



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

Leonel Edward Beckedorff

Análise Térmica e Hidrodinâmica de Permutadores de Calor do Tipo Placas

Joinville
2020

Leonel Edward Beckedorff

Análise Térmica e Hidrodinâmica de Permutadores de Calor do Tipo Placas

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.

Joinville

2020

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

Beckedorff, Leonel Edward
Análise Térmica e Hidrodinâmica de Permutadores de Calor
do Tipo Placas / Leonel Edward Beckedorff ; orientador,
Kleber Vieira de Paiva, 2020.
97 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Trocadores de
Calor. 3. PSHE. 4. PTV. 5. Perda de Carga. I. Paiva,
Kleber Vieira de. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências
Mecânicas. III. Título.

Leonel Edward Beckedorff

Análise Térmica e Hidrodinâmica de Permutadores de Calor do Tipo Placas

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

Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Juan Pablo de Lima Costa Salazar, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.^a Talita Sauter Possamai, Dra.
Universidade Federal de Santa Catarina

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

Prof. Régis Kovacs Scalice, Dr.

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.

Orientador

Joinville, 2020.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo apoio e incentivo.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva, e ao Prof. Dr. Jorge Luiz Goes Oliveira, pela confiança, orientação e motivação, fundamentais na execução deste trabalho.

Aos colegas e amigos de laboratório: Giovani, Matheus, Ramon, Juliano, Andrei, Abigail, Wendel, Brendo, Felipe, Thiago e Zilli.

À CAPES/FAPESC, à FEESC e à PETROBRAS pelo incentivo à pesquisa no Brasil e pela concessão de bolsas de iniciação científica e mestrado.

À todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos que promovem a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas. Trocadores de calor do tipo casco e placas (*PSHE – Plate and Shell Heat Exchanger*) consistem de um pacote de placas soldadas alojadas dentro de um casco cilíndrico com placas corrugadas do tipo Chevron, que proporcionam alto desempenho térmico e compactibilidade. A possibilidade de operação sob condições mais severas de temperatura e pressão indica que PSHEs são potenciais substitutos de trocadores de calor usuais do tipo placas. Para aprimorar o dimensionamento e a seleção de trocadores de calor casco e placas, é essencial a investigação de seu desempenho termo-hidráulico. Neste trabalho, os efeitos da geometria dos canais do PSHE na queda de pressão, na transferência de calor e nas forças atuando nas placas são investigados com o auxílio da técnica de velocimetria por rastreamento de partículas (*PTV – Particle Tracking Velocimetry*). Avaliações do campo de velocidades por *PTV* são realizadas em três configurações de canais: 15/15°, 45/45° e 15/45°. Medições de perda de carga e desempenho térmico também são realizados em um PSHE comercial. O escoamento é bem-comportado na entrada do canal e caracterizado pela presença de zonas de recirculação em sua saída. A diferença entre os campos de velocidade da entrada e da saída do canal pouco afetam o perfil de velocidade média nas seções transversais do canal. A velocidade na direção principal do escoamento é aproximadamente simétrica em relação à seção transversal do plano central do canal para ângulos de Chevron iguais a 15/15° e 45/45°, enquanto um perfil assimétrico de velocidades caracteriza o canal com ângulo misto 15/45°. O ângulo de Chevron também afeta a trajetória principal de partículas fluidas. Trajetórias longitudinais em zig-zag são observadas no canal 15/15°, enquanto no canal 45/45° predominam trajetórias ao longo da direção das corrugações. A diferença de pressão foi medida no interior do casco de um PSHE comercial. Nas presentes condições de testes, foi determinada a má-distribuição de vazão em canais no ramal do casco: a mínima e máxima vazões, redução de 45% e aumento de 75% da vazão média, respectivamente, ocorrem nas extremidades e no centro do trocador. Novas correlações para fator de fricção e número de Nusselt foram obtidas. As estimativas da taxa de transferência de calor via modelagem térmica a partir das novas correlações diferem dos valores experimentais em um intervalo inferior a $\pm 10\%$.

Palavras-chave: Trocadores de Calor; PSHE; PTV; Campos de Velocidades; Perda de Carga.

ABSTRACT

Heat exchangers are devices that promote the transfer of thermal energy between two or more fluids at different temperatures. Plate and Shell Heat Exchangers (PSHE) consist of a fully welded plate pack enclosed within a cylindrical shell with chevron-type plates, that provide high-thermal performance and compactness. The operation under severe pressure and temperature conditions is an important advantage over typical plate heat exchangers. The investigation of thermo-hydraulic performance is therefore essential to improve the design of PSHE heat exchangers. In this work the effect of the PSHE plate geometry on pressure drop, heat transfer and forces acting on a typical plate will be investigated with the aid of Particle Tracking Velocimetry (PTV). Flow field evaluations have been performed for three channel configurations: $15/15^\circ$, $45/45^\circ$ e $15/45^\circ$. Pressure drop and thermal performance measurements were performed in a commercial PSHE. Organized flow features prevail in the channel inlet, whereas a recirculation zone characterizes the turbulent flow field at the outlet. The differences between the entrance and exit velocity fields hardly affect the symmetry of the mean velocity profile in a given channel cross-section. The streamwise velocity is nearly symmetric with respect to the channel mid-plane for $15/15^\circ$ and $45/45^\circ$ channels, while for the mixed $15/45^\circ$ channel an asymmetric velocity profile is observed. The Chevron angle has been shown to affect main fluid particle trajectories. Longitudinal zig-zag trajectories occur at the $15/15^\circ$ channel, whereas fluid particle trajectories mainly follow the corrugation furrows at the $45/45^\circ$ channel. The pressure drop inside the shell of a commercial PSHE is measured. In the given experimental conditions, flow maldistribution was determined in the shell side: the minimum and maximum flow rates occur at the extremities and at the centre, respectively. Minimum and maximum values correspond to -45% and $+75\%$ of the average channel flow rate. Friction factor and Nusselt number correlations were provided. Heat transfer modelling with the new correlations predicts the total heat transfer rate with relative errors in the range $\pm 10\%$.

Keywords: Heat Exchangers; PSHE; PTV; Velocity Fields; Pressure Drop.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Modelo esquemático de um PHE.....	19
Figura 2 – Permutador de calor do tipo casco e placas.	19
Figura 3 – Modelo esquemático de um PSHE.....	20
Figura 4 – Ilustração das dimensões principais de uma placa do PHE.	21
Figura 5 – Ilustração da geometria do canal de um PSHE: (a) vista frontal e dimensões principais do canal, (b) características da seção transversal.....	21
Figura 6 – Configurações de manifolds encontrados em trocadores PHE: (a) tipo U e (b) tipo Z.	23
Figura 7 –Exemplo de má-distribuição de vazão em trocadores de calor com configuração tipos U e Z.	23
Figura 8 – Influência do parâmetro m^2 na distribuição de vazão: (a) $m^2 > 0$ e (b) $m^2 < 0$	24
Figura 9 – Distribuição de vazão em canais no ramal do casco de um PSHE.	25
Figura 10 – Influência do ângulo de Chevron em trajetórias preferenciais de partículas fluidas: (a) $\beta = 45/45^\circ$, (b) $\beta = 10/10^\circ$ e $\beta = 45/10^\circ$	27
Figura 11 – Ilustração da influência do ângulo de Chevron nas características do escoamento.	28
Figura 12 – Aplicação de PIV 2D em um túnel de vento.....	33
Figura 13 - Bancada Multifásica: esquemático.	35
Figura 14 – Área da seção transversal ao longo da direção y	37
Figura 15 – Etapas do processo de rastreamento de partículas: (a) fotografia da vista frontal da placa de calibração, (b) imagem processada da vista frontal da placa de calibração, (c) identificação de furos para calibração do espaço físico, (d) fotografia do escoamento em canal PSHE (e) trajetórias de partículas no canal PSHE em um experimento.	40
Figura 16 – Ilustração da vista frontal dos volumes discretos do canal (a) e geometria de uma célula (b).....	41
Figura 17 – Discretização das regiões de entrada/saída do canal (a) e geometria das células (b).	42
Figura 18 - Bancada Térmica: esquemático.	44
Figura 19 – (a) PSHE comercial e (b) características de uma placa do trocador.	45
Figura 20 – Medição de pressão ao longo do casco do PSHE: (a) posição inicial e (b) posição final dos tubos de tomada de pressão.	47
Figura 21 – Parcelas de queda de pressão no ramal do casco do PSHE.	48

Figura 22 – Medição de pressão no ramal interno do PSHE.....	50
Figura 23 – Seção de teste composta por 10 placas.	51
Figura 24 – Fluxograma com a matriz de testes de desempenho térmico. Os valores máximos dos contadores são: $i = 2; j = k = m = 6$	52
Figura 25 – Resistências térmicas associadas à transferência de calor em PSHEs.	54
Figura 26 – Efeito da geometria do PSHE nas trajetórias das partículas: (a) vista frontal de todo o canal, (b) entrada do canal e (c) saída do canal.	57
Figura 27 – Efeito da geometria do PSHE na velocidade média: componentes (a) vertical e (b) horizontal.....	58
Figura 28 – Efeito da geometria do canal de PSHE no perfil de velocidade média: componentes (a) vertical e (b) horizontal.	59
Figura 29 – Efeito da geometria do canal de PSHE no perfil de velocidade média radial na circunferência dos dutos de entrada e saída do canal.	60
Figura 30 – Estimativas locais de: (a) número de Reynolds, (b) fator de fricção e (c) número de Nusselt em um canal do PSHE. Número de Reynolds na seção central igual a 3450.....	61
Figura 31 – Forças locais devido às tensões de cisalhamento: (a) magnitude da força, (b) componente horizontal e (c) componente vertical. Escoamento na descendente.....	63
Figura 32 – Efeito do ângulo de Chevron em trajetórias preferenciais de partículas para os canais: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°.....	64
Figura 33 – Efeito do ângulo de Chevron na componente horizontal da velocidade de partículas rastreadas: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°.....	66
Figura 34 – Efeito do ângulo de Chevron na componente vertical do campo de velocidade média: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°. As velocidades são adimensionalizadas com a velocidade média da seção $y = 0$, v_B	67
Figura 35 – Efeito do ângulo de Chevron na componente horizontal do campo de velocidade média: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°. As velocidades são adimensionalizadas com a velocidade média da seção $y = 0$, v_B	68
Figura 36 – Efeito do ângulo de Chevron no perfil de velocidade vertical adimensional na seção $y = 0$	69
Figura 37 – Efeito do ângulo de Chevron no campo de velocidades na saída dos canais: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°. Escoamento na ascendente. Linhas sólidas são adicionadas para melhorar visualizar a dimensão das zonas recirculantes.	71
Figura 38 – Vazão mássica calculada ao longo da seção transversal do canal do PSHE com auxílio de PTV.....	72

Figura 39 – PDFs normalizadas das componentes lateral (a) e vertical (b) da velocidade no volume com centro em $x = 0$ e $y = 0$	73
Figura 40 – Efeito do número de Reynolds (a) na queda de pressão e (b) no fator de fricção em um canal do PSHE.....	75
Figura 41 – Efeito da geometria do casco na queda de pressão por canal de um PSHE, $Re_{canal} = 813$. O valor de L_{total} é igual a 0,33 m.....	76
Figura 42 – Efeito da geometria do casco no coeficiente de resistência ao escoamento no casco do PSHE.	77
Figura 43 – Efeitos da vazão mássica de água e da temperatura do óleo (ramal interno) na perda de carga total (ramal do casco). O tanque de água é mantido a 12,5°C para diversas vazões de óleo.	78
Figura 44 – Comparação entre a perda de carga experimental e calculada a partir de escoamentos de água no ramal do casco.	79
Figura 45 – Efeito da geometria do casco do PSHE na distribuição irregular de vazões para números de Re_{canal} variando entre 124 e 953.....	80
Figura 46 – Efeitos da vazão mássica de água e da temperatura do óleo (ramal do casco) na perda de carga total (ramal interno). O tanque de água é mantido a 12,5°C para diversas vazões de óleo.	81
Figura 47 – Influência das configurações do casco e dos dutos de distribuição na queda de pressão total de cada ramal.....	81
Figura 48 – Efeitos da vazão mássica e da temperatura do óleo térmico na perda de carga total do ramal interno. O tanque de água é mantido a 12,5°C e a vazão de água variada entre 1 e 7,5 kg/s.	82
Figura 49 – Efeitos da vazão mássica e da temperatura do óleo térmico na perda de carga total do ramal do casco. O tanque de água é mantido a 12,5°C e a vazão de água variada entre 1 e 7,5 kg/s.	83
Figura 50 – Efeito do número de Reynolds no fator de fricção utilizando óleo térmico: resultados experimentais para os ramais (a) interno e (b) do casco.	84
Figura 51 – Efeito da geometria do canal interno e do canal do casco de um PSHE no fator de fricção.	85
Figura 52 – Comparação entre resultados experimentais e correlações da literatura: óleo térmico (a) no ramal interno e (b) no ramal do casco.....	86
Figura 53 – Comparação entre taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio.	87

Figura 54 – Efeito do número de Re_{canal} na taxa de transferência de calor dos fluidos (a) quente e (b) frio.....	88
Figura 55 – Influência do número de Reynolds do óleo no fator j_{Nu} , óleo no ramal interno. ..	89
Figura 56 – Comparação entre resultados experimentais e resultados a partir de correlações da literatura para PHEs.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Correlações de fator de fricção desenvolvidas para PHEs.	29
Tabela 2 – Correlações de número de Nusselt desenvolvidas para PHEs.....	31
Tabela 3 – Faixa de operação da bancada térmica.	45
Tabela 4 – Características geométricas do PSHE comercial.	46
Tabela 5 – Correlações desenvolvidas para o fator de fricção no trocador PSHE.	85
Tabela 6 – Correlações desenvolvidas para o número de Nusselt.....	89

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
A_{sec}	Área da seção transversal	[m ²]
$A_{efetiva}$	Área efetiva de transferência de calor	[m ²]
b	Amplitude da corrugação	[m]
c_p	Calor específico	[J/kg.K]
C_D	Coefficiente de arrasto	-
d	Diâmetro	[m]
D_e	Diâmetro equivalente	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
D_p	Diâmetro dos dutos	[m]
f	Fator de fricção de Fanning	-
F	Força	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G	Velocidade mássica	[kg/m ² .s]
h	Coefficiente de transferência de calor	[W/m ² .K]
j_{Nu}	Fator-j baseado no número de Nusselt	-
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
k_w	Condutividade térmica das placas	[W/m.K]
l	Comprimento de escala	[m]
L_h	Distância horizontal entre centro dos dutos	[m]
L_p	Comprimento efetivo da placa	[m]
L_v	Distância vertical entre centro dos dutos	[m]
L_w	Largura efetiva da placa	[m]
L_{total}	Comprimento do pacote de placas	[m]
m	Parâmetro adimensional de má-distribuição	-
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
n_p	Número de passes	-
N_{canais}	Número de canais do ramal	-
N_t	Número de placas	-
Nu	Número de Nusselt	-
Re	Número de Reynolds	-
p	Passo da corrugação	[m]
P_c	Largura da corrugação	[m]
Pr	Número de Prandtl	-
Q	Taxa de transferência de calor	[W]
R_{total}	Resistência térmica total	[W/K]
St	Número de Stokes	-
t	Espessura das placas	[m]
u, v	Velocidade	[m/s]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
U_{TV}	Velocidade terminal	[m/s]
V	Volume	[m ³]
v_B	Velocidade média na seção	[m/s]

Letras Gregas:

β	Ângulo de Chevron	[°]
---------	-------------------	-----

ζ	Coeficiente de resistência do escoamento	-
ρ	Densidade	[kg/m ³]
Γ	Circulação	[m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
μ_w	Viscosidade dinâmica nas paredes	[kg/m.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
T	Tempo de escala	[s]
τ_w	Tensão de cisalhamento nas paredes	[Pa]
ΔP	Diferença de pressão	[bar]
ΔS	Deslocamento da partícula	[m]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
Φ	Fator de alargamento	-

Subscritos:

canal	Referente a um único canal
casco	Referente à região do casco
duto	Duto de distribuição
<i>i, in</i>	Entrada
<i>f</i>	Fluido
<i>m, avg</i>	Média
<i>o</i>	Saída
<i>p</i>	Partícula
<i>rad</i>	Radial

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	OBJETIVOS.....	17
1.1.1	Objetivo Geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos.....	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1	TROCADORES DE CALOR	18
2.1.1	Trocadores de Calor de Placas.....	18
2.1.2	Trocadores de Calor Casco e Placas.....	19
2.1.3	Características Geométricas.....	20
2.2	PERDA DE CARGA E MÁ-DISTRIBUIÇÃO	22
2.2.1	Modelos de Má-Distribuição de Vazão.....	22
2.2.2	Modelos de Perda de Carga.....	26
2.3	DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS.....	27
2.4	CORRELAÇÕES PARA PHE.....	29
2.4.1	Correlações para Fator de Fricção	29
2.4.2	Correlações para Número de Nusselt	31
2.5	MÉTODOS EXPERIMENTAIS – VIZUALIZAÇÃO DE ESCOAMENTOS	32
3	METODOLOGIA - PTV	35
3.1	BANCADA EXPERIMENTAL	35
3.2	SEÇÃO DE TESTE.....	36
3.3	PARTÍCULAS APLICADAS	37
3.4	CONFIGURAÇÕES ÓPTICAS.....	39
3.5	ALGORITMO DE RASTREAMENTO DE PARTÍCULAS	39
3.6	MÉTODO DE ANÁLISE DAS TRAJETÓRIAS	41
4	METODOLOGIA – DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO.....	43
4.1	BANCADA EXPERIMENTAL	43

4.2	SEÇÃO DE TESTES	45
4.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E MODELO ANALÍTICO.....	46
4.3.1	Queda de Pressão.....	46
4.3.1.1	Diferença de Pressão no Ramal do Casco	46
4.3.1.2	Queda de Pressão no Ramal Interno.....	49
4.3.1.3	Queda de Pressão por Fricção no Canal	50
4.3.2	Desempenho Térmico.....	51
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	56
5.1	PTV – PARTICLE TRACKING VELOCIMETRY	56
5.1.1	Trajatórias das Partículas.....	56
5.1.2	Campo de Velocidades	57
5.1.3	Fator de Fricção, Números de Reynolds e Nusselt.....	60
5.1.4	Forças Devido ao Cisalhamento nas Paredes	62
5.1.5	Influência do Ângulo de Chevron	64
5.1.5.1	Trajatórias e Campo de Velocidade	64
5.1.5.2	Campo de Velocidades na Saída do Canal.....	70
5.1.6	Validação do Método.....	71
5.2	DESEMPENHO TERMO HIDRÁULICO	75
5.2.1	Queda de Pressão.....	75
5.2.1.1	Queda de Pressão nos Canais	75
5.2.1.2	Diferença de Pressão no Casco	76
5.2.1.3	Queda de Pressão no Ramal Interno.....	80
5.2.1.4	Queda de Pressão Utilizando Óleo Térmico	82
5.2.1.5	Comparação com a Literatura	85
5.2.2	Desempenho Térmico.....	86
5.2.2.1	Coeficiente Global de Transferência de Calor	87
5.2.2.2	Correlação para Número de Nusselt.....	88

5.2.2.3	Verificação das Correlações	90
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	91
	REFERÊNCIAS	94
	APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZAS	98

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor do tipo casco e placas (*PSHE – Plate and Shell Heat Exchanger*) consistem de um pacote de placas soldadas alojadas dentro de um casco cilíndrico. De forma similar a trocadores de calor de placas gaxetadas (*PHE – Plate Heat Exchanger*), placas corrugadas do tipo Chevron são também empregadas, proporcionando alto desempenho térmico e compactibilidade (ARSENYEVA *et al.*, 2016). A presença de um casco reforçado e a união das placas corrugadas através de método de soldagem a laser possibilitam a operação sob condições mais severas de temperatura e pressão se comparado a trocadores PHE (KLEMES *et al.*, 2015). De acordo com Lim *et al.* (2018), consideradas as vantagens em relação à transferência de calor e à capacidade de operação em condições mais severas, PSHEs são potenciais substitutos de PHEs.

As características hidrodinâmicas e de transferência de calor do PSHE podem ser previstas a partir de correlações existentes para PHEs. Entretanto, apesar da semelhança das corrugações, a geometria circular das placas do PSHE pode modificar o campo de escoamento e, dessa forma, modificar fatores de fricção e coeficientes de transferência de calor. Para aprimorar o dimensionamento e seleção de trocadores de calor casco e placas, é essencial a investigação do campo de velocidades no interior de seus canais. No presente trabalho, os efeitos da geometria dos canais do PSHE na perda de carga, na transferência de calor e nas forças atuando nas placas são investigados. O campo de velocidades em canais típicos do permutador é obtido com o auxílio da técnica de velocimetria por rastreamento de partículas (*PTV – Particle Tracking Velocimetry*).

A escolha do método PTV é justificada pela possibilidade de aquisição simultânea de informações sobre partículas em diferentes regiões do volume de medição e pelo escoamento com propriedades não-homogêneas. A concentração de partículas no escoamento é baixa para evitar efeitos significativos de dissipação viscosa e, dessa forma, impedir a modificação do escoamento devido à presença das partículas. A baixa densidade de partículas justifica a utilização do método PTV ao invés de velocimetria por imagem de partículas (*PIV – Particle Image Velocimetry*).

As características do escoamento são avaliadas em canais de PSHE com diversos ângulos de Chevron. As seções de testes para o PTV consistem em canais formados pela união de duas placas de acrílico, usinadas para corresponder à geometria dos canais do PSHE. A faixa de número de Reynolds utilizada no trabalho é compatível à encontrada em plantas de extração de petróleo, característica de regime turbulento.

A perda de carga e a taxa de transferência de calor são avaliadas em um PSHE comercial. Experimentos são realizados para obtenção do campo de pressão no ramal do casco, o que permite inferir a distribuição da vazão mássica ao longo dos canais do equipamento. Para avaliar o desempenho térmico, são reproduzidas condições de operação típicas da indústria de óleo e gás, com a transferência de calor ocorrendo entre água e óleo térmico aquecido. Para executar os experimentos propostos, são utilizadas duas bancadas de testes construídas no laboratório *Thermal Fluid Flow Group – T2F*, na Universidade Federal de Santa Catarina.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é o estudo do desempenho térmico e hidrodinâmico de trocadores de calor tipo casco e placas.

1.1.2 Objetivos Específicos

Apresentam-se como objetivos específicos:

- Obter o campo de velocidades em canais do PSHE através do método de velocimetria por rastreamento de partículas;
- Analisar o impacto do ângulo de Chevron no desempenho de permutadores de calor do tipo casco-placas;
- Realizar experimentos para medição da perda de carga total no ramal interno e no casco;
- Realizar experimentos para obtenção do campo de pressão no interior do casco do PSHE;
- Realizar experimentos de desempenho térmico do trocador de calor casco e placas;
- Desenvolver correlações para fator de fricção e número de Nusselt;
- Verificar quais correlações para PHE podem ser aplicadas ou adaptadas para aplicação em PSHE.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos que promovem a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas. Permutadores de calor são utilizados em diversos setores: produção de energia, indústrias alimentícia e química, refrigeração, extração de óleo e gás, etc. (KAKAÇ *et al.*, 2012). Segundo Shah e Sekulić (2003), trocadores de calor podem ser classificados de acordo com:

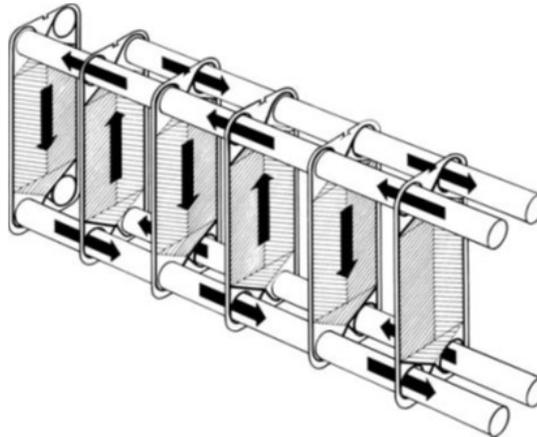
- O processo de transferência de calor: (a) contato indireto, quando a transferência de calor ocorre através de uma superfície separadora, e (b) contato direto;
- O número de fluidos: de dois a n -fluidos;
- O nível de compactação: permutadores de calor são considerados compactos quando apresentam densidade de área acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (área de transferência de calor pelo volume total do equipamento);
- Os aspectos construtivos: destacam-se trocadores de calor tipo tubular, tipo superfície estendida e tipo placas;
- O arranjo dos fluxos: (a) fluxo paralelo, (b) fluxo contracorrente e (c) fluxo cruzado;
- Os mecanismos de transferência de calor: convecção monofásica, convecção bifásica, combinação entre radiação e convecção.

Neste trabalho, são estudados trocadores de calor do tipo placas. Suas características são descritas na próxima subseção.

2.1.1 Trocadores de Calor de Placas

Trocadores de calor de placas são constituídos por uma sequência de placas finas que formam canais para o escoamento dos fluidos quente e frio. Os permutadores podem ser utilizados para transferência de calor indireta entre qualquer combinação de escoamento de gases, líquidos ou componentes multifásicos (KAKAÇ *et al.*, 2012). Entre os modelos de PHEs, destacam-se: trocadores de calor gaxetados, brasados e totalmente soldados. Na Figura 1, é apresentado um modelo esquemático de PHE gaxetado com configuração contracorrente.

Figura 1 – Modelo esquemático de um PHE.



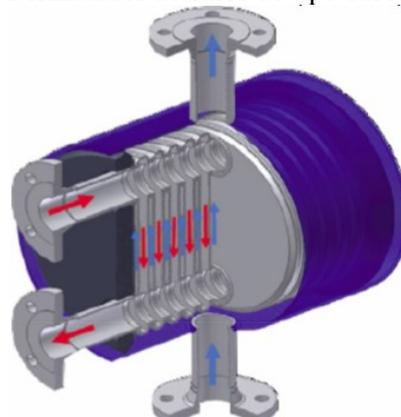
Fonte: Kakaç *et al.* (2012).

Os fluidos de trabalho entram no PHE pelos dutos de distribuição, passam por canais verticais formados por pares de placas corrugadas e são então direcionados aos dutos de saída. As correntes de fluido quente e frio são intercaladas entre os canais, e a transferência de calor ocorre através de condução de calor através das placas.

2.1.2 Trocadores de Calor Casco e Placas

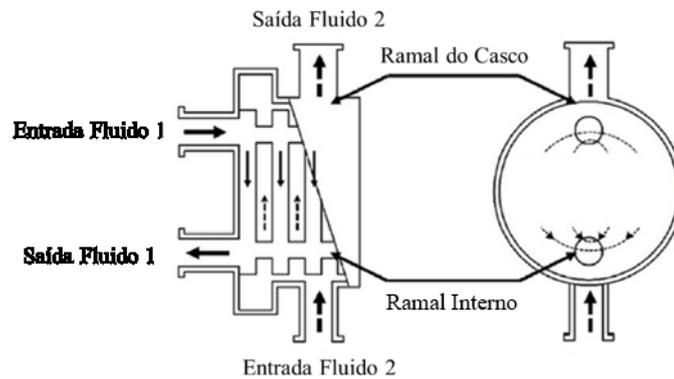
Trocadores de calor casco e placas consistem de um pacote de placas totalmente soldadas e alojadas dentro de um casco cilíndrico, formando dois ramais: ramal interno e ramal do casco (Figuras 2 e 3). As placas apresentam padrões de corrugação similares aos encontrados em PHEs, e proporcionam alto desempenho térmico e compactibilidade (ARSENYEVA *et al.*, 2016).

Figura 2 – Permutador de calor do tipo casco e placas.



Fonte: Freire e Andrade (2014).

Figura 3 – Modelo esquemático de um PSHE.



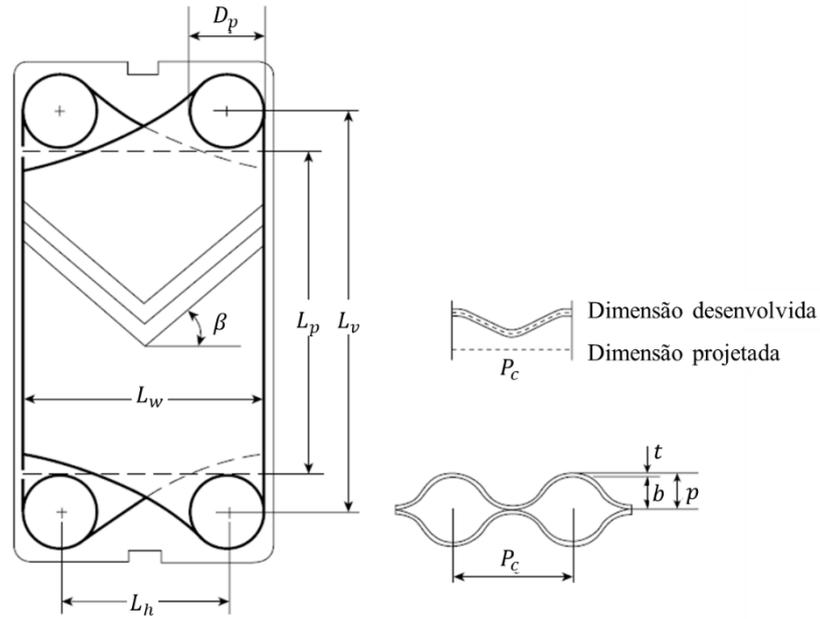
Fonte: Adaptado de Lim *et al.* (2018).

A presença de um casco reforçado e a união das placas corrugadas através de método de soldagem a laser possibilitam a operação sob condições mais severas de temperatura e pressão se comparado a trocadores PHE. Temperaturas até 900 °C e pressões da ordem de 20 MPa foram observadas por Klemes *et al.* (2015). Entre as aplicações, destacam-se de plantas nucleares a unidades de destilação de óleo cru (FREIRE AND ANDRADE, 2014). Segundo Lim *et al.* (2018), devido às vantagens em relação à transferência de calor e às condições de operação, PSHEs são potenciais substitutos de PHEs.

2.1.3 Características Geométricas

Uma grande variedade de modelos de corrugação é encontrada em placas comerciais de PHEs, sendo o tipo Chevron o mais utilizado. Segundo Kakaç *et al.* (2012), os métodos de previsão de desempenho se baseiam em dados experimentais, particulares de cada padrão de corrugação. Nas placas do tipo Chevron, as corrugações possuem um ângulo β com a horizontal; os ângulos são dispostos de forma antissimétrica em placas adjacentes. Na Figura 4, são apresentadas as dimensões principais de uma placa do tipo Chevron.

