



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Matheus Strobel

**Análise Térmica e Hidrodinâmica de Trocadores de Calor de Placas de Quatro  
Quadrantes**

Joinville

2023

Matheus Strobel

**Análise Térmica e Hidrodinâmica de Trocadores de Calor de Placas de Quatro  
Quadrantes**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade  
Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de  
Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.  
Orientador: Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.  
Coorientador: Prof. Marcus Vinicius Volponi Morteau,  
Dr.

Joinville

2023

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

Strobel, Matheus  
Análise térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor  
de placas de quatro quadrantes / Matheus Strobel ;  
orientador, Kléber Vieira de Paiva, coorientador, Marcus  
Vinicius Volponi Morteau, 2023.  
161 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Trocadores de  
calor a placas gaxetadas. 3. Desempenho térmico e  
hidrodinâmico. 4. Deformação elástica das placas . 5.  
Distribuição irregular de vazões. I. Paiva, Kléber Vieira  
de. II. Morteau, Marcus Vinicius Volponi. III.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós  
Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Matheus Strobel

**Análise Térmica e Hidrodinâmica de Trocadores de Calor de Placas de Quatro Quadrantes**

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

Prof.(a) Jorge Luiz Goes Oliveira, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.(a) Renato Oba, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Edegar Morsch Filho, Dr.  
Universidade Estadual Paulista

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

---

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

---

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.  
Orientador

---

Prof. Marcus Vinicius Volponi Morteau, Dr.  
Coorientador

Joinville, 2023

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a minha família, Sérgio, Dorotéa, Bruna e Bernardo, que me proporcionaram a melhor educação e lutaram que eu tivesse concluído mais essa etapa na área acadêmica. Além de me proporcionarem apoio e encorajamento em todos os aspectos da minha vida.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva, e ao meu coorientador Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi Morteau, pela fundamentação e orientação necessária para a realização deste trabalho.

Agradeço aos meus colegas e amigos de laboratório *Thermal Fluid Flow Group* (T2F): Leonel, Giovani, Gabriel Zilio, Mateus Zanzi, Ramon, Max, Felipe, Victor, Thiago e Cezar pelos bons momentos e conhecimentos compartilhados.

Agradeço aos meus amigos, em especial Franciane, Everton, Eduardo, Leilanne, Renan, Laura, Thiago, Dality, Willian e Camila pela amizade e pelos bons momentos compartilhados com vocês durante estes 2 anos em Joinville.

Agradeço aos demais amigos localizados em Mafra, Curitiba, Xanxerê, Chapecó, Blumenau e Guarapuava pelos ótimos momentos juntos.

Agradeço à CAPES/FAPESC, FEESC e Petrobras que por auxílio de bolsas de iniciação científica e de mestrado, me proporcionaram a oportunidade de aprofundar mais no ramo de pesquisa acadêmica.

## RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para promover a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos, a diferentes temperaturas. Devido às crescentes exigências das indústrias por dispositivos mais compactos e eficientes, os trocadores de calor a placas gaxetadas (GPHE) são comumente utilizados. As placas de quatro quadrantes vêm ganhando destaque por sua geometria única, possibilitando seis configurações diferentes de canais, diferentemente da placa do tipo “Chevron”, que apresenta apenas três configurações. A proposta do presente trabalho é avaliar experimentalmente o desempenho térmico e hidrodinâmico de um GPHE com placas de quatro quadrantes. Não há, de acordo com a revisão realizada, correlações para a determinação do fator de atrito e do número de Nusselt para os canais desse tipo de trocador. Uma bancada experimental foi adaptada para a realização dos testes. A partir dos dados experimentais obtidos em um trocador de 31 placas, foram avaliados os impactos causados pela distribuição irregular de vazões e pela deformação elástica das placas, decorrente da diferença de pressão estática entre os canais dos ramais quente e frio, no desempenho térmico e hidrodinâmico. Correlações para a determinação do desempenho térmico e hidrodinâmico de canais compostos por placas de quatro quadrantes foram propostas e comparadas a correlações obtidas na literatura para canais formados por placas do tipo “Chevron”. De acordo com as condições de contorno e de montagem do trocador GPHE, constatou-se que a queda de pressão entre os ramais quente e frio pode ser consideravelmente diferente para a mesma vazão mássica. Correlações de fator de fricção para cada configuração de canal e condição de deformação foram propostas. Foram obtidos 168 pontos experimentais para testes de distribuição de vazões mássicas em canais de um trocador com 101 placas, consistindo de um arranjo de canais mistos no ramal frio ( $LS/LD$ ) e em um arranjo único no ramal quente ( $LS$ ). Os dados experimentais da distribuição de vazões mássicas foram modelados a partir do modelo analítico propostos por Bassiouny e Martin (1984). Valores do fator  $m^2$  para canais “estrangulados” foram levemente superiores aos valores obtidos para canais “expandidos”. Distribuição de vazão em canais não deformados se aproximam com maior efetividade dos resultados propostos pelo modelo de Bassiouny e Martin (1984). Ainda, correlações de Nusselt foram propostas e comparadas a correlações disponíveis na literatura para canais formados por placas do tipo “Chevron”. Valores de Nusselt para os canais  $LD$ ,  $MD$  e  $HD$  apresentaram boa concordância em relação aos valores obtidos na literatura, numa faixa de concordância de  $\pm 15\%$ . Valores de Nusselt para os canais  $LS$ ,  $MS$  e  $HS$  não podem ser bem representados pelas correlações encontradas em canais do tipo “Chevron”. A partir da Equação Generalizada de Lévêque (GLE), demonstrou-se que a deformação elástica das placas afeta o desempenho térmico do trocador. Utilizando a razão entre o número de Poiseuille e Nusselt como critério de desempenho global, foi demonstrado que a configuração de canal  $LD$  é a mais eficaz.

**Palavras-chave:** Trocadores de calor a placas gaxetadas; Placa de quatro quadrantes; Desempenho térmico e hidrodinâmico; Deformação elástica de placas; Distribuição irregular de vazões.

## ABSTRACT

Heat exchangers are devices that promote thermal energy transfer between two or more fluids at different temperatures. Due to the increasing demands of industries for more compact and efficient devices, gasketed plate heat exchangers (GPHE) are commonly used. Four-segment plates have been gaining prominence due to their unique geometry, which allows for six different channel configurations, unlike the "Chevron" type plate, which only has three configurations. The purpose of this study is to experimentally evaluate the thermal and hydrodynamic performance of a GPHE with four-segment plates. According to the literature review, there are no correlations for determining the friction factor and Nusselt number for channels in this type of heat exchanger. An experimental setup was adapted for conducting the tests. Based on experimental data obtained from a 31-plate exchanger, the impacts caused by irregular flow distribution and elastic deformation of the plates due to the difference in static pressure between the hot and cold channels were evaluated for thermal and hydrodynamic performance. Correlations for determining the thermal and hydrodynamic performance of channels composed of four-segment plates were proposed and compared to correlations obtained in the literature for channels formed by "Chevron" plates. According to the boundary and assembly conditions of the GPHE, it was found that the pressure drop between the hot and cold channels can be considerably different for the same mass flow rate. Friction factor correlations for each channel configuration and deformation condition were proposed. 168 experimental points were obtained for mass flow distribution tests in channels of a 101-plate exchanger, consisting of a mixed channel arrangement in the cold channel (LS/LD) and a single arrangement in the hot channel (LS). The experimental data of mass flow distribution were modeled using the analytical model proposed by Bassiouny and Martin (1984). Values of the  $m^2$  factor for "strangled" channels were slightly higher than the values obtained for "expanded" channels. Distribution of flow in non-deformed channels approaches the results proposed by the Bassiouny and Martin (1984) model more effectively. Additionally, Nusselt correlations were proposed and compared to correlations available in the literature for channels formed by "Chevron" plates. Nusselt values for LD, MD, and HD channels showed good agreement with values obtained in the literature, within an agreement range of 15%. Nusselt values for LS, MS, and HS channels cannot be well represented by correlations found in "Chevron" channels. From the Generalized L ev eque Equation (GLE), it was demonstrated that elastic deformation of the plates affects the thermal performance of the heat exchanger. Using the ratio between the Poiseuille and Nusselt numbers as a global performance criterion, it was demonstrated that the LD channel configuration is the most effective.

**Keywords:** Gasketed plate heat exchanger; Four-segments plates. Thermal-hydraulic performance. Elastic deformation of plates. Irregular flow distribution.

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1 – Classificação de trocadores de calor. ....  | 4  |
| Figura 2 – Tipos de Trocadores de Calor a Placas. ....   | 6  |
| Figura 3 – Trocador de calor de placas gaxetadas (GPHE).....   | 6  |
| Figura 4 – Arranjos de escoamento em GPHEs. ....   | 7  |
| Figura 5 – Geometrias das placas: (a) “ <i>Washboard</i> ”, (b) “ <i>Zigzag</i> ou Duplo <i>Chevron</i> ”, (c) “ <i>Chevron</i> ou <i>Herringbone</i> ”, (d) “ <i>Protusão</i> ”, (e) “ <i>Washboard</i> com corrugações secundárias” e (f) “ <i>Washboard</i> com ângulo oblíquo”. .... | 8  |
| Figura 6 – Fotografia de placas corrugadas (à esquerda) e ilustração do escoamento caótico ao longo dos canais (à direita). ....   | 9  |
| Figura 7 – Principais dimensões da placa do tipo “ <i>Chevron</i> ”. ....  | 10 |
| Figura 8 – Padrão de escoamento em canais de um PHE: a) Escoamento helicoidal ( <i>zig-zag</i> ) e b) Escoamento cruzado ( <i>furrow</i> ). ....   | 12 |
| Figura 9 – Ilustração de como a quantidade de movimento do escoamento e o ângulo de <i>Chevron</i> afetam o padrão de escoamento. ....   | 13 |
| Figura 10 – Variação da taxa de transferência de massa ( $\tau_{mass}$ ) em função de Reynolds para diferentes ângulos de <i>Chevron</i> . ....  | 14 |
| Figura 11 – a) Geração do modelo de <i>Chevron</i> desviado e b) Padrão de escoamento do fluido para um ângulo de desvio ( $\alpha$ ) igual a 15°. ....  | 15 |
| Figura 12 – Ilustração do processo de transferência de calor em canais de um PHE. ....   | 16 |
| Figura 13 – Ilustração das resistências térmicas em um trocador de calor.....  | 18 |
| Figura 14 – a) Perfil da distribuição de pressão ao longo dos bocais de distribuição para um arranjo em “U” e b) Distribuição de vazões ao longo dos bocais de distribuição.....   | 24 |
| Figura 15 – Distribuição do escoamento em arranjo do tipo U.....   | 26 |
| Figura 16 – Efeito da diferença de pressão de entrada em cada ramal no fator de fricção: a) Ramal quente e b) Ramal frio.....  | 28 |
| Figura 17 – Fator de Fricção x Diferença da pressão média entre ramais: a) GPHE de 21 e 31 placas e b) GPHE com 9 e 65 placas. ....  | 28 |
| Figura 18 – a) Deformação elástica da placa e b) Fator de fricção x Reynolds: 1 – $P_i > P_j$ , 2 – $P_i < P_j$ , 3 – $P_i > P_j$ e 4 – $P_i < P_j$ . ....   | 29 |
| Figura 19 – Efeito da pressão estática, ângulo de <i>Chevron</i> e tipo de carregamento ( <i>single</i> ou <i>double</i> ) na tensão equivalente de <i>von Mises</i> . ....  | 30 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 20 – Deslocamento da placa em ensaios de carregamento duplo variando a pressão de 2 a 6 bar. ....        | 31 |
| Figura 21 – a) Placa de quatro quadrantes, e b) Ângulo das corrugações. ....                                    | 33 |
| Figura 22 – a) Letras gravadas nas extremidades das placas “H” e “L”, e b) Rotações possíveis de montagem. .... | 34 |
| Figura 23 – Detalhe do canal da gaxeta da placa de quatro quadrantes e da placa tipo “Chevron”.<br>.....        | 35 |
| Figura 24 – Procedimento de montagem das placas corrugadas. ....  | 35 |
| Figura 25 – Combinações de montagem. ....   | 36 |
| Figura 26 – Montagem da configuração <i>HD</i> . ....   | 36 |
| Figura 27 – Montagem da configuração <i>LD</i> . ....   | 37 |
| Figura 28 – Montagem da configuração <i>MD</i> – Placas “H” e “L”. ....   | 37 |
| Figura 29 – Montagem da configuração <i>HS</i> . ....   | 38 |
| Figura 30 – Montagem da configuração <i>LS</i> . ....   | 39 |
| Figura 31 – Montagem da configuração <i>MS</i> . ....   | 39 |
| Figura 32 – a) Fluxograma da configuração térmica e b) Foto da bancada experimental (T2F).<br>.....             | 41 |
| Figura 33 – Fluxograma do procedimento experimental térmico. ....   | 43 |
| Figura 34 – a) Fluxograma da Configuração contracorrente e b) Fluxograma da Configuração paralela. ....         | 44 |
| Figura 35 – Bancada experimental hidrodinâmica (T2F) – Arranjo paralelo. ....                                   | 45 |
| Figura 36 – Medição da queda de pressão na área corrugada da placa. ....  | 46 |
| Figura 37 – Ilustração dos locais de medição de queda de pressão nos testes hidrodinâmicos.<br>.....            | 48 |
| Figura 38 – Fluxograma do procedimento experimental para queda de pressão. ....                                 | 49 |
| Figura 39 – Zonas de estrangulamento e expansão interna dos canais de um GPHE. ....                             | 50 |
| Figura 40 – a) Haste para os testes de má distribuição, e b) Detalhes da extremidade soldada.<br>.....          | 54 |
| Figura 41 – Ilustração do procedimento para determinar a queda de pressão ao longo dos bocais do GPHE. ....     | 54 |
| Figura 42 – Ilustração da posição dos pontos de medição para o teste de má distribuição. ....                   | 55 |
| Figura 43 – Fluxograma do procedimento experimental dos testes de Má distribuição. ....                         | 56 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 44 – Padrão de escoamento de placas convencionais <i>Chevron</i> : a) Placa <i>L</i> e b) Placa <i>H</i> .<br>.....  | 58 |
| Figura 45 – Padrão de escoamento: a) <i>LD</i> , b) <i>HD</i> e c) <i>MD</i> . .....  | 59 |
| Figura 46 – Padrão de escoamento: a) <i>LS</i> , b) <i>HS</i> e c) <i>MS</i> . .....  | 60 |
| Figura 47 – Medição do ângulo de corrugação de placas de GPHE. ....   | 61 |
| Figura 48 – Queda de pressão na posição inicial x Queda de pressão na posição final. ....   | 63 |
| Figura 49 – Queda de pressão x Vazão mássica: a) Configurações <i>HD</i> , <i>MD</i> e <i>LD</i> e b)<br>Configurações <i>HS</i> , <i>MS</i> e <i>LS</i> . .....  | 64 |
| Figura 50 – Fator de fricção x Numero de Reynolds para diferentes valores de pressão de<br>entrada. ....  | 67 |
| Figura 51 – Efeito da diferença de pressão entre ramais no número de Hagen. ....  | 68 |
| Figura 52 – Queda de pressão x Vazão mássica: a) <i>LD</i> – Contracorrente, b) <i>LD</i> – Paralelo, c)<br><i>MD</i> – Contracorrente, d) <i>MD</i> – Paralelo, e) <i>HD</i> – Contracorrente e f) <i>HD</i> – Paralelo. ....  | 69 |
| Figura 53 – Fator de fricção de Fanning Contracorrente e Paralelo x Reynolds: a) <i>LD</i> , b) <i>MD</i> ,<br>c) <i>HD</i> e d) Fator de fricção de Fanning <i>LD</i> , <i>MD</i> e <i>HD</i> corrigido x Reynolds. ....   | 72 |
| Figura 54 – Fator de fricção médio para a configuração em paralelo x Reynolds: a) <i>LD</i> , <i>MD</i> e<br><i>HD</i> ; b) <i>LS</i> , <i>MS</i> e <i>HS</i> . .....   | 73 |
| Figura 55 – Deslocamento médio do canal em função da diferença de pressão entre ramais em<br>um arranjo contracorrente. ....  | 75 |
| Figura 56 – Fator de fricção corrigido analiticamente em função do número de Reynolds. ....   | 75 |
| Figura 57 – Comparação entre o fator de fricção no escoamento paralelo e a média do fator de<br>fricção para o escoamento contracorrente: a) <i>LD</i> , <i>MD</i> , <i>HD</i> e b) <i>LS</i> , <i>MS</i> e <i>HS</i> . .....   | 77 |
| Figura 58 – Comparação entre correlações da literatura e as desenvolvidas neste trabalho: a)<br><i>LD</i> – contracorrente, b) <i>LD</i> – paralelo, c) <i>MD</i> – contracorrente, d) <i>MD</i> – paralelo, e) <i>HD</i> –<br>contracorrente e f) <i>HD</i> – paralelo. .... | 80 |
| Figura 59 – Comparação entre correlações da literatura e as desenvolvidas neste trabalho: a) <i>LS</i><br>– contracorrente, b) <i>LS</i> – paralelo, c) <i>MS</i> – contracorrente, d) <i>MS</i> – paralelo, e) <i>HS</i> –<br>contracorrente e f) <i>HS</i> – paralelo. .... | 81 |
| Figura 60 – Queda de pressão dos canais em função da posição (Ramal expandido). ....  | 83 |
| Figura 61 – Vazão mássica em função da posição (Ramal expandido). ....  | 84 |
| Figura 62 a) Comparação da vazão mássica calculada (Ramal expandido) com os resultados do<br>modelo analítico de Bassiouny e Martin (1984) e b) Vazão mássica adimensionalizada em<br>função da posição. ....   | 85 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 63 – Comparação entre vazão mássica experimental (Ramal expandido) em relação aos resultados do modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984).....   | 86  |
| Figura 64 – Queda de pressão do canal em função da posição: a) Ramal misto <i>LS/LD</i> e b) Ramal <i>LS</i> .....  | 88  |
| Figura 65 – Vazão mássica calculada em função da posição: a) Ramal misto <i>LS/LD</i> e b) Ramal <i>LS</i> .....  | 88  |
| Figura 66 – Comparação entre a vazão mássica experimental e a vazão mássica obtida por Bassiouny e Martin (1984): a) Ramal misto ( <i>LS/LD</i> ) e b) Ramal <i>LS</i> .....  | 89  |
| Figura 67 – Vazão mássica adimensionalizada em função da posição: a) Ramal misto ( <i>LS/LD</i> ) e b) Ramal <i>LS</i> . ....   | 89  |
| Figura 68 – Comparação entre vazão mássica calculada e vazão mássica analítica: a) Ramal misto ( <i>LS/LD</i> ) e b) Ramal <i>LS</i> . ....   | 90  |
| Figura 69 – Queda de pressão ao longo dos bocais de distribuição nos arranjos contracorrente e paralelo em função da posição.....   | 92  |
| Figura 70 – Comparação entre as taxas de transferência de calor dos ramais quente e frio. ...   | 95  |
| Figura 71 – Coeficiente <i>UA</i> em função de Reynolds: a) <i>LD</i> , <i>MD</i> e <i>HD</i> e b) <i>LS</i> , <i>MS</i> e <i>HS</i> . ....   | 96  |
| Figura 72 – Efeito do número de Reynolds em relação ao número de Nusselt: a) <i>LD</i> , <i>MD</i> , <i>HD</i> e b) <i>LS</i> , <i>MS</i> , <i>HS</i> . ....  | 97  |
| Figura 73 – Correlações de Nusselt da literatura x Experimental: a) <i>LD</i> , b) <i>MD</i> e c) <i>HD</i> .....   | 99  |
| Figura 74 - Correlações de Nusselt da literatura x Experimental: a) <i>LS</i> , b) <i>MS</i> e c) <i>HS</i> . ....  | 100 |
| Figura 75 – Nusselt (Eq. (47)) em função da diferença de pressão de entrada entre ramais em condições de $T_A = 12,5^\circ\text{C}$ e $T_O = 80^\circ\text{C}$ : a) <i>LD</i> , <i>MD</i> e <i>HD</i> e b) <i>LS</i> , <i>MS</i> e <i>HS</i> . .... | 102 |
| Figura 76 – Comparação entre o número de Nusselt assumindo a mesma resistência convectiva e a partir da Eq. (47) nas condições de $T_A = 12,5^\circ\text{C}$ e $T_O = 80^\circ\text{C}$ : a) <i>LD</i> , b) <i>MD</i> e c) <i>HD</i> . ....         | 103 |
| Figura 77 – Razão <i>PoNu</i> em função de Reynolds. ....   | 105 |
| Figura 78 – Queda de Pressão x Vazão mássica: a) <i>LS</i> – Contracorrente, b) <i>LS</i> – Paralelo, c) <i>MS</i> – Contracorrente, d) <i>MS</i> – Paralelo, e) <i>HS</i> – Contracorrente e f) <i>HS</i> – Paralelo. ....                         | 113 |
| Figura 79 – Fator de fricção de Fanning Contracorrente e Paralelo x Reynolds: a) <i>LS</i> , b) <i>MS</i> , c) <i>HS</i> . ....   | 115 |
| Figura 80 – Vazão mássica calculada para os arranjos contracorrente e paralelo em função da posição. ....   | 136 |

## LISTA DE TABELAS

|  |    |
|--|----|
| Tabela 1 – Correlações do número de Nusselt para PHE.....  | 20 |
| Tabela 2 – Correlações do fator de fricção para PHE. ....  | 23 |
| Tabela 3 – Dimensões das placas de quatro quadrantes.....  | 33 |
| Tabela 4 – Condições de contorno do teste térmico.....   | 43 |
| Tabela 5 – Valores do fator $m^2$ em função do tipo de canal, número de Reynolds e número de canais. ....  | 47 |
| Tabela 6 – Variáveis do Teste Hidrodinâmico. ....  | 49 |
| Tabela 7 – Posição dos pontos de coleta da queda de pressão ao longo do GPHE.....  | 56 |
| Tabela 8 – Variáveis do Teste de Má Distribuição. ....   | 57 |
| Tabela 9 – Resumo dos procedimentos experimentais.....   | 57 |
| Tabela 10 – Ângulos geométricos das placas do tipo quatro quadrantes. ....   | 61 |
| Tabela 11 – Incerteza dos instrumentos de medição. ....  | 62 |
| Tabela 12 – Diferença de pressão de entrada entre ramais adjacentes na configuração <i>HD, MD, LD, HS, MS</i> e <i>LS</i> – Configuração contracorrente. ....  | 65 |
| Tabela 13 – Diferença de pressão de entrada entre ramais adjacentes na configuração <i>HD, MD, LD, HS, MS</i> e <i>LS</i> – configuração paralela. ....  | 70 |
| Tabela 14 – Correlações de fator de fricção para as configurações de canais <i>LD, MD, HD, LS, MS</i> e <i>HS</i> em arranjo paralelo. ....  | 74 |
| Tabela 15 – Erro relativo percentual do modelo de fator de fricção corrigido e do fator de fricção médio no arranjo contracorrente em relação ao fator de fricção em paralelo: canais <i>LD, MD, HD</i> e <i>LS, MS</i> e <i>HS</i> . .... | 78 |
| Tabela 16 – Diferença de pressão de entrada entre ramais no teste de má distribuição para um conjunto de 101 placas. ....  | 86 |
| Tabela 17 – Diferença da pressão de entrada entre ramais na configuração de escoamento em paralelo para o teste de má distribuição.....  | 87 |
| Tabela 18 – Comparação entre valores de Reynolds no arranjo contracorrente e em paralelo na configuração mista ( <i>LS/LD</i> ). ....  | 91 |
| Tabela 19 – Fator $m^2$ para o arranjo contracorrente (Ramal expandido ( $Re = 685$ ) e Estrangulado ( $Re = 752$ )) e arranjo paralelo ( $Re = 694$ ).....  | 93 |
| Tabela 20 – Diferença percentual da vazão mássica calculada para um Reynolds do canal de aproximadamente 694.....  | 94 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabela 21 – Correlações de Nusselt para cada configuração de canal GPHE, formado por placas de quatro quadrantes. ....   | 98  |
| Tabela 22 – Comparação entre os número de Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $PoNu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de $T_A = 12,5\text{ °C}$ e $T_O = 80\text{ °C}$ ( $Re = 4300$ ). .... | 104 |
| Tabela 23 – Correlações de fator de fricção para as configurações de canais $LD$ , $MD$ , $HD$ , $LS$ , $MS$ e $HS$ em arranjo contracorrente. ....  | 116 |
| Tabela 24 – Correlações de Fator de Fricção corrigidas analiticamente. ....  | 117 |
| Tabela 25 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração $LD$ . ....  | 125 |
| Tabela 26 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração $MD$ . ....  | 125 |
| Tabela 27 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração $HD$ . ....  | 125 |
| Tabela 28 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração $LS$ . ....  | 126 |
| Tabela 29 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração $MS$ . ....  | 126 |
| Tabela 30 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração $HS$ . ....  | 126 |
| Tabela 31 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração $LD$ – Temperatura água = $12,5\text{ °C}$ – Ramal Frio. ....  | 127 |
| Tabela 32 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração $MD$ – Temperatura água = $12,5\text{ °C}$ – Ramal Frio. ....  | 128 |
| Tabela 33 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração $HD$ – Temperatura água = $12,5\text{ °C}$ – Ramal Frio. ....  | 129 |
| Tabela 34 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração $LS$ – Temperatura água = $12,5\text{ °C}$ – Ramal Frio. ....  | 130 |
| Tabela 35 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração $MS$ – Temperatura água = $12,5\text{ °C}$ – Ramal Frio. ....  | 131 |
| Tabela 36 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração $HS$ – Temperatura água = $12,5\text{ °C}$ – Ramal Frio. ....  | 132 |

|   |     |
|---|-----|
| Tabela 37 – Vazão mássica calculada em função da posição para os diferentes arranjos de escoamento para Reynolds do canal 264.....  | 133 |
| Tabela 38 – Vazão mássica calculada em função da posição para os diferentes arranjos de escoamento para Reynolds do canal 407.....  | 133 |
| Tabela 39 – Vazão mássica calculada em função da posição para os diferentes arranjos de escoamento para Reynolds do canal 694.....  | 134 |
| Tabela 40 – Diferença percentual da vazão mássica calculada para Reynolds do canal 264.   | 134 |
| Tabela 41 – Diferença percentual da vazão mássica calculada para Reynolds do canal 477.   | 135 |
| Tabela 42 – Fator $m^2$ para o arranjo contracorrente (Ramal expandido ( $Re = 445$ ) e Estrangulado ( $Re = 489$ )) e arranjo paralelo ( $Re = 407$ ).....   | 135 |
| Tabela 43 – Fator $m^2$ para o arranjo contracorrente (Ramal expandido ( $Re = 240$ ) e Estrangulado ( $Re = 247$ )) e arranjo paralelo ( $Re = 264$ ).....   | 135 |
| Tabela 44 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $PoNu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de $TA = 12,5\text{ °C}$ e $TO = 80\text{ °C}$ ( $Re = 734$ ).           | 138 |
| Tabela 45 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $PoNu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de $TA = 12,5\text{ °C}$ e $TO = 80\text{ °C}$ ( $Re = 1378$ ).<br>..... | 138 |
| Tabela 46 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $PoNu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de $TA = 12,5\text{ °C}$ e $TO = 80\text{ °C}$ ( $Re = 2113$ ).<br>..... | 138 |
| Tabela 47 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $PoNu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de $TA = 12,5\text{ °C}$ e $TO = 80\text{ °C}$ ( $Re = 2862$ ).<br>..... | 139 |
| Tabela 48 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $PoNu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de $TA = 12,5\text{ °C}$ e $TO = 80\text{ °C}$ ( $Re = 2862$ ).<br>..... | 139 |

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

|       |  |
|-------|--|
| BPHE  | <i>Brazed Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas brazado)          |
| CHE   | <i>Compact Heat Exchanger</i> (Trocador de calor compacto)                       |
| FEM   | <i>Finite Element Method</i> (Método dos elementos finitos)                      |
| GLE   | <i>Generalized Lévêque Equation</i> (Equação Generalizada de Lévêque)            |
| GPHE  | <i>Gasketed Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas gaxetado)       |
| H     | <i>High Beta Angle</i>   |
| HD    | <i>High Beta Plate Different Direction</i>                                       |
| HS    | <i>High Beta Plate Same Direction</i>  |
| L     | <i>Low Beta Angle</i>  |
| LD    | <i>Low Beta Plate Different Direction</i>  |
| LS    | <i>Low Beta Plate Same Direction</i>   |
| MD    | <i>Mix Plate Different Direction</i>   |
| MS    | <i>Mix Plate Same Direction</i>  |
| PHE   | <i>Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas)                         |
| PSHE  | <i>Plate and Shell Heat Exchanger</i> (Trocador de calor casco e placa)          |
| STHE  | <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> (Trocador de calor casco e tubo)            |
| SWPHE | <i>Semi-welded Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placa semi-soldado) |
| T2F   | <i>Thermal Fluid Flow Group</i>  |
| UFSC  | Universidade Federal de Santa Catarina   |
| WPHE  | <i>Welded Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placa soldado)           |

### Alfabeto Latino

|          |  |                   |
|----------|--|-------------------|
| $A$      | Área efetiva da placa                          | [m <sup>2</sup> ] |
| $A'$     | Área da seção transversal do bocal de entrada  | [m <sup>2</sup> ] |
| $A'^*$   | Área da seção transversal do bocal de saída    | [m <sup>2</sup> ] |
| $A_c$    | Área da seção transversal do canal             | [m <sup>2</sup> ] |
| $A_{rd}$ | Área da região de distribuição                 | [m <sup>2</sup> ] |
| $b$      | Espaçamento médio do canal                     | [mm]              |
| $c_p$    | Calor específico do fluido a pressão constante | [J/kg.K]          |

|           |   |                        |
|-----------|---|------------------------|
| $D_e$     | Diâmetro equivalente                              | [mm]                   |
| $D_h$     | Diâmetro hidráulico                               | [mm]                   |
| $D_p$     | Diâmetro do bocal                                 | [mm]                   |
| $f$       | Fator de atrito de Fanning                        | [-]                    |
| $g$       | Aceleração da gravidade                           | [m/s <sup>2</sup> ]    |
| $G_c$     | Velocidade mássica do canal                       | [kg/m <sup>2</sup> .s] |
| $h$       | Coefficiente convectivo de transferência de calor | [W/m <sup>2</sup> .K]  |
| $H_g$     | Número de Hagen                                   | [-]                    |
| $i$       | Entalpia específica                               | [J/kg]                 |
| $k$       | Condutividade térmica do fluido                   | [W/m.K]                |
| $k_w$     | Condutividade térmica da placa                    | [W/m.K]                |
| $L_h$     | Distância horizontal entre bocais                 | [mm]                   |
| $L_p$     | Comprimento efetivo para a troca térmica          | [mm]                   |
| $L_v$     | Comprimento efetivo do escoamento                 | [mm]                   |
| $L_w$     | Largura efetiva dos canais                        | [mm]                   |
| $m^2$     | Fator $m^2$ de má distribuição                    | [-]                    |
| $\dot{m}$ | Vazão mássica                                     | [kg/s]                 |
| $N_c$     | Número de canais                                  | [-]                    |
| $N_p$     | Número de passes                                  | [-]                    |
| $N_u$     | Número de Nusselt                                 | [-]                    |
| $P_c$     | Passo da corrugação                               | [mm]                   |
| $P_r$     | Número de Prandtl                                 | [-]                    |
| $P_w$     | Perímetro molhado                                 | [mm]                   |
| $P_o$     | Número de Poiseuille                              | [-]                    |
| $Q$       | Taxa de transferência de calor                    | [W]                    |
| $\bar{Q}$ | Taxa de transferência de calor média entre ramais | [W]                    |
| $R_e$     | Número de Reynolds                                | [-]                    |
| $R_f$     | Resistência térmica de incrustação                | [W/K]                  |
| $R_t$     | Resistência térmica total                         | [W/K]                  |
| $T$       | Temperatura                                       | [°C]                   |
| $t$       | Espessura da placa                                | [mm]                   |
| $U$       | Coefficiente global de transferência de calor     | [W/m <sup>2</sup> .K]  |

|       |  |       |
|-------|--|-------|
| $v_c$ | Velocidade adimensional analítica                  | [-]   |
| $W$   | Velocidade de entrada no bocal                     | [m/s] |
| $W_c$ | Componente axial da velocidade de entrada no canal | [m/s] |
| $X$   | Parâmetro adimensional da corrugação               | [-]   |
| $z$   | Distância axial do canal                           | [m]   |
| $z^*$ | Posição adimensional da haste                      | [-]   |

### Alfabeto Grego

|                   |  |                      |
|-------------------|--|----------------------|
| $\alpha$          | Ângulo de desvio dos pontos de contato da placa  | [°]                  |
| $\bar{\alpha}$    | Ângulo de desvio resultante dos pontos de contato da placa                             | [°]                  |
| $\beta$           | Ângulo de <i>Chevron</i>   | [°]                  |
| $\bar{\beta}$     | Ângulo resultante da corrugação  | [°]                  |
| $\beta'$          | Razão da componente axial da velocidade de entrada pela velocidade de entrada no bocal | [-]                  |
| $\beta'^*$        | Razão da componente axial da velocidade de saída pela velocidade de saída no bocal     | [-]                  |
| $\Delta P$        | Queda de pressão   | [bar]                |
| $\Delta T$        | Diferença de temperatura   | [°C]                 |
| $\Delta T_{LMTD}$ | Diferença de temperatura média logarítmica   | [°C]                 |
| $\mu$             | Viscosidade dinâmica   | [kg/m.s]             |
| $\xi$             | Fator de fricção de Darcy ( $\xi = 4f$ )   | [-]                  |
| $\xi_c$           | Coefficiente de fricção do canal   | [-]                  |
| $\pi$             | Número de pi ( $\pi = 3,14$ )  | [-]                  |
| $\rho$            | Densidade  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\tau$            | Varição da taxa de transferência de massa  | [%]                  |
| $\emptyset$       | Fator de alargamento   | [-]                  |

### Subscritos

|      |                             |
|------|-----------------------------|
| 1    | Área efetiva de uma placa   |
| 1, p | Área projetada de uma placa |

|               |  |
|---------------|--|
| <i>a</i>      | Arranjo de escoamento (Contracorrente / Paralelo)  |
| <i>canal</i>  | Referente a um único canal                         |
| <i>ent</i>    | Entrada  |
| <i>el</i>     | Elevação   |
| <i>est</i>    | Estrangulado                                       |
| <i>exp</i>    | Expandido  |
| <i>f</i>      | Frio   |
| <i>k</i>      | Configuração de canal ( <i>LD;MD;HD;LS;MS;HS</i> ) |
| <i>m</i>      | Médio  |
| <i>mass</i>   | Massa  |
| <i>mom</i>    | Momento  |
| <i>nucleo</i> | Referente ao núcleo                                |
| <i>pos</i>    | Posição da haste                                   |
| <i>q</i>      | Quente   |
| <i>sai</i>    | Saída  |

## SUMÁRIO

|              |  |           |
|--------------|--|-----------|
| <b>1</b>     | <b>INTRODUÇÃO .....</b>                                    | <b>1</b>  |
| 1.1          | OBJETIVOS .....  | 3         |
| <b>1.1.1</b> | <b>Objetivo Geral.....</b>                                 | <b>3</b>  |
| <b>1.1.2</b> | <b>Objetivos Específicos .....</b>                         | <b>3</b>  |
| <b>2</b>     | <b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>                         | <b>4</b>  |
| 2.1          | TROCADORES DE CALOR.....                                   | 4         |
| <b>2.1.1</b> | <b>Trocador de calor a placas.....</b>                     | <b>5</b>  |
| 2.1.1.1      | <i>Trocadores de Calor a Placas Gaxetadas.....</i>         | 6         |
| <b>2.1.2</b> | <b>Tipos de Placas.....</b>                                | <b>8</b>  |
| <b>2.1.3</b> | <b>Aspectos geométricos.....</b>                           | <b>9</b>  |
| 2.2          | DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO.....                    | 12        |
| <b>2.2.1</b> | <b>Influência do ângulo de <i>Chevron</i>.....</b>         | <b>12</b> |
| <b>2.2.2</b> | <b>Modelo Térmico .....</b>                                | <b>16</b> |
| 2.2.2.1      | <i>Balanco global de energia.....</i>                      | 16        |
| 2.2.2.2      | <i>Coeficiente global de transferência de calor.....</i>   | 17        |
| 2.2.2.3      | <i>Correlação de Nusselt .....</i>                         | 18        |
| 2.2.2.4      | <i>Correlações de Nusselt na literatura.....</i>           | 20        |
| <b>2.2.3</b> | <b>Modelo Hidrodinâmico .....</b>                          | <b>21</b> |
| 2.2.3.1      | <i>Fator de fricção .....</i>                              | 22        |
| 2.2.3.2      | <i>Correlações de Fator de fricção na literatura .....</i> | 22        |
| 2.3          | DISTRIBUIÇÃO DE VAZÕES .....                               | 24        |
| <b>2.3.1</b> | <b>Modelo de má distribuição.....</b>                      | <b>25</b> |
| 2.4          | DEFORMAÇÃO ELÁSTICA DAS PLACAS.....                        | 27        |
| <b>3</b>     | <b>METODOLOGIA.....</b>                                    | <b>32</b> |
| 3.1          | GPHE – PLACA DE QUATRO QUADRANTES.....                     | 32        |

|              |   |           |
|--------------|---|-----------|
| <b>3.1.1</b> | <b>Etapas de Montagem .....</b>   | <b>34</b> |
| 3.1.1.1      | <i>Configurações HD, MD e LD.....</i>   | 36        |
| 3.1.1.2      | <i>Configurações HS, MS e LS .....</i>  | 38        |
| 3.2          | CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL TÉRMICA.....  | 40        |
| <b>3.2.1</b> | <b>Procedimento Experimental Térmico.....</b>   | <b>41</b> |
| 3.3          | CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL HIDRODINÂMICA – QUEDA DE PRESSÃO .....                              | 43        |
| <b>3.3.1</b> | <b>Procedimento Experimental Hidrodinâmico – Queda de Pressão.....</b>                        | <b>46</b> |
| <b>3.3.2</b> | <b>Modelo de Correção do Fator de Fricção – Arranjo Contracorrente.....</b>                   | <b>50</b> |
| 3.4          | CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL HIDRODINÂMICA – MÁ DISTRIBUIÇÃO .....                               | 53        |
| <b>3.4.1</b> | <b>Procedimento Experimental de Má distribuição.....</b>                                      | <b>54</b> |
| 3.5          | CARACTERIZAÇÃO DAS PLACAS DE QUATRO QUADRANTES .....  | 57        |
| <b>3.5.1</b> | <b>Configurações LD, MD e HD.....</b>   | <b>57</b> |
| <b>3.5.2</b> | <b>Configurações LS, MS e HS.....</b>   | <b>59</b> |
| 3.6          | INCERTEZA DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO .....   | 62        |
| <b>4</b>     | <b>RESULTADOS .....</b>   | <b>63</b> |
| 4.1          | DESEMPENHO HIDRODINÂMICO .....  | 63        |
| <b>4.1.1</b> | <b>Queda de pressão – Configuração Contracorrente.....</b>                                    | <b>64</b> |
| <b>4.1.2</b> | <b>Queda de pressão – Configuração Paralela .....</b>   | <b>69</b> |
| <b>4.1.3</b> | <b>Fator de Fricção.....</b>  | <b>71</b> |
| 4.1.3.1      | <i>Fator de fricção contracorrente e paralelo.....</i>  | 71        |
| 4.1.3.2      | <i>Modelo de correção do fator de fricção.....</i>  | 74        |
| 4.1.3.3      | <i>Comparação entre os fatores de fricção propostos.....</i>                                  | 76        |
| <b>4.1.4</b> | <b>Comparação de correlações entre fatores de fricção da literatura e experimentais .....</b> | <b>79</b> |
| 4.2          | DISTRIBUIÇÃO DE VAZÕES .....  | 82        |
| <b>4.2.1</b> | <b>Configuração Contracorrente .....</b>  | <b>82</b> |

|              |   |            |
|--------------|---|------------|
| <b>4.2.2</b> | <b>Configuração Paralela.....</b>   | <b>87</b>  |
| <b>4.2.3</b> | <b>Efeito da deformação elástica das placas na análise da má distribuição .....</b> | <b>90</b>  |
| <b>4.3</b>   | <b>DESEMPENHO TÉRMICO .....</b>   | <b>95</b>  |
| <b>4.3.1</b> | <b>Balanco de Energia .....</b>   | <b>95</b>  |
| <b>4.3.2</b> | <b>Coefficiente Global de Transferência de Calor.....</b>                           | <b>95</b>  |
| <b>4.3.3</b> | <b>Correlações de Número de Nusselt .....</b>                                       | <b>96</b>  |
| <b>4.3.4</b> | <b>Comparação de Correlações de Nusselt .....</b>                                   | <b>98</b>  |
| <b>4.3.5</b> | <b>Analogia de Lévêque aplicada a GPHE.....</b>                                     | <b>100</b> |
| <b>4.3.6</b> | <b>Desempenho Térmico X Desempenho Hidrodinâmico .....</b>                          | <b>103</b> |
| <b>5</b>     | <b>CONCLUSÃO.....</b>   | <b>106</b> |
|              | <b>REFERÊNCIAS .....</b>  | <b>109</b> |
|              | <b>APÊNDICE A – RESULTADOS .....</b>  | <b>113</b> |
|              | <b>APÊNDICE B – ANÁLISES DE INCERTEZAS .....</b>                                    | <b>118</b> |
|              | <b>APÊNDICE C – ANÁLISE DA MÁ DISTRIBUIÇÃO .....</b>                                | <b>133</b> |
|              | <b>APÊNDICE D – ANÁLISE DE DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO .</b>                 | <b>138</b> |



## 1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para promover a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Esses dispositivos são amplamente utilizados em diversas áreas da indústria, tais como: processamento de alimentos, petroquímica, refrigeração, combustíveis alternativos e conversão de energia. (THULUKKANAM, 2017; WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

Dentre os modelos existentes de trocadores de calor, o tipo casco e tubos (SHE – *Shell and Tubes Heat Exchanger*) é o mais utilizado na indústria (HOLMAN, 2010; THULUKKANAM, 2017). Segundo Shah e Sekulic (2003), suas principais vantagens são o baixo custo de fabricação, aliado à sua capacidade de operação em condições de elevada temperatura e pressão, mantendo um bom desempenho térmico. Entretanto, o SHE apresenta um elevado volume, o que limita suas aplicações. Devido às crescentes exigências da indústria por dispositivos mais compactos e eficientes, uma nova classe de trocadores de calor ganhou relevância: os trocadores de calor compacto (CHE – *Compact Heat Exchanger*) (GUT, 2003).

Trocadores de calor compactos são caracterizados por uma grande área superficial de transferência de calor por unidade de volume (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Geralmente, podem alcançar uma eficiência térmica maior em relação aos trocadores casco e tubos (THULUKKANAM, 2017). Entre os CHEs, o trocador de calor a placas (PHE – *Plate Heat Exchanger*) é o mais utilizado industrialmente.

O PHE consiste em um conjunto de placas corrugadas prensadas formando canais de escoamento. O padrão corrugado das placas promove uma elevada turbulência do escoamento, o que eleva a transferência de energia térmica e diminui a incrustação nos canais. A principal desvantagem do equipamento são suas limitações para operações de elevada temperatura e pressão (THULUKKANAM, 2017; WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

O desempenho térmico e hidrodinâmico dos PHEs é fortemente influenciado pelos padrões de corrugação das placas (FOCKE; ZACHARIADES; OLIVIER, 1985; GHERASIM et al., 2011; MARTIN, 1996). Nas últimas décadas, mais de 60 padrões de placas foram desenvolvidos em todo o mundo, visando obter um maior desempenho térmico e hidrodinâmico (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Segundo Thulukkanam (2017), os tipos de corrugações mais utilizados na indústria e estudados na literatura são as placas do tipo “*Chevron/Herringbone*” e “*Washboard*”.

Apesar das placas do tipo “*Chevron*” e “*Washboard*” já serem consolidadas na indústria, a placa de quatro quadrantes vêm ganhando destaque. Sua geometria única permite obter seis combinações diferentes de geometrias de canais, ao invés das três combinações obtidas com as placas do tipo “*Chevron*” possibilitando uma maior flexibilidade em otimizar a perda de carga em função da transferência de calor requisitada.

Por mais que a tecnologia envolvendo PHEs esteja avançada, as correlações e os modelos matemáticos disponíveis para PHEs foram desenvolvidos apenas para placas do tipo “*Chevron*”, conforme estudado por Okada et al. (1972), Muley et al. (1999), Khan et al. (2010), Yang et al. (2017) e Khan e Ayub (2017). Não há relatos de um modelo térmico e hidrodinâmico para placas de quatro quadrantes na literatura.

Além disso, quando se realizado uma comparação entre as diversas correlações e modelos matemáticos disponíveis na literatura para placas do tipo “*Chevron*”, nota-se no desempenho hidrodinâmico uma inconsistência dos dados experimentais de PHEs com geometrias características semelhantes. Tais inconsistências podem ser resultantes de: (1) o efeito da má distribuição do escoamento em PHEs que pode impactar no fator de fricção, geralmente negligenciado nos estudos experimentais (RAO; DAS, 2004); (2) a negligência da parcela da queda de pressão nas regiões de distribuição de entrada e saída dos PHEs (ARSENYEVA et al., 2013); e (3) o efeito estrutural da deformação elástica das placas devido a tensões causadas pela diferença de pressão entre placas, gerando zonas de expansão e estrangulamento nos canais dos PHEs (MARTINS et al., 2022).

A proposta do presente trabalho é avaliar experimentalmente o desempenho térmico e hidrodinâmico de um PHE com placas de quatro quadrantes, além de investigar detalhadamente os motivos da inconsistência de resultados no desempenho hidrodinâmico de trocadores GPHE com corrugações típicas da literatura. Uma bancada experimental existente será adaptada para a realização dos testes experimentais, utilizando água como fluido de trabalho. A partir dos dados experimentais, são avaliados os impactos causados pela distribuição irregular de vazões e pela deformação elástica das placas, decorrente da diferença de pressão estática entre os canais dos ramais quente e frio, no desempenho térmico e hidrodinâmico do trocador GPHE. Adicionalmente, correlações para número de Nusselt e fator de fricção para canais formados por placas de quatro quadrantes serão propostas, validadas experimentalmente e comparadas a correlações obtidas na literatura para placas do tipo “*Chevron*”.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo principal avaliar os desempenhos térmico e hidrodinâmico, e a distribuição de vazões mássicas ao longo dos canais dos ramais quente e frio de um trocador de calor de placas gaxetadas do tipo quatro quadrantes.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Determinar e avaliar o impacto do ângulo de corrugação resultante das configurações de canais no desempenho de trocadores de calor de placas gaxetadas;
- Realizar testes experimentais para medição da queda de pressão ao longo do canal;
- Avaliar o efeito da deformação elástica das placas no desempenho termo-hidráulico do trocador de calor de placas gaxetadas;
- Comparar dados experimentais da queda de pressão do canal de um arranjo contracorrente com arranjo paralelo;
- Propor um modelo de correção do fator de fricção devido ao efeito da deformação elástica de placas;
- Desenvolver correlações de fator de fricção e comparar com correlações disponíveis na literatura;
- Avaliar o modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984) na determinação da vazão mássica por canal para uma configuração de trocador com canais de mesma geometria em um ramal, e com duas geometrias do canal no ramal oposto;
- Avaliar o efeito da deformação elástica de placas na distribuição de vazões mássicas;
- Desenvolver correlações de Nusselt e compará-las com as da literatura.

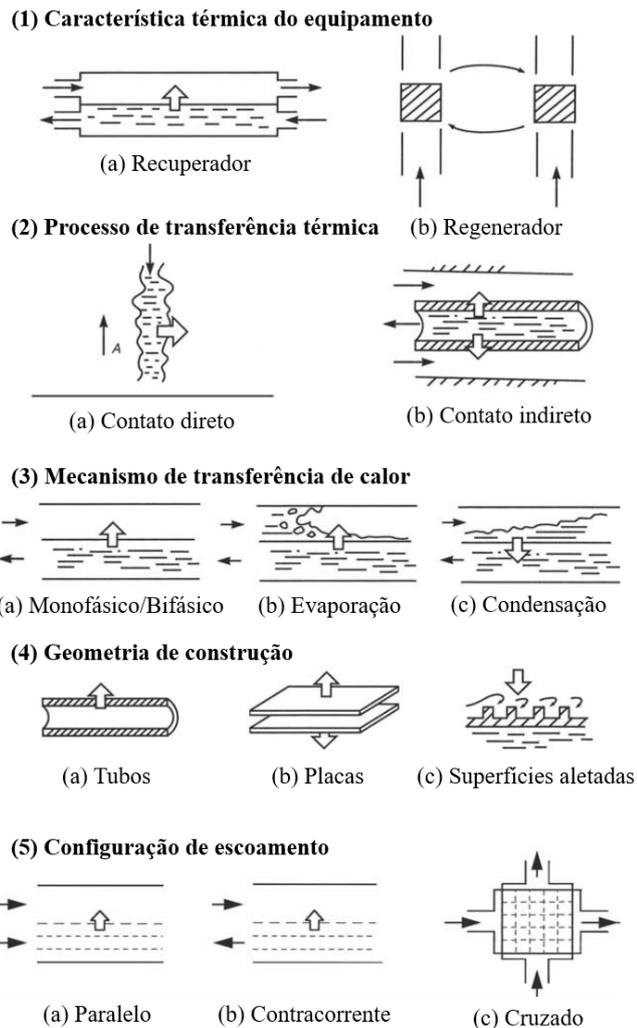
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção será realizada a revisão da literatura sobre trocadores de calor, mais especificamente, trocadores de calor a placas. Baseado em livros e em artigos científicos, serão revisados alguns conceitos essenciais e inovações recentes.

### 2.1 TROCADORES DE CALOR

Devido às diversas aplicações existentes em engenharia foram desenvolvidos diferentes dispositivos de transferência de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Dessa forma, os trocadores de calor podem ser classificados de diferentes maneiras, ver Figura 1.

Figura 1 – Classificação de trocadores de calor.



Fonte: Adaptado de Kakaç et al. (2012).

Segundo Kakaç et al. (2012), os trocadores de calor podem ser classificados devido à característica térmica do equipamento (recuperador ou regenerador), ao processo de transferência térmica (direto ou indireto), à geometria de construção (tubos, placas ou superfícies aletadas), aos mecanismos de transferência de calor (monofásico, bifásico, evaporação e condensação) e à configuração de escoamento (paralelo, contracorrente ou cruzado), como pode ser observado na Figura 1.

Os trocadores de calor também podem ser classificados quanto ao grau de compactação, definido como a razão entre a área de transferência de calor por seu volume (HESSELGREAVES, 2017). No presente trabalho, será estudado o trocador de calor compacto a placas gaxetadas.

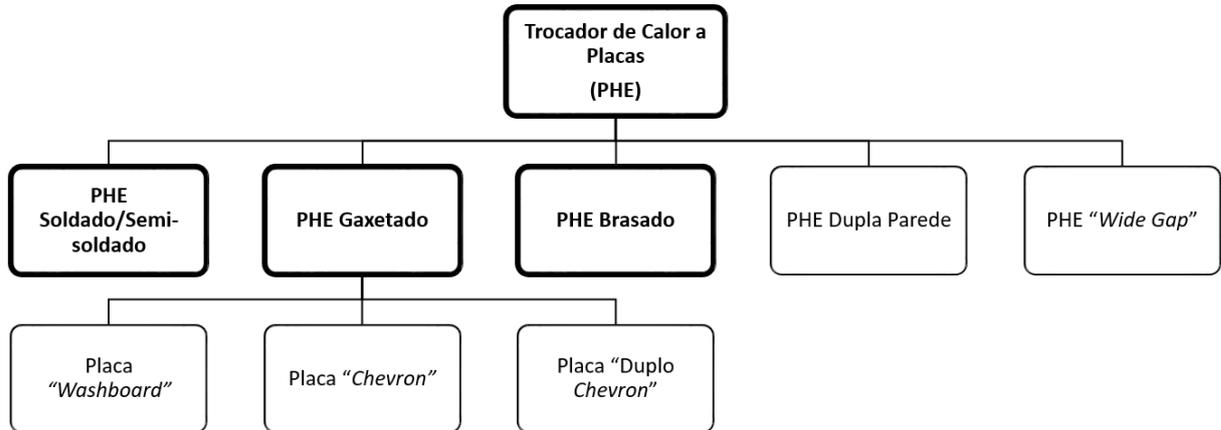
### 2.1.1 Trocador de calor a placas

Trocadores de calor a placas são equipamentos compactos quando comparados aos trocadores de calor casco e tubos, possuindo elevada área de transferência de calor por unidade de volume (LI et al., 2011). Dessa forma, os PHEs são amplamente utilizados na indústria, como por exemplo nas áreas de refrigeração, naval, petroquímica e alimentícia (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Entretanto, suas aplicações são limitadas em relação às máximas pressão (~25 – 30 bar) e temperatura (~160 – 250 °C) de trabalho (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

De acordo com Shah e Sekulic (2003), os PHEs podem ser classificados de acordo com a estanqueidade necessária (ver Figura 2) como:

- Placas gaxetadas do tipo “*Washboard*”, “*Chevron*” e “*zigzag*” (GPHE);
- Placas completamente soldadas ou semi-soldadas (WPHE/SWPHE);
- Placas brasadas (BPHE).

Figura 2 – Tipos de Trocadores de Calor a Placas.

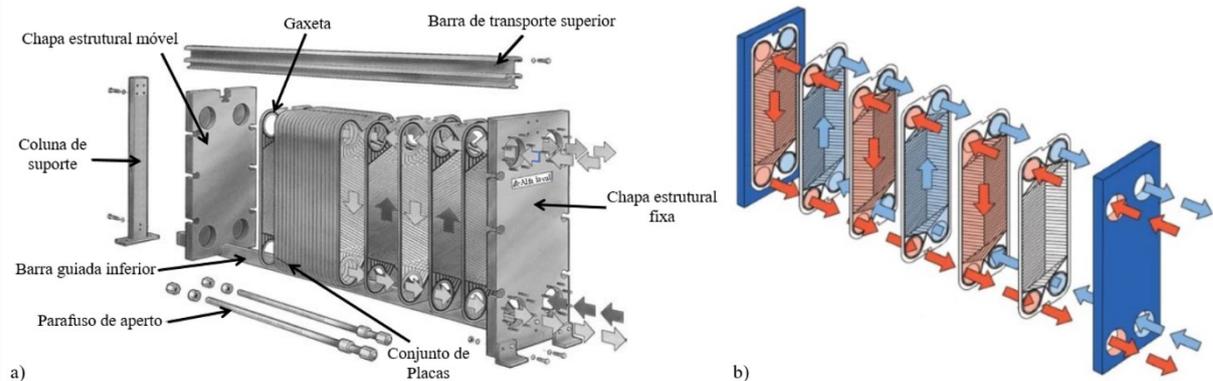


Fonte: Adaptado de Pandya et al. (2020).

### 2.1.1.1 Trocadores de Calor a Placas Gaxetadas

Um trocador de calor a placas gaxetadas consiste em um conjunto de placas metálicas finas seladas por um elastômero (gaxeta). As placas são montadas de forma que cada par de placas adjacentes forme canais para a passagem do fluido. As placas são suspensas em uma barra de transporte superior e guiadas por uma barra de transporte inferior, para garantir o alinhamento adequado na compressão do conjunto de placas. Duas placas de maior espessura, uma fixa e outra móvel, são responsáveis por apertar o conjunto de placas finas. Este aperto é realizado por meio de porcas e parafusos (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Na Figura 3a é apresentado o GPHE com seus componentes. Este equipamento será o foco de análise do presente trabalho.

Figura 3 – Trocador de calor de placas gaxetadas (GPHE).

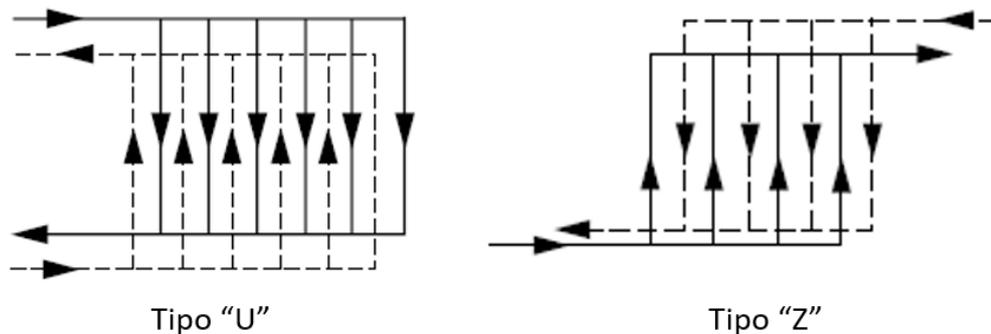


Fonte: Adaptado de Kakaç et al. (2012) e Högnabba (2021).

