377	0,069	413	0,079
234	0,074	270	0,08	306	0,076	342	0,076	378	0,069	414	0,079
235	0,073	271	0,079	307	0,076	343	0,076	379	0,073	415	0,081
236	0,074	272	0,081	308	0,076	344	0,076	380	0,073	416	0,081
237	0,076	273	0,081	309	0,075	345	0,075	381	0,073	417	0,081
238	0,075	274	0,081	310	0,074	346	0,079	382	0,072	418	0,08
239	0,074	275	0,081	311	0,077	347	0,077	383	0,072	419	0,08
240	0,075	276	0,078	312	0,079	348	0,078	384	0,071	420	0,077
241	0,074	277	0,081	313	0,077	349	0,076	385	0,07	421	0,075
242	0,075	278	0,081	314	0,077	350	0,077	386	0,068	422	0,074
243	0,075	279	0,08	315	0,075	351	0,074	387	0,069	423	0,074
244	0,076	280	0,077	316	0,076	352	0,075	388	0,068	424	0,074
245	0,075	281	0,078	317	0,074	353	0,074	389	0,068	425	0,074
246	0,075	282	0,074	318	0,074	354	0,074	390	0,066	426	0,074
247	0,075	283	0,078	319	0,076	355	0,073	391	0,066	427	0,072
248	0,072	284	0,083	320	0,073	356	0,079	392	0,066	428	0,073
249	0,077	285	0,084	321	0,077	357	0,077	393	0,065	429	0,073
250	0,08	286	0,081	322	0,075	358	0,074	394	0,065	430	0,073
251	0,078	287	0,084	323	0,076	359	0,074	395	0,064	431	0,072
252	0,079	288	0,078	324	0,072	360	0,072	396	0,066	432	0,069

Tabela B3 – Resultados das medições para a Figura 3.27, em mm.

Canal	Largura	Altura	Canal	Largura	Altura
1	2,67	2,83	37	2,65	2,76
2	2,62	2,81	38	2,64	2,76
3	2,66	2,85	39	2,62	2,77
4	2,63	2,85	40	2,64	2,8
5	2,66	2,84	41	2,63	2,78
6	2,62	2,85	42	2,63	2,76
7	2,67	2,8	43	2,63	2,8
8	2,68	2,81	44	2,64	2,8
9	2,67	2,75	45	2,65	2,8
10	2,64	2,8	46	2,63	2,81
11	2,62	2,8	47	2,63	2,8
12	2,64	2,76	48	2,64	2,77
13	2,59	2,78	49	2,63	2,78
14	2,59	2,85	50	2,61	2,78
15	2,62	2,82	51	2,62	2,8
16	2,62	2,83	52	2,63	2,8
17	2,62	2,8	53	2,62	2,8
18	2,6	2,82	54	2,64	2,76
19	2,89	2,83	55	2,64	2,8
20	2,86	2,79	56	2,63	2,79
21	2,86	2,79	57	2,61	2,79
22	2,86	2,8	58	2,64	2,81
23	2,81	2,79	59	2,58	2,8
24	2,8	2,76	60	2,58	2,82
25	2,8	2,8	61	2,6	2,82
26	2,83	2,81	62	2,58	2,79
27	2,8	2,8	63	2,61	2,8
28	2,8	2,79	64	2,61	2,8
29	2,81	2,8	65	2,62	2,8
30	2,79	2,79	66	2,6	2,8
31	2,74	2,8	67	2,68	2,83
32	2,73	2,78	68	2,68	2,85
33	2,67	2,78	69	2,67	2,8
34	2,67	2,8	70	2,67	2,85
35	2,67	2,75	71	2,66	2,84
36	2,63	2,76	72	2,66	2,8

Tabela B4 - Resultado das medições da Figura 3.28, em mm.

Canal	Altura	Canal	Altura
1	2,88	19	2,77
2	2,86	20	2,82
3	2,83	21	2,71
4	2,78	22	2,77
5	2,83	23	2,76
6	2,83	24	2,74
7	2,8	25	2,77
8	2,86	26	2,79
9	2,76	27	2,77
10	2,81	28	2,71
11	2,76	29	2,83
12	2,78	30	2,8
13	2,79	31	2,77
14	2,74	32	2,79
15	2,78	33	2,77
16	2,76	34	2,76
17	2,8	35	2,7
18	2,82	36	2,73

APÊNDICE C – AJUSTE DAS CURVAS DOS MEDIDORES DE VAZÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Como parte da montagem da bancada experimental, foram realizados alguns ajustes de curva dos equipamentos presentes na mesma, uma vez que os certificados de calibração desses já não eram mais válidos e essa torna-se a opção de melhor custo-benefício.

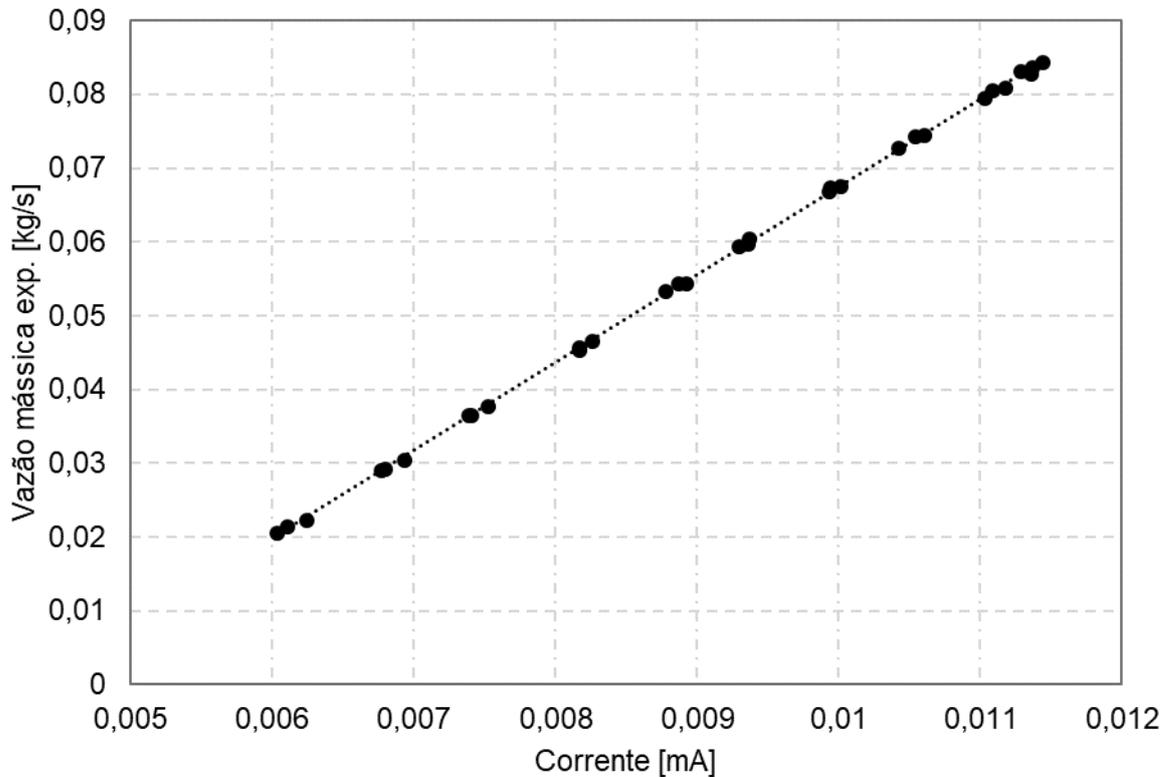
Para a correção da vazão do ar, descrita na seção 4.2.1, foi realizado o procedimento de ajuste de curva do medidor de vazão Coriolis com o auxílio de um tubo de Pitot. As medições das 3 baterias realizadas são apresentadas na Tabela C1.

Tabela C1 – Baterias realizadas para ajuste de curva da vazão de ar.