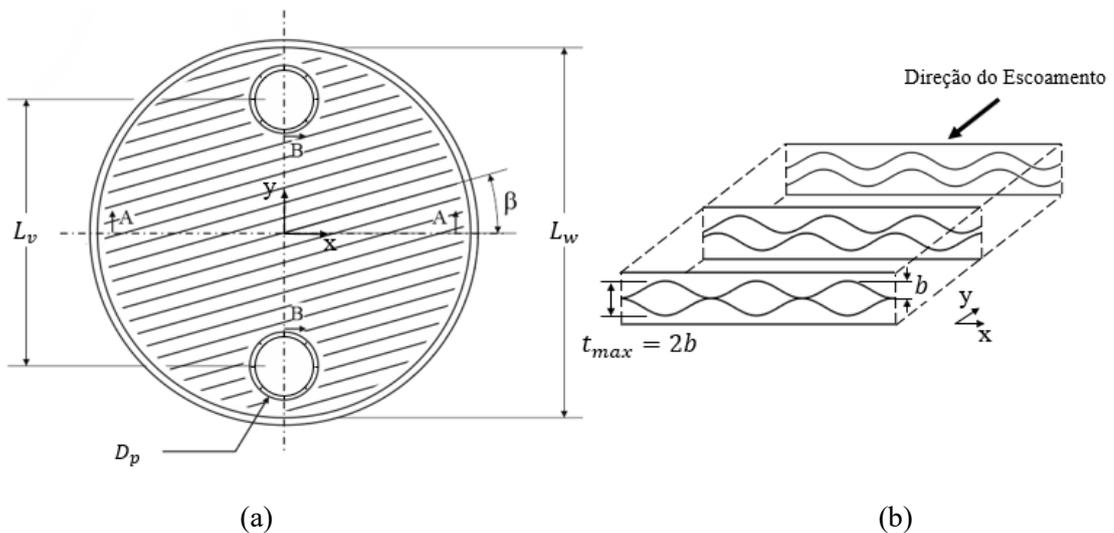
Figura 4 – Ilustração das dimensões principais de uma placa do PHE.



Fonte: Kakaç *et al.* (2012).

L_w e L_p são a largura e o comprimento efetivos da placa, respectivamente. D_p é o diâmetro dos dutos de entrada e saída. L_h e L_v são a distância horizontal e vertical entre o centro dos dutos; P_c é a largura da corrugação e b é sua amplitude. p é a soma da amplitude da corrugação com a espessura das placas, t . Dimensões semelhantes são utilizadas no PSHE, ver Figura 5a.

Figura 5 – Ilustração da geometria do canal de um PSHE: (a) vista frontal e dimensões principais do canal, (b) características da seção transversal.



Fonte: Autor (2020).

Na Figura 5b, é apresentada a geometria de um canal do PSHE, composto pelo contato de duas placas adjacentes. Nota-se que a área da seção transversal varia ao longo de y , e a distância entre placas varia de 0 a $2b$. Segundo Kakaç *et al.* (2012), o diâmetro hidráulico é definido para PHEs por:

$$D_h = 2b/\Phi \quad (2.1)$$

onde Φ é o fator de alargamento, que representa a razão entre a área de transferência de calor de uma placa e sua área projetada. O diâmetro hidráulico é utilizado para o cálculo do número de Reynolds de um canal:

$$Re_{\text{canal}} = G_{\text{canal}} D_h / \mu \quad (2.2)$$

onde G_{canal} é a velocidade mássica (razão entre vazão mássica e seção transversal do escoamento) em um canal e μ é a viscosidade dinâmica. Para o PSHE, a velocidade mássica é calculada com a área da seção transversal em $y = 0$.

2.2 PERDA DE CARGA E MÁ-DISTRIBUIÇÃO

2.2.1 Modelos de Má-Distribuição de Vazão

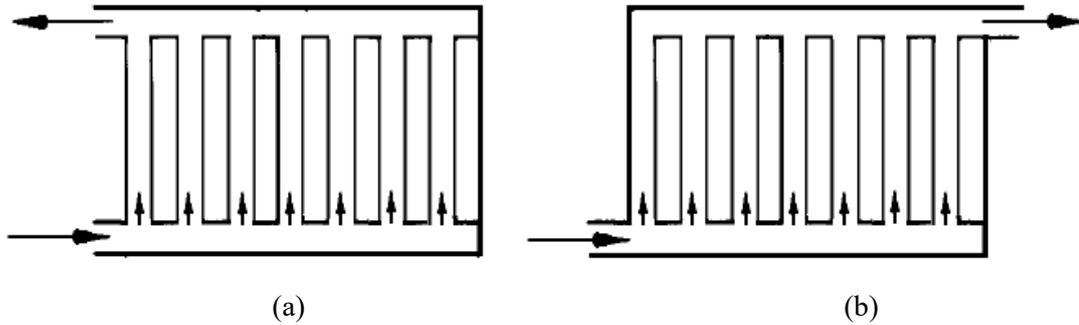
Nos métodos utilizados para o dimensionamento de trocadores de calor, usualmente adota-se como hipótese vazão mássica distribuída de forma homogênea. Em condições reais de operação, entretanto, é comum a ocorrência de distribuições de vazão não-uniformes, o que pode afetar significativamente o desempenho do permutador de calor (SHAH e SEKULIC, 2003).

Bassiouny e Martin (1983) realizaram um estudo analítico da distribuição de vazão em PHEs com base nas velocidades axiais e na distribuição de pressão nos dutos de distribuição de entrada e saída. Foi encontrado um parâmetro característico, m , que permite determinar o comportamento do escoamento ao longo do trocador de calor.

De acordo com o estudo, a má-distribuição de vazão é dependente da velocidade do escoamento, do arranjo de fluxo e de características geométricas, *e.g.* área das seções transversais dos dutos e dos canais. Em trocadores de placas gaxetadas, os dutos podem

apresentar configurações do tipo U ou Z, Figura 6, enquanto para PSHEs é mais comum a configuração em U.

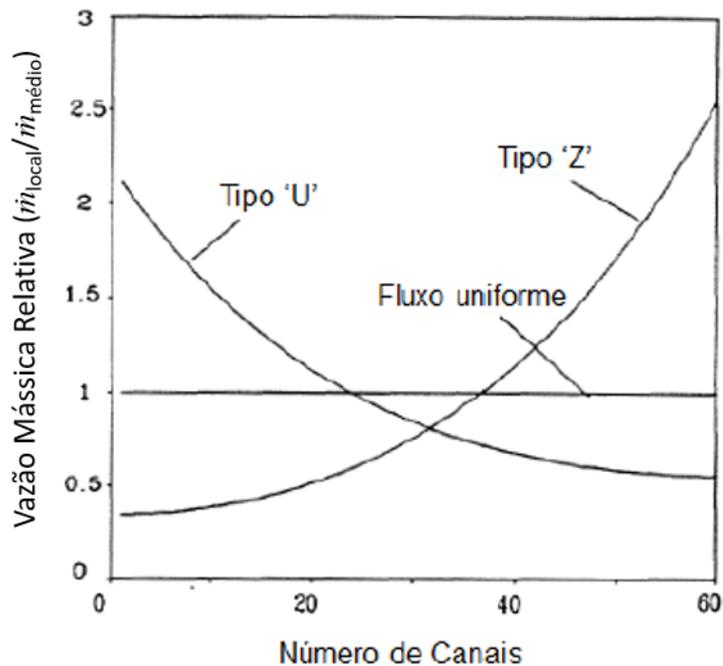
Figura 6 – Configurações de manifolds encontrados em trocadores PHE: (a) tipo U e (b) tipo Z.



Fonte: Bassiouny e Martin (1983, a).

Na Figura 7 são exibidas distribuições de vazão típicas das configurações U e Z.

Figura 7 – Exemplo de má-distribuição de vazão em trocadores de calor com configuração tipos U e Z.



Fonte: adaptado de Thonon *et al.* (1991).

O parâmetro adimensional m é obtido pela solução de uma equação diferencial ordinária resultante das equações de conservação da massa e quantidade de movimento simplificadas para ramais de trocadores de placas. A distribuição de vazão é qualificada como

uniforme quando $m^2 < \pm 0,01$; quanto maior o valor do módulo de m^2 , mais irregular será a distribuição de vazões por canal. Para dutos de entrada e de saída de mesma geometria, Bobbili *et al.* (2005) propõem a utilização da Equação (2.3) para calcular o parâmetro m^2 :

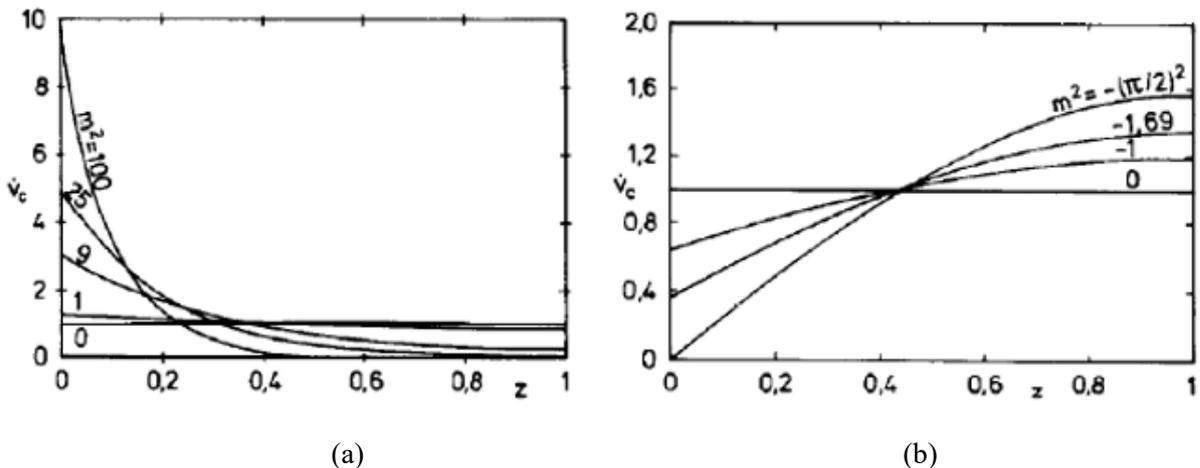
$$m^2 = (N_{\text{canais}} A_{\text{canal}} / A_{\text{duto}})^2 / \zeta_{\text{canal}} \quad (2.3)$$

onde A_{canal} é a área da seção transversal do canal, A_{duto} é a área da seção transversal dos dutos de entrada/saída, N_{canais} é o número de canais do ramal e ζ_{canal} é o coeficiente de resistência do escoamento devido ao atrito no canal, definido em função do fator de fricção, f :

$$\zeta_{\text{canal}} = 4fL_v/D_h \quad (2.4)$$

Quando m^2 é positivo, na configuração tipo U, a maior vazão se encontra no primeiro canal, e a vazão mássica por canal, \dot{m}_{canal} , diminui na direção do escoamento ao longo do duto de entrada. Quando m^2 é negativo, o oposto é verdadeiro: \dot{m}_{canal} aumenta na direção do escoamento ao longo do duto de entrada, apresentando maiores vazões nos últimos canais. Tal comportamento pode ser observado na Figura 8, que mostra a relação entre o parâmetro m^2 e a vazão volumétrica adimensional ao longo do trocador de calor.

Figura 8 – Influência do parâmetro m^2 na distribuição de vazão: (a) $m^2 > 0$ e (b) $m^2 < 0$.



Fonte: Bassiouny e Martin (1983, a).

As vazões volumétricas adimensionais são calculadas de acordo com:

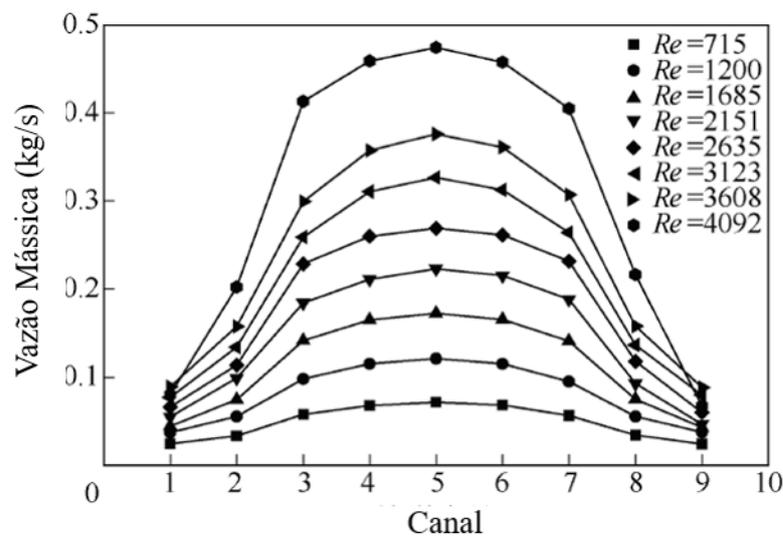
$$\text{se } m^2 > 0: \quad \dot{v}_c = m \cosh m(1-z) / \sinh m \quad (2.5)$$

$$\text{se } m^2 < 0: \quad \dot{v}_c = m' \cos m'(1 - z) / \sin m' \quad (2.6)$$

onde z é a coordenada axial adimensionalizada pelo comprimento total dos dutos e m'^2 é igual a $-m^2$. Nota-se que a vazão volumétrica adimensional se mantém próxima a 1 para valores baixos de m^2 . Para $m^2 = 100$, a vazão no primeiro canal, $z = 0$, é cerca de 10 vezes superior ao valor médio.

Em PSHEs, a má-distribuição de vazão também pode ocorrer nos ramais do casco e interno. Liu *et al.* (2015) analisaram numericamente a distribuição de vazão no ramal do casco de um PSHE com 9 canais. Observou-se que as maiores vazões se concentraram na região subjacente ao duto de entrada, conforme é apresentado na Figura 9.

Figura 9 – Distribuição de vazão em canais no ramal do casco de um PSHE.



Fonte: adaptado de Liu *et al.* (2015).

Estudos sobre o escoamento no casco de PSHE são escassos na literatura. Schoeping (2018) propôs que o perfil de velocidade média em uma projeção lateral do casco é semelhante ao encontrado em um bocal divergente. A partir dessa hipótese, o mesmo calculou o perfil de velocidade pelo método apresentado em Vujicic e Crnojevic (2003) para difusores planos.

2.2.2 Modelos de Perda de Carga

A perda de carga em trocadores de calor tem relação direta com a potência de bombeamento do sistema. É essencial determinar um modelo de queda de pressão para o equipamento. De acordo com Shah e Sekulić (2003), a perda de carga em permutadores de calor tipo placas é composta por três parcelas principais: queda de pressão associada aos dutos de distribuição de entrada e saída, queda de pressão por fricção nos canais e queda de pressão devido à mudança de elevação para escoamentos na vertical. A parcela devido à variação de quantidade de movimento em virtude da dilatação ou contração do fluido também é adicionada à equação:

$$\Delta P = (1.5G_{duto}^2 n_p)/(2\rho_i) + (4fL_v G_{canal}^2)/(2D_e \rho_m) + \quad (2.7)$$

$$+ (1/\rho_o - 1/\rho_i)G_{canal}^2 \pm \rho_m g L$$

onde G_{duto} é a velocidade mássica do fluido nos dutos de entrada/saída, n_p é o número de passes, D_e é o diâmetro equivalente, usualmente igual a $2b$ e os subíndices i , o e m se referem às propriedades de entrada, de saída e médias, respectivamente. Kakaç *et al.* (2012) propuseram solução similar, porém, uma constante igual a 1,4 é utilizada na parcela de queda de pressão referente aos dutos de distribuição.

Bassiouny e Martin (1983,a) apresentaram um modelo que considera ainda efeitos da má-distribuição de vazão para trocadores de calor na configuração tipo U. Três soluções para perda de carga total são propostas em função do parâmetro m^2 :

$$\text{se } m^2 > 0: \quad \Delta P = [\zeta_{canal} G_{duto}^2 / (2\rho)] [A_{duto} / (N_{canais} A_{canal})]^2 (m / \tanh m)^2 \quad (2.8)$$

$$\text{se } m^2 < 0: \quad \Delta P = [\zeta_{canal} G_{duto}^2 / (2\rho)] [A_{duto} / (N_{canais} A_{canal})]^2 (m' / \tanh m')^2 \quad (2.9)$$

$$\text{se } m^2 = 0: \quad \Delta P = [\zeta_{canal} G_{duto}^2 / (2\rho)] [A_{duto} / (N_{canais} A_{canal})]^2 \quad (2.10)$$

Nota-se que, para o caso $m^2 = 0$, a perda de carga total é igual à queda de pressão nos canais. As equações são aplicáveis à permutadores na configuração “U”.

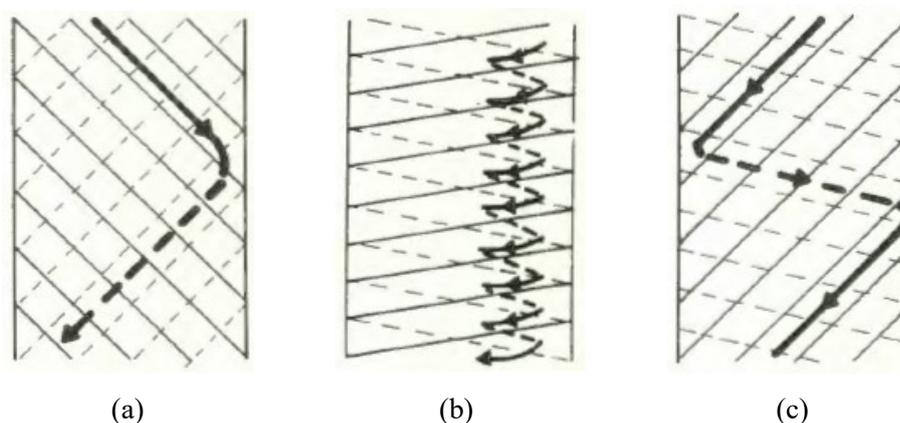
Pouca informação é encontrada na literatura em relação à queda de pressão no casco de PSHEs, o que indica a necessidade de desenvolver um modelo para prever ΔP_{casco} .

2.3 DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS

O desempenho térmico e hidráulico de permutadores de calor de placas é amplamente estudado da literatura. Uma revisão literária profunda sobre trocadores de calor de placas pode ser encontrada em Zhang *et al.* (2019).

O efeito do ângulo de Chevron no desempenho de PHEs foi investigado por Focke e Knibbe (1986). Técnicas de visualização foram utilizadas para analisar as trajetórias preferenciais de partículas fluidas. Constatou-se que o padrão do escoamento é alterado em função de β e do número de Reynolds; ver Figura 10.

Figura 10 – Influência do ângulo de Chevron em trajetórias preferenciais de partículas fluidas: (a) $\beta = 45/45^\circ$, (b) $\beta = 10/10^\circ$ e $\beta = 45/10^\circ$.

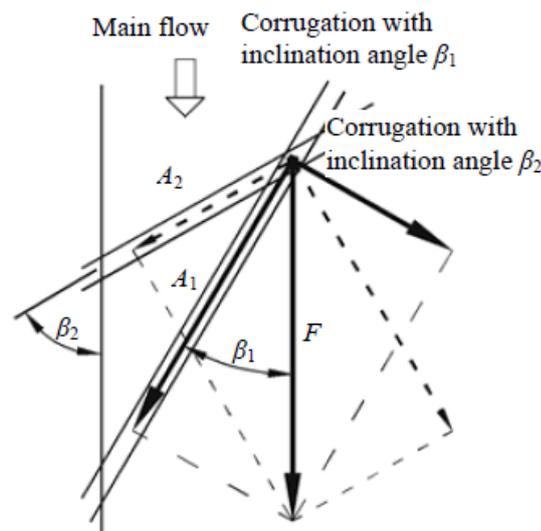


Fonte: Focke e Knibbe (1986).

Os resultados foram obtidos para Re entre 70 e 125. Quando $\beta \geq 30^\circ$, o fluido escoia predominantemente ao longo do vale das corrugações (*furrow flow*), e apresenta poucas mudanças de direção. Para $\beta = 10^\circ$, observou-se um padrão longitudinal em “zig-zag”, com uma grande quantidade de reflexões ao longo de uma dada trajetória de partícula fluida. Resultados similares foram obtidos por Dović e Svaic (2007). De acordo com Grabenstein *et al.* (2017), para números de Reynolds elevados ou ângulos de Chevron baixos, o fluido percorre menores distâncias ao longo do canal, mesmo que resulte em um maior número de deflexões. Já para Re baixo ou ângulo de Chevron alto, o escoamento preferencial ocorre na direção do ângulo das corrugações, evitando as deflexões. A perda de carga média no PHE é afetada pelo número de deflexões presenciadas pelo fluido ao percorrer os canais.

Zhang *et al.* (2006) utilizaram uma abordagem numérica para analisar a influência do ângulo de Chevron nas características do escoamento. Com auxílio da Figura 11, os autores apresentaram uma explicação sobre como β altera o padrão do escoamento.

Figura 11 – Ilustração da influência do ângulo de Chevron nas características do escoamento.



Fonte: Zhang *et al.* (1986).

A força exercida na direção principal do escoamento, F , pode ser decomposta em duas componentes: uma paralela e outra perpendicular à corrugação. A componente paralela pode ser expressa por:

$$A = F \cos \beta \quad (2.11)$$

onde β é considerado pelos autores como o ângulo formado entre a direção do escoamento e a vertical. Neste trabalho, assume-se o ângulo entre a direção do escoamento e uma linha horizontal. Quando o ângulo com a vertical é pequeno, a componente A se torna suficientemente grande para superar a resistência e manter o escoamento ao longo da corrugação, gerando o padrão *furrow* exibido na Figura 10a. Ao aumentar o ângulo com a vertical, o escoamento tem a tendência de mudar de direção na intersecção das corrugações, visto que a componente A decresce e o fluido não consegue superar a resistência ao escoamento ao longo do *furrow*; ver padrão mostrado na Figura 10b. Zhang *et al.* (2006) ressaltaram que a quantidade de movimento do fluido atuando nas corrugações é diretamente relacionado à velocidade do escoamento e, logo, o número de Re também afeta o padrão preferencial das trajetórias de partículas fluidas.

Khan *et al.* (2010) investigaram PHEs com ângulos de 30/30°, 30/60° e 60/60°. Os autores observaram que o aumento da taxa de transferência de calor se deve principalmente ao maior nível de turbulência, e não ao aumento da área de troca de calor. Yang, Jacobi e Liu (2016) estudaram diversas geometrias de PHEs brazados. Os resultados da pesquisa indicaram que β é o parâmetro geométrico que mais afeta o desempenho térmico e hidráulico dos permutadores de calor.

Em Lim *et al.* (2018), foi realizado o estudo do desempenho termo hidráulico de um PSHE operando com água e com fluido refrigerante (R356fa). Correlações empíricas para a transferência de calor e o fator de fricção foram desenvolvidas para ambos os ramais. Ao comparar o desempenho do PSHE com um PHE brazado de área efetiva similar, observou-se, em média, um coeficiente de transferência de calor 5,9% menor no PSHE. Em relação ao desempenho hidráulico, obteve-se uma perda de carga cerca de 16,7% menor no PSHE.

2.4 CORRELAÇÕES PARA PHE

2.4.1 Correlações para Fator de Fricção

O fator de fricção de Fanning representa a razão entre tensão de cisalhamento na parede e energia cinética do escoamento por unidade de volume (SHAH e SEKULIĆ, 2003). O fator é amplamente utilizado para estimar a perda de carga nos canais de trocadores de calor. Diversas correlações são encontradas na literatura para diferentes geometrias de PHEs e condições de operação. Na Tabela 1, são apresentadas as correlações utilizadas no presente trabalho.

Tabela 1 – Correlações de fator de fricção desenvolvidas para PHEs.

Autores	Correlação	Condições de Operação
Focke,	$f = 114,4/Re$	Laminar, $\beta = 90^\circ$
Zachariades e	$f = 0,552Re^{-0,263}$	$8000 < Re < 56000$, $\beta = 90^\circ$
Oliver (1985)	$f = 0,37 + 230/Re$	$260 < Re < 3000$, $\beta = 60^\circ$
	$f = 3,59Re^{-0,263}$	$3000 < Re < 50000$, $\beta = 60^\circ$
	$f = 1,21 + 367/Re$	$150 < Re < 1800$, $\beta = 45^\circ$
	$f = 5,84Re^{-0,177}$	$1800 < Re < 30000$, $\beta = 45^\circ$
	$f = 5,03 + 755/Re$	$90 < Re < 400$, $\beta = 30^\circ$

	$f = 26,8Re^{-0,209}$	$400 < Re < 16000, \beta = 30^\circ$
	$f = 19,0 + 764/Re$	$110 < Re < 500, \beta = 18^\circ$
	$f = 132Re^{-0,296}$	$500 < Re < 12000, \beta = 18^\circ$
	$f = 140Re^{-0,28}$	$130 < Re < 3700, \beta = 10^\circ$
	$f = 5,63 + 1280/Re$	$200 < Re < 3000, \beta = 0^\circ$
	$f = 63,8Re^{-0,289}$	$3000 < Re < 16000, \beta = 0^\circ$
Heavner, Kumar e Wanniarachchi (1993)	$f = 0,490\Phi^{1,1814}Re^{-0,1814}$	$400 < Re < 10000, \beta = 67^\circ/67^\circ$
	$f = 0,545\Phi^{1,1555}Re^{-0,1555}$	$400 < Re < 10000, \beta = 67^\circ/45^\circ$
	$f = 0,687\Phi^{1,1405}Re^{-0,1405}$	$400 < Re < 10000, \beta = 45^\circ/45^\circ$
	$f = 1,441\Phi^{1,1353}Re^{-0,1353}$	$400 < Re < 10000, \beta = 67^\circ/0^\circ$
	$f = 1,458\Phi^{1,0838}Re^{-0,0838}$	$400 < Re < 10000, \beta = 45^\circ/0^\circ$
Khan <i>et al.</i> (2017)	$f = 1,76Re^{-0,26}$	$500 < Re < 2500, \beta = 60^\circ/60^\circ$
	$f = 2,07Re^{-0,27}$	$500 < Re < 2500, \beta = 60^\circ/30^\circ$
	$f = 34,43Re^{-0,5}$	$500 < Re < 2500, \beta = 30^\circ/30^\circ$
Kumar (1984)	$f = 24/Re$	$Re < 50, \beta \geq 65^\circ$
	$f = 2,8Re^{-0,451}$	$50 < Re < 500, \beta \geq 65^\circ$
	$f = 0,639Re^{-0,213}$	$Re > 500, \beta \geq 65^\circ$
	$f = 24/Re$	$Re < 40, \beta = 60^\circ$
	$f = 3,24Re^{-0,457}$	$40 < Re < 400, \beta = 60^\circ$
	$f = 0,760Re^{-0,215}$	$Re > 400, \beta = 60^\circ$
	$f = 34/Re$	$Re < 20, \beta = 50^\circ$
	$f = 11,25Re^{-0,631}$	$20 < Re < 300, \beta = 50^\circ$
	$f = 0,772Re^{-0,161}$	$Re > 300, \beta = 50^\circ$
	$f = 47/Re$	$Re < 15, \beta = 45^\circ$
	$f = 18,29Re^{-0,652}$	$15 < Re < 300, \beta = 45^\circ$
	$f = 1,441Re^{-0,206}$	$Re > 300, \beta = 45^\circ$
	$f = 50/Re$	$Re < 10, \beta \leq 30^\circ$
	$f = 19,4Re^{-0,589}$	$10 < Re < 100, \beta \leq 30^\circ$
	$f = 2,99Re^{-0,183}$	$Re > 100, \beta \leq 30^\circ$
Martin (1996)	$1/\sqrt{f} = \sin\beta/(0,18/\tan\beta + 0,36\cos\beta + f_0/\sin\beta)^{1/2} + (1 - \sin\beta)/(3,8f_i)^{1/2}$	
	$f_0 = 64/(\Phi Re),$	$\Phi Re < 2000, 10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$

	$f_1 = 597/(\Phi Re) + 3,85$	
	$f_0 = (1,8 \log_{10}(\Phi Re) - 1,5)^{-2},$ $f_1 = 39/(\Phi Re)^{0,289}$	$\Phi Re \geq 2000, 10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$
Talik e Swanson (1995)	$f = 12,065 Re^{-0,74}$ $f = 0,3323 Re^{-0,042}$	$10 < Re < 80, \beta = 60^\circ$ $1450 < Re < 11460, \beta = 60^\circ$

Fonte: Autor (2020).

2.4.2 Correlações para Número de Nusselt

De acordo com Çengel (2007), o número de Nusselt é uma representação adimensional do coeficiente de transferência de calor, h , e pode ser definido como a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução em uma camada de fluido:

$$Nu = hD_h/k \quad (2.12)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido. Na Tabela 2, são apresentadas as correlações elaboradas para PHEs utilizadas neste trabalho.

Tabela 2 – Correlações de número de Nusselt desenvolvidas para PHEs.