Cada placa possui quatro orifícios que, por meio das gaxetas, direcionam o escoamento dos fluidos quente e frio. Os canais de um GPHE podem apresentar escoamento na direção paralela, quando o fluido entra e sai do mesmo lado da placa (ver Figura 3b); ou na direção diagonal, quando o fluido entra e sai do lado oposto. O escoamento também pode ocorrer de maneira ascendente ou descendente através dos canais formados pelas placas. Por fim, na maioria das aplicações, o escoamento entre os ramais é contracorrente (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Na Figura 3b é possível observar um escoamento contracorrente, onde o ramal quente está no sentido descendente e o ramal frio, ascendente.

Além disso, os GPHEs podem ser divididos em duas categorias devido ao arranjo de escoamento: Tipo *U* ou Tipo *Z*. No arranjo Tipo *U*, dois bocais de entrada e dois bocais de saída estão localizadas na placa fixa. Por outro lado, no Tipo *Z*, dois bocais de entrada estão localizados na placa fixa e as outras duas saídas de bocais estão na placa móvel. Em aplicações industriais, o arranjo de tipo *U* é o mais utilizado devido à sua versatilidade de limpeza e reparo. (SAUNDERS, 1988). Na Figura 4, são apresentados os dois arranjos de escoamento comumente utilizados para GPHEs.

Figura 4 – Arranjos de escoamento em GPHEs.



Fonte: (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

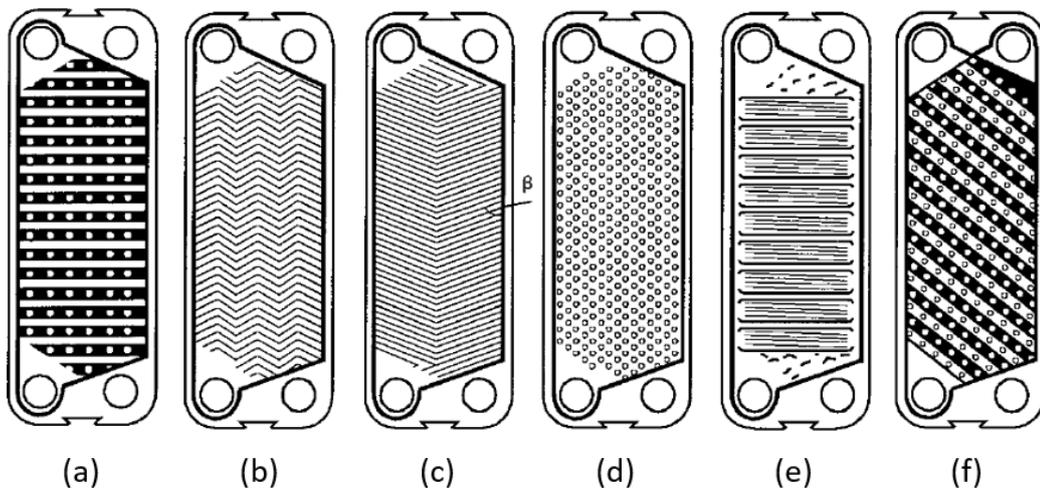
Nos GPHEs, os canais formados pelo conjunto de placas são estreitos, gerando caminhos tortuosos para o fluido, aumentando a taxa de transferência de calor e a queda de pressão. Por outro lado, aumentam a tensão de cisalhamento, minimizando o efeito da incrustação (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012). Estes equipamentos apresentam uma facilidade na montagem e desmontagem, sendo facilmente limpos, esterilizados e inspecionados. Sua área de transferência de calor pode ser facilmente alterada, devido à gama

de diferentes tamanhos de placas, aos padrões de corrugação e aos arranjos de escoamento. Para uma mesma taxa de transferência de calor, a massa de um GPHE equivale a 1/6 da massa de um trocador STHE (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Como desvantagens, podem ser citadas restrições e aplicações corrosivas (em virtude do emprego de gaxetas) e valores pouco expressivos para a pressão (30 bar) e temperatura (250 °C) máximas de operação (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

### 2.1.2 Tipos de Placas

Segundo Shah e Sekulic (2003), mais de 60 padrões diferentes de placas com superfícies corrugadas já foram desenvolvidas no século passado. Na Figura 5 são apresentadas algumas geometrias típicas de placas.

Figura 5 – Geometrias das placas: (a) “*Washboard*”, (b) “*Zigzag* ou *Duplo Chevron*”, (c) “*Chevron* ou *Herringbone*”, (d) “*Protusão*”, (e) “*Washboard* com corrugações secundárias” e (f) “*Washboard* com ângulo oblíquo”.



Fonte: Adaptado de (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

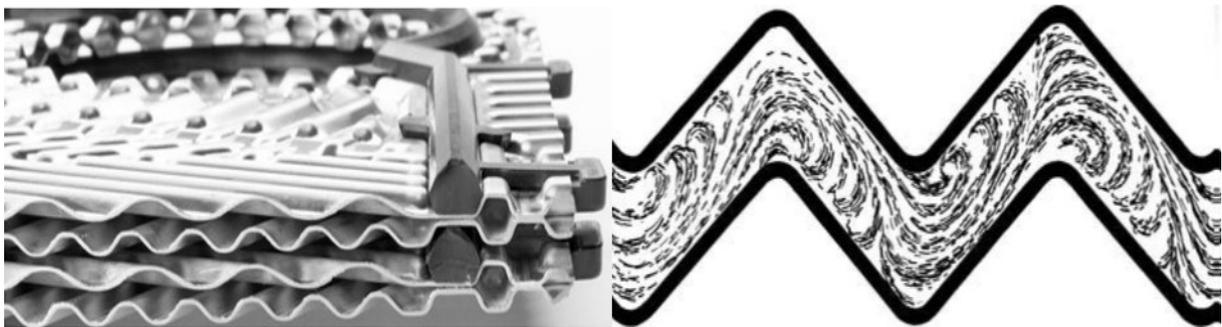
Segundo Thulukkanam (2017), os tipos de placas corrugadas mais utilizadas na indústria e investigadas pela literatura são as placas do tipo “*Chevron* (c)”, “*Zigzag* (b)” e “*Washboard* (a)”.

As placas do tipo “*Washboard*” apresentam menos pontos de contato em relação à placa do tipo “*Chevron*”, entretanto, apresentam maior profundidade média do canal, variando entre 1,5 a 5 mm. Esta geometria de placa é recomendada para operar em baixas pressões, atuando com uma velocidade típica entre 0,2 e 3 m/s (THULUKKANAM, 2017).

Nas placas do tipo “*Chevron*”, a profundidade média do canal varia entre 3 e 5 mm, e sua velocidade típica varia entre 0,1 e 1 m/s. Esta geometria de placa fornece diversos pontos de contato e, dessa forma, a placa “*Chevron*” oferece maior resistência mecânica em relação à placa “*Washboard*”, suportando maiores pressões com menores espessuras de placas (THULUKKANAM, 2017).

As geometrias das placas citadas acima utilizam corrugações, ver Figura 6. Canais corrugados promovem aumento de área superficial e caminhos caóticos (ver imagem da Figura 6 à direita), aumentando o coeficiente de transferência de calor e diminuindo a incrustação, embora aumentem a queda de pressão (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

Figura 6 – Fotografia de placas corrugadas (à esquerda) e ilustração do escoamento caótico ao longo dos canais (à direita).



Fonte: Adaptado de Kakaç et al. (2012).

### 2.1.3 Aspectos geométricos

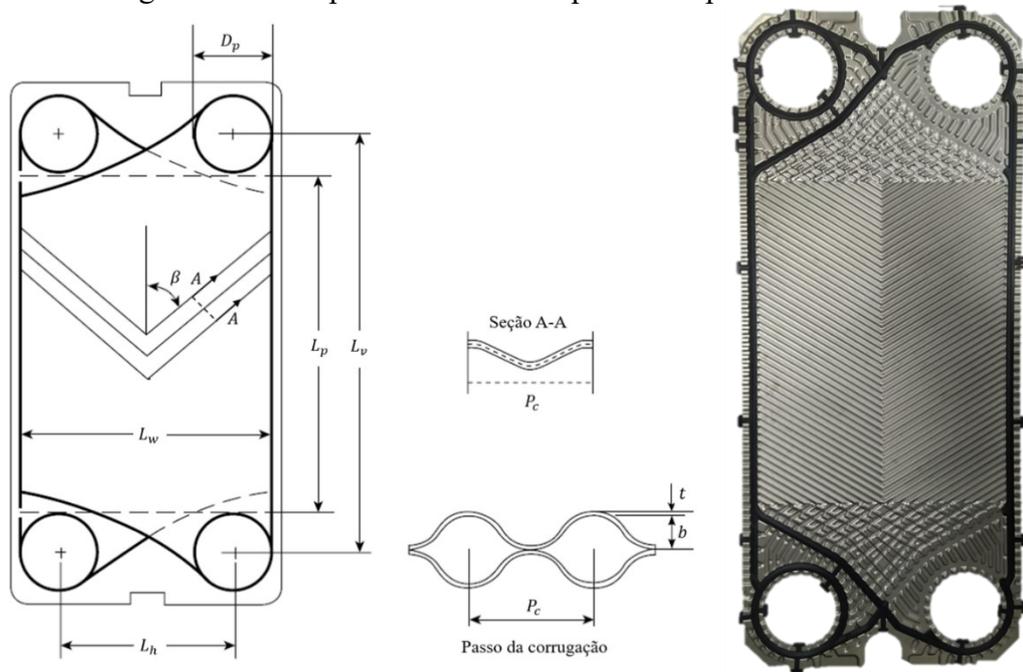
Nesta seção serão apresentadas as principais dimensões de uma placa de um GPHE, necessárias à análise térmica e hidrodinâmica. Variáveis como diâmetro hidráulico, fator de alargamento e velocidade mássica são expressos em termos destas dimensões.

Conforme mencionado anteriormente, a geometria da placa do tipo “*Chevron*” é a mais empregada industrialmente (SHAH; SEKULIĆ, 2003). As principais dimensões da placa do tipo “*Chevron*” podem ser observadas na Figura 7, e são detalhadas abaixo.

- $L_w$  é a largura efetiva do canal (distância horizontal entre gaxetas);
- $L_h$  é a distância horizontal entre os bocais;

- $L_p$  é o comprimento efetivo para troca térmica (distância vertical mínima entre os bocais);
- $L_v$  é o comprimento efetivo do escoamento (distância entre os bocais);
- $D_p$  é o diâmetro do bocal;
- $\beta$  é o ângulo de inclinação das corrugações em relação ao eixo vertical (ângulo de *Chevron*);
- $P_c$  é o passo do canal;
- $b$  é a profundidade média do canal;
- $t$  é a espessura da placa.

Figura 7 – Principais dimensões da placa do tipo “Chevron”.



Fonte: Adaptado de Kakaç et al. (2012).

O fator de alargamento ( $\phi$ ), pode ser expresso como a razão entre a área efetiva da placa ( $A_1$ ) e a área projetada ( $A_{1,p}$ ) (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012). O valor de  $\phi$  normalmente varia entre 1,15 e 1,25, sendo o valor de 1,22 normalmente utilizado como aproximação (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Martin (1996), a partir de uma equação de integração de três pontos, calculou aproximadamente o fator de alargamento de uma corrugação sinusoidal expressa em função do parâmetro adimensional da corrugação ( $X$ ), conforme:

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left( 1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (1)$$

O parâmetro adimensional da corrugação pode ser calculado em termos da profundidade média ( $b$ ) e o passo do canal ( $P_c$ ), conforme:

$$X = \frac{\pi b}{P_c} \quad (2)$$

Dessa forma, a área efetiva da placa ( $A_1$ ) pode ser calculada como:

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1,p}} \quad (3)$$

onde a área projetada pode ser calculada como:  $A_{1,p} = L_p L_w$ .

O diâmetro hidráulico do canal ( $D_h$ ) pode ser definido como a razão entre a área do canal e o perímetro molhado, assumindo que  $b \ll L_w$ , obtemos a seguinte simplificação:

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} = \frac{4bL_w}{2(b + L_w\phi)} \cong \frac{2b}{\phi} \quad (4)$$

onde  $A_c$  é a área de seção transversal do canal, e  $P_w$  é o perímetro molhado.

Na literatura especializada há divergências em relação à definição do diâmetro do canal do PHE. Khan et al. (2017) utilizaram o conceito de diâmetro hidráulico ( $D_h$ ), já Heavner et al. (1993), Martin (1996) e Muley et al. (1999) utilizaram o conceito de diâmetro equivalente ( $D_e$ ), que é expresso pela Eq. (5):

$$D_e = 2b = D_h \phi \quad (5)$$

No presente estudo será utilizado o conceito de diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) para a avaliação do desempenho térmico e hidrodinâmico de um GPHE.

## 2.2 DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO

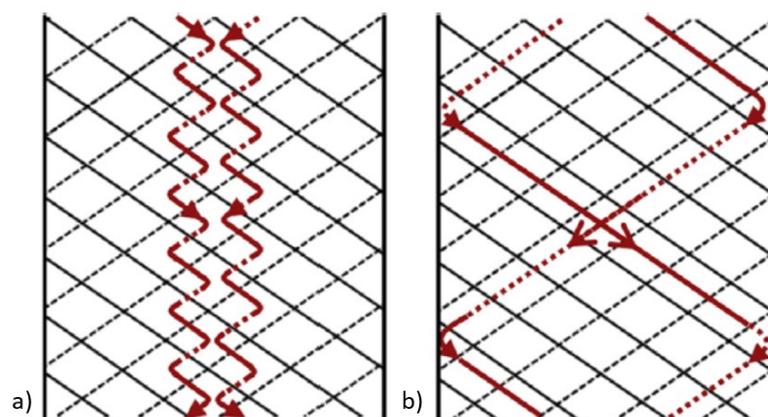
Nesta seção será apresentada uma revisão bibliográfica sobre o efeito do ângulo de *Chevron* no desempenho térmico e hidrodinâmico, os modelos analíticos e as variáveis do fator de fricção e número de Nusselt para um GPHE, bem como as variáveis adimensionais envolvidas. Por fim, será apresentado uma revisão sobre os efeitos da má distribuição e da deformação elástica das placas deste tipo de trocador de calor.

### 2.2.1 Influência do ângulo de *Chevron*

Segundo Zhang et al. (2019), o ângulo de *Chevron* é o parâmetro que mais influencia no desempenho térmico e hidrodinâmico de um PHE, pois afeta o padrão de escoamento ao longo do canal formado pelo par de placas.

Focke et al. (1985) realizaram um estudo experimental utilizando técnicas de visualização para avaliar o efeito do ângulo de *Chevron* no desempenho térmico e hidrodinâmico em PHEs. Constatou-se que a mudança do ângulo de *Chevron* afeta a estrutura básica do escoamento, influenciando a transferência de calor e queda de pressão. Para um ângulo inferior a  $60^\circ$ , o padrão de escoamento cruzado (*furrow*) é predominante (Figura 8b), enquanto que para valores próximos a  $80^\circ$  o padrão de escoamento helicoidal (*zig-zag/cross-flows*) se torna predominante, ver Figura 8a.

Figura 8 – Padrão de escoamento em canais de um PHE: a) Escoamento helicoidal (*zig-zag*) e b) Escoamento cruzado (*furrow*).

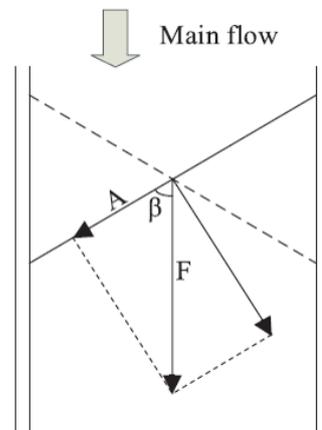


Fonte: Adaptado de (FOCKE; ZACHARIADES; OLIVIER, 1985).

No padrão de escoamento cruzado, o escoamento principal segue a corrugação até uma de suas bordas, onde o fluido incide e retorna à outra borda. No padrão de escoamento helicoidal, o fluido muda de direção nos pontos de contato formado pelas placas, seguindo na direção longitudinal do PHE.

Segundo Dovic e Svaic (2007), Zhang et al. (2006) e Zhang et al. (2019), a quantidade de movimento do escoamento e o ângulo de *Chevron* afetam o padrão de escoamento conforme Eq. (6), ver Figura 9.

Figura 9 – Ilustração de como a quantidade de movimento do escoamento e o ângulo de *Chevron* afetam o padrão de escoamento.



Fonte: (ZHANG et al., 2019).

$$A = F \cos \beta \quad (6)$$

onde  $A$  e  $F$  são componentes da quantidade de movimento do escoamento e  $\beta$  é o ângulo de corrugação do canal.

Para valores de  $\beta$  reduzidos, a componente de força  $A$  é grande o suficiente para superar a resistência e conduzir o fluido ao longo da corrugação. À medida que  $\beta$  aumenta, a componente de força  $A$  é reduzida e o padrão de escoamento cruzado (*furrow*) é estabelecido.

Segundo Zhang et al. (2019), o descolamento periódico da camada limite térmica e a geração de vórtices devido ao escoamento caótico causam o aumento da taxa de transferência de calor em relação à taxa observada no escoamento em placas planas sem corrugação. O elevado ângulo de *Chevron* promove elevados valores de Nusselt por manter o escoamento altamente turbulento e em desenvolvimento. Em comparação ao escoamento cruzado, o

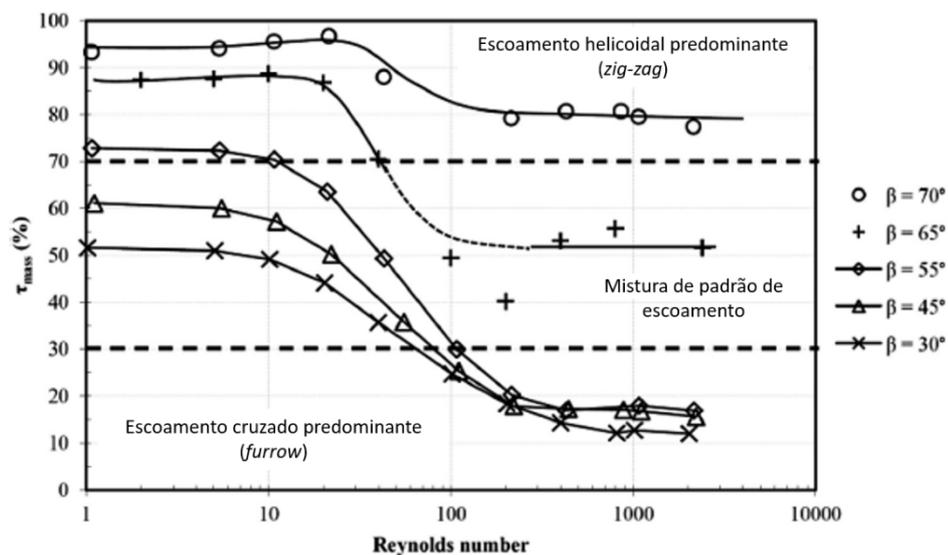
escoamento helicoidal apresenta um processo de perturbação do escoamento mais intenso, resultando em maiores taxas de transferência de calor.

A partir de simulações numéricas de escoamento dentro de uma célula representativa de um PHE, Blomerious et al. (1999) validaram resultados numéricos utilizando dados experimentais obtidos por Muley et al. (1999). Os resultados obtidos indicaram que o padrão *furrow* é predominante para ângulo de *Chevron* pequeno, enquanto o padrão *zig-zag* é predominante para elevados valores do ângulo de *Chevron*.

Dovic e Švaic (2007) realizaram uma série de testes de visualização para avaliar o comportamento do escoamento em dois canais corrugados de 28° e 61°. Constatou-se que os dois padrões de escoamento ocorrem simultaneamente para os canais com ângulo de corrugação de 28° e 61°. Entretanto, houve uma predominância do escoamento cruzado (*furrow*) para os canais de 28°, e do escoamento helicoidal, para os canais de 61°.

Sarraf et al. (2015) apresentaram uma análise detalhada com simulações numéricas para identificar a influência do ângulo de *Chevron* nas estruturas de escoamento e na queda de pressão em um escoamento monofásico de um BPHE, para ângulos de *Chevron*: 30°, 45°, 55°, 65° e 70°, variando o número de Reynolds de 1 a 2500. Observou-se que os tipos de escoamento são sensíveis não apenas ao ângulo de *Chevron*, mas também devido à proporção do escoamento transferido de uma corrugação para a outra (taxa de transferência de massa). Observaram também que os dois tipos de escoamento coexistiram dentro de uma faixa de Reynolds de 20 – 200.

Figura 10 – Variação da taxa de transferência de massa ( $\tau_{mass}$ ) em função de Reynolds para diferentes ângulos de *Chevron*.



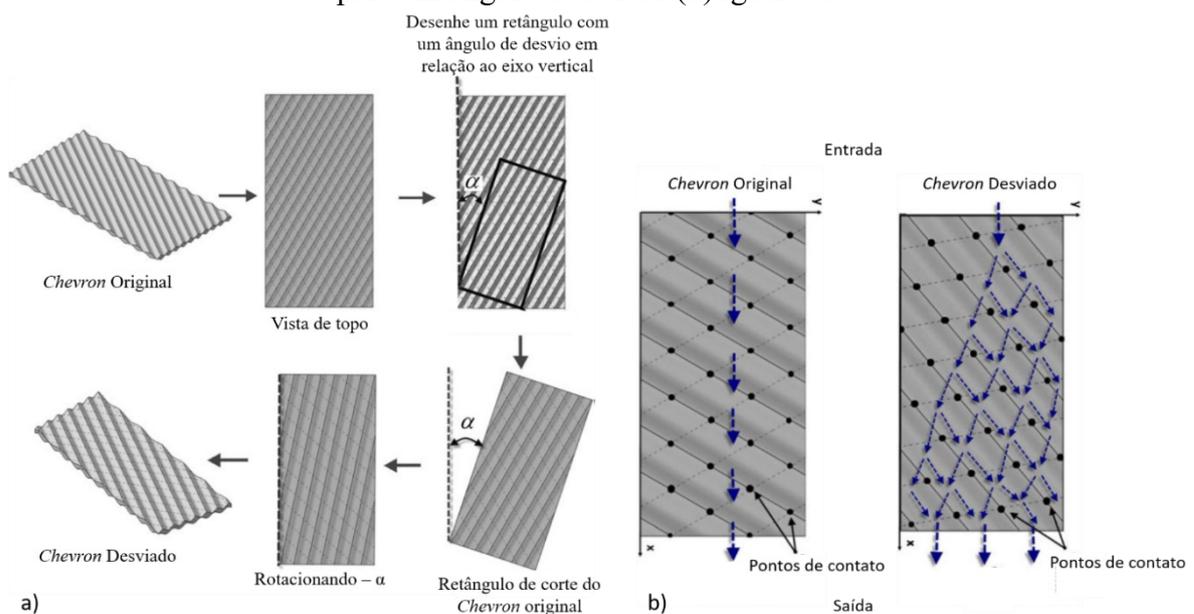
Fonte: Adaptado de (SARRAF; LAUNAY; TADRIST, 2015).

De acordo com a Figura 10, é possível notar que o ângulo de *Chevron* tem uma influência significativa na taxa de transferência de massa. Para um ângulo de *Chevron* de  $70^\circ$ , o escoamento é puramente helicoidal (*zig-zag*) do regime laminar ao turbulento. Para uma faixa de ângulo de *Chevron* de  $30^\circ$  a  $55^\circ$ , a coexistência de padrões de escoamento é predominante no regime laminar. Entretanto, em regime turbulento, o padrão de escoamento cruzado se torna predominante (*furrow*).

Sarraf et al. (2015) enfatizaram que a variação do coeficiente de fricção está correlacionada às classes dos tipos de escoamento, sugerindo para trabalhos futuros uma melhor compreensão dos padrões de escoamento para o desenvolvimento de um modelo térmico e hidrodinâmico generalizado de um PHE.

Tohidi et al. (2013) apresentaram uma nova metodologia para o estudo da influência do ângulo de *Chevron* em escoamento monofásico de PHEs, ver Figura 11. Os autores propuseram a geração de um modelo que induz um ângulo de desvio ( $\alpha$ ) em relação ao eixo vertical, causando o desalinhamento dos pontos de contato da placa em relação ao eixo vertical. Foram estudados três ângulos de desvio:  $5^\circ$ ,  $10^\circ$  e  $15^\circ$ . Observou-se que houve intensificação do processo de transferência de calor, resultando em números de Nusselt duas vezes maiores em relação aos observados em canais de placas tradicionais. Também ocorreu pequeno aumento da perda de carga.

Figura 11 – a) Geração do modelo de *Chevron* desviado e b) Padrão de escoamento do fluido para um ângulo de desvio ( $\alpha$ ) igual a  $15^\circ$ .



Fonte: Adaptado de (TOHIDI et al., 2013).

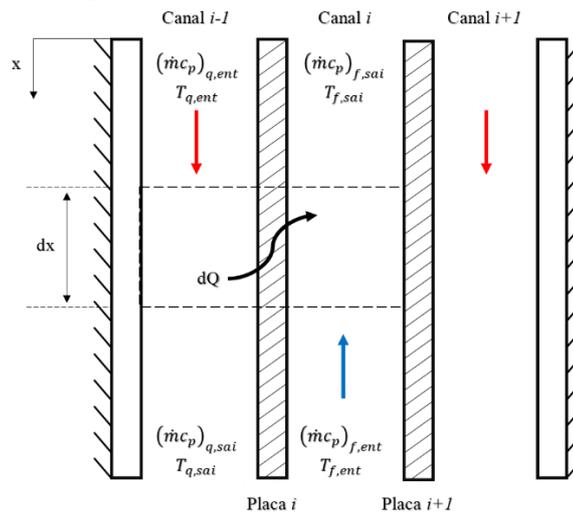
Além do ângulo de *Chevron*, a razão de aspecto ( $b/P_c$ ), definido como a razão entre a profundidade média do canal e o passo do canal, também tem um efeito significativo sobre o desempenho térmico e hidrodinâmico (DOVIĆ; PALM; ŠVAIĆ, 2009).

## 2.2.2 Modelo Térmico

### 2.2.2.1 Balanço global de energia

De acordo com a primeira lei da termodinâmica para um sistema aberto e em regime permanente, com variação de energia potencial e cinética desprezíveis, a variação de entalpia de uma corrente de fluido, ver Figura 12, é expressa por (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Figura 12 – Ilustração do processo de transferência de calor em canais de um PHE.



Fonte: Autor (2023).

$$Q = \dot{m}(i_{ent} - i_{sai}) \quad (7)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do canal e  $i_{ent}$  e  $i_{sai}$  representam a entalpia de entrada e saída, respectivamente.

Se os fluidos não sofrem mudança de fase e apresentam calor específico constantes ( $di = c_p dT$ ), a equação acima pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Q_q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (8)$$

$$Q_f = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (9)$$

onde  $c_p$  é o calor específico do fluido à pressão constante e  $T$  é a temperatura do fluido. Os subscritos  $q$  e  $f$  se referem ao ramal quente e frio, e os subscritos  $ent$  e  $sai$  se referem a entrada e saída do canal.

### 2.2.2.2 Coeficiente global de transferência de calor

A taxa de transferência de calor também pode ser relacionada com o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), a área efetiva do GPHE ( $A$ ) e a média logarítmica das diferenças de temperatura ( $\Delta T_{LMTD}$ ) (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007):

$$UA = \frac{\bar{Q}}{\Delta T_{LMTD}} \quad (10)$$

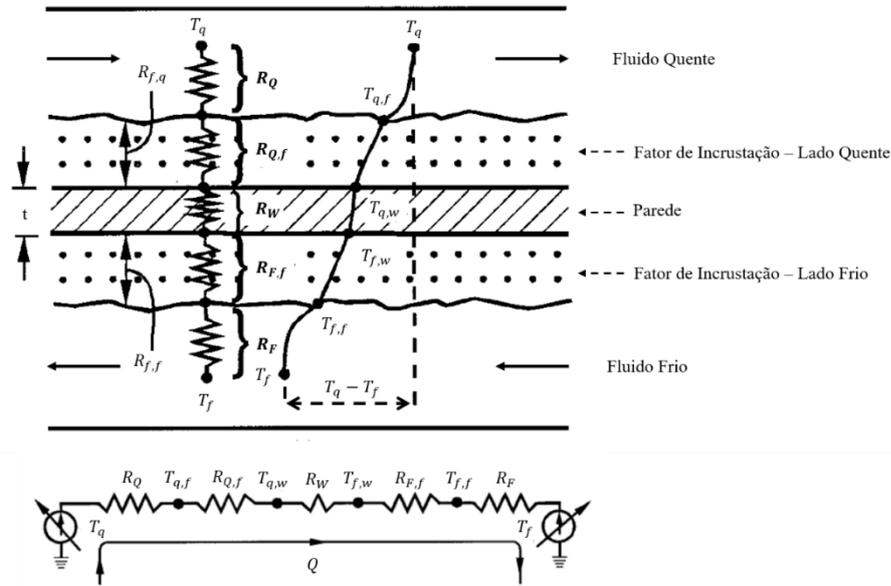
A média logarítmica das diferenças de temperatura ( $\Delta T_{LMTD}$ ) para um GPHE de escoamento contracorrente pode ser calculada por (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (11)$$

onde  $\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,sai}$  e  $\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,ent}$ .

Na Figura 13 são apresentadas as resistências térmicas em um trocador de calor a placas.

Figura 13 – Ilustração das resistências térmicas em um trocador de calor.



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é uma função dos coeficientes de transferência de calor por convecção e condução, além das resistências associadas à incrustação. O produto  $UA$  é igual ao inverso da resistência térmica total, conforme (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007):

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_q A} + \frac{R_{q,f}}{A} + \frac{t}{k_w A} + \frac{R_{f,f}}{A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (12)$$

onde  $R_t$  é a resistência térmica total do sistema,  $h$  é o coeficiente convectivo de transferência de calor,  $t$  é a espessura da placa,  $k_w$  é a condutividade térmica da placa e  $R_f$  é a resistência térmica associada à incrustação

### 2.2.2.3 Correlação de Nusselt

De acordo com Shah e Sekulic (2003), o número de Nusselt pode ser obtido a partir de correlações empíricas conforme:

$$Nu = a Re^b Pr^c \left( \frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^d \quad (13)$$

onde  $Nu$  é o número de Nusselt,  $Re$  o número de Reynolds e  $Pr$  o número de Prandtl. A variável  $\mu_m$  se refere à viscosidade dinâmica na temperatura média do escoamento e  $\mu_w$ , à viscosidade dinâmica na temperatura de parede. As variáveis  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  são obtidas a partir de métodos estatísticos.

O número de Nusselt pode ser compreendido como a razão entre a taxa de transferência de calor por convecção e por condução em uma mesma camada de fluido, conforme:

De acordo com Shah e Sekulic (2003), o número de Nusselt pode ser compreendido como a razão entre a taxa de transferência de calor por convecção e por condução em uma mesma camada de fluido, conforme:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (14)$$

onde  $D_h$  é o comprimento característico, como, por exemplo, o diâmetro hidráulico do canal e  $k$  é a condutividade térmica do fluido.

O número de Reynolds ( $Re$ ) pode ser expresso em termos da velocidade mássica do canal ( $G_c$ ), conforme:

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (15)$$

A velocidade mássica do canal ( $G_c$ ) é determinada em função da vazão mássica e da área da seção transversal do canal:

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_c A_{ch}} = \frac{\dot{m}}{N_c (bL_w)} \quad (16)$$

onde  $N_c$  é o número total de canais em um ramal do trocador PHE.

O regime de escoamento em um GPHE é fortemente dependente do ângulo de corrugação da placa ( $\beta$ ): quanto maior o valor de  $\beta$ , mais turbulento é o regime de escoamento. No regime laminar, o número de Reynolds pode variar entre 10 e 60, enquanto o regime de transição se encontra entre 100 e 800. Para valores acima de 800, considera-se em regime turbulento (GUSEW; STUKE, 2022). Por outro lado, Kakaç et al. (2012) destacaram

que a transição para o regime turbulento ocorre em uma faixa do número de Reynolds entre 10 e 400.

O número de Prandtl ( $Pr$ ) é definido como a razão entre a difusividade da quantidade de movimento e a difusividade térmica, conforme apresentado na Eq. (17). Esse número adimensional pode ser entendido como a razão entre as difusões de quantidade de movimento e térmica (BERGMAN; INCROPERA, 2011).

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (17)$$

Apresentadas as definições dos números adimensionais, retornando à Eq. (13). Segundo Saunders (1988), o fator de correção de viscosidade na parede, definido como  $(\mu_m/\mu_w)$ , é igual a 1 para regime turbulento. O expoente do número de Prandtl em correlações do número de Nusselt é frequentemente adotado com o valor de 1/3 (BERGMAN; INCROPERA, 2011). Desta forma a Eq. (13) pode ser simplificada como:

$$Nu = aRe^b Pr^{1/3} \quad (18)$$

#### 2.2.2.4 Correlações de Nusselt na literatura

O desempenho térmico de trocadores de calor a placas foi estudado na literatura. Zhang et al. (2019) realizaram uma extensa revisão sobre técnicas de aprimoramento de transferência de calor em permutadores de calor a placas. Abou Elmaaty et al. (2017) apresentaram uma revisão sobre a estrutura dos diferentes trocadores de calor de placas, arranjo de escoamentos e suas aplicabilidades. Abu-Khader (2012) apresentou os avanços em PHEs na teoria e na prática nos últimos anos. Além disso, os autores acima apresentaram correlações de  $Nu$  para diversas condições experimentais. Na Tabela 1 são apresentadas correlações de  $Nu$  obtidas na literatura. É importante ressaltar que nenhuma destas correlações foi desenvolvida especificamente para placas de quatro quadrantes.

Tabela 1 – Correlações do número de Nusselt para PHE.

| Referências         | Correlação                    | Condições   |
|---------------------|-------------------------------|---|
|                     | $Nu = 0,157Re^{0,66}Pr^{0,4}$ | $700 \leq Re \leq 25000$ , Água, $\beta = 30^\circ$ |
| Okada et al. (1972) | $Nu = 0,249Re^{0,64}Pr^{0,4}$ | $700 \leq Re \leq 25000$ , Água, $\beta = 45^\circ$ |
|                     | $Nu = 0,327Re^{0,65}Pr^{0,4}$ | $700 \leq Re \leq 25000$ , Água, $\beta = 60^\circ$ |

|                             |  |   |
|-----------------------------|--|---|
|                             | $Nu = 0,478R_e^{0,62}Pr^{0,4}$   | $700 \leq Re \leq 25000$ , Água, $\beta = 75^\circ$                                   |
| Tovazhnyansky et al. (1980) | $Nu = 0,051e^{(0,64 \tan \beta)} R_e^{0,73} Pr^{0,43}$<br>* $\beta$ em radianos.   | $2000 \leq Re \leq 25000$ , $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$                       |
| Bond (1981)                 | $Nu = 0,09R_e^{0,71} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,16}$   | $Re \geq 500$ , $\beta \leq 25^\circ$   |
|                             | $Nu = 0,104R_e^{0,71} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,16}$  | $Re \geq 400$ , $\beta = 30^\circ$  |
|                             | $Nu = 0,133R_e^{0,73} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,16}$  | $Re \geq 400$ , $\beta = 40^\circ$  |
|                             | $Nu = 0,29R_e^{0,67} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,16}$   | $Re \geq 100$ , $\beta = 45^\circ$  |
|                             | $Nu = 0,309R_e^{0,68} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,16}$  | $Re \geq 100$ , $\beta \geq 60^\circ$   |
| Martin (1996)               | $Nu = [\xi R_e^2 \text{sen}(2\beta)]^{0,374} 0,122 Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,16}$<br>$f = 4/\xi$<br>* $\beta$ em radianos.  | $200 \leq Re \leq 10000$<br>$10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$                       |
| Muley et al. (1999)         | $Nu = 0,44(\beta/30)^{0,38} R_e^{0,5} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}$  | $Re \leq 400$ , $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$                                   |
|                             | $Nu = abR_e^c Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}$<br>$a = 0,2668 - 0,006967\beta + 7,244 \times 10^{-5}\beta^2$<br>$b = 20,78 - 50,94\phi + 41,1\phi^2 - 10,51\phi^3$<br>$c = 0,728 + 0,0543\text{sen}[(\pi\beta/45) + 3,7]$ | $Re \geq 1000$ , $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$<br>$1 \leq \phi \leq 1,5$        |
|                             | $Nu = 0,089\phi^{0,282} R_e^{0,718} Pr^{0,5} (\mu/\mu_w)^{0,17}$   | $400 \leq Re\phi \leq 10000$<br>$\beta = 45^\circ/0^\circ - \bar{\beta} = 22,5^\circ$ |
|                             | $Nu = 0,118\phi^{0,280} R_e^{0,720} Pr^{0,5} (\mu/\mu_w)^{0,17}$   | $400 \leq Re\phi \leq 10000$<br>$\beta = 67^\circ/0^\circ - \bar{\beta} = 33,5^\circ$ |
| Heavner et al. (1993)       | $Nu = 0,195\phi^{0,308} R_e^{0,692} Pr^{0,5} (\mu/\mu_w)^{0,17}$   | $400 \leq Re\phi \leq 10000$<br>$\beta = 45^\circ/45^\circ - \bar{\beta} = 45^\circ$  |
|                             | $Nu = 0,308\phi^{0,333} R_e^{0,667} Pr^{0,5} (\mu/\mu_w)^{0,17}$   | $400 \leq Re\phi \leq 10000$<br>$\beta = 67^\circ/45^\circ - \bar{\beta} = 56^\circ$  |
|                             | $Nu = 0,278\phi^{0,317} R_e^{0,683} Pr^{0,5} (\mu/\mu_w)^{0,17}$   | $400 \leq Re\phi \leq 10000$<br>$\beta = 67^\circ/67^\circ - \bar{\beta} = 67^\circ$  |
|                             |  |   |
| Huang (2010)                | $Nu = [(0,48R_e^{0,3})^7 + (0,152R_e^{0,716})^7]^{1/7} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,17}$   | $10 \leq Re \leq 10000$ , $\beta = 42,5^\circ$  |
|                             | $Nu = [(0,472R_e^{0,3})^7 + (0,209R_e^{0,704})^7]^{1/7} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,17}$  | $10 \leq Re \leq 10000$ , $\beta = 50^\circ$  |
|                             | $Nu = [(0,452R_e^{0,3})^7 + (0,294R_e^{0,679})^7]^{1/7} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,17}$  | $10 \leq Re \leq 10000$ , $\beta = 57,5^\circ$  |

\*Baseado no ângulo de *Chevron* em relação ao eixo vertical e no diâmetro hidráulico.

Fonte: Autor (2023).

### 2.2.3 Modelo Hidrodinâmico

Segundo Shah e Sekulic (2003), a variação da pressão estática em um GPHE consiste de quatro parcelas: (1) perda de carga associado ao pacote de placas ( $\Delta P_{canal}$ ), (2) perda de carga nos bocais de entrada e saída ( $\Delta P_p$ ), (3) perda de carga devido à variação da quantidade de movimento resultante da expansão ou contração do fluido ( $\Delta P_{mom}$ ), e (4) variação de pressão devido à mudança de elevação para escoamento na vertical ( $\Delta P_{el}$ ).

Somando todas as parcelas descritas acima, tem-se a expressão da variação da pressão estática em um GPHE, Eq. (19).

$$\Delta P = \frac{4fL_v G_c^2}{2D_e} \left( \frac{1}{\rho_m} \right) + \frac{1,5G_p^2 N_{passes}}{2\rho_{ent}} + \left( \frac{1}{\rho_{sai}} - \frac{1}{\rho_{ent}} \right) G_c^2 \pm \rho_m g L_v \quad (19)$$

onde  $f$  é o fator de fricção de Fanning,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $G_p$  é a velocidade mássica no bocal de entrada e saída,  $N_{passes}$  é o número de passes do trocador de calor,  $g$  é a aceleração da gravidade. Os subscritos *ent*, *sai* e *m* se referem as propriedades de entrada, saída e média, respectivamente.

### 2.2.3.1 Fator de fricção

O fator de fricção é um parâmetro adimensional que é utilizado para calcular a perda de carga devido às forças de atrito (WHITE, 2010). De acordo com Shah e Sekulic (2003), o fator de fricção de Fanning ( $f$ ) representa a razão entre a tensão de cisalhamento na parede e a energia cinética do escoamento por unidade de volume, sendo ela expressa por:

$$f = \frac{2\Delta P_{canal} D_h \rho}{4L_v G_c^2 N_p} \quad (20)$$

onde  $\Delta P_{canal}$  é a queda de pressão associada ao pacote de placas do GPHE.

De acordo com Thulukkanam (2017), o fator de fricção de Fanning também pode ser calculado como:

$$f = \frac{m}{Re^n} = mRe^{-n} \quad (21)$$

### 2.2.3.2 Correlações de Fator de fricção na literatura

Na literatura estão presentes diversas correlações de fator de fricção de Fanning para diferentes configurações de placas e condições de operação, como pode ser observado nos trabalhos de Abou Elmaaty et al. (2017), Abu-Khader (2012) e Zhang et al. (2019). Na Tabela

2 são apresentadas correlações mais comumente utilizadas na literatura para este tipo de trocador.

Tabela 2 – Correlações do fator de fricção para PHE.

| Referências                 | Correlação   | Condições  |
|-----------------------------|--|--|
| Tovazhnyansky et al. (1980) | $f = 0,085e^{[1,52 \tan \beta]} R_e^{-(0,25-0,06 \tan \beta)}$<br>* $\beta$ em radianos.   | $2000 \leq Re \leq 25000, 30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$                           |
| Bond (1981)                 | $f = 0,62R_e^{-0,21}$  | $Re \geq 500, \beta \leq 25^\circ$   |
|                             | $f = 0,742R_e^{-0,21}$   | $Re \geq 400, \beta = 30^\circ$  |
|                             | $f = 0,78R_e^{-0,16}$  | $Re \geq 300, \beta = 40^\circ$  |
|                             | $f = 1,3R_e^{-0,19}$   | $Re \geq 300, \beta = 45^\circ$  |
|                             | $f = 3,1R_e^{-0,19}$   | $Re \geq 100, \beta \geq 60^\circ$   |
| Martin (1996)               | $\frac{1}{\sqrt{F}} = \frac{\cos \beta}{\sqrt{(0,18 \tan \beta + 0,36 \sin \beta + (\xi_0 R_e) / \cos \beta)}} + \frac{(1 - \cos \beta)}{\sqrt{(\xi_1 R_e)}}$<br>$f = 4/F$       |  |
|                             | $\xi_0 = 64/R_e$   | $Re < 2000, 10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$   |
|                             | $\xi_1 = (597/R_e) + 3,85$   |  |
|                             | $\xi_0 = (1,81 \log R_e - 1,5)^{-2}$   | $Re \geq 2000, 10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$                                      |
|                             | $\xi_1 = 39/(R_e)^{0,289}$   |  |
| Muley et al. (1999)         | $f = \left[ \left( \frac{30,2}{R_e} \right)^5 + \left( \frac{6,28}{R_e^{0,5}} \right)^5 \right] \left( \frac{\beta}{30} \right)^{0,83} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,22}$ | $2 \leq Re \leq 400, 30^\circ < \beta < 60^\circ$                                      |
|                             | $f = A_{(\beta)} B_{(\beta)} R_e^{C_{(\beta)}} (\mu/\mu_w)^{-0,22}$  |  |
|                             | $A_{(\beta)} = 2,917 - 0,1277\beta + 2,016x10^{-3}\beta^2$   | $Re \geq 1000, 30^\circ < \beta < 60^\circ$  |
|                             | $B_{(\beta)} = 5,4742 - 19,0197\beta + 18,9338\beta^2 - 5,3405\beta^3$<br>$C_{(\beta)} = -(0,2 + 0,05777 \sin((2\pi\beta/90) + 2,1))$  | $1 \leq \Phi \leq 1,5$   |
| Heavner et al. (1993)       | $f = 0,490\Phi^{1,1814} R_e^{-0,1814}$   | $400 \leq Re\Phi \leq 10000$<br>$\beta = 23^\circ/23^\circ - \bar{\beta} = 23^\circ$   |
|                             | $f = 0,545\Phi^{1,1555} R_e^{-0,1555}$   | $400 \leq Re\Phi \leq 10000$<br>$\beta = 45^\circ/23^\circ - \bar{\beta} = 34^\circ$   |
|                             | $f = 0,687\Phi^{1,1405} R_e^{-0,1405}$   | $400 \leq Re\Phi \leq 10000$<br>$\beta = 45^\circ/45^\circ - \bar{\beta} = 45^\circ$   |
|                             | $f = 1,441\Phi^{1,1353} R_e^{-0,1353}$   | $400 \leq Re\Phi \leq 10000$<br>$\beta = 90^\circ/45^\circ - \bar{\beta} = 56,5^\circ$ |
|                             | $f = 1,458\Phi^{1,0838} R_e^{-0,0838}$   | $400 \leq Re\Phi \leq 10000$<br>$\beta = 90^\circ/45^\circ - \bar{\beta} = 67,5^\circ$ |
| Huang (2010)                | $f = \left[ (32,9/R_e)^7 + (13,89R_e^{-0,63})^7 + (0,689R_e^{-0,1014})^7 \right]^{1/7}$  | $10 \leq Re \leq 10000, \beta = 42,5^\circ$  |
|                             | $f = \left[ (37,8/R_e)^7 + (14,3R_e^{-0,6})^7 + (1,05R_e^{-0,108})^7 \right]^{1/7}$  | $10 \leq Re \leq 10000, \beta = 50^\circ$  |
|                             | $f = \left[ (42,2/R_e)^7 + (14,0R_e^{-0,51})^7 + (2,19R_e^{-0,142})^7 \right]^{1/7}$   | $10 \leq Re \leq 10000, \beta = 57,5^\circ$  |

\*Baseado no ângulo de *Chevron* em relação ao eixo vertical e no Diâmetro hidráulico. Fator de fricção de Fanning.

Fonte: Autor (2023).

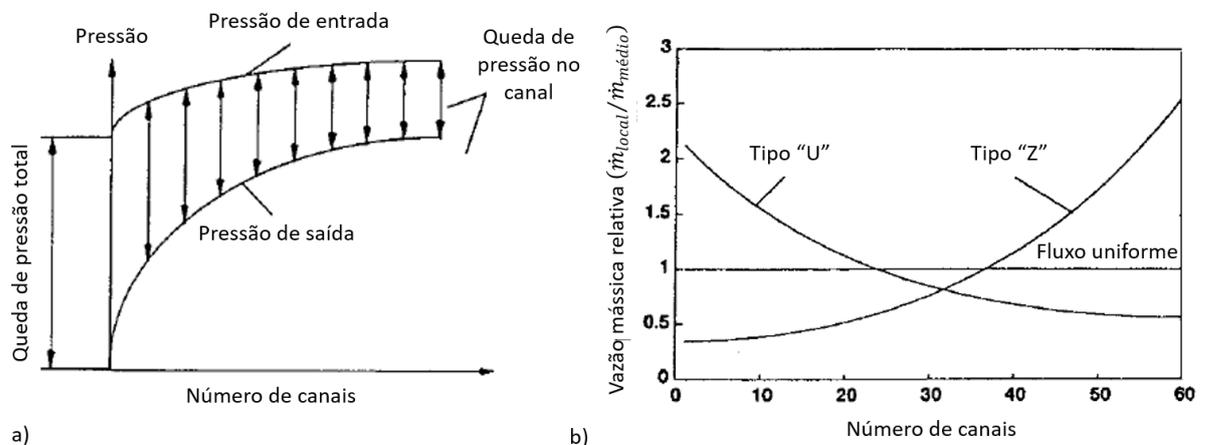
### 2.3 DISTRIBUIÇÃO DE VAZÕES

A má distribuição consiste em diferentes vazões mássicas por canal impactando negativamente a eficiência do trocador. Além disso, a incrustação poderá ocorrer nos canais sujeitos a menores vazões mássicas

Segundo Thonon et al. (1992), a má distribuição deteriora o desempenho térmico e hidrodinâmico, e induz a uma heterogeneidade local nos campos térmicos e de pressão. Em PHEs, a má distribuição se origina da diferença de pressão entre a saída e a entrada dos bocais de distribuição, ver Figura 14a.

Thonon et al. (1992) avaliaram termicamente e hidrodinamicamente o fenômeno de distribuição de um fluido monofásico em PHEs. Um modelo numérico foi proposto e validado por meio de resultados experimentais. Na Figura 14b é possível observar a vazão mássica relativa em função do número de canais em um PHE de arranjo do tipo U e Z.

Figura 14 – a) Perfil da distribuição de pressão ao longo dos bocais de distribuição para um arranjo em “U” e b) Distribuição de vazões ao longo dos bocais de distribuição.



Fonte: Adaptado de (THONON; MERCIER; FEIDT, 1992).

Rao e Das (2004) realizaram um estudo experimental a fim de avaliar como a queda de pressão é afetada pela má distribuição em um PHE, e quais os parâmetros que influenciam este fenômeno. Constatou-se que a principal variável para o fenômeno da má distribuição é o coeficiente de fricção do canal. Além disso, a queda de pressão do PHE é criticamente dependente da vazão mássica, bem como do número de canais.

Bobbili et al. (2006) avaliaram como a queda de pressão é afetada pela má distribuição do fluido variando o número de placas em um PHE. Foram testados dois conjuntos de placas,

sendo eles de 21 e 81 placas. Constatou-se que as distribuições de pressão e de velocidade foram mais impactadas para o conjunto de 81 placas. Dessa forma, demonstrou-se que o número de canais afeta significativamente o desempenho hidráulico de um PHE.

Segundo Shah e Sekulic (2003), a má distribuição em PHEs aumenta devido ao aumento da vazão mássica do fluido e do número de placas. Também se constatou que, para PHEs com número de canais inferior a 20, o fenômeno da má distribuição é insignificante.

Bassiouny e Martin (1984) realizaram um estudo analítico a fim de calcular a distribuição da velocidade do fluido e da pressão estática ao longo das entradas e saídas dos bocais de distribuição, bem como a distribuição de vazões por canal de um PHE. Baseado na solução de uma equação diferencial ordinária proveniente das equações de conservação da massa e quantidade de movimento simplificadas para ramais de PHEs, os autores propuseram um parâmetro, fator  $m^2$ , a fim de quantificar a má distribuição.

### 2.3.1 Modelo de má distribuição

O modelo de má distribuição proposto por Bassiouny e Martin (1984) foi utilizado neste trabalho. O fator  $m^2$  é utilizado para quantificar o desvio da velocidade de um canal em relação à velocidade média de um ramal de um PHE. Esse fator é função da geometria do escoamento através do canal e do fator de fricção do canal, afetando a queda de pressão global no trocador (BOBBILI; SUNDEN; DAS, 2006).

Quanto maior o valor de  $m^2$ , maior será o desvio da distribuição de velocidade entre canais, resultando na má distribuição. Quando o valor de  $m^2$  se aproxima de zero, o fluido tende a ser uniformemente distribuído entre os canais (BASSIOUNY; MARTIN, 1984). Segundo Bassiouny e Martin (1984), PHEs, que apresentam valores de  $m^2 \geq 0,01$ , apresentam o fenômeno da má distribuição.

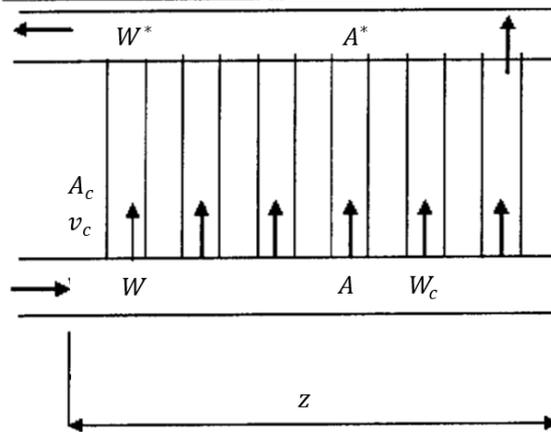
A má distribuição pode ser calculada a partir de:

$$m^2 = \left\{ \left[ \left( \frac{2 - \beta'^*}{2 - \beta'} \right) \left( \frac{A'}{A'^*} \right) \right]^2 - 1 \right\} \varepsilon \quad (22)$$

$$\varepsilon = 2 - \frac{\beta'}{\xi_c (A_{rd}/A_c N_c)^2} \quad (23)$$

onde  $\beta' = W_c/W$  é a razão entre a componente axial de velocidade de entrada no canal e a velocidade de entrada no bocal,  $A_{rd}$  é a área de seção transversal da região de distribuição,  $\xi_c$  é o coeficiente de fricção do canal,  $A_c$  é a área de seção transversal do canal e  $N_c$  é o número de canais. O sobrescrito \* se refere à região de distribuição de saída, ver Figura 15.

Figura 15 – Distribuição do escoamento em arranjo do tipo U.



Fonte: Adaptado de (RAO; DAS, 2004).

Quando a região de distribuição de entrada e de saída são iguais, pode-se adotar  $\beta' \approx 0$  e  $\beta'^* \approx 1$  (RAO; DAS, 2004). Dessa forma, a Eq. (22) pode ser simplificada e o fator  $m^2$  pode ser definido como:

$$m^2 = \left( \frac{N_c A_{ch}}{A_{transv}} \right)^2 \frac{1}{\xi_c} \quad (24)$$

O coeficiente de fricção do canal ( $\xi_c$ ) pode ser calculado em termos da queda de pressão em termos do fator de fricção ( $f$ ), comprimento efetivo do escoamento ( $L_v$ ) e do diâmetro equivalente ( $D_e$ ), como:

$$\xi_c = \frac{4fL_v}{D_e} \quad (25)$$

A velocidade adimensional analítica ( $v_c$ ) para um arranjo de escoamento do tipo “U” é obtido de acordo com:

$$v_c = m \frac{\cosh m(1 - z)}{\sinh(m)} \quad (26)$$

onde  $z$  é a distância axial do canal.

Dessa forma, é possível determinar a distribuição de escoamento esperada para cada canal ( $\dot{m}_{c,bass}$ ) em função da velocidade adimensional ( $v_c$ ) e da velocidade mássica média para cada canal, sem efeito da má distribuição ( $\dot{m}_{c,méd}$ ):

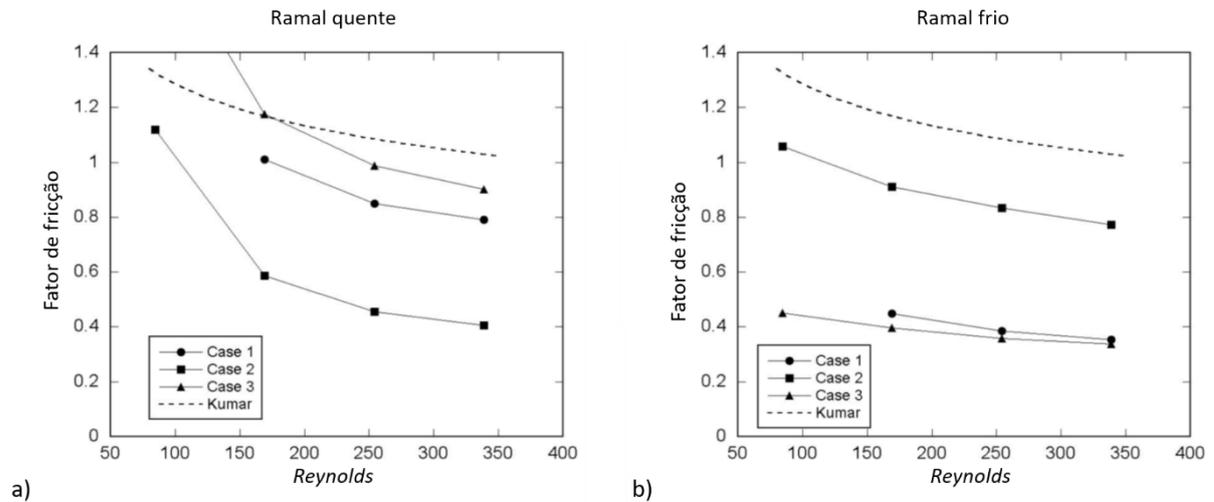
$$\dot{m}_{c,bass} = v_c \dot{m}_{c,méd} \quad (27)$$

## 2.4 DEFORMAÇÃO ELÁSTICA DAS PLACAS

Ahn e Kim (2016) investigaram a transferência de calor e a queda de pressão em um trocador de calor sob diferentes condições de operação nos ramais quente e frio. Foram realizados experimentos em um GPHE com 21 placas, com uma área total de transferência de calor de 1,89 m<sup>2</sup> e uma capacidade de troca térmica de 100 kW. Constatou-se que a queda de pressão em um ramal é sensível às condições operacionais do trocador, sendo o campo de pressão estática de cada ramal o fator de maior impacto no fator de fricção.