BATERIA I		BATERIA II		BATERIA III	
Corrente [mA]	Vazão mássica [kg/s]	Corrente [mA]	Vazão mássica [kg/s]	Corrente [mA]	Vazão mássica [kg/s]
0,00625	0,02225	0,00603	0,02059	0,00611	0,02133
0,00694	0,03038	0,00677	0,02907	0,00680	0,02921
0,00752	0,03773	0,00739	0,03645	0,00741	0,03654
0,00826	0,04656	0,00817	0,04558	0,00817	0,04535
0,00888	0,05428	0,00878	0,05337	0,00892	0,05439
0,00937	0,06044	0,00929	0,05934	0,00936	0,05975
0,00994	0,06726	0,00993	0,06681	0,01002	0,06746
0,01054	0,07423	0,01043	0,07275	0,01061	0,07449
0,01109	0,08054	0,01103	0,07940	0,01118	0,08086
0,01137	0,08361	0,01136	0,08277	0,01144	0,08425

Os resultados dos pontos de medição são plotados em um gráfico da vazão experimental obtida pelo tubo de Pitot *versus* a corrente elétrica fornecida como sinal de saída do equipamento. Esse resultado é mostrado na Figura C1.

Figura C1 – Vazão mássica experimental versus corrente elétrica, ramal quente.



Esses pontos nos fornecem uma linha de tendência linear, na seguinte forma:

$$\text{Vazão mássica} = 11,889 * i - 0,0515, \quad (C1)$$

onde i representa o sinal de corrente elétrica fornecida pelo equipamento. Os valores mensurados experimentalmente apresentam uma expressiva repetibilidade, onde o R^2 para essa linha de tendência é de 0,999.

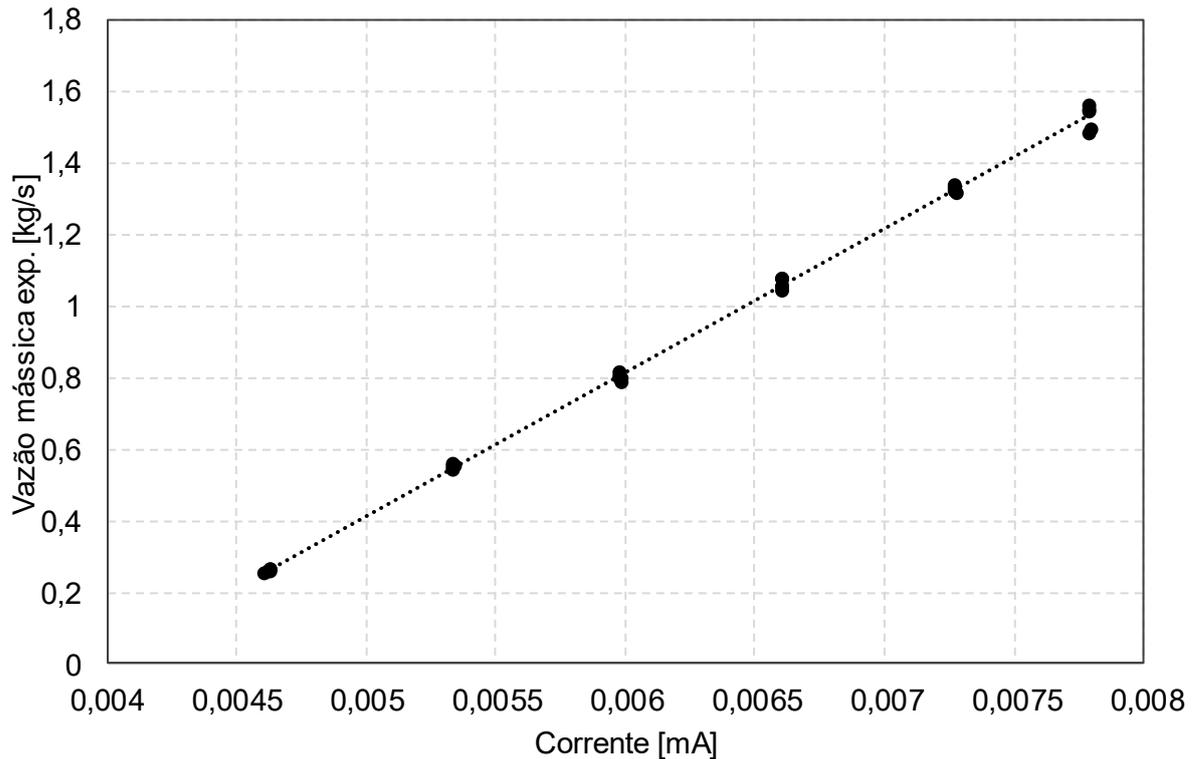
De modo semelhante, para o ramal de água, realizou-se um procedimento semelhante, descrito na seção 4.2.2. Foram mensurados 5 pontos para 6 vazões diferentes. Esses pontos são apresentados na Tabela C2.

Tabela C2 – Baterias realizadas para ajuste de curva da vazão de água.

Vazão 1			
Tempo [s]	Massa [kg]	Vazão Mássica [kg/s]	Corrente [mA]
37,130	9,470	0,255	0,004608
30,050	7,850	0,261	0,004621
28,650	7,385	0,258	0,004630
24,870	6,550	0,263	0,004632
23,290	6,115	0,263	0,004629
Vazão 2			
Tempo [s]	Massa [kg]	Vazão Mássica [kg/s]	Corrente [mA]
12,040	6,685	0,555	0,005342
17,570	9,575	0,545	0,005334
17,780	9,795	0,551	0,005333
17,580	9,725	0,553	0,005333
15,220	8,480	0,557	0,005333
Vazão 3			
Tempo [s]	Massa [kg]	Vazão Mássica [kg/s]	Corrente [mA]
12,600	10,265	0,815	0,005979
13,640	10,890	0,798	0,005983
13,630	10,920	0,801	0,005980
13,000	10,260	0,789	0,005983
12,340	9,915	0,803	0,005976
Vazão 4			
Tempo [s]	Massa [kg]	Vazão Mássica [kg/s]	Corrente [mA]
9,270	9,765	1,053	0,006601
9,590	9,998	1,043	0,006602
10,000	10,765	1,077	0,006603
9,780	10,335	1,057	0,006608
10,230	11,005	1,076	0,006602
Vazão 5			
Tempo [s]	Massa [kg]	Vazão Mássica [kg/s]	Corrente [mA]
8,730	11,665	1,336	0,007274
8,340	11,030	1,323	0,007274
7,810	10,380	1,329	0,007274
8,340	11,155	1,338	0,007274
7,680	10,125	1,318	0,007275
Vazão 6			
Tempo [s]	Massa [kg]	Vazão Mássica [kg/s]	Corrente [mA]
5,520	8,625	1,563	0,007793
6,300	9,725	1,544	0,007791
6,700	9,945	1,484	0,007792
7,190	10,740	1,494	0,007797
6,980	10,815	1,549	0,007788

Os resultados dos pontos de medição são plotados em um gráfico da vazão experimental obtida pelo procedimento experimental *versus* a corrente elétrica fornecida como sinal de saída do equipamento. Esse resultado é mostrado na Figura C2.

Figura C2 – Vazão mássica experimental *versus* corrente elétrica, ramal frio.



Como o medidor de vazão tem um sinal de saída igual ao medidor de vazão de ar (4-20mA), a linha de tendência também tem um formato linear, sendo:

$$\text{Vazão mássica} = 400,5 * i - 1,5887. \quad (C2)$$

O ajuste desse equacionamento apresenta um coeficiente de determinação, R^2 , de 0,998.

APÊNDICE D – ANÁLISE DE INCERTEZAS

Nessa seção são apresentadas a metodologia e procedimentos utilizados para tratamento das incertezas das medições experimentais.