Autores	Correlação	Condições de Operação
Focke,	$Nu = 0,021 Re^{0,868} Pr^{0,5}$	$8000 < Re < 56000, \beta = 90^\circ$
Zachariades e	$Nu = 0,77 Re^{0,54} Pr^{0,5}$	$120 < Re < 1000, \beta = 60^\circ$
Oliver (1985)	$Nu = 0,44 Re^{0,64} Pr^{0,5}$	$1000 < Re < 42000, \beta = 60^\circ$
	$Nu = 1,67 Re^{0,44} Pr^{0,5}$	$45 < Re < 300, \beta = 45^\circ$
	$Nu = 0,405 Re^{0,7} Pr^{0,5}$	$300 < Re < 2000, \beta = 45^\circ$
	$Nu = 0,84 Re^{0,6} Pr^{0,5}$	$2000 < Re < 20000, \beta = 45^\circ$
	$Nu = 1,89 Re^{0,56} Pr^{0,5}$	$20 < Re < 150, \beta = 30^\circ$
	$Nu = 0,57 Re^{0,7} Pr^{0,5}$	$150 < Re < 600, \beta = 30^\circ$
	$Nu = 1,112 Re^{0,6} Pr^{0,5}$	$600 < Re < 1600, \beta = 30^\circ$
	$Nu = 1,45 Re^{0,58} Pr^{0,5}$	$200 < Re < 4000, \beta = 18^\circ$
	$Nu = 1,05 Re^{0,64} Pr^{0,5}$	$27 < Re < 500, \beta = 10^\circ$
	$Nu = 1,98 Re^{0,54} Pr^{0,5}$	$500 < Re < 2800, \beta = 10^\circ$

	$Nu = 0,98Re^{0,63}Pr^{0,5}$	$300 < Re < 14000, \beta = 0^\circ$
Heavner, Kumar e Wanniarachchi (1993)	$Nu = 0,089\Phi^{0,282}Re^{0,718}Pr^{1/2}(\mu/\mu_w)^{0,17}$	$400 < Re < 10000, \beta = 67^\circ/67^\circ$
	$Nu = 0,118\Phi^{0,280}Re^{0,720}Pr^{1/2}(\mu/\mu_w)^{0,17}$	$400 < Re < 10000, \beta = 67^\circ/45^\circ$
	$Nu = 0,195\Phi^{0,308}Re^{0,692}Pr^{1/2}(\mu/\mu_w)^{0,17}$	$400 < Re < 10000, \beta = 45^\circ/45^\circ$
	$Nu = 0,308\Phi^{0,333}Re^{0,667}Pr^{1/2}(\mu/\mu_w)^{0,17}$	$400 < Re < 10000, \beta = 67^\circ/0^\circ$
	$Nu = 0,278\Phi^{0,317}Re^{0,683}Pr^{1/2}(\mu/\mu_w)^{0,17}$	$400 < Re < 10000, \beta = 45^\circ/0^\circ$
Khan et al. (2010)	$Nu = 0,1368Re^{0,7424}Pr^{0,35}(\mu/\mu_w)^{0,14}$	$500 < Re < 2500, \beta = 60^\circ/60^\circ$
	$Nu = 0,1437Re^{0,7810}Pr^{0,35}(\mu/\mu_w)^{0,14}$	$500 < Re < 2500, \beta = 60^\circ/30^\circ$
	$Nu = 0,1449Re^{0,8414}Pr^{0,35}(\mu/\mu_w)^{0,14}$	$500 < Re < 2500, \beta = 30^\circ/30^\circ$
Kumar (1984)	$Nu = 0,562Re^{0,326}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{1,0}$	$Re < 20, \beta \geq 65^\circ$
	$Nu = 0,331Re^{0,503}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,451}$	$20 < Re < 500, \beta \geq 65^\circ$
	$Nu = 0,087Re^{0,718}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,213}$	$Re > 500, \beta \geq 65^\circ$
	$Nu = 0,562Re^{0,326}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{1,0}$	$Re < 20, \beta = 60^\circ$
	$Nu = 0,306Re^{0,529}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,457}$	$20 < Re < 400, \beta = 60^\circ$
	$Nu = 0,108Re^{0,703}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,215}$	$Re > 400, \beta = 60^\circ$
	$Nu = 0,630Re^{0,333}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{1,0}$	$Re < 20, \beta = 50^\circ$
	$Nu = 0,291Re^{0,591}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,631}$	$20 < Re < 300, \beta = 50^\circ$
	$Nu = 0,130Re^{0,732}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,161}$	$Re > 300, \beta = 50^\circ$
	$Nu = 0,718Re^{0,349}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{1,0}$	$Re < 10, \beta = 45^\circ$
	$Nu = 0,400Re^{0,598}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,652}$	$10 < Re < 100, \beta = 45^\circ$
	$Nu = 0,300Re^{0,663}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,206}$	$Re > 100, \beta = 45^\circ$
	$Nu = 0,718Re^{0,349}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{1,0}$	$Re < 10, \beta \leq 30^\circ$
	$Nu = 0,348Re^{0,663}Pr^{0,33}(\mu/\mu_w)^{0,589}$	$Re > 10, \beta \leq 30^\circ$
Martin (1996)	$Nu = (1/\Phi)0,122Pr^{1/3}(\mu/\mu_w)^{1/6}$ $(fRe^2 \sin(180^\circ - 2\beta))^{0,374}$	$10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$
Talik e Swanson (1995)	$Nu = 0,2Re^{0,75}Pr^{0,4}$	$10 < Re < 720, \beta = 60^\circ$
	$Nu = 0,248Re^{0,75}Pr^{0,4}$	$1450 < Re < 11460, \beta = 60^\circ$

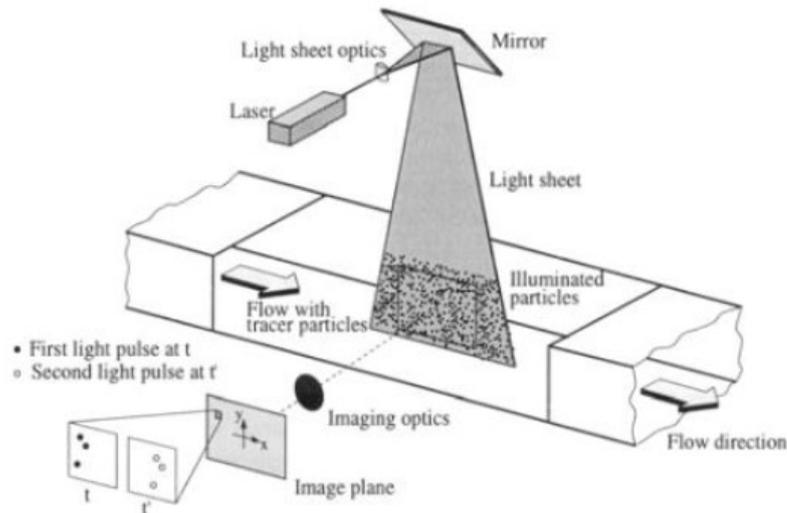
Fonte: Autor (2020).

2.5 MÉTODOS EXPERIMENTAIS – VIZUALIZAÇÃO DE ESCOAMENTOS

De acordo com Dracos (1996), os métodos *Particle Tracking Velocimetry* (PTV) e *Particle Imaging Velocimetry* (PIV) permitem a determinação do campo de velocidades a partir do rastreamento de partículas em um escoamento fluido durante certo período prescrito de

tempo. Diferentemente do PIV, que busca rastrear o deslocamento médio de um grupo de partículas, no PTV as trajetórias das partículas são obtidas individualmente, o que permite a análise do campo de velocidades em uma perspectiva Lagrangiana. Na Figura 12 é exibida uma configuração típica de sistemas PTV e PIV.

Figura 12 – Aplicação de PIV 2D em um túnel de vento.



Fonte: Raffel *et al.* (1998).

A configuração típica de experimentos de PIV ou PTV é fornecida por Dabiri (2006) e descrita a seguir. Partículas rastreadoras são adicionadas ao escoamento, enquanto a seção transversal de interesse é iluminada por um feixe de laser. Uma câmera perpendicular ao plano iluminado é utilizada para obter uma sequência de imagens do escoamento, com o pulso do laser sincronizado à sua taxa de aquisição de imagens. Um algoritmo é utilizado para determinar o deslocamento das partículas, etapa que difere os métodos PIV e PTV. Os deslocamentos obtidos no domínio dos pixels são convertidos para o domínio espacial pelo procedimento de calibração.

A identificação de cada partícula e sua posição no espaço é uma etapa essencial do PTV. Para isso, a densidade de partículas, *e.g.* número total de partículas por unidade de volume, deve ser pequena se comparado ao PIV. Para aplicações onde a concentração de partículas deve ser baixa para evitar efeitos significativos de dissipação viscosa e modificação do escoamento em análise, recomenda-se a utilização do PTV.

O PTV utiliza como intervalo de tempo a frequência de aquisição de imagens da câmera. Logo, para aplicar o método em escoamentos com velocidades elevadas, é necessário

utilizar câmeras com alta capacidade de aquisição e boa resolução espacial. Componentes de velocidade, \vec{u} , são obtidas a partir de:

$$\vec{u} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} (\Delta \vec{S} / \Delta t) \quad (2.13)$$

onde $\Delta \vec{S}$ é o deslocamento partícula ou grupo de partículas, e Δt , o intervalo de tempo.

Na próxima seção, são apresentadas as principais etapas para aplicação do método PTV. É utilizado procedimento similar ao adotado por Oliveira *et al.* (2015) para escoamento em dutos.

3 METODOLOGIA - PTV

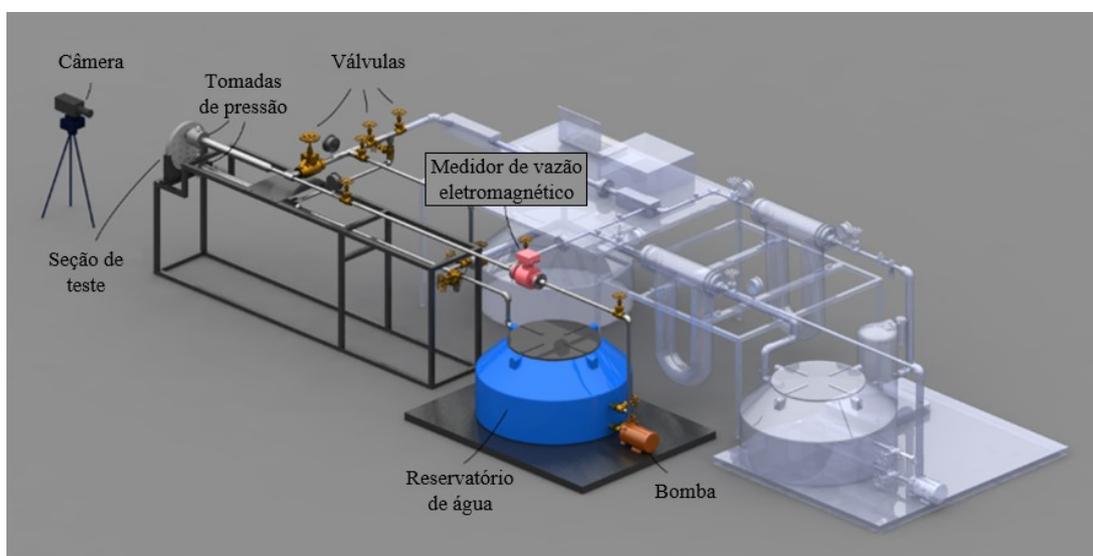
O trabalho é composto pelo estudo do desempenho térmico, da queda de pressão e do campo de velocidades em canais do PSHE. Nesta seção é abordada a metodologia utilizada para aplicação do PTV-2D em um canal típico do PSHE. Embora, o escoamento é claramente tridimensional e altamente não-homogêneo, a análise será limitada a obtenção das velocidades de partículas projetadas em um plano frontal. A obtenção do campo de velocidades tridimensional não é possível em decorrência das limitações experimentais.

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

O escoamento é gerado a partir de uma bomba de 2 kW, modelo BC-91 S/T da *Schneider Motobombas*. A máxima vazão mássica é igual a 2.5 kg/s. Um inversor de frequência e válvulas dispostas na bancada permitem o controle do número de Reynolds pelo ajuste da queda de pressão no sistema. Fluxos ascendente e descendente podem ser testados. Água entra na seção de testes após passar por um tubo de comprimento igual a 40 diâmetros. Assim, o escoamento poderá ser considerado plenamente desenvolvido na entrada da seção de testes.

A vazão mássica é aferida por um medidor de vazão eletromagnético *Rosemount 8700M*, com incerteza menor que 0.5% da vazão registrada. O reservatório de água contém cerca de 0.35 m³ de água. Termopares são utilizados para monitorar a temperatura da água no circuito do escoamento. Os componentes da bancada são apresentados na Figura 13.

Figura 13 - Bancada Multifásica: esquemático.



Fonte: Autor (2020).

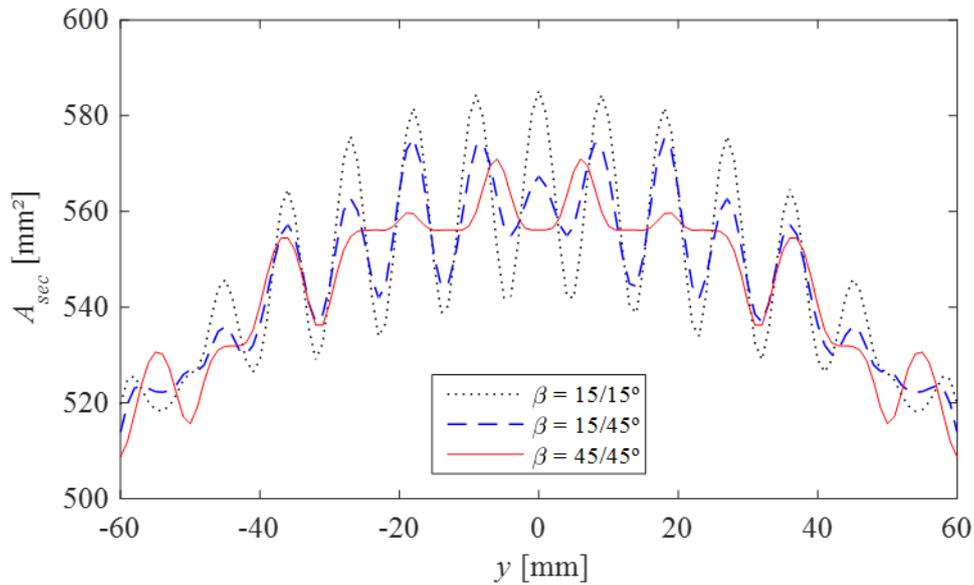
Regiões transparentes, na Figura 13, estão relacionadas às instalações de reprodução de escoamentos trifásicos. Porém, apenas a linha de água (região colorida) é usada neste trabalho.

3.2 SEÇÃO DE TESTE

Quatro discos de acrílico com espessura de 1.5 cm foram usinados para reproduzir geometrias típicas de placas do PSHE; ver Figura 5. Na Figura 5a, são apresentadas as principais dimensões das placas de acrílico em vista frontal. Para as quatro placas, o diâmetro externo, L_w , é 295 mm; e o comprimento entre o centro dos dutos de entrada e saída, L_v , é 210 mm. É adotado o sistema de coordenadas cartesianas com origem no centro das placas e com o eixo y antiparalelo à aceleração da gravidade. Duas placas possuem ângulo de Chevron igual a 15° (H) e duas, igual a 45° (L). As letras H ou L (“High” ou “Low”) indicam placas com elevada ou reduzida perda de carga, respectivamente. As seções de teste consistem na combinação de duas placas de acrílico para formação de um canal típico de PSHE. Três configurações de canais são reproduzidas: canal $15/15^\circ$, canal $15/45^\circ$ e canal $45/45^\circ$. Canais $15/45^\circ$ são tipicamente utilizados em PHEs, quando procura-se aumentar a taxa de transferência de calor sem aumento demasiado da perda de carga. Na Figura 5b, são observados detalhes da seção transversal, que se modifica ao longo do eixo y . Para as seções de teste utilizadas, P_c é 33.7 mm, e b é 1.95 mm.

A variação da área da seção transversal na direção y , para as três configurações, é exibida na Figura 14. A área da seção, A_{sec} , aumenta próximo à região central do canal ($y = 0$). Os valores foram obtidos através de modelos CAD das placas desenvolvidos no software comercial *Solidworks*.

Figura 14 – Área da seção transversal ao longo da direção y .



Fonte: Autor (2020).

Nota-se que, em média, a área da seção transversal é similar para as três configurações. Maiores variações da seção transversal, entretanto, são observadas para o canal $15/15^\circ$.

3.3 PARTÍCULAS APLICADAS

Partículas sólidas com diâmetro de 0.15 mm e massa específica de 1.6 g/cm^3 são adicionadas à água como rastreadoras de fluido. Para analisar como elas interagem com o fluido, o tempo e o comprimento de escala das partículas, τ_p e l_p , são comparados aos menores tempo e comprimento de escala do fluido, τ_f e l_f . Os subscritos p e f denotam partícula e fluido, respectivamente. O tempo de relaxação para partículas em um escoamento estacionário é definido, de acordo com Albrecht *et al.* (2003) por:

$$\tau_p = (d_p^2 \rho_p / 18\mu)(1 + 0.5 \rho_f / \rho_p) \quad (3.1)$$

onde d_p é o diâmetro da partícula, ρ é sua massa específica e μ é a viscosidade dinâmica do fluido. Um tempo de relaxação de $\tau_p \approx 2.6$ ms é obtido para as partículas sólidas.

O tempo e o comprimento de escala dissipativa do fluido podem ser obtidos por: $\tau_k = \nu / u_\tau^2$ e $l_k = \nu / u_\tau$, respectivamente; onde ν é a viscosidade cinemática e u_τ a velocidade de cisalhamento na parede (*wall shear velocity*). Tal velocidade é definida como $u_\tau = (\tau_w / \rho_f)^{1/2}$,

onde τ_w é a tensão de cisalhamento nas paredes. Uma estimativa da ordem de magnitude pode ser feita com $\tau_w = \mu v_B / t_{avg}$, onde t_{avg} é a altura média do canal, igual a 1,95 mm. Para v_B igual a 0.84 m/s e $\nu \approx 10^{-6}$ m²/s (água em condições atmosféricas), os valores estimados para τ_w , u_τ , l_k , e τ_k são, respectivamente: 0.39 Pa, 19.75 mm/s, 0.0457 mm e 2.3 ms.

Com os dados apresentados acima, é possível comparar os tempos e comprimentos de escala do fluido e das partículas. O número de Stokes, $St = \tau_p / \tau_k$, é 1.13, enquanto a razão entre o diâmetro da partícula e comprimento de escala do fluido, d_p / l_k , é 3.28. O valor do número de Stokes indica que as partículas possuem características inerciais. É avaliado, na sequência, como efeitos relacionados à inércia das partículas afetam sua interação com o fluido.

Efeitos gravitacionais nas partículas utilizadas são verificados pela comparação de sua velocidade terminal, U_{TV} , com a velocidade média do escoamento na seção central do canal, v_B . A velocidade terminal é dada por:

$$U_{TV} = \{(4(\rho_p - \rho_f)d_p g) / (3C_D \rho_f)\}^{1/2} \quad (3.2)$$

onde C_D é o coeficiente de arrasto. Este é calculado como função do número de Reynolds da partícula, $Re_p = d_p |U_{TV}| / \nu$, baseado no diâmetro da partícula e na sua velocidade terminal. Para $0.01 < Re_p < 20$, Clift *et al.* (1978) definiram a seguinte correlação para C_D :

$$C_D = (24/Re_p)(1 + 0.131Re_p^{0.82 - 0.05\log_{10}Re_p}) \quad (3.3)$$

O valor de U_{TV} é obtido através de cálculos iterativos envolvendo as Equações (3.2) e (3.3), e o número de Reynolds da partícula. É obtida uma estimativa de 10.9 mm/s para U_{TV} , enquanto v_B é aproximadamente 840 mm/s. Como $v_B \gg U_{TV}$, efeitos gravitacionais não afetam significativamente as partículas.

Efeitos da aceleração do escoamento também precisam ser analisados. O impacto de tais efeitos no movimento da partícula pode ser revelado pela razão entre a força de gradiente de pressão, incluindo a massa adicional, e a força de empuxo:

$$[3/2 V_p \rho_f D U_L / D t] / [V_p (\rho_p - \rho_f) g] \quad (3.4)$$

onde V_p é o volume da partícula e $D U_L / D t$, a aceleração Lagrangiana do fluido. A contribuição do termo de massa adicional é incluída pois o fluido ao redor da partícula também deve ser acelerado, é assumido que tal volume é igual à metade do volume da partícula. O termo $D U_L / D t$

é calculado como, aproximadamente, a velocidade média na seção central do canal vezes a sua variação na direção vertical, $v_B \partial v_B / \partial y$. Enquanto v_B é 0.84 m/s, $\partial v_B / \partial y$ pode ser estimado com o auxílio da Figura 14, considerando t_{avg} constante em cada seção transversal A_{sec} . Com $\partial v_B / \partial y$ estimado em $0.4\pi \text{ s}^{-1}$, a razão entre forças exibida na Eq. ((3.4) é da escala de 1/300. Com isso, o impacto da aceleração do escoamento nas partículas pode ser desprezado. Por fim, é importante verificar a razão entre o diâmetro das partículas e a altura do canal do PSHE; a razão d_p/t_{max} é 0.0385. O valor indica que o volume das partículas é significativo e forças de sustentação podem afetar sua trajetória.

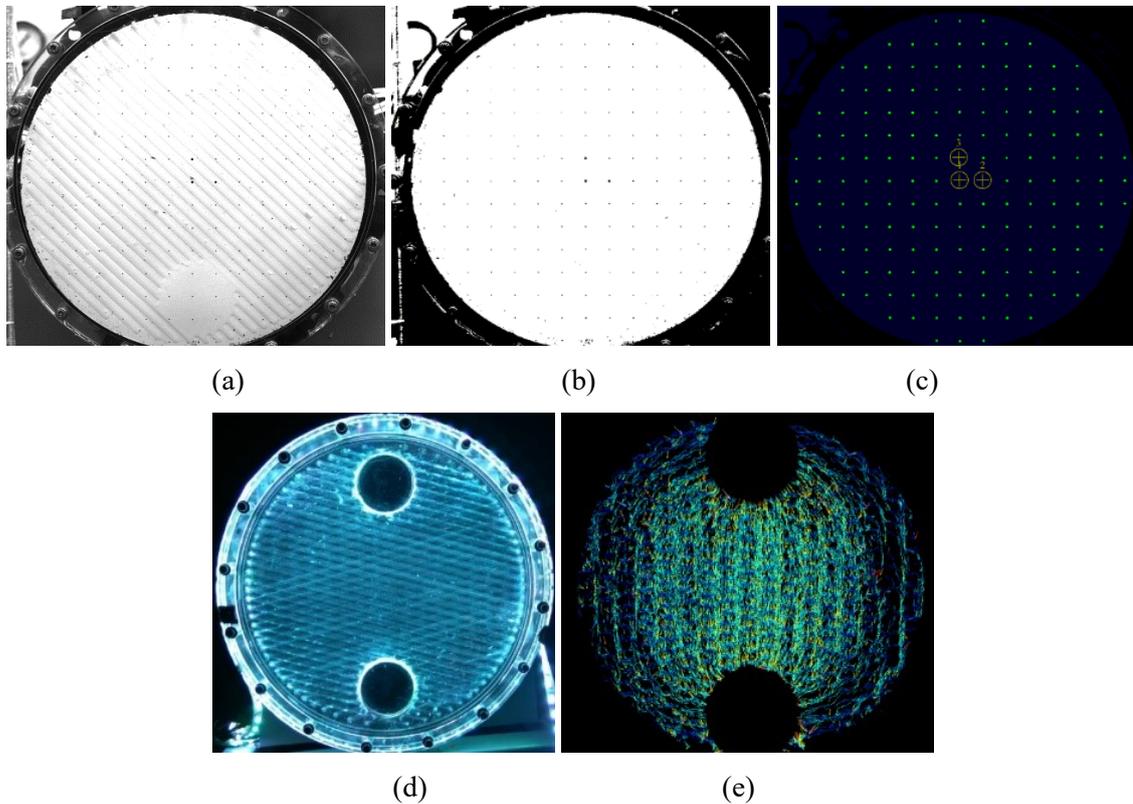
3.4 CONFIGURAÇÕES ÓPTICAS

Uma câmera rápida com resolução de 1280x1280 pixels é utilizada para capturar quase instantaneamente a posição 2D das partículas, contidas em uma área circular com diâmetro de 30 cm. A câmera é operada a 1000 Hz. Gravações são realizadas até que toda a memória interna da câmera seja ocupada, o que ocorre em aproximadamente em 2 segundos. Com base na estimativa de τ_k em $Re_b = 3450$, assegura-se boa precisão de rastreamento com a taxa de amostragem de 1000 Hz. As configurações utilizadas no experimento são: resolução espacial de $10 \mu\text{m}^2$; comprimento focal de 100 mm; tempo de exposição igual a 1 ms; distância entre lente e seção de testes de aproximadamente 1 m.

3.5 ALGORITMO DE RASTREAMENTO DE PARTÍCULAS

Um código comercial de PTV da *La Vision GmbH*, chamado *Davis*, é utilizado para obtenção das trajetórias. Detalhes sobre o algoritmo do *Davis* podem ser encontrados em Maas (1996) e Dracos (1996). Para relacionar a informação em pixel da câmera com as coordenadas reais, uma placa de calibração de plástico com 0.5 mm de espessura foi usada. A placa de calibração é perfurada de maneira equidistante nas direções horizontal e vertical, onde $\Delta x = \Delta y = 20 \text{ mm}$; ver Figura 15a, Figura 15b e Figura 15c, que mostram uma vista frontal à placa. Com base na resolução espacial da câmera, $10 \mu\text{m}^2$, e no diâmetro dos furos circulares na placa, $\Phi = 1 \text{ mm}$, polinômios de terceira ordem relacionam informações dos pixels com as dimensões físicas da placa de calibração. Os furos circulares têm precisão de aproximadamente $0.5 \mu\text{m}$. A posição relativa entre dois furos vizinhos tem precisão de $0.1 \mu\text{m}$. Para estender os polinômios à toda a área de medição, são utilizadas interpolações e extrapolações lineares. A raiz do valor quadrático médio (RMS) das funções geradas é menor que 0,2 pixel, aproximadamente $2 \mu\text{m}$.

Figura 15 – Etapas do processo de rastreamento de partículas: (a) fotografia da vista frontal da placa de calibração, (b) imagem processada da vista frontal da placa de calibração, (c) identificação de furos para calibração do espaço físico, (d) fotografia do escoamento em canal PSHE (e) trajetórias de partículas no canal PSHE em um experimento.



Fonte: Autor (2020).

Os diferentes estágios do procedimento para rastreamento de partículas são exibidos nas Figura 15a-15e. Após realizada a calibração (Figura 15a-15c), a placa de calibração é removida da seção de testes e as medições do escoamento são gravadas (Figura 15d). Filtros são utilizados para melhorar o contraste entre partículas e plano de fundo. A determinação do centro 2D das partículas é feita com auxílio de um filtro Gaussiano, e as partículas são catalogadas apenas se sua intensidade for maior que um certo valor mínimo. Na Figura 15e, são apresentadas, como exemplo, todas as trajetórias obtidas após aplicação dos filtros (as trajetórias foram mescladas em uma única imagem para facilitar a visualização). Finalmente, matrizes com as coordenadas espaciais e o tempo de cada posição das partículas identificadas são exportadas para a sequência da análise.

3.6 MÉTODO DE ANÁLISE DAS TRAJETÓRIAS

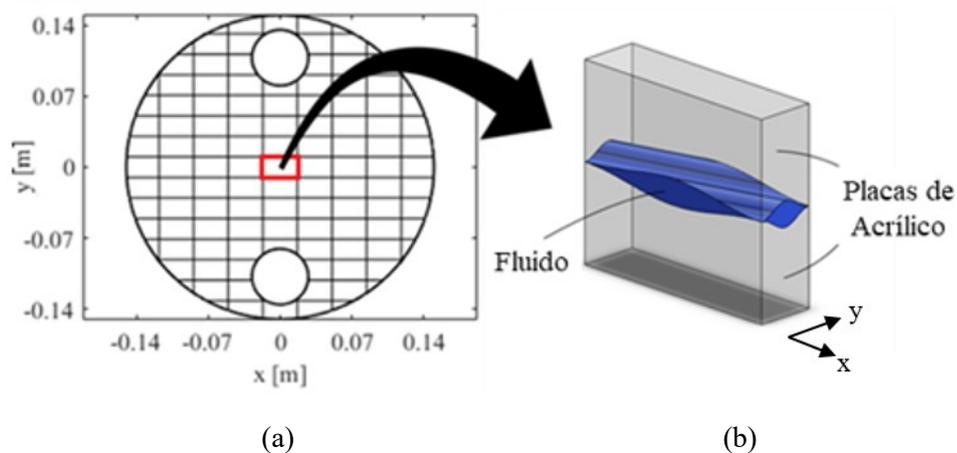
O algoritmo de rastreamento de partículas fornece matrizes que contém o tempo de referência e a posição espacial das partículas a partir de imagens gravadas do escoamento. É necessário ainda descartar as trajetórias espúrias geradas durante o processo.

Dois filtros promovem a remoção de trajetórias falsas: um filtro de comprimento mínimo e outro para deslocamento nulo na periferia do canal. O filtro de comprimento elimina todas as trajetórias com um número de posições menor que um certo valor. Tal filtro é eficaz na remoção de trajetórias falsas, eliminando, por exemplo, trajetórias que possuem menos que quatro posições espaciais.

A identificação das trajetórias na região periférica do canal é dificultada pelo excesso de reflexos de luz, que são confundidos com as partículas. Como tais reflexos permanecem constantes ao longo do tempo, é possível remover parte do ruído ao considerar trajetórias com deslocamento nulo na direção do fluxo como vetores espúrios. Um sistema de iluminação com luzes de LED é posicionado ao redor do canal para reduzir o impacto dos reflexos.

Após a aplicação dos filtros, são gerados os vetores de velocidade através da diferenciação das trajetórias em função do tempo. Os vetores são então armazenados em volumes discretos; na Figura 16 é exibido um exemplo de discretização.

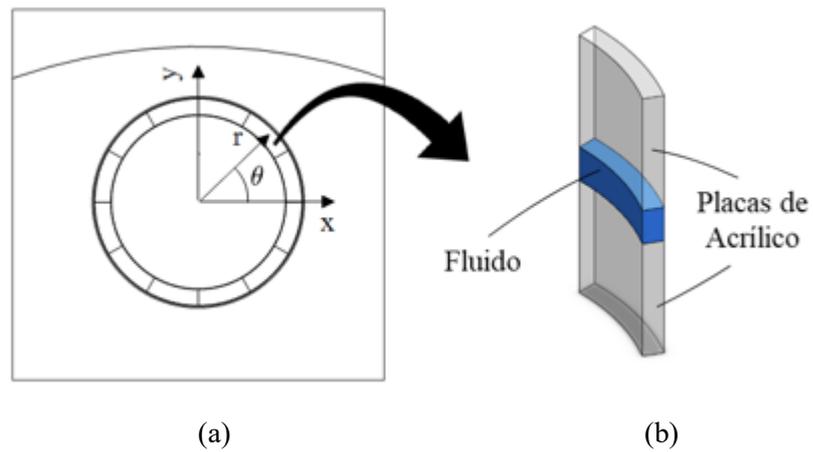
Figura 16 – Ilustração da vista frontal dos volumes discretos do canal (a) e geometria de uma célula (b).



Fonte: Autor (2020).

Para facilitar a análise do escoamento na entrada e na saída do canal, as posições espaciais são convertidas de coordenadas cartesianas para cilíndricas, com origem localizada no centro dos dutos; ver Figura 17.

Figura 17 – Discretização das regiões de entrada/saída do canal (a) e geometria das células (b).



Fonte: Autor (2020).

A velocidade na direção radial, v_{rad} , é obtida em volumes que formam um anel estreito adjacente à entrada/saída do canal.