Na Figura 16 é apresentado o fator de fricção obtido experimentalmente por Ahn e Kim (2016) por meio de diferentes pressões de entrada nos ramais quente e frio. No caso 1, ambos os lados tiveram a mesma pressão de entrada igual a 2 bar, enquanto, que no caso 2, a pressão de entrada no ramal frio foi reduzida para 1 bar. Através das mudanças na pressão de entrada, observou-se que o fator de fricção foi reduzido no ramal quente e aumentado no ramal frio. Um terceiro experimento foi realizado (caso 3): a pressão de entrada no ramal frio se manteve em 2 bar e a pressão de entrada do ramal quente, reduzido a 1 bar. Nessa situação, a queda de pressão aumentou no ramal quente em relação ao caso 1 e diminuiu no ramal frio. Os autores concluíram que as condições de operação podem causar deformações nas placas e alterações na geometria do canal, afetando o desempenho térmico e hidrodinâmico de um GPHE.

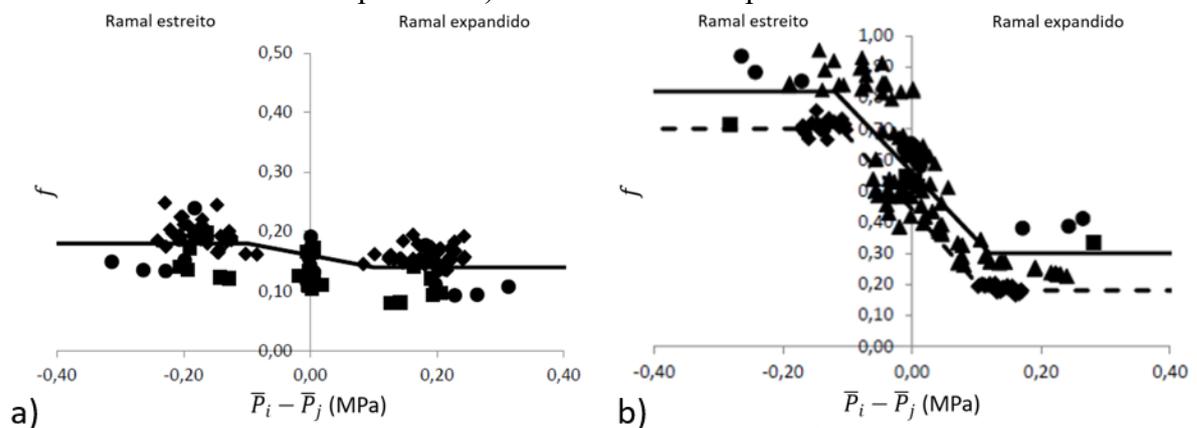
Figura 16 – Efeito da diferença de pressão de entrada em cada ramal no fator de fricção: a) Ramal quente e b) Ramal frio.



Fonte: Adaptado de (AHN; KIM, 2016).

Lychakov et al. (2017) analisaram o efeito da deformação elástica de placas em GPHEs e o quanto ela impacta, térmica e hidrodinamicamente, no seu desempenho. Segundo os autores, a diferença de pressão entre canais adjacentes promove um estreitamento dos canais sujeitos a menor pressão estática e uma expansão dos canais sujeitos a uma maior pressão. Foram realizados experimentos em seis configurações de GPHEs e verificou-se que canais com menor pressão podem ter sua resistência hidráulica aumentada em até 3,5 vezes, ver Figura 17. Também se constatou que, após um determinado valor de diferença de pressão entre ramais, não houve um aumento do fator de fricção.

Figura 17 – Fator de Fricção x Diferença da pressão média entre ramais: a) GPHE de 21 e 31 placas e b) GPHE com 9 e 65 placas.

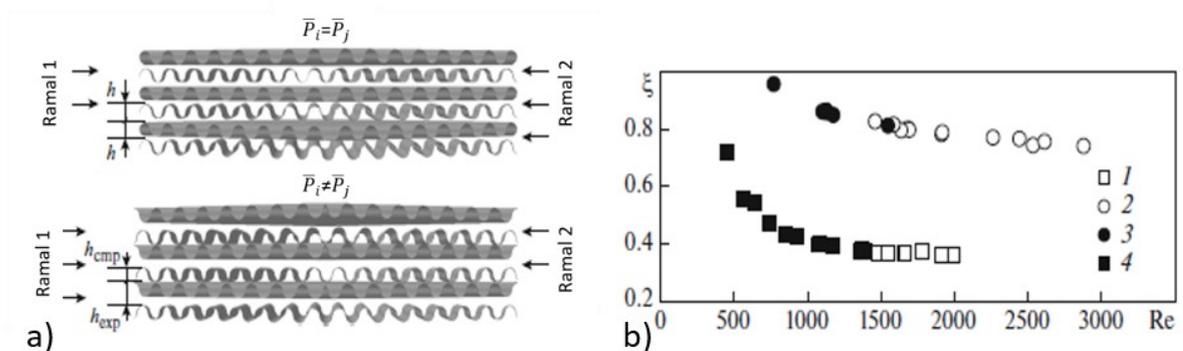


Fonte: Adaptado de (LYCHAKOV et al., 2017).

O autor conclui que, devido ao efeito de deformação elástica de placas, o fator de fricção de um GPHE não depende apenas do número de Reynolds, mas também da diferença de pressão entre ramais.

Matyash et al. (2022) estudaram a influência da deformação elástica das placas em um GPHE com 21 placas do tipo “Chevron – Low Beta”. Notou-se que, para as configurações 1 e 4, onde  $\bar{P}_i > \bar{P}_j$ , o fator de fricção apresentou um valor mais elevado em relação à condição de  $\bar{P}_i < \bar{P}_j$ , conforme pode ser observado na Figura 18b. Na Figura 18a, é apresentada a ilustração da deformação das placas.

Figura 18 – a) Deformação elástica da placa e b) Fator de fricção x Reynolds: 1 –  $\bar{P}_i > \bar{P}_j$ , 2 –  $\bar{P}_i < \bar{P}_j$ , 3 –  $\bar{P}_i > \bar{P}_j$  e 4 –  $\bar{P}_i < \bar{P}_j$ .



Fonte: Adaptado de (MATYASH; LYCHAKOV; ZAKIRA, 2022).

Os autores concluíram que o fator de fricção depende da diferença de pressão entre ramais adjacentes. Além disso, foi determinada uma deformação máxima dos canais a partir de uma queda de pressão superior a 20 kPa.

Martins et al. (2022) avaliaram experimentalmente e numericamente o comportamento estrutural de duas geometrias de placas de GPHE. Medições de deformação permitiram o cálculo das tensões mecânicas causadas por elevadas pressões estáticas. As tensões foram avaliadas em três situações: carregamento simples – apenas um lado pressurizado, carregamento duplo – ambos os lados pressurizados e durante a montagem.

Figura 19 – Efeito da pressão estática, ângulo de *Chevron* e tipo de carregamento (*single* ou *double*) na tensão equivalente de *von Mises*.



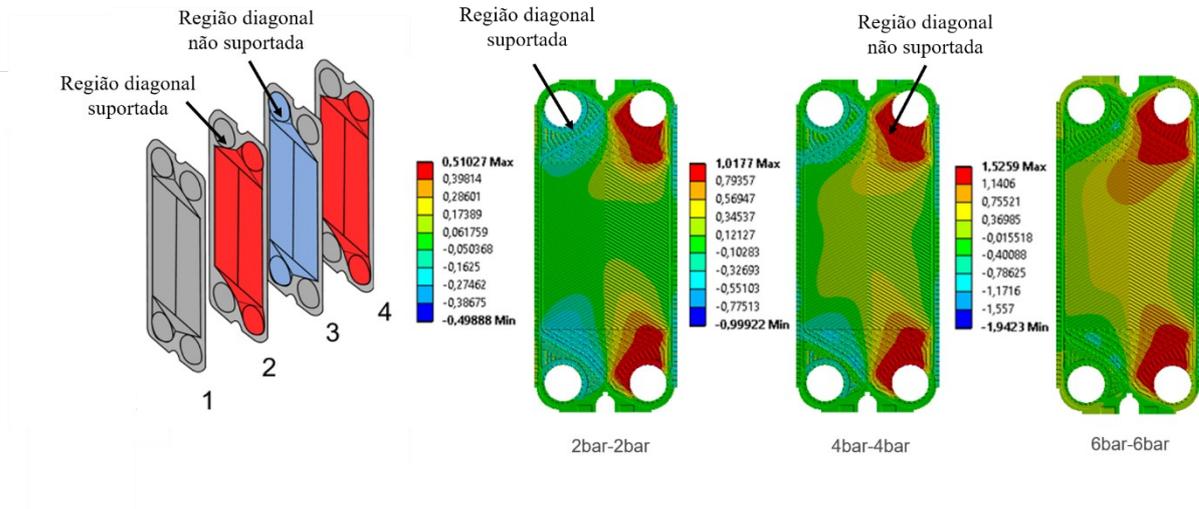
| Tightness<br>(A) | Pressure<br>(bar) | von Mises Stress (MPa) - Geometry 2 |        |        |        |        |        |              |        |        |        |        |        |
|------------------|-------------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                  |                   | "L" Plate 03                        |        |        |        |        |        | "H" Plate 04 |        |        |        |        |        |
|                  |                   | SG1                                 |        | SG3    |        | SG5    |        | SG1          |        | SG3    |        | SG5    |        |
|                  |                   | Single                              | Double | Single | Double | Single | Double | Single       | Double | Single | Double | Single | Double |
| 1A               | 2                 | 24                                  | 3      | 21     | 4      | 14     | 3      | 13           | 6      | 25     | 2      | 26     | 5      |
|                  | 4                 | 25                                  | 5      | 44     | 7      | 18     | 7      | 16           | 7      | 46     | 4      | 28     | 7      |
|                  | 6                 | 28                                  | 8      | 58     | 9      | 21     | 12     | 18           | 8      | 60     | 8      | 31     | 9      |
|                  | 8                 | 31                                  | 10     | 81     | 12     | 22     | 15     | 21           | 8      | 86     | 12     | 30     | 10     |
|                  | 10                | 32                                  | 12     | 108    | 16     | 25     | 19     | 23           | 9      | 113    | 14     | 31     | 12     |

Fonte: (MARTINS et al., 2022).

Constatou-se, nos testes de carregamento simples e duplo pressurizados à 10 bar, que a região de maior tensão mecânica está localizada na área de distribuição do GPHE (sensor SG3), ver Figura 19. Também se notou que o local mais afetado no processo de montagem é a região da diagonal não suportada (SG2).

Este efeito também foi observado em uma simulação numérica em elementos finitos, como pode ser visto na Figura 20 (DONATI, 2023) – em fase de elaboração. Nela, a autora concluiu que o deslocamento da placa ocorre sobretudo nas regiões do bocal de saída e entrada (vermelho – positivo – para fora do plano), expandindo para a região de troca térmica. À medida que a pressão de teste aumenta (6 bar), o deslocamento se amplia para toda a placa. Outro resultado importante está relacionado ao bocal isolado, sem escoamento. Esta região possui uma característica única, pois há um orifício na gaxeta que está aberto para a atmosfera. Na simulação, a pressão neste local foi configurada para a pressão de 1 bar atmosférico. Percebe-se que para as pressões de teste de 2 e 4 bar há um deslocamento para dentro do plano, em azul claro, que modifica a geometria local do canal de escoamento. Para pressão de 6 bar, este efeito é reduzido devido aos elevados níveis de deslocamento ao longo de toda a placa.

Figura 20 – Deslocamento da placa em ensaios de carregamento duplo variando a pressão de 2 a 6 bar.



Fonte: (DONATI, 2023).

Como apontado por Martins et al. (2022) e Donati (2023) é possível afirmar que a região de distribuição apresenta os maiores níveis de deslocamento, que altera o diâmetro hidráulico do canal de escoamento, impactando na queda de pressão do pacote de placas.

Baseado nos resultados experimentais encontrados por Martins et al. (2022) e nos resultados numéricos encontrados por Donati (2023) foi desenvolvida a hipótese de o efeito da deformação elástica das placas alterar o campo de pressão do fluido no interior do canal de escoamento, ver Figura 39. Este fenômeno já havia sido investigado de maneira superficial por Lychakov et al. (2017) e Matyash et al. (2022), onde os autores constataram a movimentação das placas de acordo com o aumento da pressão interna causada pela queda de pressão. Os autores deste estudo denominaram este efeito de “*breathing*”, do inglês respirar, que sintetiza o efeito de movimentação do pacote de placas.

### 3 METODOLOGIA

Nesta seção serão apresentadas as metodologias utilizadas para a análise do desempenho térmico, hidrodinâmico e de má distribuição de um GPHE. Os seguintes tópicos serão abordados: descrição da placa de quatro quadrantes de um GPHE, configuração da bancada experimental para os testes térmicos, procedimento experimental térmico, configuração da bancada experimental hidrodinâmica e de má distribuição, procedimento experimental hidrodinâmico e de má distribuição, e incerteza dos instrumentos de medição.

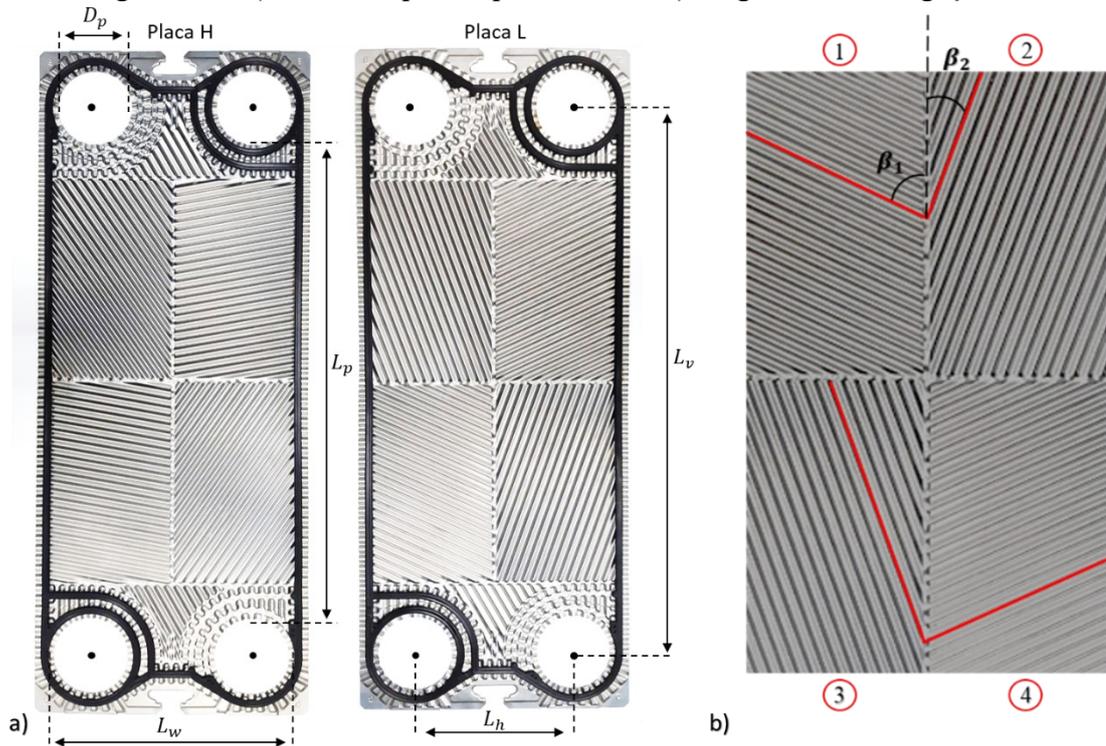
#### 3.1 GPHE – PLACA DE QUATRO QUADRANTES

As placas utilizadas neste estudo possuem os dois padrões geométricos convencionais de trocadores GPHEs: os padrões “*H – High Beta Angle*” e “*L – Low Beta Angle*”. Conforme pode ser observado na Figura 21a, diferentes ângulos de *Chevron* são observados em quatro regiões distintas (4 quadrantes). Note, na Figura 21b, que os ângulos de corrugação dos quadrantes 1 e 4 ( $\beta_1$ ) e dos quadrantes 2 e 3 ( $\beta_2$ ) são iguais. A determinação do ângulo característico ( $\bar{\beta}$ ) é dada por:

$$\bar{\beta} = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (28)$$

Na Tabela 3, são apresentados os valores das principais dimensões das placa de quatro quadrantes utilizadas neste trabalho.

Figura 21 – a) Placa de quatro quadrantes, e b) Ângulo das corrugações.



Fonte: Autor (2023).

Tabela 3 – Dimensões das placas de quatro quadrantes.

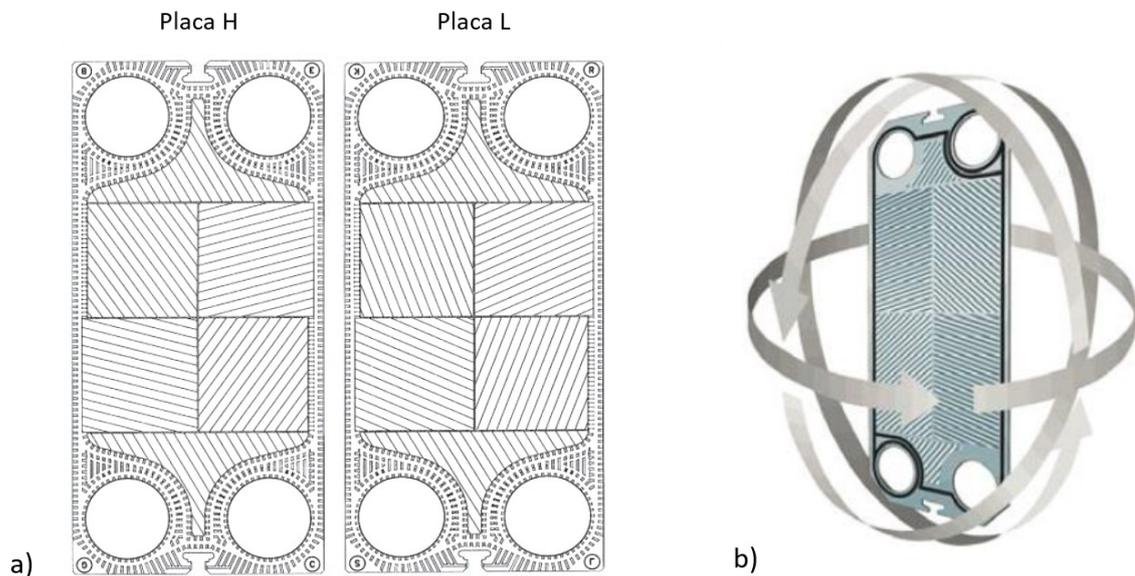
| Características Geométricas                        | Dimensões            |
|--|----------------------|
|  | $H / L$              |
| Ângulo resultante ( $\bar{\beta}$ )                | 57,5° / 42,5°        |
| Diâmetro do bocal ( $D_p$ )                        | 105,0 mm             |
| Profundidade média do canal ( $b$ )                | 3,2 mm               |
| Comprimento efetivo do escoamento ( $L_v$ )        | 780,0 mm             |
| Comprimento efetivo para a troca térmica ( $L_p$ ) | 675,0 mm             |
| Distância horizontal entre bocais ( $L_h$ )        | 225,0 mm             |
| Largura efetiva dos canais ( $L_w$ )               | 350,0 mm             |
| Espessura da placa ( $t$ )                         | 0,6 mm               |
| Passo do canal ( $P_c$ )                           | 12 mm                |
| Área efetiva da placa ( $A$ )                      | 0,276 m <sup>2</sup> |
| Fator de alargamento ( $\Phi$ )                    | 1,16                 |
| Número de placas ( $N_{pl}$ )                      | 31                   |

Fonte: Autor (2023).

### 3.1.1 Etapas de Montagem

Todas as placas de quatro quadrantes possuem letras gravadas em cada extremidade, sendo elas: *E, B, G* e *C* para a placa tipo “*H*”, e as letras *K, R, S* e *L* para a placa tipo “*L*”, como pode ser visto na Figura 22a. Este modelo de placa possui um canal para alojamento de gaxetas diferente do alojamento de placas convencionais do tipo “*Chevron*”, permitindo a utilização de ambas as faces, bem como a sua rotação em 180° em torno de dois eixos, ver Figura 22b. As placas convencionais (*Chevron*) apresentam apenas um eixo de rotação.

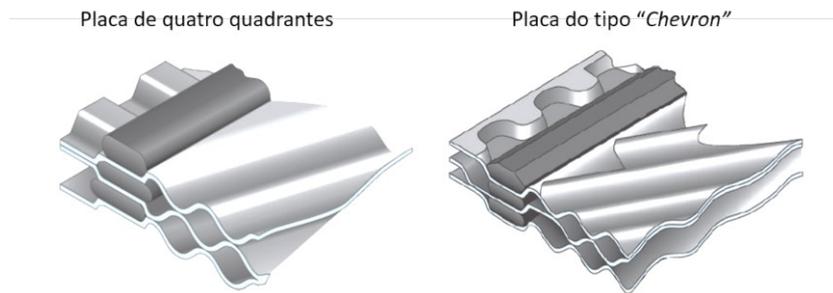
Figura 22 – a) Letras gravadas nas extremidades das placas “*H*” e “*L*”, e b) Rotações possíveis de montagem.



Fonte: (EMPRESA FORNECEDORA DE TROCADORES DE CALOR, 2023).

Além disso, estas placas permitem que as gaxetas possam ser coladas na frente ou no seu verso. As gaxetas das placas de quatro quadrantes estão localizadas no eixo neutro das mesmas, enquanto as gaxetas das placas convencionais são alojadas em canaletas, ver Figura 23. Essa característica permite a montagem de seis configurações de pacotes diferentes, permitindo ao projetista otimizar a queda de pressão em função da transferência de calor requisitada.

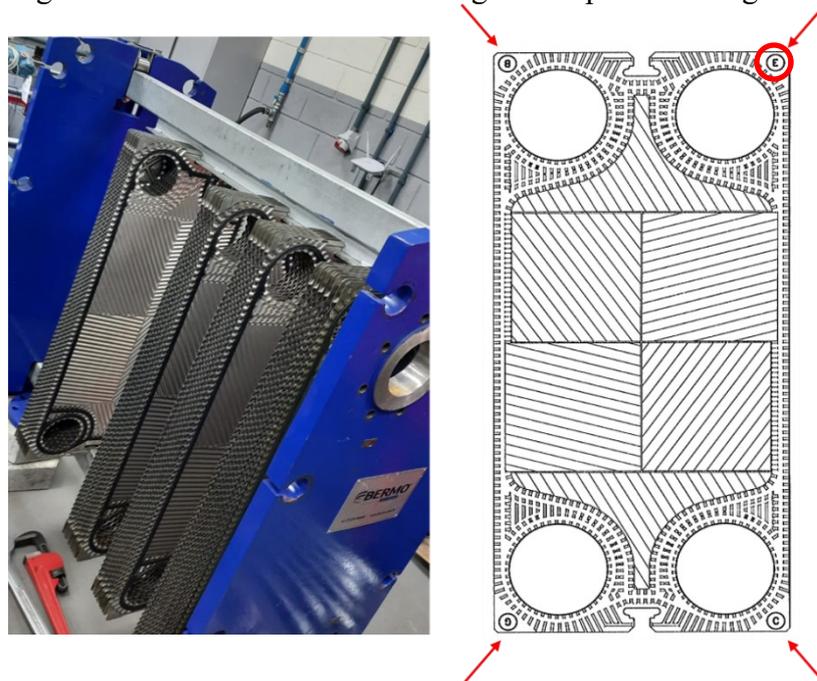
Figura 23 – Detalhe do canal da gaxeta da placa de quatro quadrantes e da placa tipo “Chevron”.



Fonte: Autor (2023).

No processo de montagem, o arranjo de placas é determinado pela associação de duas letras no canto superior direito, no lado onde a gaxeta foi posicionada sobre a placa. Para o correto sequenciamento das placas, as letras devem ser legíveis, ver Figura 24.

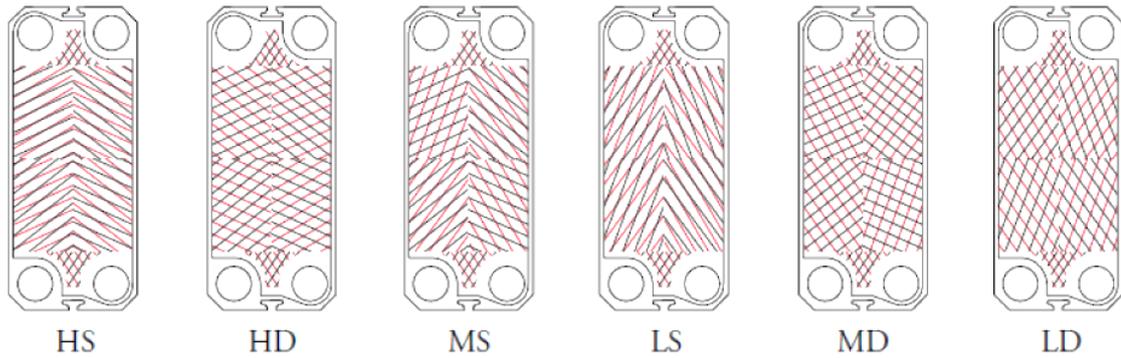
Figura 24 – Procedimento de montagem das placas corrugadas.



Fonte: Autor (2023).

Na Figura 25, são ilustradas as seis diferentes configurações de canais formados pelas placas do tipo “H” e “L” de quatro quadrantes. Em seguida, será apresentado, em maiores detalhes, o sequenciamento das placas para a formação dos canais.

Figura 25 – Combinações de montagem.

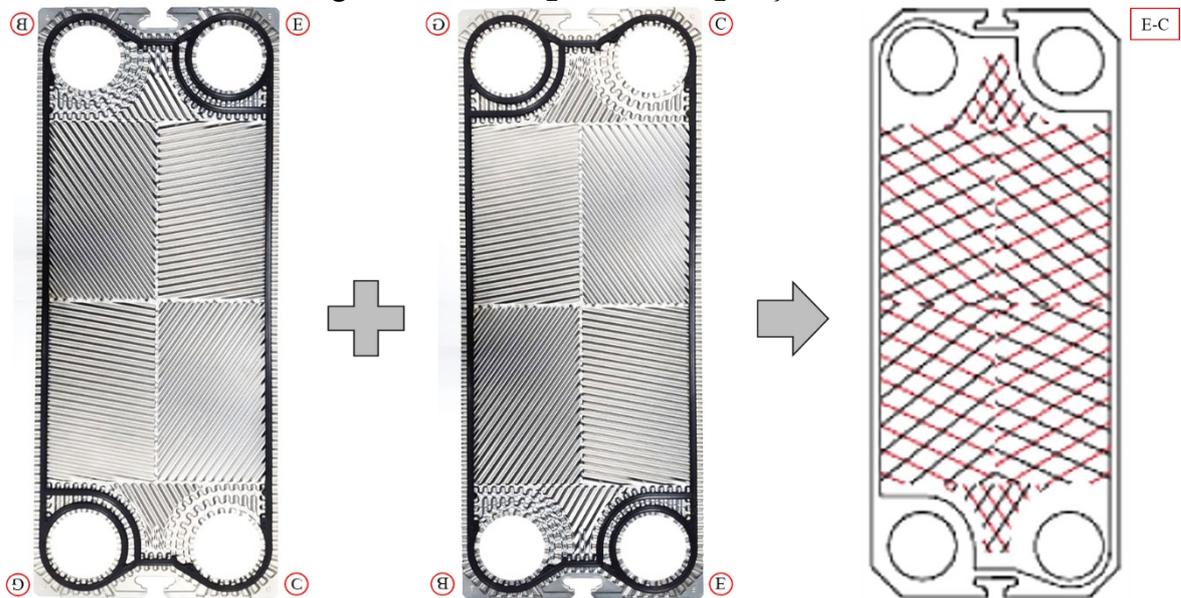


Fonte: Autor (2023).

### 3.1.1.1 Configurações HD, MD e LD

Na configuração *HD* (*High Angle – Different Direction*) são utilizadas apenas placas “*H*”. Neste caso, a placa subsequente que formará o canal é rotacionada em 180° em torno do eixo X e as corrugações são arranjadas em sentidos opostos. No processo de montagem serão alternadas placas com as letras *E-C*, como pode ser observado na Figura 26.

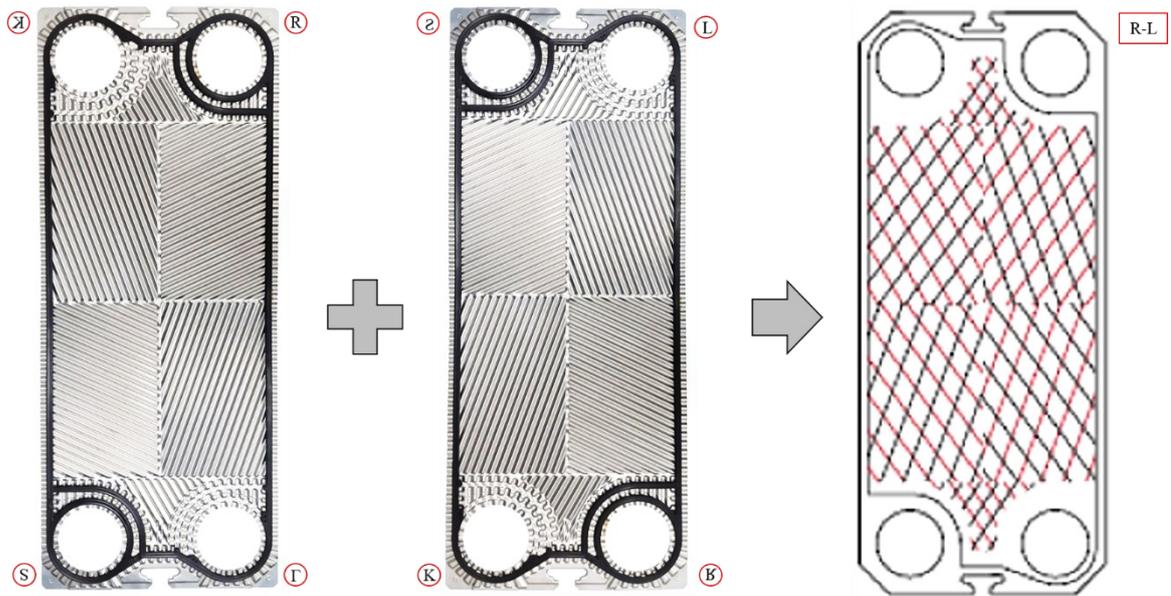
Figura 26 – Montagem da configuração *HD*.



Fonte: Autor (2023).

Na configuração *LD* (*Low Angle – Different Direction*), são utilizadas apenas placas “*L*”, com as corrugações posicionadas em sentidos opostos. As placas são montadas alternando-se as letras *R-L*, ver Figura 27.

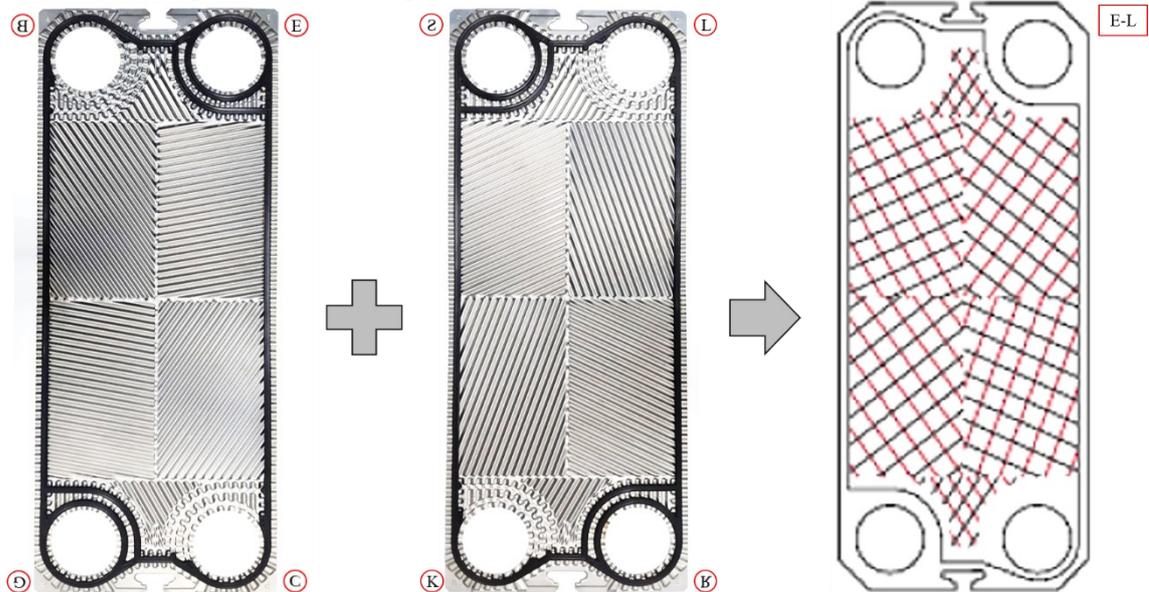
Figura 27 – Montagem da configuração *LD*.



Fonte: Autor (2023).

Na configuração *MD* (*Mix Plate – Different Direction*), são combinadas placas “*H*” e “*L*” com as corrugações posicionadas em sentidos opostos. Em seu processo de montagem, as placas são alternadas entre as letras *E-L* e o tipo de placa *H* e *L* ou *L* e *H*, ver Figura 28.

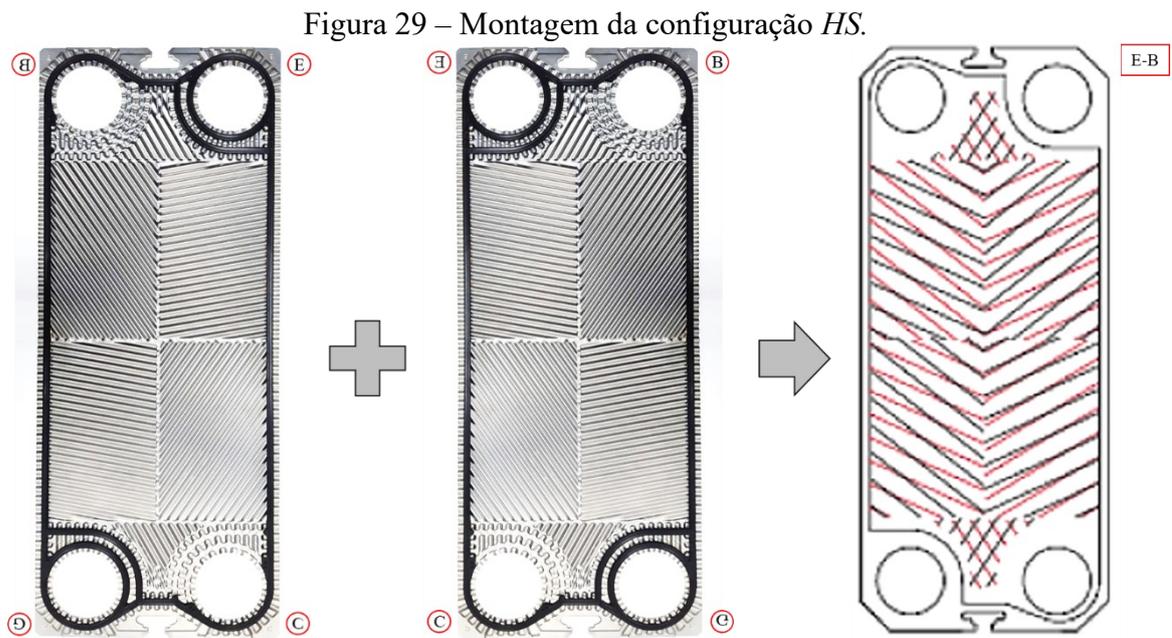
Figura 28 – Montagem da configuração *MD* – Placas “*H*” e “*L*”.



Fonte: Autor (2023).

### 3.1.1.2 Configurações HS, MS e LS

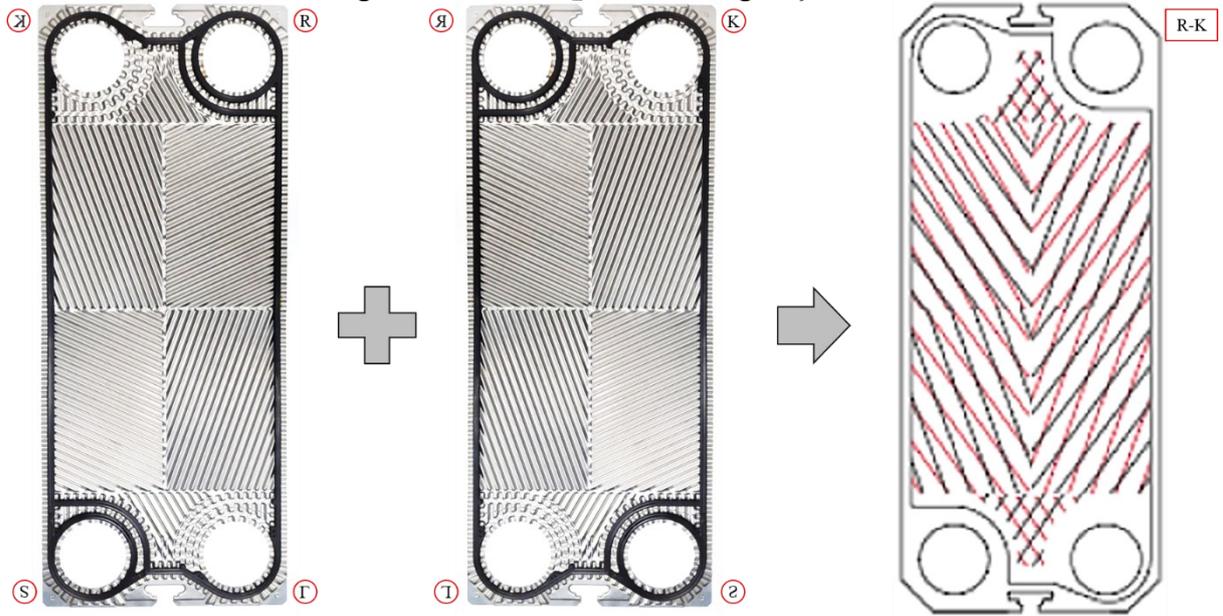
Na configuração *HS* (*High Angle – Same Direction*) são utilizados apenas placas “H”. Neste caso, as placas são rotacionadas no seu eixo vertical e as corrugações são posicionadas no mesmo sentido de montagem entre duas placas adjacentes. No processo de montagem serão alternadas placas com as letras *E-B*, como pode ser observado na Figura 29.



Fonte: Autor (2023).

Na configuração *LS* (*Low Angle – Same Direction*), são utilizadas apenas placas “L”. Em seu processo de montagem, as placas são alternadas entre as letras *R-K*, ver Figura 30.

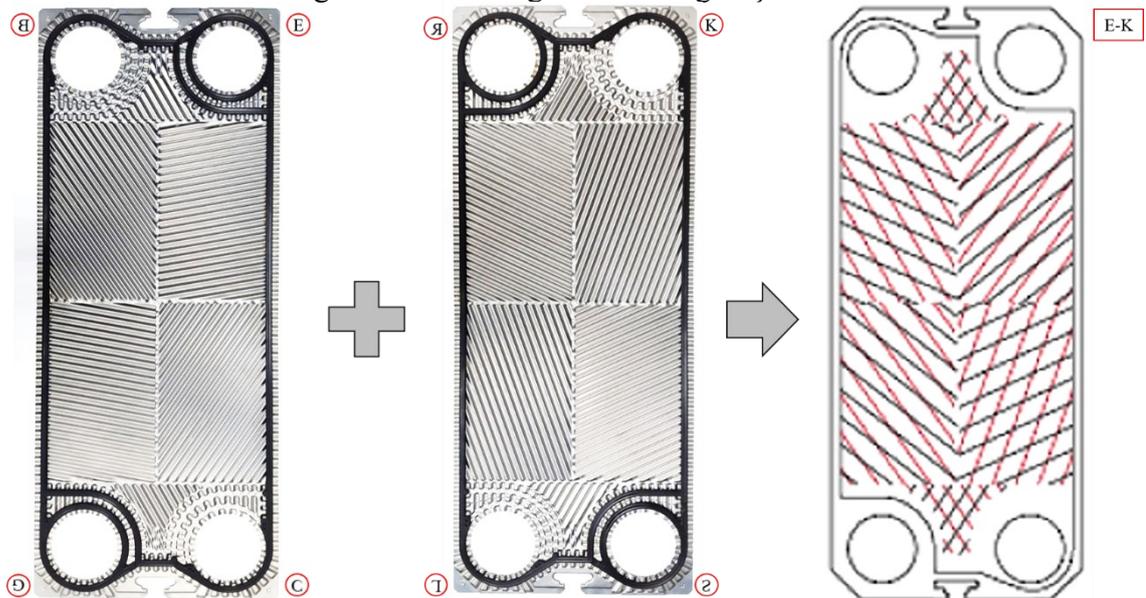
Figura 30 – Montagem da configuração *LS*.



Fonte: Autor (2023).

Por fim, na configuração *MS* (*Mix Plate – Same Direction*), são combinadas placas “*H*” e “*L*” com as corrugações posicionadas no mesmo sentido. Em seu processo de montagem, as placas são alternadas entre as letras *E-K* e o tipo de placa, ver Figura 31.

Figura 31 – Montagem da configuração *MS*.



Fonte: Autor (2023).

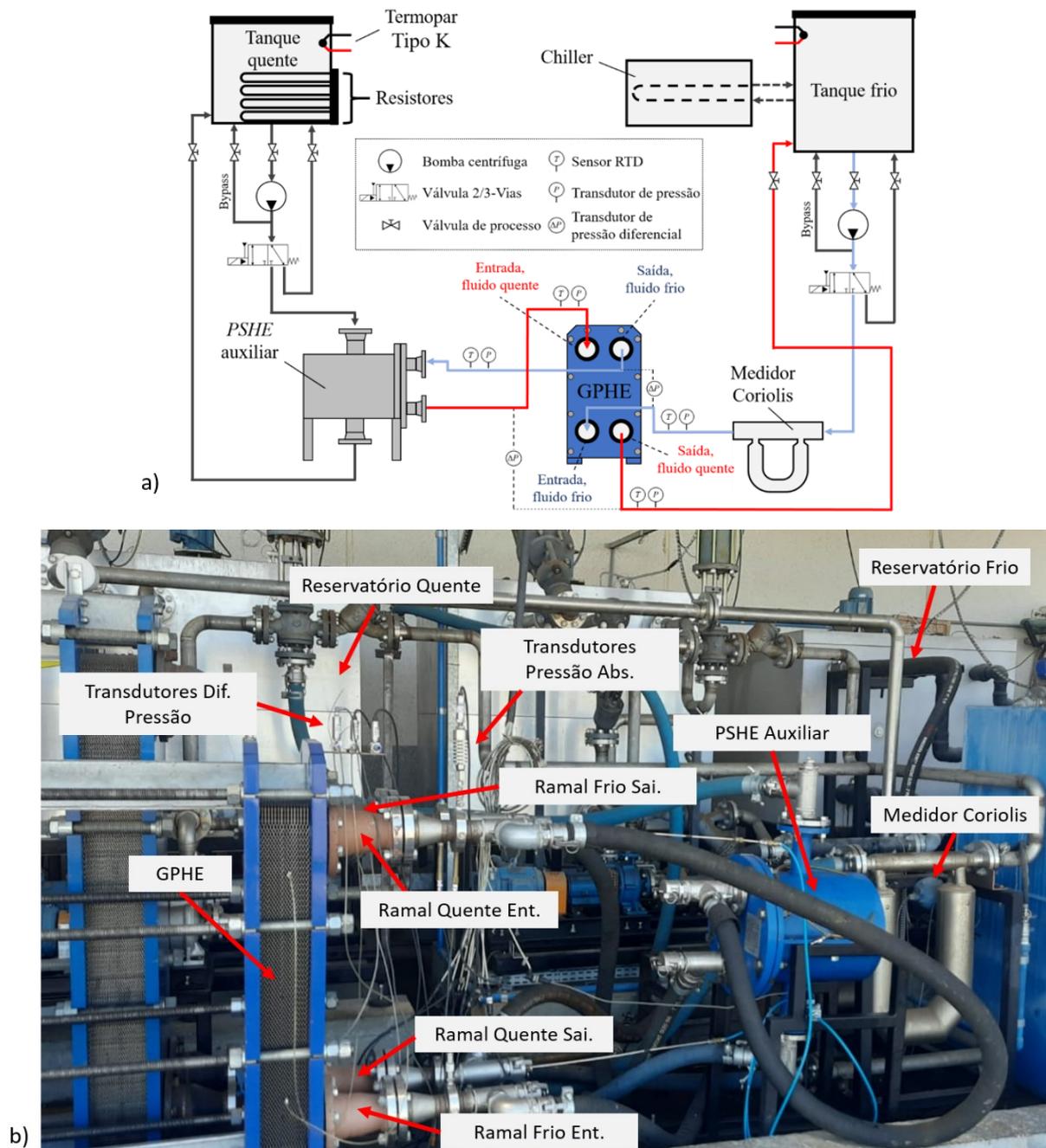
### 3.2 CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL TÉRMICA

Com o objetivo de avaliar um GPHE com placas de quatro quadrantes nas diversas configurações apresentadas acima, uma bancada experimental localizada no laboratório *Thermal Fluid Flow Group* (T2F) – UFSC Joinville foi montada.

A bancada experimental é composta por dois reservatórios, um quente e outro frio, com capacidade volumétrica de 1 m<sup>3</sup>. Em cada um deles foram instalados termopares tipo K para controle térmico, ver Figura 32a. No reservatório quente, foi utilizado óleo térmico *Klüberfood* NHT1 1-39 como fluido de trabalho, sendo aquecido por quatro bancos de resistências de 25 kW cada. No reservatório frio, utiliza-se água como fluido de trabalho, sendo seu resfriamento realizado por um *chiller* da fabricante *Heliotherm* com capacidade de refrigeração de 70 kW. O óleo térmico é bombeado por meio de uma bomba centrífuga RF-HT 32/160 da marca *Multisteel* de 5 CV, enquanto no ramal da água são utilizadas duas bombas centrífugas em série da marca *Schneider*, modelo W22 Classe IR2 de 10 CV. As bombas têm suas vazões controladas por inversores de frequência *Siemens Sinamics* V20. Válvulas globo de atuação pneumática de duas vias (2/2) e três vias (3/2) foram utilizadas para o controle dos escoamentos de cada um dos tanques.

Para a aferição de vazão mássica foram utilizados medidores de vazão *Coriolis Emerson* CMF200M em cada um dos ramais. Para a medição das pressões de entrada e da queda de pressão foram utilizados dois transdutores de pressão PX409-250GI-EH e dois transdutores de pressão diferenciais PX409-050DWUI, ambos da marca *Omega*. Para a medição de temperatura de entrada e saída, em ambos os ramais, foram utilizados RTDs PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3 da fabricante *Omega*. Um trocador de calor casco placas (PSHE – *Plate and Shell Heat Exchanger*) é utilizado como trocador auxiliar para o condicionamento do fluido térmico. Os equipamentos são conectados através de mangueiras com trama de aço e tubulações em aço inoxidável de duas polegadas. Flanges ANSI 150# lb são utilizadas para união dos equipamentos. As medições foram registradas e armazenadas em um sistema de aquisição de dados da *National Instruments*, utilizando-se o software *Labview*. Na Figura 32b é apresentada uma fotografia da bancada experimental.

Figura 32 – a) Fluxograma da configuração térmica e b) Foto da bancada experimental (T2F).



Fonte: Autor (2023).

### 3.2.1 Procedimento Experimental Térmico

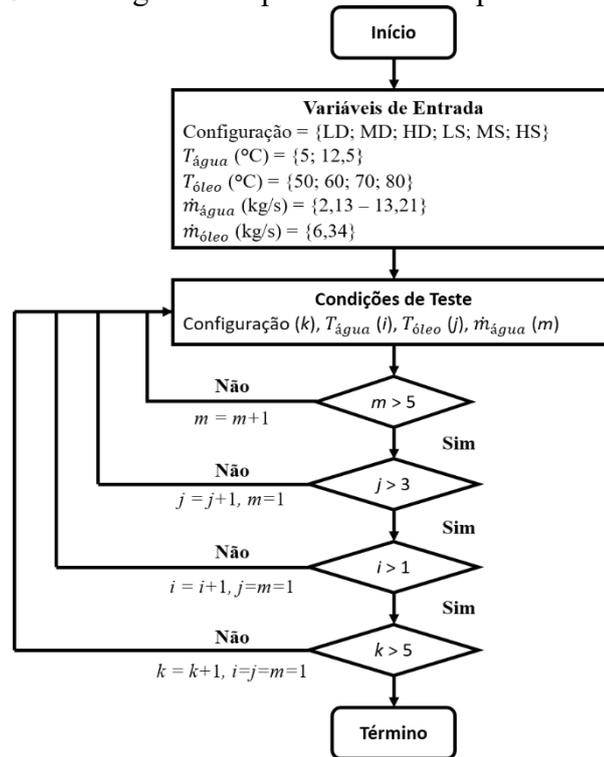
Inicialmente, as resistências e o *chiller* são acionados para o aquecimento do óleo e resfriamento da água até a temperatura desejada. Quando a temperatura estabelecida em ambos os reservatórios é alcançada, as válvulas de controle são abertas, e as bombas acionadas. No

teste térmico, a linha do óleo atua de forma auxiliar em um circuito fechado, para aquecer a água através do trocador casco placas (PSHE). No ramal frio, a água inicialmente escoar pelo medidor de vazão de *Coriolis* para a determinação da vazão mássica e então direcionada ao GPHE a ser avaliado. Após a água fria escoar pelo trocador de calor de forma ascendente e em diagonal, o fluido é então direcionado ao PSHE para ser aquecido. No PSHE é realizada a troca térmica entre o óleo quente e a água fria proveniente do GPHE, resultando no seu aquecimento. A água quente é então redirecionada ao GPHE, escoando de forma descendente e em diagonal, realizando o processo de troca térmica entre água quente e água fria. Por fim, a água quente volta ao reservatório frio finalizando o ciclo do teste térmico. A coleta de dados é iniciada quando as temperaturas de entrada do trocador de calor de teste estão em regime permanente.

Na Figura 33 é apresentado o fluxograma do procedimento experimental térmico realizado no GPHE. Em um primeiro momento a configuração de canal para um conjunto de 31 placas é definida. Neste trabalho foram avaliados os seis tipos de arranjo de placas de quatro quadrantes. Em seguida, foram estabelecidas duas temperaturas no reservatório frio – água fria: 5°C e 12,5°C. Para cada temperatura de água fria, foram estabelecidas quatro temperaturas do fluido quente, entre 50°C e 80°C, em intervalos de 10°C. A vazão utilizada na bomba do óleo foi mantida constante durante todo o teste, sendo que seu valor foi de 6,34 kg/s. Para cada temperatura do óleo, a frequência do inversor da bomba hidráulica da água foi variada entre 10 e 60 Hz, em incrementos de 10 Hz, resultando em uma faixa de vazão mássica da água fria entre 2,13 kg/s e 13,21 kg/s. O início da coleta de dados iniciava-se quando o fluido alcançava o seu regime permanente. Por fim, iniciava-se novamente o ciclo de testes para uma nova configuração de arranjo de placas.

Ao final do teste térmico foram obtidos 288 pontos experimentais, sendo 48 pontos para cada configuração de arranjo de placas. Na Tabela 4, são apresentadas as condições de contorno dos testes térmicos.

Figura 33 – Fluxograma do procedimento experimental térmico.



Fonte: Autor (2023).

Tabela 4 – Condições de contorno do teste térmico.

| Configuração   | $T_{\text{água}} (^{\circ}\text{C})$ | $\dot{m}_{\text{água}} (\text{kg/s})$ | $T_{\text{óleo}} (^{\circ}\text{C})$ | $\dot{m}_{\text{óleo}} (\text{kg/s})$ | Pontos Exp. |
|--|--------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|-------------|
| <b><math>LD_{31}, MD_{31}, HD_{31}</math></b><br><b><math>LS_{31}, MS_{31}, HS_{31}</math></b> | 5 e 12,5                             | 2,11 – 12,19                          | 50 – 80                              | 6,34                                  | 288         |

Fonte: Autor (2023).

### 3.3 CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL HIDRODINÂMICA – QUEDA DE PRESSÃO

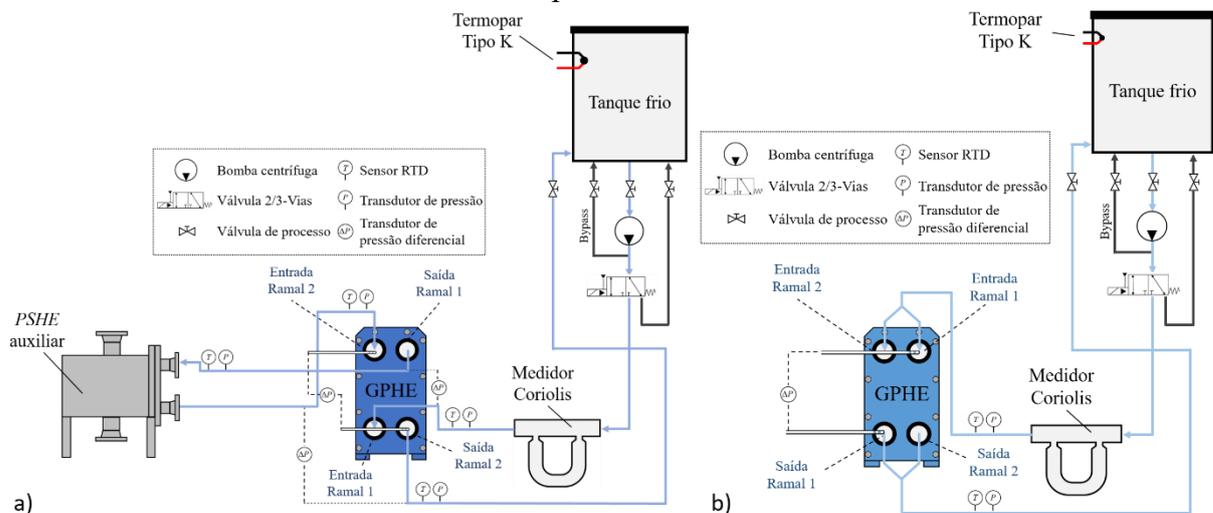
As configurações para os testes hidrodinâmicos de queda de pressão são semelhantes às daquelas dos testes térmicos. Entretanto, para estes testes, não serão utilizados o reservatório quente e a linha auxiliar para a realização da troca térmica. Além disso, os testes foram conduzidos em temperatura ambiente ( $\sim 25^{\circ}\text{C}$ ), sem a necessidade do emprego do *chiller*.

Para os testes hidrodinâmicos, dois arranjos de escoamento foram empregados: configuração contracorrente (Figura 34a) e a configuração paralela (Figura 34b). O intuito da realização de testes foi avaliar o efeito da diferença de pressão de entrada em cada ramal na

queda de pressão em um trocador GPHE. Na configuração contracorrente, o trocador PSHE auxiliar induz uma perda de carga, causando variação na pressão de entrada dos ramais quente e frio. Já na configuração em paralelo buscou-se igualar as pressões e vazões de entrada nos dois ramais, com o objetivo de manter a distribuição de pressão homogênea ao longo dos canais quente e frio.

