

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

LEONEL EDWARD BECKEDORFF

MÁ-DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO EM TROCADORES DE CALOR TIPO
PLACAS

Joinville

2017

LEONEL EDWARD BECKEDORFF

MÁ-DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO EM TROCADORES DE CALOR TIPO
PLACAS

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval, curso de Engenharia Naval, Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Joinville.

Orientador: Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, PhD.

Joinville

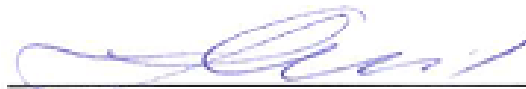
2017

LEONEL EDWARD BECKEDORFF

MÁ-DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO EM TROCADORES DE CALOR TIPO PLACAS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville, 22 de novembro de 2017

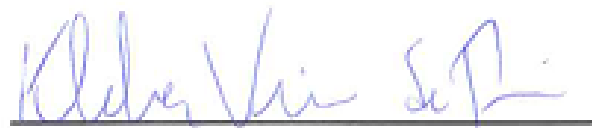


Dr. Luis Fernando Peres Calil
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:



Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, PhD.
(Orientador – Universidade Federal de Santa Catarina)



Prof. Kléber Vieira de Paiva, Dr.
(Membro 1 – Universidade Federal de Santa Catarina)



Prof. Marcus Vinicius Volpini Morteau, Dr.
(Membro 2 – Universidade Federal de Santa Catarina)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à minha família, pelo suporte dado durante toda a minha vida e durante o período da faculdade.

Ao meu orientador, professor Jorge, pelos ensinamentos e motivação, e aos professores do grupo T2T, em especial ao professor Kleber. Agradeço também aos alunos que participam do grupo de pesquisa: Andrei, Bruna, Jim e Ramon.

Aos amigos que fiz durante o curso: Ranghetti, Juliano, Jonas, Hartmann e diversos outros amigos da Naval.

Agradeço ao CNPq pelo incentivo à pesquisa no Brasil.

A todos amigos e colegas que me incentivaram de alguma forma durante essa jornada, um sincero obrigado.

RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos empregados para realizar o condicionamento térmico do escoamento de fluidos, influenciando diretamente a eficiência e eficácia de processos industriais. Amplamente utilizados no ramo de exploração de óleo e gás, existem diversos fatores que podem reduzir sua efetividade. Neste trabalho serão analisadas as causas da má-distribuição de vazão mássica em trocadores de calor tipo placas gaxetadas e tipo casco-placas. Abordagens analíticas encontradas na literatura serão usadas para desenvolver algoritmos na ferramenta MATLAB, quantificando a distribuição de vazão mássica entre os canais do permutador de calor em função das características geométricas e condições de operação. De forma a quantificar os efeitos da má-distribuição no desempenho térmico de trocadores do tipo placas, os resultados obtidos serão comparados com resultados da literatura e com a condição de distribuição homogênea de vazões. Foi verificado que os parâmetros geométricos que mais influenciam a má-distribuição são o diâmetro dos *ports* e a amplitude da corrugação.

Palavras-chave: Trocadores de calor tipo placas; má-distribuição; exploração de óleo e gás; efetividade.

ABSTRACT

Heat exchangers are devices used to perform thermal conditioning of fluid flow, directly impacting the efficiency of industrial processes. Widely used in the oil and gas industry, several factors may affect their effectiveness. This work aims at analyzing the causes of fluid flow maldistribution in plate heat exchangers and plate-shell heat exchangers. Analytical approaches from literature will be used to develop algorithms on the software MATLAB, allowing the quantification of flow maldistribution as a function of the geometrical characteristics and operating conditions. The results obtained will be compared to literature results and to homogeneous flow distribution. It was verified that the most influent geometric parameters on the fluid flow maldistribution are the ports diameter and the corrugation's amplitude.

Keywords: Plate heat exchangers; flow maldistribution; oil and gas industry; effectiveness.