D.1 – Metodologia de incerteza de medição

Conforme Albertazzi e Sousa [45], o erro de medição pode ser decomposto em duas parcelas: o erro sistemático e o erro aleatório. Com relação ao erro sistemático, é possível que o mesmo seja mensurado e corrigido, através da tendência:

$$Td = \bar{x} - VVC, \quad (D1)$$

onde Td é a tendência, \bar{x} é a média de um número finito de indicações e VVC é o valor verdadeiro convencional do mensurando, o qual é uma estimativa suficientemente próxima do valor verdadeiro do mensurando. Sabendo disso, pode-se definir então a *correção* (C) como a constante que deve ser adicionada à indicação para corrigir os erros sistemáticos do sistema de medição, que é calculada da seguinte forma:

$$C = -Td = VVC - \bar{x}. \quad (D2)$$

Essa é uma ferramenta que serve para compensar o erro sistemático de um sistema de medição. Por outro lado, o erro aleatório está associado com o fato de as medições não repetirem exatamente o valor desejado e, por não seguir um padrão de erro previsível. Pode ser calculado pela seguinte equação:

$$Ea_i = x_i - \bar{x}, \quad (D3)$$

onde Ea_i é o erro aleatório da i -ésima indicação e x_i é a i -ésima indicação. Um importante conceito ligado ao erro aleatório é a repetitividade, que é definida por Albertazzi e Sousa [45] como a faixa de valores simétrica em torno do valor médio, dentro da qual o erro aleatório de um sistema de medição é esperado com uma certa probabilidade. Esse conceito é bastante útil para estimar a faixa de incertezas associadas ao resultado de medição.

De acordo com Grecco [46] a incerteza de medição consiste de vários componentes que podem ser agrupados em duas categorias, tipo A (provenientes de séries de observações) e tipo B (dados fornecidos pelo fabricante, por exemplo). Em uma série de n medições, define o desvio-padrão da amostra (σ_x), sendo [45]:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{D4})$$

Ainda de acordo com Albertazzi e Sousa [45] é possível calcular o desvio-padrão da média $\sigma_{\bar{x}}$, a partir do desvio-padrão dos indivíduos, resultando em:

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_x}{\sqrt{n}} \quad (\text{D5})$$

Como o conjunto de medições é obtido de forma repetida, a incerteza-padrão corresponde ao desvio-padrão da média, ou seja:

$$u_A = \sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (\text{D6})$$

Com relação as incertezas do tipo B, Grecco [46] afirma que quando as informações sobre a incerteza, ou relacionada à ela, provém de fontes externas, essas informações geralmente correspondem a mais de um desvio padrão para suas distribuições de probabilidade. Portanto elas devem ser corrigidas por um fator apropriado k , para que correspondam a apenas um desvio padrão de suas

distribuições, antes de serem usadas na avaliação da incerteza do mensurando em estudo. Considerando uma distribuição normal ou *gaussiana*:

$$u_B = \frac{u_i}{k} \quad (D7)$$

Neste trabalho foram consideradas distribuições de probabilidade normal ou *gaussiana*, ou seja, $k = 2$.

Determinadas as incertezas do tipo A e do tipo B, pode-se então determinar a incerteza associada ao resultado de medição, ou seja, a incerteza combinada u_C . No caso de medições diretas, usualmente as funções avaliadas mostram comportamento linear, onde nesse caso:

$$u_C = \sqrt{\sum_{i=1}^n u^2(x_i)} \quad (D8)$$

No entanto, se as grandezas de entrada x_i não forem correlacionadas, ou seja, elas apresentam comportamento não-linear, podem ser combinadas através da seguinte equação:

$$u_C = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i)} \quad (D9)$$

Onde $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ é o coeficiente de sensibilidade.

Os resultados de medição são expressos geralmente com um intervalo associado, onde neste está atrelado um certo nível de confiança. Essa denomina-se incerteza expandida U , e é obtida do seguinte modo:

$$U = k_p \cdot u_c \quad (D10)$$

Onde k_p é o fator de abrangência, obtido pela distribuição *t-Student*, com v_{eff} graus de liberdade, para um nível α de confiança. Os graus de liberdade podem ser determinados pela fórmula simplificada de *Welch-Satterthwaite*:

$$v_{eff} = \frac{u_c^4}{\sum \frac{u_A^4}{n-1}} \quad (D11)$$

Usualmente o nível de confiança utilizado em trabalhos experimentais é de 95,45%, isto porque para tal nível de confiança e infinitos graus de liberdade, o valor para *t-Student* é igual a 2. A tabela da Figura Figura mostra os valores de *t-Student* relacionando os graus de liberdade para diferentes níveis de confiança.

Figura D1 - Valores para *t* em função dos graus de liberdade e intervalo de confiança.

ν \ α	.40	.25	.10	.05	.025	.01	.005	.0025	.001	.0005
1	.325	1.000	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	127.32	318.31	636.62
2	.289	.816	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	14.089	23.326	31.598
3	.277	.765	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	7.453	10.213	12.924
4	.271	.741	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	5.598	7.173	8.610
5	.267	.727	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	4.773	5.893	6.869
6	.265	.718	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	4.317	5.208	5.959
7	.263	.711	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.029	4.785	5.408
8	.262	.706	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	3.833	4.501	5.041
9	.261	.703	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	3.690	4.297	4.781
10	.260	.700	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	3.581	4.144	4.587
11	.260	.697	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	3.497	4.025	4.437
12	.259	.695	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.428	3.930	4.318
13	.259	.694	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.372	3.852	4.221
14	.258	.692	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.326	3.787	4.140
15	.258	.691	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.286	3.733	4.073
16	.258	.690	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.252	3.686	4.015
17	.257	.689	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.222	3.646	3.965
18	.257	.688	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.197	3.610	3.922
19	.257	.688	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.174	3.579	3.883
20	.257	.687	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.153	3.552	3.850
21	.257	.686	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.135	3.527	3.819
22	.256	.686	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.119	3.505	3.792
23	.256	.685	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.104	3.485	3.767
24	.256	.685	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.091	3.467	3.745
25	.256	.684	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.078	3.450	3.725
26	.256	.684	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.067	3.435	3.707
27	.256	.684	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.057	3.421	3.690
28	.256	.683	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.047	3.408	3.674
29	.256	.683	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.038	3.396	3.659
30	.256	.683	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.030	3.385	3.646
40	.255	.681	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	2.971	3.307	3.551
60	.254	.679	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	2.915	3.232	3.460
120	.254	.677	1.289	1.658	1.980	2.358	2.617	2.860	3.160	3.373
∞	.253	.674	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	2.807	3.090	3.291

Fonte: [45].

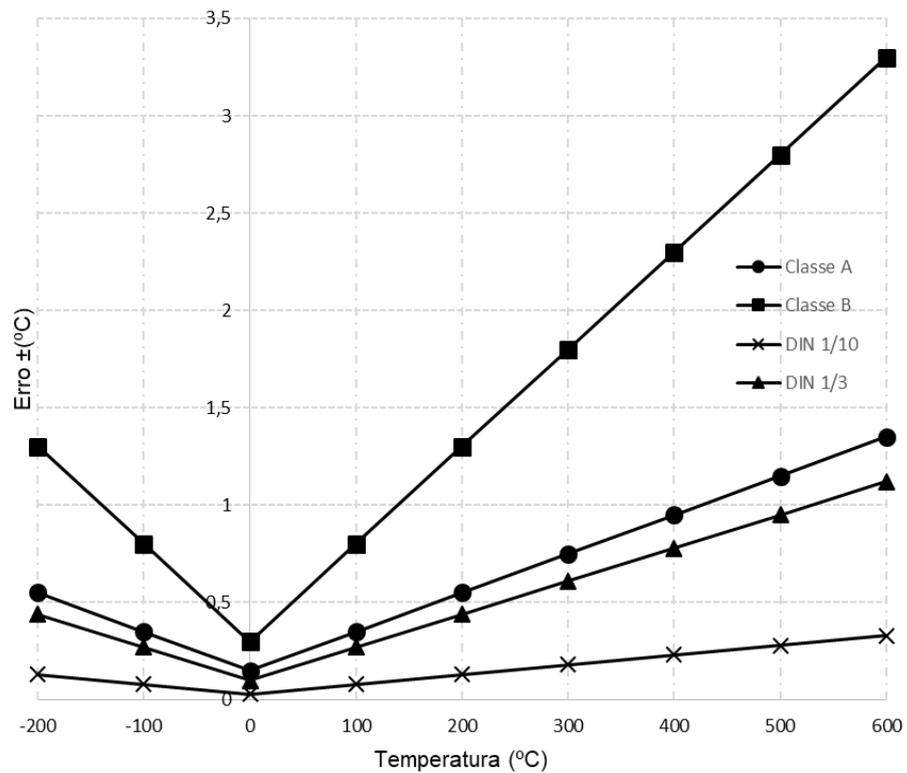
Portanto, a equação (D10) pode ser reescrita como:

$$U = t_{95} \cdot u_c \quad (\text{D12})$$

D.2 – Incerteza nas medições de temperaturas

Para mensurar as temperaturas de entrada e saída para ambos os ramais foram utilizadas sondas de alta precisão RTD PT100 da marca OMEGA®. A Figura D2 mostra o comportamento da precisão em função da temperatura para diversas classes de instrumentos.