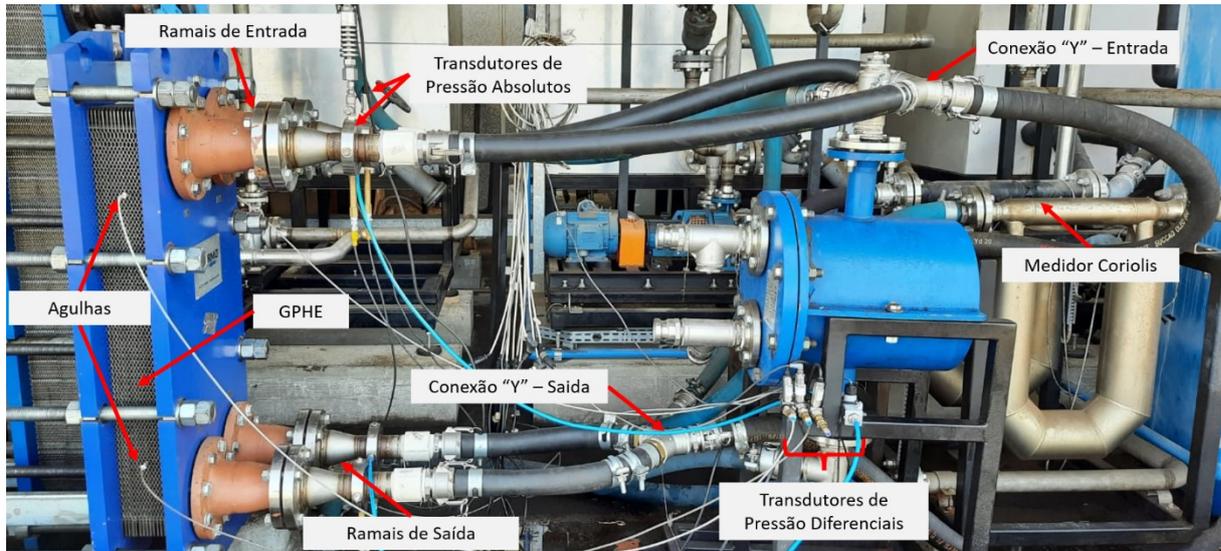
Na configuração contracorrente (Figura 34a), as válvulas são abertas e as bombas são acionadas quando o tanque de água se encontra em temperatura ambiente ( $\sim 25^\circ\text{C}$ ). Inicialmente, a água escoa pelo medidor de vazão de *Coriolis* e é direcionada ao GPHE. Em um primeiro momento, o fluido escoa de maneira ascendente e na diagonal através das placas do GPHE, e então é direcionado ao PSHE auxiliar. Sem realizar a troca térmica, o fluido percorre o PSHE, e então retorna ao GPHE, que desta vez irá escoar de maneira descendente e na diagonal. Após o fluido escoar pela segunda vez através do GPHE, ele retorna ao reservatório frio, finalizando o ciclo.

Figura 34 – a) Fluxograma da Configuração contracorrente e b) Fluxograma da Configuração paralela.



Fonte: Autor (2023).

Figura 35 – Bancada experimental hidrodinâmica (T2F) – Arranjo paralelo.

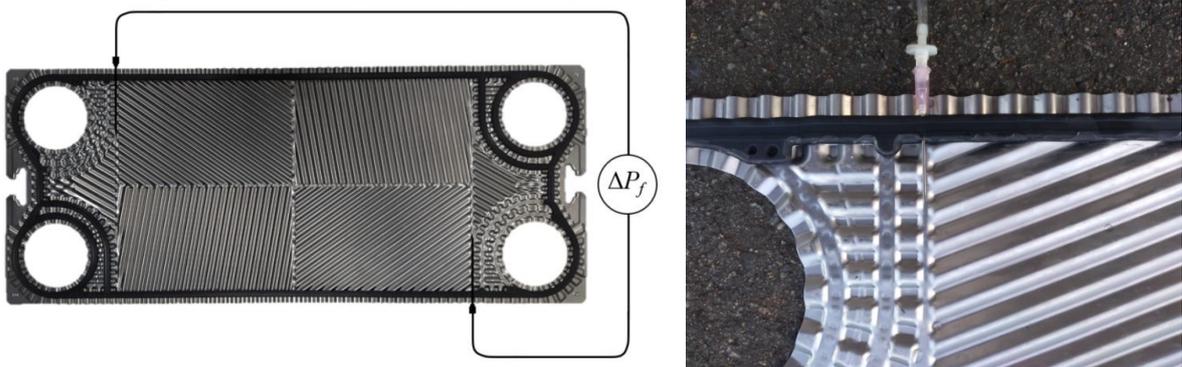


Fonte: Autor (2023).

Na configuração em paralelo, as válvulas são abertas e as bombas são acionadas quando o tanque da água se encontra à temperatura ambiente ( $\sim 25^{\circ}\text{C}$ ). A água escoar pelo medidor de vazão de *Coriolis*, sendo direcionada ao GPHE. Na entrada do GPHE foi instalada uma conexão “Y”, a fim de se obter a mesma distribuição de vazão mássica e a mesma pressão de entrada em ambos os ramais, ver Figura 35. A pressão de entrada é obtida através de um transdutor de pressão absoluto instalado no flange de entrada em ambos os ramais. Após o fluido escoar pelo GPHE, ele escoar através da conexão “Y” localizado imediatamente na saída do GPHE, retornando ao reservatório frio, encerrando o ciclo.

A queda de pressão nos testes hidrodinâmicos foi medida no interior dos canais dos fluidos quente e frio através de agulhas de 38 mm de comprimento com diâmetro externo e interno de 1,2 mm e 1 mm, respectivamente. Procedimento semelhante foi utilizado por Tribbe e Muller-Steinhagen (2001). Para a inserção das agulhas através da gaxeta, foram realizados furos com uma broca de 1 mm. As agulhas foram inseridas nas gaxetas antes da montagem do trocador e próximas aos bocais de entrada e saída, como pode ser visto na Figura 36. As medições da queda de pressão ocorreram no canal 7 para ambos os ramais. Mangueiras com diâmetro de 8 mm foram empregadas para a conexão das agulhas aos transdutores de pressão diferencial. Foram utilizados os transdutores do modelo PX409-050DWUI.

Figura 36 – Medição da queda de pressão na área corrugada da placa.



Fonte: Autor (2023).

### 3.3.1 Procedimento Experimental Hidrodinâmico – Queda de Pressão

Antes da determinação do fator de fricção foi necessário determinar o número de placas para a montagem do trocador durante os testes.

Foram avaliadas as seguintes quantidades de canais para cada ramal: 10, 15, 30 e 50. Já para os valores de Reynolds foram avaliados os seguintes valores: 787, 2678 e 4570. E por fim, foram utilizadas três configurações de canais: *LD*, *MD* e *HD*. Em um primeiro momento, será utilizada a correlação de fator de fricção proposta por Martin (1996) para o cálculo do coeficiente de fricção do canal ( $\xi_c$ ), conforme:

$$\frac{1}{\sqrt{F}} = \frac{\cos\beta}{\sqrt{(0,18\tan\beta + 0,36\text{sen}\beta + (\xi_0 R_e)/\cos\beta)}} + \frac{(1 - \cos\beta)}{\sqrt{(\xi_1 R_e)}} \quad (29)$$

$$f = 4/F$$

onde  $F$  é o fator de atrito de Darcy,  $\xi_0 = 64/R_e$  e  $\xi_1 = (597/R_e) + 3.85$  para valores de Reynolds inferiores à 2000. E  $\xi_0 = (1,81 \log R_e - 1,5)^{-2}$  e  $\xi_1 = 39/(R_e)^{0,289}$  para valores superiores a 2000.

O valor calculado do fator de fricção acima será utilizado como dado de entrada na Eq. (24) a fim de quantificar o fator  $m^2$ . Dessa maneira, será avaliada a influência do número de placas, da faixa de Reynolds e da configuração do canal no parâmetro  $m^2$ .

Na Tabela 5 são apresentados os valores do fator  $m^2$  teórico em função do número de canais, dos valores de Reynolds e das configurações dos canais. Os dados destacados em verde representam os valores que atendem a uniformidade da distribuição do escoamento. Por outro lado, os dados destacados em vermelho representam as condições em que ocorre a má

distribuição. Percebe-se que para um arranjo com 10 canais por ramal, os valores de  $m^2$  para as configurações MD e HD são inferiores a 0,01, atendendo ao critério estabelecido. Para a configuração LD, os valores estão próximos aos obtidos pela modelagem de Bassiouny e Martin (1984). Para um arranjo com 15 canais, as configurações de canais LD e MD apresentam distribuição levemente heterogênea. Já na faixa entre 30 e 50 canais, todas as configurações apresentaram valores elevados de  $m^2$ , demonstrando a existência de má distribuição.

Tabela 5 – Valores do fator  $m^2$  em função do tipo de canal, número de Reynolds e número de canais.

| Configuração de canal | <i>Reynolds</i> | $N_c = 10$ | $N_c = 15$ | $N_c = 30$ | $N_c = 50$ |
|-----------------------|-----------------|------------|------------|------------|------------|
| LD                    | 787             | 0,0125     | 0,0188     | 0,0376     | 0,0627     |
|                       | 2678            | 0,0138     | 0,0208     | 0,0415     | 0,0692     |
|                       | 4570            | 0,0143     | 0,0214     | 0,0428     | 0,0713     |
| MD                    | 787             | 0,0087     | 0,0130     | 0,0260     | 0,0433     |
|                       | 2678            | 0,0096     | 0,0143     | 0,0287     | 0,0478     |
|                       | 4570            | 0,0099     | 0,0148     | 0,0297     | 0,0494     |
| HD                    | 787             | 0,0058     | 0,0086     | 0,0173     | 0,0288     |
|                       | 2678            | 0,0064     | 0,0095     | 0,0191     | 0,0318     |
|                       | 4570            | 0,0066     | 0,0100     | 0,0199     | 0,0332     |

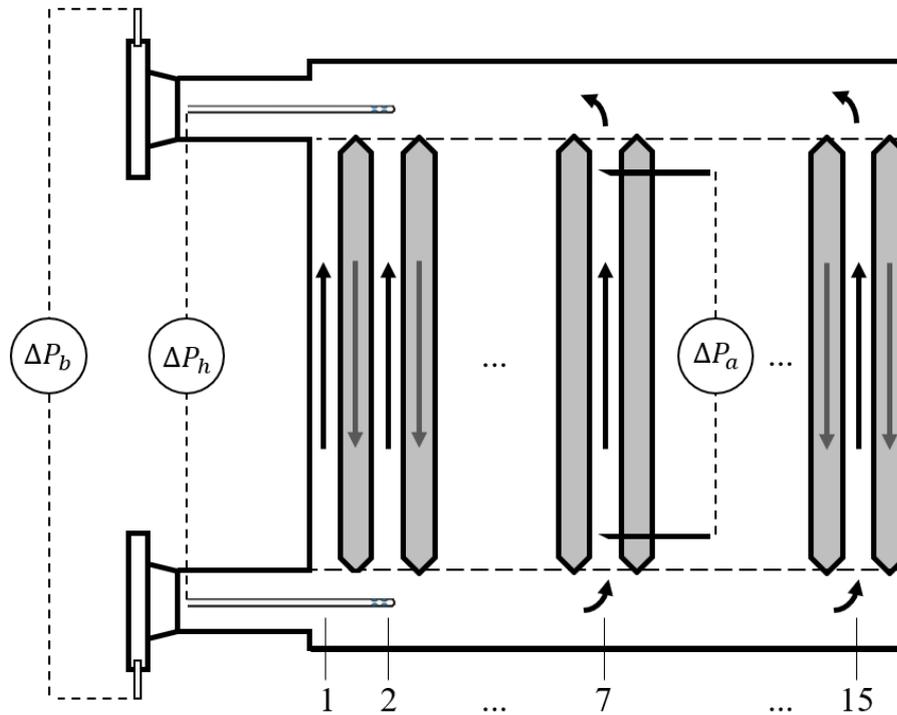
Fonte: Autor (2023).

No entanto, o número reduzido de placas pode afetar a determinação do número de Nusselt, devido à influência dos tampos de prensagem do trocador. De acordo com Jin e Hrnjak (2017) e Li e Hrnjak (2021) é recomendado utilizar um número superior a 20 placas para minimizar esse efeito. Para atender aos requisitos de determinação do número de Nusselt e de não haver má distribuição no conjunto de placas, decidiu-se utilizar um conjunto de 31 placas, composto por 15 canais para cada ramal. Com o objetivo de validar os dados teóricos foram realizados experimentos com o arranjo de 31 placas, medindo-se a queda de pressão no primeiro e último canal do GPHE, ver capítulo de resultados.

Inicialmente foi definida a configuração de testes para um conjunto total de 31 placas, com 15 canais para cada um dos ramais. Em seguida, a temperatura do reservatório frio foi mantida à temperatura ambiente ( $\sim 25^\circ\text{C}$ ), para então se iniciar as medidas de queda de pressão.

A determinação da queda de pressão foi realizada em três regiões específicas: bocal ( $\Delta P_b$ ), região do coletor de distribuição ( $\Delta P_h$ ) e na região corrugada da placa ( $\Delta P_a$ ), ver Figura 37.

Figura 37 – Ilustração dos locais de medição de queda de pressão nos testes hidrodinâmicos.



Fonte: Autor (2023).

A determinação da pressão no bocal foi realizada no flange, imediatamente antes da entrada do GPHE, ( $\Delta P_b$ ). Para a determinação da queda de pressão da região do bocal de distribuição ( $\Delta P_h$ ), foram selecionadas duas posições de haste:  $P_0$  – localizado no canal 15 e  $P_1$  – localizado no canal 1. Já para a coleta da queda de pressão na área corrugada da placa, ( $\Delta P_a$ ), foram inseridas agulhas entre as placas 15 e 16, ver Figura 36, que correspondem ao canal 7. Foram utilizados três transdutores de pressão diferencial PX409-050DWUI para a coleta de dados.

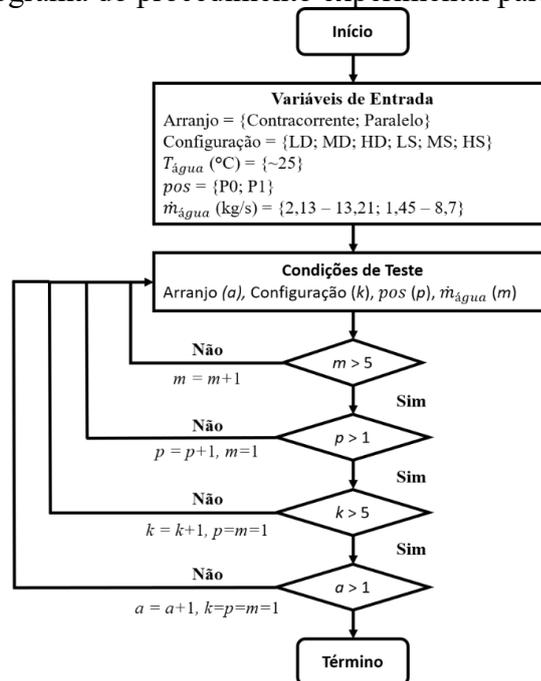
Na configuração contracorrente, a frequência do inversor da bomba hidráulica da água foi variada entre 10 e 60 Hz, com intervalos de 10 Hz, resultando em uma faixa de vazão mássica da água fria entre 2,13 kg/s e 13,21 kg/s.

Na configuração de escoamento em paralelo, a frequência do inversor da bomba hidráulica da água foi variada entre 10 e 60 Hz, com intervalos de 10 Hz, resultando em uma faixa de vazão mássica da água fria entre 1,45 kg/s e 8,7 kg/s. É importante destacar que o

intervalo de vazão mássica é diferente para as configurações contracorrente e paralela, devido à presença da conexão “Y”.

Após finalizada a coleta de dados para as seis configurações de canais, realizava-se a mudança da configuração da bancada experimental hidrodinâmica, e se repetia o procedimento experimental, ver Figura 38. Ao final do teste hidrodinâmico foram obtidos 144 pontos experimentais, sendo 24 pontos para cada configuração de canal. Na Tabela 6, são apresentadas as variáveis do teste hidrodinâmico.

Figura 38 – Fluxograma do procedimento experimental para queda de pressão.



Fonte: Autor (2023).

Tabela 6 – Variáveis do Teste Hidrodinâmico.

| Configuração                      | Arranjo        | Posição Haste | $T_{\text{água}}$ (°C) | $\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s) | Pontos Exp. |
|-----------------------------------|----------------|---------------|------------------------|--------------------------------|-------------|
| $LD_{31}$ , $MD_{31}$ , $HD_{31}$ | Paralelo       |               |                        | 1,45 – 8,37                    | 144         |
| $LS_{31}$ , $MS_{31}$ , $HS_{31}$ | Contracorrente | P0 e P1       | 20                     | 2,10 – 12,20                   |             |

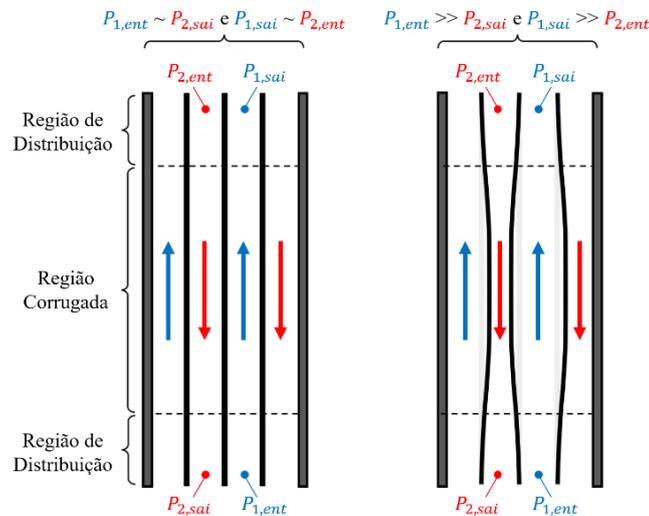
Fonte: Autor (2023).

### 3.3.2 Modelo de Correção do Fator de Fricção – Arranjo Contracorrente

Conforme discutido na seção 2.4, Martins et al. (2022) avaliaram o comportamento estrutural de placas do tipo “L” e “H” de um GPHE com placas do tipo *Chevron*. Constatou-se que para os testes de carregamento simples e duplo, pressurizados à 10 bar, a região de maior deformação mecânica está localizada na área de distribuição do GPHE.

Na Figura 39, é ilustrado um esquema do efeito causado pela diferença de pressão de entrada entre os ramais quente e frio para a configuração contracorrente sem má-distribuição. No caso em que a  $P_{1,ent} \cong P_{2,sai}$  e  $P_{1,sai} \cong P_{2,ent}$ , a profundidade média do canal permanece constante, uma vez que a resultante da força decorrente da pressão entre ramais é aproximadamente igual. Por outro lado, no caso em que  $P_{1,ent} \gg P_{2,sai}$  e  $P_{1,sai} \gg P_{2,ent}$  a diferença de pressão entre ramais provoca deformação elástica na placa que modifica a profundidade média do canal.

Figura 39 – Zonas de estrangulamento e expansão interna dos canais de um GPHE.



Fonte: Autor (2023).

A seguir, é apresentado um modelo preliminar para a correção do fator de fricção devido ao efeito da deformação elásticas em placa de trocadores GPHE.

As hipóteses simplificadoras adotadas no modelo são:

- Escoamento distribuído uniformemente entre os canais (sem má distribuição);
- Escoamento adiabático;
- Aperto do conjunto de placas padronizados – configuração “1A”;

- Medição de pressão realizada na região de distribuição da placa através de agulhas ( $\Delta P_a$ ).

A queda de pressão de um canal em um GPHE pode ser calculada em função do fator de fricção.

$$\Delta P_{canal} = \frac{4fL_v G_c^2 N_p}{2D_h \rho} \quad (30)$$

O fator de fricção pode ser calculado indiretamente a partir da queda de pressão do canal. Isolando o fator de fricção, obtemos:

$$f = \frac{2\Delta P_{canal} D_h \rho}{4L_v G_c^2 N_p} \quad (31)$$

O fator de fricção também pode ser calculado em função do número de Reynolds, uma vez que,  $G_c^2 = Re^2 \mu^2 / D_h^2$ . Dessa forma, introduzindo o número de Reynolds na Eq. (31) acima, obtemos:

$$f = \frac{\Delta P_{canal} D_h^3 \rho}{2L_v \mu^2 Re^2} \quad (32)$$

Assumindo que a correlação do fator de fricção ( $f$ ) é a mesma para o canal expandido e estrangulado, tem-se que:

$$\left( \frac{\Delta P_{canal} D_h^3 \rho}{2L_v \mu^2 Re^2} \right)_{est} = \left( \frac{\Delta P_{canal} D_h^3 \rho}{2L_v \mu^2 Re^2} \right)_{exp} \quad (33)$$

onde os subscritos *est* e *exp* referem-se aos canais estrangulado e expandido, respectivamente.

O diâmetro hidráulico de ambos os ramos pode ser definido como:

$$D_{h,exp} = \frac{2(b+e)}{\emptyset} = D_{e,exp} = 2(b+\bar{e}) \quad (34)$$

$$D_{h,est} = \frac{2(b - e)}{\phi} = D_{e,est} = 2(b - \bar{e}) \quad (35)$$

onde  $\bar{e}$  é o deslocamento médio do canal e  $(\phi)$  o fator de alargamento, que neste caso foi mantido constante.

Combinando-se as Eq. (34) e Eq. (35), obtém-se:

$$\left( \frac{\Delta P_{canal} \left( \frac{2(b + \bar{e})}{\phi} \right)^3 \rho}{2L_v \mu^2 Re^2} \right)_{exp} = \left( \frac{\Delta P_{canal} \left( \frac{2(b - \bar{e})}{\phi} \right)^3 \rho}{2L_v \mu^2 Re^2} \right)_{est} \quad (36)$$

Como os parâmetros geométricos  $L_v$  e  $\phi$  são praticamente constantes para ambas as condições dos canais, é possível realizar a seguinte simplificação:

$$\left( \frac{\Delta P_{canal} (b + \bar{e})^3 \rho}{\mu^2 Re^2} \right)_{exp} = \left( \frac{\Delta P_{canal} (b - \bar{e})^3 \rho}{\mu^2 Re^2} \right)_{est} \quad (37)$$

Assumindo valores constantes para as propriedades do fluido para ambos os canais, devido a hipótese (2) de escoamento adiabático, obtemos:

$$\left( \frac{\Delta P_{canal} (b + \bar{e})^3}{Re^2} \right)_{exp} = \left( \frac{\Delta P_{canal} (b - \bar{e})^3}{Re^2} \right)_{est} \quad (38)$$

Assumindo que a variação do número de Reynolds é mínima devido à variação da geometria do canal, obtém-se:

$$\frac{(b + \bar{e})}{(b - \bar{e})} = \sqrt[3]{\frac{\Delta P_{canal,est}}{\Delta P_{canal,exp}}} \quad (39)$$

Isolando o deslocamento médio do canal ( $\bar{e}$ ) na Eq. (39) acima, obtemos a expressão final que correlaciona o deslocamento médio do canal com a queda de pressão para o ramal expandido ( $\Delta P_{canal,exp}$ ) e ramal estrangulado ( $\Delta P_{canal,est}$ ).

$$\bar{e} = b - \frac{2b}{\sqrt[3]{\frac{\Delta P_{canal,est}}{\Delta P_{canal,exp}} + 1}} \quad (40)$$

Após o cálculo do deslocamento médio do canal ( $\bar{e}$ ), essa variável é utilizada para corrigir o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ). Dessa forma, o fator de fricção de Fanning corrigido analiticamente sob efeito da deformação elástica das placas, é expresso por:

$$f_{corr} = \frac{\Delta P_{canal,exp}(b + \bar{e})^3 \rho L_w^2 N_c^2}{\phi L_v \dot{m}_{exp}^2} = \frac{\Delta P_{canal,est}(b - \bar{e})^3 \rho L_w^2 N_c^2}{\phi L_v \dot{m}_{est}^2} \quad (41)$$

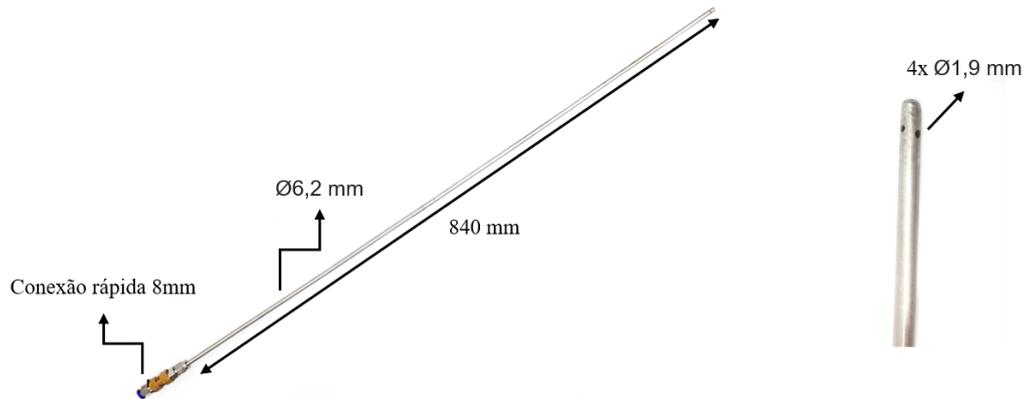
onde  $f_{corr}$  é o fator de fricção de Fanning corrigido.

### 3.4 CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL HIDRODINÂMICA – MÁ DISTRIBUIÇÃO

A configuração em contracorrente apresentada na seção 3.3 foi adaptada para o teste de má distribuição. Antes dos bocais de entrada foi posicionada uma conexão em “T”, permitindo assim, a instalação de uma conexão em curva a 90°. A instalação da conexão em “T” possibilitou a inserção de uma haste de medição no interior do bocal de distribuição, utilizada para quantificar a queda de pressão ao longo do conjunto de placas. Na Figura 40, é apresentada com mais detalhes a haste utilizada para tal procedimento experimental.

As hastes de medição consistem em tubos de aço inoxidável com uma das pontas obstruídas por solda. Quatro furos de 1,9 mm de diâmetro foram usinados na extremidade próxima à solda de forma a permitir medição da pressão estática no bocal. Na ponta oposta, uma conexão hidráulica do tipo PU conecta a haste ao transdutor de pressão diferencial através de uma mangueira de 8 mm de diâmetro. As hastes foram inseridas no bocal de distribuição de entrada e saída do GPHE. Para a determinação da pressão ao longo no bocal de distribuição do GPHE, as hastes eram deslocadas com o mesmo avanço, e a queda de pressão determinada. Na Figura 41 pode-se observar um exemplo da medição da queda de pressão ao longo do bocal de distribuição em dois pontos distintos, sendo eles ( $P0$ ), localizado no último canal e o ponto ( $P1$ ) localizado no canal 1 do GPHE.

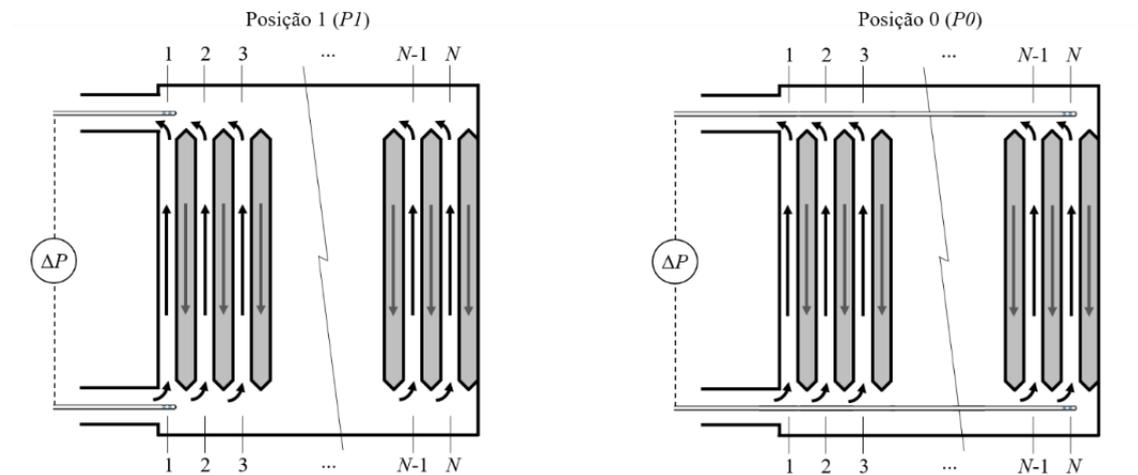
Figura 40 – a) Haste para os testes de má distribuição, e b) Detalhes da extremidade soldada.



Fonte: Autor (2023).

É importante ressaltar que o número de placas deve ser ímpar de modo a se obter o mesmo número de canais para os ramais quente e frio.

Figura 41 – Ilustração do procedimento para determinar a queda de pressão ao longo dos bocais do GPHE.



Fonte: Autor (2023).

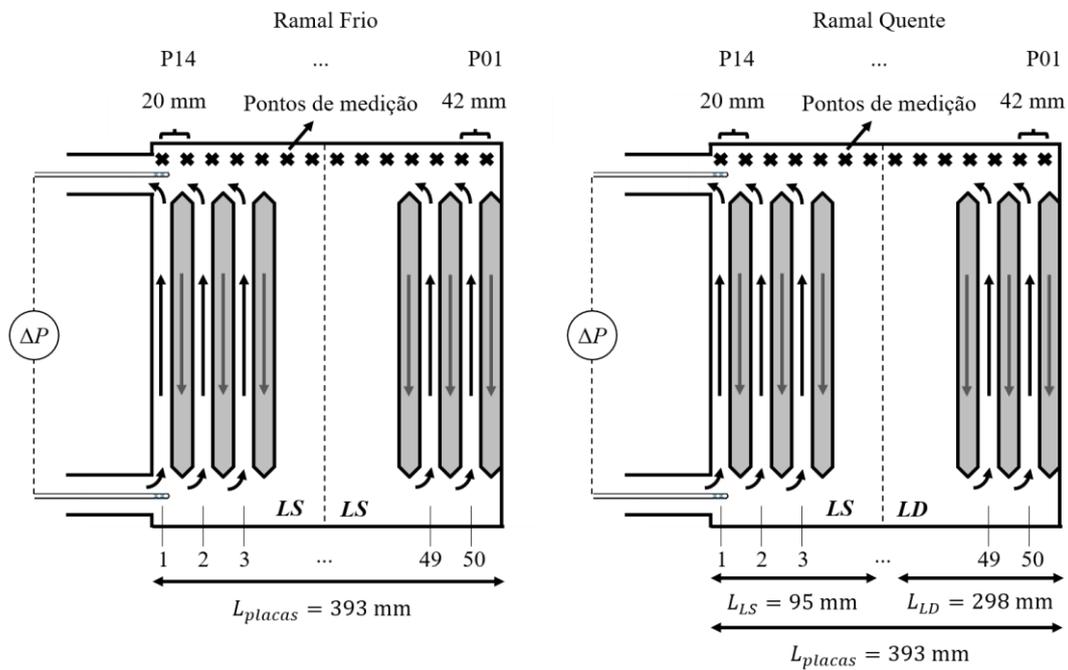
### 3.4.1 Procedimento Experimental de Má distribuição

Foram selecionadas 101 placas do tipo “L”, formando 50 canais para cada ramal. No ramal frio foi utilizada a configuração de canal *LS*, que é obtida através da montagem alternada das placas com as letras (*R-K*), ver seção 3.1.1.2. No ramal quente foi adotada uma configuração mista de canais: nos primeiros 12 canais foram utilizados a configuração *LS*, e nos 38 canais seguintes, a configuração *LD*, resultante da montagem das placas alternando as letras (*R-L*), ver

seção 3.1.1.1. Na Figura 42 é apresentada uma imagem esquemática do padrão adotado nas configurações de canais.

Os testes foram conduzidos em temperatura ambiente ( $\sim 25^{\circ}\text{C}$ ), sem a necessidade da utilização do *chiller*. Na sequência, as hastes na região do bocal de distribuição foram deslocadas em 14 posições. Nos 7 primeiros pontos (0 – 252 mm), a distância entre as tomadas de pressão foram de 42 mm. Do ponto 08 ao ponto 14 (272 – 392 mm), a distância adotada foi de 20 mm, buscando-se trabalhar com 7 pontos de medição para cada configuração de canal, ver Figura 42.

Figura 42 – Ilustração da posição dos pontos de medição para o teste de má distribuição.



Fonte: Autor (2023).

Na Tabela 7 são apresentadas as posições das hastes ao longo do GPHE. Para cada posição, a frequência do inversor da bomba hidráulica de água foi variada entre 10 Hz e 60 Hz, com intervalos de 10 Hz. As vazões mássicas resultantes para água fria variaram de 2,31 kg/s a 13,58 kg/s na configuração contracorrente, e de 1,50 a 8,56 kg/s na configuração em paralelo. Após finalizada a coleta de dados para os 14 pontos de medição, realizava-se a mudança de configuração do escoamento, repetindo o procedimento experimental descrito anteriormente, ver Figura 43.

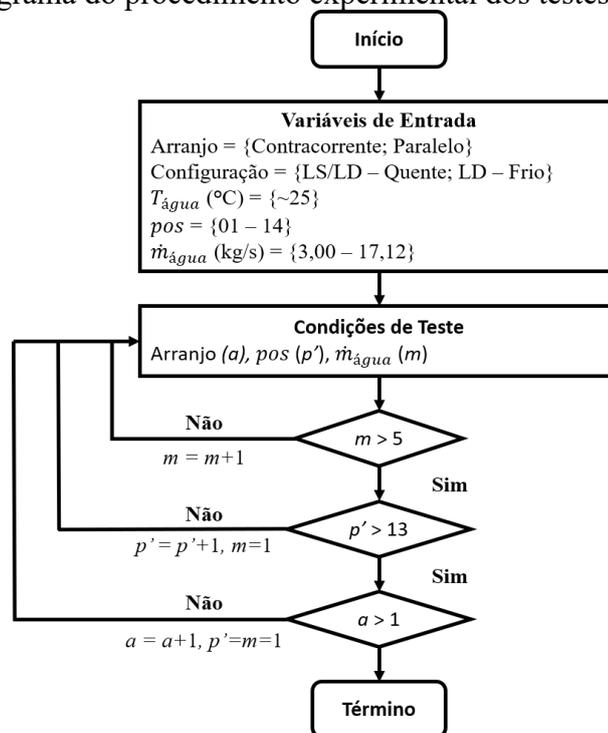
Tabela 7 – Posição dos pontos de coleta da queda de pressão ao longo do GPHE.

| Valores   |            |            |            |            |            |            |            |
|-----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Posição   | <i>P01</i> | <i>P02</i> | <i>P03</i> | <i>P04</i> | <i>P05</i> | <i>P06</i> | <i>P07</i> |
| Distância | 0 mm       | 42 mm      | 84 mm      | 126 mm     | 168 mm     | 210 mm     | 252 mm     |
| Posição   | <i>P08</i> | <i>P09</i> | <i>P10</i> | <i>P11</i> | <i>P12</i> | <i>P13</i> | <i>P14</i> |
| Distância | 272 mm     | 292 mm     | 312 mm     | 332 mm     | 352 mm     | 372 mm     | 392 mm     |

Fonte: Autor (2023).

Na Figura 43, é ilustrado o fluxograma utilizado para a realização dos experimentos de má distribuição.

Figura 43 – Fluxograma do procedimento experimental dos testes de Má distribuição.



Fonte: Autor (2023).

Ao final do teste de má distribuição foram obtidos 168 pontos experimentais. Na Tabela 8 são apresentadas as variáveis dos testes de má distribuição.

Tabela 8 – Variáveis do Teste de Má Distribuição.

| Configuração          | Arranjo        | Posição Haste | $T_{\text{água}}$ (°C) | $\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s) | Pontos Exp. |
|-----------------------|----------------|---------------|------------------------|--------------------------------|-------------|
| <b>LS/LD – Quente</b> | Paralelo       |               |                        | 1,51 – 8,55                    |             |
|                       | /              | 01 - 14       | ~25                    | /                              | 168         |
| <b>LS – Frio</b>      | Contracorrente |               |                        | 2,32 – 13,51                   |             |

Fonte: Autor (2023).

Na Tabela 9 é apresentado o resumo dos testes experimentais que foram realizados e sua faixa de operação para o presente estudo.

Tabela 9 – Resumo dos procedimentos experimentais.

| Tipo de Teste Experimental | Configuração Canal | Temperatura Água | Temperatura Óleo | Posição Haste | Vazão mássica Água (kg/s)         | Vazão mássica Óleo (kg/s) | Número de Placas |
|----------------------------|--------------------|------------------|------------------|---------------|-----------------------------------|---------------------------|------------------|
| <b>Térmico</b>             | <i>HD, MD, LD,</i> | 5°C e 12,5°C     | 50°C – 80°C      | -             | 2,11–12,19 (cc)                   | 6,34                      | 31               |
| <b>Hidrodinâmico</b>       | <i>HS, MS, LS</i>  | ~25°C            | -                | P0 e P1       | 1,45–8,4 (//)<br>2,10–12,20 (cc)  | -                         | 31               |
| <b>Má distribuição</b>     | LS/LD - LS         | ~25°C            | -                | P1 – P14      | 1,51–8,55 (//)<br>2,32–13,51 (cc) | -                         | 101              |

\*Sigla (cc) – Arranjo contracorrente e sigla (//) – Arranjo paralelo.

Fonte: Autor (2023).

### 3.5 CARACTERIZAÇÃO DAS PLACAS DE QUATRO QUADRANTES

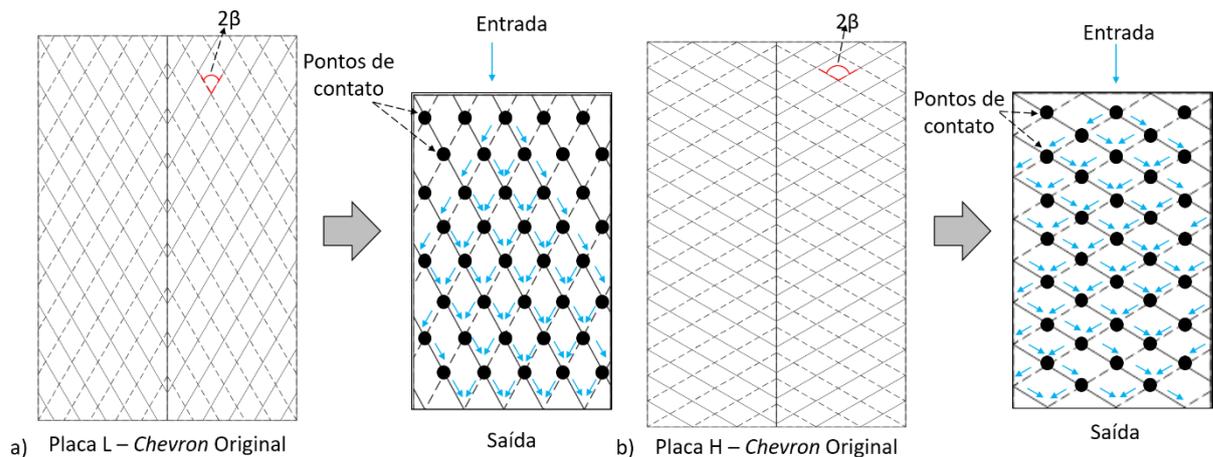
O propósito de se definir um ângulo de desvio, em complementação ao tradicional ângulo de *Chevron*, surgiu pelo fato de que as placas com configurações “S” (*LS, MS e HS*) possuem o mesmo ângulo de *Chevron*. Este ângulo define a perturbação adicional do escoamento pelo canal. Desta forma, um estudo geométrico foi desenvolvido conforme relatado a seguir.

#### 3.5.1 Configurações *LD, MD e HD*

Para se determinar o ângulo resultante do canal formado por duas placas quaisquer de um GPHE, suas vistas superiores são sobrepostas. Na Figura 44, podem ser vistas as linhas

ocultas (tracejadas) e as contínuas de placas do tipo *Chevron* se sobrepondo. A cada sobreposição, um ponto de contato é formado. Cada ponto representa o contato entre corrugações de diferentes placas. Este arranjo de pontos de contato promove um escoamento de entrada helicoidal ou cruzado, conforme visto na seção 2.2.1. Na Figura 44 é apresentado um diagrama do padrão de ângulos para as placas convencionais tipo *L* e *H*, onde é possível determinar o ângulo resultante do canal.

Figura 44 – Padrão de escoamento de placas convencionais *Chevron*: a) Placa *L* e b) Placa *H*.



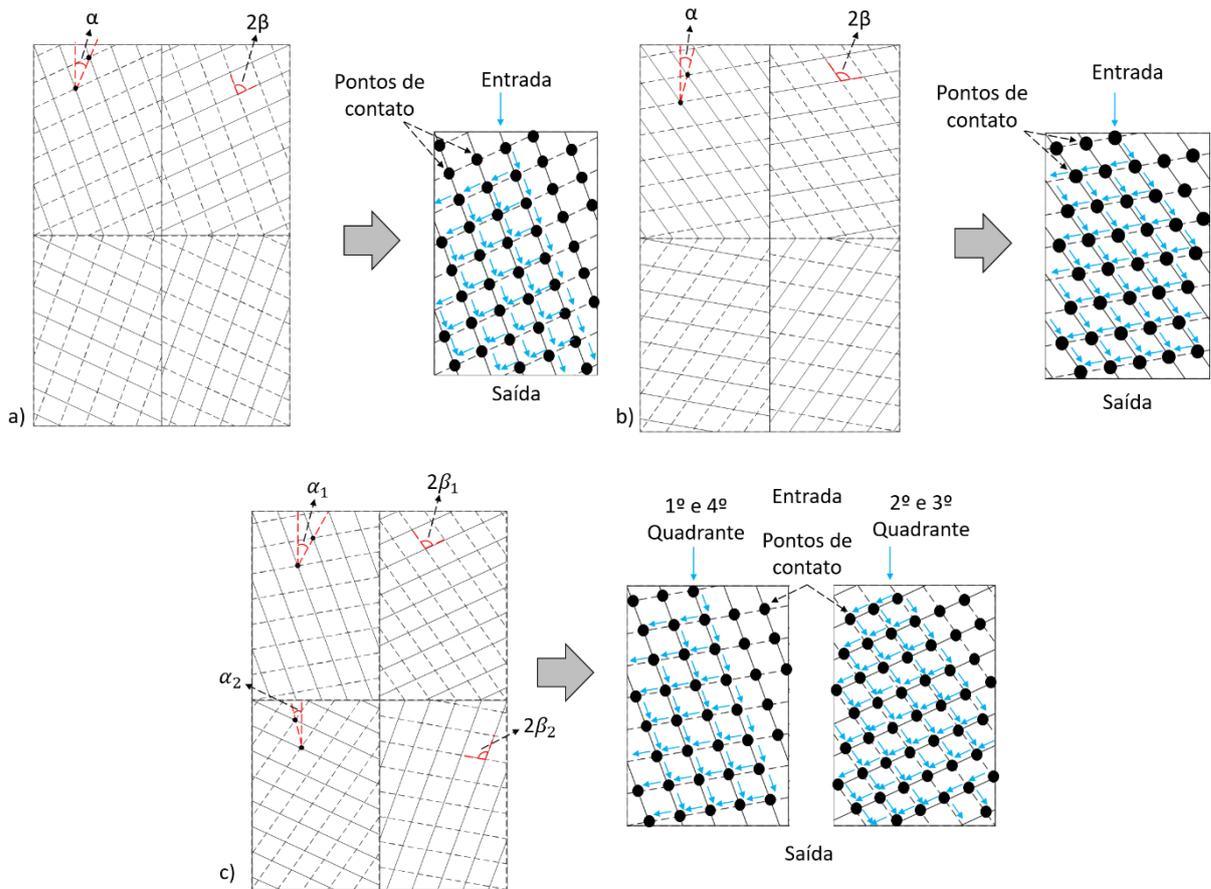
Fonte: Autor (2023).

Nota-se que o ângulo resultante do canal é determinado pela presença dos pontos de contato entre as corrugações de cada placa. A determinação do ângulo resultante do canal para este tipo de configuração de placa já foi largamente estudada na literatura, e diversas correlações de Nusselt e fator de fricção já foram desenvolvidas.

Seguindo o mesmo raciocínio da análise acima, serão analisadas as configurações das placas de um GPHE de quatro quadrantes. As configurações *LD*, *MD* e *HD*, apresentadas na seção 3.1.1.1, demonstram semelhanças em relação aos ângulos resultantes das corrugações com os pontos das placas convencionais (*Chevron*). Na Figura 45 é possível observar o padrão de corrugação das configurações *LD*, *MD* e *HD*. Nota-se que os pontos de contato foram deslocados em relação ao eixo vertical quando comparados com as placas convencionais, ou seja, não estão alinhados, apresentando um ângulo de desvio ( $\alpha$ ). Esse deslocamento dos pontos de contato pode resultar em variações nos padrões de escoamento.

Nas configurações *LD* e *HD*, Figura 45a e Figura 45b, respectivamente, os quatro quadrantes de cada tipo de configuração possuem os mesmos ângulos de *Chevron* e de desvio.

Figura 45 – Padrão de escoamento: a) *LD*, b) *HD* e c) *MD*.



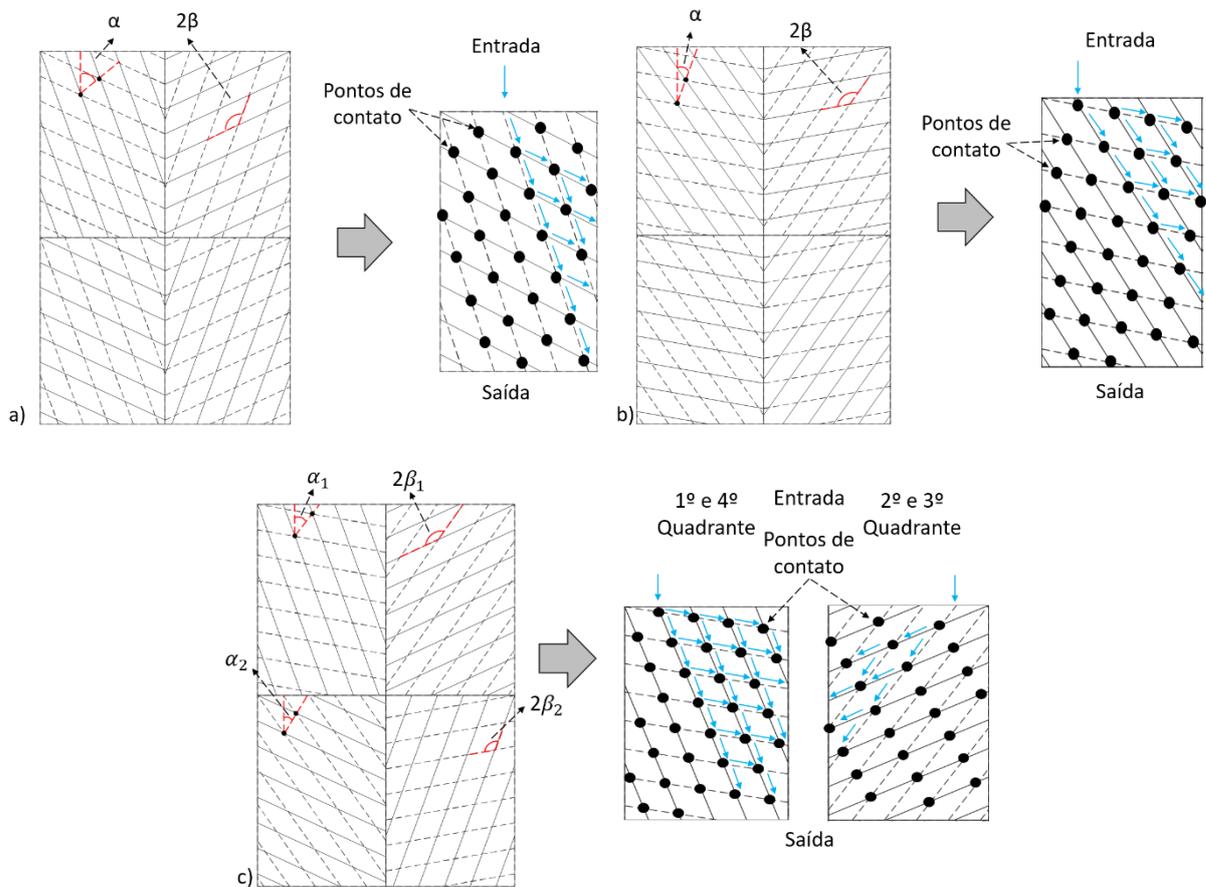
Fonte: Autor (2023).

Já o padrão misto *MD*, Figura 45c, onde são utilizadas uma placa do tipo *H* e outra do tipo *L* para se formar um canal, nota-se que o padrão de escoamento gerado nos quadrantes 1 e 4 é diferente do apresentado nos quadrantes 2 e 3. Dessa forma, para se definir o ângulo resultante do canal foi adotado a média aritmética simples entre os ângulos de corrugação resultantes do 1º e 2º quadrantes ou 3º e 4º quadrantes,  $\bar{\beta}_{MD} = (\beta_{1,4} + \beta_{2,3})/2$ . Da mesma maneira, pode-se determinar o ângulo de desvio médio, como:  $\bar{\alpha}_{MD} = (\alpha_{1,4} + \alpha_{2,3})/2$ .

### 3.5.2 Configurações *LS*, *MS* e *HS*

Diferentemente das placas convencionais (*Chevron*) e das configurações *LD*, *MD* e *HD*, as configurações *LS*, *MS* e *HS* apresentam particularidades em sua geometria de canal, devido ao sentido das corrugações estarem na mesma direção, ver seção 3.1.1.2. Na Figura 46 são apresentados os ângulos formados pelas configurações *LS*, *MS* e *HS*.

Figura 46 – Padrão de escoamento: a) LS, b) HS e c) MS.



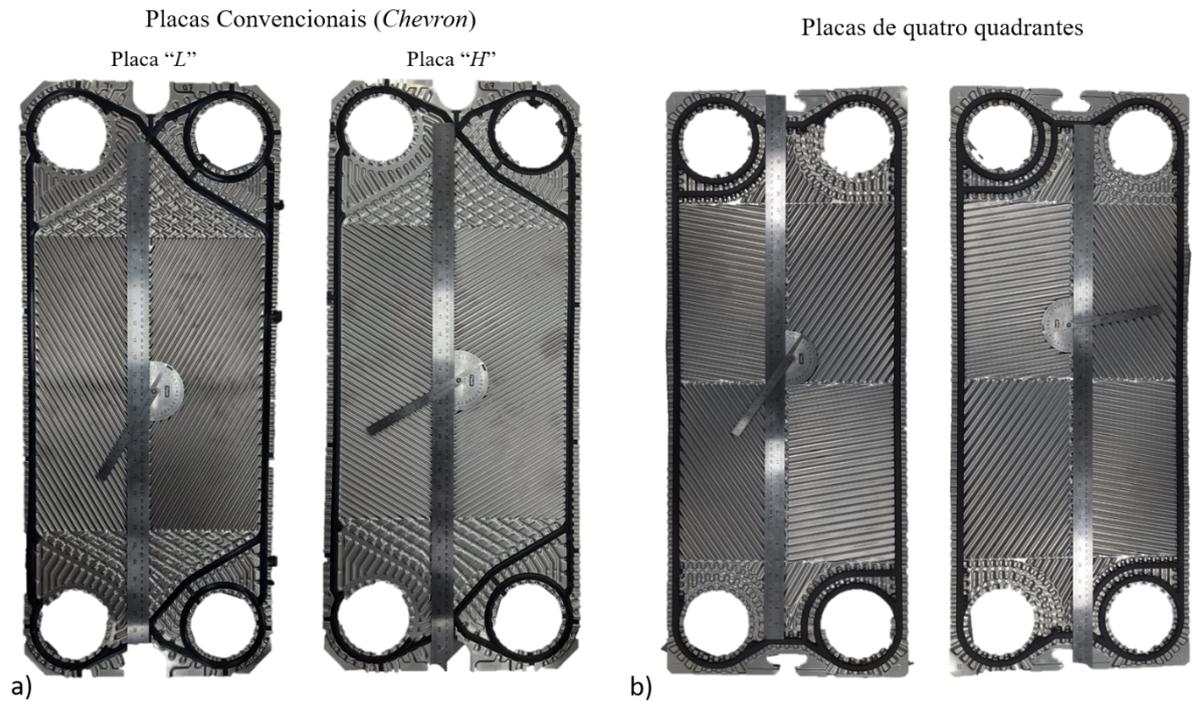
Fonte: Autor (2023).

Nota-se que a geometria do canal das configurações *LS*, *MS* e *HS* apresenta um padrão de direção da extremidade para o centro da placa, diferentemente ao apresentado nas configurações *LD*, *MD* e *HD* que apresentam um padrão de direção do centro à extremidade da placa.

Da mesma forma que na configuração *MD*, a configuração *MS* apresenta dois padrões de escoamento diferentes ao longo da placa. Dessa maneira, para se determinar o ângulo resultante ( $\bar{\beta}_{MS}$ ), foi adotado a média aritmética simples entre os ângulos do 1º e 2º quadrantes ou 3º e 4º quadrantes,  $\bar{\beta}_{MS} = (\beta_{1,4} + \beta_{2,3})/2$ . Da mesma maneira, calcula-se o ângulo de desvio, sendo  $\bar{\alpha}_{MS} = (\alpha_{1,4} + \alpha_{2,3})/2$ .

Para a determinação do ângulo de corrugação foi utilizado um transferidor de grau do tipo meia lua (0 – 180º) para medir o ângulo de corrugação de placas convencionais (*Chevron*), ver Figura 47a e placas de quatro quadrantes, Figura 47b.

Figura 47 – Medição do ângulo de corrugação de placas de GPHE.



Fonte: Autor (2023).

Após a determinação dos ângulos de *Chevron*, foi utilizado o *software Coreldraw* para a determinação dos ângulos de desvio em relação ao eixo vertical das seis configurações de canais possíveis.

Na Tabela 10 são apresentados os valores do ângulo resultante de corrugação e o ângulo de desvio dos pontos de contato da placa.

Tabela 10 – Ângulos geométricos das placas do tipo quatro quadrantes.

| Configuração | Ângulo resultante de<br>corrugação ( $\bar{\beta}$ ) | Ângulo de desvio dos pontos de<br>contato ( $\bar{\alpha}$ ) |
|--------------|--|--|
| <i>LD</i>    | $\bar{\beta}_{LD} = 42,5^\circ$                      | $\bar{\alpha}_{LD} = 23,4^\circ$                             |
| <i>MD</i>    | $\bar{\beta}_{MD} = 50,0^\circ$                      | $\bar{\alpha}_{MD} = 20,0^\circ$                             |
| <i>HD</i>    | $\bar{\beta}_{HD} = 57,5^\circ$                      | $\bar{\alpha}_{HD} = 14,3^\circ$                             |
| <i>LS</i>    | $\bar{\beta}_{LS} = 67,5^\circ$                      | $\bar{\alpha}_{LS} = 50,0^\circ$                             |
| <i>MS</i>    | $\bar{\beta}_{MS} = 67,5^\circ$                      | $\bar{\alpha}_{MS} = 33,5^\circ$                             |
| <i>HS</i>    | $\bar{\beta}_{HS} = 67,5^\circ$                      | $\bar{\alpha}_{HS} = 20,0^\circ$                             |

Fonte: Autor (2023).

O ângulo de corrugação e o ângulo de desvio dos pontos de contato serão utilizados como dados de entrada na determinação das correlações térmica e hidrodinâmica.

### 3.6 INCERTEZA DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

As incertezas experimentais associadas aos testes térmico, hidrodinâmico e de má distribuição estão associadas com o sensor de vazão *Coriolis*, o sensor de temperatura RTD, aos transdutores de pressão absoluto e diferencial, ao paquímetro e ao relógio comparador. No APÊNDICE B – Análises de Incerteza, são apresentados detalhadamente os cálculos envolvidos na determinação da incerteza combinada para os testes térmico, hidrodinâmico e de má distribuição.

Na Tabela 11 são apresentadas as incertezas associadas aos instrumentos de medição utilizados nos experimentos.

Tabela 11 – Incerteza dos instrumentos de medição.

| Item | Instrumento de Medição            | Especificação                 | Incerteza           |
|------|-----------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| 1    | Sensor de vazão Coriolis          | Emerson CMF 200M              | 0,05<br>(%RD)       |
| 2    | Sensor de temperatura RTD         | Omega PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3 | 0,15+0,002T<br>(°C) |
| 3    | Transdutor de pressão absoluto    | PX409-250GI-EH                | 0,08<br>(%BSL)      |
| 4    | Transdutor de pressão diferencial | PX409-050DWUI                 | 0,08<br>(%BSL)      |
| 5    | Paquímetro Digital                | Digimess 100.174BL            | ±0,03 mm            |
| 6    | Relógio Comparador                | Mitutoyo 543-390B             | ±0,003 mm           |

\*RD – Valor medido e BSL – valor medido no fundo de escala do sensor.

Fonte: Autor (2023).