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_{ports} – Área dos *ports*. (m²)
- A_{canal} – Área de seção transversal dos canais. (m²)
- β – Ângulo de Chevron. (°)
- b – Amplitude da corrugação. (m)
- C_p – Calor específico a pressão constante. (J.kg⁻¹.K⁻¹)
- D_h – Diâmetro hidráulico. (m)
- D_p – Diâmetro do *port*. (m)
- f – Coeficiente de fricção.
- δ – Raio do difusor ao longo de x . (m)
- δ_0 – Raio de entrada do difusor. (m)
- G – Velocidade mássica. (kg.m⁻².s⁻¹)
- h – Coeficiente de convecção. (W.m⁻².K⁻¹)
- k – Coeficiente de condução. (W.m⁻¹.K⁻¹)
- l – Distância entre entrada e saída do difusor. (m)
- l_{ch} – Comprimento do canal. (m)
- L_h – Comprimento horizontal entre o centro dos *ports*. (m)
- L_p – Comprimento vertical entre *ports*. (m)
- L_v – Comprimento vertical entre o centro dos *ports*. (m)
- L_w – Largura da seção máxima de escoamento. (m)
- m^2 – Parâmetro de má-distribuição do escoamento.
- \dot{m}_{canal} – Vazão mássica nos canais. (kg.s⁻¹)
- \dot{m}_{total} – Vazão mássica total ao longo do trocador de calor. (kg.s⁻¹)
- MFR_i – Razão de fluxo mássico.
- n_{fluido} – Número de canais para determinado fluido

Nu – Número de *Nusselt*.

NTU – Número de unidades de transferência.

θ – Ângulo entre a linha de centro e a parede do bocal divergente. ($^{\circ}$)

P_c – Passo da corrugação. (m)

Pr – Número de *Prandtl*.

ρ – Densidade do fluido. ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Re – Número de *Reynolds*.

σ – Desvio-padrão.

τ_w – Tensão de cisalhamento na região adjacente à parede. (Pa)

μ – Viscosidade dinâmica. (Pa.s)

\bar{u}_{eo} – Velocidade de entrada na linha de centro. (m/s)

\bar{u}_e – Velocidade na linha de centro. (m/s)

u_m – Velocidade média do perfil. (m/s)

U – Coeficiente de transferência de calor global. ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)

\dot{v}_{canal} – Distribuição volumétrica adimensional por canal.

V_{∞} – Velocidade de corrente livre do escoamento. (m/s)

$V_{média}$ – Vazão volumétrica média dos canais. (m^3/s)

x_g – Porcentagem mássica de vapor na mistura. (%)

x_s – Distância até o ponto de desprendimento da camada limite. (m)

z – Distância horizontal adimensional aplicada ao longo do trocador de calor.

ξ_c – Coeficiente de atrito.

LISTA DE TABELAS E GRÁFICOS

Tabela 3.1: Correlação para fator de fricção de Wang e Sunden (2002).	46
Tabela 4.1: Características geométricas em Kumar <i>et al</i> (2017).....	54
Tabela 4.2: Parâmetro m^2 para diferentes <i>Reynolds</i> e número de canais.	56
Tabela 4.3: Características geométricas propostas para análise.	58
Tabela 4.4: Dados da geometria em Liu <i>et al</i> (2015).	66
Tabela 4.5: Geometria do PSHE proposta para análise.....	68

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Arranjos de fluxos mássicos mais usuais em trocadores de calor.	20
Figura 2.2: Modelos da variação de temperatura em fluxo paralelo e contracorrente.	20
Figura 2.3: Modelo esquemático do trocador de calor do tipo casco-tubo.	22
Figura 2.4: Trocadores do tipo placa-aleta (a) e o tubo-aleta (b).	23
Figura 2.5: Um dos primeiros PHEs desenvolvidos para a indústria.	24
Figura 2.6: Modelo esquemático de um trocador de placas <i>PHE</i>	24
Figura 2.7: Trocador de calor do tipo casco-placas.	26
Figura 2.8: Parâmetros geométricos usados em <i>PHEs</i>	27
Figura 2.9: Placa circular de um trocador do tipo casco placas.	28
Figura 2.10: Configurações de <i>manifolds</i> encontrados em trocadores <i>PHE</i>	31
Figura 2.11: Má-distribuição gerada em trocadores de placas com configurações do tipo 'U' e 'Z'	33
Figura 2.12: Resultados analíticos da má-distribuição para trocadores <i>PHE</i> dos tipos 'U' e 'Z'	34
Figura 2.13: Má-distribuição na região do casco em <i>PSHEs</i>	35
Figura 2.14: Recirculação devido à expansão abrupta.	36
Figura 2.15: Fluxo através de um bocal divergente.	36
Figura 2.16: Perfis de velocidade em bocais divergentes para $Re = 50000$	41
Figura 2.17: Distribuição de vazão em micro canais.	42
Figura 3.1: Fluxograma do código para <i>PHEs</i>	48
Figura 3.2: Fluxograma do método RK4.	51
Figura 3.3: Fluxograma método do bocal divergente.	52
Figura 4.1: Gráfico de m^2 calculado neste estudo e por Kumar <i>et al.</i> (2017).	54
Figura 4.2: Gráfico da comparação dos resultados com Kumar <i>et al.</i> (2017).	55
Figura 4.3: Comparação entre m^2 teórico e experimental.	56
Figura 4.4: Gráfico de m^2 para diversas correlações.	57
Figura 4.5: Geometria proposta para análise.	58
Figura 4.6: Gráfico da influência de N_{canais} em arranjo 'U' com $Re = 500$	59