4 METODOLOGIA – DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO

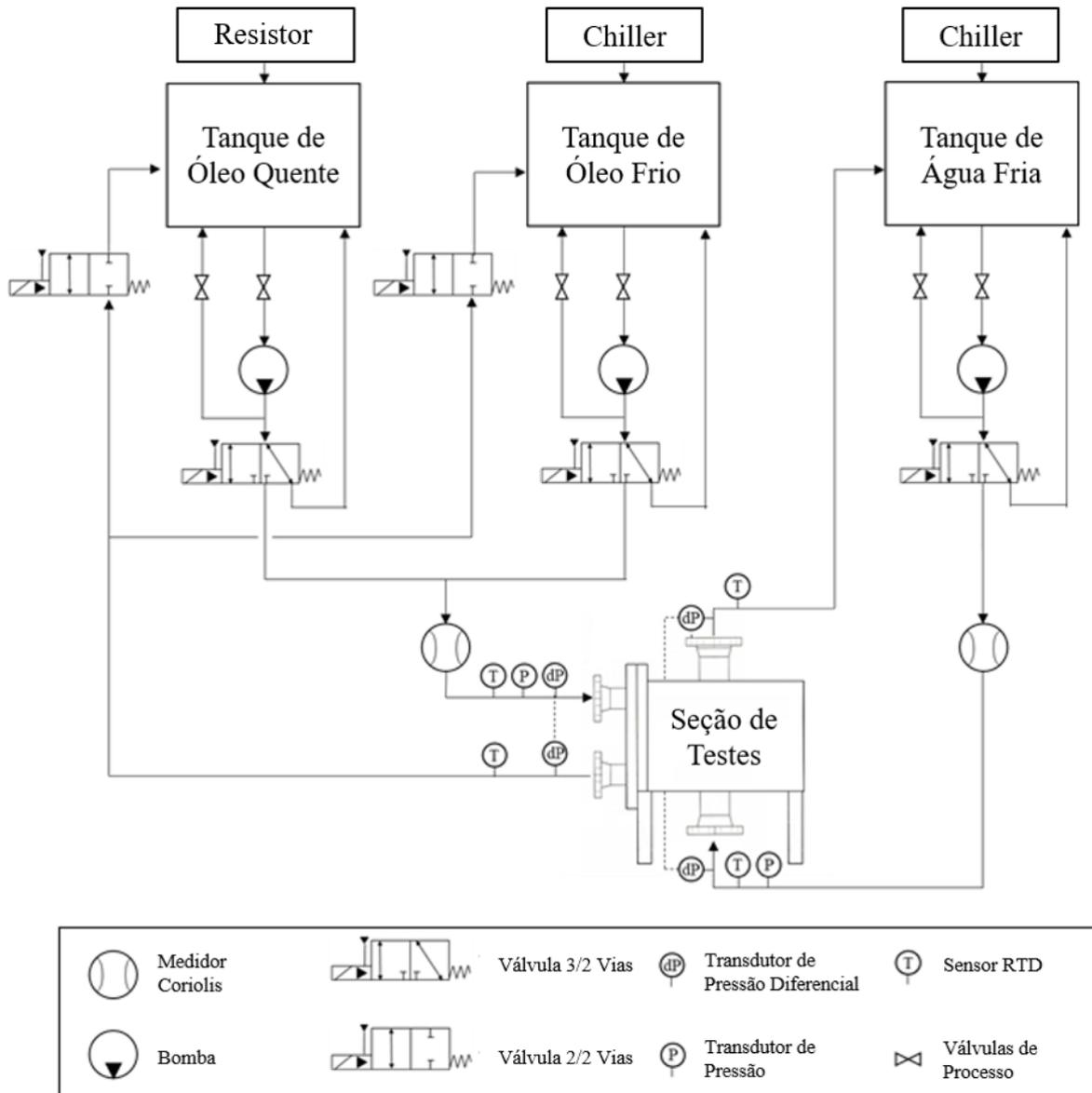
Nesta seção, apresenta-se a metodologia utilizada para análise do desempenho térmico e da queda de pressão em um PSHE comercial. Os seguintes tópicos são abordados: a descrição da bancada experimental e da seção de testes utilizada, o procedimento seguido durante os experimentos e os modelos analíticos utilizados.

4.1 BANCADA EXPERIMENTAL

Elaborada para testes de desempenho térmico e hidrodinâmico em trocadores de calor, a bancada possui três reservatórios de 1 m³ contendo: água fria, óleo térmico frio e óleo térmico quente. É utilizado o óleo térmico Klüberfood NHT1 1-39. Nos tanques de óleo quente e frio, o escoamento é gerado por bombas centrífugas RF-HT 32/160 com capacidade de 10 m³/h; para o tanque de água fria, é utilizada uma bomba centrífuga RF 32/160 com capacidade de 10 m³/h. Inversores de frequência Siemens Sinamics V20 são empregados para controle de vazão.

As medições da massa específica e da vazão mássica são realizadas por dois Coriolis Emerson CMF200M, com incerteza de 0,10% do valor medido; não há necessidade de desenvolver plenamente o escoamento para a medição. Válvulas dos tipos globo, três vias e duas vias (2/2 vias e 3/2 vias) são utilizadas para controle do processo. As pressões diferenciais são medidas com transdutores de pressão Omega PX409-015DWUI e Dwyer 628-11-GH-P1-E1-S1, com incertezas de medição de 0,08% BSL (*Best Straight Line*) e 1,0% FS (*Full Scale*), respectivamente. Nas entradas e saídas da seção de teste, as temperaturas são obtidas por sensores de temperatura RTD PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3 da Omega, com incerteza de $(0,15+0,002T)^{\circ}\text{C}$. Os sensores são conectados a um sistema de aquisição de dados da *National Instruments* e monitorados no software *Labview*. Um conjunto de quatro resistores de 25 kW é usado para aquecer o óleo térmico. Para o resfriamento do tanque de água fria, é utilizado um *chiller* com capacidade de 80 kW. Na Figura 18 é apresentado o esquemático da bancada térmica.

Figura 18 - Bancada Térmica: esquemático.



Fonte: Autor (2020).

Para análise do desempenho térmico do PSHE, apenas as linhas de óleo quente e água fria são utilizadas. A linha de óleo frio permite a realização de testes de fadiga térmica, que não faz parte do escopo deste trabalho.

A bancada tem capacidade de produzir vazões entre 1 e 7,5 kg/s no lado da água e 1 e 6 kg/s para o óleo quente. A temperatura máxima no tanque de óleo é 200°C e a temperatura mínima no tanque de água é 5°C. Com isso, é possível operar com faixas de Reynolds e Prandtl similares às encontradas em plantas de extração de óleo; ver Tabela 3.

Tabela 3 – Faixa de operação da bancada térmica.

Fluido	Faixa de Re	Faixa de Pr
Água	100-1060	2.5–11
Óleo Térmico	1-80	180–960

Fonte: Autor (2020).

Ressalta-se que, segundo Kakaç *et al.* (2012), a transição para regime turbulento em PHEs ocorre com número de Reynolds tipicamente entre 10 e 400.

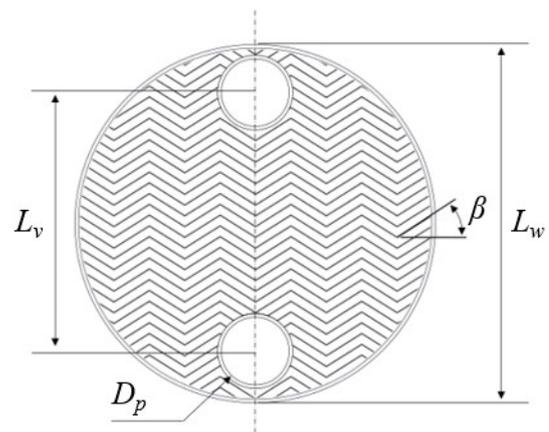
4.2 SEÇÃO DE TESTES

Para os testes de desempenho térmico, é utilizado um trocador de calor comercial do tipo casco e placas, exibido na Figura 19a. Ressalta-se que o modelo de corrugação (ver Figura 19b) é diferente do usado nos experimentos de PTV. As principais características geométricas do permutador são descritas na Tabela 4.

Figura 19 – (a) PSHE comercial e (b) características de uma placa do trocador.



(a)



(b)

Fonte: Autor (2020).

Tabela 4 – Características geométricas do PSHE comercial.

Parâmetro	Valor
Número de placas, N_t	100
Diâmetro das placas, L_w	310 mm
Distância vertical entre dutos, L_v	227 mm
Diâmetro dos dutos, D_p	50 mm
Profundidade da corrugação, b	2,6 mm
Ângulo de Chevron, β	53,5°
Espessura das placas, t	0,8 mm

Fonte: Autor (2020).

O permutador possui um total de 49 canais no lado das placas e 50 no lado do casco, com passe único em ambos os ramais.

4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E MODELO ANALÍTICO

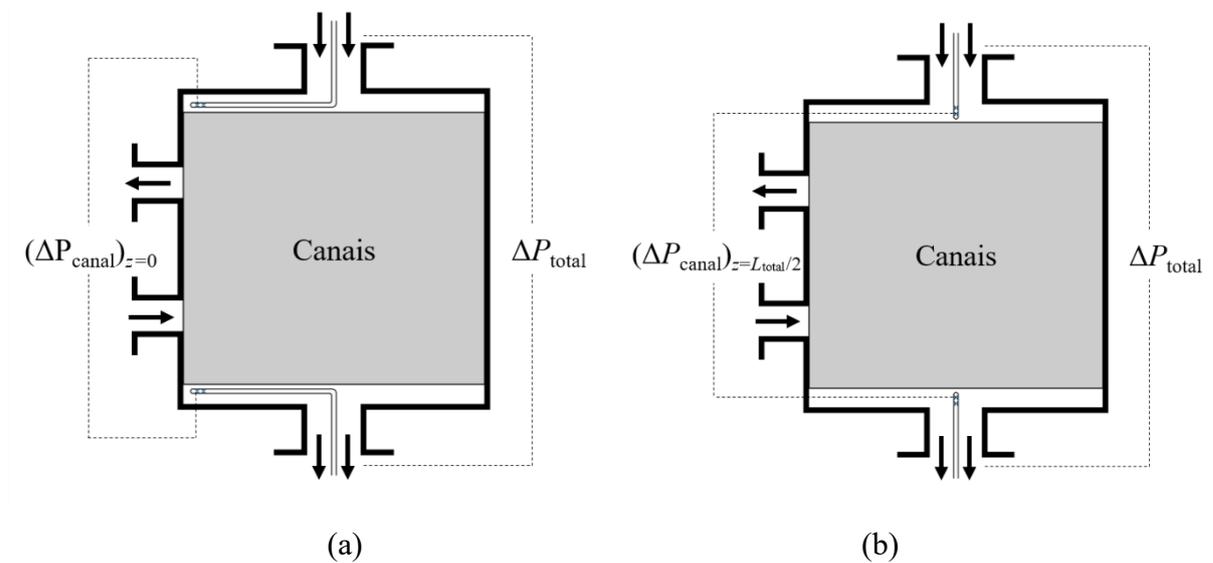
4.3.1 Queda de Pressão

Os experimentos para análise da queda de pressão no PSHE comercial são divididos em três: medição da diferença de pressão em escoamentos no ramal do casco, medição da queda de pressão em escoamentos no ramal interno e medição da queda de pressão em um único canal.

4.3.1.1 Diferença de Pressão no Ramal do Casco

Dois tubos de pequeno diâmetro e com tomadas de pressão nas extremidades são inseridos no interior do casco, próximos à entrada e à saída do último canal; ver Figura 20a. Após aferição da pressão diferencial para diferentes vazões de água (entre 1 e 7,5 kg/s), os tubos são movidos 28 mm na direção do centro do pacote de placas. O procedimento é repetido até a obtenção da diferença de pressão nos canais centrais, adjacentes aos bocais de entrada e saída (Figura 20b).

Figura 20 – Medição de pressão ao longo do casco do PSHE: (a) posição inicial e (b) posição final dos tubos de tomada de pressão.



Fonte: Autor (2020).

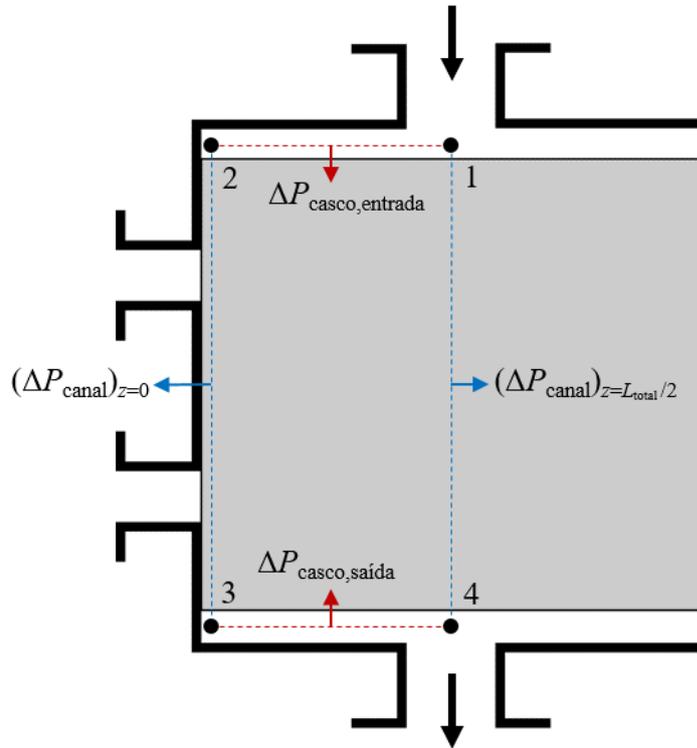
Os tubos possuem a extremidade fechada (para evitar a medição da pressão de estagnação) e perfurações na lateral. A perda de carga total no trocador de calor é aferida simultaneamente, com tomadas de pressão nos dutos de entrada e saída do trocador de calor.

A queda de pressão nos canais adjacentes ao duto de entrada pode ser aproximada à queda de pressão total no equipamento, Equação (4.1), visto que as regiões de entrada e saída do casco pouco afetam o escoamento na região:

$$\Delta P_{total} \approx (\Delta P_{canal})_{z=L_{total}/2} \quad (4.1)$$

A queda de pressão na região da folga entre casco e pacote de placas é denominada neste trabalho como diferença de pressão no casco, ΔP_{casco} . Na Figura 21 são exibidas as pressões diferenciais entre quatro pontos no interior do ramal do casco.

Figura 21 – Parcelas de queda de pressão no ramal do casco do PSHE.



Fonte: Autor (2020).

A parcela de diferença de pressão no casco pode ser obtida pela soma das quedas de pressão nas regiões de entrada e de saída:

$$\Delta P_{\text{casco,experimental}} = \Delta P_{\text{casco,entrada}} + \Delta P_{\text{casco,sáida}} \quad (4.2)$$

A Equação (4.2) pode ser reescrita em função das pressões nos pontos 1, 2, 3 e 4 da Figura 21:

$$\Delta P_{\text{casco,experimental}} = (P_1 - P_2) + (P_3 - P_4) \quad (4.3)$$

Note que as quedas de pressão no canal central e no primeiro canal são iguais a $(P_1 - P_4)$ e $(P_2 - P_3)$, respectivamente. Nos experimentos são aferidas as quedas de pressão nos canais, logo, é interessante utilizá-las como variável para obter a pressão diferencial no casco:

$$\Delta P_{\text{casco,experimental}} = (\Delta P_{\text{canal}})_{z=L_{\text{total}}/2} - (\Delta P_{\text{canal}})_{z=0} \quad (4.4)$$

É importante ressaltar que a diferença de pressão no casco se refere apenas à região da folga entre pacote de placas e casco, enquanto a queda de pressão total é dada pela combinação da queda de pressão nos canais mais a diferença de pressão no casco em dada posição z . Em analogia ao PHE, a diferença de pressão no casco é equivalente à queda de pressão nos dutos de distribuição. A diferença de pressão no casco pode ainda ser calculada por:

$$\Delta P_{\text{casco, calculado}} = \zeta_{\text{casco}} G_{\text{duto}}^2 / (2\rho) \quad (4.5)$$

onde ζ_{casco} é o coeficiente de resistência ao escoamento na região do casco. Note que no equacionamento proposto por Shah e Sekulić (2003) para PHEs, é utilizado um coeficiente de resistência constante para os dutos de distribuição, com valor igual a 1,5.

Com a diferença de pressão nos canais medida ao longo do trocador de calor e conhecendo-se o respectivo fator de fricção, é possível estimar a vazão mássica por canal. Ao isolar o termo da velocidade mássica na equação da queda de pressão no canal, obtém-se:

$$\dot{m}_{\text{canal}} = [\Delta P_{\text{canal}} \rho D_e A_{\text{canal}}^2 / (2fL_v)]^{1/2} \quad (4.6)$$

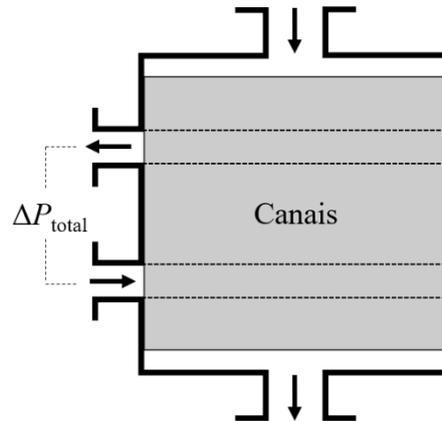
Para inferir as vazões locais, \dot{m}_{canal} , é necessário determinar valores de f em canais típicos do ramal do casco no PSHE comercial.

Os testes descritos anteriormente são realizados com apenas água como fluido de operação. Experimentos também são realizados com óleo térmico escoando no ramal do casco, porém, é aferida apenas a queda de pressão total no permutador.

4.3.1.2 Queda de Pressão no Ramal Interno

A aferição da queda de pressão no ramal interno é feita com os transdutores de pressão posicionados em flanges próximos à entrada/saída do PSHE. Devido às limitações da bancada, não são inseridos os tubos para aferição de pressão na região interna dos dutos.

Figura 22 – Medição de pressão no ramal interno do PSHE.



Fonte: Autor (2020).

A perda de carga total é aferida para diferentes vazões, com a temperatura dos tanques conhecida. Testes são realizados com os fluidos: óleo térmico e água. De forma análoga ao casco, a queda de pressão no primeiro canal deve ser similar à queda de pressão total no equipamento, Equação (4.7):

$$\Delta P_{\text{total}} \approx (\Delta P_{\text{canal}})_{z=0} \quad (4.7)$$

nota-se que, para uma distribuição de vazão uniforme, tem-se: $(\Delta P_{\text{canal}})_{z=0} = (\Delta P_{\text{canal}})_{z=L}$. Ou seja, para que não ocorra má-distribuição de vazão, a queda de pressão ao longo dos dutos de distribuição deverá ser aproximadamente zero.

4.3.1.3 Queda de Pressão por Fricção no Canal

Uma seção de testes compostas por 10 placas do mesmo PSHE comercial, Figura 23, é utilizada para obtenção apenas da parcela de queda de pressão referente ao canal. O escoamento é direcionado a um único canal, com tomadas de pressão na entrada e saída do mesmo. É utilizada a linha de água da bancada multifásica, com experimentos na faixa de $100 < Re < 3000$.

Figura 23 – Seção de teste composta por 10 placas.



Fonte: Autor (2020).

Com a pressão diferencial aferida dentro do casco, é assumido que as parcelas de queda de pressão referentes aos dutos e ao casco pouco afetam a medição. Logo, é possível estimar o fator de fricção em função da perda de carga total medida de acordo com:

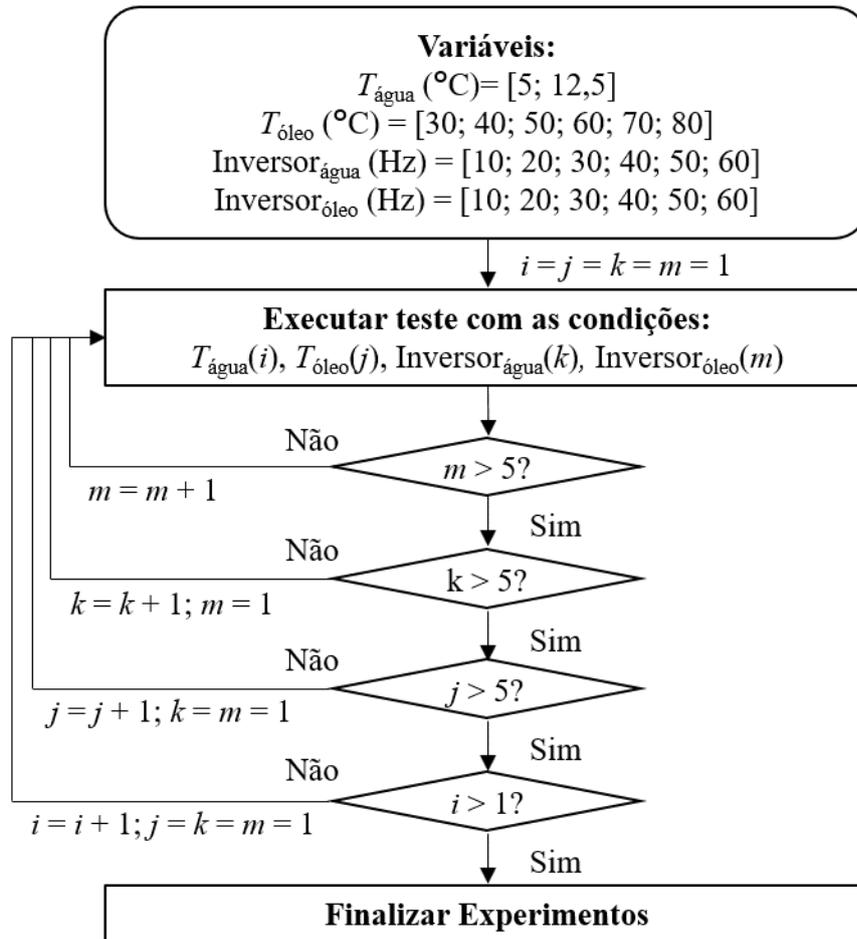
$$f = (\Delta P D_e \rho) / [2L_w (\dot{m}_{canal} / A_{canal})^2] \quad (4.8)$$

A caracterização da queda de pressão no canal é essencial pois permite isolar a parcela de diferença de pressão referente ao casco do PSHE comercial no equacionamento da queda de pressão total, ΔP_{total} .

4.3.2 Desempenho Térmico

Experimentos são conduzidos para a obtenção das temperaturas e da taxa de transferência de calor no PSHE comercial em condições de operações típicas da indústria de óleo e gás. Uma matriz de testes foi elaborada para tal: o reservatório de óleo quente é ajustado em temperaturas de 30, 40, 50, 60, 70 e 80°C, enquanto o reservatório de água é ajustado nas temperaturas de 5 e 12,5°C. Para cada combinação de temperaturas, são variadas as vazões de água (entre 1 e 7,5 kg/s) e de óleo (entre 0,5 e 6,5 kg/s) utilizando os inversores de frequência. Os testes são realizados com água escoando no ramal do casco e óleo no ramal interno. O fluxograma com o procedimento dos testes é exibido na Figura 24.

Figura 24 – Fluxograma com a matriz de testes de desempenho térmico. Os valores máximos dos contadores são: $i=2; j=k=m=6$.



Fonte: Autor (2020).

O procedimento realizado em cada teste é descrito a seguir:

1. As resistências e o *chiller* são acionados até que os tanques de óleo e de água atinjam a temperatura prescrita para o teste;
2. Com os tanques nas temperaturas corretas, são ligados os inversores de frequência de ambos os ramais;
3. São abertas as válvulas do sistema e os fluidos começam a escoar através do permutador;
4. Regula-se os inversores nas frequências escolhidas para o teste;
5. Aguarda-se que o sistema entre em regime permanente, sem alterações significativas nas temperaturas de processo e na taxa de transferência de calor. As medições são acompanhadas em tempo real no *Labview*;

6. É verificado se as taxas de transferência de calor de ambos os ramais são similares;
7. Cumpridas as etapas anteriores, os dados medidos são gravados por um período de 100 segundos utilizando o *Labview*.

Após a realização do teste, os dados salvos são exportados e analisados. As temperaturas são aferidas na entrada e na saída de ambos os ramais do PSHE. Os RTDs e os medidores de vazão do tipo Coriolis garantem boa precisão para os experimentos. É realizado um total de 432 testes. O propósito dos experimentos é obter correlações de Nu para os ramais de óleo e de água. O modelo utilizado para tal é apresentado na sequência.

As taxas de transferência de calor no lado da água e no lado do óleo, $Q_{\text{água}}$ e $Q_{\text{óleo}}$, respectivamente, são obtidas por:

$$Q_{\text{água}} = (\dot{m}c_p\Delta T)_{\text{água}} \quad (4.9)$$

$$Q_{\text{óleo}} = (\dot{m}c_p\Delta T)_{\text{óleo}} \quad (4.10)$$

onde c_p é o calor específico à pressão constante e ΔT , a diferença de temperatura em cada ramal. Para definir a taxa de transferência de calor no teste realizado, utiliza-se a média entre os valores obtidos:

$$Q_{\text{médio}} = (Q_{\text{óleo}} + Q_{\text{água}})/2 \quad (4.11)$$

Pequenas diferenças decorrem de incertezas de medição.

O coeficiente global de transferência de calor, U , é calculado de acordo com:

$$U = Q_{\text{médio}} / (A_{\text{efetiva}} \Delta T_{LMTD}) \quad (4.12)$$

onde A_{efetiva} é a área efetiva de transferência de calor, igual a $7,41 \text{ m}^2$, e ΔT_{LMTD} é a diferença de temperatura média logarítmica, calculada com as diferenças de temperatura entre entrada e saída dos dois ramais:

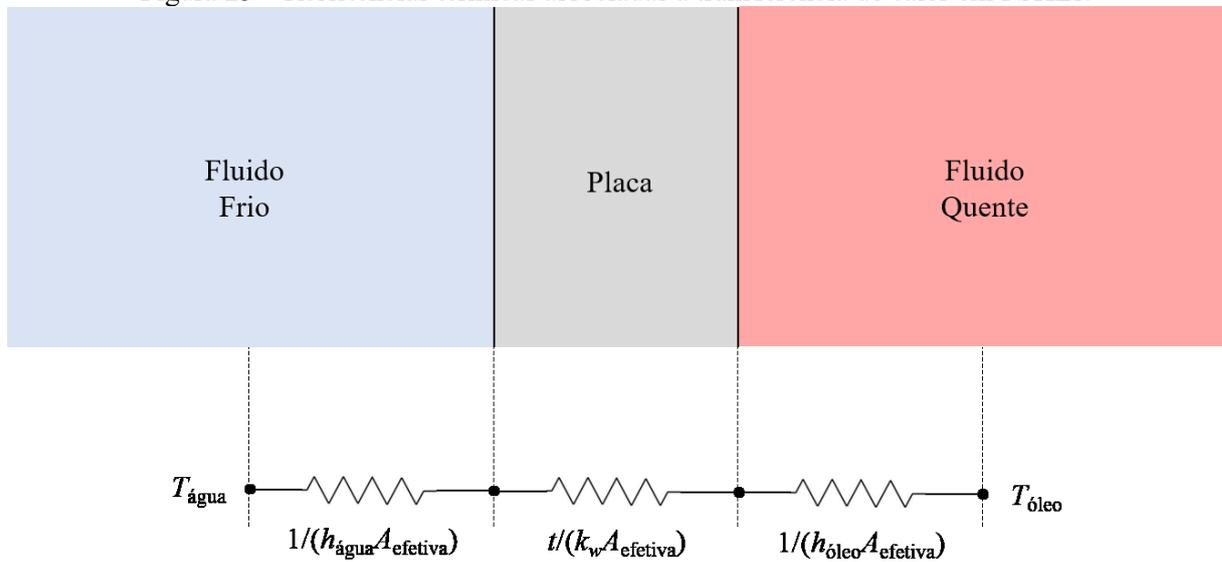
$$\Delta T_{LMTD} = (\Delta T_{\text{água}} - \Delta T_{\text{óleo}}) / \ln(\Delta T_{\text{água}} / \Delta T_{\text{óleo}}) \quad (4.13)$$

A resistência térmica total, desconsiderando-se as parcelas de incrustação, é definida por:

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{(UA_{efetiva})} = \frac{1}{(h_{\acute{a}gua}A_{efetiva})} + \frac{t}{(k_w A_{efetiva})} + \frac{1}{(h_{\acute{o}leo}A_{efetiva})} \quad (4.14)$$

onde k_w é a condutividade térmica do material das placas. Na Figura 25 são exibidas as resistências que compõem a resistência térmica total no permutador de calor.

Figura 25 – Resistências térmicas associadas à transferência de calor em PSHEs.



Fonte: Autor (2020).

Lembrando que o coeficiente de transferência de calor, h , pode ser calculado com o número de Nusselt a partir de:

$$h = Nu k / D_h \quad (4.15)$$

Na modelagem do número de Nusselt em processos térmicos envolvendo trocadores de calor, são frequentemente propostas correlações da forma:

$$Nu = a Re^m Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (4.16)$$

onde as constantes a e m são determinadas de acordo com as particularidades do processo de transferência de calor. Os expoentes do número de Prandtl, Pr , e da razão entre viscosidades

dinâmicas são típicas para os presentes fluidos de trabalho. Dessa forma, é possível determinar uma correlação para Nu em trocadores PSHE através da determinação das constantes a e m .

A partir das Equações (4.15) e (4.16), e supondo que a resistência térmica da água é $1/(h_{\text{água}} A_{\text{efetiva}}) \sim 0$ para valores de Re_{canal} próximos a 1000, é possível reescrever a Eq. (4.14) como:

$$1/U = D_h / [a Re^m Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} k]_{\text{óleo}} + t/k_w \quad (4.17)$$

Note que a área efetiva é cancelada na Equação (4.17).

Será utilizado um fator- j baseado no número de Nusselt, j_{Nu} , para facilitar a regressão dos dados experimentais; ver Equação (4.18). j_{Nu} depende apenas do número de Reynolds:

$$j_{Nu} = Nu Pr^{-1/3} (\mu_w/\mu)^{0,14} = a Re^m \quad (4.18)$$

Na análise acima, foi considerado que a resistência térmica da água é $1/(h_{\text{água}} A_{\text{efetiva}}) \sim 0$. É analisada, a seguir, situações nas quais a resistência térmica da água apresenta valores significativos para R_{total} .

Na Equação (4.19), é apresentada a resistência térmica total adicionando a parcela de resistência térmica do fluido frio:

$$1/U = D_h / [a Re^m Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} k]_{\text{óleo}} + t/k_w + D_h / [a_2 Re^{m_2} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} k]_{\text{água}} \quad (4.19)$$

As constantes a_2 e m_2 do ramal de água podem ser determinadas, já que os valores de a e m para o óleo foram determinados em situações onde a resistência térmica da água, $1/(h_{\text{água}} A_{\text{efetiva}})$, é baixa. O procedimento é aplicado apenas para a configuração com óleo escoando no ramal interno e água no ramal do casco do PSHE.

Definidas ambas as correlações, é possível verificar a eficácia do método no cálculo de transferência de calor ao aplicar a Eq. (4.19) ao invés da Eq. (4.17) em situações onde a hipótese de que $1/(h_{\text{água}} A_{\text{efetiva}}) \sim 0$ foi utilizada.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na presente seção são apresentados os resultados obtidos neste trabalho. A seção é dividida em duas partes: a primeira aborda os resultados do PTV para as seções de teste de acrílico, e a segunda apresenta os resultados de queda de pressão e transferência de calor em um PSHE comercial.

5.1 PTV – PARTICLE TRACKING VELOCIMETRY

Os resultados do PTV para as configurações de placas 15/15°, 15/45° e 45/45°, com $Re_b = 3450$, são apresentados nesta seção. As trajetórias foram registradas em 20 medições de 2 segundos cada, com a taxa de aquisição da câmera rápida ajustada para 1000 Hz.