## 4 RESULTADOS

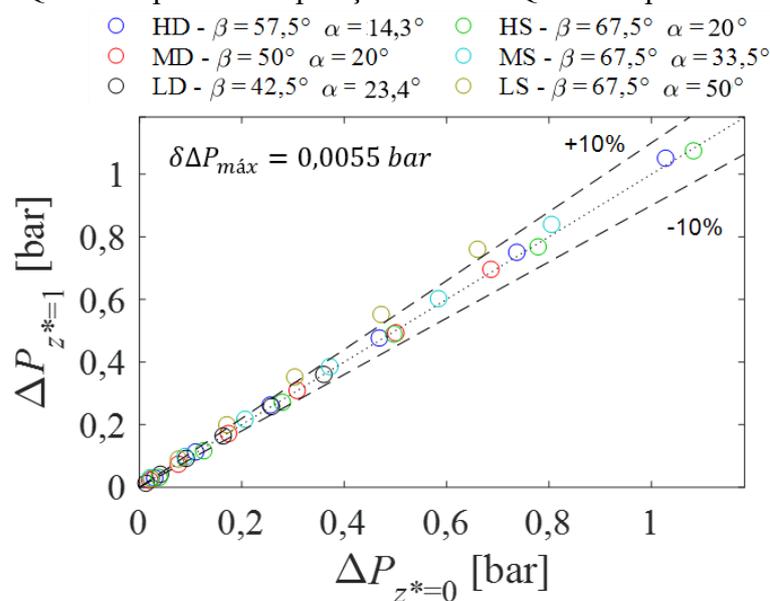
### 4.1 DESEMPENHO HIDRODINÂMICO

Para a determinação das correlações do fator de fricção foram utilizadas algumas hipóteses, semelhante ao procedimento adotado por Shah e Sekulic (2003).

1. Escoamento distribuído uniformemente entre os canais – queda de pressão medido na haste (condição de não haver má distribuição);
2. Escoamento adiabático;
3. Compressão de aperto do conjunto de placas padronizado “1A”;
4. Queda de pressão no canal – medido na agulha.

Na Figura 48 é possível observar a comparação entre a queda de pressão do canal inicial ( $z^* = 0$ ) e final ( $z^* = 1$ ) para as diferentes configurações de placas e uma faixa de Reynolds entre 500 e 4450 para um conjunto de 31 placas. Pode-se notar que a maioria dos pontos experimentais ficaram localizados dentro da faixa de incerteza de  $\pm 10\%$ . O desvio padrão máximo da queda de pressão para os dados experimentais foi de 0,0055 bar. Portanto, a queda de pressão no canal inicial e final não apresentaram diferenças significativas, possuindo uma distribuição uniforme do fluido nos canais, sem a ocorrência de má distribuição.

Figura 48 – Queda de pressão na posição inicial x Queda de pressão na posição final.



Fonte: Autor (2023).

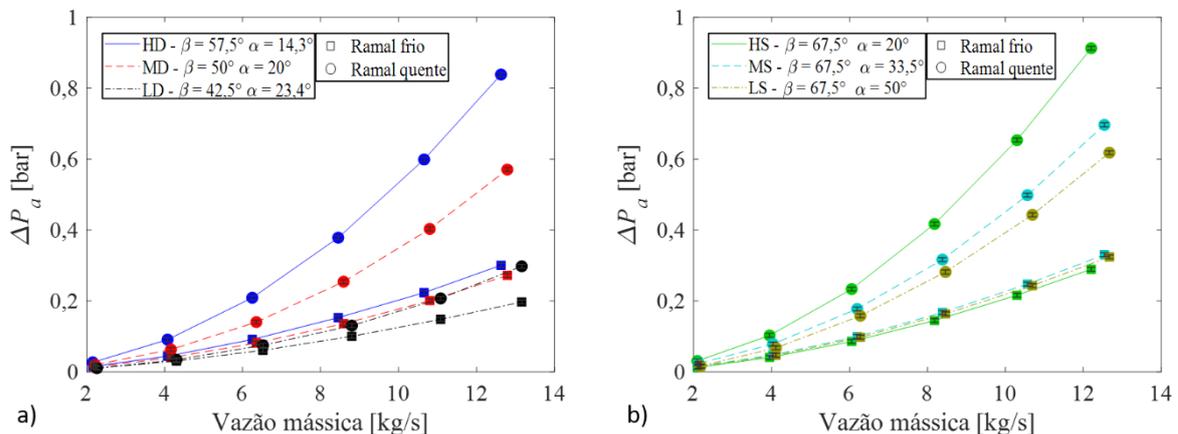
#### 4.1.1 Queda de pressão – Configuração Contracorrente

Na Figura 49 é possível observar a queda de pressão medida entre duas agulhas instaladas nas regiões de distribuição ( $\Delta P_d$ ), em relação à vazão mássica para um arranjo de 15 canais por ramal. Nota-se que a queda de pressão varia significativamente com o aumento da vazão mássica, uma vez que a queda de pressão do conjunto de placas é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade mássica do escoamento.

Na Figura 49a, é observado que as placas que possuem um ângulo de corrugação maior proporcionam uma maior resistência ao escoamento do fluido, impactando diretamente na queda de pressão. Percebe-se também que quanto maior o ângulo de corrugação do canal, maior será o valor de queda de pressão.

Na Figura 49b nota-se que o ângulo resultante da corrugação para as três configurações são iguais ( $\beta = 67,5^\circ$ ), contudo, a queda de pressão é distinta entre as configurações de placas. Estes resultados motivaram o emprego do ângulo de desvio para as placas do tipo “S – Same Direction”, como relatado anteriormente, variando de  $20^\circ$  a  $50^\circ$ . Pode-se notar que quanto menor o ângulo de desvio, maior será a queda de pressão.

Figura 49 – Queda de pressão x Vazão mássica: a) Configurações *HD*, *MD* e *LD* e b) Configurações *HS*, *MS* e *LS*.



Fonte: Autor (2023).

Ainda nas Figura 49a e Figura 49b, percebe-se que a queda de pressão no ramal quente e frio não são iguais para a mesma quantidade de canais (15 para cada ramal). Isto ocorre, pois as pressões de entrada dos ramaís são significativamente diferentes, ocasionando regiões de estrangulamento (ramal de menor pressão) ou regiões de expansão (ramal de maior pressão), conforme ilustrado na Figura 39. Na Figura 49a é possível perceber que a queda de pressão para

o ramal frio (símbolo quadrado no gráfico) – condição de canal expandido, é similar, independentemente do tipo de placa. Por outro lado, para o ramal quente (símbolo de círculo no gráfico) – condição de canal estrangulado, os valores da queda de pressão são significativamente diferentes. Como mencionado no capítulo de revisão, as regiões de distribuição na entrada e saída da placa são as mais suscetíveis à deformação elástica. Isso altera o campo de velocidade local e impacta o comportamento hidrodinâmico do trocador. Na Tabela 12 é apresentada a diferença de pressão de entrada entre ramais em função do aumento da vazão mássica, para as seis configurações de canais na condição de escoamento contracorrente. Os números destacados em vermelho se referem à diferença de pressão de entrada entre os ramais frio (1) e quente (2). Na configuração contracorrente há uma diferença significativa na pressão de entrada entre ramais quente e frio, apresentando valores próximos a 2,5 bar, por exemplo para a configuração LD.

Tabela 12 – Diferença de pressão de entrada entre ramais adjacentes na configuração *HD*, *MD*, *LD*, *HS*, *MS* e *LS* – Configuração contracorrente.

| Configuração de Canal | Variáveis                     | Valores |      |      |      |       |       |
|-----------------------|-------------------------------|---------|------|------|------|-------|-------|
| <b>LD</b>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 2,22    | 4,19 | 6,41 | 8,64 | 10,87 | 12,83 |
|                       | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,15    | 1,50 | 2,12 | 2,97 | 4,06  | 5,20  |
|                       | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,06    | 1,20 | 1,45 | 1,80 | 2,24  | 2,72  |
|                       | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,09    | 0,30 | 0,67 | 1,18 | 1,82  | 2,49  |
| <b>MD</b>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 2,22    | 4,16 | 6,36 | 8,60 | 10,80 | 12,80 |
|                       | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,14    | 1,48 | 2,07 | 2,89 | 3,94  | 5,08  |
|                       | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,06    | 1,22 | 1,49 | 1,88 | 2,38  | 2,93  |
|                       | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,08    | 0,26 | 0,58 | 1,01 | 1,57  | 2,15  |
| <b>HD</b>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 2,15    | 4,07 | 6,25 | 8,45 | 10,66 | 12,63 |
|                       | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,15    | 1,49 | 2,09 | 2,93 | 4,00  | 5,12  |
|                       | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,07    | 1,24 | 1,55 | 1,98 | 2,53  | 3,13  |
|                       | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,08    | 0,24 | 0,55 | 0,95 | 1,46  | 1,99  |
| <b>LS</b>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 2,18    | 4,11 | 6,28 | 8,46 | 10,69 | 12,67 |
|                       | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,15    | 1,48 | 2,09 | 2,93 | 3,98  | 5,11  |
|                       | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,07    | 1,22 | 1,50 | 1,88 | 2,38  | 2,93  |

|           |                               |      |      |      |      |       |       |
|-----------|-------------------------------|------|------|------|------|-------|-------|
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,08 | 0,26 | 0,59 | 1,05 | 1,60  | 2,18  |
| <b>MS</b> | $\dot{m}$ (kg/s)              | 2,14 | 4,04 | 6,20 | 8,38 | 10,57 | 12,54 |
|           | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,15 | 1,49 | 2,10 | 2,95 | 4,03  | 5,17  |
|           | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,07 | 1,23 | 1,52 | 1,93 | 2,44  | 3,00  |
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,08 | 0,26 | 0,58 | 1,03 | 1,59  | 2,16  |
| <b>HS</b> | $\dot{m}$ (kg/s)              | 2,10 | 3,95 | 6,06 | 8,18 | 10,30 | 12,20 |
|           | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,15 | 1,50 | 2,13 | 3,00 | 4,11  | 5,29  |
|           | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,07 | 1,25 | 1,57 | 2,01 | 2,58  | 3,19  |
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,08 | 0,25 | 0,57 | 0,99 | 1,53  | 2,09  |

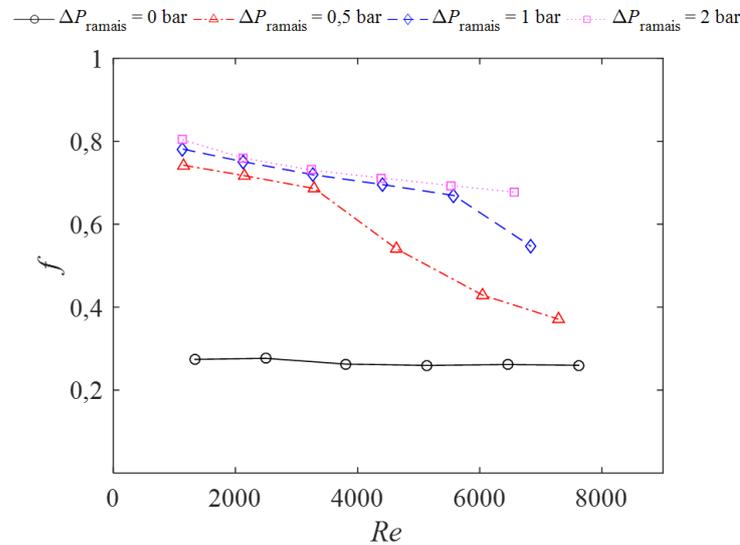
Fonte: Autor (2023).

As curvas de fator de fricção foram calculadas através da Eq. (31):

$$f = \frac{2\Delta P_a D_h \rho}{4L_v G_c^2 N_p}$$

Também foi realizado um experimento para um conjunto de 22 placas de canais *HS*, sendo um ramal pressurizado estaticamente e o outro ramal pressurizado hidrodinamicamente. Foram analisadas as curvas de fator de fricção para diferentes variações de pressão de entrada: 0, 0,5, 1 e 2 bar, conforme Figura 50. Quando as pressões de entrada estão próximas, ou seja,  $\Delta P_{ramais} = 0$ , o fator de fricção é inferior a qualquer outro valor. À medida em que a variação de pressão de entrada se altera, há uma mudança no comportamento do fator de fricção em função do número de Reynolds. Para valores entre 0,5 e 1 bar há uma variação do fator de fricção com o número de Reynolds, em consequência da movimentação das placas e alteração da área de escoamento do fluido. A partir de 2 bar, as variações dos valores do fator de fricção se tornam desprezíveis.

Figura 50 – Fator de fricção x Numero de Reynolds para diferentes valores de pressão de entrada.

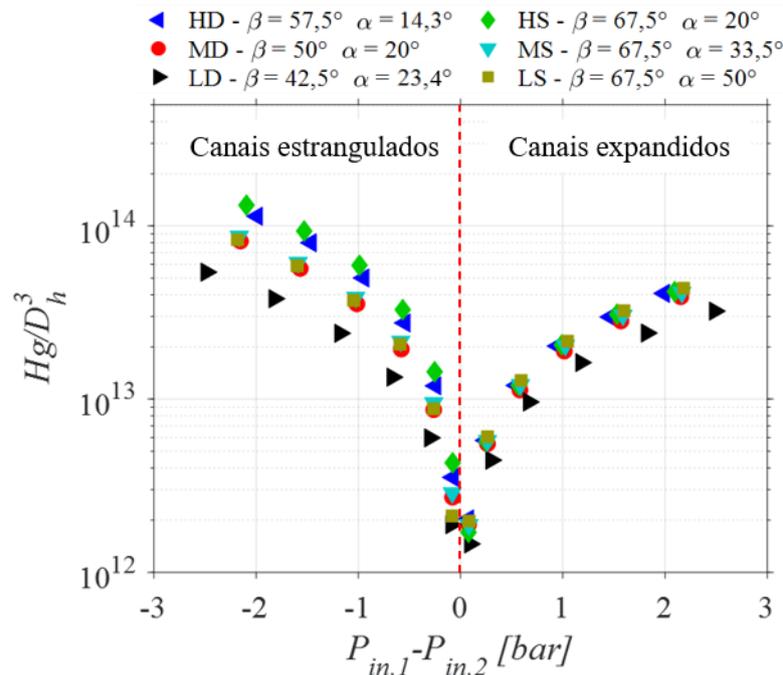


Fonte: Autor (2023).

Uma outra maneira de verificar a influência do deslocamento da placa na queda de pressão do trocador foi através do número de Hagen. O número de Hagen ( $Hg$ ) é uma variável adimensional utilizada para representar a queda de pressão (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Segundo Martin (2002), a utilização do número de Hagen torna a análise da queda de pressão mais compreensível, pois não utiliza a velocidade característica, como pode ser observado na Eq. (42). O diâmetro hidráulico do canal tem um peso significativo na determinação deste número. A mensuração deste parâmetro é impraticável experimentalmente, deste modo, optou-se por dividir o número de Hagen pelo diâmetro hidráulico na 3 potência e construir um gráfico deste parâmetro em função da diferença de pressão de entrada dos ramais no arranjo contracorrente para as seis configurações de canais.

$$Hg = 2fRe^2 = \frac{\Delta P_a D_h^3 \rho}{\mu^2 L_v} \quad (42)$$

Figura 51 – Efeito da diferença de pressão entre ramais no número de Hagen.



Fonte: Autor (2023).

De acordo com a Figura 51, os valores negativos no eixo das abscissas representam o ramal de menor pressão (canais estrangulados), enquanto que os valores positivos representam o ramal de maior pressão (canais expandidos). De acordo com a Eq. (42), a densidade ( $\rho$ ) e a viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) são constantes para ambos os ramais devido a hipótese (2) de escoamento adiabático. Além disso, o comprimento efetivo da placa ( $L_v$ ) é o mesmo para ambos os ramais. Dessa forma, o número de Hagen varia em função da queda de pressão e do diâmetro hidráulico do canal.

Pode-se notar que para o ramal estrangulado (valores negativos) a razão do número de Hagen pelo diâmetro hidráulico apresenta valores superiores ao ramal expandido (valores positivos). Pressupõe-se que esta diferença de resultado ocorra, pois, o diâmetro hidráulico é diferente entre os ramais. Um menor diâmetro hidráulico do canal causará uma maior queda de pressão, enquanto que um maior diâmetro hidráulico proporcionará uma menor queda de pressão no canal.

Também é possível observar que a região do ramal estrangulado é mais sensível ao modelo de placa. Nota-se que as configurações *HD* e *HS* apresentam valores significativamente superiores às demais configurações. Por outro lado, na região do ramal expandido não houve uma divergência significativa dos resultados do desempenho hidrodinâmico em função das configurações dos canais.

#### 4.1.2 Queda de pressão – Configuração Paralela

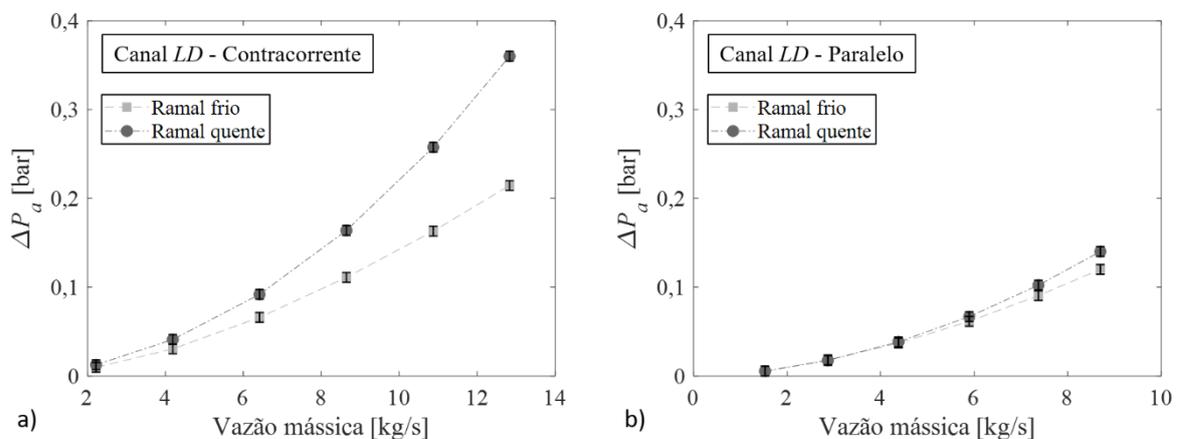
Nestes testes a configuração experimental hidrodinâmica do escoamento foi alterada para paralela, mantendo-se as pressões de entrada semelhantes e a mesma distribuição de pressão ao longo dos canais. O arranjo de teste foi mantido com 31 placas. O principal objetivo foi verificar a variação da queda de pressão em uma situação ideal de escoamento.

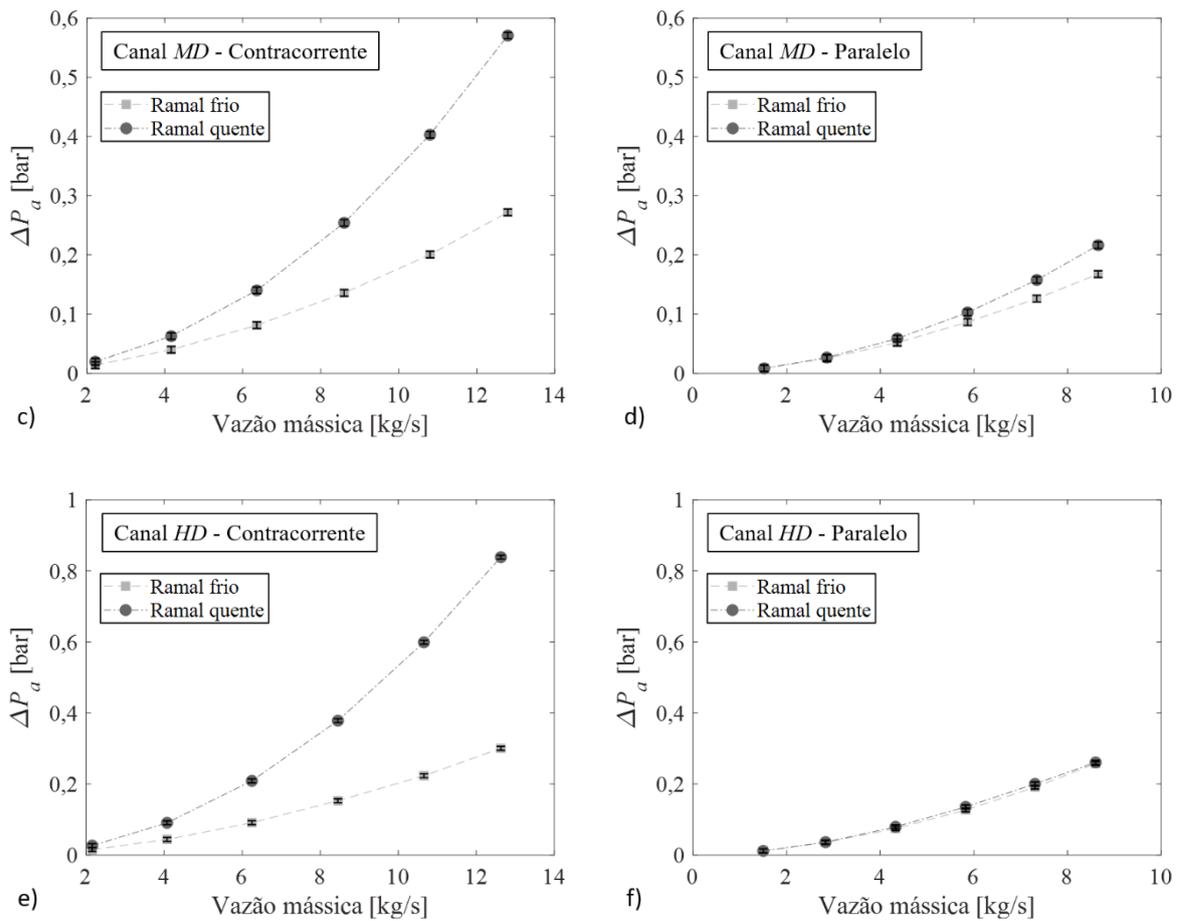
Nas Figura 52a, Figura 52c e Figura 52e são apresentadas as variações da queda de pressão do canal ( $\Delta P_a$ ) obtida entre as agulhas na configuração contracorrente, em função da vazão mássica para os canais *LD*, *MD* e *HD*, respectivamente. Observa-se que o ramal quente – condição de canal estrangulado (menor pressão de entrada) apresenta uma queda de pressão significativamente maior em comparação ao ramal frio – canal expandido (maior pressão de entrada), conforme visto na seção 4.1.1.

Nas Figura 52b, Figura 52d e Figura 52f são apresentados os resultados para a configuração em paralelo. Neste caso, a diferença de pressão de entrada máxima permitida entre os ramais para início do teste foi de 0,05 bar. Nota-se que a queda de pressão entre ramais foi praticamente a mesma, pois a força decorrente da pressão ao longo do canal é praticamente nula, não havendo assim a deformação elástica do canal.

Resultados semelhantes foram encontrados para as placas de configuração “S”. Os resultados para as configurações *HS*, *MS* e *LS* são apresentados no APÊNDICE A – RESULTADOS.

Figura 52 – Queda de pressão x Vazão mássica: a) *LD* – Contracorrente, b) *LD* – Paralelo, c) *MD* – Contracorrente, d) *MD* – Paralelo, e) *HD* – Contracorrente e f) *HD* – Paralelo.





Fonte: Autor (2023).

Na Tabela 13 é apresentada a diferença de pressão de entrada entre ramais para as seis configurações de canais em uma condição de escoamento paralelo. É possível verificar através dos valores em vermelho em destaque, que a máxima diferença de pressão de entrada entre os ramais foi de 0,05 bar.

Tabela 13 – Diferença de pressão de entrada entre ramais adjacentes na configuração *HD*, *MD*, *LD*, *HS*, *MS* e *LS* – configuração paralela.

| Configuração de Canal | Variáveis                     | Valores |      |      |      |      |      |
|-----------------------|-------------------------------|---------|------|------|------|------|------|
| <i>LD</i>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 1,53    | 2,87 | 4,38 | 5,89 | 7,37 | 8,70 |
|                       | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,00    | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,03 | 0,04 |
| <i>MD</i>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 1,52    | 2,86 | 4,36 | 5,86 | 7,34 | 8,65 |
|                       | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,00    | 0,01 | 0,01 | 0,03 | 0,04 | 0,04 |
| <i>HD</i>             | $\dot{m}$ (kg/s)              | 1,50    | 2,83 | 4,33 | 5,82 | 7,30 | 8,60 |

|           |                               |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-------------------------------|------|------|------|------|------|------|
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,00 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 |
| <b>LS</b> | $\dot{m}$ (kg/s)              | 1,46 | 2,76 | 4,21 | 5,67 | 7,11 | 8,38 |
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,00 | 0,00 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,03 |
| <b>MS</b> | $\dot{m}$ (kg/s)              | 1,47 | 2,77 | 4,23 | 5,70 | 7,15 | 8,41 |
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,00 | 0,00 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 |
| <b>HS</b> | $\dot{m}$ (kg/s)              | 1,45 | 2,75 | 4,20 | 5,67 | 7,11 | 8,37 |
|           | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,00 | 0,00 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 |

Fonte: Autor (2023).

### 4.1.3 Fator de Fricção

Nesta seção serão apresentados os resultados da determinação do fator de fricção para os diferentes arranjos de placas e configurações (paralela e contracorrente) avaliadas. Serão apresentados também os resultados da metodologia proposta para correção do fator de fricção devido à movimentação das placas e, por fim, os resultados obtidos serão comparados.

#### 4.1.3.1 Fator de fricção contracorrente e paralelo

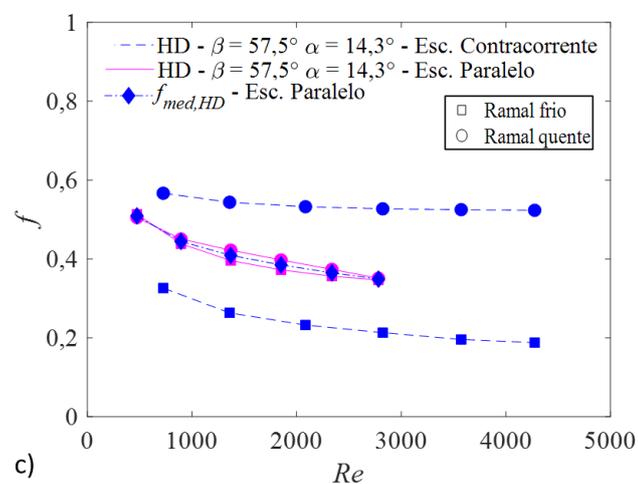
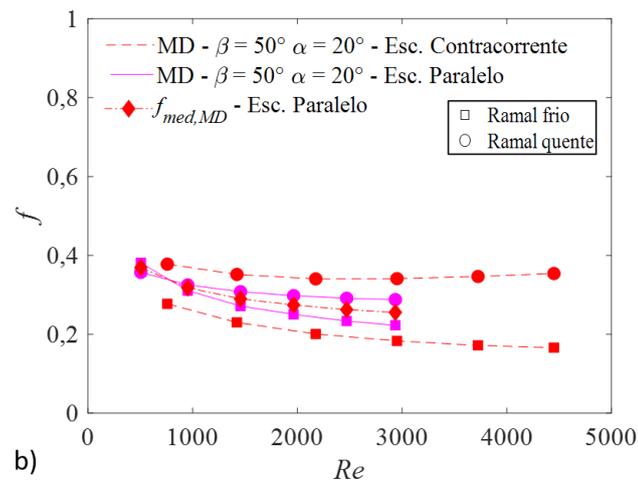
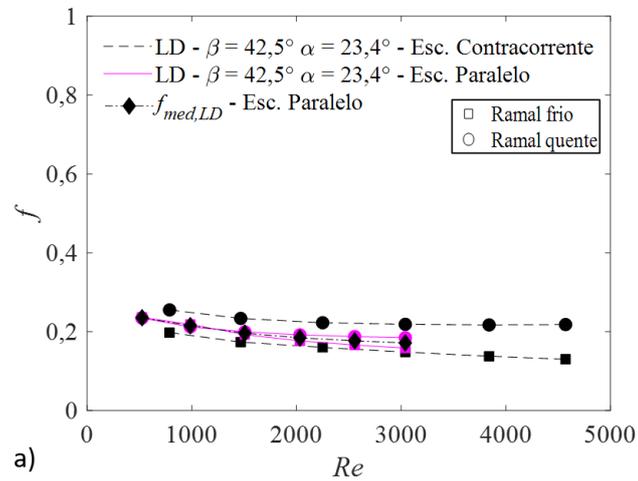
Através da equação do fator de fricção, Eq. (31), foram calculadas as curvas de fricção para as configurações em contracorrente e paralela. Salienta-se que na Eq. (31) a queda de pressão utilizada nos cálculos foi tomada nas agulhas de ambos os ramais.

Na Figura 53a, Figura 53b e Figura 53c têm-se as curvas do fator de fricção para os ramais quente e frio na configuração contracorrente (linhas tracejadas), e para a configuração em paralelo (linha contínua em rosa) para os arranjos *LD*, *MD* e *HD*. Apenas para a configuração em paralelo foi calculado o fator de fricção médio entre os ramais quente e frio (linha traço-ponto). Os resultados para os arranjos *LS*, *MS* e *HS* podem ser visualizados no APÊNDICE A – RESULTADOS. Observa-se uma diferença entre os valores de fator de fricção entre as duas configurações avaliadas e entre os arranjos de placas, uma vez que o fator de fricção é diretamente proporcional a queda de pressão no canal e ao diâmetro hidráulico.

Também é relevante destacar que a literatura apresenta diversas correlações para o fator de fricção. No entanto, não é comum que os autores especifiquem claramente as pressões de entrada dos ramais, e para qual ramal a correlação foi determinada. Esse pode ser um aspecto

importante para explicar a divergência entre as inúmeras correlações apresentadas para o fator de fricção encontrados na literatura.

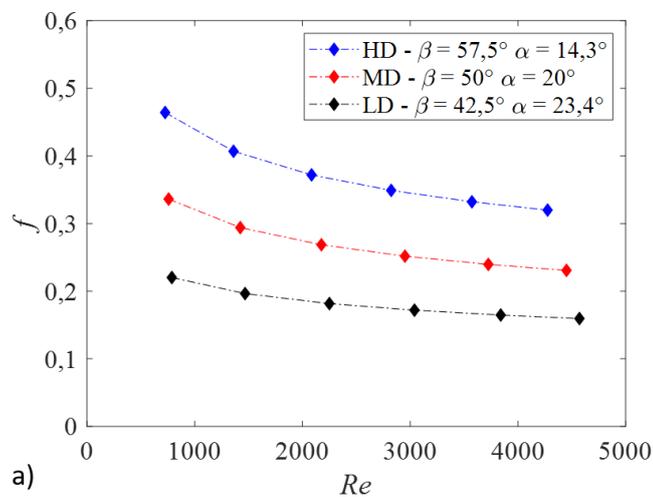
Figura 53 – Fator de fricção de Fanning Contracorrente e Paralelo x Reynolds: a) *LD*, b) *MD*, c) *HD* e d) Fator de fricção de Fanning *LD*, *MD* e *HD* corrigido x Reynolds.

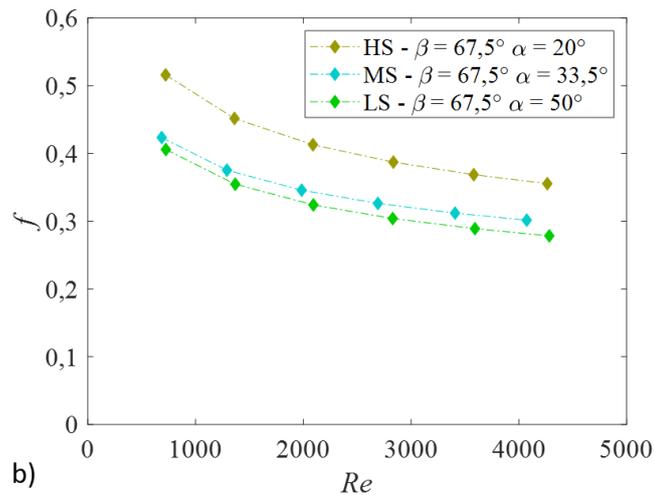


Fonte: Autor (2023).

Na Figura 54, utilizando-se o método de regressão de mínimos quadrados não lineares, foram compiladas as curvas de fator de fricção média da configuração em paralelo. As curvas de fator de fricção escoamento paralelo foram extrapoladas para a faixas de Reynolds utilizadas na configuração contracorrente. A influência do ângulo de corrugação sobre o comportamento hidrodinâmico do GPHE é evidente. Quando o ângulo de corrugação é elevado, isto resulta em maior perturbação do escoamento, impactando a queda de pressão no sistema, e conseqüentemente o fator de fricção. Nota-se que as configurações de canais *LS* e *MS* apresentaram um comportamento hidrodinâmico semelhante. Por outro lado, a configuração de canal *HS* apresentou os maiores valores de fator de fricção entre todas as configurações de canais deste arranjo. Outro ponto interessante está relacionado ao ângulo de desvio para um mesmo ângulo de *Chevron*, percebe-se que quanto menor esse ângulo maior o fator de fricção. Na literatura não foram encontradas correlações para estes arranjos do tipo “S”.

Figura 54 – Fator de fricção médio para a configuração em paralelo x Reynolds: a) *LD*, *MD* e *HD*; b) *LS*, *MS* e *HS*





Fonte: Autor (2023).

Na Tabela 14 são apresentadas as correlações de fator de fricção na condição de arranjo paralelo para as configurações *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*.

Tabela 14 – Correlações de fator de fricção para as configurações de canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS* em arranjo paralelo.

| Configuração | Correlação               | Condição   |
|--------------|--------------------------|--|
| <i>LD</i>    | $f = 0,7484Re^{-0,1835}$ | $500 \leq Re \leq 4450$ , $\bar{\beta} = 42,5^\circ$ , $\bar{\alpha} = 23,4^\circ$ |
| <i>MD</i>    | $f = 1,3770Re^{-0,2127}$ | $500 \leq Re \leq 4450$ , $\bar{\beta} = 50,0^\circ$ , $\bar{\alpha} = 20^\circ$   |
| <i>HD</i>    | $f = 1,8510Re^{-0,2100}$ | $500 \leq Re \leq 4450$ , $\bar{\beta} = 57,5^\circ$ , $\bar{\alpha} = 14,3^\circ$ |
| <i>LS</i>    | $f = 1,6417Re^{-0,2122}$ | $500 \leq Re \leq 4450$ , $\bar{\beta} = 67,5^\circ$ , $\bar{\alpha} = 50^\circ$   |
| <i>MS</i>    | $f = 1,4704Re^{-0,1906}$ | $500 \leq Re \leq 4450$ , $\bar{\beta} = 67,5^\circ$ , $\bar{\alpha} = 33,5^\circ$ |
| <i>HS</i>    | $f = 2,0544Re^{-0,2099}$ | $500 \leq Re \leq 4450$ , $\bar{\beta} = 67,5^\circ$ , $\bar{\alpha} = 20^\circ$   |

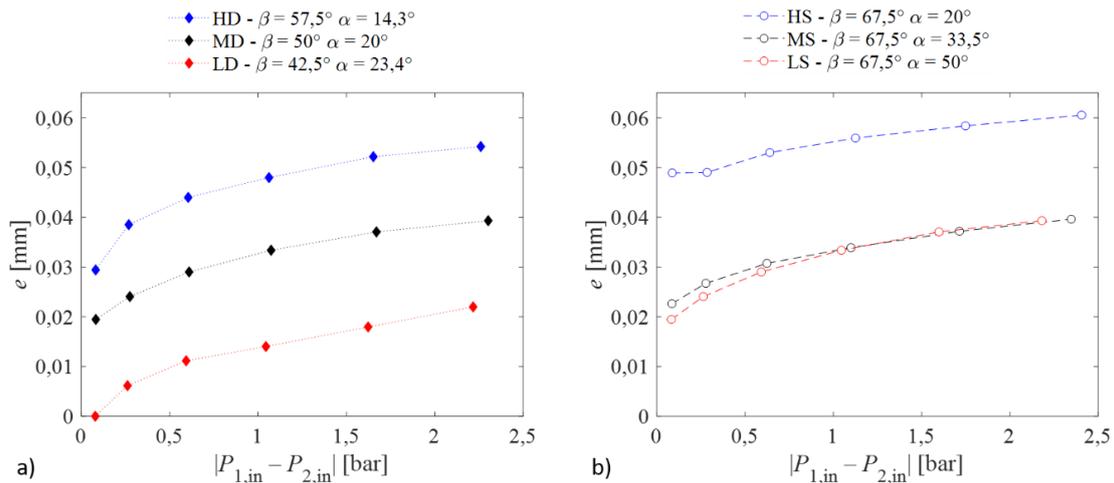
Fonte: Autor (2023).

#### 4.1.3.2 Modelo de correção do fator de fricção

Na Figura 55a é apresentado o deslocamento médio do canal ( $\bar{e}$ ) em função da variação da pressão de entrada dos ramais nos canais *LD*, *MD* e *HD*, e na Figura 55b é apresentado para os canais *LS*, *MS* e *HS*. É possível observar que mesmo para uma pequena diferença de pressão entre os ramais, o deslocamento médio do canal apresenta uma significativa variação, especialmente na faixa de diferença de pressão de 0 a 0,5 bar. A curva de deslocamento médio

do canal possui uma tendência de estabilização à medida que diferença de pressão de entrada aumenta. Devido às limitações da configuração de testes não foi possível aumentar este valor além de 2,5 bar.

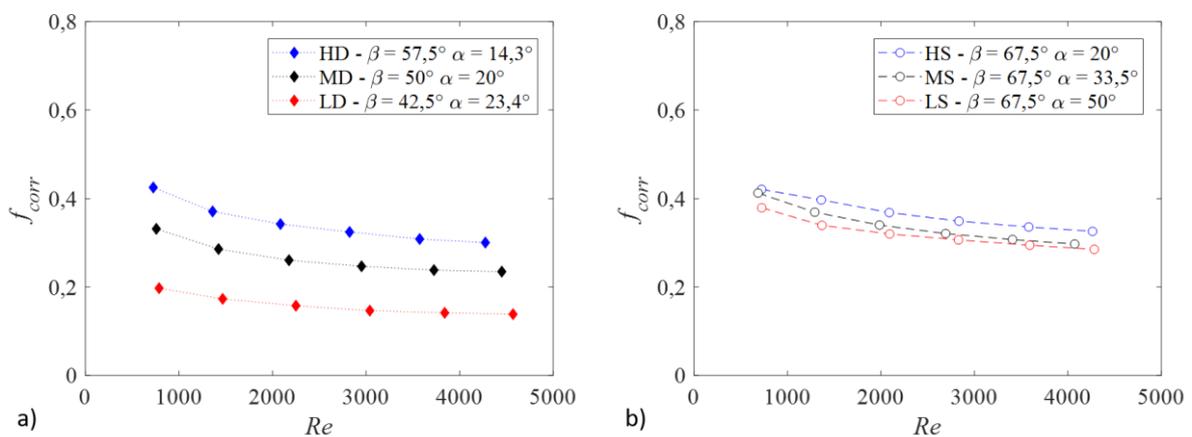
Figura 55 – Deslocamento médio do canal em função da diferença de pressão entre ramais em um arranjo contracorrente.



Fonte: Autor (2023).

Na Figura 56, são apresentados os resultados dos fatores de fricção calculados através do emprego do fator de deslocamento médio do canal ( $\bar{e}$ ) para os canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*.

Figura 56 – Fator de fricção corrigido analiticamente em função do número de Reynolds.



Fonte: Autor (2023).

As curvas do fator de fricção corrigido foram determinadas por meio do método de regressão de mínimos quadrados não lineares. As correlações do fator de fricção de Fanning corrigidas são apresentadas na Tabela 37 no APÊNDICE A – RESULTADOS.

#### 4.1.3.3 Comparação entre os fatores de fricção propostos

Uma proposição para estimar o fator de fricção corrigido para a configuração contracorrente é proposta e seus resultados são apresentados a seguir. De maneira simples, calcula-se o fator de fricção médio entre os ramais estrangulado e expandido. A média do fator de fricção para a configuração contracorrente pode ser determinada a partir de:

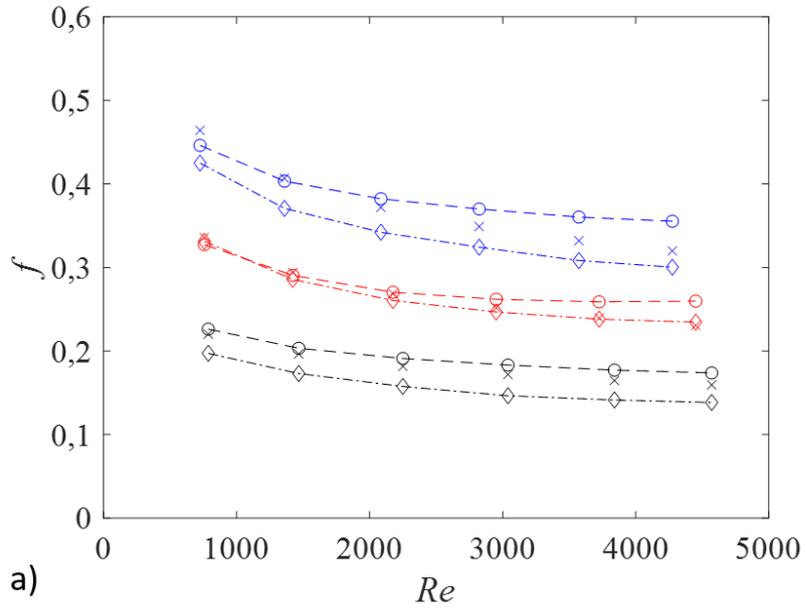
$$f_{med,i,cc} = \frac{f_{exp} + f_{est}}{2} \quad (43)$$

Na Figura 57 é apresentada a comparação entre as curvas do fator de fricção médio para o escoamento paralelo, contracorrente e com o fator de correção (deslocamento médio do canal ( $\bar{e}$ )), em função do número de Reynolds. Inicialmente, comparando apenas o fator de fricção médio do escoamento paralelo (mesma pressão de entrada) ao do contracorrente, percebe-se que os valores são próximos para o arranjo *LD*, *MD*, *LS*, *MS*. Para o arranjo *HD* e *HS*, a partir do número de Reynolds 2000, os valores de fator de fricção são superiores para a configuração contracorrente. Esses fatores indicam que a perturbação do escoamento ao longo ou na entrada e saída da região de distribuição são mais significativos para arranjos com placas do tipo “*H*”. Para esse arranjo, a diferença entre as pressões de entrada causará maiores incertezas na determinação da queda de pressão.

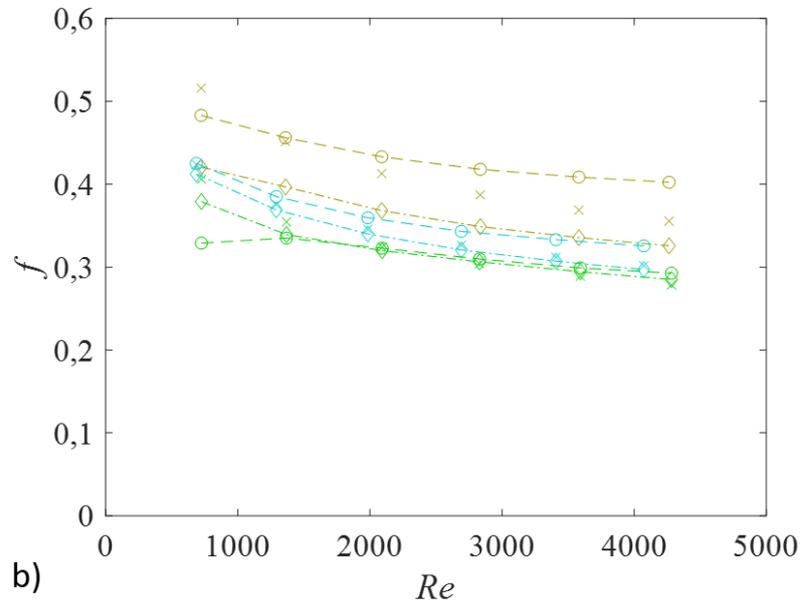
Com relação ao fator de fricção calculado através o emprego do deslocamento do canal houve uma subestimação para todos os casos. Os valores ficam mais discrepantes para os arranjos *HD* e *HS*.

Figura 57 – Comparação entre o fator de fricção no escoamento paralelo e a média do fator de fricção para o escoamento contracorrente: a) *LD, MD, HD* e b) *LS, MS e HS*.

- ×  $f_{med,HD}$  - Esc. Paralelo    -○-  $f_{med,HD}$  - Esc. Contracorrente    -◇-  $f_{corr,HD}$
- ×  $f_{med,MD}$  - Esc. Paralelo    -○-  $f_{med,MD}$  - Esc. Contracorrente    -◇-  $f_{corr,MD}$
- ×  $f_{med,LD}$  - Esc. Paralelo    -○-  $f_{med,LD}$  - Esc. Contracorrente    -◇-  $f_{corr,LD}$



- ×  $f_{med,HS}$  - Esc. Paralelo    -○-  $f_{med,HS}$  - Esc. Contracorrente    -◇-  $f_{corr,HS}$
- ×  $f_{med,MS}$  - Esc. Paralelo    -○-  $f_{med,MS}$  - Esc. Contracorrente    -◇-  $f_{corr,MS}$
- ×  $f_{med,LS}$  - Esc. Paralelo    -○-  $f_{med,LS}$  - Esc. Contracorrente    -◇-  $f_{corr,LS}$



Fonte: Autor (2023).

Na Tabela 15 são apresentados os erros relativos percentuais do modelo de fator de fricção corrigido, Eq. (41), e do fator de fricção médio no arranjo contracorrente, Eq. (43), em relação ao fator de fricção em paralelo para os canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*. É possível constatar que o emprego da média do fator de fricção entre os ramais quente e frio (expandido e estrangulado) apresentaram as menores incertezas em relação aos valores obtidos pelo escoamento em paralelo. Com relação ao fator de fricção corrigido, o erro relativo médio percentual mínimo foi de 1,84% e o máximo de 14,94%. É notável que o erro relativo percentual em relação ao fator de fricção obtido no arranjo paralelo - que não apresenta deformação nos canais - foi menor do que 15% para todos os casos analisados.

Tabela 15 – Erro relativo percentual do modelo de fator de fricção corrigido e do fator de fricção médio no arranjo contracorrente em relação ao fator de fricção em paralelo: canais *LD*, *MD*, *HD* e *LS*, *MS* e *HS*.

| Configuração de canal | Vazão mássica água | Erro relativo percentual (%) |       |       |       |       |       | erro médio |
|-----------------------|--------------------|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|------------|
|                       |                    | 2,10                         | 3,95  | 6,06  | 8,18  | 10,30 | 12,20 |            |
| <b><i>LD</i></b>      | $f_{corr}$         | 11,67                        | 13,55 | 15,28 | 17,35 | 16,51 | 15,25 | 14,94      |
|                       | $f_{med,i,cc}$     | 2,65                         | 3,38  | 4,95  | 6,18  | 7,03  | 8,23  | 5,40       |
| <b><i>MD</i></b>      | $f_{corr}$         | 1,41                         | 2,90  | 3,12  | 2,03  | 0,62  | 1,67  | 1,96       |
|                       | $f_{med,i,cc}$     | 2,68                         | 1,17  | 0,65  | 3,89  | 7,46  | 11,18 | 4,51       |
| <b><i>HD</i></b>      | $f_{corr}$         | 9,22                         | 9,74  | 8,68  | 7,61  | 7,74  | 6,50  | 8,25       |
|                       | $f_{med,i,cc}$     | 4,03                         | 0,84  | 2,71  | 5,67  | 7,81  | 10,00 | 5,18       |
| <b><i>LS</i></b>      | $f_{corr}$         | 43,99                        | 13,00 | 8,08  | 7,96  | 8,34  | 7,47  | 14,80      |
|                       | $f_{med,i,cc}$     | 23,37                        | 5,87  | 0,41  | 1,86  | 3,35  | 4,88  | 6,62       |
| <b><i>MS</i></b>      | $f_{corr}$         | 2,71                         | 1,71  | 1,73  | 1,75  | 1,59  | 1,54  | 1,84       |
|                       | $f_{med,i,cc}$     | 6,27                         | 5,39  | 5,19  | 5,52  | 6,39  | 7,04  | 5,97       |
| <b><i>HS</i></b>      | $f_{corr}$         | 22,69                        | 13,83 | 12,16 | 11,01 | 9,87  | 9,14  | 13,12      |
|                       | $f_{med,i,cc}$     | 6,79                         | 0,97  | 4,67  | 7,36  | 9,76  | 11,66 | 6,87       |

Fonte: Autor (2023).

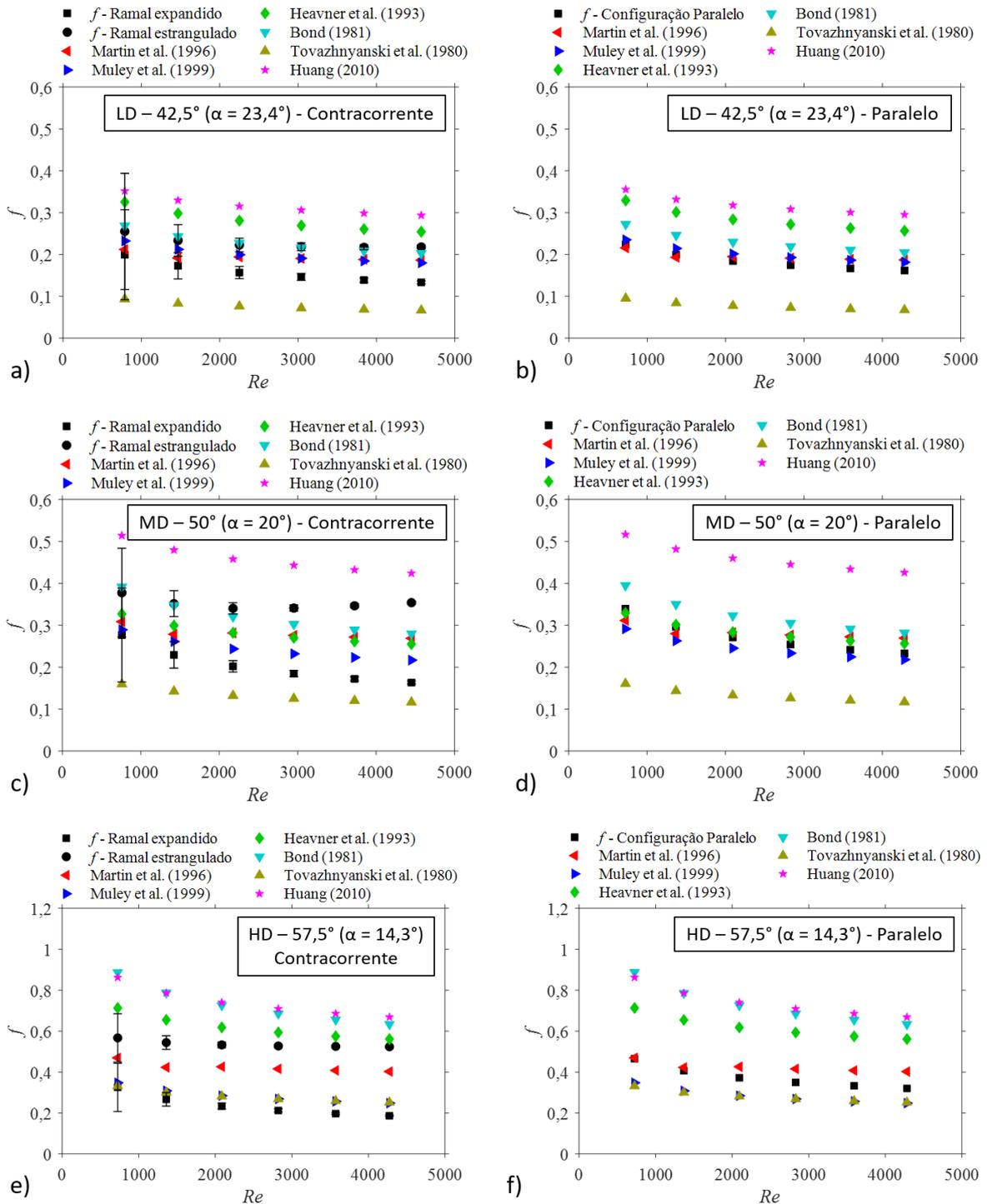
#### 4.1.4 Comparação de correlações entre fatores de fricção da literatura e experimentais

Na Figura 58, é apresentada uma comparação entre as correlações de fator de fricção das configurações de canais *LD*, *MD* e *HD* obtidos de dados experimentais e as principais correlações de fator de fricção disponíveis na literatura. As correlações utilizadas foram apresentadas na seção 2.2.3.2.

Nas Figura 58a, Figura 58c e Figura 58e são ilustradas as curvas do fator de fricção para o escoamento contracorrente (condição de haver deformação elásticas nas placas). Enquanto que, nas Figura 58b, Figura 58d e Figura 58e são apresentados valores referentes ao arranjo paralelo (condição de não haver deformação nas placas). Nota-se, de maneira geral, que as correlações que mais se aproximaram aos dados experimentais para o escoamento em paralelo foram as correlações de Martin (1996) e Muley et al. (1999) para as configurações de canais *LD*, *MD* e *HD*. Apesar das correlações de Martin (1996) e Muley et al. (1999) serem propostas para placas do tipo *Chevron*, verificou-se que é possível utilizá-las para as configurações de canais de placas do tipo de quatro quadrantes.

Também é interessante notar que na configuração em contracorrente as correlações de Heavner et al. (1993), Bond (1981) e Huang (2010) nas configurações de canais *LD*, *MD* e *HD*, estão mais próximas da curva do fator de fricção gerada no ramal estrangulado. Enquanto que a correlação de Tovazhnyansky et al. (1980) se aproxima mais dos dados experimentais obtidos para o ramal expandido. Dessa maneira, há uma grande possibilidade de Heavner et al. (1993), Bond (1981) e Huang (2010) terem gerado suas curvas de fator de fricção a partir de canais estrangulados. Por outro lado, Tovazhnyansky et al. (1980), provavelmente, criaram sua curva do fator de fricção a partir de canais expandidos.

Figura 58 – Comparação entre correlações da literatura e as desenvolvidas neste trabalho: a) *LD* – contracorrente, b) *LD* – paralelo, c) *MD* – contracorrente, d) *MD* – paralelo, e) *HD* – contracorrente e f) *HD* – paralelo.