Figura 4.7: Gráfico da influência de b em arranjo 'U' com $Re = 500$	60
Figura 4.8: Gráfico da influência de β em arranjo 'U' com $Re = 500$	60
Figura 4.9: Gráfico da influência de L_v em arranjo 'U' com $Re = 500$	61
Figura 4.10: Gráfico da influência de D_p em arranjo 'U' com $Re = 500$	61
Figura 4.11: Gráfico da influência das variáveis geométricas do PHE para $Re = 500$	62
Figura 4.12: Efeito do arranjo U ou Z na má-distribuição de PHEs para $Re = 500$. ..	63
Figura 4.13: Efeito do número de Reynolds na má-distribuição.	64
Figura 4.14: Efeito da geometria do casco, simulado como bocal divergente, na má-distribuição no lado do casco em <i>PSHEs</i> para $Re = 2151$	66
Figura 4.15: Geometria de <i>PHSE</i> proposta para análise.	68
Figura 4.16: Efeito do número de canais na má-distribuição em <i>PSHEs</i> (lado casco) para $Re = 50000$	69
Figura 4.17: Efeito do ângulo do bocal, θ , na distância de desprendimento da camada limite, x_s , para $Re_{ports} = 30000$	70
Figura 4.18: Efeito do diâmetro dos <i>ports</i> na má-distribuição em <i>PSHEs</i> para.....	71
Figura 4.19: Efeito da distância l na má-distribuição para $Re = 50000$	71
Figura 4.20: Efeito do número de <i>Reynolds</i> na má-distribuição.	72

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. OBJETIVOS	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1. CLASSIFICAÇÕES DE TROCADORES DE CALOR.....	18
2.1.1. Processo de transferência de calor	18
2.1.2. Número de fluidos	19
2.1.3. Nível de compactação.....	19
2.1.4. Arranjo do escoamento	19
2.1.5. Mecanismos de transferência de calor	21
2.1.6. Aspectos construtivos.....	21
2.2. ASPECTOS GEOMÉTRICOS DAS PLACAS DE PHEs E PSHEs.....	26
2.3. NÚMEROS ADIMENSIONAIS EM ENGENHARIA.....	28
2.4. DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO EM PHEs E PSHEs	30
2.4.1. Distribuição mássica em PHEs e parte interna de PSHEs	30
2.4.2. Distribuição mássica externa em PSHEs	35
3. METODOLOGIA	44
3.1. DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES MÁSSICAS EM PHEs E REGIÃO INTERNA DO PSHEs.....	44
3.2. DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES MÁSSICAS LADO EXTERNO DE PSHEs.....	49
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	53
4.1. PHE E LADO INTERNO DO PSHE.....	53
4.1.1. Verificação do Modelo	53
4.1.2. Análise de Influência: Características Geométricas	57
4.1.3. Efeito das Condições de Operação	64

4.1.4. Má-distribuição em PSHEs em manifolds perpendiculares ao escoamento nas placas.....	65
4.2. LADO EXTERNO DE PSHEs.....	65
4.2.1. Efeito do casco na má-distribuição em PSHEs (Método do Bocal Divergente).....	65
4.2.2. Efeito das Características Geométricas	67
4.2.3. Efeito das Condições de Operação.....	72
5. CONCLUSÕES	74
5.1. Sugestões para trabalhos futuros.....	75
REFERÊNCIAS.....	76

1. INTRODUÇÃO

A operação de unidades de processamento térmico é fundamental em diversos segmentos da indústria, com destaque para a exploração de óleo e gás. Equipamentos e sistemas relacionados à produção *offshore* precisam ser robustos e de alta confiabilidade, pois as condições de operação são severas e o risco de acidentes deve ser minimizado (MORAIS, 2013). Para realizar o condicionamento térmico no escoamento de fluidos, são utilizados equipamentos denominados trocadores de calor. A aplicação de técnicas de recuperação e conservação de energia visa minimizar os custos operacionais e maximizar o rendimento térmico, o que implica aumentar receitas. (GUT, 2003).