As velocidades são normalizadas pela velocidade média na seção central do canal ($y = 0$) do PSHE. Esta é tipicamente utilizada para o cálculo do número de Reynolds. São adicionadas barras de erro de tamanho igual à $\pm 2\sigma_m$, indicando a magnitude do erro em relação à média de certa quantidade x ; ver Equação (5.1).

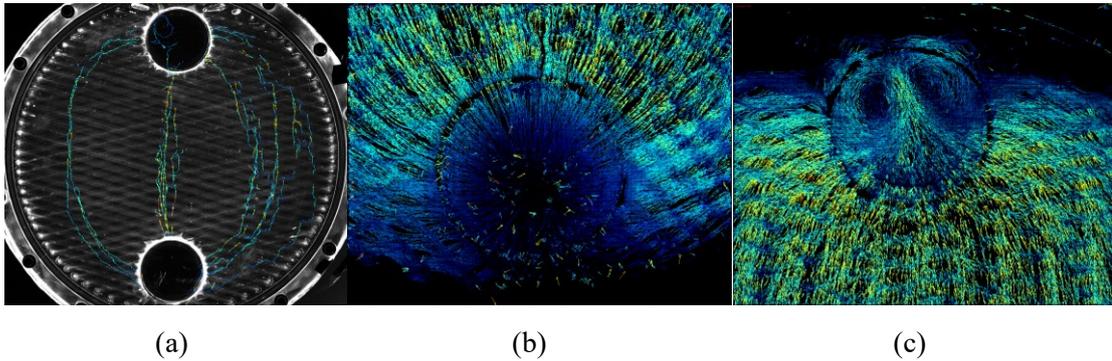
$$\sigma_m = \{[\sum x_i^2 - n^{-1}(\sum x_i)^2]/[n(n-1)]\}^{1/2} \quad (5.1)$$

onde x_i é a média em cada conjunto de medição e n o número total de medições.

5.1.1 Trajetórias das Partículas

Na Figura 26, são apresentados exemplos de trajetórias de partículas obtidas para toda a seção de testes (Figura 26a), para a entrada do canal (Figura 26b) e para a saída do canal (Figura 26c). A direção do escoamento é ascendente.

Figura 26 – Efeito da geometria do PSHE nas trajetórias das partículas: (a) vista frontal de todo o canal, (b) entrada do canal e (c) saída do canal.



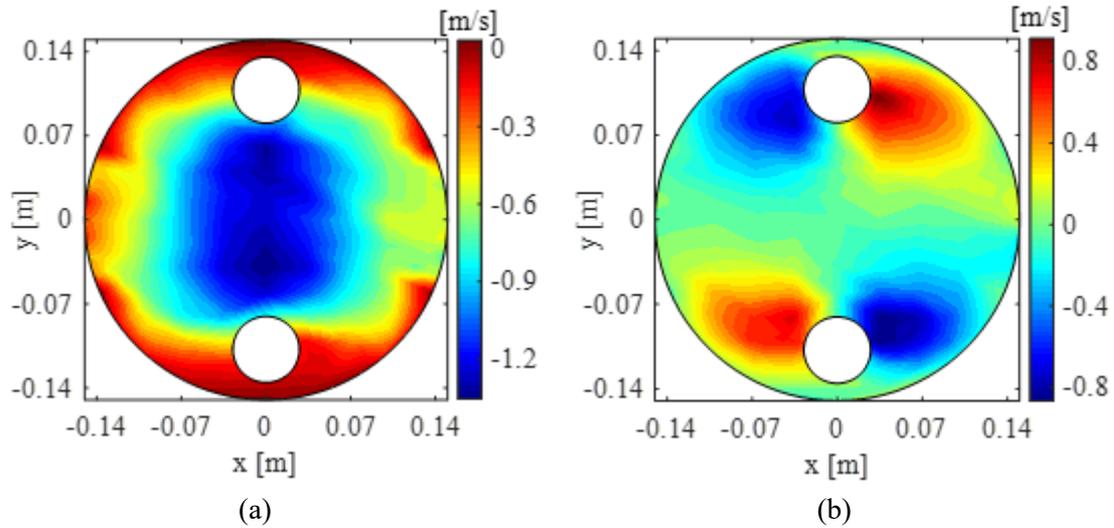
Fonte: Autor (2020).

Os vetores em vermelho, verde e azul indicam as maiores, intermediárias e menores velocidades das partículas, respectivamente. É possível observar que as trajetórias entram no canal em linhas de corrente bem-comportadas, ver Figura 26b. Já na saída do canal, Figura 26c, o escoamento é caracterizado pela presença de zonas de recirculação. Tal comportamento pode ser justificado devido à desaceleração do fluido na saída do canal, visto que a área da seção do duto é maior que a área da seção do canal. O aumento da pressão estática promove o despreendimento da camada limite, gerando as zonas de recirculação.

5.1.2 Campo de Velocidades

As componentes vertical e horizontal da velocidade média em um canal do PSHE são mostradas na Figura 27. O escoamento é descendente.

Figura 27 – Efeito da geometria do PSHE na velocidade média: componentes (a) vertical e (b) horizontal.

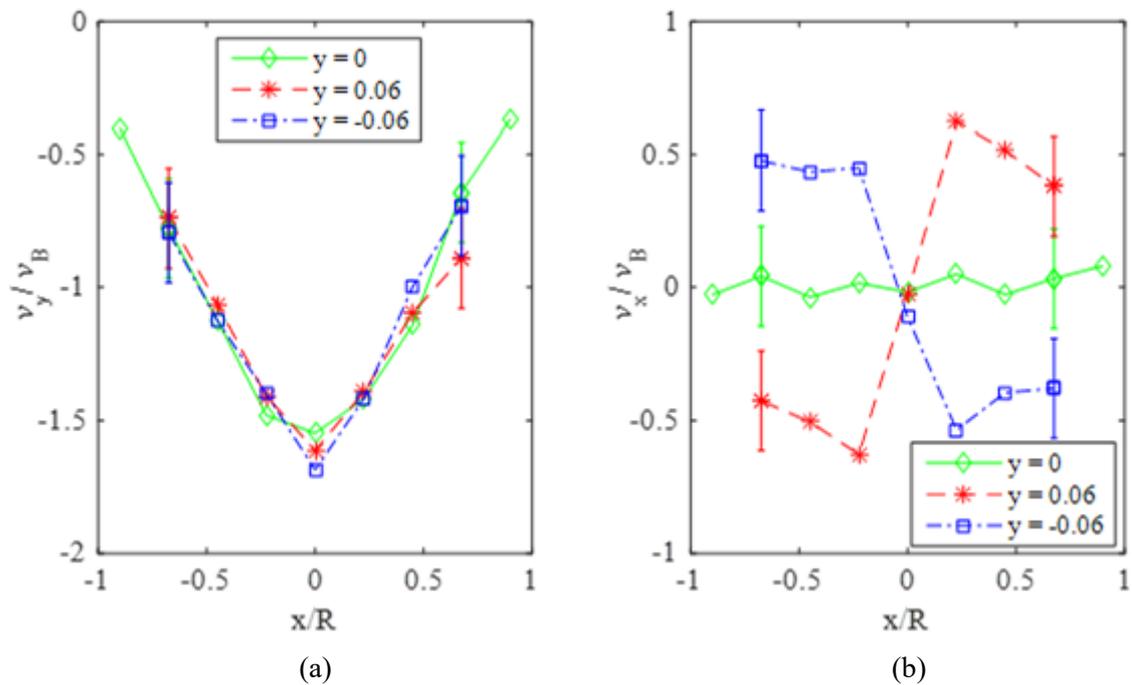


Fonte: Autor (2020).

A diferença entre os campos de velocidade da entrada e da saída do canal (ver Figura 26b e Figura 26c) pouco afeta o perfil de velocidade média na direção y . Note que a velocidade na direção principal do escoamento é aproximadamente simétrica em relação ao plano central $y = 0$ (ver Figura 27a), enquanto a componente lateral da velocidade é antissimétrica em relação ao planos $y = 0$ e $x = 0$ (ver Figura 27b). A velocidade média, para certa seção transversal entre os dutos de entrada e saída, é maior na área central ($-0.07 \text{ m} < y < 0.07 \text{ m}$; $-0.07 \text{ m} < x < 0.07 \text{ m}$), representada pela região em azul da Figura 27a.

Na Figura 28, são apresentadas as componentes em y e em x do perfil de velocidades para um escoamento vertical no sentido descendente. Para verificar as condições de simetria do campo de velocidade, são analisadas três posições ao longo do eixo y : -0.06 , 0 e 0.06 m . As velocidades são adimensionalizadas com a velocidade média da seção $y = 0$, v_B .

Figura 28 – Efeito da geometria do canal de PSHE no perfil de velocidade média: componentes (a) vertical e (b) horizontal.

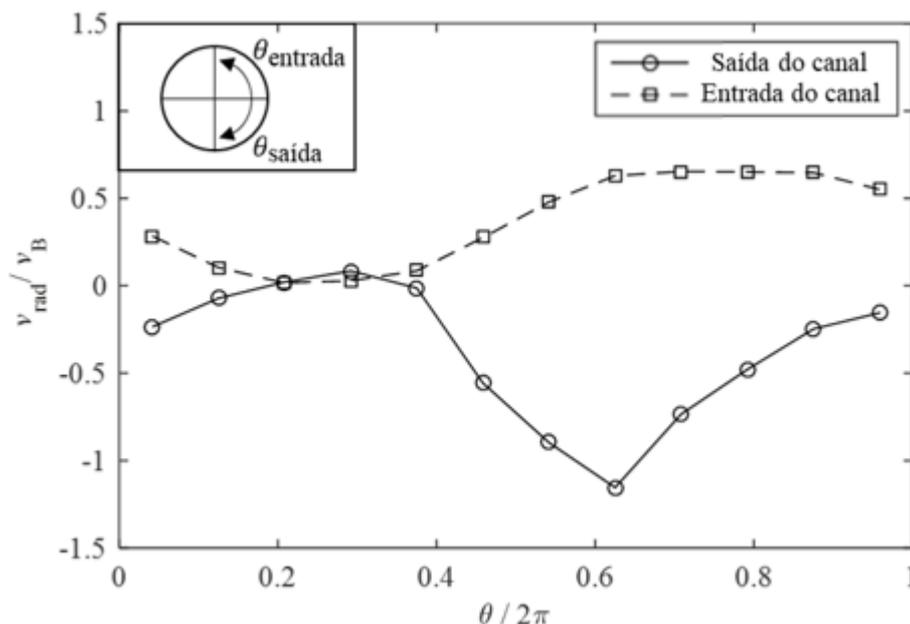


Fonte: Autor (2020).

A máxima velocidade no ponto central ($x = 0$; $y = 0$) é $1.5v_B$, levemente menor que nos pontos ($x = 0$; $y = \pm 0.06$), onde as velocidades são cerca de $1.7v_B$. Tal comportamento é esperado devido à conservação da massa. Para a componente lateral de velocidade, o perfil é aproximadamente antissimétrico em relação ao plano $x = 0$ e muda de direção na seção transversal em $y = 0$; ver Figura 28b.

O perfil de velocidade média na entrada e saída dos canais é apresentado na Figura 29. É utilizado um sistema de coordenadas cilíndricas com origem no centro dos dutos de entrada/saída, de acordo com a Figura 17. Os resultados são exibidos na direção anti-horária para o duto de entrada do canal e na direção horária para a saída. A velocidade radial, v_{rad} , é adimensionalizada com v_B . O sentido do escoamento é descendente.

Figura 29 – Efeito da geometria do canal de PSHE no perfil de velocidade média radial na circunferência dos dutos de entrada e saída do canal.



Fonte: Autor (2020).

Variações na velocidade média radial na saída do canal do PSHE são mais intensas em comparação à entrada. A presença de zonas de recirculação na região de saída afeta a distribuição de velocidades. Nota-se que a magnitude da velocidade radial atinge valores máximos de $1.20v_B$ na saída e $0.65v_B$ na entrada do canal. No segmento $0 < \theta < \pi$ da saída, a velocidade média radial é próxima a zero devido às zonas de recirculação. Como consequência da conservação da massa, a velocidade radial é maior no segmento $\pi < \theta < 2\pi$. Na entrada do canal, o segmento $0 < \theta < \pi$ é caracterizado por alta resistência ao escoamento devido à proximidade da parede na circunferência do PSHE, o que implica velocidades menores que as encontradas no segmento $\pi < \theta < 2\pi$.

5.1.3 Fator de Fricção, Números de Reynolds e Nusselt

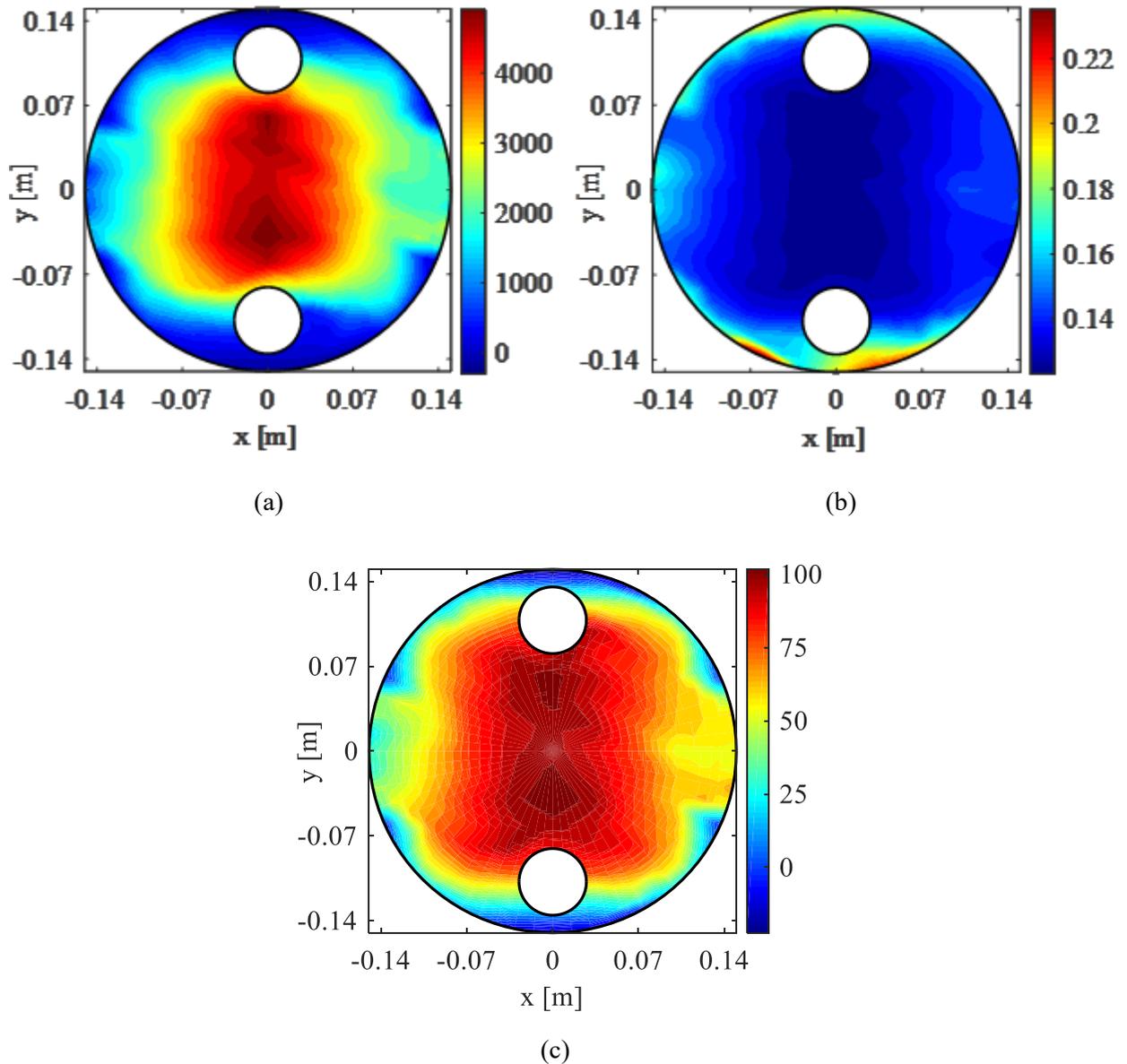
O campo de velocidade no canal tem influência na transferência de calor e na perda de carga do PSHE. Números locais de Reynolds, $Re(x,y)$, fator de fricção, $f(x,y)$, e números locais de Nusselt, $Nu(x,y)$, são calculados em função da velocidade convectiva local $v(x,y)$. Assume-se que correlações de Nu e f para PHEs podem ser aplicadas em um canal do PSHE. A magnitude dos vetores de velocidade é calculada a partir das velocidades médias horizontal e

vertical apresentadas na Figura 27. O número de Reynolds local é calculado de acordo com a Equação (5.2):

$$Re(x,y) = \rho |v(x,y)| (2b/\phi) / \mu \quad (5.2)$$

As correlações apresentadas por Heavner *et al.* (1993) são escolhidas para estimar o fator de fricção e o número de Nusselt. A escolha é baseada na queda de pressão medida no canal. Na Figura 30 são exibidos os resultados de Reynolds, Nusselt e fator de fricção local em um canal do PSHE. Note que $f(x,y)$ e $Nu(x,y)$ dependem do número de Reynolds local.

Figura 30 – Estimativas locais de: (a) número de Reynolds, (b) fator de fricção e (c) número de Nusselt em um canal do PSHE. Número de Reynolds na seção central igual a 3450.



Fonte: Autor (2020).

Os valores de $Re(x,y)$ na região $x \approx 0$ chegam a 5250, enquanto na extremidades do canal são reduzidos a menos de 1000. Os mapas de calor de Nusselt e Reynolds são qualitativamente similares, com $Nu(x,y)$ proporcional a $Re(x,y)^{0.718}$. Os valores locais de Nusselt na região central são aproximadamente 110 e diminuem para menos de 30 nos extremos do canal.

O fator de fricção local é proporcional a $Re(x,y)^{-0.1814}$. No centro do canal $[-0.05 \text{ m} < x < 0.05 \text{ m}; -0.05 \text{ m} < y < 0.05 \text{ m}]$, $f(x,y)$ atinge valores entre 0.12 e 0.16; nas regiões em $x < -0.05 \text{ m}$ e $x > 0.05 \text{ m}$ o fator de fricção aumenta, visto que as velocidades locais e o número de Reynolds diminuem.

As médias do fator de fricção, Reynolds e Nusselt locais ao longo da área total são, respectivamente, 0.135, 3300 e 76. O número de Reynolds calculado com base na seção central do PSHE é 3450, com uma diferença de 4.3% em relação à média local. O fator de fricção e o número de Nusselt calculados com a correlação de Heavner *et al.* (1993) e utilizando Re da seção central são 0.132 e 80.15, respectivamente. Como os resultados são similares às médias locais, é plausível que o fator de fricção e os números de Nusselt e Reynolds locais sejam representativos para o canal do PSHE.

5.1.4 Forças Devido ao Cisalhamento nas Paredes

A força local devido ao cisalhamento na parede é estimada na projeção do canal no plano xy da seguinte maneira. A magnitude da força local, $F(x,y)$, é obtida pelo produto da tensão de cisalhamento local, $\tau_w(x,y)$, com a área local no plano xy , $A(x,y)$:

$$F(x,y) = \tau_w(x,y) A(x,y) \quad (5.3)$$

onde os subscritos x e y são referentes à localização dos volumes discretizados. $A(x,y)$ é tipicamente $785,3 \text{ mm}^2$ para uma única placa; ver Figura 16a. A tensão $\tau_w(x,y)$ é calculada com o fator de fricção de Fanning local, $f(x,y)$, e com a velocidade média local, $v(x,y)$, conforme:

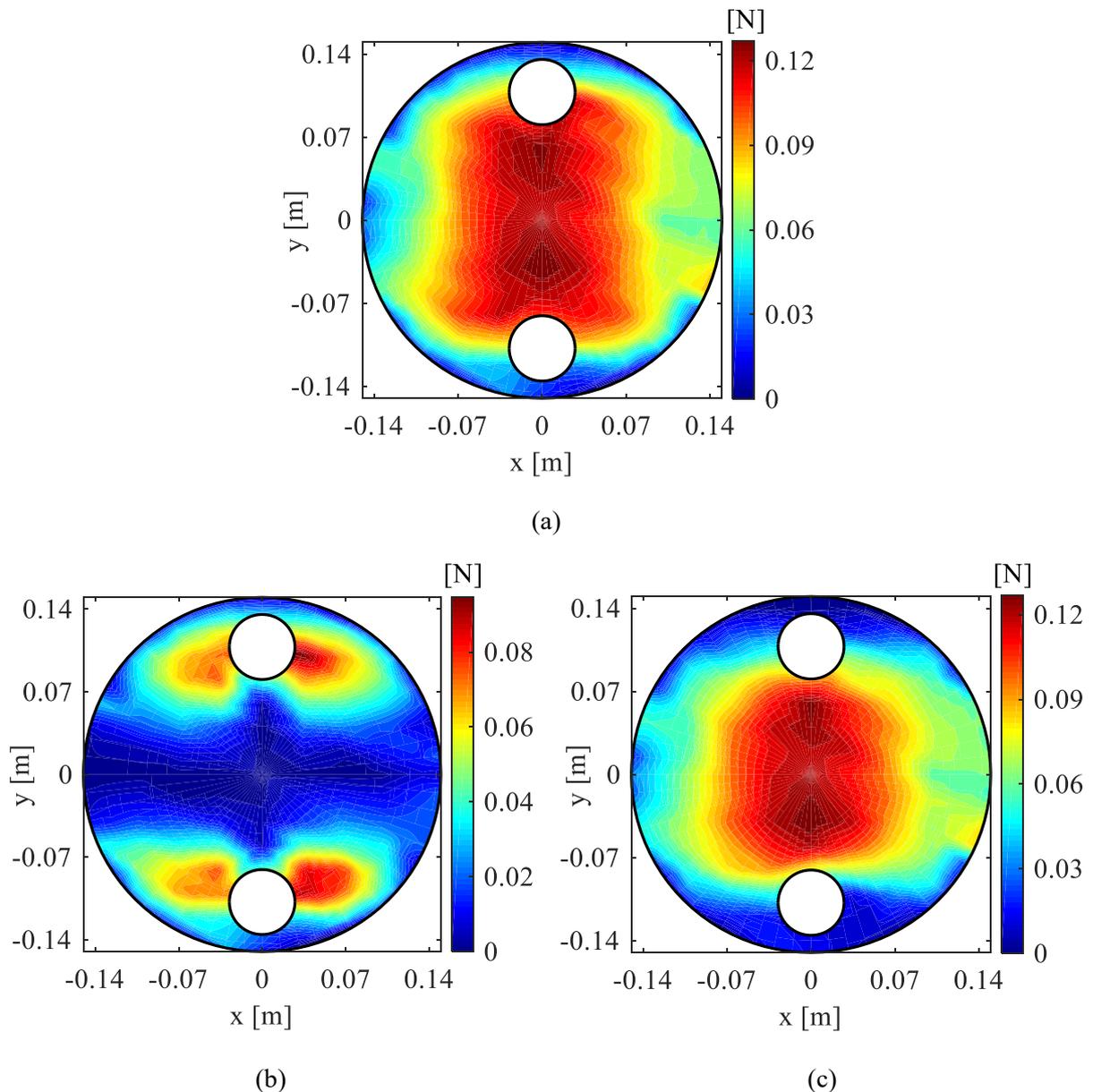
$$\tau_w(x,y) = \frac{1}{2} f(x,y) \rho |v(x,y)|^2 \quad (5.4)$$

Note que a queda de pressão resultante da geometria convergente/divergente do canal do PSHE não é considerada. Na Figura 31 é exibida a magnitude da força local projetada na

área frontal do canal. A força é calculada a partir da área molhada. Como a direção da força é alterada em função da direção das velocidades médias, as forças locais são decompostas nas direções horizontal e vertical, Figura 31b e Figura 31c, respectivamente.

As forças na direção horizontal são significativas apenas nas regiões de entrada e saída do canal, enquanto na direção vertical maiores valores são observados na região central. As maiores forças ocorrem na região de saída, em $0 < \theta < \pi$; nesta região são observadas as maiores velocidades médias.

Figura 31 – Forças locais devido às tensões de cisalhamento: (a) magnitude da força, (b) componente horizontal e (c) componente vertical. Escoamento na descendente.



Fonte: Autor (2020).

Como o escoamento é simétrico em relação ao plano $x = 0$, a integral das forças na direção horizontal é aproximadamente zero. Nas condições de escoamento utilizadas nos experimentos, a integração das forças na direção vertical resulta em aproximadamente 18,7 N para uma parede do canal. Em um par de placas, a força total vertical é 37,4 N. Para verificar se os resultados obtidos são coerentes, a tensão de cisalhamento total nas paredes é estimada por um balanço de forças no canal:

$$\tau_w = (\Delta P_{\text{canal}} A_{\text{in}}) / A_{\text{canal}} \quad (5.5)$$

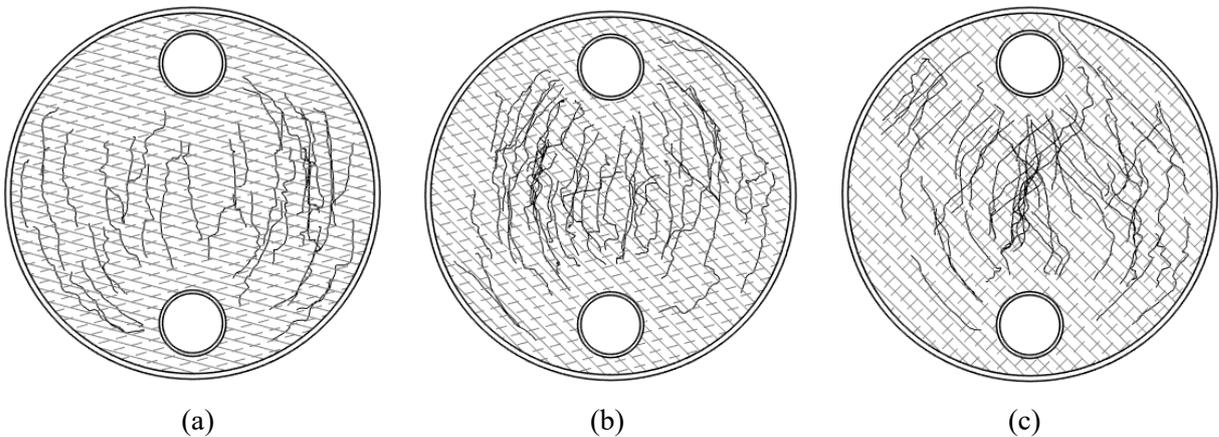
onde A_{in} é a área de entrada/saída do canal. A tensão de cisalhamento nas paredes é causada inteiramente pela parcela viscosa. Para $Re_b = 3450$, ΔP é aproximadamente 0,11 bar. A tensão de cisalhamento total calculada pela Eq. (5.5) difere em apenas 12% do valor obtido pela integração da Eq. (5.4).

5.1.5 Influência do Ângulo de Chevron

5.1.5.1 Trajetórias e Campo de Velocidade

As trajetórias das partículas e o campo de velocidades médias de três canais típicos de PSHEs são investigados nas seguintes configurações: 15/15°, 15/45° e 45/45°. Na Figura 32 são apresentadas as trajetórias obtidas com PTV para as três configurações.

Figura 32 – Efeito do ângulo de Chevron em trajetórias preferenciais de partículas para os canais: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°.

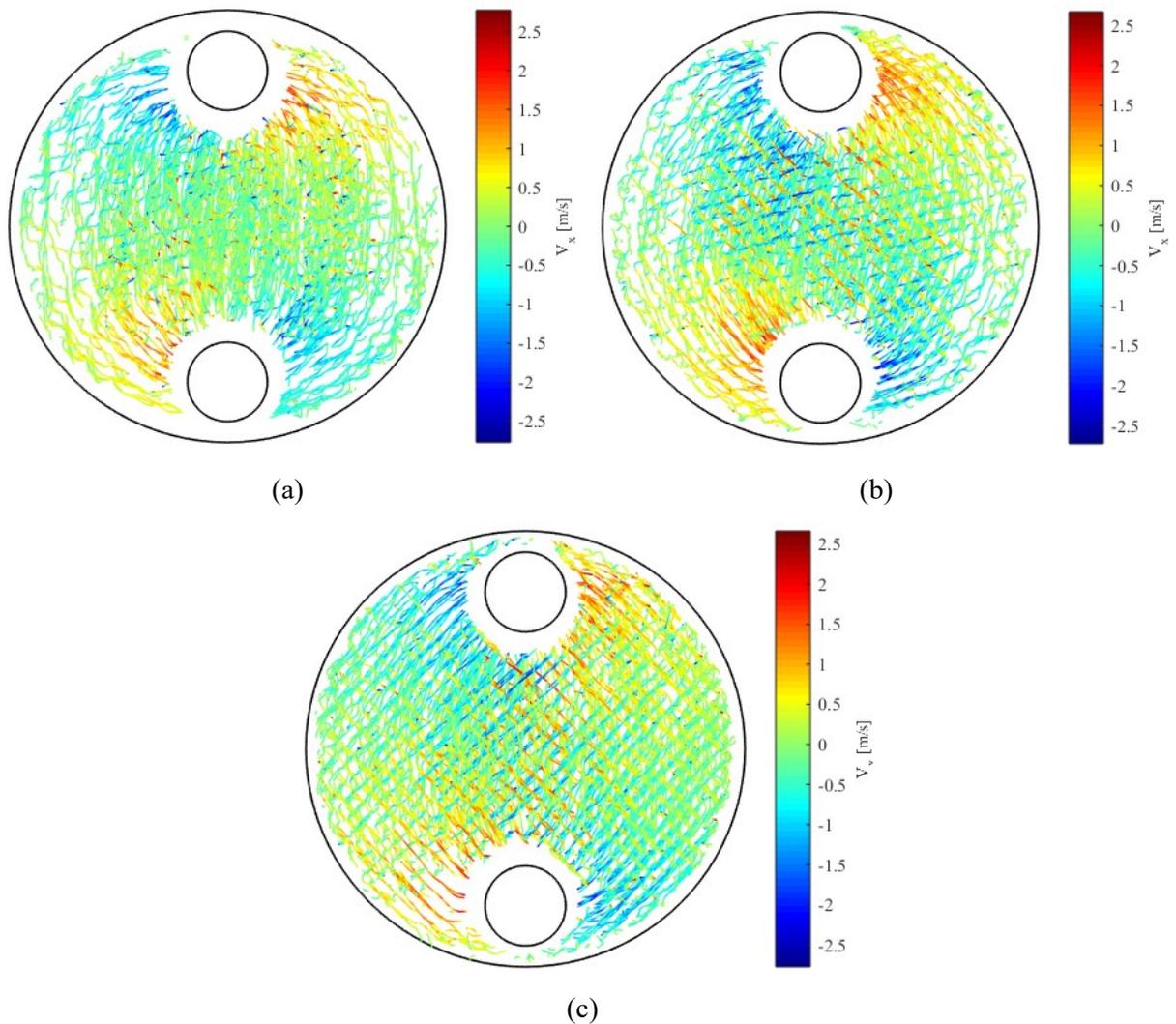


Fonte: Autor (2020).