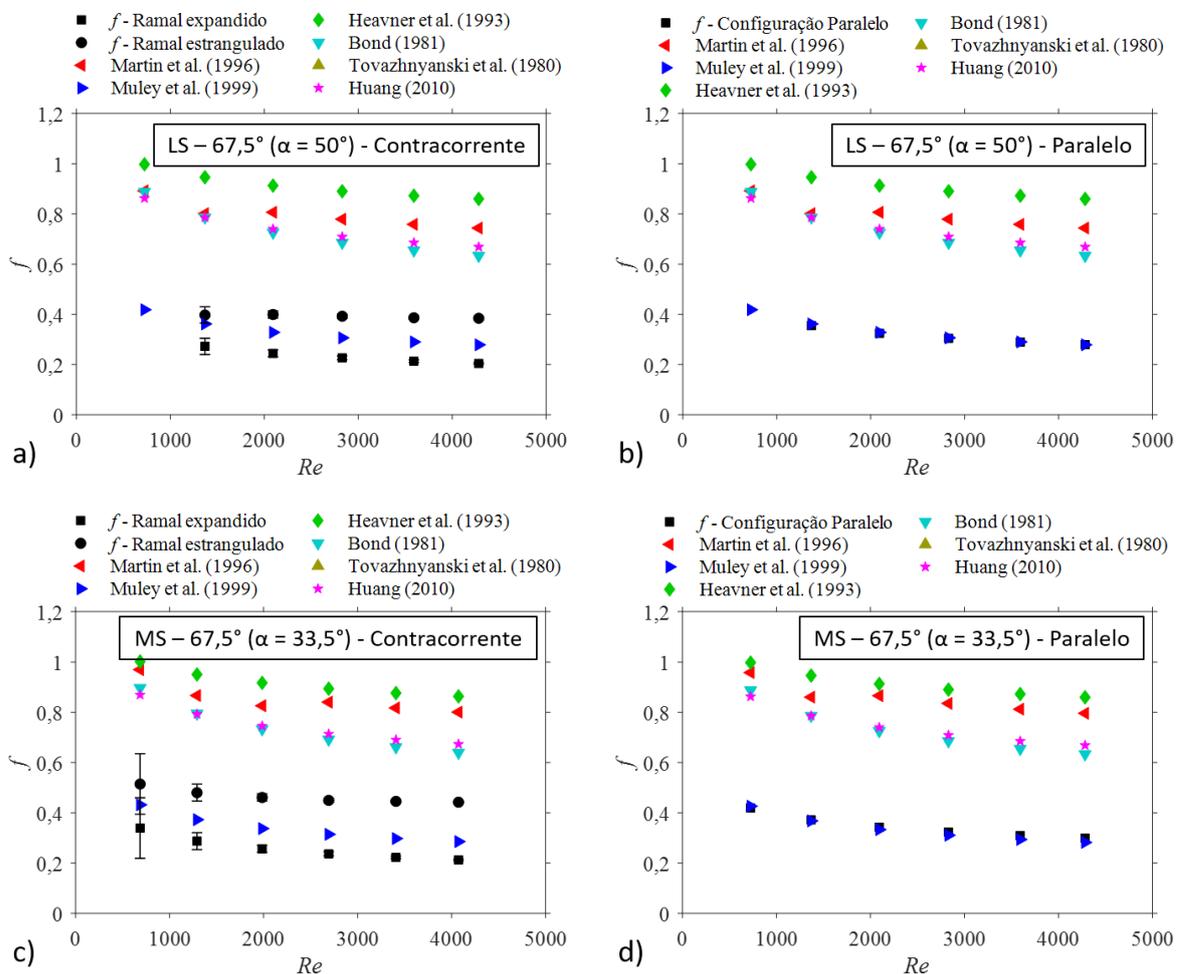


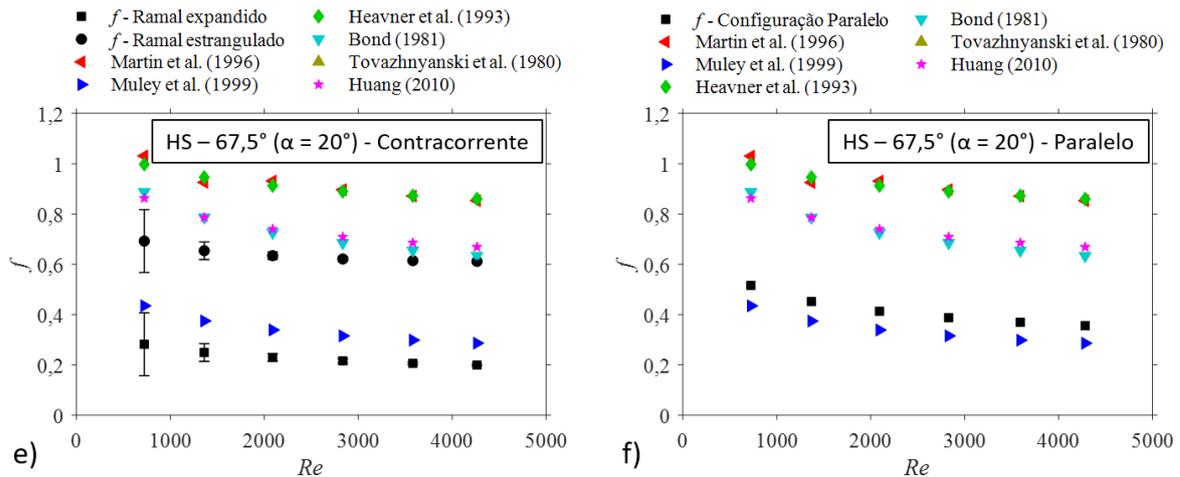
Fonte: Autor (2023).

Na Figura 59 a mesma comparação realizada acima é conduzida, agora para as configurações *LS*, *MS* e *HS*. É possível observar que as correlações propostas por Heavner et

al. (1993), Bond (1981) e Martin (1996) e Huang (2010) superestimaram os valores dos dados experimentais para as configurações de canais *LS*, *MS* e *HS*. A correlação proposta por Tovazhnyansky et al. (1980) divergiu para os canais *LS*, *MS* e *HS*, apresentando um fator de fricção na ordem de grandeza maior que 1,2, portanto, não sendo apresentado nas figuras abaixo. A correlação proposta por Muley et al. (1999) foi a correlação que mais se aproximou dos resultados experimentais obtidos.

Figura 59 – Comparação entre correlações da literatura e as desenvolvidas neste trabalho: a) *LS* – contracorrente, b) *LS* – paralelo, c) *MS* – contracorrente, d) *MS* – paralelo, e) *HS* – contracorrente e f) *HS* – paralelo.





Fonte: Autor (2023).

Como observado das figuras acima, as correlações presentes na literatura para placas do tipo *Chevron* não preveem de maneira adequada o comportamento hidrodinâmico para as configurações de canais *LS*, *MS* e *HS*. Além disso, o desvio entre as correlações propostas na literatura e os resultados experimentais pode estar relacionado ao ângulo de desvio entre os pontos de contato ( $\alpha$ ), uma vez que essa variável não é considerada nas correlações propostas.

## 4.2 DISTRIBUIÇÃO DE VAZÕES

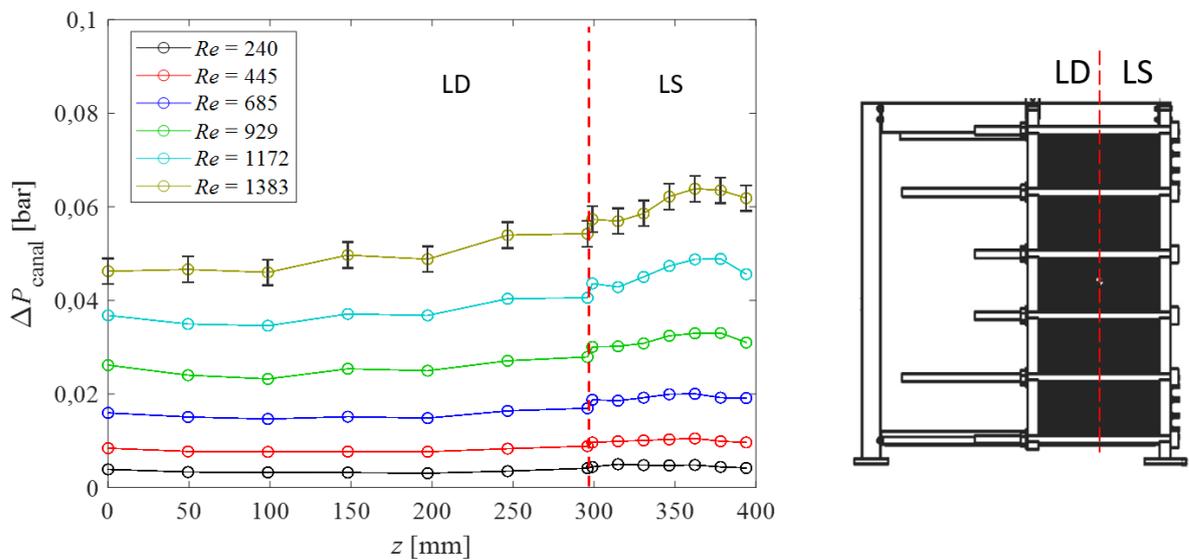
Nesta seção será avaliada a influência da má distribuição no conjunto de placas de um trocador de calor composto por 101 placas, sendo um ramal com configuração de canal *LS* e o outro ramal misto com canais *LS* e *LD*. Serão analisadas as configurações em contracorrente e paralelo e, conseqüentemente, a influência da diferença de pressão de entrada entre canais adjacentes na distribuição de vazão mássica ao longo dos canais do GPHE. Os dados experimentais serão comparados aos resultados obtidos pelo modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984), apresentado na seção 2.3.1. Serão utilizadas as correlações de fator de fricção geradas anteriormente, ver Tabela 14, para o arranjo em paralelo.

### 4.2.1 Configuração Contracorrente

Com o propósito de determinar a vazão mássica para cada canal, duas hastes foram inseridas através dos bocais do trocador e deslocadas ao longo do bocal de distribuição, conforme descrito na seção 3.4.1. Foram realizadas medições de queda de pressão em 14 pontos ao longo do GPHE, e para cada ponto, as vazões foram calculadas através da Eq. (31).

Na Figura 60 é apresentada a distribuição da queda de pressão ao longo dos canais em função do comprimento do bocal de distribuição. O ponto onde  $z = 0 \text{ mm}$  representa o local onde a haste está próxima ao final do bocal de distribuição do GPHE, e  $z = 393 \text{ mm}$ , a entrada do GPHE. Nota-se que a maior queda de pressão nos canais ocorre na configuração *LS*, uma vez que a configuração *LS* apresenta canais com maior restrição ao escoamento que a configuração *LD*, impactando diretamente na queda de pressão.

Figura 60 – Queda de pressão dos canais em função da posição (Ramal expandido).



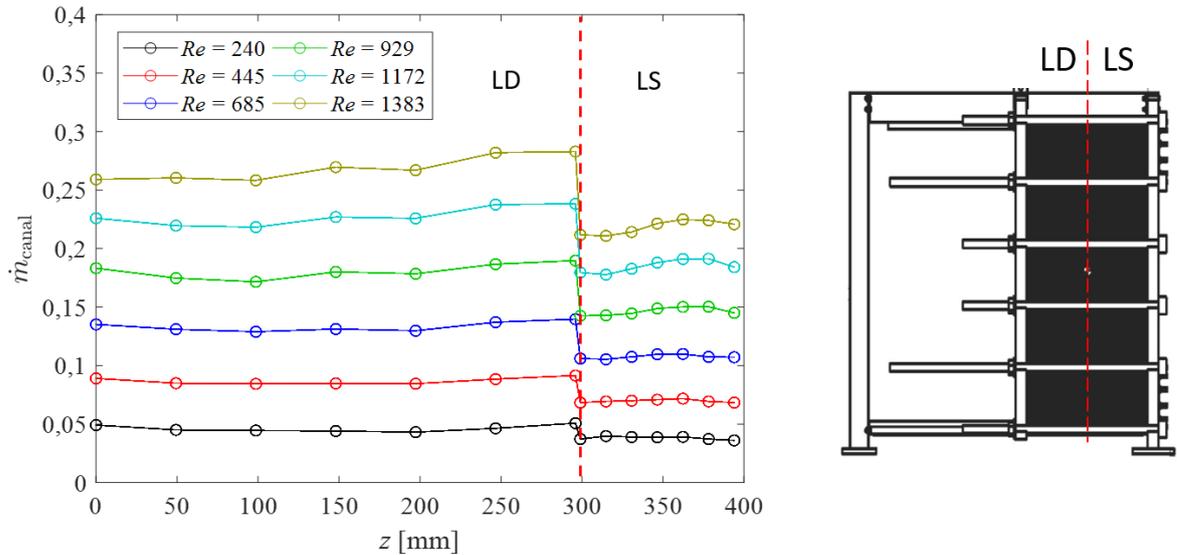
Fonte: Autor (2023).

Na Figura 60 para um número de Reynolds de 1383 foi apresentada a barra de incerteza de medição do sensor de pressão diferencial. A incerteza de medição é calculada a partir da leitura do fundo de escala do sensor, neste caso, para um sensor de pressão diferencial de 50 psi (3,44 bar), a incerteza foi de  $\pm 0,0027$  bar.

Na região dos canais *LD*, para baixos valores de Reynolds, a queda de pressão se manteve constante. Para valores de Reynolds acima de 929, é possível verificar uma pequena variação na queda de pressão na região de canais *LS*.

Com os valores da queda de pressão é possível determinar a vazão mássica para cada canal a partir da Eq. (31). Para isso foi utilizado o fator de fricção em arranjo paralelo definido experimentalmente através do método de regressão não linear, ver Tabela 14. Na Figura 61 é apresentada a vazão mássica do canal em função da posição do GPHE.

Figura 61 – Vazão mássica em função da posição (Ramal expandido).

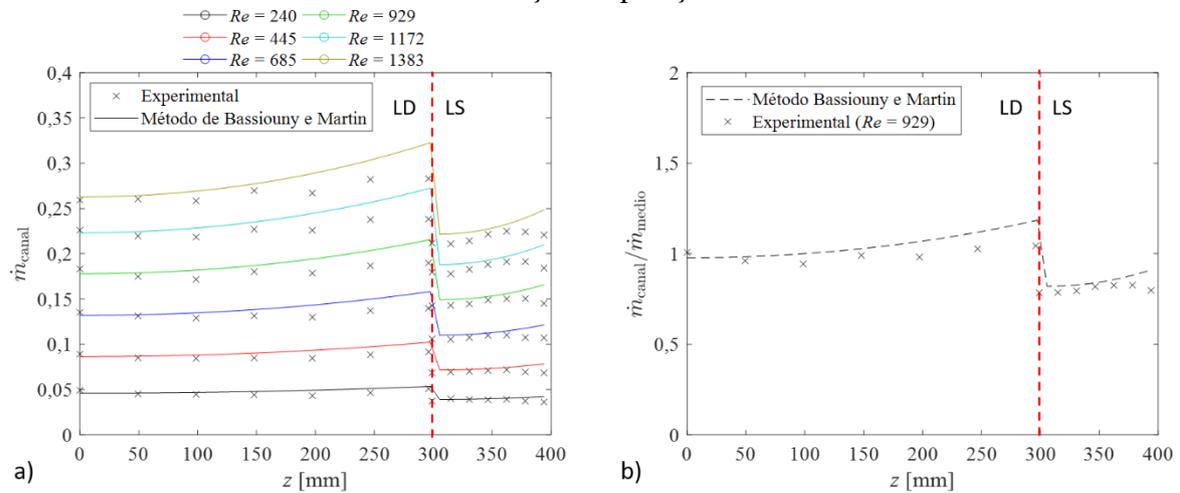


Fonte: Autor (2002).

Em um primeiro momento, pode-se observar na Figura 61 dois patamares de vazão mássica. Isso se deve à configuração dos canais que influencia o padrão de escoamento. Nota-se que, nos canais *LS*, a corrugação dos canais impõe maior dificuldade para o fluido escoar através do canal, causando vazões mássicas inferiores. Por outro lado, nos canais *LD* o fluido tende a escoar com maior facilidade, resultando em uma maior vazão mássica no canal.

A vazão mássica calculada através de grandezas experimentais foi comparada aos resultados do modelo analítico desenvolvido por Bassiouny e Martin (1984), apresentado na seção 2.3.1. É importante salientar, que a vazão mássica de Bassiouny é calculado por meio de uma equação que atribui uma expressão analítica para a velocidade do canal, sendo necessário o fator de fricção como dado de entrada, e nesse caso foi utilizado o fator de fricção obtido na seção 4.1.3.1. Pode-se observar na Figura 62a que os resultados da vazão mássica calculada apresentaram uma boa concordância com os resultados obtidos pelo modelo analítico para uma faixa de Reynolds entre 240 e 685. Para os valores de Reynolds de 929 a 1383, o modelo analítico apresentou uma pequena divergência em relação à vazão mássica calculada em ambas as regiões *LD* e *LS*.

Figura 62 a) Comparação da vazão mássica calculada (Ramal expandido) com os resultados do modelo analítico de Bassiouny e Martin (1984) e b) Vazão mássica adimensionalizada em função da posição.

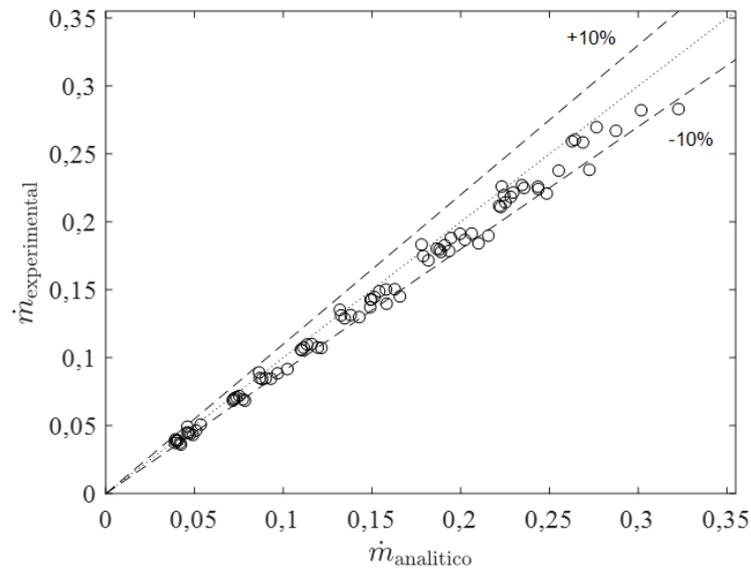


Fonte: Autor (2023).

Na Figura 62b é apresentada a distribuição da vazão mássica adimensionalizada ao longo do bocal de distribuição do GPHE para um valor de Reynolds do canal igual a 929. O valor 1 indica que a vazão mássica do canal é igual à vazão mássica média distribuída pelos canais. Valores superiores a 1 indicam que a vazão mássica no respectivo canal é superior a vazão mássica média, e por outro lado, valores inferiores a 1 indicam que o canal recebe uma vazão mássica inferior à vazão mássica média. Já na configuração de canal *LS*, os valores da vazão mássica adimensionalizada foram inferiores a 1, com uma má distribuição mais acentuada no segmento. Conjectura-se que os desvios dos últimos pontos provavelmente ocorreram devido ao efeito da contração súbita na região de entrada do coletor gerando vórtices e instabilidade na coleta da queda de pressão.

Na Figura 63 os valores de vazão mássica calculados com o emprego dos dados experimentais são comparados aos valores de vazão mássica calculada através do modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984). Nota-se que uma parcela elevada dos pontos ficou dentro do limite da faixa de incerteza de  $\pm 10$ . Esta pequena divergência nos resultados analíticos em relação aos dados experimentais pode estar associada ao efeito da deformação elástica das placas.

Figura 63 – Comparação entre vazão mássica experimental (Ramal expandido) em relação aos resultados do modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984).



Fonte: Autor (2023).

Na configuração de escoamento contracorrente a diferença de pressão de entrada entre canais adjacentes é significativamente diferente. Na Tabela 16 é apresentada a diferença das pressões de entrada entre ramais nos testes realizados.

Tabela 16 – Diferença de pressão de entrada entre ramais no teste de má distribuição para um conjunto de 101 placas.

| Ramal        | Variáveis                     | Vazão mássica água (kg/s) |              |              |              |              |              |
|--------------|-------------------------------|---------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|              |                               | 2,32                      | 4,37         | 6,71         | 9,09         | 11,45        | 13,51        |
| <b>LS</b>    | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,128                     | 1,249        | 1,469        | 1,780        | 2,176        | 2,592        |
| <b>LS/LD</b> | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,133                     | 1,448        | 2,010        | 2,781        | 3,756        | 4,792        |
|              | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | <b>0,005</b>              | <b>0,199</b> | <b>0,541</b> | <b>1,001</b> | <b>1,580</b> | <b>2,200</b> |

Fonte: Autor (2023).

Os valores em vermelho representam a diferença da pressão de entrada entre ramais. É possível observar que para vazões mássicas elevadas, a diferença da pressão de entrada entre ramais atinge 2,20 bar. Como visto na seção 4.2, provou-se que a diferença da pressão de entrada entre os ramais tem influência no desempenho hidrodinâmico. A seguir, será investigada sua influência no fenômeno da má distribuição.

#### 4.2.2 Configuração Paralela

Com o objetivo de assegurar uma pressão de entrada similar entre ramais o arranjo de escoamento em paralelo foi utilizado novamente, conforme ilustrado na Figura 34c.

Na Tabela 17 são apresentadas as pressões de entrada para ambos os ramais e a diferença da pressão de entrada entre os ramais. Primeiramente, são apresentados os dados de pressão quando as hastes estavam posicionadas no ramal *LS*. Posteriormente, são apresentados os dados de pressão quando as hastes foram posicionadas no ramal misto (*LS/LD*). Os números em vermelho, representam a diferença de pressão de entrada entre ramais.

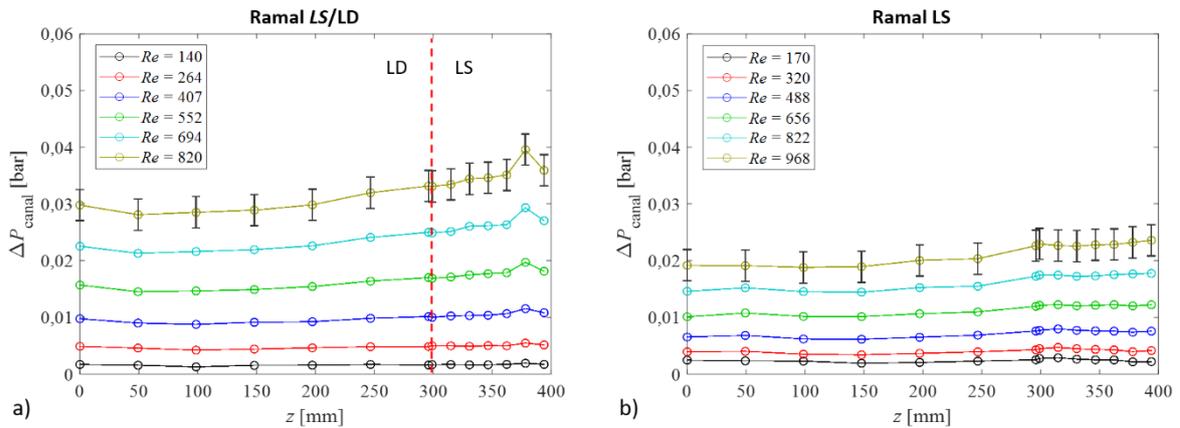
Tabela 17 – Diferença da pressão de entrada entre ramais na configuração de escoamento em paralelo para o teste de má distribuição.

| Ramal          | Variáveis                     | Vazão mássica água (kg/s) |       |       |       |       |       |
|----------------|-------------------------------|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                |                               | 1,51                      | 2,83  | 4,32  | 5,80  | 7,26  | 8,55  |
| <i>LS</i>      | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,086                     | 1,286 | 1,641 | 2,132 | 2,750 | 3,400 |
|                | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,091                     | 1,289 | 1,644 | 2,135 | 2,753 | 3,409 |
|                | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,005                     | 0,004 | 0,003 | 0,004 | 0,004 | 0,009 |
| <i>LS / LD</i> | $P_{1,ent}$ (bar)             | 1,085                     | 1,281 | 1,635 | 2,123 | 2,740 | 3,395 |
|                | $P_{2,ent}$ (bar)             | 1,085                     | 1,284 | 1,638 | 2,127 | 2,745 | 3,397 |
|                | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,000                     | 0,002 | 0,003 | 0,004 | 0,004 | 0,002 |

Fonte: Autor (2023).

Na Figura 64 os dados da queda de pressão em função da posição tanto para o ramal misto (*LS/LD*) como para o ramal *LS* são apresentados. É possível notar a diferença da distribuição da queda de pressão no canal em relação aos ramais. Para ambos os ramais, na configuração de escoamento paralelo, ver Figura 64a e Figura 64b, a queda de pressão no canal permaneceu quase que constante ao longo do GPHE, com exceção do ponto 2 no ramal misto, que apresentou um elevado valor da queda de pressão. Esse resultado pode estar associado à instabilidade do escoamento por estar localizado na entrada do GPHE. Também é possível notar que no ramal misto (*LS/LD*) a queda de pressão foi levemente maior em relação a queda de pressão no ramal *LS*.

Figura 64 – Queda de pressão do canal em função da posição: a) Ramal misto *LS/LD* e b) Ramal *LS*.

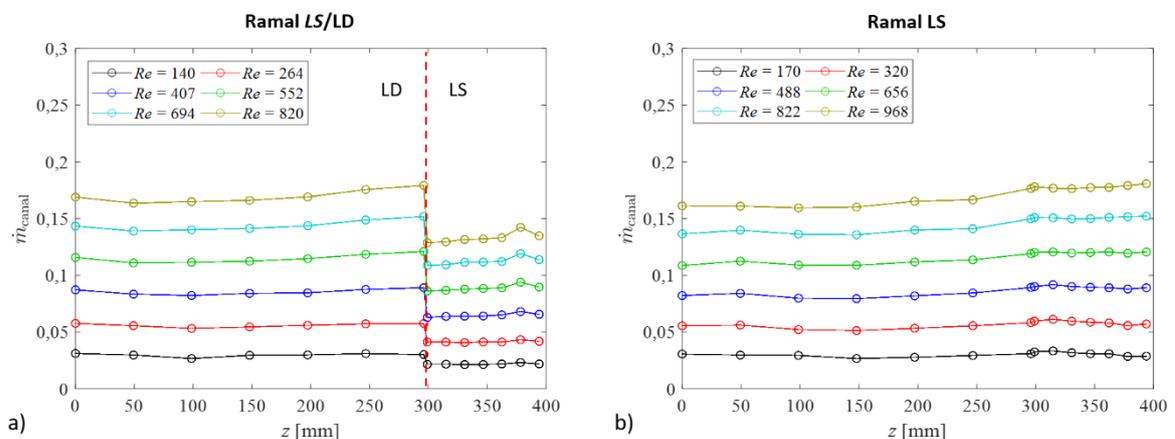


Fonte: Autor (2023).

De acordo com a Figura 64, é possível observar uma diferença dos valores de Reynolds do canal entre o ramal misto (*LS/LD*) e o ramal *LS*. Esta pequena diferença decorre de diferenças em perda de carga em todo o circuito hidráulico em cada ramal e da capacidade de bombeamento por ramal.

Na Figura 65 a vazão mássica calculada na configuração de escoamento paralelo para ambos os ramais é apresentada. Como pode ser visto na Figura 65a, há uma transição abrupta da vazão mássica do canal devido à mudança do arranjo de placas, como observado no escoamento em contracorrente. Já no ramal composto apenas por canais *LS*, a distribuição de vazão entre os canais permaneceu praticamente constante, não apresentando o fenômeno da má distribuição mesmo que para um quantitativo de 101 placas.

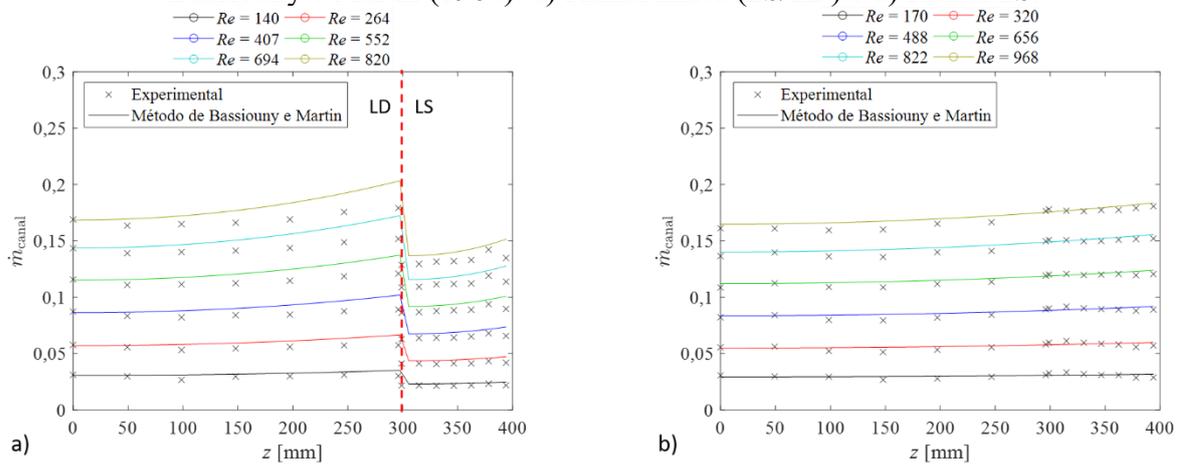
Figura 65 – Vazão mássica calculada em função da posição: a) Ramal misto *LS/LD* e b) Ramal *LS*.



Fonte: Autor (2023).

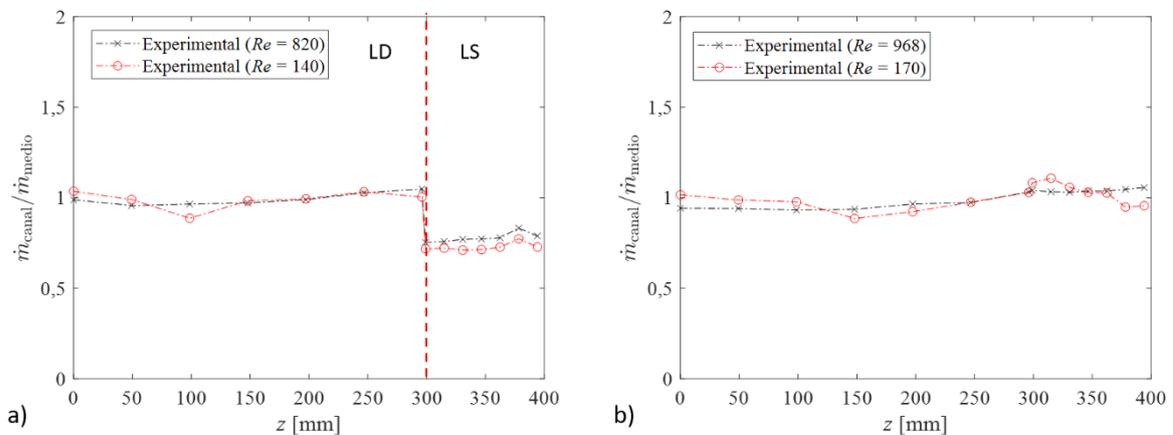
Na Figura 66, a vazão mássica é comparada aos resultados obtidos pelo modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984). Percebe-se que o modelo analítico superestimou os dados da vazão mássica calculada para números de Reynolds mais elevados, em uma faixa de 694 a 820. Entretanto, para valores de Reynolds mais baixo o modelo apresentou um bom comportamento no ramal misto. Para o ramal composto apenas por canais *LS*, os resultados do modelo analítico se adaptaram melhor aos dados de vazão mássica calculados, ver Figura 66b. Além disso, para o ramal com apenas uma configuração de canal, notou-se uma maior uniformidade na distribuição da vazão mássica ao longo dos canais, que também pode ser visto na Figura 67a e Figura 67b.

Figura 66 – Comparação entre a vazão mássica experimental e a vazão mássica obtida por Bassiouny e Martin (1984): a) Ramal misto (*LS/LD*) e b) Ramal *LS*.



Fonte: Autor (2023).

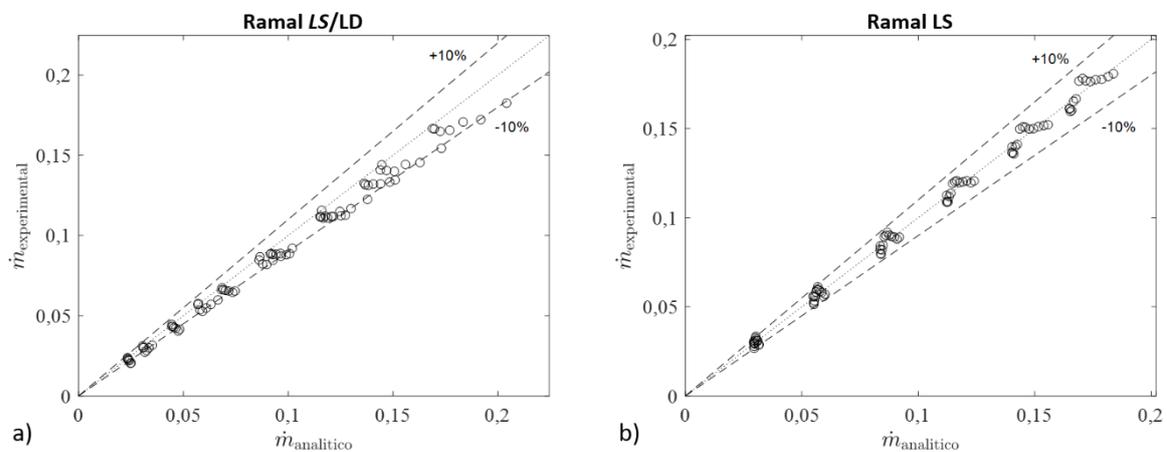
Figura 67 – Vazão mássica adimensionalizada em função da posição: a) Ramal misto (*LS/LD*) e b) Ramal *LS*.



Fonte: Autor (2023).

Na Figura 68, é ilustrada a comparação entre os dados de vazão mássica calculados por meio da Eq. (31) e as vazões obtidas pelo modelo  $m^2$ . Verificou-se que no ramal misto ( $LS/LD$ ), a comparação entre a vazão mássica calculada e a vazão mássica obtida pelo modelo analítico apresentou os dados dentro da faixa de incerteza de  $\pm 10\%$ . O mesmo comportamento foi observado para o ramal de configuração única ( $LS$ ). Esta pequena incerteza entre os pontos experimentais e analíticos já era esperado, uma vez que o modelo analítico não leva em consideração a deformação elástica das placas devido à diferença de pressão entre ramais.

Figura 68 – Comparação entre vazão mássica calculada e vazão mássica analítica: a) Ramal misto ( $LS/LD$ ) e b) Ramal  $LS$ .



Fonte: Autor (2023).

#### 4.2.3 Efeito da deformação elástica das placas na análise da má distribuição

Por fim, uma avaliação do impacto da diferença de pressão de entrada entre ramais sobre a vazão mássica calculada ao longo dos canais do GPHE é realizada. Essa análise tem como objetivo comparar a distribuição da vazão mássica calculada no ramal misto ( $LS/LD$ ) nas seguintes configurações de escoamento: contracorrente e paralelo. Estas configurações impõem ao escoamento diferentes condições de entrada, deformando elasticamente os canais de escoamento.

Devido às diferenças de arranjo experimental para cada configuração de escoamento, vazões mássicas diferentes foram obtidas para cada teste. Portanto, os dados experimentais de ambos os testes apresentaram valores de Reynolds por canais diferentes para as duas configurações de escoamento. Na Tabela 18, os valores da vazão mássica e do número de Reynolds por canal para cada arranjo de escoamento são apresentados. Para se obter uma

análise mais confiável acerca do efeito da deformação elástica das placas, foram selecionados três pontos nos quais os valores de Reynolds do canal eram semelhantes para ambas as configurações (valores em vermelho). Como resultado, constatou-se que para os valores de Reynolds do canal de 240, 445 e 685 (ramal expandido) e Reynolds do canal de 247, 489 e 752 (ramal estrangulado), a diferença da pressão de entrada entre ramais apresentou valores de 0,005, 0,199 e 0,541 bar, respectivamente.

Tabela 18 – Comparação entre valores de Reynolds no arranjo contracorrente e em paralelo na configuração mista (*LS/LD*).

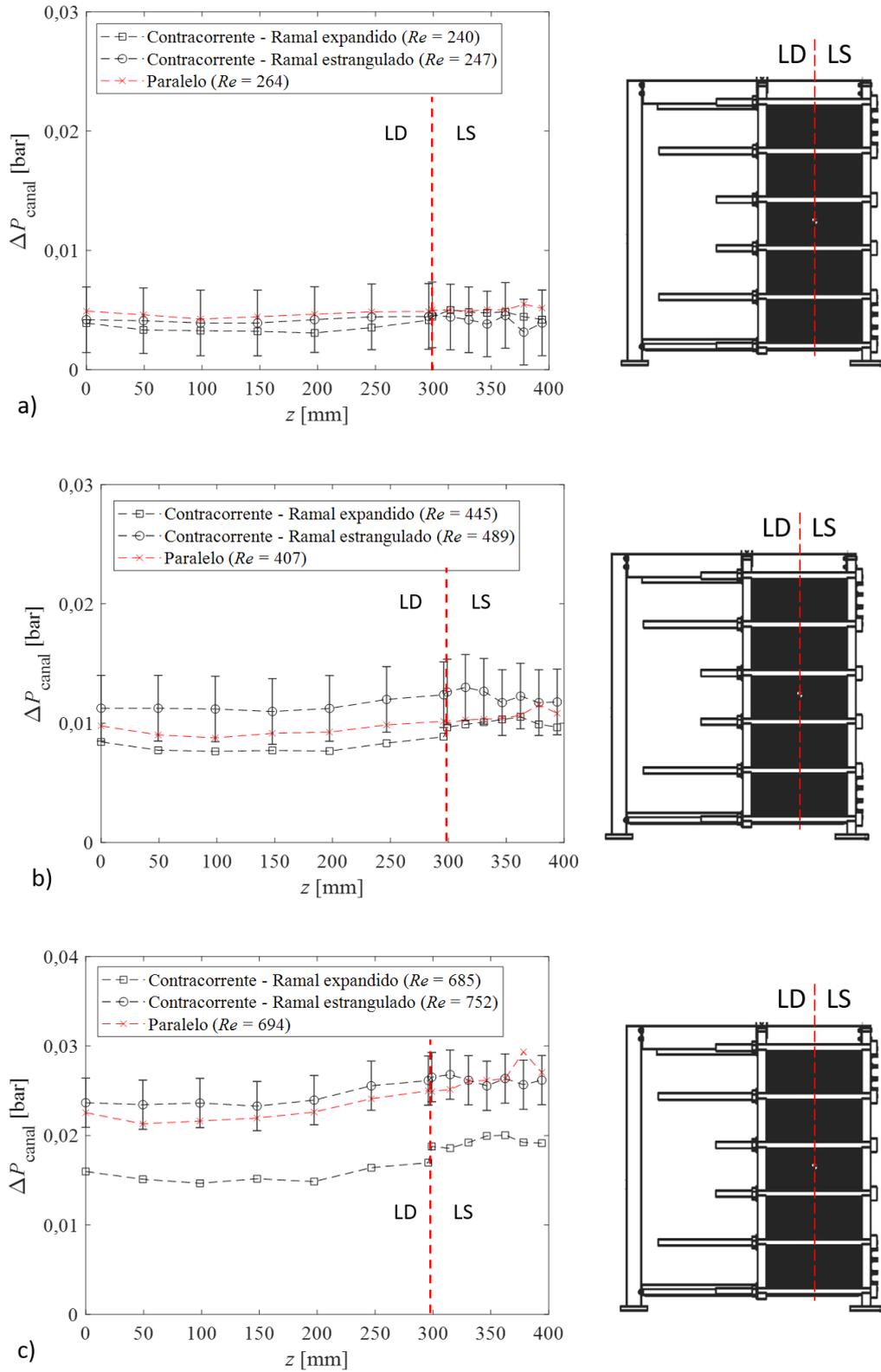
| Configuração de Escoamento | Variáveis                     | Valores |       |       |       |       |       |
|----------------------------|-------------------------------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Contracorrente</b>      | $\dot{m}_{canal,exp}$ (kg/s)  | 2,32    | 4,37  | 6,71  | 9,09  | 11,45 | 13,51 |
|                            | $Re_{canal,exp}$              | 240     | 445   | 685   | 929   | 1172  | 1383  |
|                            | $\dot{m}_{canal,est}$ (kg/s)  | 2,31    | 4,44  | 6,78  | 9,03  | 11,44 | 13,50 |
|                            | $Re_{canal,est}$              | 247     | 489   | 752   | 1014  | 1277  | 1510  |
|                            | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,005   | 0,199 | 0,541 | 1,001 | 1,580 | 2,200 |
| <b>Paralelo</b>            | $\dot{m}_{canal}$ (kg/s)      | 1,51    | 2,83  | 4,32  | 5,80  | 7,26  | 8,55  |
|                            | $Re_{canal}$                  | 140     | 264   | 407   | 552   | 694   | 820   |
|                            | $P_{1,ent} - P_{2,ent}$ (bar) | 0,001   | 0,002 | 0,003 | 0,004 | 0,004 | 0,002 |

Fonte: Autor (2023).

A comparação entre os valores de queda de pressão ao longo dos canais nos arranjos contracorrente, ramal expandido e estrangulado pode ser visto na Figura 69. As curvas para Reynolds do canal de 240 e 445 (247 e 489) são próximas, uma vez que, para baixos valores de Reynolds a diferença da pressão de entrada entre ramais é reduzida. Entretanto, para Reynolds do canal igual a 685 (752), a diferença da pressão de entrada entre ramais é de aproximadamente 0,55 bar. A diferença entre a queda de pressão para os casos mencionados reforça a hipótese de deformação dos canais.

Além disso, é possível notar que na região onde  $z$  varia de 0 a 294 mm que corresponde a canais *LD* no ramal quente e *LS* no ramal frio, houve uma pequena perturbação na queda de pressão. Por outro lado, na região onde  $z$  varia de 294 a 393 mm que corresponde a canais *LS* para ambos os ramais, a queda de pressão está mais perturbada.

Figura 69 – Queda de pressão ao longo dos bocais de distribuição nos arranjos contracorrente e paralelo em função da posição.



Fonte: Autor (2023).

Na Tabela 19 é apresentado o fator de má distribuição ( $m^2$ ) para os arranjos contracorrente, ramal expandido ( $Re = 685$ ) e estrangulado ( $Re = 752$ ), e para o arranjo em paralelo ( $694$ ) na região dos canais  $LS$  ( $P08 - P14$ ) e  $LD$  ( $P01 - P07$ ). Pode-se perceber que a região dos canais  $LD$  apresentou os maiores valores de  $m^2$ , uma vez que, o fator de má distribuição é inversamente proporcional ao fator de fricção, e como visto na seção 4.1.3.1, os canais  $LS$  apresentam um fator de fricção mais elevado que o canal  $LD$ . Além disso, é possível observar um pequeno aumento do fator  $m^2$  na condição de canal estrangulado para ambas as configurações de canais. Entretanto, este pequeno aumento do fator  $m^2$  pode estar associado com a variação do número de Reynolds do canal para cada arranjo de escoamento. No APÊNDICE C – ANÁLISE da má distribuição, é apresentada a comparação entre valores do fator  $m^2$  em arranjo contracorrente arranjo paralelo.

Tabela 19 – Fator  $m^2$  para o arranjo contracorrente (Ramal expandido ( $Re = 685$ ) e Estrangulado ( $Re = 752$ )) e arranjo paralelo ( $Re = 694$ ).

| Valores        |            |            |            |            |            |            |            |
|----------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Posição        | <i>P01</i> | <i>P02</i> | <i>P03</i> | <i>P04</i> | <i>P05</i> | <i>P06</i> | <i>P07</i> |
| $m^2_{par}$    | 0,4726     | 0,4699     | 0,4706     | 0,4713     | 0,4727     | 0,4758     | 0,4775     |
| $m^2_{cc,est}$ | 0,4803     | 0,4798     | 0,4802     | 0,4795     | 0,4809     | 0,4840     | 0,4851     |
| $m^2_{cc,exp}$ | 0,4716     | 0,4690     | 0,4675     | 0,4691     | 0,4681     | 0,4728     | 0,4744     |
| Posição        | <i>P08</i> | <i>P09</i> | <i>P10</i> | <i>P11</i> | <i>P12</i> | <i>P13</i> | <i>P14</i> |
| $m^2_{par}$    | 0,2459     | 0,2462     | 0,2472     | 0,2474     | 0,2476     | 0,2507     | 0,2483     |
| $m^2_{cc,est}$ | 0,2511     | 0,2514     | 0,2507     | 0,2500     | 0,2509     | 0,2501     | 0,2507     |
| $m^2_{cc,exp}$ | 0,2471     | 0,2468     | 0,2478     | 0,2489     | 0,2491     | 0,2478     | 0,2477     |

Fonte: Autor (2023).

Através dos resultados obtidos a diferença relativa percentual foi avaliada, ver Eq. (44). Os valores para cada configuração são apresentados na Tabela 20.

$$Diferença(\%) = \frac{|valor\ aproximado - valor\ Bassiouny|}{valor\ Bassiouny} 100 \quad (44)$$

onde o valor Bassiouny corresponde aos dados na configuração Bassiouny e Martin (1984) e o valor experimental corresponde aos dados do ramal estrangulado e expandido na configuração contracorrente e na configuração em paralelo.

Como pode ser observado na Tabela 20, o arranjo de escoamento em paralelo apresentou os melhores resultados com relação ao modelo analítico de má distribuição proposto por Bassiouny e Martin (1984) para o valor de Reynolds de 694, com uma diferença relativa média de 6,75% na região dos canais mistos (*LS/LD*) e de 6,62% na região de canal *LS*. Já no arranjo de escoamento contracorrente, a diferença relativa ficou acima de 10% para ambas as condições de canal estrangulado e expandido.

Também, verificou-se que, mesmo com a influência da diferença de pressão entre os ramais para esta configuração de trocador de calor, não houve uma divergência significativa dos resultados. O modelo analítico é fortemente dependente do fator de fricção utilizado para o cálculo do fator  $m^2$ . E como foi visto na seção 4.1.3, o fator de fricção do canal *LD* é próximo ao fator de fricção na condição estrangulada e expandida, ver Figura 53a. Este mesmo comportamento também é observado para o canal *LS*, ver Figura 79a.

No APÊNDICE C – ANÁLISE da má distribuição, é apresentada a diferença percentual da vazão mássica calculada para um Reynolds do canal de aproximadamente 267 e 477.

Tabela 20 – Diferença percentual da vazão mássica calculada para um Reynolds do canal de aproximadamente 694.

| Configuração                                   | Erro relativo percentual (%) |            |            |            |            |            |            |                            |                            |
|--|------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|----------------------------|----------------------------|
|  | Posição                      | <i>P01</i> | <i>P02</i> | <i>P03</i> | <i>P04</i> | <i>P05</i> | <i>P06</i> | <i>P07</i>                 | <i>Dif<sub>LS/LD</sub></i> |
| <b>Paralelo</b><br><b>(Sem deformação)</b>     |                              | 0,05       | 3,83       | 4,55       | 6,31       | 8,95       | 9,97       | 13,58                      | 6,75                       |
| <b>Contracorrente</b><br><b>(Estrangulado)</b> |                              | 8,28       | 9,46       | 10,65      | 14,36      | 17,33      | 18,36      | 23,19                      | 14,52                      |
| <b>Contracorrente</b><br><b>(Expandido)</b>    |                              | 6,19       | 10,10      | 13,64      | 14,40      | 20,56      | 19,33      | 23,45                      | 15,38                      |
| Posição  | <i>P08</i>                   | <i>P09</i> | <i>P10</i> | <i>P11</i> | <i>P12</i> | <i>P13</i> | <i>P14</i> | <i>Dif<sub>LS/LS</sub></i> |                            |
| <b>Paralelo (Sem</b><br><b>deformação)</b>     |                              | 6,46       | 5,97       | 4,62       | 5,74       | 7,43       | 3,86       | 12,23                      | 6,62                       |
| <b>Contracorrente</b><br><b>(Estrangulado)</b> |                              | 14,13      | 13,57      | 15,89      | 18,97      | 19,29      | 24,29      | 26,92                      | 19,01                      |

|                                       |      |      |      |      |      |       |       |              |
|---------------------------------------|------|------|------|------|------|-------|-------|--------------|
| <b>Contracorrente<br/>(Expandido)</b> | 9,18 | 9,89 | 8,58 | 7,72 | 9,60 | 15,19 | 19,20 | <b>11,34</b> |
|---------------------------------------|------|------|------|------|------|-------|-------|--------------|

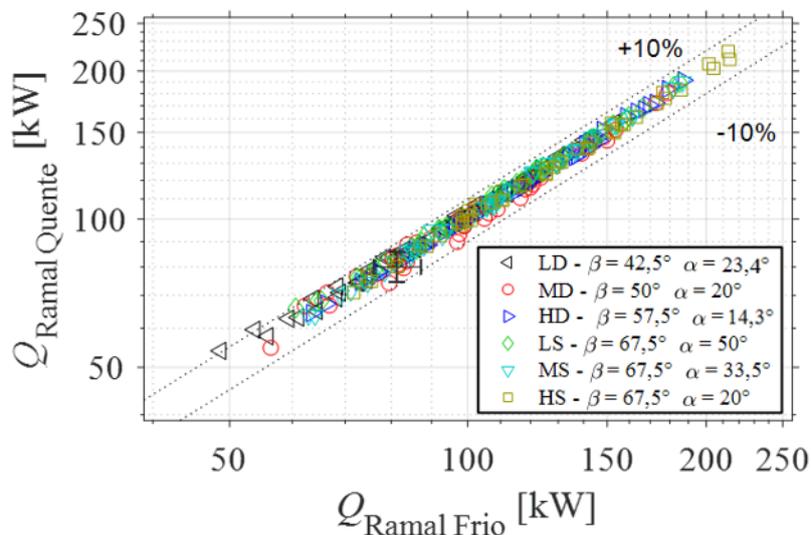
Fonte: Autor (2023).

### 4.3 DESEMPENHO TÉRMICO

#### 4.3.1 Balanço de Energia

As taxas de transferência de calor dos ramais quente e frio são comparadas para as seis configurações de testes realizadas, ver Figura 70. Obtiveram-se valores de taxa de transferência de calor na faixa entre 50 e 220 kW. O desvio padrão máximo da taxa de transferência de calor para os dados experimentais foi de 9,35 kW. Nota-se que a maioria dos pontos coletados experimentalmente estão localizados dentro da faixa de incerteza de +/- 10%.

Figura 70 – Comparação entre as taxas de transferência de calor dos ramais quente e frio.



Fonte: Autor (2023).

#### 4.3.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é função dos coeficientes de transferência de calor por convecção e condução e das resistências associadas a incrustação.

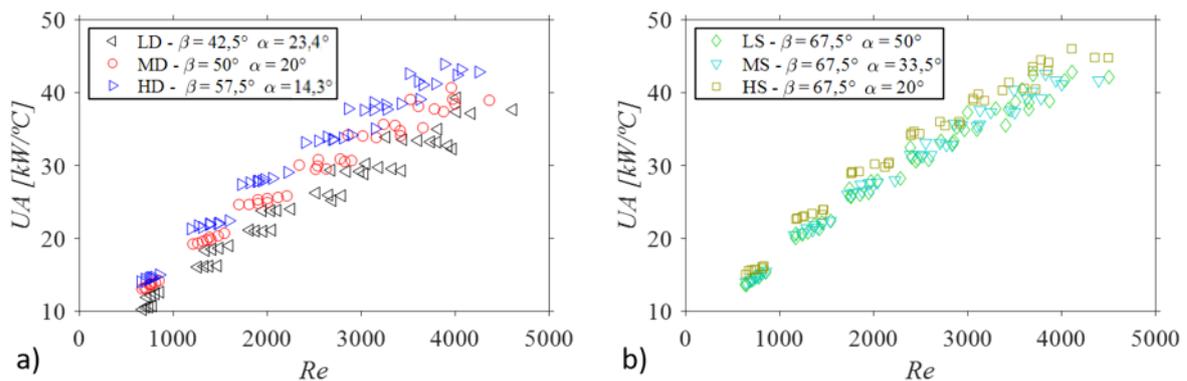
Partindo do pressuposto que o trocador de calor utilizado nos experimentos é novo, pode-se adotar que a resistência referente à incrustação será nula.

Assumindo mesma vazão mássica e a mesma geometria de canal para os ramais quente e frio, tem-se:

$$UA = \frac{1}{\frac{2}{h} + \frac{t}{k_w}} \quad (45)$$

Na Figura 71 o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área efetiva,  $UA$ , em função do número de Reynolds é apresentado. A partir da Figura 71a, é possível observar que o produto  $UA$  aumenta de 13 para 40 kW/°C com o aumento do número de Reynolds de 630 para 4600. Também é possível constatar a influência do ângulo de corrugação do canal ( $\beta$ ) e do ângulo de inclinação dos pontos de contato ( $\alpha$ ) no desempenho térmico do GPHE. Verifica-se que o ângulo  $\beta$  exerce um impacto significativo, sendo que para valores elevados resultam em um melhor desempenho térmico. Em contrapartida, constatou-se que o ângulo de desvio ( $\alpha$ ) apresentou uma influência pouco significativa, conforme ilustrado na Figura 71b.

Figura 71 – Coeficiente  $UA$  em função de Reynolds: a)  $LD$ ,  $MD$  e  $HD$  e b)  $LS$ ,  $MS$  e  $HS$ .

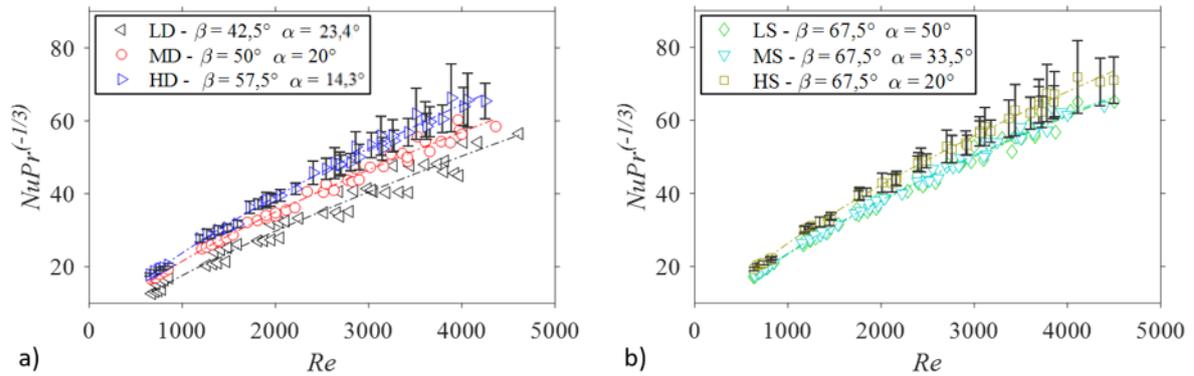


Fonte: Autor (2023).

### 4.3.3 Correlações de Número de Nusselt

Na Figura 72 são apresentadas curvas de  $NuPr^{-(1/3)}$  em função do número de Reynolds. Placas com maiores ângulos de corrugação possuem melhor desempenho térmico.

Figura 72 – Efeito do número de Reynolds em relação ao número de Nusselt: a) *LD*, *MD*, *HD* e b) *LS*, *MS*, *HS*.



Fonte: Autor (2023).

Na Figura 72b, pode-se notar que as configurações *LS*, *MS* e *HS* possuem o mesmo ângulo de corrugação resultante ( $\bar{\beta}$ ), entretanto, o ângulo de desvio ( $\bar{\alpha}$ ) varia. Percebe-se que mesmo em uma magnitude menor, o ângulo de desvio entre os pontos de contato tem influência no desempenho térmico do trocador de calor. Em uma análise preliminar, menores ângulos de desvio aumentam o desempenho térmico.

Por fim, também é possível concluir que o ângulo de corrugação resultante tem maior influência no desempenho térmico, quando comparado ao ângulo de desvio entre os pontos de contato da placa do trocador.

A partir de dados experimentais da Figura 72, foi realizada uma regressão não-linear, utilizando o método de regressão de mínimos quadrados não lineares para a obtenção das correlações de Nusselt, ver Tabela 21.