Figura D2 - Erro de medição em função da temperatura.



Fonte: [47].

Os RTDs utilizados, apesar de serem específicos para gás (ar) ou água, possuem a mesma exatidão DIN 1/3, e sua incerteza expandida e incerteza podem ser expressas a partir das seguintes funções, respectivamente:

$$\begin{aligned} U_{T_{RTD}} &= \pm 0,1 + 0,0017 [T_{RTD}] \\ u_{T_{RTD}} &= \pm 0,05 + 0,00085 [T_{RTD}] \end{aligned} \quad (D13)$$

Onde T_{RTD} é a temperatura mensurada pelo RTD. Utilizou-se também 12 termopares tipo K para medir a temperatura ao longo de pontos específicos da tubulação, do trocador de calor e da temperatura ambiente durante os testes. Com relação aos termopares, realizou-se a calibração dos mesmos através da imersão em um banho térmico com temperatura controlada. Para comparação, utilizou-se um termômetro de precisão e então o procedimento de cálculo apresentado por Paiva [48], onde primeiramente é calculada a tendência, seguida pela repetitividade e, por fim, o erro máximo. O resultado para cada uma dessas variáveis é mostrado na Tabela D1 e o erro máximo é mostrado no gráfico das Figuras D4 e D5.

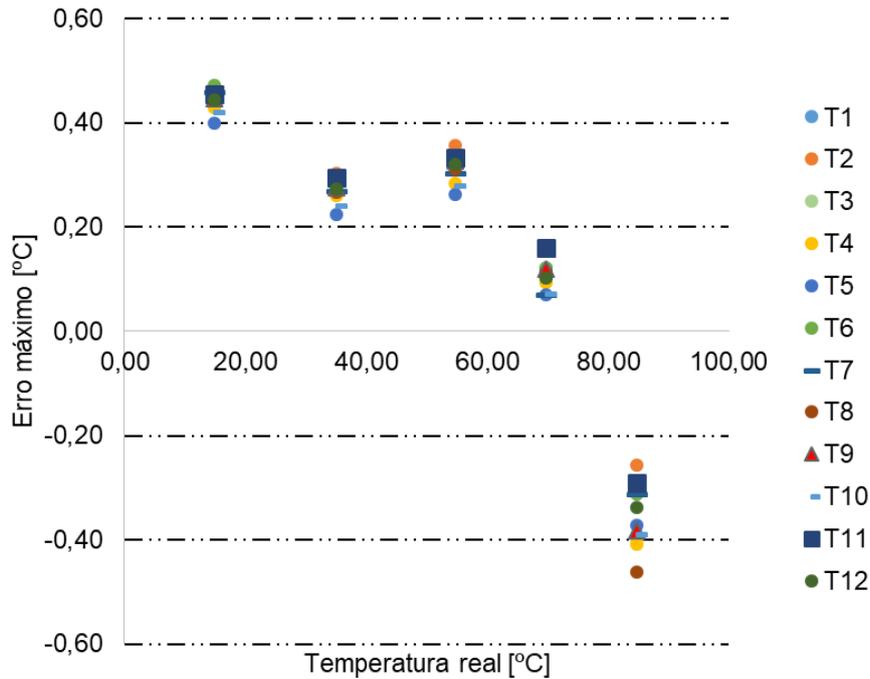
Figura D3 – Termopares e termômetro imersos em banho térmico.



Tabela D1 – Tendência, desvio padrão e repetitividade para diferentes faixas de temperatura.

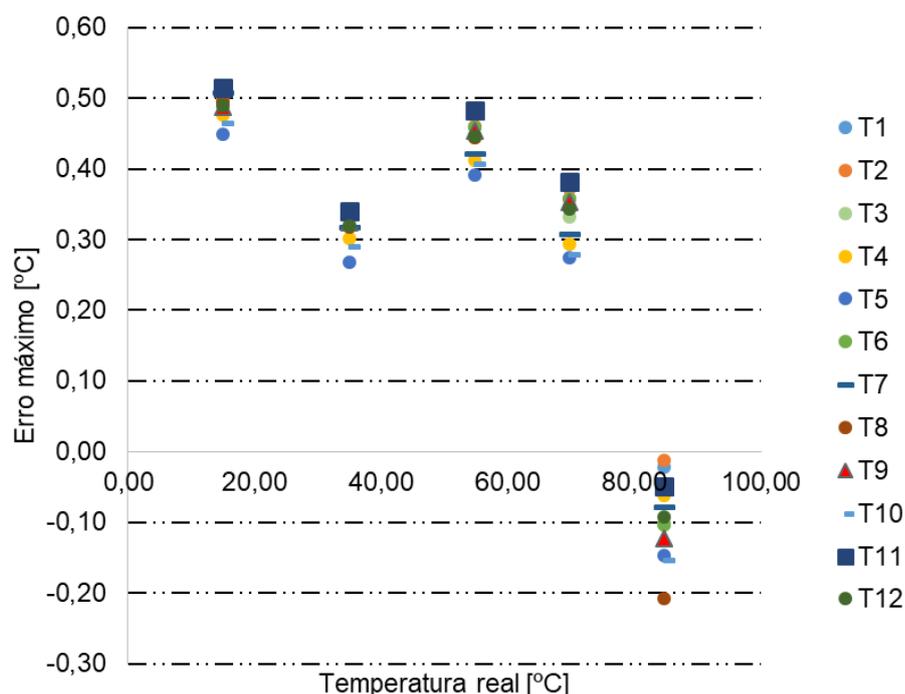
		Termopares												Termômetro
		T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_10	T_11	T_12	
Médias das medições (n=50)		15,39	15,37	15,37	15,35	15,32	15,39	15,38	15,37	15,37	15,34	15,38	15,37	14,90
		35,34	35,35	35,33	35,31	35,28	35,34	35,32	35,32	35,33	35,30	35,35	35,33	35,03
		55,09	55,11	55,08	55,05	55,03	55,10	55,06	55,08	55,09	55,04	55,11	55,08	54,70
		69,94	69,96	69,92	69,89	69,87	69,94	69,88	69,93	69,93	69,87	69,97	69,92	69,70
		84,49	84,51	84,40	84,41	84,39	84,44	84,45	84,31	84,39	84,37	84,48	84,43	84,65
Tendência		0,49	0,47	0,47	0,45	0,42	0,49	0,48	0,47	0,47	0,44	0,48	0,47	
		0,31	0,32	0,30	0,28	0,25	0,31	0,29	0,29	0,30	0,26	0,32	0,30	
		0,39	0,41	0,38	0,35	0,33	0,40	0,36	0,38	0,39	0,34	0,41	0,38	
		0,24	0,27	0,22	0,19	0,17	0,24	0,19	0,23	0,24	0,17	0,27	0,22	
		-0,16	-0,13	-0,25	-0,24	-0,26	-0,21	-0,20	-0,33	-0,25	-0,27	-0,17	-0,21	
Desvio Padrão		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01	
		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	
		0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,03	
		0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,06	0,06	
		0,07	0,06	0,07	0,09	0,06	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	
Repetitividade (t-Std. = 2)		0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,02	
		0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	
		0,06	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,06	0,06	0,07	0,06	
		0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,12	0,12	0,12	0,12	0,10	0,11	0,12	
		0,13	0,12	0,15	0,17	0,11	0,10	0,12	0,13	0,13	0,12	0,12	0,12	

Figura D4 – Erro máximo (Tendência – Repetitividade).



Como é observado, para esse caso o erro máximo foi obtido através da soma (e da subtração) da tendência com a repetitividade, e o valor máximo de erro calculado foi de 0,515°C, para o termopar 6. Para qualquer efeito de cálculo utilizando os termopares, será levado em conta esse valor na incerteza de medição.