A efetividade de trocadores de calor está diretamente ligada à eficiência energética e economia de energia. Segundo Tonin (2003), o consumo de energia da planta representa grande parcela dos custos operacionais em uma refinaria. Logo, é preciso avaliar sistematicamente os fenômenos que podem afetar o desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor.

A escolha do tipo de trocador é de extrema importância ao projeto térmico. Deve-se assegurar que os componentes e o sistema de transferência de calor sejam configurados de acordo com os requisitos do processo, de modo que operem com boa funcionalidade; ver SHAH, (2003). Os principais modelos de trocadores de calor utilizados na indústria são os trocadores de calor a placas, tubulares e aletados.

A busca por equipamentos mais compactos é uma necessidade na indústria de óleo e gás *offshore*. Os custos de exploração podem diminuir significativamente através da redução da escala dos trocadores de calor. Nas últimas décadas, permutadores do tipo casco-tubo vem sendo substituídos por trocadores tipo placas

(*PHE – Plate Heat Exchanger*), relativamente mais compactos. Entre estes, destacam-se os trocadores de placas gaxetadas e, mais recentemente, o modelo casco-placa (*PSHE – Plate and Shell Heat Exchanger*). Este último, por se tratar de um modelo relativamente novo, carece de investigações sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico.

Trocadores de calor podem ter seu desempenho afetado quando a distribuição da vazão não ocorre de maneira uniforme ao longo dos canais. Segundo Bobbili *et al.* (2005), os permutadores de calor podem apresentar fluxo uniforme quando novos e a má-distribuição pode surgir ao longo de sua vida útil a partir de fatores como deposição. Uma das consequências é a redução do desempenho e da efetividade do trocador de calor.

A motivação desta monografia é verificar o efeito das características geométricas de trocadores de placas sobre a má-distribuição mássica e as consequências no desempenho e operação desses trocadores; em particular no *PSHE*. Será criado um algoritmo em MATLAB para descrever o comportamento da distribuição da vazão através de métodos e abordagens encontrados na literatura. Dois casos diferentes são estudados: o primeiro é a distribuição de vazão em *PHEs* e na parte interna do modelo casco-placas através do método de Bassiouny & Martin (1983), e o segundo caso é a má-distribuição na região do casco em *PSHEs* através de modelos para bocais.

1.1.OBJETIVOS

Objetivo Geral

O objetivo principal deste trabalho é modelar a distribuição de vazão em trocadores de calor do tipo placas e casco-placas. Serão desenvolvidos algoritmos para determinar a má-distribuição em função de parâmetros geométricos e das condições de operação.

Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Revisar na literatura quais são os modelos de distribuição para o lado das placas e propor uma abordagem para o lado do casco do *PSHE*;
- Desenvolver algoritmo para estimar a má-distribuição em função de aspectos construtivos e operacionais do *PSHE* e *PHE*;
- Apresentar as principais diferenças na metodologia de avaliação de trocadores *PHE* e *PSHE*;
- Avaliar os modelos usados a partir de dados experimentais ou numéricos encontrados na literatura;
- Analisar o efeito dos diferentes parâmetros geométricos sobre a má-distribuição de vazão.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados os principais conceitos referentes a esta monografia. Dentre eles estão a classificação de trocadores de calor, números adimensionais usados em engenharia térmica/hidráulica, aspectos geométricos e distribuição de vazão em permutadores *PHE* e *PSHE*. O objetivo deste estudo é a análise de padrões de distribuição da vazão mássica ao longo dos canais em trocadores de calor tipo placas.

Trocadores de calor são dispositivos que promovem a transferência de calor entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas, usualmente envolvendo convecção em cada fluido e condução na superfície que separa os fluidos quando não há contato direto (ÇENGEL e GHAJAR, 2015). Segundo Shah e Sekulić (2003), permutadores de calor podem ser classificados de acordo com:

- Processo de transferência de calor;
- Número de fluidos;
- Nível de compactação;
- Aspectos construtivos;
- Arranjo dos fluxos;
- Mecanismos de transferência de calor.

O objetivo da próxima seção é detalhar e exemplificar cada uma dessas classificações.