Tabela 21 – Correlações de Nusselt para cada configuração de canal GPHE, formado por placas de quatro quadrantes.

| Configuração | Correlação                        | Condição  |
|--------------|-----------------------------------|---|
| LD           | $Nu = 0,0935Re^{0,7582}Pr^{0,33}$ | $630 \leq Re \leq 4600, 5 \leq Pr \leq 9$<br>$\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,4^\circ$ |
| MD           | $Nu = 0,1684Re^{0,7022}Pr^{0,33}$ | $630 \leq Re \leq 4600, 5 \leq Pr \leq 9$<br>$\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ$     |
| HD           | $Nu = 0,1651Re^{0,7195}Pr^{0,33}$ | $630 \leq Re \leq 4600, 5 \leq Pr \leq 9$<br>$\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ$ |
| LS           | $Nu = 0,1954Re^{0,6927}Pr^{0,33}$ | $630 \leq Re \leq 4600, 5 \leq Pr \leq 9$<br>$\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ$   |
| MS           | $Nu = 0,1984Re^{0,6917}Pr^{0,33}$ | $630 \leq Re \leq 4600, 5 \leq Pr \leq 9$<br>$\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ$ |
| HS           | $Nu = 0,2358Re^{0,6826}Pr^{0,33}$ | $630 \leq Re \leq 4600, 5 \leq Pr \leq 9$<br>$\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ$   |

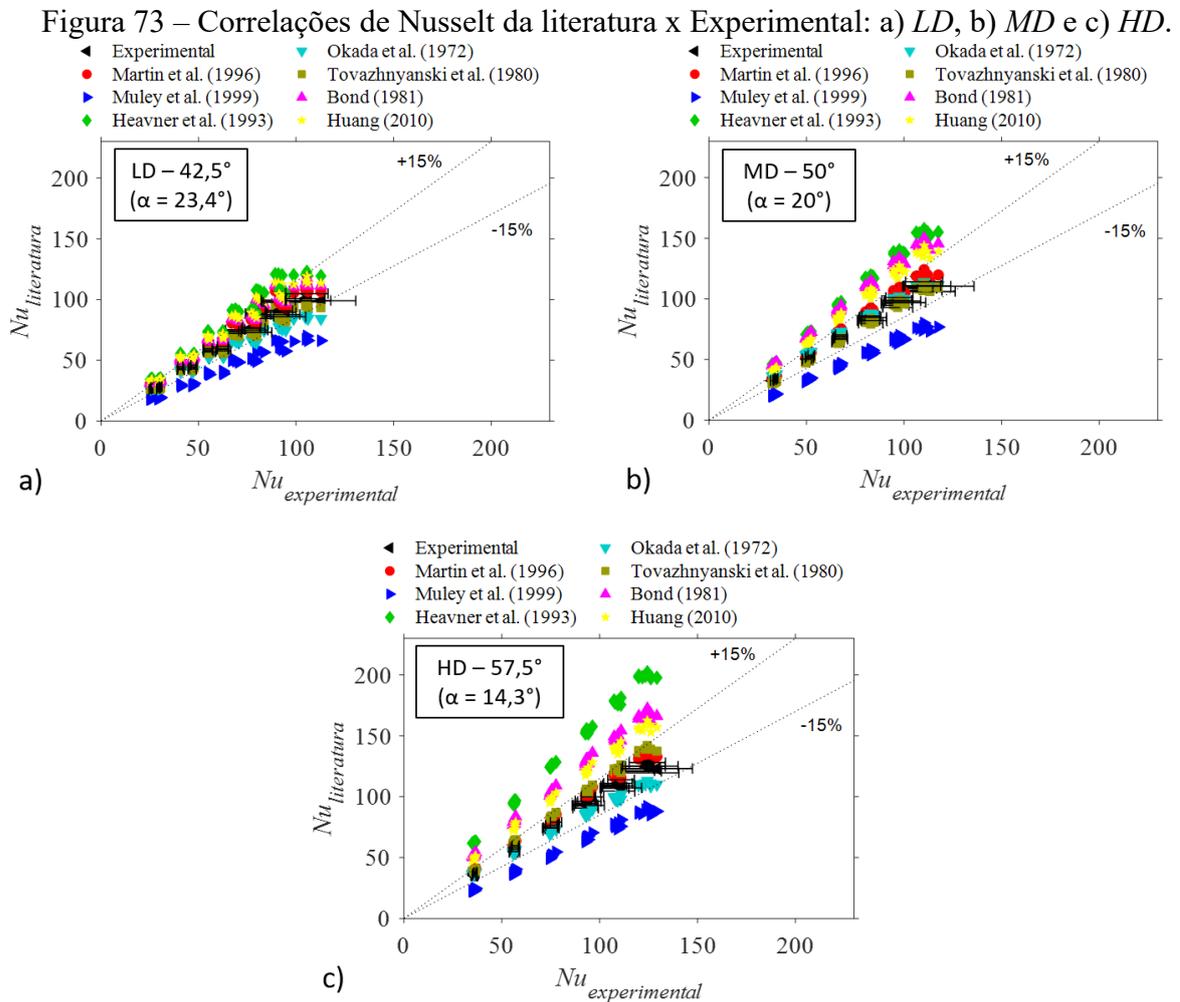
Fonte: Autor (2023).

#### 4.3.4 Comparação de Correlações de Nusselt

Na Figura 73, os números de Nusselt das configurações de canais *LD*, *MD* e *HD* obtidos através de dados experimentais são comparados aos resultados obtidos com as principais correlações de Nusselt disponíveis na literatura. As correlações utilizadas foram apresentadas na seção 2.2.2.4. Na Figura 74 são apresentados os resultados para as configurações *LS*, *MS* e *HS*.

Na Figura 73a é possível observar que ocorre uma boa concordância dos resultados experimentais da configuração *LD* com grande parte das correlações disponíveis na literatura, com erro dentro da faixa de  $\pm 15\%$ . Entretanto, a correlação de Muley et al. (1999) subestimou os dados experimentais. Na Figura 73b, percebe-se uma boa convergência entre os dados experimentais da configuração *MD* e os dados obtidos pelas correlações de Martin (1996), Okada et al. (1972) e Tovazhnyansky et al. (1980). Entretanto, as correlações de Heavner et al. (1993), Bond (1981) e Huang (2010) superestimaram os dados experimentais, comportamento também observado na configuração de canal *HD*. Por fim, na Figura 73c, observa-se que as correlações de Heavner et al. (1993), Bond (1981) e Huang (2010) superestimaram os valores

experimentais, enquanto as demais correlações apresentaram boa concordância com os resultados experimentais para as configurações de canais *LD*, *MD* e *HD*.

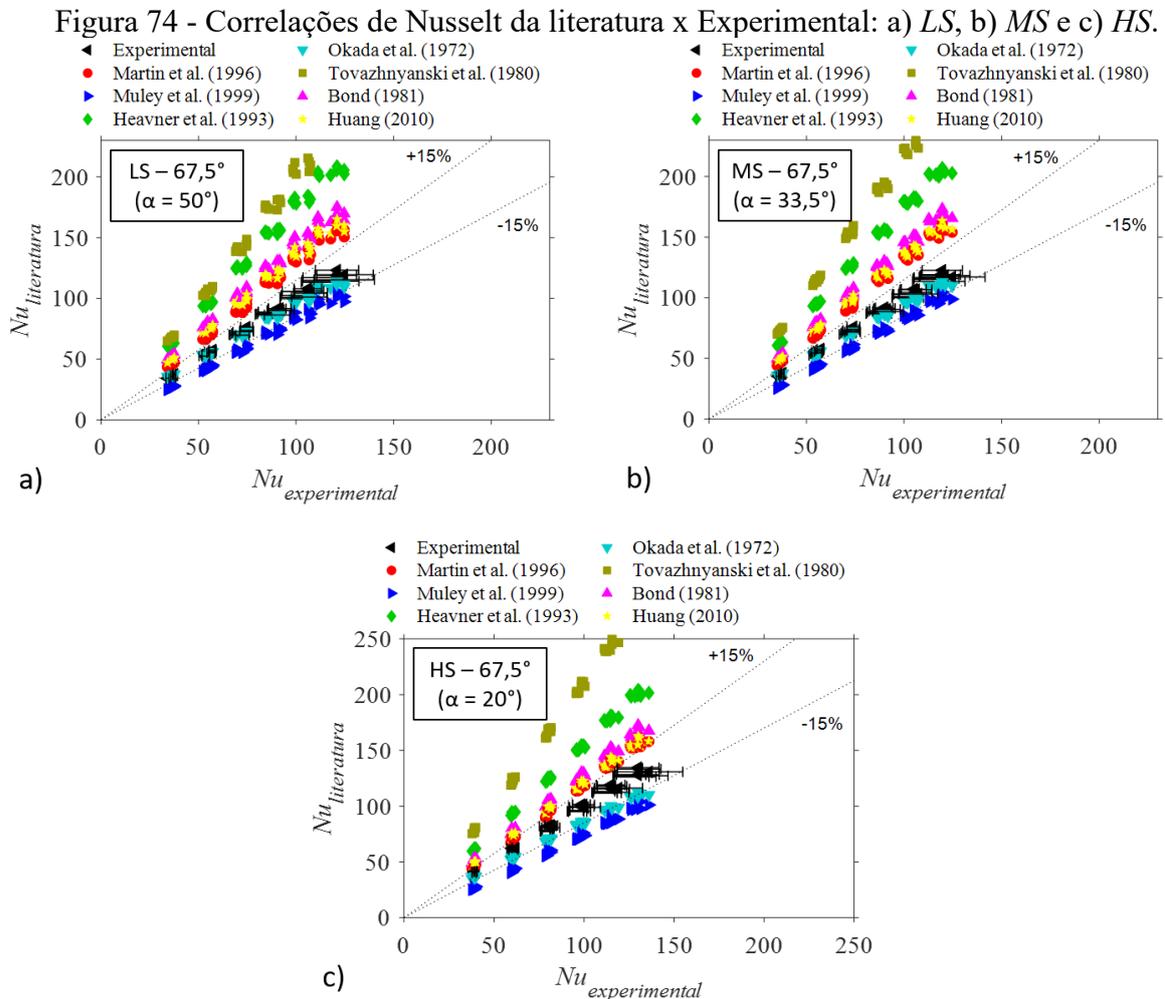


Fonte: Autor (2023).

De acordo com a Figura 74, nota-se uma boa convergência dos resultados experimentais com os obtidos pelas correlações propostas por Okada et al. (1972) e Muley et al. (1999) para as três configurações de canais *LS*, *MS* e *HS*, apresentando uma divergência de resultado dentro da faixa de  $\pm 15\%$ . As correlações de Tovazhnyansky et al. (1980), Martin (1996), Huang (2010) e Bond (1981) superestimaram os dados experimentais.

De acordo com as Figura 73 e Figura 74, nota-se uma maior divergência entre os resultados experimentais e os obtidos por correlações da literatura para as configurações de canais *LS*, *MS* e *HS* que possuem o mesmo sentido de corrugações entre as placas adjacentes, influenciando no padrão de escoamento.

As correlações da literatura apresentadas no presente trabalho são para placas convencionais (*Chevron*), que tem como característica pontos de contato alinhados ao eixo vertical ao longo da placa, resultando em um ângulo de *Chevron* característico.



Fonte: Autor (2023).

#### 4.3.5 Analogia de L ev que aplicada a GPHE

A equação de L ev que pode ser vista como uma forma especial da analogia entre transferência de calor, massa e quantidade de movimento. A analogia clássica foi estabelecida para perfis de temperatura, concentração e velocidade totalmente desenvolvidos em escoamentos turbulentos.

Inicialmente, Schlunder (1970) avaliou a aplicação da equação de L ev que através de um feixe de tubos extremamente curtos desenvolvido termicamente e hidrodinamicamente. Dessa forma, o autor obteve:

$$Nu = 0,403 \sqrt[3]{\left(\frac{f}{4}\right) Re^2 Pr \frac{d}{L}} \quad (46)$$

Baseado nos estudos preliminares de Schlunder (1970), Martin (1996) desenvolveu um novo tipo de analogia entre a queda de pressão e a transferência de calor, que pode ser utilizada em canais de trocadores de calor a placas (*PHE*). Ela se baseia na Equação de Lévêque Generalizada (*GLE*), uma adaptação da Equação de Lévêque, expressa como:

$$Nu = 0,122 Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{1/6} \left[\frac{f}{4} Re^2 \sin(2\beta)\right]^{0,374} \quad 25^\circ \leq \beta \leq 65^\circ \quad (47)$$

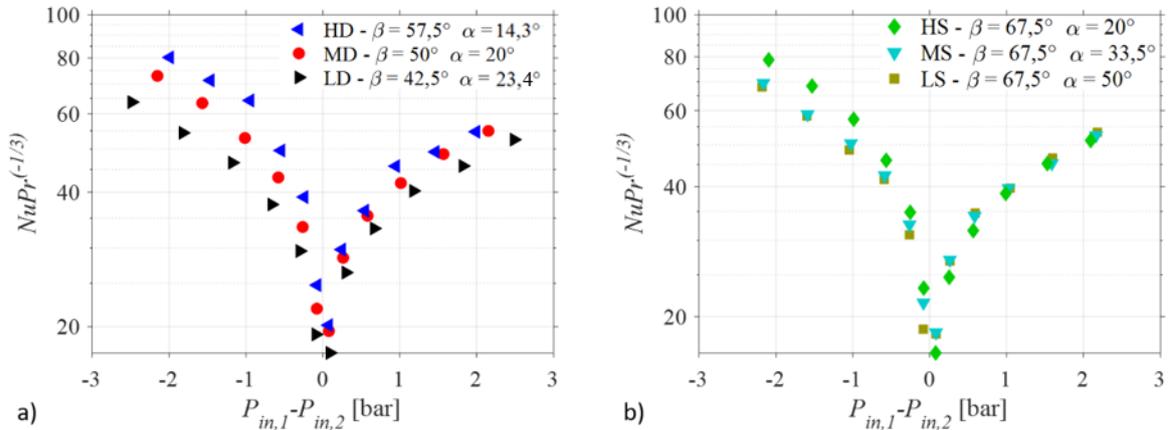
onde  $Pr$  é o número de Prandtl,  $\mu$  e  $\mu_w$  é a viscosidade dinâmica do fluido e do fluido próximo a parede, respectivamente;  $f$  é o fator de fricção de Fanning,  $Re$  é o número de Reynolds e  $\beta$  é o ângulo de corrugação da placa em relação ao eixo vertical.

De acordo com a Eq. (47) é possível observar a dependência do coeficiente de desempenho térmico com o fator de fricção, o qual é diretamente proporcional à queda de pressão.

Dessa forma, utilizando-se as equações geradas do fator de fricção no arranjo de escoamento contracorrente, ver Tabela 23, é possível calcular o desempenho térmico para cada ramal. Além disso, é possível avaliar o impacto da deformação elástica da placa no desempenho térmico utilizando a Eq. (47).

Na Figura 75 é apresentado o número de Nusselt ( $Nu$ ) calculado por meio da Eq. (47) em função da diferença de pressão de entrada entre ramais para todas as configurações de canais. Foram utilizados os resultados para as condições de temperatura de entrada da água ( $TA$ ) a 12,5 °C e a temperatura de entrada do óleo ( $TO$ ) a 80°C.

Figura 75 – Nusselt (Eq. (47)) em função da diferença de pressão de entrada entre ramais em condições de  $TA = 12,5^{\circ}C$  e  $TO = 80^{\circ}C$ : a)  $LD$ ,  $MD$  e  $HD$  e b)  $LS$ ,  $MS$  e  $HS$ .

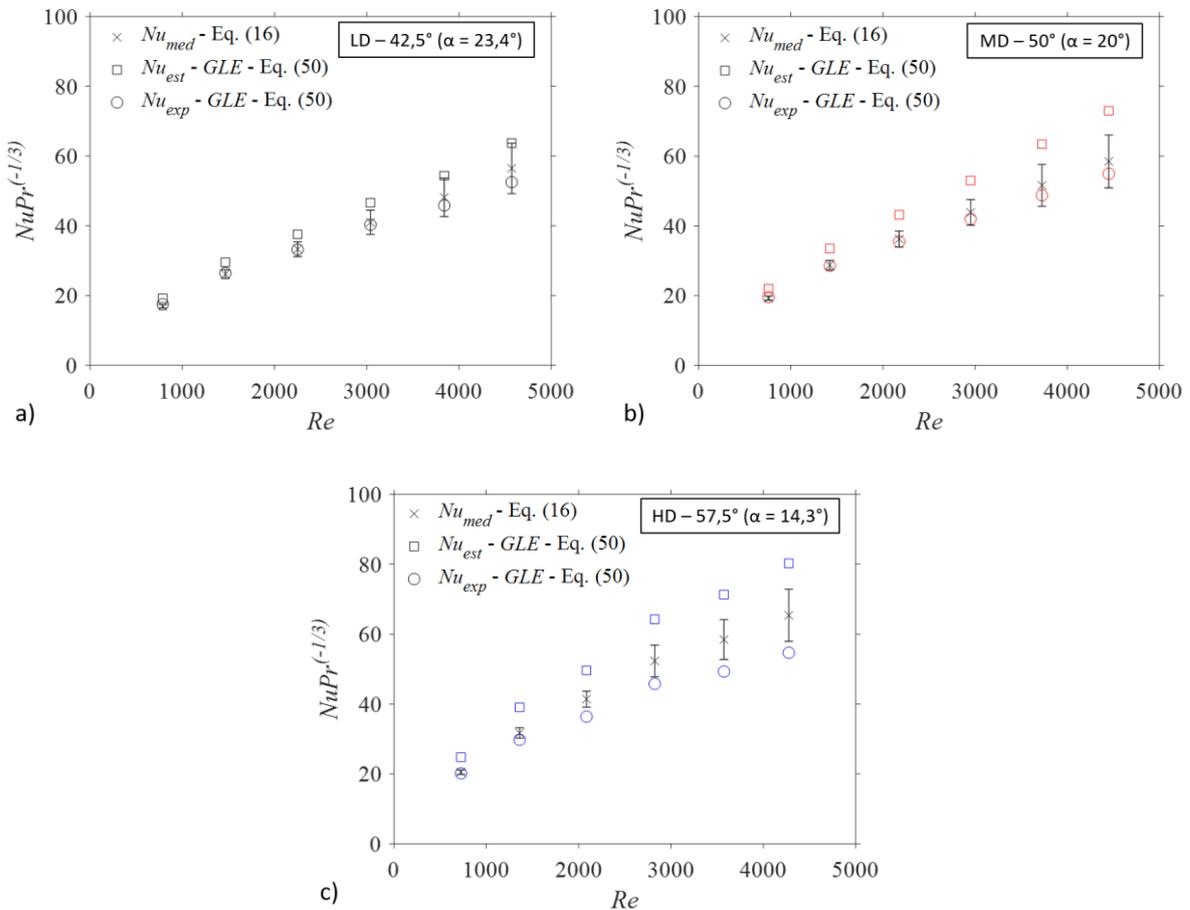


Fonte: Autor (2023).

De acordo com a Figura 75a, pode-se observar que o ramal estrangulado apresenta um desempenho térmico maior em relação ao ramal expandido para as configurações de canais  $LD$ ,  $MD$  e  $HD$ . Isso já era esperado, uma vez que o coeficiente de desempenho térmico é diretamente proporcional à queda de pressão do canal. Dessa forma, fica evidente que a diferença da profundidade média do canal ( $b$ ) tem um impacto significativo no desempenho térmico de cada ramal, quando ocorre o fenômeno de deformação elástica das placas devido ao elevado gradiente de pressão entre canais.

Na Figura 76 são comparados os valores da Nusselt assumindo mesma resistência convectiva em cada ramal e a partir da Eq. (47). Ao utilizar a Eq. (47), pode-se obter o desempenho térmico de maneira isolada para cada ramal, calculada a partir da queda de pressão do canal para cada ramal.

Figura 76 – Comparação entre o número de Nusselt assumindo a mesma resistência convectiva e a partir da Eq. (47) nas condições de  $TA = 12,5\text{ °C}$  e  $TO = 80\text{ °C}$ : a) *LD*, b) *MD* e c) *HD*.



Fonte: Autor (2023).

De acordo com a Figura 76 é possível constatar uma pequena discrepância de desempenho térmico entre as condições em que não há deformação, em comparação com as condições de canal estrangulado e expandido. Consequentemente, pode-se concluir que a variação da profundidade média do canal ( $b$ ), seja por estrangulamento ou expansão, afeta a correlação do desempenho térmico, embora em menor grau do que o desempenho hidrodinâmico.

#### 4.3.6 Desempenho Térmico X Desempenho Hidrodinâmico

Nesta seção será analisado o desempenho térmico em relação à queda de pressão para as seis configurações de canais testadas no presente estudo.

Lasbet et al. (2007) propuseram uma relação entre o número de Poiseuille ( $Po = fRe$ ) e Nusselt ( $Nu$ ) para avaliar diferentes geometrias de canais em trocadores de calor compactos. Para avaliar o desempenho térmico em relação à queda de pressão do sistema, os autores propuseram utilizar a razão entre o número de Poiseuille e o número de Nusselt ( $fRe/Nu$ ). Valores baixos da razão significam um elevado desempenho térmico em relação a um baixo impacto na queda de pressão. Por outro lado, valores elevados representam um baixo desempenho térmico associado a uma elevada queda de pressão no sistema.

Na Tabela 22 para cada configuração de canal, o número de Nusselt, o número de Poiseuille e a razão entre os números adimensionais de Poiseuille e Nusselt são apresentados. Os parâmetros adimensionais foram avaliados nas condições de temperatura de entrada da água (TA) de 12,5 °C e temperatura de entrada do óleo (TO) de 80 °C para um valor de Reynolds de 4300.

Tabela 22 – Comparação entre os número de Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $Po/Nu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de TA = 12,5 °C e TO = 80 °C (Re = 4300).

| Configurações de canais                                     | Parâmetros adimensionais |                  |          |
|---|--------------------------|------------------|----------|
|   | $\bar{Nu}$               | $\bar{Po} = fRe$ | $fRe/Nu$ |
| $LD (\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,4^\circ)$ | 105,5                    | 782,4            | 7,42     |
| $MD (\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$     | 110,3                    | 1135,3           | 10,30    |
| $HD (\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ)$ | 124,3                    | 1490,6           | 11,99    |
| $LS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ)$   | 121,0                    | 1316,6           | 10,88    |
| $MS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ)$ | 119,6                    | 1321,2           | 11,05    |
| $HS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$   | 130,0                    | 1655,4           | 12,73    |

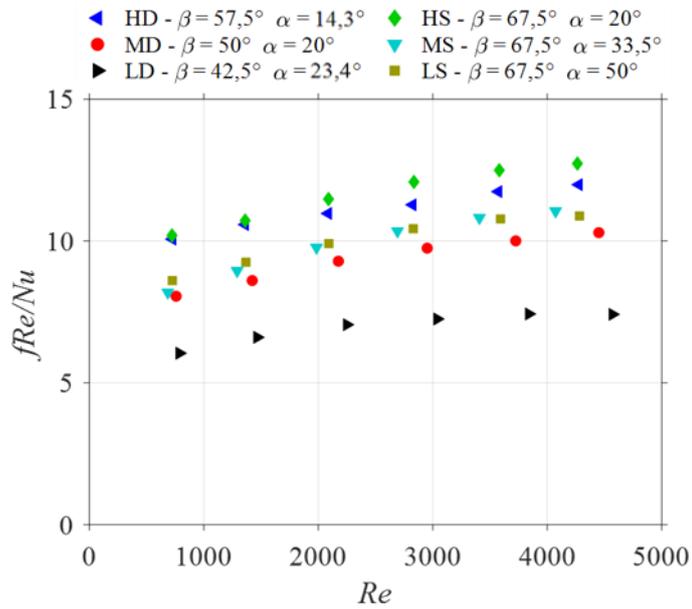
Fonte: Autor (2023).

De acordo com a Tabela 22, a configuração que apresenta a melhor relação entre o desempenho térmico e a queda de pressão foi a configuração de canal  $LD$ , que apresentou a menor razão  $Po/Nu$ , igual à 7,42. Por outro lado, a configuração de canal que apresentou a pior relação foi a configuração  $HS$ .

Na Figura 77 é apresentada a razão  $Po/Nu$  em função do número de Reynolds para as seis configurações de canais testadas. A configuração de canal  $LD$  demonstrou ser a mais eficaz em termos de desempenho térmico e perda de carga. As configurações dos canais  $LS$ ,  $MS$  e  $MD$  exibiram valores bastante semelhantes na relação entre o número de Poiseuille e Nusselt. Por

outro lado, as configurações dos canais *HD* e *HS* apresentaram a pior relação entre desempenho térmico e perda de carga nos testes realizados.

Figura 77 – Razão  $Po/Nu$  em função de Reynolds.



Fonte: Autor (2023).

## 5 CONCLUSÃO

Na presente dissertação foram avaliados os desempenhos térmico e hidrodinâmico de um trocador de calor a placas gaxetadas (*GPHE*) utilizando placas com geometria de quatro quadrantes. Além disso, foram investigadas a influência da má distribuição do escoamento e a deformação elástica das placas devido à diferença de pressão de entrada entre canais. Para isso foram propostos arranjos experimentais dedicados para os experimentos térmico, hidrodinâmico e de má distribuição.

Os principais resultados obtidos na presente dissertação são descritos a seguir:

- O padrão do escoamento das configurações de canais *LS*, *MS*, *HS* – canais de corrugação no mesmo sentido – apresentam escoamento em diferentes direções em relação aos das configurações *LD*, *MD* e *HD* – canais de corrugação de sentido oposto;
- Os canais que possuem o ângulo de corrugação mais elevado apresentam uma maior queda de pressão;
- No caso das configurações de canais *LS*, *MS* e *HS*, que apresentam o mesmo ângulo resultante de corrugação ( $\bar{\beta}$ ), a variação do ângulo de desvio dos pontos de contato ( $\bar{\alpha}$ ) provocou pequeno impacto na queda de pressão do canal;
- Identificou-se que a queda de pressão do canal nos ramais quente e frio são diferentes para uma mesma vazão mássica quando há diferença de pressão na entrada de cada ramal. Como o fator de fricção é calculado baseado na queda de pressão, valores diferentes foram calculados para as seis configurações no arranjo contracorrente;
- Conjectura-se que há deformação elástica das placas devido à diferença de pressão de entrada entre ramais;
- Observou-se que o ramal de menor pressão (ramal estrangulado) apresentou valores superiores de Hagen em relação ao ramal de maior pressão (expandido), devido ao estrangulamento do canal que impacta significativamente a queda de pressão do sistema;
- Foram propostas correlações de fator de fricção para situações em que não ocorre deformação das placas (arranjo paralelo). As correlações geradas foram comparadas às correlações disponíveis na literatura;

- Para as configurações *LD*, *MD* e *HD*, as correlações previamente desenvolvidas para placas do tipo "*Chevron*" mostraram-se em bom acordo com os resultados experimentais, com uma margem de erro dentro da faixa de +/- 15%;
- Para as configurações de canais *LS*, *MS* e *HS* as correlações existentes na literatura para placas do tipo *Chevron* não preveem adequadamente o comportamento hidrodinâmico.
- Foi proposto um modelo preliminar para a correção do fator de fricção que leva em consideração o efeito da deformação elástica das placas. O modelo analítico preliminar apresentou um erro relativo inferior a 15% em relação aos dados experimentais no arranjo de escoamento paralelo - condição em que não há deformação - para todas as configurações de canais, demonstrando sua aplicabilidade;
- Observou-se que o canal estrangulado apresentou valores levemente superiores do fator  $m^2$  em relação ao canal expandido para uma faixa de Reynolds do canal próxima;
- Os resultados do modelo de má distribuição proposto por Bassiouny e Martin (1984) apresentaram boa concordância de resultados com os dados experimentais tanto para aplicações de ramal único (*LS*), como para ramal misto (*LS/LD*) na condição de não haver deformação (arranjo paralelo) ficando dentro da faixa de incerteza de  $\pm 10\%$ ;
- Foram propostas correlações de Nusselt para cada configuração do canal, totalizando 6 correlações. Na configuração *LD*, *MD* e *HD* as correlações propostas por Okada et al. (1972), Martin (1996) e Tovazhnyansky et al. (1980) geradas para placas do tipo "*Chevron*" apresentaram boa concordância com os resultados experimentais, sendo aplicáveis para placas do tipo de quatro quadrantes. Por outro lado, as correlações de Heavner et al. (1993), Bond (1981) e Huang (2010) superestimaram os dados experimentais;
- Na configuração *LS*, *MS* e *HS*, houve uma boa convergência de resultados utilizando as correlações propostas por Okada et al. (1972) e Muley et al. (1999), dentro da faixa de +/- 15%. Os resultados das correlações propostas

Martin (1996) e Huang (2010) levemente superestimaram os dados experimentais ficando próxima uma incerteza entre 15 à 20%;

- Utilizando a Equação Generalizada de L ev eque (*GLE*), proposto por Martin (1996), foi possível quantificar o efeito da deformac o de placas no desempenho térmico através do número de Nusselt (*Nu*). Constatou-se que a varia o da profundidade média do canal (*b*), seja por estrangulamento ou expansão, afeta a correla o do desempenho térmico, embora em menor grau do que o desempenho hidrodinâmico;
- Baseado na razão do número adimensional de Poiseuille pelo número de Nusselt (*fRe/Nu*), evidenciou-se que o canal *LD*   o mais eficaz em termos de desempenho térmico e perda de carga. Enquanto os canais *HD* e *HS* tiveram o pior desempenho térmico os testes realizados.

Como sugestão para os trabalhos futuros em trocadores de calor a placas gaxetadas, são recomendados os seguintes t picos de estudo:

- Realizar um estudo numérico para identificar o padrão de escoamento nas configura es de canais *LS*, *MS* e *HS*, devido   particularidade das corruga es estarem posicionadas no mesmo sentido;
- Determinar a deformac o da placa utilizando método de elementos finitos (FEM) para determina o da profundidade média em condi es de estrangulamento e expansão devido   diferença de pressão entre ramais;
- Verificar o efeito da deformac o elástica no desempenho térmico, hidrodinâmico e má distribui o para outras geometrias de placas e dimensões de GPHEs;
- Propor um fator de corre o para o modelo analítico de má distribui o, proposto por Bassiouny e Martin (1984), para aplica es com uma diferença significativa de pressão de entrada entre ramais;
- Comparar experimentalmente e numericamente o desempenho térmico e hidrodinâmico do GPHE com placas de quatro quadrantes em rela o a GPHEs de placa do tipo “*Chevron*”, “*Zigzag*” e “*Washboard*”.

## REFERÊNCIAS

- ABOU ELMAATY, T. M.; KABEEL, A. E.; MAHGOUB, M. Corrugated plate heat exchanger review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, p. 852–860, abr. 2017.
- ABU-KHADDER, M. M. Plate heat exchangers: Recent advances. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 4, p. 1883–1891, maio 2012.
- AHN, J.; KIM, H. J. Heat transfer and pressure drop of a gasket-sealed plate heat exchanger depending on operating conditions across hot and cold sides. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 30, n. 5, p. 2325–2333, maio 2016.
- ALBERTAZZI G. JR., A.; R. DE SOUSA, A. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. Editora Manole ed. [s.l: s.n.].
- ARSENYEVA, O. et al. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions. **Energy**, v. 57, p. 201–207, ago. 2013.
- BASSIOUNY, M. K.; MARTIN, H. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers—I U-type arrangement. **Chemical Engineering Science**, v. 39, n. 4, p. 693–700, 1984.
- BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P. (EDS.). **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7th ed ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2011.
- BLOMERIUS, H.; HOˆLSKEN, C.; MITRA, N. K. Numerical Investigation of Flow Field and Heat Transfer in Cross-Corrugated Ducts. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, n. 2, p. 314–321, 1 maio 1999.
- BOBBILI, P. R.; SUNDEN, B.; DAS, S. K. An experimental investigation of the port flow maldistribution in small and large plate package heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 16, p. 1919–1926, nov. 2006.
- BOND, M. P. Plate heat exchangers for effective heat transfer. **The Chemical Engineer**, p. 162–167, 1981.
- C. TRIBBE, H. M. MÜLLER-STEINHAGEN. Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers - Part I: Pressure Drop Measurements. **Heat Transfer Engineering**, v. 22, n. 1, p. 5–11, jan. 2001.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. 4th ed ed. New York: McGraw-Hill, 2011.
- DONATI, D. C. X. **Evaluation of numerical modeling strategies used in the analysis of the fluid-structural behavior of gasketed plates of heat exchangers**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, 2023.

DOVIĆ, D.; PALM, B.; ŠVAIĆ, S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 19–20, p. 4553–4563, set. 2009.

DOVIĆ, D.; ŠVAIĆ, S. Influence of Chevron Plates Geometry on Performances of Plate Heat Exchangers. v. 367, p. 37–45, 2007.

EMPRESA FORNECEDORA DE TROCADORES DE CALOR. **Catálogo de fornecedor de trocador de calor a placas.** , 2023. Disponível em: <<https://www.tranter.com/>>. Acesso em: 10 dez. 2022

FOCKE, W. W.; ZACHARIADES, J.; OLIVIER, I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 28, n. 8, p. 1469–1479, ago. 1985.

GHERASIM, I. et al. Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger part I. Experimental investigation. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, n. 8, p. 1492–1498, ago. 2011.

GUSEW, S.; STUKE, R. Plate heat exchangers: calculation of pressure drop for single phase convection in turbulent flow regime. **Heat and Mass Transfer**, v. 58, n. 3, p. 419–430, mar. 2022.

GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas.** São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2003.

HEAVNER, R. L.; KUMAR, H.; WANNIARACHCHI, A. S. **Performance of an industrial plate heat exchanger: effect of chevron angle.** . Em: AICHE SYMPOSIUM SERIES. New York: AICHE, 1993.

HESSELGREAVES, J. E. **Compact heat exchangers: selection, design, and operation.** Second edition ed. Amsterdam: Elsevier/BH, 2017.

HÖGNABBA, K. **Performance modeling of single-phase brazed plate heat exchangers.** Faculty of Science and Engineering: Åbo Akademi University, 2021.

HOLMAN, J. P. **Heat transfer.** 10th ed ed. Boston: McGraw Hill Higher Education, 2010.

HUANG, J. **Performance analysis of plate heat exchangers used as refrigerant evaporators.** Johannesburg: University of the Witwatersrand, 2010.

JIN, S.; HRNJAK, P. Effect of end plates on heat transfer of plate heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 108, p. 740–748, maio 2017.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition.** Hoboken: CRC Press, 2012.

KHAN, T. S. et al. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 8–9, p. 1058–1065, jun. 2010.

KHAN, T. S.; KHAN, M. S.; AYUB, Z. H. Single-Phase Flow Pressure Drop Analysis in a Plate Heat Exchanger. **Heat Transfer Engineering**, v. 38, n. 2, p. 256–264, 22 jan. 2017.

LASBET, Y. et al. Thermal and Hydrodynamic Performances of Chaotic Mini-Channel: Application to the Fuel Cell Cooling. **Heat Transfer Engineering**, v. 28, n. 8–9, p. 795–803, ago. 2007.

LI, Q. et al. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 9, p. 4855–4875, dez. 2011.

LI, W.; HRNJAK, P. Compensating for the end-plate effect on heat transfer in brazed plate heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v. 126, p. 99–108, jun. 2021.

LYCHAKOV, V. D. et al. Gasketed plate heat exchangers breathing effect. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 891, p. 012201, out. 2017.

MARTIN, H. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 35, n. 4, p. 301–310, jan. 1996.

MARTIN, H. **The Generalized Leveque Equation (GLE) and its use to predict heat and mass transfer from fluid friction**. Proceeding of International Heat Transfer Conference 12. **Anais...** Em: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE 12. Grenoble, France: Begellhouse, 2002. Disponível em: <<http://ihtcdigitallibrary.com/conferences/4eae15a77edee960,207bfe324515171e,0b274e6d0a72d9e2.html>>. Acesso em: 8 dez. 2022

MARTINS, G. S. M. et al. Structural analysis of gasketed plate heat exchangers. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 197, p. 104634, jun. 2022.

MATYASH, A. S.; LYCHAKOV, V. D.; ZAKIRA, E. S. Experimental Investigation into the Effect of Elastic Deformation of Plates on the Friction Resistance of Plate Heat Exchangers. **Thermal Engineering**, v. 69, n. 8, p. 596–600, ago. 2022.

MULEY, A.; MANGLIK, R. M.; METWALLY, H. M. Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, n. 4, p. 1011–1017, 1 nov. 1999.

OKADA, K. et al. Design and heat transfer characteristics of new plate heat exchanger. **Heat Transfer - Japanese Research**, v. 1, p. 90–95, 1972.

PANDYA, N. S. et al. Heat transfer enhancement with nanofluids in plate heat exchangers: A comprehensive review. **European Journal of Mechanics - B/Fluids**, v. 81, p. 173–190, maio 2020.

RAO, B. P.; DAS, S. K. An Experimental Study on the Influence of Flow Maldistribution on the Pressure Drop Across a Plate Heat Exchanger. **Journal of Fluids Engineering**, v. 126, n. 4, p. 680–691, 1 jul. 2004.

SARRAF, K.; LAUNAY, S.; TADRIST, L. Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 94, p. 126–138, ago. 2015.

SAUNDERS, E. A. D. **Heat Exchangers: selection, design and construction**. Harlow/Essex: Longman Scientific & Technical, 1988.

SCHLÜNDER, E. U. Die wissenschaftliche Theorie der Wärmeübertragung. Geschichtliche Entwicklung und heutiger Stand: Die wissenschaftliche Theorie der Wärmeübertragung. Geschichtliche Entwicklung und heutiger Stand. **Chemie Ingenieur Technik**, v. 42, n. 14, p. 905–910, jul. 1970.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.

THONON, B.; MERCIER, P.; FEIDT, M. Flow Distribution in Plate Heat Exchangers and Consequences on Thermal and Hydraulic Performances. Em: ROETZEL, W.; HEGGS, P. J.; BUTTERWORTH, D. (Eds.). **Design and Operation of Heat Exchangers**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1992. p. 245–254.

THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook**. 2nd ed ed. Boca Raton: CRC press, 2017.

TOHIDI, A. et al. Chaotic advection induced heat transfer enhancement in a chevron-type plate heat exchanger. **Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 11, p. 1535–1548, nov. 2013.

TOVAZHNYANSKY, L. L.; KAPUSTENKO, P.; TSIBULNIC, V. A. Heat transfer and hydraulic resistance in channels of plate heat exchangers. **Energetika**, v. 9, p. 123–125, 1980.

WANG, L.; SUNDÉN, B.; MANGLIK, R. M. (EDS.). **Plate heat exchangers: design, applications and performance**. Southampton ; Boston: WIT Press, 2007.

WHITE, F. M. **Mecánica de fluidos**. Madrid [etc: MacGraw-Hill, 2010.

YANG, J.; JACOBI, A.; LIU, W. Heat transfer correlations for single-phase flow in plate heat exchangers based on experimental data. **Applied Thermal Engineering**, v. 113, p. 1547–1557, fev. 2017.

ZHANG, G.; TIAN, M.; ZHOU, S. Simulation and Analysis of Flow Pattern in Cross-Corrugated Plate Heat Exchangers. **Journal of Hydrodynamics**, v. 18, n. 5, p. 547–551, out. 2006.

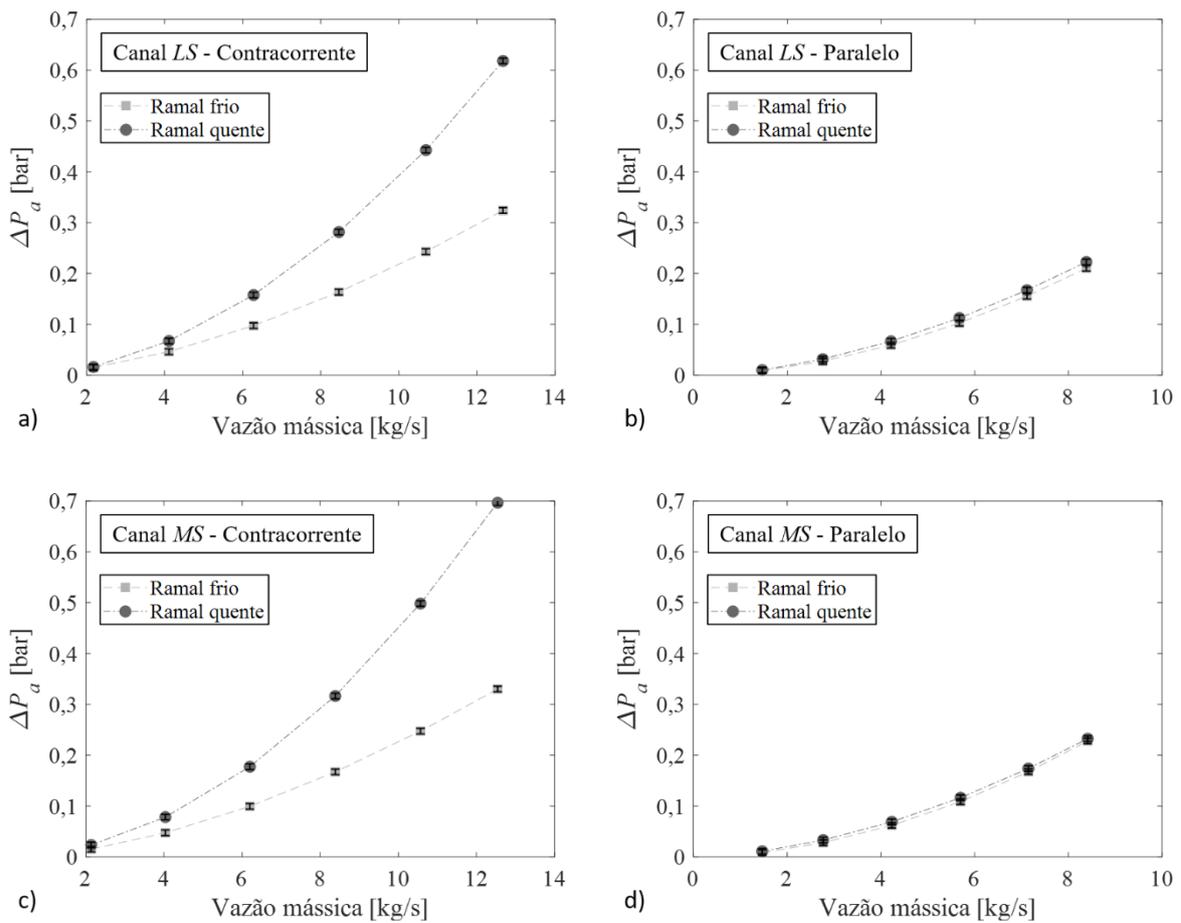
ZHANG, J. et al. A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 101, p. 305–328, mar. 2019.

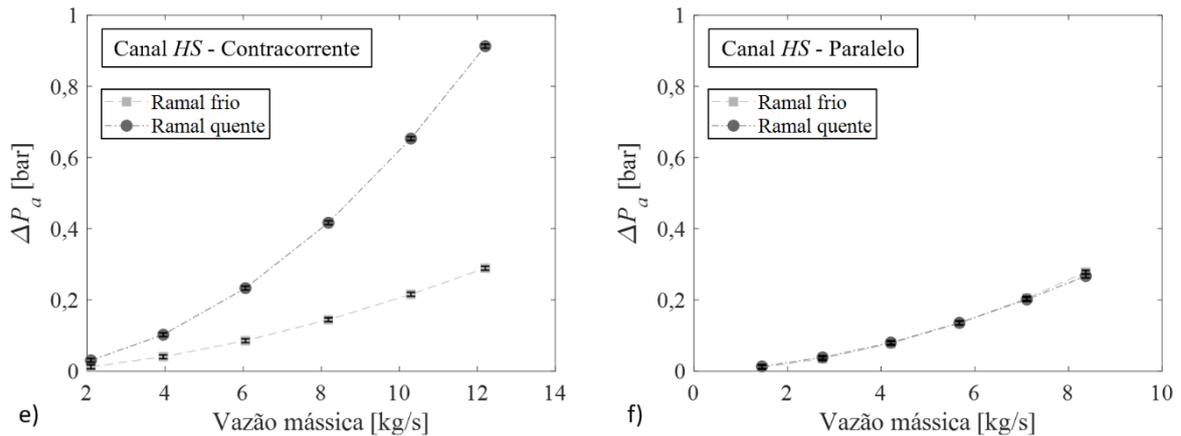
## APÊNDICE A – RESULTADOS

### Apêndice A.1 – Queda de pressão placas HS, MS, LS

Nas Figura 78a, Figura 78c e Figura 78e, é apresentada a relação entre a queda de pressão medida na agulha ( $\Delta P_a$ ) e a vazão mássica na configuração contracorrente para os canais *LS*, *MS* e *HS*. Conforme era previsto, o ramal quente, com pressão de entrada menor, apresentou uma queda de pressão significativamente maior em comparação ao ramal frio, que possui uma pressão de entrada maior. Isso reforça a ideia da possibilidade de variações no dimensionamento da profundidade média do canal (*b*) e da área de região de distribuição.

Figura 78 – Queda de Pressão x Vazão mássica: a) *LS* – Contracorrente, b) *LS* – Paralelo, c) *MS* – Contracorrente, d) *MS* – Paralelo, e) *HS* – Contracorrente e f) *HS* – Paralelo.





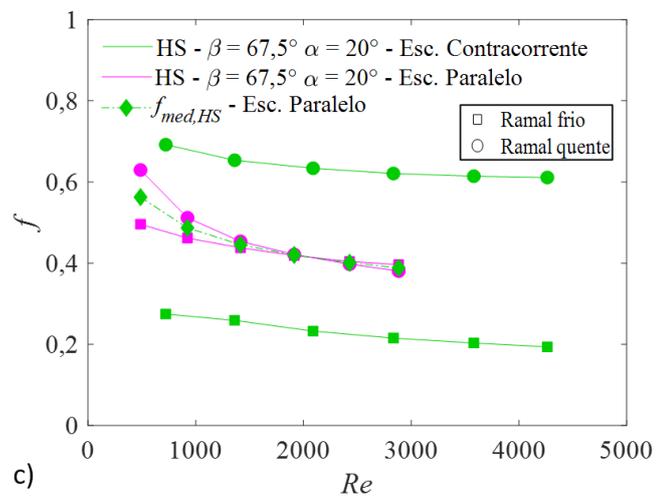
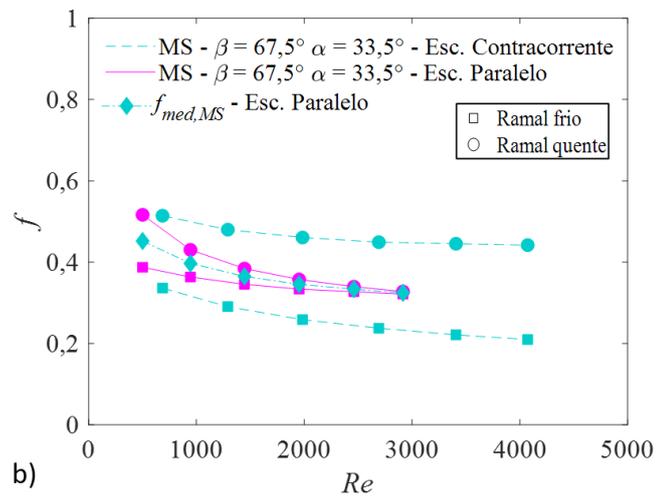
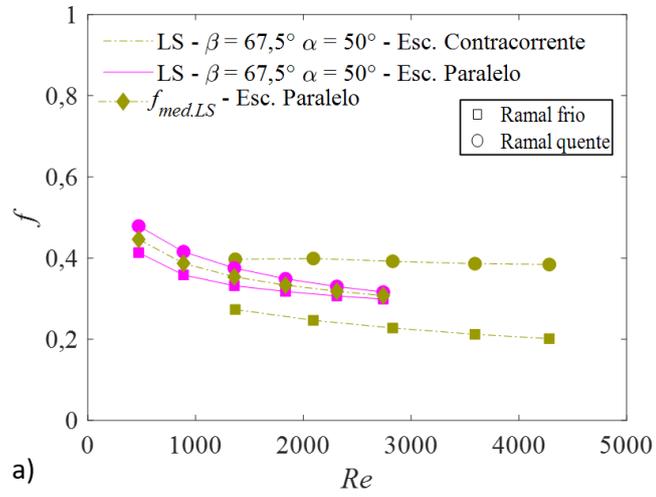
Nas Figura 78b, Figura 78d e Figura 78f apresentam que na configuração em paralelo, a queda de pressão entre os ramais é praticamente igual. Consequentemente, não há evidências de deformação no canal ou na área de região de distribuição para as configurações de canais LS, MS e HS.

#### Apêndice A.2 – Fator de atrito - placas *HS*, *MS*, *LS*

Utilizando novamente a Eq. (31), determina-se o fator de fricção no arranjo paralelo para as configurações de canais *LS*, *MS* e *HS*. As Figura 79 ilustra as curvas do fator de fricção para o canal estrangulado e expandido na configuração contracorrente, bem como a curva do fator de fricção na configuração paralela (linha destacada em rosa).

Novamente é possível observar que a determinação do fator de fricção varia consideravelmente entre as configurações contracorrente e paralelo. Na configuração contracorrente, como mencionado anteriormente, ocorrem deformações no canal devido às diferenças significativas nas pressões de entrada, enquanto que na configuração paralela, essas deformações tendem a ser extintas, uma vez que as pressões de entrada são semelhantes.

Figura 79 – Fator de fricção de Fanning Contracorrente e Paralelo x Reynolds: a) *LS*, b) *MS*, c) *HS*.



Na Figura 79a, o primeiro ponto do fator de fricção na configuração de canal *LS* foi negligenciado, devido a uma incerteza no sensor diferencial de pressão, que impactou a análise do primeiro ponto.

Apêndice A.3 – Fator de atrito arranjo contracorrente – canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*.

De acordo com a Figura 53, utilizando o método de regressão de mínimos quadrados não lineares foram determinadas as curvas do fator de fricção para a configuração contracorrente. As curvas de fator de fricção aqui geradas serão utilizadas como dados de entrada para o modelo da má distribuição apresentados na seção 2.3.1.

Na Tabela 23 são apresentadas as correlações do fator de fricção na condição de arranjo contracorrente (deformação do canal) para as configurações *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*.

Tabela 23 – Correlações de fator de fricção para as configurações de canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS* em arranjo contracorrente.

| Configuração | Correlação               | Condição  |
|--------------|--------------------------|---|
| <b>LD</b>    | $f = 0,9204Re^{-0,2296}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 42,5^\circ, \bar{\alpha} = 23,4^\circ$ - (Exp.) |
|              | $f = 0,4709Re^{-0,0945}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 42,5^\circ, \bar{\alpha} = 23,4^\circ$ - (Est.) |
| <b>MD</b>    | $f = 2,0030Re^{-0,2986}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 50,0^\circ, \bar{\alpha} = 20^\circ$ - (Exp.)   |
|              | $f = 0,4863Re^{-0,0421}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 50,0^\circ, \bar{\alpha} = 20^\circ$ - (Est.)   |
| <b>HD</b>    | $f = 2,5670Re^{-0,3141}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 57,5^\circ, \bar{\alpha} = 14,3^\circ$ - (Exp.) |
|              | $f = 0,7581Re^{-0,0453}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 57,5^\circ, \bar{\alpha} = 14,3^\circ$ - (Est.) |
| <b>LS</b>    | $f = 1,6830Re^{-0,2525}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 50^\circ$ - (Exp.)   |
|              | $f = 0,5064Re^{-0,0327}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 50^\circ$ - (Est.)   |
| <b>MS</b>    | $f = 1,8850Re^{-0,2628}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 33,5^\circ$ - (Exp.) |
|              | $f = 0,9028Re^{-0,0874}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 33,5^\circ$ - (Est.) |
| <b>HS</b>    | $f = 1,0240Re^{-0,1962}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 20^\circ$ - (Exp.)   |
|              | $f = 1,1010Re^{-0,0715}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 20^\circ$ - (Est.)   |

Apêndice A.4 – Fator de atrito corrigido analiticamente – canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*.

Na Tabela 24, são apresentadas as correlações do fator de fricção corrigidas analiticamente para os canais *LD*, *MD*, *HD*, *LS*, *MS* e *HS*.

Tabela 24 – Correlações de Fator de Fricção corrigidas analiticamente.

| <b>Configuração</b> | <b>Correlação</b>        | <b>Condição</b>  |
|---------------------|--------------------------|--|
| <b>LD</b>           | $f = 0,7909Re^{-0,2086}$ | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 42,5^\circ, \bar{\alpha} = 23,4^\circ$ |
| <b>MD</b>           | $f = 1,259Re^{-0,2029}$  | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 50,0^\circ, \bar{\alpha} = 20^\circ$   |
| <b>HD</b>           | $f = 1,55Re^{-0,1972}$   | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 57,5^\circ, \bar{\alpha} = 14,3^\circ$ |
| <b>LS</b>           | $f = 1,065Re^{-0,1574}$  | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 50^\circ$   |
| <b>MS</b>           | $f = 1,379Re^{-0,1846}$  | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 33,5^\circ$ |
| <b>HS</b>           | $f = 1,112Re^{-0,1457}$  | $500 \leq Re \leq 4450, \bar{\beta} = 67,5^\circ, \bar{\alpha} = 20^\circ$   |

## APÊNDICE B – ANÁLISES DE INCERTEZA

De acordo com Albertazzi e Sousa (2017), um sistema de medição ideal deve fornecer o valor verdadeiro do mensurado, entretanto, nem sempre isto acontece. Em diversas ocasiões um sistema de medição está sujeito às imperfeições existentes, como limitações do operador, influências do ambiente e limitações do equipamento de medição. Segundo os autores, por melhor que seja a qualidade do sistema, por mais cuidadosa que seja a coleta dos dados e por mais que as condições ambientais sejam bem controladas, ainda assim, o erro de medição estará presente, podendo ser maior ou em menor escala. De forma geral, as incertezas podem ser classificadas como:

– Tipo A ( $u_A$ ): estimadas por métodos estatísticos, associadas a erros aleatórios. São avaliados normalmente com o desvio padrão da média.

– Tipo B ( $u_B$ ): estimadas por métodos não-estatísticos, associadas a erros sistemáticos. Valor estimado com base em catálogos de fabricantes ou certificados de calibração.

A incerteza combinada baseada na medição direta  $u(x)$  é representada pela contribuição das incertezas do Tipo A e Tipo B, e pode ser expresso como:

$$u(x) = \sqrt{u_A^2(x) + u_B^2(x)} \quad (48)$$

onde que  $(u_A(x) = s/\sqrt{n})$  é a incerteza do Tipo A,  $s$  é definido como o desvio padrão da amostra,  $n$  é o tamanho da amostra e  $u_B(x)$  é a incerteza do Tipo B.

O número de graus de liberdade efetivos deve ser calculado baseado nos valores do número de graus de liberdade e das incertezas do Tipo A e Tipo B, utilizando a equação de Welch-Satterthwaite, ver Eq. (49).

$$\frac{u(x)^4}{\vartheta_{ef}} = \frac{u_1^4}{\vartheta_1} + \frac{u_2^4}{\vartheta_2} + \dots + \frac{u_i^4}{\vartheta_i} \quad (49)$$

onde  $u(x)$  é a incerteza combinada,  $\vartheta_{ef}$  representa o número de graus de liberdade efetivos,  $u_i$  representa a incerteza padrão da  $i$ -ésima fonte de incerteza e  $\vartheta_i$  é o número de graus de liberdade da  $i$ -ésima fonte de incerteza.

A incerteza expandida é calculada com base na incerteza combinada, e é expresso por:

$$U(x) = u(x)t \quad (50)$$

onde  $t$  é o coeficiente de *Student* correspondente ao número de graus de liberdade efetivo e a 95,45% de probabilidade.

Segundo Albertazzi e Sousa (2017) quando medições não correlacionadas são combinadas por uma função matemática contínua e derivável, é possível determinar a incerteza da função por uma expressão geral. Seja  $G$  definido como uma função que depende de  $X_1, X_2, X_3$  até  $X_n$ , conforme a expressão abaixo:

$$G = f(X_1, X_2, X_3, \dots X_n) \quad (51)$$

onde  $G$  é determinado por uma medição indireta,  $f$  é uma função matemática contínua e derivável e  $X_i$  são variáveis de entrada.

Então a incerteza combinada da variável  $G$  pode ser definido como:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_3} u(X_3)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n)\right)^2 \quad (52)$$

onde  $u^2(G)$  representa o quadrado da incerteza combinada da grandeza medida baseado em uma medição indireta,  $f$  representa a função matemática,  $(\partial f / \partial X_i)$  representa a derivada parcial da função  $f$  em relação a variável de entrada  $X_i$  e  $u(X_i)$  representa a incerteza padrão da  $i$ -ésima grandeza de entrada. Em seguida, será calculada a incerteza das variáveis presentes nos testes térmico, hidrodinâmico e de má distribuição.

#### Apêndice B.1 – Incerteza da vazão mássica ( $\dot{m}$ )

A incerteza da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) pode ser calculada diretamente como:

$$u(\dot{m}) = \sqrt{\left(\frac{s_{\dot{m}}}{\sqrt{n_{\dot{m}}}}\right)^2 + u_B^2(\dot{m})} \quad (53)$$

Na análise de incerteza da vazão mássica será considerada apenas a incerteza do tipo B (sistemática), uma vez que, a taxa de aquisição de dados do Sensor Coriolis é bastante elevada.