Figura D5 – Erro máximo (Tendência + Repetitividade).



D.3 – Incerteza na vazão mássica

A incerteza na vazão mássica será função das aleatoriedades das medições experimentais, uma vez que houve o ajuste das curvas, e também das incertezas fornecidas pelo fabricante de cada equipamento.

Com relação ao lado do ar, a medição da vazão foi realizada com um medidor Coriolis, o qual teve um ajuste de curva feito experimentalmente utilizando um tubo de Pitot. Portanto, a incerteza combinada (equação D8) será uma função das aleatoriedades presentes na medição experimental ($u_{A,pitot}$, onde foi pego o maior valor de incerteza e este, foi considerado para todos os casos), das aleatoriedades das medições durante o experimento ($u_{A,coriolis}$, que é um valor muito baixo, pois foram realizadas 600 medições para cada experimento) e também uma

função do erro ligado diretamente ao equipamento ($u_{B,coriolis}$). Segundo o fabricante, o erro sistemático do equipamento é de 0,55% da vazão mássica medida [49], o qual leva em conta efeitos de repetitividade, linearidade e histerese.

Morris [50] cita que a incerteza de uma medição feita com tubo de Pitot é tipicamente na ordem de 5% (incerteza expandida), então esse valor é acrescido na incerteza da vazão mássica do ar. Portanto, a incerteza combinada na vazão mássica para o lado quente é dada por:

$$u_{c,vazão_ar} = \sqrt{u_{A,pitot}^2 + u_{A,coriolis}^2 + u_{B,coriolis}^2} + 0,025 * i \dots \quad (D14)$$

Com relação a vazão mássica de água, algumas considerações semelhantes são feitas. A incerteza combinada leva em conta a incerteza das medições feitas durante os experimentos ($u_{A,equip.}$, valor pouco significativo devido ao alto número de medições), a incerteza devido as medições experimentais para ajuste de curva ($u_{A,experimento}$), e o erro sistemático informado pelo fabricante ($u_{B,equip.}$) [51], dado por:

$$u_v = u * 0,006 + 0,001, \quad (D15)$$

onde u_v é a incerteza fornecida pelo fabricante em função da velocidade, a qual é posteriormente transformada em vazão mássica. Portanto, a incerteza combinada para a vazão mássica no ramal de água é dada por:

$$u_{c,vazão_água} = \sqrt{u_{A,experimento}^2 + u_{A,equip.}^2 + u_{B,equip.}^2} \quad (D16)$$

D.4 – Incerteza na taxa de transferência de calor

A taxa de transferência de calor experimental para o lado do fluido quente é uma função de:

$$q_h = f(\dot{m}_{in,h}, T_{in,h}, T_{out,h}) \quad (D17)$$

O calor específico é obtido através da média das temperaturas de entrada e saída e, considerado como constante. Aplicando a equação (D9):

$$u_{c,q_h} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_h}{\partial \dot{m}_{in,h}}\right)^2 u_{\dot{m}_{in,h}}^2 + \left(\frac{\partial q_h}{\partial T_{in,h}}\right)^2 u_{T_{in,h}}^2 + \left(\frac{\partial q_h}{\partial T_{out,h}}\right)^2 u_{T_{out,h}}^2} \quad (D18)$$

Resolvendo cada termo de dentro da raiz quadrada separadamente, tem-se:

$$\frac{\partial q_h}{\partial \dot{m}_{in,h}} = cn \cdot (T_{in,h} - T_{out,h}) \quad (D18.1)$$

$$\frac{\partial q_h}{\partial T_{in,h}} = \dot{m}_{in,h} \quad (D18.2)$$

$$\frac{\partial q_h}{\partial T_{out,h}} = -\dot{m}_{in,h} \quad (D18.3)$$

De modo análogo, para o lado frio tem-se que:

$$q_c = f(\dot{m}_{in,c}, T_{in,c}, T_{out,c}) \quad (D19)$$

E, a incerteza combinada é dada por:

$$u_{c,q_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_c}{\partial \dot{m}_{in,c}}\right)^2 u_{\dot{m}_{in,c}}^2 + \left(\frac{\partial q_c}{\partial T_{in,c}}\right)^2 u_{T_{in,c}}^2 + \left(\frac{\partial q_c}{\partial T_{out,c}}\right)^2 u_{T_{out,c}}^2} \quad (D20)$$

Onde a resolução dos termos dentro da raiz quadrada resulta em:

$$\frac{\partial q_c}{i} = \overline{cn} (T_{in,c} - T_{out,c}) \quad (D20.1)$$

$$\frac{\partial q_c}{T_{in,c}} = i \quad (D20.2)$$

$$\frac{\partial q_c}{T_{out,c}} = -i \quad (D20.3)$$

D.5 – Incerteza da condutância térmica, coeficiente de transferência de calor por convecção, número de Nusselt e efetividade

De modo análogo ao procedimento descrito para a taxa de transferência de calor, as incertezas combinadas para a condutância térmica, coeficiente de transferência de calor por convecção, número de Nusselt e efetividade são expressas nas equações D21, D22, D23 e D24, respectivamente.

$$u_{UA} = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta T_{lm}}\right)^2 u_q^2 + \left(\frac{-q}{\Delta T_{lm}^2}\right)^2 u_{\Delta T_{lm}}^2}, \quad (D21)$$

$$u_h = \sqrt{\left(\frac{1}{A_{tot}}\right)^2 u_{UA}^2 + \left(\frac{-UA}{A_{tot}^2}\right)^2 u_{A_{tot}}^2}, \quad (D22)$$

$$u_{Nusselt} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{A_{canal}}}{k_f}\right)^2 u_h^2 + \left(\frac{h}{k_f}\right)^2 u_{\sqrt{A_{canal}}}^2}, \quad (D23)$$

$$u_\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{1}{q_{max}}\right)^2 u_q^2}. \quad (D24)$$

Vale ressaltar que estas são as incertezas combinadas. Para obter a incerteza expandida, dada pela equação D12, ainda deve-se multiplicar a incerteza combinada pelo fator t-Student. Também é importante mencionar que para o coeficiente de transferência de calor por convecção e para o número de Nusselt, são utilizadas as variáveis referentes à cada um dos ramais, quente e frio.

D.6 – Incerteza na queda de pressão e no fator de atrito

Para determinar a incerteza de medição na perda de carga para o lado do ar, são levadas em conta as aleatoriedades nas medições ($u_{A,\Delta p}$) e a incerteza da escala ($u_{B,escala}$) de medição do manômetro em U. As medições realizadas para determinar a densidade do fluido manométrico são apresentadas na Tabela D2. Também é acrescentado um fator empírico devido as pequenas flutuações na hora de mensurar a diferença de altura nas colunas do manômetro U.

Tabela D2 – Medições para determinar a densidade do fluido manométrico.

Fluido: Álcool com corante		
Volume (ml)	Massa (g)	Densidade (g/ml)
5	3,965	0,793
10	7,831	0,7831
15	11,703	0,7802
20	15,684	0,7842
25	19,674	0,78696
Média:		0,785492

A incerteza combinada para perda de carga, dada pelo manômetro em U, pode ser expressa por:

$$u_{\Delta p,ar} = \sqrt{u_{A,\Delta p}^2 + u_{B,escala}^2} \quad (D25)$$

Para o lado da água, como o método de medição é pelo transdutor de pressão, são consideradas as aleatoriedades ($u_{A,\Delta p}$) durante as aquisições de dados e o erro sistemático do equipamento ($u_{B,transd.}$). Segundo o fabricante, o erro

sistemático do transdutor de pressão utilizado é de 0,08% do fundo de escala, que é de 25mbar. Portanto, a incerteza combinada para a perda de carga no lado da água é dada por:

$$u_{\Delta p, \text{água}} = \sqrt{u_{A, \Delta p}^2 + u_{B, \text{transd.}}^2} \quad (\text{D26})$$

O fator de atrito pode ser apresentado como uma função dos seguintes parâmetros:

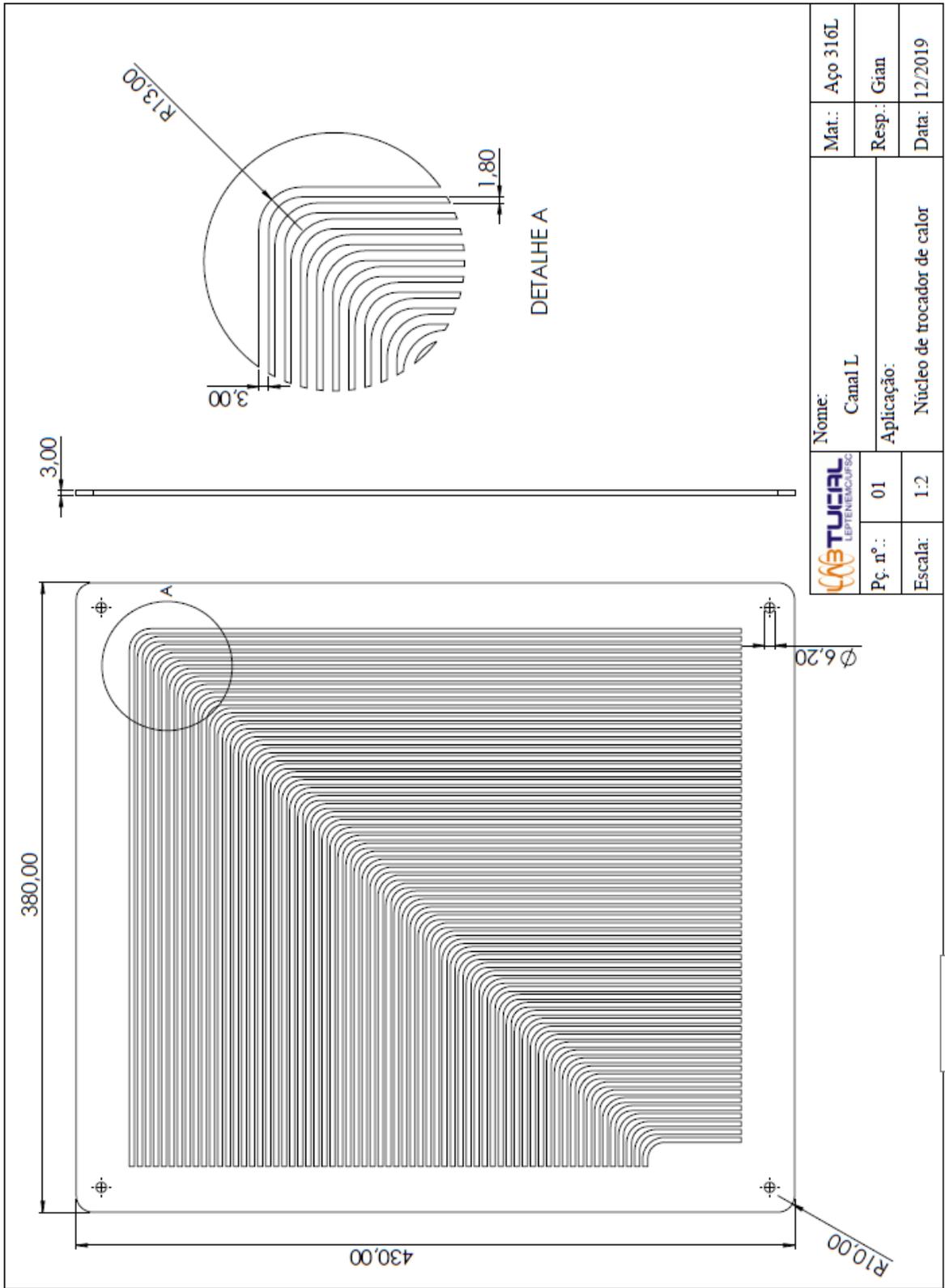
$$f = f(\sqrt{A_{\text{canal}}}, L, A, i) \quad (\text{D27})$$

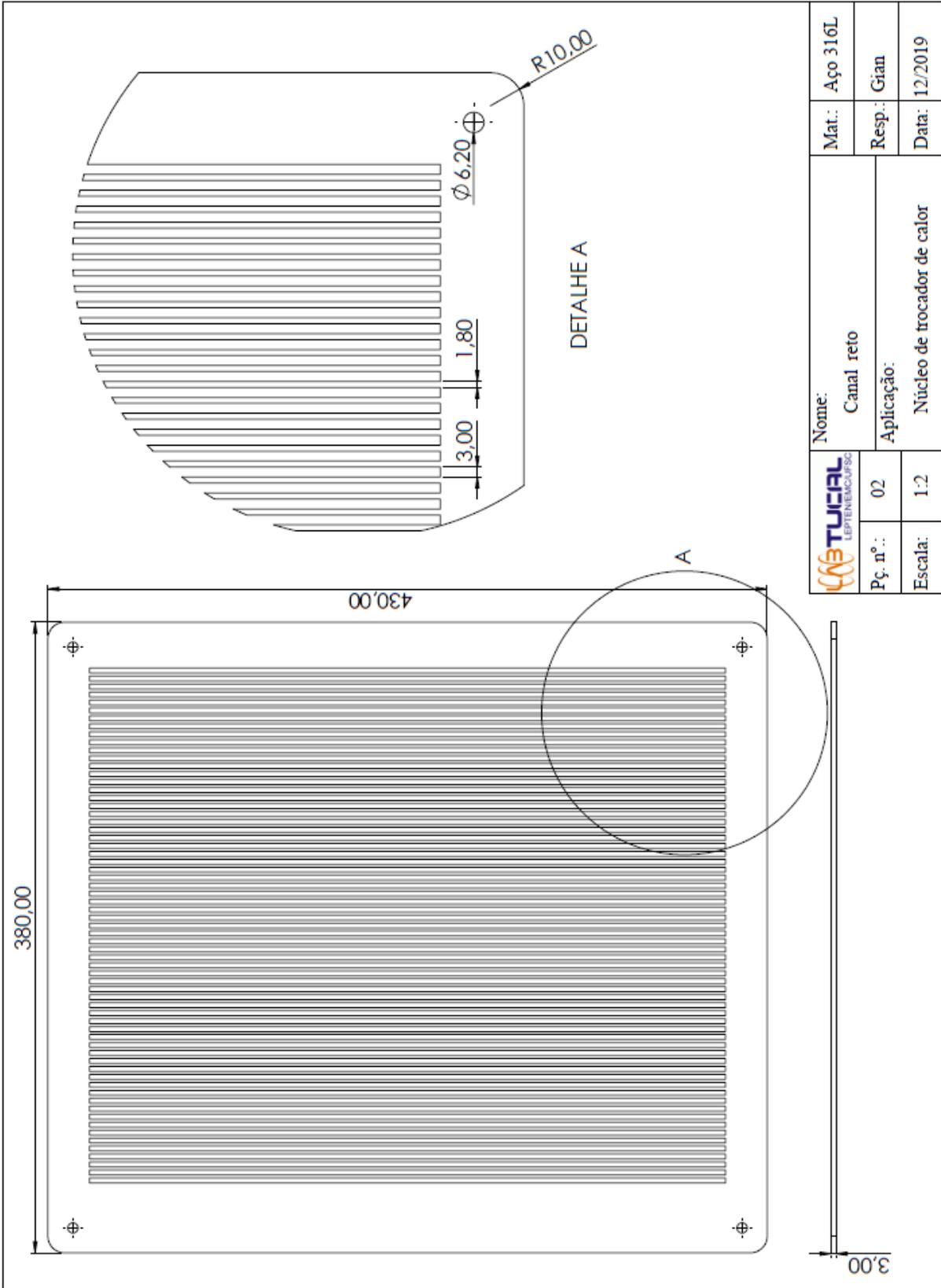
Desse modo, analogamente aos procedimentos anteriores, a incerteza combinada para o fator de atrito é dada por:

$$u_f = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{A_{\text{canal}}}}{L} \cdot \rho \cdot \frac{A^2}{i} \right)^2 u_{\rho}^2 + \left(\frac{\Delta p}{2} \frac{1}{L} \cdot \rho \cdot \frac{A^2}{i} \right)^2 u_{\Delta p}^2 + \left(\Delta p \cdot \frac{\sqrt{A_{\text{canal}}}}{L} \cdot \rho \cdot \frac{A}{i} \right)^2 u_{\rho}^2 + \left(-\lambda n \cdot \frac{\sqrt{A_{\text{canal}}}}{L} \cdot \rho \cdot \frac{A^2}{i} \right)^2 u_{\lambda}^2} \quad (\text{D28})$$