No canal de configuração $45/45^\circ$ (Figura 32c), as trajetórias das partículas apresentam a tendência principal de seguir a direção das corrugações. O resultado se assemelha ao encontrado na literatura para PHEs de β elevado, onde o escoamento predominantemente é do tipo *furrow*. Em algumas regiões, é possível observar a coexistência do padrão em zig-zag, o que se justifica devido ao número de Reynolds relativamente alto e ao fato de $\beta = 45^\circ$ ser menor que os ângulos estudados por Focke e Knibbe (1986) e Dović e Svaic (2007). Para o canal de configuração $15/15^\circ$, Figura 32a, são observadas trajetórias predominantes no padrão longitudinal em zig-zag. Esse resultado decorre da maior dificuldade do fluido em superar a resistência ao escoamento e se manter na direção das corrugações. Ambos os padrões, zig-zag e *furrow*, ocorrem no canal de configuração $15/45^\circ$. Nota-se que, no canal misto, as trajetórias percorrem maiores distâncias na direção da corrugação de 45° , visto que o fluido consegue superar a resistência ao escoamento com mais facilidade em ângulos de Chevron altos. As trajetórias das partículas indicam que o campo de velocidades é assimétrico no canal $15/45^\circ$.

Na Figura 33 são exibidas as trajetórias das partículas em gráfico onde as cores representam a magnitude e direção da componente horizontal da velocidade.

Figura 33 – Efeito do ângulo de Chevron na componente horizontal da velocidade de partículas rastreadas: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°.

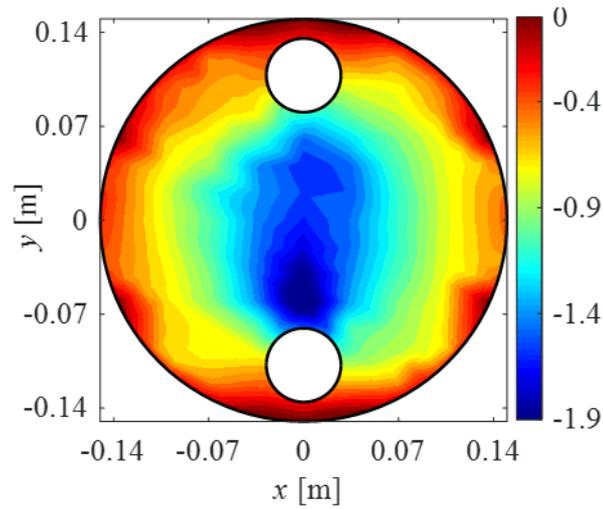
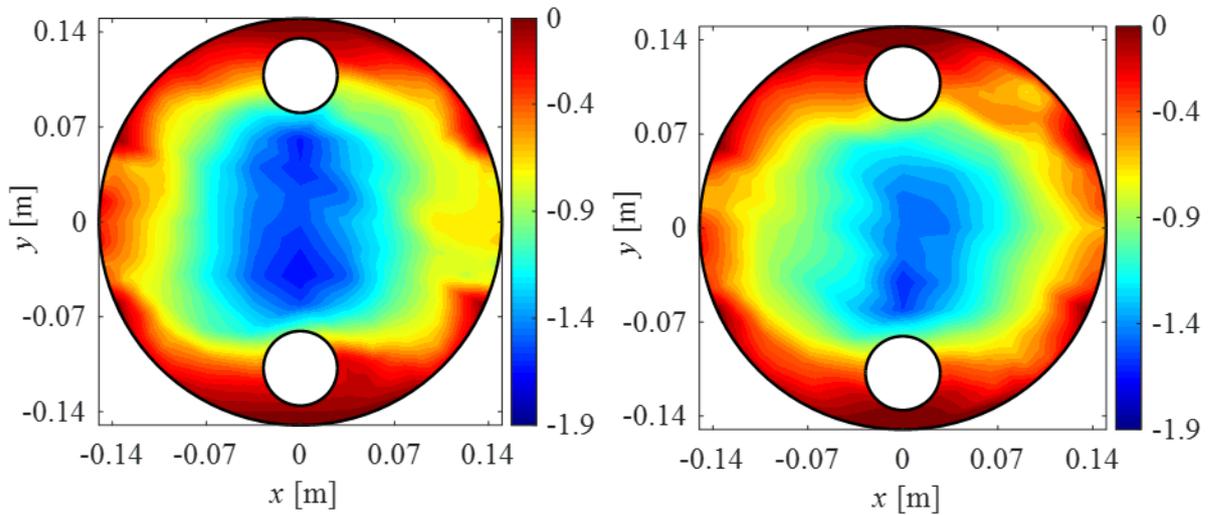


Fonte: Autor (2020).

A quantidade de deflexões observada nas trajetórias de partículas é maior no canal 15/15° e menor no canal 45/45°. Os padrões de escoamento observados são dependentes do ângulo de Chevron e similares aos apresentados na literatura para PHEs. Porém, a geometria circular das placas do PSHE afeta as trajetórias das partículas ao longo do canal, com maior interação em regiões próximas à periferia do canal.

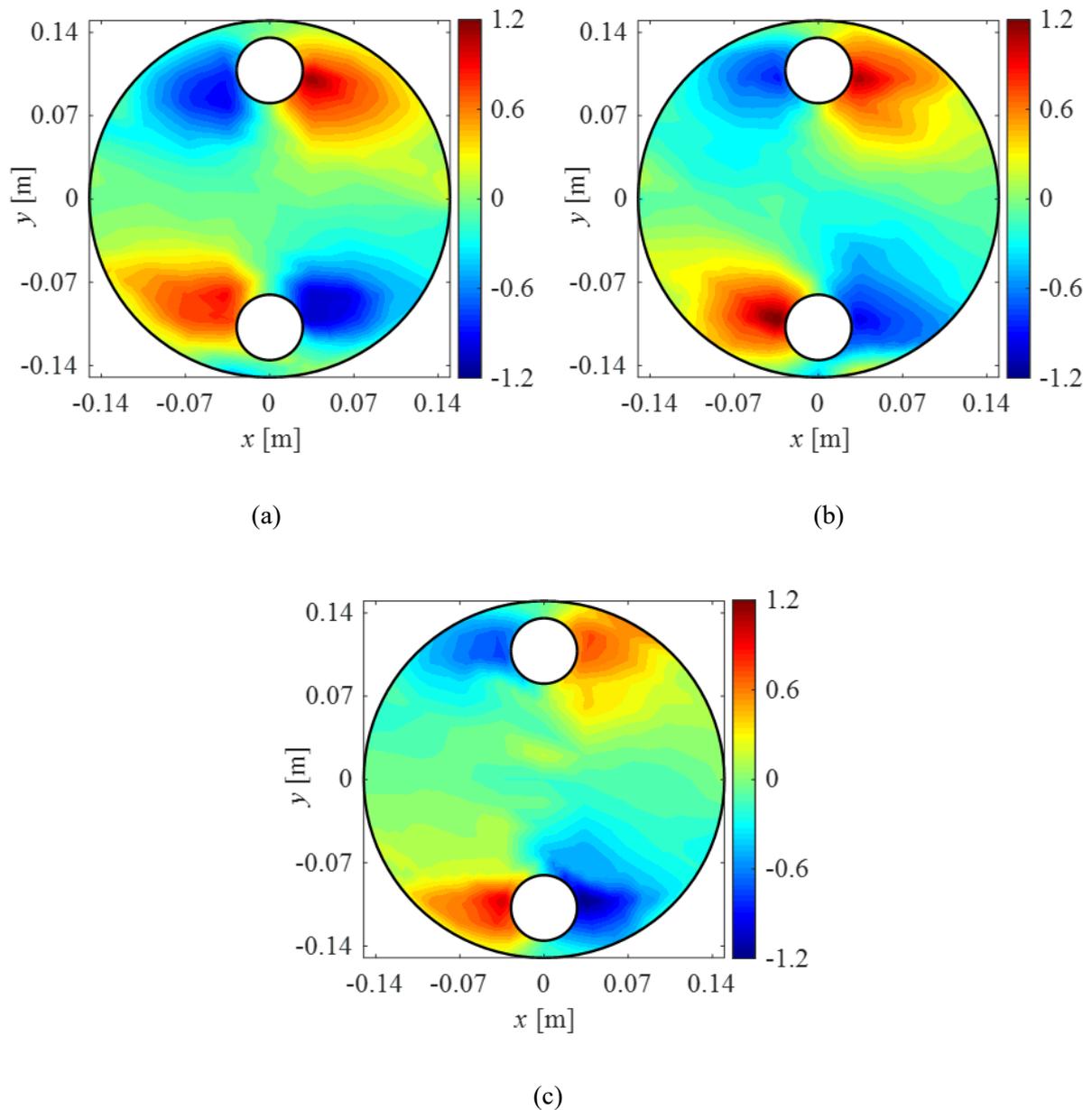
O campo de velocidade média nos canais 15/45° e 45/45° é obtido com o mesmo procedimento utilizado para a configuração 15/15° na seção 5.1.2. Os resultados são exibidos nas Figura 34 e Figura 35, com escoamento na direção descendente.

Figura 34 – Efeito do ângulo de Chevron na componente vertical do campo de velocidade média: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°. As velocidades são adimensionalizadas com a velocidade média da seção $y = 0$, v_B .



Fonte: Autor (2020).

Figura 35 – Efeito do ângulo de Chevron na componente horizontal do campo de velocidade média: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°. As velocidades são adimensionalizadas com a velocidade média da seção $y = 0$, v_B



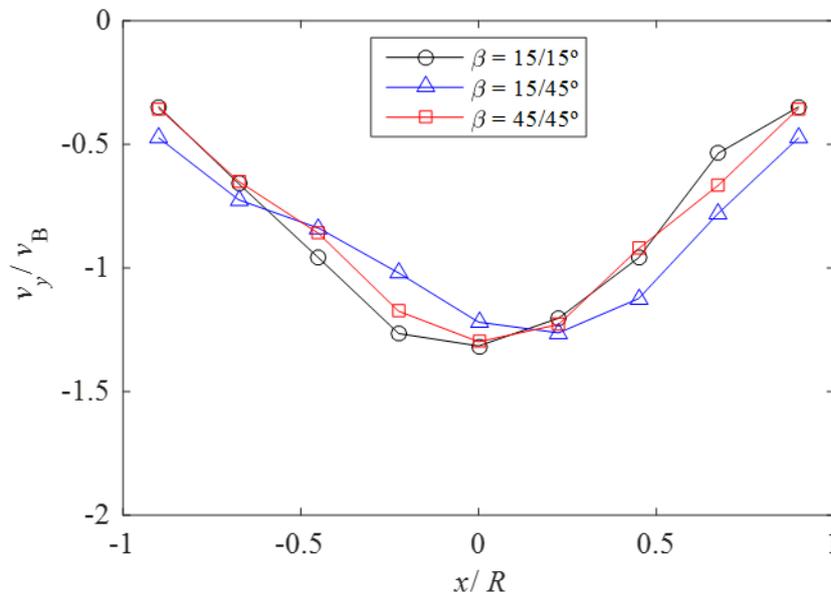
Fonte: Autor (2020).

As maiores velocidades médias verticais encontram-se próximo a $x = 0$, visto que a resistência do escoamento é menor na região; o comportamento é similar para os três canais. As velocidades médias nas regiões de entrada e saída do canal são alteradas pela configuração do canal. Na configuração 45/45°, as velocidades médias na direção horizontal (x) são baixas em comparação aos outros canais e, na entrada e na saída dos dutos, concentram-se em regiões próximas à periferia do canal. No canal 15/15°, a magnitude da componente horizontal da

velocidade média é maior e localiza-se em regiões mais afastadas da periferia, visto que o escoamento busca a menor distância entre entrada e saída do canal. No canal 15/45° as velocidades são ligeiramente superiores na metade $x > 0$ em relação a $x < 0$, outro indicativo da assimetria do campo de velocidades. Os resultados indicam que o comportamento da força atuando na região de solda dos bocais é diferente para cada canal.

A velocidade média na seção central ($y = 0$) para os canais 15/15°, 15/45° e 45/45°, é, respectivamente: 0,84, 0,87 e 0,83 m.s⁻¹. Os perfis de velocidade vertical na posição $y = 0$ são apresentados na Figura 36. As velocidades são adimensionalizadas com as respectivas velocidades médias da seção $y = 0$, v_B .

Figura 36 – Efeito do ângulo de Chevron no perfil de velocidade vertical adimensional na seção $y = 0$.



Fonte: Autor (2020).

Os perfis adimensionais de velocidade são similares para os canais 15/15° e 45/45°. Um perfil assimétrico é observado para o canal 15/45°, resultante da maior facilidade encontrada pelo fluido para escoar através das corrugações de 45°. Note que as corrugações da placa de 45° orientam o escoamento para a direita quando o escoamento é descendente. Com o escoamento na direção ascendente também foi observada assimetria do perfil, porém com maiores velocidades em $x < 0$. Em regiões próximas à entrada e à saída do canal o perfil de velocidade vertical é aproximadamente simétrico para as três configurações.

O perfil de velocidades encontrado no canal 15/45° indica que a força devido ao cisalhamento nas paredes também tem comportamento assimétrico. Diferentemente do

resultado obtido para o canal 15/15°, no canal misto a integração da força média atuando na direção horizontal não será zero, o que pode acentuar o risco de falha nas soldas. A utilização de PHEs com placas mistas é comum na indústria de óleo e gás, e a assimetria do campo de velocidade pode ocasionar problemas como falhas nas gaxetas ou desalinhamento das placas.

5.1.5.2 Campo de Velocidades na Saída do Canal

A seção transversal anular na região de entrada dos canais do PSHE é menor que a área da seção transversal do duto de entrada. Logo, o escoamento acelera ao entrar no canal e a pressão estática reduz, o que resulta em linhas de corrente bem-comportadas. Na saída do canal o oposto ocorre: o aumento da área da seção transversal desacelera o escoamento e aumenta a pressão estática. O aumento da pressão promove o desprendimento da camada limite, com zonas de recirculação e níveis altos de turbulência caracterizando a região de saída.

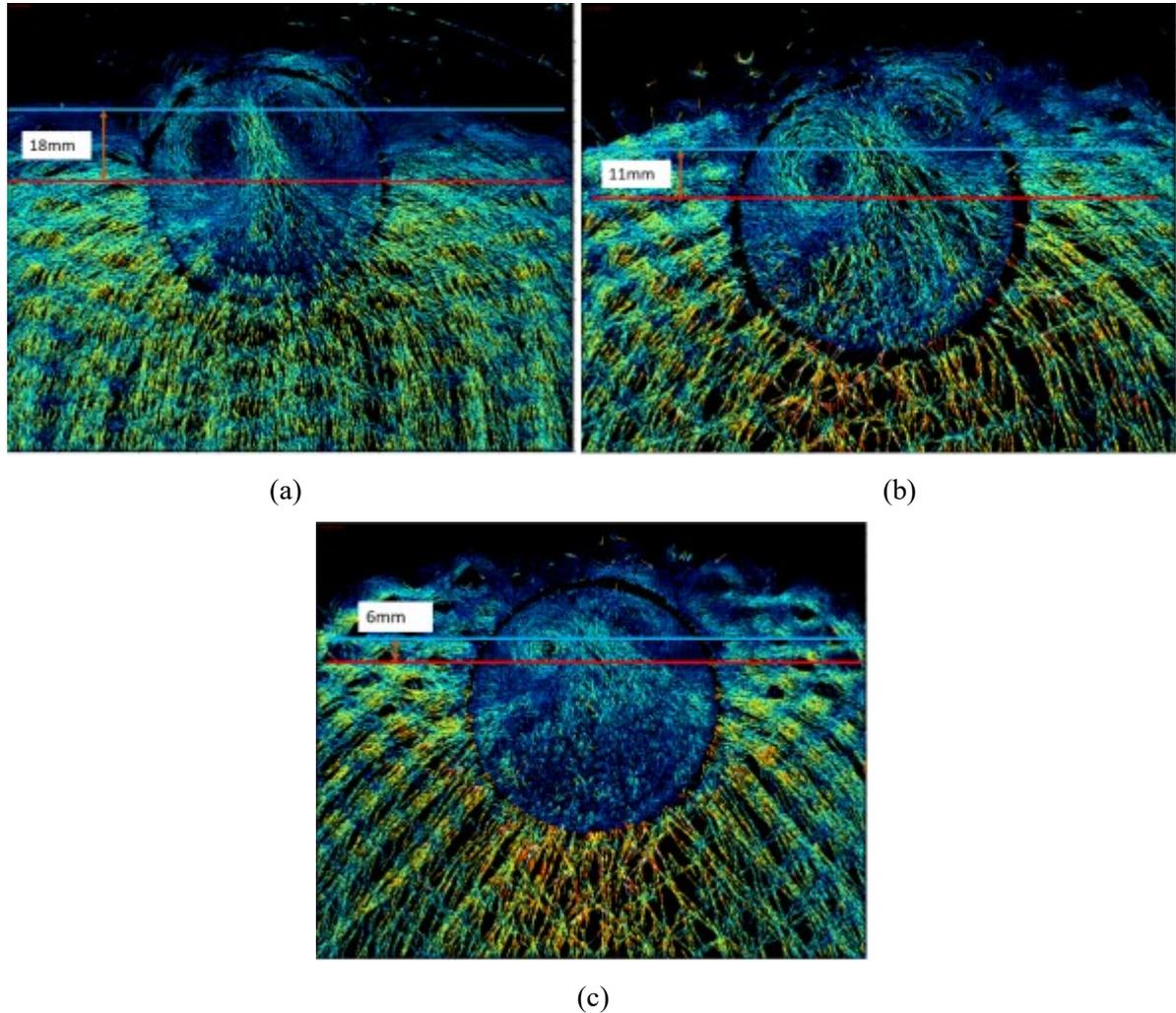
A circulação do campo de velocidade, Γ , é definida de acordo com a Equação (5.6). É realizada a integral da velocidade induzida pelo vórtice, \vec{u} , sobre uma linha específica, neste caso, abordada como um círculo sobre o vórtice. A velocidade é aproximadamente constante. A circulação pode ser calculada pela Equação (5.7):

$$\Gamma = \oint \vec{u} \cdot d\vec{l} \quad (5.6)$$

$$\Gamma = 2\pi uR \quad (5.7)$$

onde R é o raio da circulação. Na Figura 37, são apresentadas as dimensões das zonas recirculantes para as três configurações de canal.

Figura 37 – Efeito do ângulo de Chevron no campo de velocidades na saída dos canais: (a) 15/15°, (b) 15/45° e (c) 45/45°. Escoamento na ascendente. Linhas sólidas são adicionadas para melhorar visualizar a dimensão das zonas recirculantes.



Fonte: Autor (2020).

Nas regiões dos vórtices, são estimadas velocidades médias iguais a 0,65 m/s, 0,72 m/s e 0,77 m/s para os canais 15/15°, 15/45° e 45/45°, respectivamente. A partir desses valores e da dimensão informada na Figura 37, obtêm-se valores de circulação iguais a 0,037, 0,025 e 0,015 m²/s. Conclui-se que canais com resistência elevada promovem maiores zonas de recirculação.

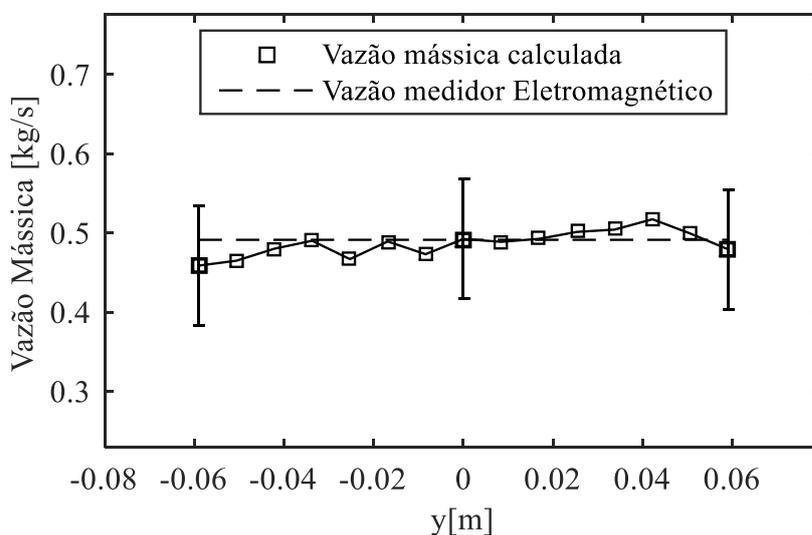
5.1.6 Validação do Método

Para validação do método PTV-2D apresentado, a vazão mássica é calculada em diversas seções transversais ao longo do canal e também em sua região de entrada e saída. A vazão volumétrica média no canal, Q , é obtida pela integração, em dada seção transversal do

canal, do produto da velocidade axial média com a área da seção, $U_z A$. A temperatura da água é medida e usada para determinar sua massa específica, ρ . O produto ρQ fornece a medição da vazão mássica para certo plano ao longo de y .

Na Figura 38, é exibida a vazão mássica calculada ao longo do canal do PSHE com auxílio do PTV. Coordenadas cartesianas com origem no centro da vista frontal são utilizadas; ver Figura 5a. A vazão é determinada em 15 seções transversais localizadas na faixa: $-0.06 < y$ [m] < 0.06 . A direção do escoamento é descendente.

Figura 38 – Vazão mássica calculada ao longo da seção transversal do canal do PSHE com auxílio de PTV.



Fonte: Autor (2020).

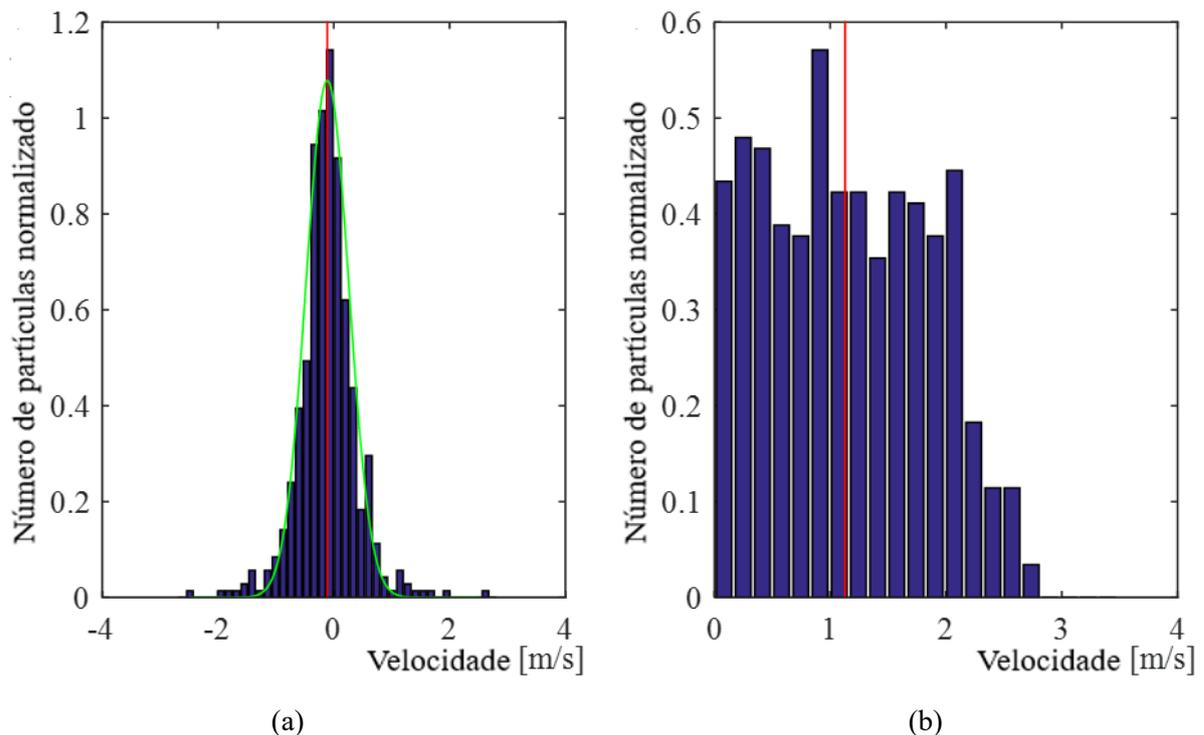
A vazão mássica média obtida pelo medidor eletromagnético ao longo dos experimentos é $0.491 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Note que as vazões obtidas com o PTV estão de acordo com a vazão do medidor eletromagnético, considerada a incerteza das medições; ver barras de erro na Figura 38 e Equação (5.1).

A vazão mássica é calculada ainda para a entrada e a saída do canal; ver Figura 17. Dois sistemas de coordenadas cilíndricas com origem no centro dos dutos são utilizados. A integração da vazão mássica nos volumes da entrada e da saída do canal resultou em 0.50 e 0.51 kg/s , respectivamente. Tais valores condizem com o obtido pelo medidor de vazão eletromagnético, considerando-se a propagação das incertezas de medição.

Para investigar como os vetores de velocidade se distribuem em um certo volume discreto, as funções densidade de probabilidade (*PDFs – Probability Density Functions*) da

componente vertical da velocidade são apresentadas para um volume localizado na região central. O volume com centro em $x = 0$ e $y = 0$ é escolhido para investigação (ver Figura 16), visto que a sua velocidade lateral média deve ser zero. A Figura 39 apresenta PDFs normalizadas para as componentes lateral e vertical da velocidade no volume discreto citado.

Figura 39 – PDFs normalizadas das componentes lateral (a) e vertical (b) da velocidade no volume com centro em $x = 0$ e $y = 0$.



Fonte: Autor (2020).

As linhas vermelhas indicam os valores médios. A PDF da componente lateral da velocidade apresenta forma semelhante a uma distribuição Gaussiana com média zero e desvio padrão igual a 0,37 m/s, representada pela linha verde na Figura 39a. A variação da velocidade das partículas na direção lateral devido à ação de forças de sustentação não é significativa. Outro indicativo de que a força de sustentação pode ser desprezada é a semelhança dos resultados obtidos pelo PTV para escoamentos ascendente e descendente.

A ampla distribuição da PDF para a componente vertical da velocidade é esperada, visto que as partículas estão localizadas em distâncias arbitrárias das paredes no volume discreto. Comportamento similar é observado em outros volumes discretos. Note que a grande variação da velocidade ao longo da altura z do canal ajuda a justificar as consideráveis barras de erro apresentadas no trabalho.

Para certificar que o campo de velocidades medido nas seções de acrílico é representativo para canais típicos de PSHEs comerciais, são realizadas medições da queda de pressão em um conjunto de placas de titânio de mesma geometria para o mesmo número de Reynolds. As quedas de pressão medidas são 0,112 e 0,115 bar para a seção de acrílico e para a seção de titânio, respectivamente. A diferença entre os resultados é maior que a incerteza de medição do transdutor de pressão, porém, ainda é relativamente baixa e pode ser atribuída às limitações no processo de manufatura da placa de acrílico.

Para verificar se correlações desenvolvidas para PHE podem ser aplicadas ao PSHE, é comparada a queda de pressão medida com a estimada pela correlação de Heavner *et al.* (1993). Os valores calculados diferem dos medidos em $\pm 5\%$. É considerada para os cálculos a velocidade média na seção transversal central do PSHE, em $y = 0$. Estimativas razoáveis para o número de Nusselt também são esperadas ao aplicar o mesmo procedimento.

5.2 DESEMPENHO TERMO HIDRÁULICO

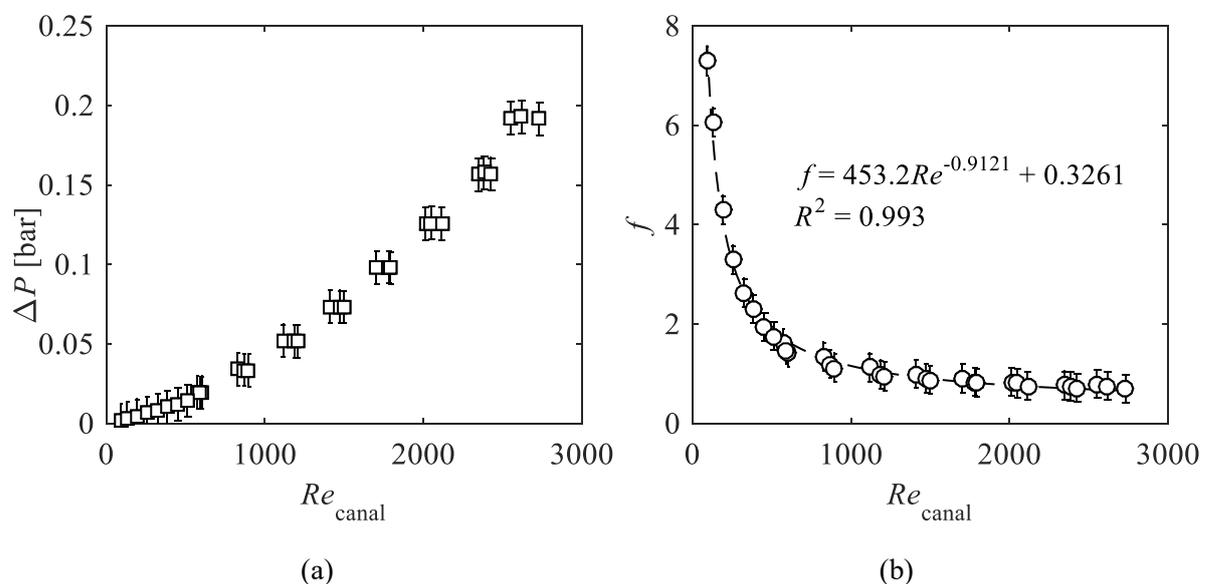
Nesta seção são apresentados os resultados das medições de queda de pressão e do desempenho térmico do PSHE comercial. Os experimentos foram realizados na bancada térmica a partir de água e óleo térmico como fluidos de trabalho.

5.2.1 Queda de Pressão

5.2.1.1 Queda de Pressão nos Canais

A queda de pressão medida em um único canal do PSHE comercial e o respectivo fator de fricção são apresentados em função do número de Reynolds na Figura 40. O fator de fricção é calculado pela equação de perda de carga proposta por Shah e Sekulić (2003), levando em conta apenas a parcela de fricção nos canais (segundo termo da Equação (2.7)).

Figura 40 – Efeito do número de Reynolds (a) na queda de pressão e (b) no fator de fricção em um canal do PSHE.



Fonte: Autor (2020).