#### Apêndice B.2 – Incerteza da taxa de transferência de calor ( $\dot{q}$ )

A equação da taxa de transferência de calor ( $\dot{q}$ ) pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\dot{q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (54)$$

Aplicando a incerteza combinada para a taxa de transferência de calor, obtém-se:

$$\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(c_p)}{c_p}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (55)$$

Sendo que o calor específico é um valor conhecido e tabelado, assume-se que sua incerteza  $u(c_p)$  é nula. Aplicando as simplificações na Eq. (55), obtém-se que:

$$\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (56)$$

#### Apêndice B.3 – Incerteza da diferença média logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{LMTD}$ )

A equação da diferença média logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{LMTD}$ ) pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (57)$$

Aplicando a incerteza combinada para a diferença média logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{LMTD}$ ), temos que:

$$\frac{u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}} = \sqrt{\left[ \frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} u(\Delta T_1) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} u(\Delta T_2) \right]^2} \quad (58)$$

tal que as derivadas parciais são calculadas como:

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\Delta T_1}{\left[\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right]^2} \quad (59)$$

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\Delta T_2}{\left[\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right]^2} \quad (60)$$

#### Apêndice B.4 – Incerteza do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ )

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) pode ser expresso pela seguinte expressão:

$$U = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{LMTD}} \quad (61)$$

Aplicando a incerteza combinada para o coeficiente global de transferência de calor, obtém-se:

$$\frac{u(U)}{U} = \sqrt{\left[ \frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} \right]^2 + \left[ \frac{u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}} \right]^2} \quad (62)$$

#### Apêndice B.5 – Incerteza do coeficiente de transferência de calor ( $h$ )

O coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) pode ser definido pela expressão abaixo:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_f} \quad (63)$$

Adotando a simplificação de que  $h_q = h_f$  devido a configuração da bancada experimental, a Eq. (63) é simplificada de modo que:

$$\frac{1}{U} = \frac{2}{h} + \frac{t}{k_w} \quad (64)$$

Aplicando a incerteza combinada para o coeficiente de transferência de calor, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(h)}{h} = \sqrt{\left[\frac{u(U)}{U}\right]^2 + \left[\frac{u(k_w)}{k_w}\right]^2 + \left[\frac{u(t)}{t}\right]^2} \quad (65)$$

Sendo que a condutividade térmica da placa ( $k_w$ ) é um valor conhecido e tabelado, assume-se que sua incerteza  $u(k_w)$  é nula. Aplicando as simplificações na Eq. (65), obtém-se que:

$$\frac{u(h)}{h} = \sqrt{\left[\frac{u(U)}{U}\right]^2 + \left[\frac{u(t)}{t}\right]^2} \quad (66)$$

#### Apêndice B.6 – Incerteza do número de Nusselt ( $Nu$ )

O número de Nusselt ( $Nu$ ) pode ser definido pela seguinte expressão:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (67)$$

Aplicando a incerteza combinada para o número de Nusselt, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(Nu)}{Nu} = \sqrt{\left[\frac{u(h)}{h}\right]^2 + \left[\frac{u(k)}{k}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2} \quad (68)$$

Sendo que a condutividade térmica ( $k$ ) é um valor conhecido e tabelado assume-se que sua incerteza  $u(k)$  é nula. Aplicando as simplificações na Eq. (68), obtém-se que:

$$\frac{u(Nu)}{Nu} = \sqrt{\left[\frac{u(h)}{h}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2} \quad (69)$$

#### Apêndice B.7 – Incerteza de medição da pressão diferencial ( $\Delta P$ )

A incerteza de medição da pressão diferencial ( $\Delta P$ ) pode ser calculada diretamente com a Eq. (48) expresso da seguinte maneira:

$$u(\Delta P) = \sqrt{\left(\frac{S_{\Delta P}}{\sqrt{n_{\Delta P}}}\right)^2 + u_B^2(\Delta P)} \quad (70)$$

Na análise de incerteza da pressão diferencial será considerada apenas a incerteza do tipo B (sistemática), uma vez que, a taxa de aquisição de dados dos transdutores de pressão diferencial é bastante elevada.

#### Apêndice B.8 – Incerteza do número de Reynolds ( $Re$ )

O número de Reynolds ( $Re$ ) é definido em função da vazão mássica e pode ser expresso da seguinte forma:

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{b L_w \mu} \quad (71)$$

Aplicando a incerteza combinada para o número de Reynolds em função da vazão mássica, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(Re)}{Re} = \sqrt{\left[\frac{u(\mu)}{\mu}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(L_w)}{L_w}\right]^2 + \left[\frac{u(b)}{b}\right]^2 + \left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2} \quad (72)$$

Sendo que a viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) é um valor conhecido e tabelado assume-se que a incerteza  $u(\mu)$  é nula. Aplicando as simplificações na Eq. (72), tem-se:

$$\frac{u(Re)}{Re} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(L_w)}{L_w}\right]^2 + \left[\frac{u(b)}{b}\right]^2 + \left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2} \quad (73)$$

#### Apêndice B.9 – Incerteza do fator de fricção ( $f$ )

O fator de fricção ( $f$ ) pode ser definido em função da velocidade mássica ( $G_c$ ) ou do número de Reynolds ( $Re$ ), expresso da seguinte forma:

$$f = \frac{\Delta P D_h \rho}{2L_v G_c^2} = \frac{\Delta P D_h^3 \rho}{2L_v Re^2 \mu^2} \quad (74)$$

Aplicando a incerteza combinada para o fator de fricção em função do número de Reynolds, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(f)}{f} = \sqrt{\left[\frac{u(\rho)}{\rho}\right]^2 + \left[\frac{u(\mu)}{\mu}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(L_v)}{L_v}\right]^2 + \left[\frac{u(Re)}{Re}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta P)}{\Delta P}\right]^2} \quad (75)$$

Sendo que a densidade ( $\rho$ ) e a viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) são valores conhecidos e tabelados assume-se que as incertezas  $u(\rho)$ ,  $u(\mu)$  são nulas. Aplicando as simplificações na Eq. (75), obtém-se que:

$$\frac{u(f)}{f} = \sqrt{\left[\frac{u(Re)}{Re}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta P)}{\Delta P}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(L_v)}{L_v}\right]^2} \quad (76)$$

#### Apêndice B.10 – Cálculo das incertezas experimentais – Testes hidrodinâmicos arranjo contracorrente

Segundo catálogo de fabricante, a incerteza do paquímetro digital Digimess 100.174BL é de  $\pm 0,03$  mm da medição. Logo, a medição do comprimento efetivo do

escoamento ( $L_v$ ) é de  $780,00 \pm 0,03$  mm e a largura efetiva dos canais ( $L_w$ ) é de  $350,00 \pm 0,03$  mm. Para determinar o valor do espaçamento médio do canal ( $b$ ) foi utilizado o relógio comparador Mitutoyo 543-390B. Segundo catálogo de fabricante, a incerteza do equipamento é de  $\pm 0,003$  mm. Dessa forma, o valor do espaçamento médio do canal ( $b$ ) é de  $3,2 \pm 0,003$  mm.

A seguir, são listadas as incertezas utilizadas para a determinação do fator de fricção para as seis configurações de canais do GPHE.

Tabela 25 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração LD.

| <b>Incerteza Experimental Hidrodinâmica – Configuração LD</b> |              |      |         |                  |                  |           |           |              |              |
|---|--------------|------|---------|------------------|------------------|-----------|-----------|--------------|--------------|
| $\dot{m}$   | $u(\dot{m})$ | $Re$ | $u(Re)$ | $\Delta P_{est}$ | $\Delta P_{exp}$ | $f_{est}$ | $f_{exp}$ | $u(f_{est})$ | $u(f_{exp})$ |
| 2,26  | 0,0011       | 788  | 0,4499  | 0,0101           | 0,0101           | 0,2548    | 0,1974    | 0,1389       | 0,1076       |
| 4,30  | 0,0022       | 1467 | 0,8380  | 0,0340           | 0,0303           | 0,2332    | 0,1733    | 0,0378       | 0,0315       |
| 6,52  | 0,0033       | 2250 | 1,2851  | 0,0747           | 0,0606           | 0,2223    | 0,1597    | 0,0164       | 0,0145       |
| 8,80  | 0,0044       | 3040 | 1,7361  | 0,1301           | 0,1000           | 0,2183    | 0,1479    | 0,0092       | 0,0081       |
| 11,08   | 0,0055       | 3840 | 2,1933  | 0,2069           | 0,1477           | 0,2168    | 0,1373    | 0,0058       | 0,0051       |
| 13,16   | 0,0066       | 4571 | 2,6105  | 0,2975           | 0,1969           | 0,2177    | 0,1297    | 0,0041       | 0,0036       |

Tabela 26 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração MD.

| <b>Incerteza Experimental Hidrodinâmica – Configuração MD</b> |              |      |         |                  |                  |           |           |              |              |
|---|--------------|------|---------|------------------|------------------|-----------|-----------|--------------|--------------|
| $\dot{m}$   | $u(\dot{m})$ | $Re$ | $u(Re)$ | $\Delta P_{est}$ | $\Delta P_{exp}$ | $f_{est}$ | $f_{exp}$ | $u(f_{est})$ | $u(f_{exp})$ |
| 2,21  | 0,0011       | 758  | 0,4331  | 0,0196           | 0,0136           | 0,3776    | 0,2769    | 0,1060       | 0,1121       |
| 4,16  | 0,0021       | 1423 | 0,8126  | 0,0627           | 0,0399           | 0,3514    | 0,2297    | 0,0309       | 0,0317       |
| 6,35  | 0,0032       | 2176 | 1,2427  | 0,1401           | 0,0812           | 0,3402    | 0,2004    | 0,0134       | 0,0136       |
| 8,59  | 0,0043       | 2951 | 1,6857  | 0,2541           | 0,1356           | 0,3408    | 0,1829    | 0,0074       | 0,0074       |
| 10,8  | 0,0054       | 3725 | 2,1277  | 0,4030           | 0,2005           | 0,3463    | 0,1714    | 0,0048       | 0,0047       |
| 12,79   | 0,0064       | 4450 | 2,5418  | 0,5704           | 0,2719           | 0,3538    | 0,1656    | 0,0035       | 0,0034       |

Tabela 27 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração HD.

| <b>Incerteza Experimental Hidrodinâmica – Configuração HD</b> |              |      |         |                  |                  |           |           |              |              |
|---|--------------|------|---------|------------------|------------------|-----------|-----------|--------------|--------------|
| $\dot{m}$   | $u(\dot{m})$ | $Re$ | $u(Re)$ | $\Delta P_{est}$ | $\Delta P_{exp}$ | $f_{est}$ | $f_{exp}$ | $u(f_{est})$ | $u(f_{exp})$ |

|       |        |      |        |        |        |        |        |        |        |
|-------|--------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 2,15  | 0,0011 | 725  | 0,4144 | 0,0264 | 0,0152 | 0,5665 | 0,3258 | 0,1180 | 0,1180 |
| 4,07  | 0,0020 | 1360 | 0,7767 | 0,0906 | 0,0439 | 0,5436 | 0,2631 | 0,0330 | 0,0330 |
| 6,25  | 0,0031 | 2085 | 1,1908 | 0,2088 | 0,0910 | 0,5324 | 0,2321 | 0,0141 | 0,0140 |
| 8,45  | 0,0042 | 2823 | 1,6125 | 0,3782 | 0,1528 | 0,5270 | 0,2129 | 0,0078 | 0,0077 |
| 10,66 | 0,0053 | 3573 | 2,0406 | 0,5990 | 0,2232 | 0,5249 | 0,1956 | 0,0050 | 0,0048 |
| 12,63 | 0,0063 | 4275 | 2,4417 | 0,8386 | 0,3004 | 0,5232 | 0,1874 | 0,0036 | 0,0035 |

Tabela 28 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração *LS*.

| <b>Incerteza Experimental Hidrodinâmica – Configuração LS</b> |              |      |         |                  |                  |           |           |              |              |
|---|--------------|------|---------|------------------|------------------|-----------|-----------|--------------|--------------|
| $\dot{m}$   | $u(\dot{m})$ | $Re$ | $u(Re)$ | $\Delta P_{est}$ | $\Delta P_{exp}$ | $f_{est}$ | $f_{exp}$ | $u(f_{est})$ | $u(f_{exp})$ |
| 2,18  | 0,0011       | 725  | 0,4138  | 0,0162           | 0,0151           | 0,3404    | 0,3176    | 0,1158       | 0,1158       |
| 4,11  | 0,0021       | 1369 | 0,7817  | 0,0673           | 0,0463           | 0,3969    | 0,2731    | 0,0325       | 0,0325       |
| 6,28  | 0,0031       | 2093 | 1,1954  | 0,1577           | 0,0975           | 0,3989    | 0,2466    | 0,0140       | 0,0139       |
| 8,46  | 0,0042       | 2829 | 1,6160  | 0,2816           | 0,1635           | 0,3920    | 0,2276    | 0,0077       | 0,0077       |
| 10,69   | 0,0053       | 3592 | 2,0517  | 0,4427           | 0,2431           | 0,3860    | 0,2120    | 0,0049       | 0,0048       |
| 12,67   | 0,0063       | 4282 | 2,4457  | 0,6180           | 0,3241           | 0,3840    | 0,2014    | 0,0035       | 0,0035       |

Tabela 29 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração *MS*.

| <b>Incerteza Experimental Hidrodinâmica – Configuração MS</b> |              |      |         |                  |                  |           |           |              |              |
|---|--------------|------|---------|------------------|------------------|-----------|-----------|--------------|--------------|
| $\dot{m}$   | $u(\dot{m})$ | $Re$ | $u(Re)$ | $\Delta P_{est}$ | $\Delta P_{exp}$ | $f_{est}$ | $f_{exp}$ | $u(f_{est})$ | $u(f_{exp})$ |
| 2,14  | 0,0011       | 686  | 0,3916  | 0,0235           | 0,0154           | 0,5141    | 0,3361    | 0,1204       | 0,1204       |
| 4,04  | 0,0020       | 1291 | 0,7375  | 0,0783           | 0,0474           | 0,4798    | 0,2903    | 0,0337       | 0,0337       |
| 6,20  | 0,0031       | 1984 | 1,1333  | 0,1774           | 0,0995           | 0,4606    | 0,2584    | 0,0143       | 0,0143       |
| 8,38  | 0,0042       | 2692 | 1,5374  | 0,3165           | 0,1672           | 0,4490    | 0,2373    | 0,0079       | 0,0078       |
| 10,57   | 0,0053       | 3407 | 1,9461  | 0,4982           | 0,2473           | 0,4452    | 0,2210    | 0,0050       | 0,0049       |
| 12,54   | 0,0063       | 4073 | 2,3261  | 0,6966           | 0,3302           | 0,4418    | 0,2094    | 0,0036       | 0,0035       |

Tabela 30 – Incerteza Experimental para teste hidrodinâmico arranjo contracorrente – Configuração *HS*.

| <b>Incerteza Experimental Hidrodinâmica – Configuração HS</b> |              |      |         |                  |                  |           |           |              |              |
|---|--------------|------|---------|------------------|------------------|-----------|-----------|--------------|--------------|
| $\dot{m}$   | $u(\dot{m})$ | $Re$ | $u(Re)$ | $\Delta P_{est}$ | $\Delta P_{exp}$ | $f_{est}$ | $f_{exp}$ | $u(f_{est})$ | $u(f_{exp})$ |
| 2,10  | 0,0010       | 722  | 0,4126  | 0,0305           | 0,0121           | 0,6919    | 0,2744    | 0,1249       | 0,1249       |
| 3,95  | 0,0020       | 1361 | 0,7774  | 0,1023           | 0,0405           | 0,6536    | 0,2587    | 0,0352       | 0,0352       |

|       |        |      |        |        |        |        |        |        |        |
|-------|--------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 6,06  | 0,0030 | 2089 | 1,1932 | 0,2333 | 0,0855 | 0,6338 | 0,2324 | 0,0150 | 0,0150 |
| 8,18  | 0,0041 | 2835 | 1,6194 | 0,4170 | 0,1445 | 0,6208 | 0,2151 | 0,0083 | 0,0082 |
| 10,30 | 0,0051 | 3581 | 2,0453 | 0,6533 | 0,2159 | 0,6142 | 0,2030 | 0,0054 | 0,0052 |
| 12,20 | 0,0061 | 4264 | 2,4351 | 0,9128 | 0,2893 | 0,6111 | 0,1937 | 0,0039 | 0,0037 |

Apêndice B.11 – Cálculo das incertezas experimentais – Testes térmicos arranjo contracorrente

A espessura da placa foi medida utilizando o relógio comparador Mitutoyo 543-390B, aplicando a incerteza do equipamento de  $\pm 0,003$  mm, o valor da espessura corresponde a  $0,600 \pm 0,003$  mm.

A seguir, são listadas as incertezas utilizadas para a determinação da taxa de transferência de calor para as seis configurações de canais do GPHE.

Tabela 31 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração LD – Temperatura água = 12,5°C – Ramal Frio.

| <b>Incerteza Experimental Taxa de Transferência de Calor – Configuração LD</b> |                             |                                |                              |                                 |                             |                                |
|--|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| <b>TO</b>  | <b><math>\dot{m}</math></b> | <b><math>u(\dot{m})</math></b> | <b><math>\Delta T</math></b> | <b><math>u(\Delta T)</math></b> | <b><math>\dot{q}</math></b> | <b><math>u(\dot{q})</math></b> |
| <b>(°C)</b>  | <b>(kg/s)</b>               | <b>(kg/s)</b>                  | <b>(°C)</b>                  | <b>(°C)</b>                     | <b>(kW)</b>                 | <b>(kW)</b>                    |
| 50   | 2,25                        | 0,00112                        | 8,65                         | 0,0696                          | 81,34                       | 0,7176                         |
|  | 4,25                        | 0,00213                        | 4,10                         | 0,0640                          | 73,00                       | 1,3108                         |
|  | 6,47                        | 0,00323                        | 2,68                         | 0,0605                          | 72,64                       | 1,8480                         |
|  | 8,77                        | 0,00438                        | 1,62                         | 0,0622                          | 59,40                       | 2,5622                         |
|  | 11,04                       | 0,00552                        | 1,38                         | 0,0617                          | 63,79                       | 3,0602                         |
|  | 13,07                       | 0,00654                        | 0,98                         | 0,0656                          | 53,81                       | 3,8485                         |
| 60   | 2,26                        | 0,00113                        | 10,50                        | 0,0854                          | 99,25                       | 0,7899                         |
|  | 4,25                        | 0,00212                        | 4,90                         | 0,0808                          | 87,06                       | 1,4186                         |
|  | 6,52                        | 0,00326                        | 3,42                         | 0,0735                          | 93,24                       | 1,9796                         |
|  | 8,81                        | 0,00440                        | 2,05                         | 0,0757                          | 75,39                       | 2,8008                         |
|  | 11,08                       | 0,00554                        | 1,72                         | 0,0716                          | 79,59                       | 3,3235                         |
|  | 13,11                       | 0,00656                        | 1,43                         | 0,0769                          | 78,68                       | 3,8432                         |
| 70   | 2,27                        | 0,00114                        | 13,68                        | 0,0945                          | 130,15                      | 0,8548                         |
|  | 4,26                        | 0,00213                        | 6,20                         | 0,0872                          | 110,62                      | 1,5275                         |
|  | 6,51                        | 0,00326                        | 4,26                         | 0,0770                          | 116,11                      | 2,0806                         |

|    |       |         |       |        |        |        |
|----|-------|---------|-------|--------|--------|--------|
|    | 8,84  | 0,00442 | 2,51  | 0,0808 | 92,62  | 3,0048 |
|    | 11,11 | 0,00556 | 2,09  | 0,0754 | 97,20  | 3,5579 |
|    | 13,18 | 0,00659 | 1,75  | 0,0743 | 96,84  | 4,0649 |
|    | 2,27  | 0,00114 | 16,13 | 0,1032 | 153,17 | 0,9296 |
|    | 4,31  | 0,00215 | 7,55  | 0,0951 | 136,08 | 1,6749 |
|    | 6,54  | 0,00327 | 4,73  | 0,0905 | 129,50 | 2,2923 |
| 80 | 8,85  | 0,00443 | 3,20  | 0,0808 | 118,37 | 3,0736 |
|    | 11,13 | 0,00557 | 2,41  | 0,0828 | 112,02 | 3,7536 |
|    | 13,21 | 0,00661 | 1,86  | 0,0871 | 102,57 | 4,7058 |

Tabela 32 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração MD – Temperatura água = 12,5°C – Ramal Frio.

| <b>Incerteza Experimental Taxa de Transferência de Calor – Configuração MD</b> |                             |                                |                              |                                 |                             |                                |
|--|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| <b>TO</b>  | <b><math>\dot{m}</math></b> | <b><math>u(\dot{m})</math></b> | <b><math>\Delta T</math></b> | <b><math>u(\Delta T)</math></b> | <b><math>\dot{q}</math></b> | <b><math>u(\dot{q})</math></b> |
| <b>(°C)</b>  | <b>(kg/s)</b>               | <b>(kg/s)</b>                  | <b>(°C)</b>                  | <b>(°C)</b>                     | <b>(kW)</b>                 | <b>(kW)</b>                    |
|  | 2,18                        | 0,00109                        | 9,41                         | 0,0782                          | 86,19                       | 0,7171                         |
|  | 4,13                        | 0,00207                        | 4,46                         | 0,0743                          | 77,23                       | 1,2872                         |
|  | 6,32                        | 0,00316                        | 3,03                         | 0,0680                          | 80,29                       | 1,8009                         |
| 50   | 8,54                        | 0,00427                        | 2,09                         | 0,0669                          | 74,56                       | 2,3934                         |
|  | 10,76                       | 0,00538                        | 1,48                         | 0,0680                          | 66,83                       | 3,0638                         |
|  | 12,75                       | 0,00637                        | 1,06                         | 0,0715                          | 56,36                       | 3,8146                         |
|  | 2,20                        | 0,00110                        | 12,66                        | 0,0851                          | 116,43                      | 0,7846                         |
|  | 4,15                        | 0,00207                        | 5,62                         | 0,0801                          | 97,51                       | 1,3915                         |
|  | 6,34                        | 0,00317                        | 3,65                         | 0,0734                          | 96,94                       | 1,9494                         |
| 60   | 8,58                        | 0,00429                        | 2,22                         | 0,0762                          | 79,55                       | 2,7364                         |
|  | 10,78                       | 0,00539                        | 1,86                         | 0,0720                          | 83,76                       | 3,2467                         |
|  | 12,76                       | 0,00638                        | 1,53                         | 0,0719                          | 81,77                       | 3,8375                         |
|  | 2,21                        | 0,00110                        | 15,39                        | 0,0936                          | 142,02                      | 0,8667                         |
|  | 4,15                        | 0,00208                        | 6,90                         | 0,0877                          | 119,82                      | 1,5249                         |
|  | 6,35                        | 0,00317                        | 4,39                         | 0,0798                          | 116,51                      | 2,1193                         |
| 70   | 8,57                        | 0,00429                        | 2,92                         | 0,0783                          | 104,93                      | 2,8092                         |
|  | 10,78                       | 0,00539                        | 2,41                         | 0,0737                          | 108,97                      | 3,3283                         |
|  | 12,78                       | 0,00639                        | 1,99                         | 0,0724                          | 106,35                      | 3,8726                         |

|    |       |         |       |        |        |        |
|----|-------|---------|-------|--------|--------|--------|
|    | 2,21  | 0,00111 | 18,69 | 0,1001 | 172,84 | 0,9298 |
|    | 4,17  | 0,00209 | 8,59  | 0,0929 | 149,90 | 1,6230 |
| 80 | 6,37  | 0,00319 | 5,23  | 0,0845 | 139,30 | 2,2532 |
|    | 8,59  | 0,00429 | 3,59  | 0,0811 | 129,12 | 2,9150 |
|    | 10,84 | 0,00542 | 2,66  | 0,0811 | 120,74 | 3,6758 |
|    | 12,83 | 0,00641 | 2,20  | 0,0820 | 118,04 | 4,4004 |

Tabela 33 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração *HD* – Temperatura água = 12,5°C – Ramal Frio.

| <b>Incerteza Experimental Taxa de Transferência de Calor – Configuração HD</b> |                             |                                |                              |                                 |                             |                                |
|--|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| <b>TO</b>  | <b><math>\dot{m}</math></b> | <b><math>u(\dot{m})</math></b> | <b><math>\Delta T</math></b> | <b><math>u(\Delta T)</math></b> | <b><math>\dot{q}</math></b> | <b><math>u(\dot{q})</math></b> |
| <b>(°C)</b>  | <b>(kg/s)</b>               | <b>(kg/s)</b>                  | <b>(°C)</b>                  | <b>(°C)</b>                     | <b>(kW)</b>                 | <b>(kW)</b>                    |
| 50   | 2,16                        | 0,00108                        | 9,86                         | 0,0776                          | 88,93                       | 0,7009                         |
|  | 4,07                        | 0,00203                        | 4,56                         | 0,0718                          | 77,72                       | 1,2237                         |
|  | 6,22                        | 0,00311                        | 3,28                         | 0,0699                          | 85,42                       | 1,8210                         |
|  | 8,39                        | 0,00420                        | 2,08                         | 0,0728                          | 73,19                       | 2,5570                         |
|  | 10,51                       | 0,00526                        | 1,72                         | 0,0670                          | 75,64                       | 2,9474                         |
|  | 12,47                       | 0,00623                        | 1,22                         | 0,0719                          | 63,51                       | 3,7504                         |
| 60   | 2,17                        | 0,00108                        | 12,58                        | 0,0871                          | 113,91                      | 0,7910                         |
|  | 4,08                        | 0,00204                        | 6,22                         | 0,0821                          | 106,17                      | 1,4020                         |
|  | 6,22                        | 0,00311                        | 4,19                         | 0,0725                          | 109,02                      | 1,8879                         |
|  | 8,38                        | 0,00419                        | 2,74                         | 0,0753                          | 96,09                       | 2,6417                         |
|  | 10,56                       | 0,00528                        | 2,17                         | 0,0708                          | 96,11                       | 3,1314                         |
|  | 12,48                       | 0,00624                        | 1,60                         | 0,0768                          | 83,31                       | 4,0116                         |
| 70   | 2,16                        | 0,00108                        | 16,36                        | 0,0946                          | 147,90                      | 0,8582                         |
|  | 4,11                        | 0,00205                        | 8,18                         | 0,0899                          | 140,57                      | 1,5453                         |
|  | 6,25                        | 0,00312                        | 5,12                         | 0,0782                          | 133,88                      | 2,0458                         |
|  | 8,43                        | 0,00422                        | 2,98                         | 0,0832                          | 105,04                      | 2,9357                         |
|  | 10,62                       | 0,00531                        | 2,79                         | 0,0758                          | 123,99                      | 3,3692                         |
|  | 12,56                       | 0,00628                        | 2,19                         | 0,0749                          | 115,26                      | 3,9361                         |
| 80   | 2,17                        | 0,00109                        | 19,70                        | 0,1029                          | 178,79                      | 0,9382                         |
|  | 4,13                        | 0,00206                        | 9,46                         | 0,0982                          | 163,33                      | 1,6967                         |

|       |         |      |        |        |        |
|-------|---------|------|--------|--------|--------|
| 6,42  | 0,00321 | 6,21 | 0,0841 | 166,95 | 2,2608 |
| 8,65  | 0,00433 | 3,79 | 0,0902 | 137,15 | 3,2631 |
| 10,82 | 0,00541 | 3,23 | 0,0802 | 146,43 | 3,6306 |
| 12,75 | 0,00638 | 2,57 | 0,0796 | 137,33 | 4,2481 |

Tabela 34 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração LS – Temperatura água = 12,5°C – Ramal Frio.

| <b>Incerteza Experimental Taxa de Transferência de Calor – Configuração LS</b> |                             |                                |                              |                                 |                             |                                |
|--|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| <b>TO</b>  | <b><math>\dot{m}</math></b> | <b><math>u(\dot{m})</math></b> | <b><math>\Delta T</math></b> | <b><math>u(\Delta T)</math></b> | <b><math>\dot{q}</math></b> | <b><math>u(\dot{q})</math></b> |
| <b>(°C)</b>  | <b>(kg/s)</b>               | <b>(kg/s)</b>                  | <b>(°C)</b>                  | <b>(°C)</b>                     | <b>(kW)</b>                 | <b>(kW)</b>                    |
| 50   | 2,15                        | 0,00107                        | 10,52                        | 0,0696                          | 94,60                       | 0,6274                         |
|  | 4,06                        | 0,00203                        | 5,07                         | 0,0640                          | 86,13                       | 1,0886                         |
|  | 6,22                        | 0,00311                        | 3,34                         | 0,0605                          | 87,01                       | 1,5765                         |
|  | 8,39                        | 0,00419                        | 2,07                         | 0,0622                          | 72,82                       | 2,1844                         |
|  | 10,57                       | 0,00528                        | 1,73                         | 0,0617                          | 76,47                       | 2,7326                         |
|  | 12,56                       | 0,00628                        | 1,22                         | 0,0656                          | 64,26                       | 3,4505                         |
| 60   | 2,17                        | 0,00109                        | 13,42                        | 0,0854                          | 122,05                      | 0,7792                         |
|  | 4,08                        | 0,00204                        | 6,56                         | 0,0808                          | 112,02                      | 1,3802                         |
|  | 6,25                        | 0,00312                        | 4,04                         | 0,0735                          | 105,63                      | 1,9228                         |
|  | 8,43                        | 0,00421                        | 2,48                         | 0,0757                          | 87,51                       | 2,6722                         |
|  | 10,62                       | 0,00531                        | 2,11                         | 0,0716                          | 93,86                       | 3,1822                         |
|  | 12,62                       | 0,00631                        | 1,49                         | 0,0769                          | 78,52                       | 4,0609                         |
| 70   | 2,18                        | 0,00109                        | 16,13                        | 0,0945                          | 147,14                      | 0,8650                         |
|  | 4,09                        | 0,00205                        | 7,25                         | 0,0872                          | 124,11                      | 1,4951                         |
|  | 6,27                        | 0,00314                        | 4,46                         | 0,0770                          | 117,11                      | 2,0213                         |
|  | 8,48                        | 0,00424                        | 3,12                         | 0,0808                          | 110,59                      | 2,8646                         |
|  | 10,69                       | 0,00535                        | 2,58                         | 0,0754                          | 115,24                      | 3,3725                         |
|  | 12,67                       | 0,00633                        | 2,05                         | 0,0743                          | 108,63                      | 3,9414                         |
| 80   | 2,17                        | 0,00109                        | 20,04                        | 0,1032                          | 181,88                      | 0,9413                         |
|  | 4,10                        | 0,00205                        | 9,31                         | 0,0951                          | 159,72                      | 1,6326                         |
|  | 6,28                        | 0,00314                        | 5,81                         | 0,0905                          | 152,63                      | 2,3766                         |
|  | 8,45                        | 0,00423                        | 4,08                         | 0,0808                          | 144,23                      | 2,8588                         |
|  | 10,66                       | 0,00533                        | 2,95                         | 0,0828                          | 131,77                      | 3,6943                         |

12,69      0,00635      2,21      0,0871      117,15      4,6222

Tabela 35 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração MS – Temperatura água = 12,5°C – Ramal Frio.

| <b>Incerteza Experimental Taxa de Transferência de Calor – Configuração MS</b> |                             |                                |                              |                                 |                             |                                |
|--|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| <b>TO</b>  | <b><math>\dot{m}</math></b> | <b><math>u(\dot{m})</math></b> | <b><math>\Delta T</math></b> | <b><math>u(\Delta T)</math></b> | <b><math>\dot{q}</math></b> | <b><math>u(\dot{q})</math></b> |
| <b>(°C)</b>  | <b>(kg/s)</b>               | <b>(kg/s)</b>                  | <b>(°C)</b>                  | <b>(°C)</b>                     | <b>(kW)</b>                 | <b>(kW)</b>                    |
| 50   | 2,14                        | 0,00107                        | 10,08                        | 0,0785                          | 94,60                       | 0,6274                         |
|  | 4,04                        | 0,00202                        | 4,77                         | 0,0748                          | 86,13                       | 1,0886                         |
|  | 6,18                        | 0,00309                        | 3,29                         | 0,0684                          | 87,01                       | 1,5765                         |
|  | 8,39                        | 0,00419                        | 1,97                         | 0,0694                          | 72,82                       | 2,1844                         |
|  | 10,54                       | 0,00527                        | 1,68                         | 0,0666                          | 76,47                       | 2,7326                         |
|  | 12,52                       | 0,00626                        | 1,20                         | 0,0698                          | 64,26                       | 3,4505                         |
| 60   | 2,17                        | 0,00108                        | 13,33                        | 0,0865                          | 122,05                      | 0,7792                         |
|  | 4,08                        | 0,00204                        | 6,11                         | 0,0807                          | 112,02                      | 1,3802                         |
|  | 6,21                        | 0,00311                        | 4,19                         | 0,0730                          | 105,63                      | 1,9228                         |
|  | 8,41                        | 0,00421                        | 2,48                         | 0,0755                          | 87,51                       | 2,6722                         |
|  | 10,58                       | 0,00529                        | 2,13                         | 0,0702                          | 93,86                       | 3,1822                         |
|  | 12,54                       | 0,00627                        | 1,60                         | 0,0728                          | 78,52                       | 4,0609                         |
| 70   | 2,18                        | 0,00109                        | 16,04                        | 0,0952                          | 147,14                      | 0,8650                         |
|  | 4,09                        | 0,00204                        | 7,57                         | 0,0884                          | 124,11                      | 1,4951                         |
|  | 6,22                        | 0,00311                        | 5,07                         | 0,0778                          | 117,11                      | 2,0213                         |
|  | 8,41                        | 0,00421                        | 3,23                         | 0,0784                          | 110,59                      | 2,8646                         |
|  | 10,61                       | 0,00530                        | 2,38                         | 0,0772                          | 115,24                      | 3,3725                         |
|  | 12,57                       | 0,00628                        | 2,05                         | 0,0743                          | 108,63                      | 3,9414                         |
| 80   | 2,18                        | 0,00109                        | 19,92                        | 0,1026                          | 181,88                      | 0,9413                         |
|  | 4,10                        | 0,00205                        | 9,42                         | 0,0947                          | 159,72                      | 1,6326                         |
|  | 6,24                        | 0,00312                        | 5,27                         | 0,0879                          | 152,63                      | 2,3766                         |
|  | 8,42                        | 0,00421                        | 4,05                         | 0,0810                          | 144,23                      | 2,8588                         |
|  | 10,61                       | 0,00530                        | 3,10                         | 0,0786                          | 131,77                      | 3,6943                         |
|  | 12,60                       | 0,00630                        | 2,29                         | 0,0850                          | 117,15                      | 4,6222                         |

Tabela 36 – Incerteza Experimental para teste térmico arranjo contracorrente – Configuração HS – Temperatura água = 12,5°C – Ramal Frio.

| <b>Incerteza Experimental Taxa de Transferência de Calor – Configuração HS</b> |                             |                                |                              |                                 |                             |                                |
|--|-----------------------------|--------------------------------|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| <b>TO</b>  | <b><math>\dot{m}</math></b> | <b><math>u(\dot{m})</math></b> | <b><math>\Delta T</math></b> | <b><math>u(\Delta T)</math></b> | <b><math>\dot{q}</math></b> | <b><math>u(\dot{q})</math></b> |
| <b>(°C)</b>  | <b>(kg/s)</b>               | <b>(kg/s)</b>                  | <b>(°C)</b>                  | <b>(°C)</b>                     | <b>(kW)</b>                 | <b>(kW)</b>                    |
| 50   | 2,10                        | 0,00105                        | 11,76                        | 0,0696                          | 103,37                      | 0,7732                         |
|  | 3,95                        | 0,00198                        | 5,94                         | 0,0640                          | 98,21                       | 1,3605                         |
|  | 6,04                        | 0,00302                        | 3,51                         | 0,0605                          | 88,72                       | 2,0125                         |
|  | 8,14                        | 0,00407                        | 2,39                         | 0,0622                          | 81,37                       | 2,7000                         |
|  | 10,30                       | 0,00515                        | 1,75                         | 0,0617                          | 75,50                       | 3,4388                         |
|  | 12,19                       | 0,00609                        | 1,41                         | 0,0656                          | 71,71                       | 4,1242                         |
| 60   | 2,11                        | 0,00106                        | 11,15                        | 0,0854                          | 98,38                       | 0,8786                         |
|  | 3,97                        | 0,00198                        | 6,04                         | 0,0808                          | 100,23                      | 1,5072                         |
|  | 6,06                        | 0,00303                        | 3,93                         | 0,0735                          | 99,59                       | 2,1669                         |
|  | 8,16                        | 0,00408                        | 2,89                         | 0,0757                          | 98,55                       | 2,7783                         |
|  | 10,28                       | 0,00514                        | 2,26                         | 0,0716                          | 97,13                       | 3,3442                         |
|  | 12,14                       | 0,00607                        | 1,94                         | 0,0769                          | 98,51                       | 3,7681                         |
| 70   | 2,11                        | 0,00105                        | 17,23                        | 0,0945                          | 151,93                      | 0,8879                         |
|  | 3,97                        | 0,00198                        | 9,50                         | 0,0872                          | 157,58                      | 1,5349                         |
|  | 6,07                        | 0,00303                        | 5,57                         | 0,0770                          | 141,33                      | 2,2337                         |
|  | 8,17                        | 0,00409                        | 3,68                         | 0,0808                          | 125,61                      | 2,9931                         |
|  | 10,30                       | 0,00515                        | 2,98                         | 0,0754                          | 128,37                      | 3,6782                         |
|  | 12,20                       | 0,00610                        | 2,28                         | 0,0743                          | 116,46                      | 4,4735                         |
| 80   | 2,11                        | 0,00106                        | 22,86                        | 0,1032                          | 201,68                      | 0,9313                         |
|  | 3,97                        | 0,00198                        | 12,32                        | 0,0951                          | 204,41                      | 1,5565                         |
|  | 6,05                        | 0,00303                        | 7,02                         | 0,0905                          | 177,61                      | 2,2318                         |
|  | 8,17                        | 0,00409                        | 4,58                         | 0,0808                          | 156,34                      | 3,0145                         |
|  | 10,29                       | 0,00514                        | 3,20                         | 0,0828                          | 137,72                      | 3,8506                         |
|  | 12,21                       | 0,00610                        | 2,46                         | 0,0871                          | 125,52                      | 4,6773                         |

## APÊNDICE C – ANÁLISE DA MÁ DISTRIBUIÇÃO

Nas Tabela 37, Tabela 38 e Tabela 39 são apresentados os valores da vazão mássica nas condições de canal estrangulado e expandido no arranjo contracorrente, na condição de não haver deformação no arranjo paralelo. Em seguida, os resultados são comparados aos obtidos pelo modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984) que não leva em consideração a deformação de canais em GPHEs para uma valor de Reynolds do canal de aproximadamente 264, 407 e 694.

Tabela 37 – Vazão mássica calculada em função da posição para os diferentes arranjos de escoamento para Reynolds do canal 264.

| <b>Configuração</b>                  | <b>Vazão mássica no canal (kg/s)</b> |            |            |            |            |            |            |
|--------------------------------------|--------------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| <b>Posição</b>                       | <b>P01</b>                           | <b>P02</b> | <b>P03</b> | <b>P04</b> | <b>P05</b> | <b>P06</b> | <b>P07</b> |
| <b>Bassiouny e Martin (1984)</b>     | 0,057                                | 0,057      | 0,058      | 0,059      | 0,061      | 0,064      | 0,067      |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 0,058                                | 0,056      | 0,053      | 0,055      | 0,056      | 0,057      | 0,058      |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 0,046                                | 0,045      | 0,044      | 0,044      | 0,046      | 0,047      | 0,047      |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 0,049                                | 0,045      | 0,045      | 0,044      | 0,043      | 0,046      | 0,051      |
| <b>Posição</b>                       | <b>P08</b>                           | <b>P09</b> | <b>P10</b> | <b>P11</b> | <b>P12</b> | <b>P13</b> | <b>P14</b> |
| <b>Bassiouny e Martin (1984)</b>     | 0,044                                | 0,044      | 0,044      | 0,044      | 0,045      | 0,046      | 0,047      |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 0,041                                | 0,041      | 0,041      | 0,041      | 0,041      | 0,043      | 0,042      |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 0,034                                | 0,033      | 0,032      | 0,031      | 0,034      | 0,027      | 0,031      |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 0,037                                | 0,040      | 0,039      | 0,039      | 0,039      | 0,037      | 0,036      |

Tabela 38 – Vazão mássica calculada em função da posição para os diferentes arranjos de escoamento para Reynolds do canal 407.

| <b>Configuração</b>                  | <b>Vazão mássica no canal (kg/s)</b> |            |            |            |            |            |            |
|--------------------------------------|--------------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| <b>Posição</b>                       | <b>P01</b>                           | <b>P02</b> | <b>P03</b> | <b>P04</b> | <b>P05</b> | <b>P06</b> | <b>P07</b> |
| <b>Bassiouny e Martin (1984)</b>     | 0,086                                | 0,087      | 0,088      | 0,090      | 0,093      | 0,097      | 0,102      |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 0,087                                | 0,083      | 0,082      | 0,084      | 0,085      | 0,088      | 0,089      |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 0,087                                | 0,087      | 0,087      | 0,086      | 0,087      | 0,090      | 0,092      |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 0,089                                | 0,085      | 0,084      | 0,085      | 0,085      | 0,088      | 0,092      |
| <b>Posição</b>                       | <b>P08</b>                           | <b>P09</b> | <b>P10</b> | <b>P11</b> | <b>P12</b> | <b>P13</b> | <b>P14</b> |
| <b>Bassiouny e Martin (1984)</b>     | 0,067                                | 0,068      | 0,068      | 0,069      | 0,070      | 0,072      | 0,074      |

|                                      |       |       |       |       |       |       |       |
|--------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 0,063 | 0,064 | 0,064 | 0,064 | 0,065 | 0,068 | 0,066 |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 0,066 | 0,067 | 0,066 | 0,063 | 0,065 | 0,063 | 0,064 |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 0,068 | 0,069 | 0,070 | 0,071 | 0,072 | 0,069 | 0,068 |

Tabela 39 – Vazão mássica calculada em função da posição para os diferentes arranjos de escoamento para Reynolds do canal 694.

| <b>Configuração</b>                  | <b>Vazão mássica no canal (kg/s)</b> |            |            |            |            |            |            |
|--------------------------------------|--------------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| <b>Posição</b>                       | <b>P01</b>                           | <b>P02</b> | <b>P03</b> | <b>P04</b> | <b>P05</b> | <b>P06</b> | <b>P07</b> |
| <b>Bassiouny e Martin (1984)</b>     | 0,144                                | 0,144      | 0,147      | 0,150      | 0,157      | 0,164      | 0,173      |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 0,144                                | 0,139      | 0,140      | 0,141      | 0,144      | 0,149      | 0,152      |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 0,133                                | 0,132      | 0,132      | 0,131      | 0,133      | 0,138      | 0,140      |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 0,135                                | 0,131      | 0,129      | 0,131      | 0,130      | 0,137      | 0,140      |
| <b>Posição</b>                       | <b>P08</b>                           | <b>P09</b> | <b>P10</b> | <b>P11</b> | <b>P12</b> | <b>P13</b> | <b>P14</b> |
| <b>Bassiouny e Martin (1984)</b>     | 0,116                                | 0,116      | 0,117      | 0,118      | 0,121      | 0,124      | 0,128      |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 0,109                                | 0,109      | 0,112      | 0,112      | 0,112      | 0,119      | 0,114      |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 0,101                                | 0,102      | 0,101      | 0,099      | 0,101      | 0,100      | 0,101      |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 0,106                                | 0,105      | 0,107      | 0,110      | 0,110      | 0,107      | 0,107      |

Tabela 40 – Diferença percentual da vazão mássica calculada para Reynolds do canal 264.

| <b>Configuração</b>                  | <b>Erro relativo percentual (%)</b> |            |            |            |            |            |            |                            |
|--------------------------------------|-------------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|----------------------------|
| <b>Posição</b>                       | <b>P01</b>                          | <b>P02</b> | <b>P03</b> | <b>P04</b> | <b>P05</b> | <b>P06</b> | <b>P07</b> | <b>Dif<sub>LS/LD</sub></b> |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 1,08                                | 2,92       | 9,05       | 8,65       | 8,97       | 11,27      | 15,91      | <b>8,26</b>                |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 24,98                               | 26,98      | 31,98      | 34,85      | 33,57      | 35,49      | 41,01      | <b>32,69</b>               |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 15,97                               | 27,08      | 30,30      | 34,29      | 41,43      | 37,23      | 31,09      | <b>31,06</b>               |
| <b>Posição</b>                       | <b>P08</b>                          | <b>P09</b> | <b>P10</b> | <b>P11</b> | <b>P12</b> | <b>P13</b> | <b>P14</b> | <b>Dif<sub>LS/LD</sub></b> |
| <b>Paralelo (Sem deformação)</b>     | 5,83                                | 5,84       | 7,62       | 7,25       | 9,35       | 6,13       | 12,63      | <b>7,81</b>                |
| <b>Contracorrente (Estrangulado)</b> | 28,59                               | 31,48      | 36,23      | 44,73      | 33,68      | 67,62      | 52,23      | <b>42,08</b>               |
| <b>Contracorrente (Expandido)</b>    | 16,97                               | 9,43       | 12,40      | 14,38      | 15,11      | 23,50      | 30,68      | <b>17,50</b>               |

Tabela 41 – Diferença percentual da vazão mássica calculada para Reynolds do canal 477.

| Configuração                     | Erro relativo percentual (%) |      |      |      |      |       |       |                      |                      |
|----------------------------------|------------------------------|------|------|------|------|-------|-------|----------------------|----------------------|
|                                  | Posição                      | P01  | P02  | P03  | P04  | P05   | P06   | P07                  | Dif <sub>LS/LD</sub> |
| Paralelo<br>(Sem deformação)     |                              | 1,08 | 3,91 | 6,93 | 6,89 | 10,32 | 10,96 | 14,42                | 7,78                 |
| Contracorrente<br>(Estrangulado) |                              | 0,81 | 0,34 | 1,39 | 4,81 | 7,43  | 7,97  | 11,25                | 4,85                 |
| Contracorrente<br>(Expandido)    |                              | 3,14 | 1,99 | 4,19 | 6,00 | 10,44 | 9,90  | 11,37                | 6,72                 |
| Posição                          | P08                          | P09  | P10  | P11  | P12  | P13   | P14   | Dif <sub>LS/LD</sub> |                      |
| Paralelo (Sem<br>deformação)     |                              | 7,32 | 5,80 | 6,14 | 7,02 | 7,42  | 5,16  | 12,16                | 7,29                 |
| Contracorrente<br>(Estrangulado) |                              | 2,05 | 0,43 | 2,51 | 8,34 | 7,50  | 12,87 | 15,84                | 7,08                 |
| Contracorrente<br>(Expandido)    |                              | 1,38 | 2,71 | 3,10 | 3,14 | 2,57  | 3,12  | 7,67                 | 3,38                 |

Tabela 42 – Fator  $m^2$  para o arranjo contracorrente (Ramal expandido ( $Re = 445$ ) e Estrangulado ( $Re = 489$ )) e arranjo paralelo ( $Re = 407$ ).

| Valores        |        |        |        |        |        |        |        |
|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Posição        | P01    | P02    | P03    | P04    | P05    | P06    | P07    |
| $m^2_{par}$    | 0,4313 | 0,4278 | 0,4267 | 0,4285 | 0,4289 | 0,4317 | 0,4330 |
| $m^2_{cc,est}$ | 0,4446 | 0,4445 | 0,4443 | 0,4434 | 0,4445 | 0,4474 | 0,4488 |
| $m^2_{cc,exp}$ | 0,4369 | 0,4331 | 0,4325 | 0,4330 | 0,4327 | 0,4363 | 0,4391 |
| Posição        | P08    | P09    | P10    | P11    | P12    | P13    | P14    |
| $m^2_{par}$    | 0,2189 | 0,2196 | 0,2198 | 0,2199 | 0,2206 | 0,2227 | 0,2210 |
| $m^2_{cc,est}$ | 0,2293 | 0,2301 | 0,2294 | 0,2273 | 0,2285 | 0,2273 | 0,2274 |
| $m^2_{cc,exp}$ | 0,2252 | 0,2259 | 0,2263 | 0,2269 | 0,2275 | 0,2259 | 0,2252 |

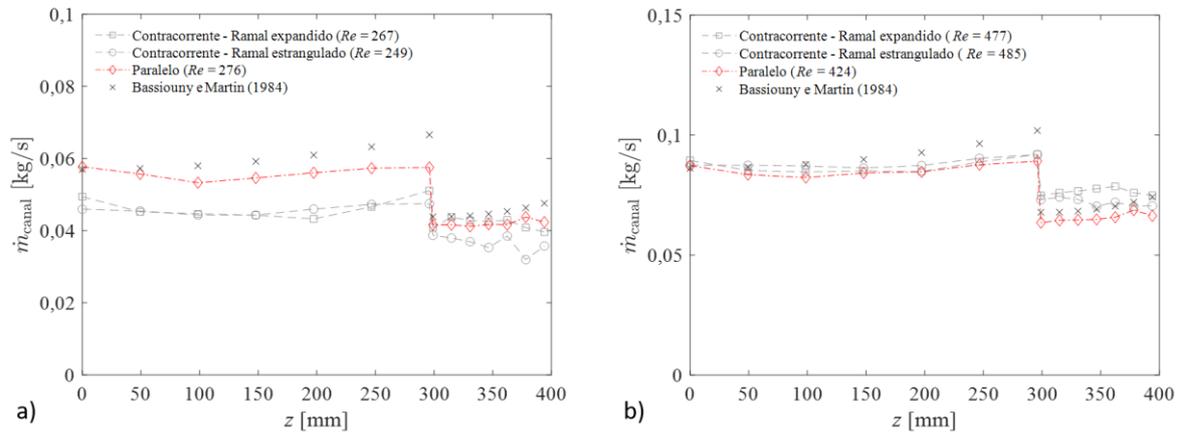
Tabela 43 – Fator  $m^2$  para o arranjo contracorrente (Ramal expandido ( $Re = 240$ ) e Estrangulado ( $Re = 247$ )) e arranjo paralelo ( $Re = 264$ ).

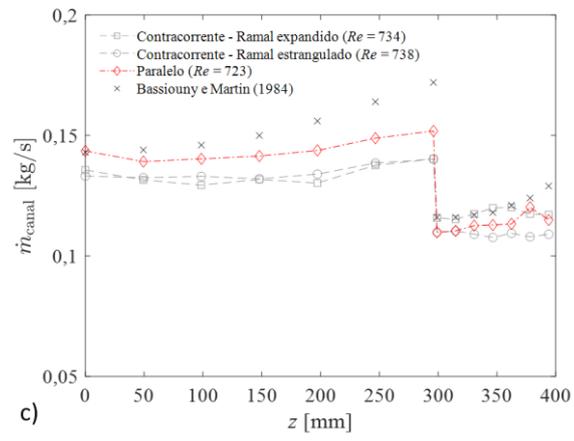
| Valores |  |  |  |  |  |  |  |
|---------|--|--|--|--|--|--|--|
|---------|--|--|--|--|--|--|--|

| Posição        | <i>P01</i> | <i>P02</i> | <i>P03</i> | <i>P04</i> | <i>P05</i> | <i>P06</i> | <i>P07</i> |
|----------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $m^2_{par}$    | 0,3949     | 0,3941     | 0,3922     | 0,3922     | 0,3950     | 0,3971     | 0,3975     |
| $m^2_{cc,est}$ | 0,3949     | 0,3941     | 0,3922     | 0,3922     | 0,3950     | 0,3971     | 0,3975     |
| $m^2_{cc,exp}$ | 0,3918     | 0,3855     | 0,3847     | 0,3840     | 0,3824     | 0,3876     | 0,3941     |
| Posição        | <i>P08</i> | <i>P09</i> | <i>P10</i> | <i>P11</i> | <i>P12</i> | <i>P13</i> | <i>P14</i> |
| $m^2_{par}$    | 0,1990     | 0,1981     | 0,1968     | 0,1947     | 0,1987     | 0,1903     | 0,1953     |
| $m^2_{cc,est}$ | 0,1990     | 0,1981     | 0,1968     | 0,1947     | 0,1987     | 0,1903     | 0,1953     |
| $m^2_{cc,exp}$ | 0,1979     | 0,2008     | 0,1999     | 0,1996     | 0,2000     | 0,1979     | 0,1967     |

Na Figura 80, as vazões mássicas calculadas nos arranjos contracorrente e paralelo são apresentadas. Os dados de vazão mássica do canal obtidos para o arranjo em paralelo, sob condições de ausência de deformação, foram os que apresentaram maior proximidade com o modelo analítico de má distribuição, em toda a faixa de Reynolds avaliada. Tal resultado pode ser atribuído ao fato de que o modelo analítico não considera o efeito da deformação elástica, o qual afeta dimensionalmente a profundidade média do canal.

Figura 80 – Vazão mássica calculada para os arranjos contracorrente e paralelo em função da posição.





## APÊNDICE D – ANÁLISE DE DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO

Tabela 44 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $Po/Nu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de  $TA = 12,5\text{ °C}$  e  $TO = 80\text{ °C}$  ( $Re = 734$ ).

| Configurações de canais                                     | Parâmetros adimensionais |                       |          |
|---|--------------------------|-----------------------|----------|
|   | $\overline{Nu}$          | $\overline{Po} = fRe$ | $fRe/Nu$ |
| $LD (\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,5^\circ)$ | 30,6                     | 185,1                 | 6,05     |
| $MD (\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$     | 34,7                     | 279,6                 | 8,06     |
| $HD (\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ)$ | 36,7                     | 369,3                 | 10,07    |
| $LS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ)$   | 37,6                     | 323,2                 | 8,60     |
| $MS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ)$ | 37,8                     | 309,8                 | 8,19     |
| $HS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$   | 39,9                     | 406,4                 | 10,20    |

Tabela 45 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $Po/Nu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de  $TA = 12,5\text{ °C}$  e  $TO = 80\text{ °C}$  ( $Re = 1378$ ).

| Configurações de canais                                     | Parâmetros adimensionais |                       |          |
|---|--------------------------|-----------------------|----------|
|   | $\overline{Nu}$          | $\overline{Po} = fRe$ | $fRe/Nu$ |
| $LD (\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,5^\circ)$ | 47,7                     | 315,4                 | 6,61     |
| $MD (\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$     | 52,5                     | 451,9                 | 8,61     |
| $HD (\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ)$ | 57,1                     | 604,3                 | 10,58    |
| $LS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ)$   | 57,2                     | 529,5                 | 9,25     |
| $MS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ)$ | 57,3                     | 512,3                 | 8,95     |
| $HS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$   | 61,8                     | 662,6                 | 10,72    |

Tabela 46 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $Po/Nu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de  $TA = 12,5\text{ °C}$  e  $TO = 80\text{ °C}$  ( $Re = 2113$ ).

| Configurações de canais                                     | Parâmetros adimensionais |                       |          |
|---|--------------------------|-----------------------|----------|
|   | $\overline{Nu}$          | $\overline{Po} = fRe$ | $fRe/Nu$ |
| $LD (\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,5^\circ)$ | 62,5                     | 440,8                 | 7,05     |
| $MD (\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$     | 67,8                     | 629,9                 | 9,29     |
| $HD (\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ)$ | 77,7                     | 852,5                 | 10,97    |
| $LS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ)$   | 74,7                     | 740,0                 | 9,91     |
| $MS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ)$ | 74,1                     | 723,9                 | 9,77     |
| $HS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$   | 81,1                     | 930,9                 | 11,48    |

Tabela 47 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $Po/Nu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de  $TA = 12,5\text{ °C}$  e  $TO = 80\text{ °C}$  ( $Re = 2862$ ).

| Configurações de canais                                     | Parâmetros adimensionais |                       |          |
|---|--------------------------|-----------------------|----------|
|   | $\overline{Nu}$          | $\overline{Po} = fRe$ | $fRe/Nu$ |
| $LD (\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,5^\circ)$ | 77,1                     | 559,3                 | 7,25     |
| $MD (\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$     | 82,9                     | 808,6                 | 9,75     |
| $HD (\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ)$ | 96,3                     | 1086,2                | 11,28    |
| $LS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ)$   | 90,4                     | 942,7                 | 10,43    |
| $MS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ)$ | 89,8                     | 929,8                 | 10,35    |
| $HS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$   | 98,6                     | 1190,8                | 12,08    |

Tabela 48 – Comparação do número Nusselt, de Poiseuille e da razão ( $Po/Nu$ ) para as configurações de canais testadas nas condições de  $TA = 12,5\text{ °C}$  e  $TO = 80\text{ °C}$  ( $Re = 2862$ ).

| Configurações de canais                                     | Parâmetros adimensionais |                       |          |
|---|--------------------------|-----------------------|----------|
|   | $\overline{Nu}$          | $\overline{Po} = fRe$ | $fRe/Nu$ |
| $LD (\bar{\beta} = 42,5^\circ - \bar{\alpha} = 23,5^\circ)$ | 91,2                     | 677,9                 | 7,43     |
| $MD (\bar{\beta} = 50^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$     | 97,6                     | 976,5                 | 10,01    |
| $HD (\bar{\beta} = 57,5^\circ - \bar{\alpha} = 14,3^\circ)$ | 111,0                    | 1302,9                | 11,74    |
| $LS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 50^\circ)$   | 106,0                    | 1142,8                | 10,78    |
| $MS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 33,5^\circ)$ | 105,0                    | 1135,7                | 10,82    |
| $HS (\bar{\beta} = 67,5^\circ - \bar{\alpha} = 20^\circ)$   | 114,8                    | 1434,9                | 12,50    |