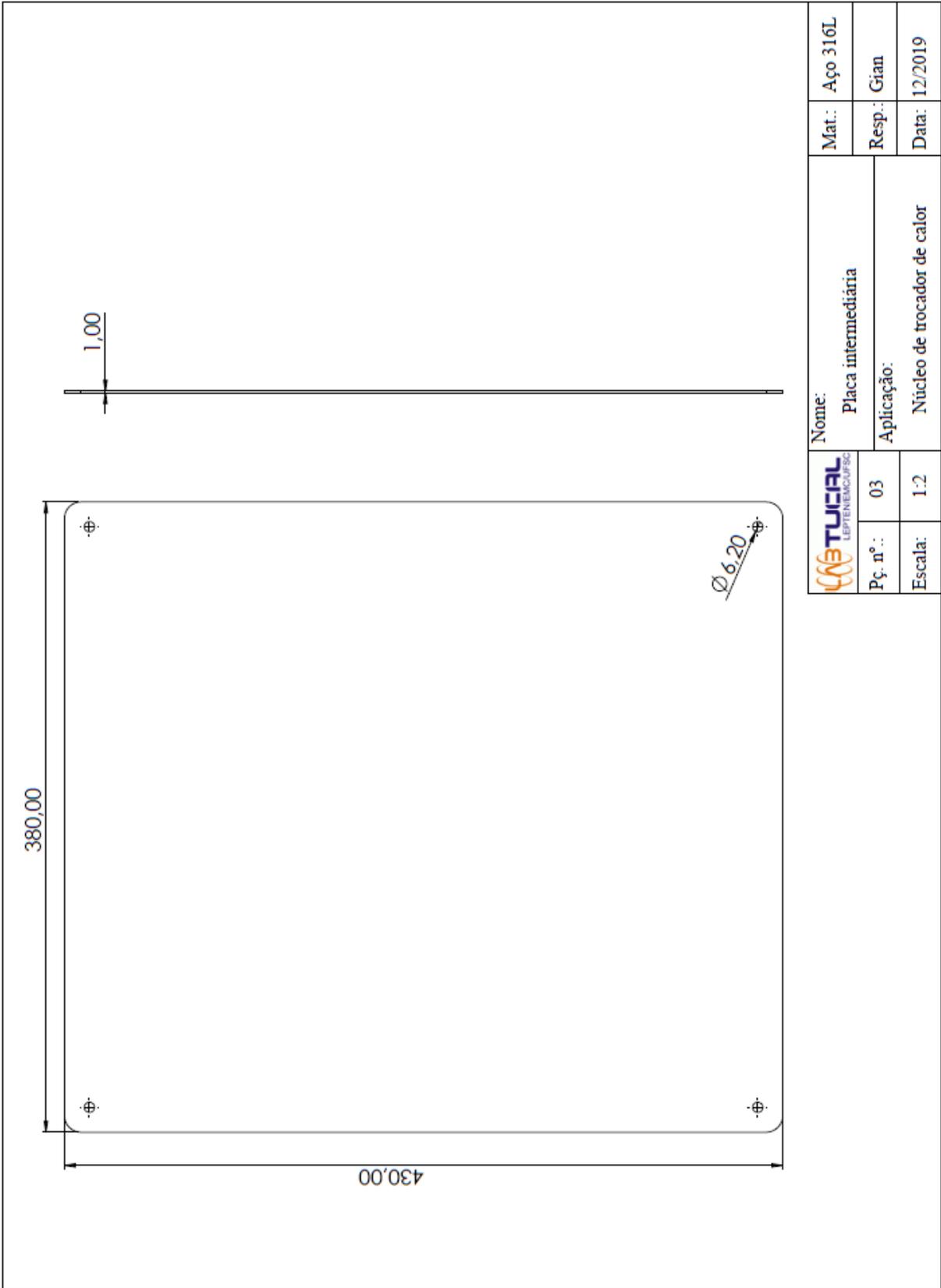
onde A, é a área da seção transversal do canal. Vale lembrar que as variáveis são aplicadas de forma independente para cada um dos ramais avaliados.

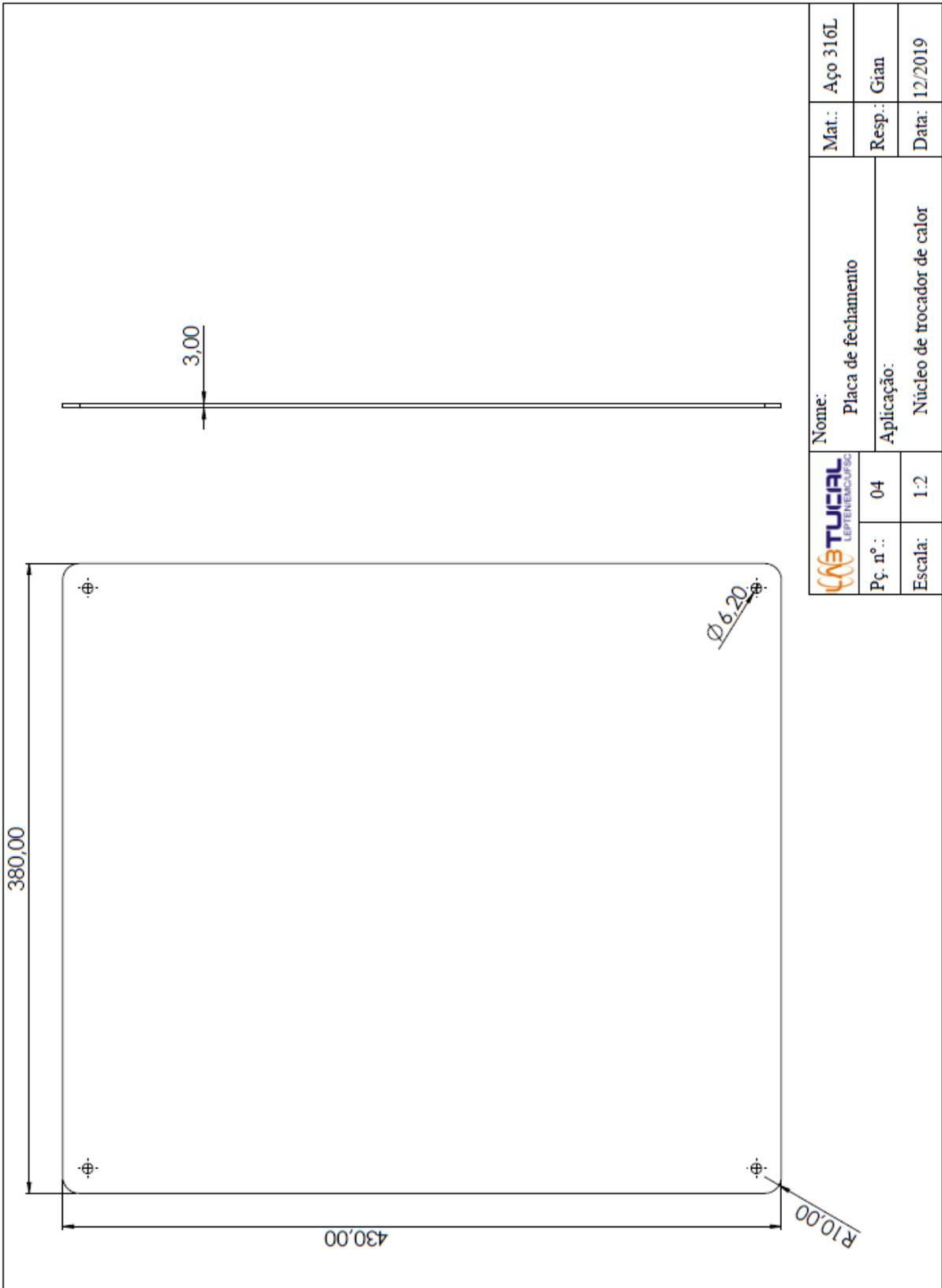
APÊNDICE E – DETALHAMENTO DA GEOMETRIA DO NÚCLEO DE TROCADOR DE CALOR DE PLACA USINADA DE MÉDIO PORTE