Os dados experimentais para o fator de fricção podem ser bem representados por uma equação do tipo:

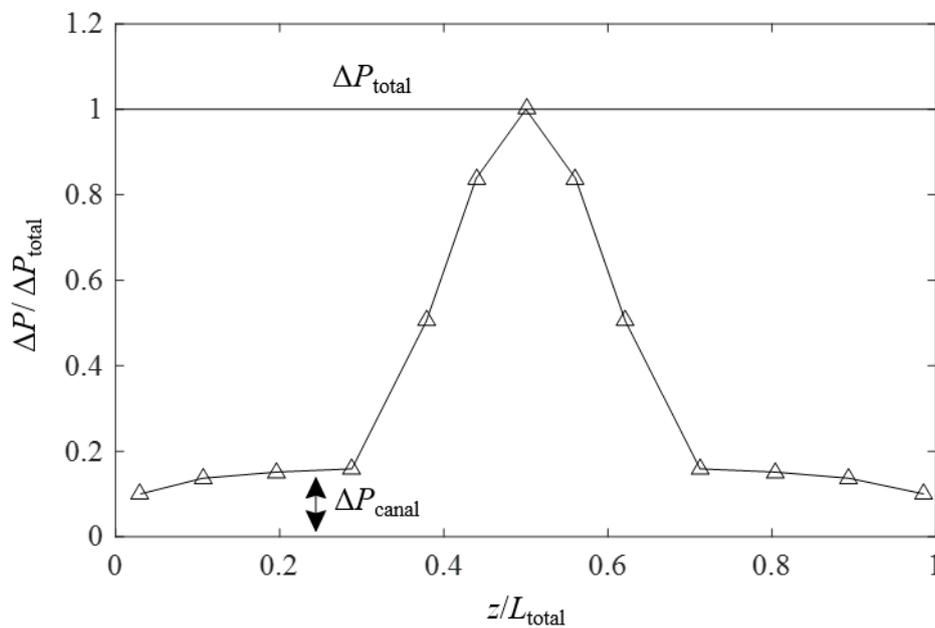
$$f_{\text{água,casco}} = C_1 Re_{\text{canal}}^{C_2} + C_3 \quad (5.8)$$

onde as constantes $C_1= 453,2$, $C_2= -0,9121$ e $C_3 = 0,3261$ foram obtidas através do método de mínimos quadrados. A qualidade da curva em representar os dados experimentais pode ser expressa através do parâmetro $R^2= 0,993$. A correlação é válida para a faixa $100 < Re_{canal} < 2500$ em casos nos quais a água foi utilizada como fluido de trabalho no ramal do casco. A incerteza obtida para as medições de pressão é de $\pm 0,01$ bar.

5.2.1.2 Diferença de Pressão no Casco

A distribuição da diferença de pressão ao longo do casco é obtida de acordo com o procedimento descrito na seção 4.3.1.1 e é apresentada na Figura 41. As diferenças de pressão são adimensionalizadas com a queda de pressão total, ΔP_{total} . O valor do número de Re médio por canal, Re_{canal} , é igual a 813 (vazão mássica total de 6,3 kg/s).

Figura 41 – Efeito da geometria do casco na queda de pressão por canal de um PSHE, $Re_{canal} = 813$. O valor de L_{total} é igual a 0,33 m.



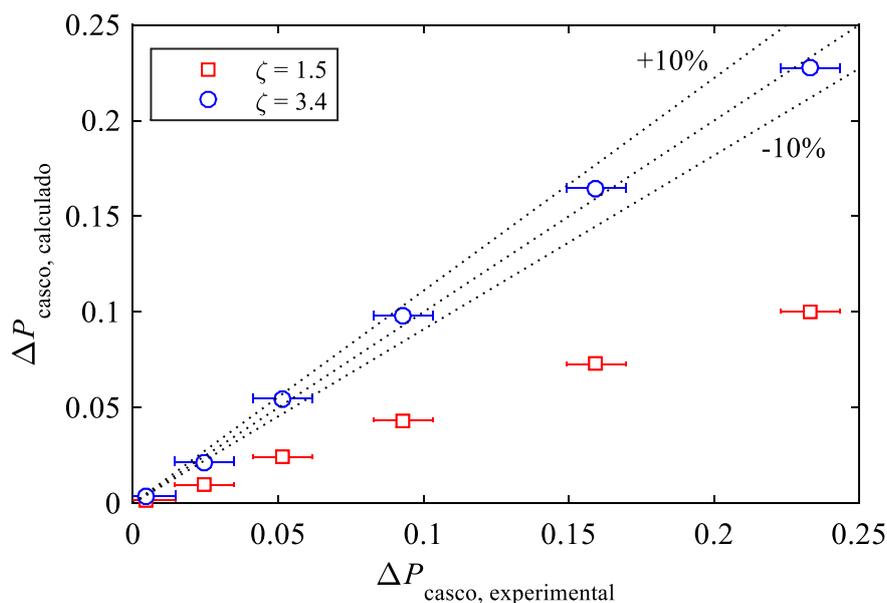
Fonte: Autor (2020).

Valores da diferença de pressão medidos são significativos na transição do duto de entrada para o casco ($0,3 < z/L_{total} < 0,7$), onde ocorre a aceleração do fluido devido à redução da área da seção transversal: da área circular do duto de entrada para uma região anular na “folga” entre o pacote de placas, em cinza escuro na Figura 20, e os limites do casco. Ressalta-

se que o duto de entrada ocupa a posição $0,4 < z/L_{total} < 0,6$ do casco. Nas regiões afastadas do duto de entrada, a variação da pressão é baixa em relação à região próxima aos dutos: a área da região “anular” na folga aumenta com o aumento do “raio” ao passo que a vazão “radial” é reduzida pois parte do escoamento atravessa os canais centrais, reduzindo a aceleração na direção “radial” e promovendo baixa queda de pressão nos trechos $0 < z/L_{total} < 0,2$ e $0,8 < z/L_{total} < 1$. Esse resultado indica que as dimensões do diâmetro do duto de entrada e da “folga” entre o pacote de placas e o limite do casco determinam o campo de pressão e a distribuição de vazões no ramal do óleo.

Na Figura 42, são apresentados o valor do coeficiente de resistência ao escoamento que melhor representa os dados experimentais de diferença de pressão no casco do trocador e um valor típico encontrado na literatura para trocador PHE. O valor da diferença de pressão no casco, $\Delta P_{casco, experimental}$, foi obtido a partir da diferença entre as perdas de carga medidas no primeiro canal e no canal central; ver seção 4.3.1.1. Já a queda de pressão calculada é definida por: $\Delta P_{casco, calculado} = \zeta_{casco} G_{duto}^2 / (2\rho)$. O equacionamento proposto por Shah e Sekulić (2003) para a queda de pressão nos dutos de distribuição, com $\zeta = 1,5$, não apresenta resultados coerentes com as presentes medições. A melhor correlação entre $\Delta P_{casco, calculado}$ e $\Delta P_{casco, experimental}$ é obtida com $\zeta_{casco} = 3,4$.

Figura 42 – Efeito da geometria do casco no coeficiente de resistência ao escoamento no casco do PSHE.

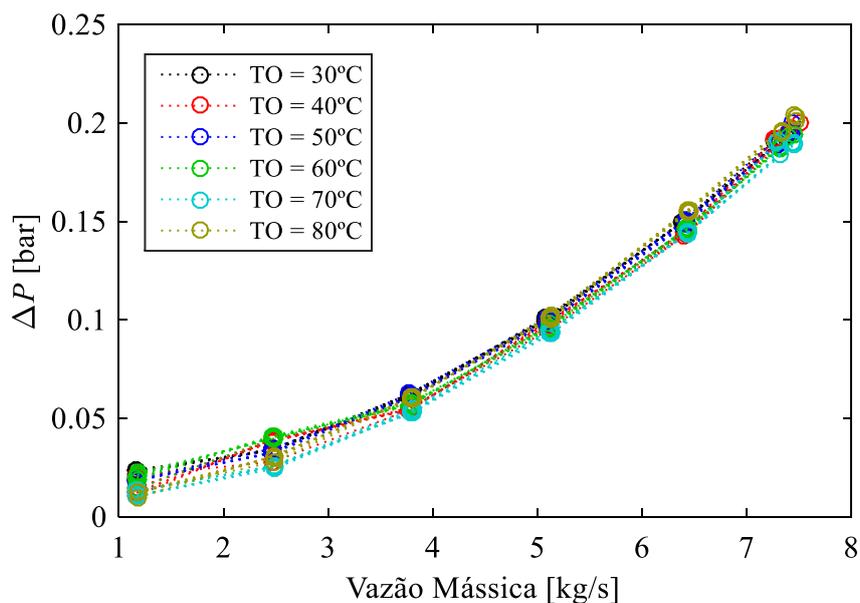


Fonte: Autor (2020).

A constante 3,4 gera resultados coerentes com as medições realizadas, porém, tal valor se aplica apenas para o PSHE utilizado nos experimentos. Sugere-se testar outras geometrias de PSHEs, o que possibilita a elaboração de um modelo para ζ_{casco} em função de parâmetros geométricos do permutador (*e.g.* área da seção transversal do escoamento no casco e diâmetro dos dutos de entrada e saída). É importante ressaltar que a perda de carga total é dada pela combinação da queda de pressão nos canais mais a diferença de pressão no casco em dada posição z . Em analogia ao PHE, a queda de pressão no casco é equivalente à queda de pressão nos pórticos de distribuição.

Na Figura 43 é exibida a perda de carga total através da variação da vazão pela bomba de água, para diferentes temperaturas do escoamento de óleo no ramal interno.

Figura 43 – Efeitos da vazão mássica de água e da temperatura do óleo (ramal interno) na perda de carga total (ramal do casco). O tanque de água é mantido a 12,5°C para diversas vazões de óleo.



Fonte: Autor (2020).

As pressões são medidas com diferentes temperaturas do tanque de óleo quente (“TO”), o que afeta o escoamento de água, aquecida durante o processo de transferência de calor. A temperatura média da água no PSHE varia entre 14 e 35°C nos experimentos realizados com o tanque de água a 12,5°C. Nas presentes condições experimentais, observa-se que as variações da temperatura da água ao longo do casco têm pouco impacto na perda de carga total.

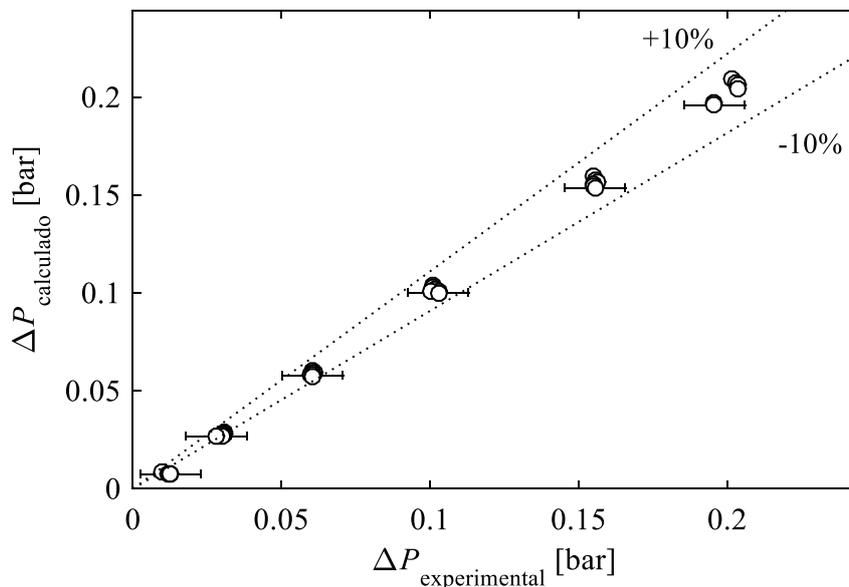
Na sequência, é analisado o modelo analítico para estimativa da perda de carga total. O equacionamento de perda de carga para PHEs é adaptado para o PSHE testado de acordo com:

$$\Delta P_{\text{calculado}} = 3,4G_{\text{duto}}^2/(2\rho) + (4fL_v G_{\text{canal}}^2)/(2D_e \rho m) + \quad (5.9)$$

$$+ (1/\rho_o - 1/\rho_i)G_{\text{canal}}^2 \pm \rho_m g L$$

A perda de carga total calculada com a Equação (5.9), $\Delta P_{\text{calculado}}$, é comparada com o valor experimental, $\Delta P_{\text{experimental}}$, na Figura 44.

Figura 44 – Comparação entre a perda de carga experimental e calculada a partir de escoamentos de água no ramal do casco.



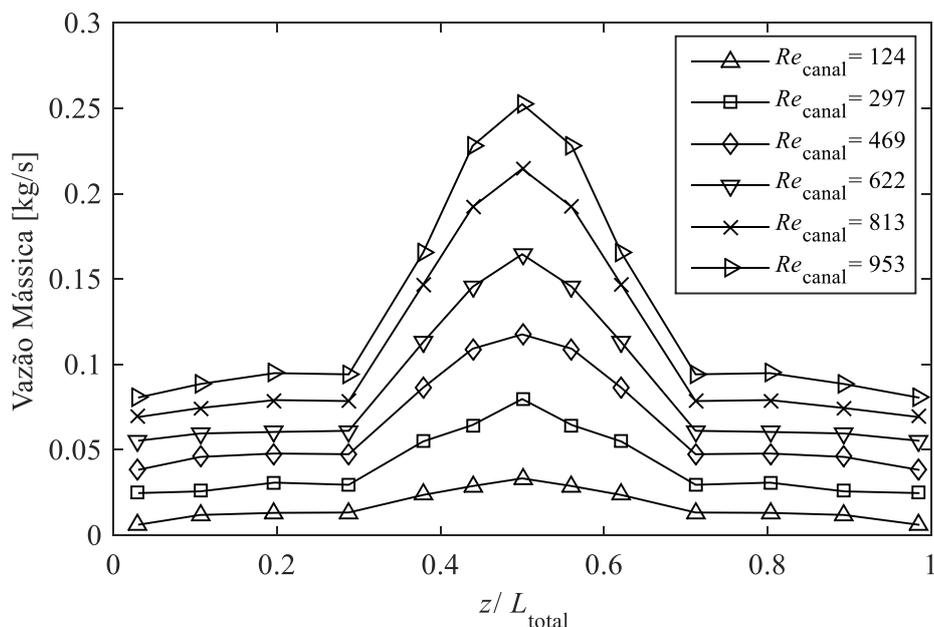
Fonte: Autor (2020).

No cálculo da parcela de queda de pressão no canal foi utilizada a correlação desenvolvida anteriormente para f , Eq. (5.8). Os valores calculados correspondem aos obtidos experimentalmente dentro da margem de incertezas. Para certificar-se da validade da Equação (5.9), porém, recomenda-se testar faixas mais amplas de Re_{canal} e outras geometrias de casco, e.g. cascos com diferentes diâmetros de dutos de entrada e saída.

Na Figura 45 são apresentadas as distribuições de vazão para diferentes valores de Re_{canal} , calculadas de acordo com a Equação (4.6). As vazões foram inferidas a partir da diferença de pressão por canal apresentada na Figura 41 e da função determinada para o fator de fricção, Figura 40b. Note que Re_{canal} se refere ao número de Reynolds médio nos canais do

casco do permutador. Logo, utiliza-se a vazão mássica média para o seu cálculo: $\dot{m}_{\text{canal}} = \dot{m}_{\text{total}}/N_{\text{canais}}$.

Figura 45 – Efeito da geometria do casco do PSHE na distribuição irregular de vazões para números de Re_{canal} variando entre 124 e 953.



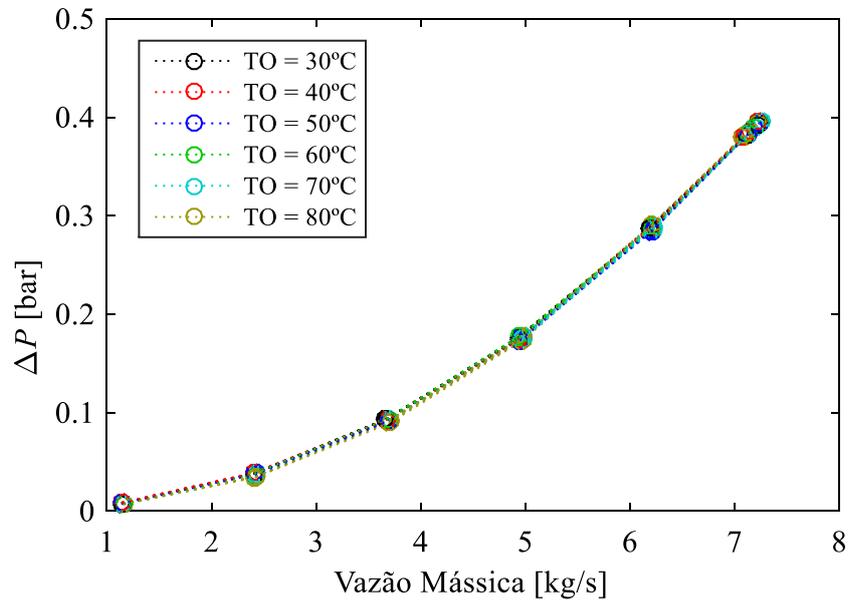
Fonte: Autor (2020).

A vazão nos canais próximos aos extremos do casco, $z \sim 0$ e $z \sim L_{\text{total}}$, é cerca de 55 % da vazão média, $0,55 \cdot (\dot{m}_{\text{total}} / N_{\text{canais}})$. Na região central, $z \sim L_{\text{total}}/2$, a vazão por canal é aproximadamente 75% superior à vazão média.

5.2.1.3 Queda de Pressão no Ramal Interno

Devido às limitações experimentais, não foi possível obter uma correlação para o fator de fricção em canais típicos do ramal interno do PSHE com escoamentos de água. Na Figura 46 é exibida a perda de carga total medida ao variar a vazão da bomba de água.

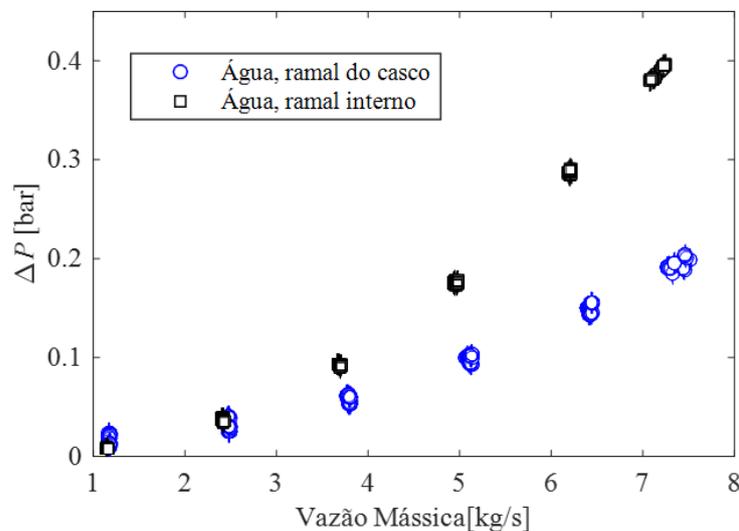
Figura 46 – Efeitos da vazão mássica de água e da temperatura do óleo (ramal do casco) na perda de carga total (ramal interno). O tanque de água é mantido a 12,5°C para diversas vazões de óleo.



Fonte: Autor (2020).

A variação de temperatura da água ao longo do ramal interno também não afeta significativamente a perda de carga total nesse ramal. Na Figura 47 é exibida a perda de carga total medida para ambos os ramais com fluxos de água. Os resultados indicam maior queda de pressão no escoamento do ramal interno.

Figura 47 – Influência das configurações do casco e dos dutos de distribuição na queda de pressão total de cada ramal.



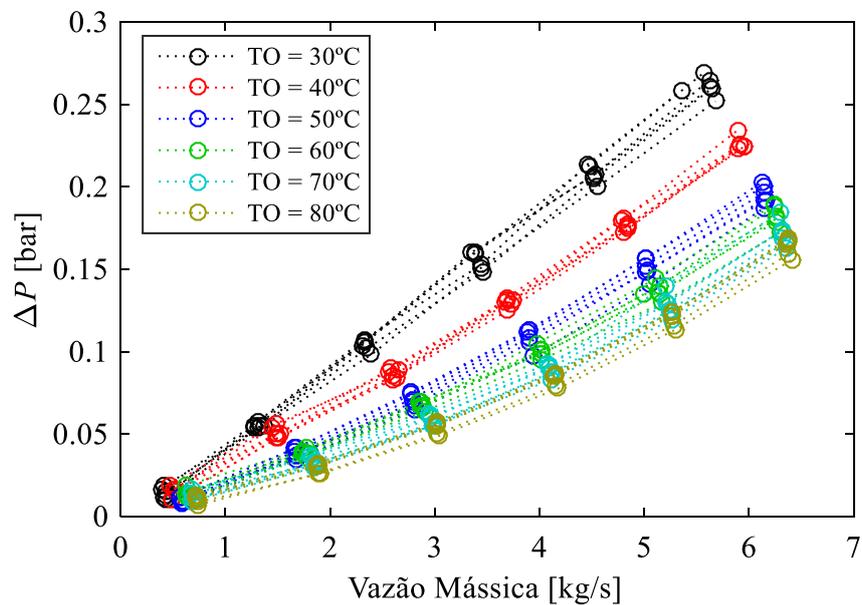
Fonte: Autor (2020).

Para vazões acima de 7 kg/s ($Re > 900$), a queda de pressão medida no ramal interno é aproximadamente o dobro da obtida no ramal do casco. A presença de elevada má-distribuição de vazão no ramal interno em relação ao ramal do casco é uma possível explicação para a diferença observada, visto que a perda de carga aumenta proporcionalmente com o parâmetro m^2 . A estimativa de perda de carga através da Eq. (2.8) e considerando $m^2 = 3$, reproduz de forma adequada os pontos experimentais no ramal interno.

5.2.1.4 Queda de Pressão Utilizando Óleo Térmico

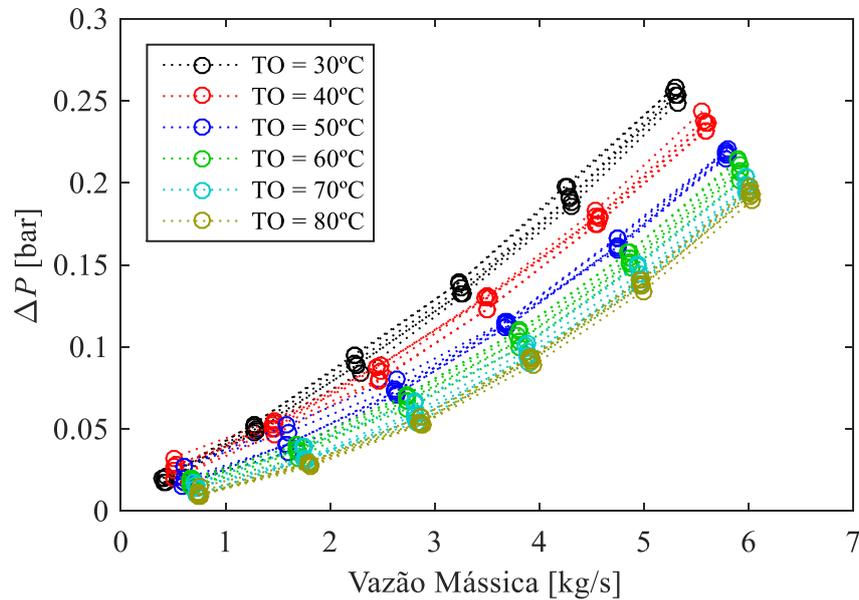
Óleo térmico também foi utilizado como fluido de operação. Devido à alta viscosidade do fluido, são reproduzidos escoamentos em regimes laminar e de transição ($1 < Re < 100$). Nas Figura 48 e Figura 49 são exibidas as quedas de pressão no PSHE comercial com óleo térmico escoando nos ramais interno e no casco, respectivamente.

Figura 48 – Efeitos da vazão mássica e da temperatura do óleo térmico na perda de carga total do ramal interno. O tanque de água é mantido a 12,5°C e a vazão de água variada entre 1 e 7,5 kg/s.



Fonte: Autor (2020).

Figura 49 – Efeitos da vazão mássica e da temperatura do óleo térmico na perda de carga total do ramal do casco. O tanque de água é mantido a 12,5°C e a vazão de água variada entre 1 e 7,5 kg/s.

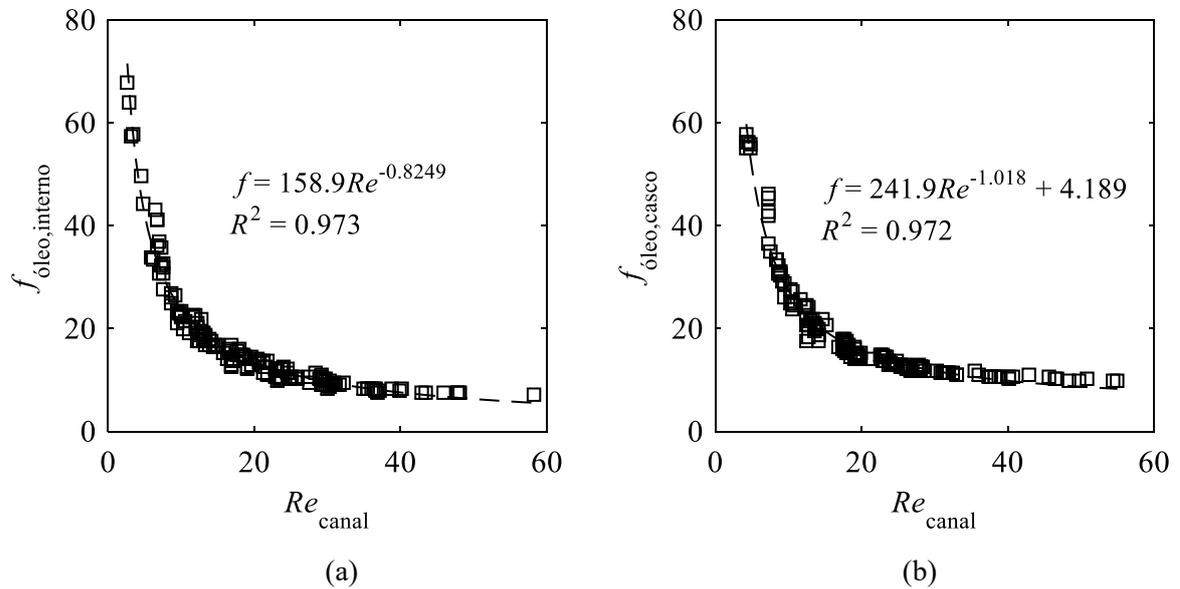


Fonte: Autor (2020).

Note que ocorre grande variação na perda de carga do óleo térmico em função da temperatura do fluido. Isso decorre da significativa variação da viscosidade do fluido em função da temperatura. Ao variar a temperatura de 10 a 90°C, a viscosidade dinâmica do óleo térmico é alterada de 0,2129 a 0,008 Pa.s. Note que os valores de ΔP_{total} são ligeiramente superiores no ramal do casco.

O parâmetro m^2 é diretamente proporcional ao número de Reynolds, portanto, para baixos valores de Re , a distribuição de vazão ao longo dos canais tende a se homogeneizar. Em uma distribuição de vazão uniforme, a queda de pressão nos dutos de distribuição é aproximadamente nula. Estima-se, utilizando a Equação (2.3) para o escoamento de óleo no ramal interno, que $m^2 \approx 0,01$. Supõe-se que não ocorre má-distribuição na faixa de Reynolds utilizada, logo, a perda de carga total medida é aproximadamente a queda de pressão por fricção nos canais. Adotando a hipótese de distribuição uniforme de vazão em ambos os ramais, é possível estimar o fator de fricção em função de Reynolds para óleo escoando em canais típicos dos ramais interno e do casco, conforme observa-se na Figura 50.

Figura 50 – Efeito do número de Reynolds no fator de fricção utilizando óleo térmico: resultados experimentais para os ramais (a) interno e (b) do casco.



Fonte: Autor (2020).

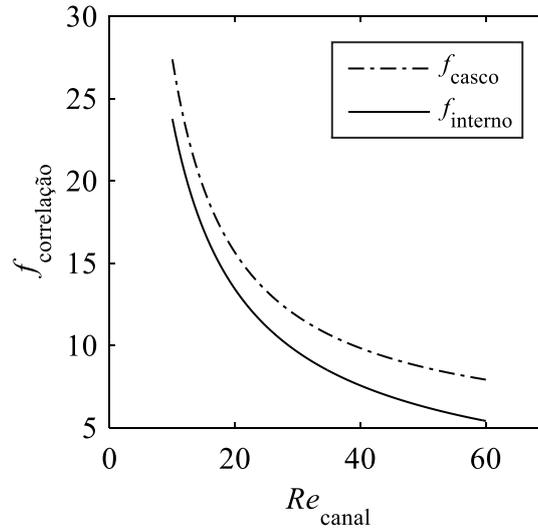
Na Figura 50a são apresentados os resultados para o ramal interno, enquanto na Figura 50b é exibido o fator de fricção para o ramal do casco. A hipótese de distribuição uniforme de vazão também é aplicada no ramal do casco. Nas Equações (5.10) e (5.11) são apresentadas as correlações de f obtidas para os ramais do casco e interno, respectivamente:

$$f_{\text{óleo,casco}} = 241,9Re_{\text{canal}}^{-1,018} + 4,189 \quad (5.10)$$

$$f_{\text{óleo,interno}} = 158,9Re_{\text{canal}}^{-0,8249} \quad (5.11)$$

As constantes foram obtidas através do método de mínimos quadrados e a qualidade da curva em representar os dados experimentais pode ser expressa através do parâmetro $R^2 \sim 0,97$ para ambos os casos. As correlações indicam que, apesar da geometria idêntica das placas, o escoamento nos canais comporta-se de forma diferente em cada ramal. É possível notar essa diferença na Figura 51, onde os fatores de fricção são calculados com as correlações desenvolvidas.

Figura 51 – Efeito da geometria do canal interno e do canal do casco de um PSHE no fator de fricção.



Fonte: Autor (2020).

Observa-se maior fator de fricção para canais localizados no ramo do casco. Esse é um resultado esperado, pois a geometria do escoamento no canal do casco é mais complexa: o escoamento precisa contornar os dois bocais por onde passam os fluidos do ramo interno. É possível que os efeitos de aceleração e desaceleração ao redor desses bocais tenham provado maior queda de pressão. Destaca-se que o comprimento característico para o lado do casco é L_w , enquanto L_v é utilizado no ramo interno.

5.2.1.5 Comparação com a Literatura

As correlações desenvolvidas neste trabalho são resumidas na Tabela 5. Não é desenvolvida uma correlação para água escoando no ramo interno devido às limitações experimentais.