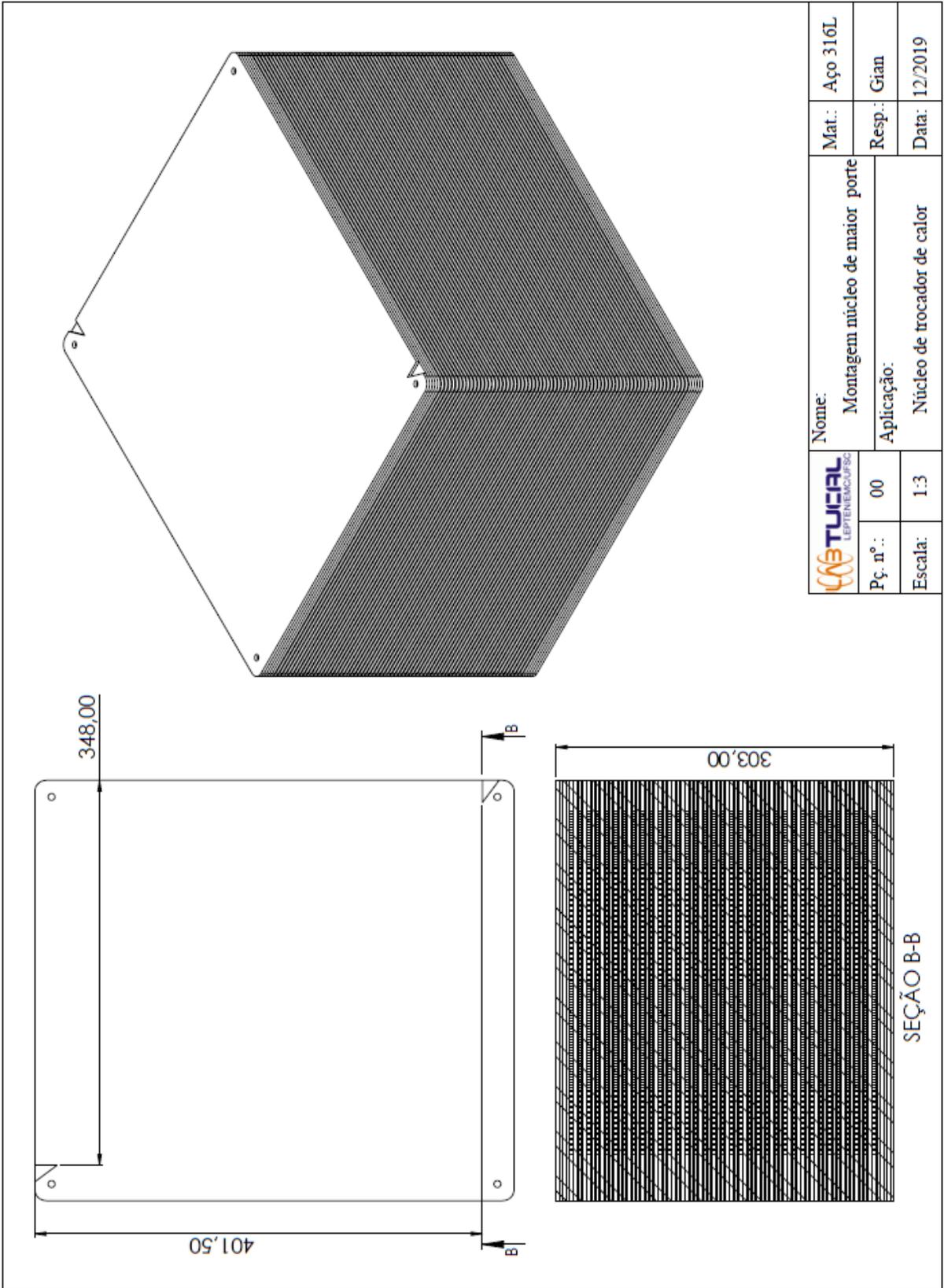




	Nome:	Mat.: Aço 316L
	Canal reto	Resp.: Gian
Pç. n.º: 02	Aplicação:	Data: 12/2019
Escala: 1:2	Núcleo de trocador de calor	







	Nome: Montagem núcleo de maior porte		Mat.: Aço 316L
	Pç. n.º: 00	Aplicação: Núcleo de trocador de calor	Resp.: Gian
Escala: 1:3	Data: 12/2019		

ANEXO A – CERTIFICADO DE QUALIDADE CHAPA 1mm

Pg. 1/1

Aperam Inox América do Sul S.A.



Sede: Av. Carandá, nº 1115, 23º Andar - Centro - Belo Horizonte - MG - 30130-915 - Brasil
 Usina: Praça 1ª de Maio, nº 9 - Centro - Timóteo - MG - 35100-018 - Brasil
 Filial: Av. Mercedes Benz, nº 1.420 - Distrito Industrial - Campinas - SP - 13054-750 - Brasil
 Rodovia RSC 453, Km 2,2 - SN - Distrito Industrial - Caxias do Sul - RS - 95110-090 - Brasil

CERTIFICADO DE QUALIDADE

Número: 2133925
 Pedido APERAM: 82266910
 Data: 08/02/2019
 Nota Fiscal: 802199

Cliente:
 JATI-SERVICOS COMERCIO IMP. ACOS
 RUA ROBERTO KOCH 363
 04221060 - SAO PAULO - SP
 BRASIL
 Ordem: Venda adicional 2 - Rober

Aço: AISI 316L Acabamento: 2B Produto: BOBINA
 Dimensões: 1,00 mm x 1240 mm
 Marcação:

Composição Química

Número Corrida	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni %	Mo %	N PPM	Ti %	Cu %	Co %				
960022B	0,021	1,32	0,370	0,0371	0,0008	16,61	10,09	2,077	287	0,0026	0,1318	0,248				

Resultados

Ensaio/Variável	Unid. Med	960022B3102B											
		Inicial	Final	Inicial	Final	Inicial	Final	Inicial	Final	Inicial	Final	Inicial	Final
Lim Resistência	MPA		653,00										
Lim. Escoamento 0,2%	MPA		250,00										
Alongamento	%		49,00										
Tamanho de Grão			07,08										
Dureza RB	HRB	80,33	80,33										
Dobramento 180-Trans			S										
Oxalico			APROV										
Peso Líquido	Kg		10,030										
Peso Bruto	Kg		10,040										

Identificação de unidade metálica (U.M.): Ok
 Qualidade superficial / dimensional: Ok
 Teste Corrosão Intergranular conforme: ASTM A262 2015 Ok Tratamento Térmico: Temp.mínima de solubilizacao 1040 C
 Normas: ASTM A240/A240M 18 ASME SA240/SA240M 17

Observações: LARGURAS REAIS DE REFERÊNCIA:
 960022B3102B: Mín. 1272 mm - Máx. 1272 mm
 Dupla Certificação: Atende AISI316/AISI316

- a) Material sem contaminação por Mercúrio.
 b) Material sem contaminação por radioatividade. (Garantia enquanto estocado sob responsabilidade da Aperam Inox América do Sul S.A.).
 c) Certificamos que os resultados descritos acima estão corretos e de acordo com a especificação ou concessão autorizada.
 d) Sistema de Gestão da Qualidade certificado conforme norma ISO 9001 - Certificado ABS QE Nº 30071.
 e) Sistema de Gestão da Qualidade certificado conforme norma ISO/TS 16949 - Certificado ABS QE Nº 38324.
 f) Sistema de Gestão Ambiental certificado conforme norma ISO 14001 - Certificado ABS QE Nº 65989.
 g) Corrida(s) produzida(s) no Brasil.



Eng.º Ricardo S. S. Silva
 Insp.º em Qualidade
 Aperam Inox América do Sul S.A.