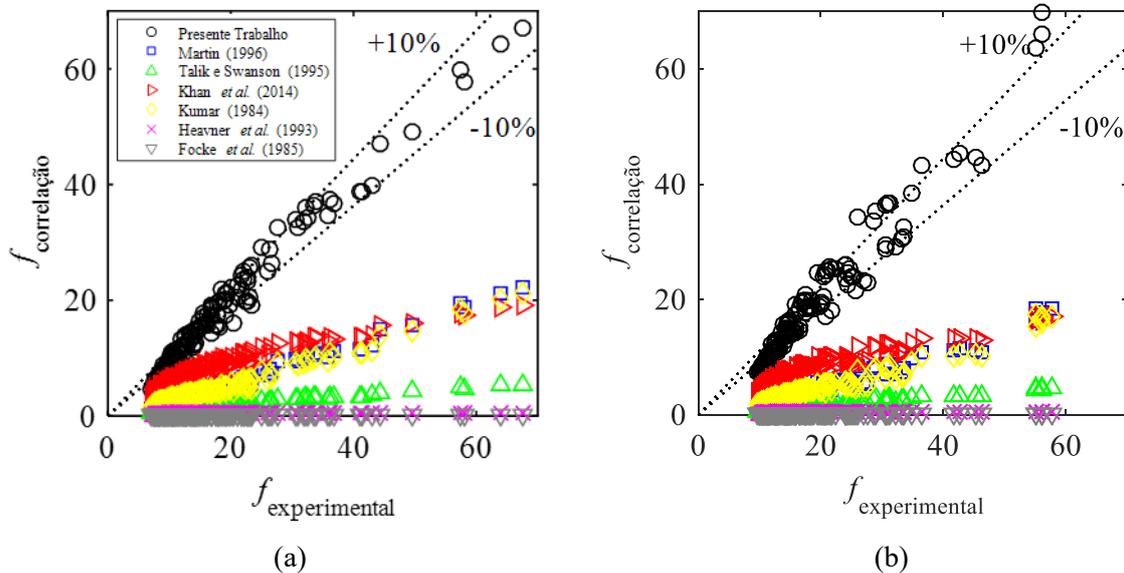
Tabela 5 – Correlações desenvolvidas para o fator de fricção no trocador PSHE.

Condição	Correlação	Faixa de Re	Faixa de Pr
Água, ramo do casco	$f = 453,2Re^{-0,9121} + 0,3261$	100-3300	4-12
Óleo, ramo do casco	$f = 241,9Re^{-1,018} + 4,189$	1-80	180-960
Óleo, ramo interno	$f = 158,9Re^{-0,8249}$	1-80	180-960

Fonte: Autor (2020).

Poucas correlações para PSHE são encontradas na literatura. Na Figura 52 é apresentada a comparação entre dados da literatura e resultados experimentais. As correlações desenvolvidas para PHE são aplicadas ao PSHE utilizando a velocidade mássica na seção transversal central, em $y = 0$. São comparados os valores de f estimado por meio das correlações, $f_{\text{correlação}}$, com os obtidos experimentalmente, $f_{\text{experimental}}$.

Figura 52 – Comparação entre resultados experimentais e correlações da literatura: óleo térmico (a) no ramal interno e (b) no ramal do casco.



Fonte: Autor (2020).

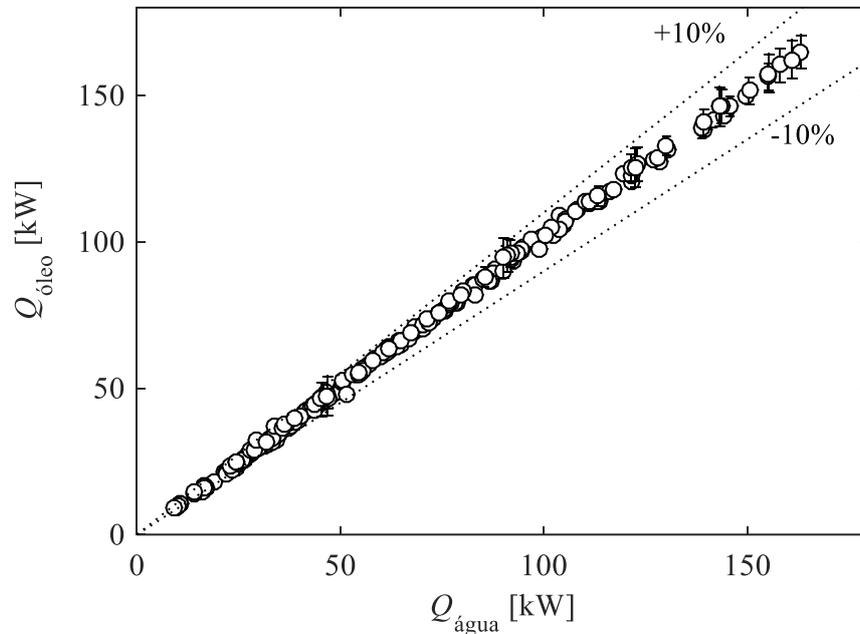
As correlações desenvolvidas apresentam resultados razoáveis na margem de $\pm 10\%$, porém, com grande dispersão. As correlações adaptadas do PHE não geraram boas estimativas. É importante ressaltar que os valores de Prandtl usados nos testes são altos comparados aos presentes nas correlações da literatura.

5.2.2 Desempenho Térmico

Nesta seção são apresentados os resultados experimentais de transferência de calor no PSHE comercial descrito na seção 4.3.2. A temperatura do óleo quente é ajustada entre 30 e 80°C, enquanto a água é mantida a 5 ou 12,5°C. A vazão do óleo é variada entre 0,5 e 6,5 kg/s e a vazão da água entre 1 e 7,5 kg/s.

Para verificar a coerência das medições, as taxas de transferência de calor dos lados quente e frio são comparadas; ver Figura 53. Valores entre 5 e 190 kW são observados.

Figura 53 – Comparação entre taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio.



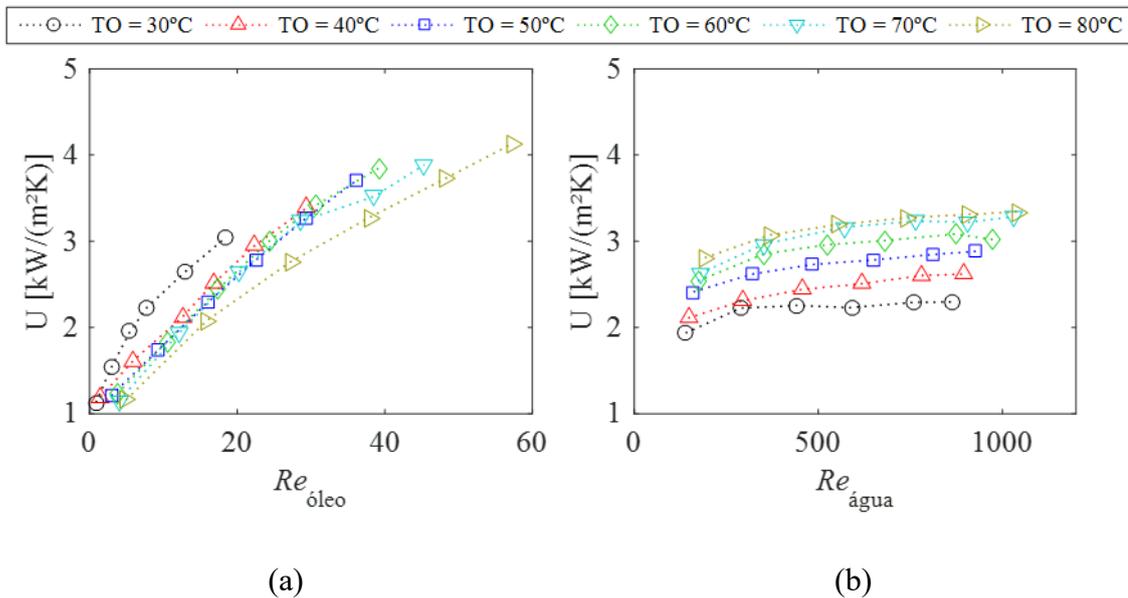
Fonte: Autor (2020).

O erro relativo entre as taxas de transferência de calor é menor do que 10%. A aferição dos dados a partir dos medidores tipo Coriolis e dos RTDs garantem boa precisão para as medições.

5.2.2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor é calculado com a média entre $Q_{\text{água}}$ e $Q_{\text{óleo}}$ de acordo com a Eq. (4.12). Resultados para diferentes temperaturas e faixas de Re_{canal} são exibidos na Figura 54.

Figura 54 – Efeito do número de Re_{canal} na taxa de transferência de calor dos fluidos (a) quente e (b) frio.



Fonte: Autor (2020).

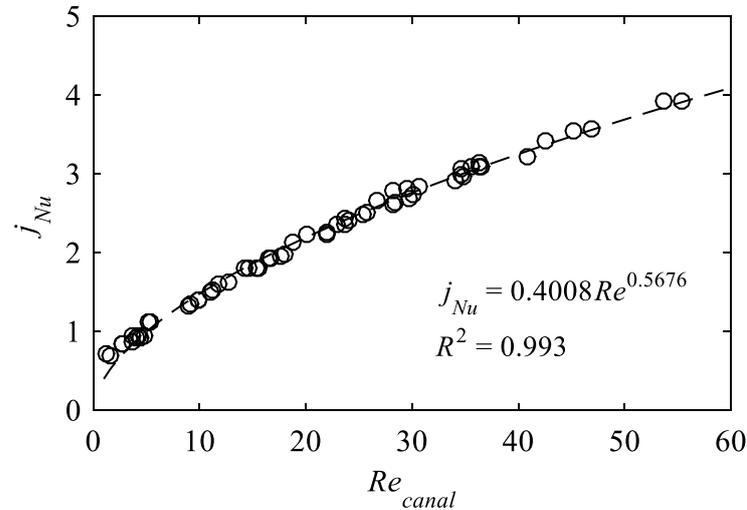
A vazão mássica da água é fixada em $5,1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ nos resultados da Figura 54a, onde varia-se a vazão e a temperatura do óleo. Já na Figura 54b, altera-se a vazão da água e a temperatura do óleo, mantendo $\dot{m}_{\text{óleo}} = 3,9 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Em ambos os casos a temperatura do tanque de água é $12,5^\circ\text{C}$.

O coeficiente global de transferência de calor apresenta pouca variação ao aumentar $Re_{\text{água}}$, o que indica que a influência da resistência térmica da água, $1/(h_{\text{água}} A_{\text{efetiva}})$, é relativamente baixa. Note que U aumenta de forma significativa a partir do aumento de $Re_{\text{óleo}}$.

5.2.2.2 Correlação para Número de Nusselt

Na Figura 55, exhibe-se a influência de Re_{canal} no fator j_{Nu} para óleo escoando no ramal interno. Os valores são calculados para diversas temperaturas e vazões do ramal quente, enquanto o ramal frio é mantido com número de Reynolds próximo a 1000 de forma a reduzir ao máximo a resistência térmica no ramal da água.

Figura 55 – Influência do número de Reynolds do óleo no fator j_{Nu} , óleo no ramal interno.



Fonte: Autor (2020).

As constantes da equação são obtidas pela regressão dos dados experimentais e a qualidade da curva de ajuste é dada pelo valor elevado do parâmetro $R^2 = 0,993$. A correlação de Nusselt para o ramal do óleo é exibida como:

$$Nu_{\text{óleo,interno}} = [0,4008 Re^{0,5676} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}]_{\text{óleo}} \quad (5.12)$$

a correlação é válida para as faixas $1 < Re < 70$ e $230 < Pr < 1000$.

De acordo com o procedimento descrito na seção 4.3.2, encontra-se, na sequência, a correlação de Nusselt para água escoando no ramal do casco:

$$Nu_{\text{água,casco}} = [0,1451 Re^{0,8283} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}]_{\text{água}} \quad (5.13)$$

onde a faixa de aplicação é: $100 < Re < 1000$ e $4 < Pr < 12$. As correlações são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Correlações desenvolvidas para o número de Nusselt.

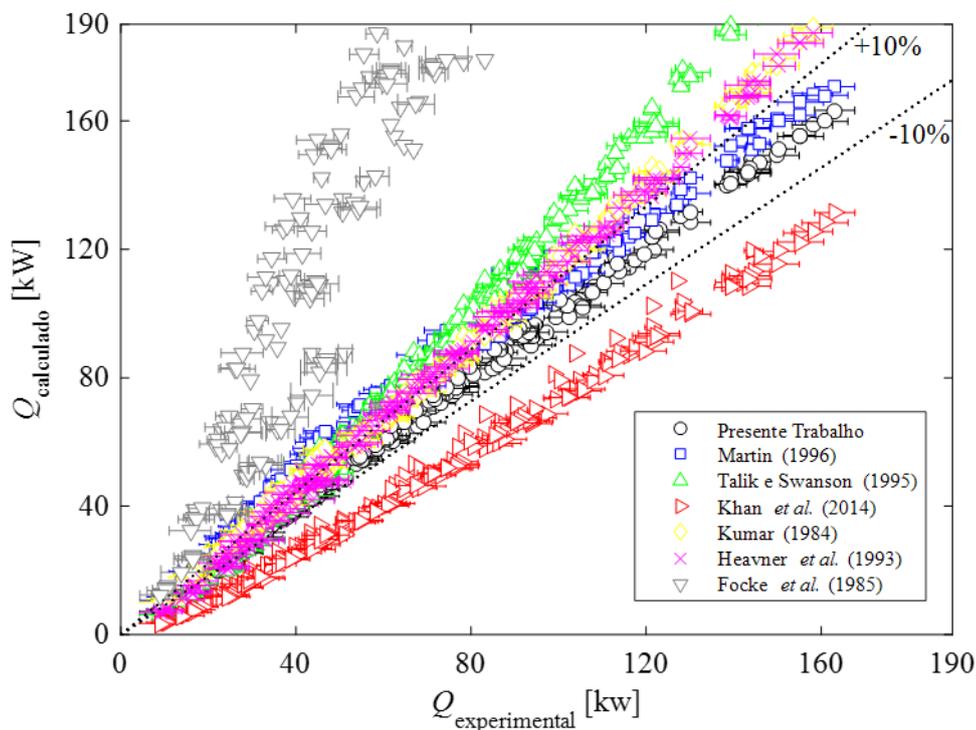
Condição	Correlação	Faixa de Re	Faixa de Pr
Água, ramal do casco	$Nu = 0,1451 Re^{0,8283} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}$	100 a 1000	4 a 12
Óleo, ramal interno	$Nu = 0,4008 Re^{0,5676} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}$	1 a 70	230 a 1000

Fonte: Autor (2020).

5.2.2.3 Verificação das Correlações

Na Figura 56, é comparada a taxa de transferência de calor obtida experimentalmente, $Q_{\text{experimental}}$, com os resultados calculados via correlação, $Q_{\text{calculado}}$. As correlações utilizadas são descritas na seção 2.4.2 e foram desenvolvidas para trocadores PHEs.

Figura 56 – Comparação entre resultados experimentais e resultados a partir de correlações da literatura para PHEs.



Fonte: Autor (2020).

A correlação de PHE que apresenta melhores resultados adaptada ao PSHE é a de Martin (1996). As correlações desenvolvidas neste trabalho geraram resultados que diferem dos dados experimentais com uma margem inferior a $\pm 10\%$. Ressalta-se que a validade das correlações precisa ser analisada, ainda que essas apresentem coerência com os experimentos realizados. Testes de transferência de calor utilizando água em ambos os ramais permitiriam encontrar uma correlação de $Nu_{\text{água}}$ de maneira mais adequada, para posteriormente estimar $Nu_{\text{óleo}}$.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Nesta dissertação foi investigado experimentalmente o desempenho termo hidráulico de permutadores de calor tipo casco e placas. Os resultados são divididos em duas partes: a primeira aborda a análise das trajetórias e campo de velocidades em placas de acrílico utilizando a técnica PTV, e a segunda apresenta os resultados de queda de pressão e transferência de calor em um PSHE comercial.

Os principais resultados, observações e conclusões deste trabalho são apresentadas a seguir:

- As trajetórias das partículas têm comportamento semelhante ao apresentado por Focke e Knibbe (1986) para PHEs. Em canais com baixo ângulo de Chevron, as trajetórias seguem o padrão longitudinal em zig-zag. Para o canal com placas de 45/45°, as trajetórias seguem preferencialmente na direção das corrugações devido à maior facilidade para superar a resistência ao escoamento;
- Nos canais 15/15° e 45/45°, a velocidade na direção principal do escoamento é aproximadamente simétrica em relação ao plano central do trocador. A componente lateral da velocidade é antissimétrica em relação aos planos central e ao que passa pelo centro dos dutos de entrada e saída do canal. As maiores velocidades médias se encontram na região central do canal;
- O campo de velocidades no canal 15/45° não é simétrico, com maiores velocidades axiais no lado no qual há maior facilidade para escoamento ao longo das corrugações: na direção do maior número de Chevron (45°). As diferenças no campo de velocidades implicam em força média na direção horizontal não nula, o que pode aumentar o risco de falhas nas soldas;
- O escoamento na entrada do canal é caracterizado por linhas de corrente bem-comportadas. Na região de saída do canal, observa-se alta turbulência e presença de zonas de recirculação, o que ocorre devido ao aumento da pressão estática na transição entre canal e duto. É calculada a circulação do campo de velocidade na saída, que apresenta maiores valores no canal 15/15°. Conclui-se que canais com mais resistência ao escoamento promovem zonas de recirculação mais intensas;
- O perfil de velocidade não uniforme afeta a transferência de calor e a queda de pressão no canal. A correlação de Heavner *et al.* (1993) apresentou boas estimativas quando adaptada ao PSHE. Para tal, é utilizada a velocidade média na seção transversal central

do canal. Foram estimados localmente o número de Nusselt e fator de fricção para a placa de 15/15°. O número de Nusselt chega a 110 no centro do canal, e cai para 30 na periferia. O fator de fricção na periferia do canal é 0,3, reduzindo para 0.12 na região central;

- As forças devido ao cisalhamento no canal são estimadas com o fator de fricção para a configuração 15/15°. Na direção horizontal, a integral da força ao longo do canal é aproximadamente zero. As forças locais na direção horizontal são significativas nas regiões de entrada e saída, enquanto a componente vertical da força é significativa na área central do canal. Os resultados podem ajudar na identificação de potenciais locais de falha;
- É medida a queda de pressão ao longo do interior do casco. Os resultados indicam que a diferença de pressão no casco do PSHE se deve principalmente à transição entre área da seção transversal do duto e área da seção do escoamento dentro do casco, na folga entre o pacote de placas e o limite externo do casco. Sugere-se um coeficiente de resistência do escoamento $\zeta = 3,4$ para prever a queda de pressão no casco do PSHE testado;
- A má-distribuição de vazão ao longo dos canais do ramal do casco é estimada. Na região adjacente aos dutos de entrada/saída, as vazões são aproximadamente 75% superiores à vazão média. Já nos canais da extremidade do casco, os valores caem 45% em relação à vazão média;
- A perda de carga total medida no ramal interno se mostrou superior à medida no ramal do casco nos experimentos com água. O resultado indica que a má-distribuição de vazão no ramal interno é mais relevante que no ramal do casco, visto que a perda de carga total aumenta proporcionalmente ao parâmetro m^2 ;
- Ao utilizar óleo térmico nos experimentos de queda de pressão, estima-se que a distribuição de vazão é aproximadamente homogênea, notado o baixo valor de Reynolds. A perda de carga total é ligeiramente superior no ramal do casco, e indica que a queda de pressão devido à fricção no canal é diferente para os dois ramais;
- Correlações são desenvolvidas para o fator de fricção nas seguintes condições: água escoando em canais do ramal do casco, óleo escoando em canais do ramal do casco e óleo escoando em canais do ramal interno. Notou-se que o fator de fricção, para o óleo térmico, é maior no ramal do casco;

- Experimentos de desempenho térmico são realizados para diferentes temperaturas e vazões de óleo e água. Taxas de transferência de calor entre 5 e 190 kW são obtidas. Correlações para o número de Nusselt são desenvolvidas para água escoando no ramal do casco e óleo escoando no ramal interno. A transferência de calor estimada com as correlações desenvolvidas apresentou resultados coerentes com os experimentais, com diferença relativa inferior a $\pm 10\%$. Correlações para PHE também foram adaptadas ao PSHE, com a correlação de Martin (1996) exibindo os melhores resultados.

Como sugestão para trabalhos futuros, são recomendadas as seguintes atividades:

- Realizar experimentos de PTV para outras faixas de número de Reynolds, o que permitiria verificar a influência da velocidade nos padrões de escoamento. Ainda, seria possível confirmar a validade da correlação de Heavner *et al.* (1993) para o canal 15/15°;
- Realizar experimentos para estimar o fator de fricção em canais do ramal interno utilizando água. Os resultados possibilitariam a comparação da queda de pressão em canais típicos de ambos os ramais;
- Obter o campo de pressão ao longo dos dutos de distribuição do ramal interno do PSHE. Com isso, é possível estimar a distribuição de vazão ao longo dos canais e verificar se a abordagem de Bassiouny e Martin (1983) pode ser aplicada ao PSHE;
- Realizar experimentos para uma faixa mais ampla de Reynolds para o óleo térmico, de preferência garantindo escoamento em regime turbulento;
- Testar outras geometrias do casco e desenvolver um modelo analítico para a estimativa da perda de carga total no ramal do casco de PSHEs;
- No desempenho térmico, realizar testes com escoamento de água em ambos os ramais. O experimento é essencial para verificar as correlações de Nusselt desenvolvidas neste trabalho;
- Desenvolver correlações de Nusselt para água escoando no ramal interno e óleo escoando no ramal do casco. Analogamente ao fator de fricção, o número de Nusselt deve ser diferente para canais típicos de cada ramal;
- Testar outras geometrias de PSHE, de preferência alterando o ângulo de Chevron.

REFERÊNCIAS

ALBRECHT, H. E.; BORYS, M.; DAMASCHKE, N.; TROPEA, C. Laser Doppler and Phase Doppler Measurement Techniques. Springer-Verlag, 2003.

ARSENYEVA, O. P.; TOVAZHNYANSKY, L. L.; KAPUSTENKO, P. O.; KHAVIN, G. L.; YUZHASHYAN, A. P.; ARSENYEV, P. Y. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. *Appl. Therm. Eng.* 105, pp. 763–773, 2016.

BASSIOUNY, M. K.; MARTIN, H. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers I. *Chemical Engineering Science, Karlsruhe*, v. 39, n. 4, pp. 693-700, 1983.

BOBBILI, P. R. et al. An experimental investigation of the port to channel flow and pressure distribution of the smaller and larger plate package heat exchanger. *Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*, Hoboken, 2005.

ÇENGEL A. Y., *Heat and mass transfer: A practical approach*. 3. ed. Boston: Mcgrall-Hill, 2007.

CLIFT, R.; GRACE, K. J. R.; WEBER, M. E. *Bubbles, Drops and Particles*. Academic, New York, 1978.

COLEMAN, H. W.; STEELE, W. G. J. *Experimentation and uncertainty analysis for engineers* New York: Wiley-Interscience, 1989.

DABIRI, D. Cross-correlation digital particle image velocimetry – A review," *Turbulencia*, Eds. Freire, A.S., liha A., Breidenthal B., ABCM, pp. 155-199, 2006.

DOVIĆ, D.; SVAIC, S. Influence of chevron plates geometry on performances of plate heat exchangers. *Teh Vjesn*, 14:37–45, 2007.

DRACOS, T. Particle tracking in three-dimensional space. In: Dracos, T. (ed.) Three-Dimensional Velocity and Vorticity Measuring an Image Analysis Techniques. Kluwer Academic Publishers, 1996.

FREIRE, L. O.; DE ANDRADE, D. A. On applicability of plate and shell heat exchangers for steam generation in naval PWR. Nucl. Eng. Des. 280, pp. 619–627, 2014.

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, vol. 28, no. 8, pp. 1469–1479, 1985.

FOCKE, W. W.; KNIBBE, P. G. Flow visualization in parallel-plate ducts with corrugated walls. Journal of Fluid Mechanics, vol. 165, pp. 73–77, 1986.

FREIRE, L. O.; ANDRADE, D. A. On applicability of plate and shell heat exchangers for steam generation in naval pwr. Nuclear Engineering And Design, São Paulo, 2014.

GRABENSTEIN, V.; POLZIN, A.E.; KABELAC, S. Experimental investigation of the flow pattern, pressure drop and void fraction of two-phase flow in the corrugated gap of a plate heat exchanger. International Journal of Multiphase Flow 91, pp. 155–169, 2017.

HEAVNER, R. L.; KUMAR, H; WANNIARACHCHI, A. S. Performance of an industrial plate heat exchanger: Effect of chevron angle. AIChE Symposium Series. 89, pp. 262-267, 1993.

HOLMAN, J.P. Experimental methods for engineers, Mcgrall-Hill, 6.ed., Singapore, 1994.

KAKAÇ, T. S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat exchanger: selection, rating and thermal design. 3.Ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

KHAN, T. S.; KHAN, M. S.; CHYU, M. C.; AYUB, Z. H. Experimental investigation of single-phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. Appl. Therm. Eng. 30, pp. 1058–65, 2010.

KHAN, T. S.; KHAN, M. S.; AYUB, Z. H. Single-phase flow pressure drop analysis in a plate heat exchanger. *Heat Transfer Engineering* 38:2, pp. 256-264, 2017.

KLEMES, J. J.; ARSENYEVA, O. P.; KAPUSTENKO P. O.; TOVAZHNYANSKY, L. L. *Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation*. CRC Press, Boca Raton, USA, 2015.

KUMAR H., The plate heat exchanger: construction and design, in: *Institute of Chemical Engineering Symposium Series*, pp. 1275–1288, 1984.

LIM, J.; SONG, K. S.; KIM, D.; LEE, D.; KIM, Y. Condensation heat transfer characteristics of R245fa in a shell and plate heat exchanger for high-temperature heat pumps. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127, pp. 730–739, 2018.

LIU, J. et al., Numerical simulation and optimization on fluid flow distribution performance of plate and shell heat exchanger's shell-side. *Chemical Industry and Engineering Progress*. Guangdong, pp. 3569-3576, 2015.

MAAS, H. G. Contributions of digital photogrammetry to 3D-PTV. In: Dracos, T. (ed.) *Three-Dimensional Velocity and Vorticity Measuring an Image Analysis Techniques*. Kluwer Academic Publishers, 1996.

MARTIN, H., A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing, Karlsruhe*, v. 35, pp. 301-310, 1996.

OLIVEIRA, J. L. G.; VAN DER GELD, C. W. M.; KEURTEN, J. G. M. Lagrangian velocity and acceleration statistics of fluid and inertial particles measured in pipe flow with 3D particle tracking velocimetry. *Int. J. Multiphase Flow* 73, pp. 97-107, 2015.

RAFFEL, M.; WILLERT, C.; KOMPENHANS, J.; *Particle image velocimetry: a practical guide*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 1998.

SCHOEPING, D. G. E. Distribuição irregular de vazões em trocadores de calor do tipo placas gaxetadas e casco-placas soldadas. Dissertação de mestrado, UFSC, Engenharia e Ciências Mecânicas, 2018.

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

TALIK, A. C; SWANSON, L. W., Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using a propylene-glycol/water mixture as the working fluid, Proc. 30th Natl. Heat Transfer Conf. 12, pp. 83, 1995.

THONON, B.; MERCIER P.; FEID F. Flow distribution in plate heat exchanger and consequences on thermal and hydraulic performances. Proc. 18th Eurotherm Conference, Springer Verlag, Hamburg, 1991.

VUJIČIĆ M.; CRNOJEVIĆ C. Calculation of the turbulent flow in a plane diffuser by using the integral method. Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, 2003.

YANG, J.; JACOBI, A.; LIU, W. Heat transfer correlations for single-phase flow in plate heat exchangers based on experimental data. Applied Thermal Engineering, 2016.

ZHANG G.; TIAN M.; ZHOU S. Simulation and analysis of flow pattern in cross corrugated plate heat exchangers. J Hydrodyn Ser B 18, pp. 547–51, 2006.

ZHANG, J.; ZHU, X.; MONDEJAR, M. E.; HAGLIND, F. A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. Renewable and Sustainable Energy Reviews 101, pp. 305-328, 2019.

APÊNDICE A

ANÁLISE DE INCERTEZAS

A determinação das incertezas relacionadas às grandezas físicas apresentadas nesse trabalho é feita com base nos textos de Coleman e Steele (1989) e Holman (1994). Os resultados de uma medição são compostos por um valor central e uma faixa que quantifica a incerteza de medição, associado a um determinado nível de confiança. Usualmente adota-se um intervalo de confiança da ordem de 95%.

É utilizada a incerteza expandida do Tipo A para os experimentos do PTV. A incerteza é obtida através de uma distribuição estatística. Ao tratar de uma população de amostra finita, define-se a incerteza Tipo A, U_o , para um intervalo de confiança de 95% de acordo com a Equação (A.1):

$$U_o = tS(x) \quad (\text{A.1})$$

onde $S(x)$ é o desvio padrão experimental da média, Equação (A.2), e t é função do número do total de observações, n , de acordo com a distribuição de Student.

$$S(x) = \left\{ \sum (x_i - \bar{x})^2 / [n (n - 1)] \right\}^{1/2} \quad (\text{A.2})$$

Para as medições de vazão, pressão, temperatura e relacionadas à geometria, é utilizada a incerteza expandida do Tipo B. A incerteza é julgada com base em informações disponíveis em catálogos e manuais de fabricantes para dado instrumento de medição.

A incerteza e parâmetros calculados indiretamente é feita pelo processo de propagação de erros. A incerteza combinada de certo resultado, $U_c(y)$, é calculada pela Equação (A.3) como função de variáveis independentes x_i :

$$U_c(y) = \left[\sum (\partial f / \partial x_i)^2 U^2(x_i) \right]^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

onde f é a função que relaciona o parâmetro calculado com as grandezas independentes. As incertezas combinadas utilizadas no trabalho são apresentadas a seguir.

A.1 Cálculo da Incerteza de Número de Reynolds

A incerteza do número de Reynolds, U_{Re} , é dada pela Equação (A.4):

$$U_{Re} = \{[2\dot{m}/(L_w\mu)]^2 [(U_{\dot{m}}/\dot{m})^2 + (U_{L_w}/L_w)^2 + (U_{\mu}/\mu)^2]\}^{1/2} \quad (A.4)$$

A.2 Cálculo da Incerteza do Fator de Fricção

A incerteza do fator de fricção calculado em função da perda de carga nos canais, U_f , é apresentada na Equação (A.5).

$$U_f = \{[\Delta P \rho L_w^2 b^3 / (L_v \dot{m}^2)]^2 [(U_{\Delta P} / \Delta P)^2 + (U_{\rho} / \rho)^2 + (2U_{L_w} / L_w)^2 + (3U_b / b)^2 + (2U_{\dot{m}} / \dot{m})^2 + (U_{L_v} / L_v)^2]\}^{1/2} \quad (A.5)$$

A.3 Cálculo da Incerteza da Taxa de Transferência de Calor

A incerteza da taxa de transferência de calor, U_Q , é dada pela Equação (A.6):

$$U_Q = \{[\dot{m} c_p \Delta T]^2 [(U_{\dot{m}} / \dot{m})^2 + 2(U_T / \Delta T)^2]\}^{1/2} \quad (A.6)$$

A grandeza c_p é obtida por tabelas, e sua incerteza é desconsiderada visto que apresenta pouca variação com a temperatura.