2.1. CLASSIFICAÇÕES DE TROCADORES DE CALOR

2.1.1. Processo de transferência de calor

A classificação quanto ao processo de transferência de calor é dividida em dois tipos: contato direto e contato indireto. No contato indireto, a transferência de energia térmica entre os fluidos quente e frio ocorre através de uma superfície separadora, não havendo mistura entre os fluidos (KAKAÇ *et al.*, 2012).

Dentro do processo com contato indireto, exemplificam-se os tipos:

- Transferência direta: a troca de calor ocorre através de uma superfície separadora, que não permite contato entre as correntes quente e fria. Como exemplos, mencionam-se trocadores do tipo placa e tubular;
- Armazenamento de energia térmica: o escoamento de um fluido quente transfere sua energia para uma matriz de alta capacidade térmica, e em seguida, o fluido frio escoar pela matriz e recebe a energia armazenada;
- Leito Fluidizado: partículas sólidas são carregadas por um dos fluidos e permanecem flutuando. Em seguida, o outro fluido entra em uma tubulação que passa por dentro da câmara, que contém o outro fluido de trabalho. As partículas sólidas reagem e aquecem o fluido por contato direto.

No processo de transferência de calor com contato direto, não existe uma superfície separando os escoamentos dos fluidos frio e quente. Alguns exemplos de permutadores de calor que operam com contato entre as correntes são:

- Gás-Líquido: o gás entra em contato com o líquido a baixa pressão para realizar a transferência de calor;
- Fluidos imiscíveis: dois fluidos imiscíveis entram em contato direto para trocar calor e posteriormente são separados;
- Líquido-Vapor: frequentemente a água pode ser aquecida pelo vapor ou o vapor de água pode ser parcialmente condensado através do contato com a fase líquida.

2.1.2. Número de fluidos

A maioria dos trocadores de calor utilizam apenas dois fluidos de trabalho. Aplicações criogênicas e alguns processos químicos usam até três fluidos de trabalho. Porém, a análise de trocadores que operam com vários fluidos é, algebricamente, muito complexa. A classificação quanto ao número de fluidos se separa em dois, três e N-fluidos (ZOHURI, 2016).

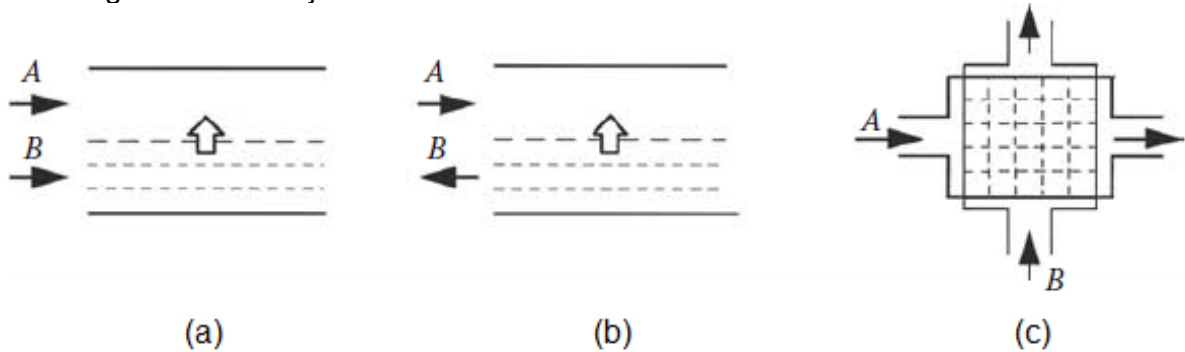
2.1.3. Nível de compactação

O nível de compactação de trocadores de calor é medido pela densidade de área, que é igual à razão da área de troca de calor pelo volume total do equipamento. Segundo Thulukkanam (2013), trocadores de calor compactos apresentam densidade de área acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e são usados em aplicações que demandam espaço e peso reduzidos do permutador. As vantagens dos trocadores compactos são: fácil transporte, bom controle de temperatura, baixo peso e maior efetividade térmica que os trocadores casco-tubo.

2.1.4. Arranjo do escoamento

Segundo Kakaç (2012), as três classificações quanto ao arranjo de fluxos mais comuns são fluxo paralelo, contracorrente e fluxo cruzado. O fluxo paralelo apresenta os dois fluidos de trabalho escoando com mesmo sentido. No fluxo em contracorrente, os fluidos de trabalho operam em sentidos opostos. Por fim, no permutador de fluxo cruzado os fluidos escoam de forma perpendicular. Na Figura 2.1 são representados os modelos: (a) fluxo paralelo, (b) contracorrente e (c) fluxo cruzado.

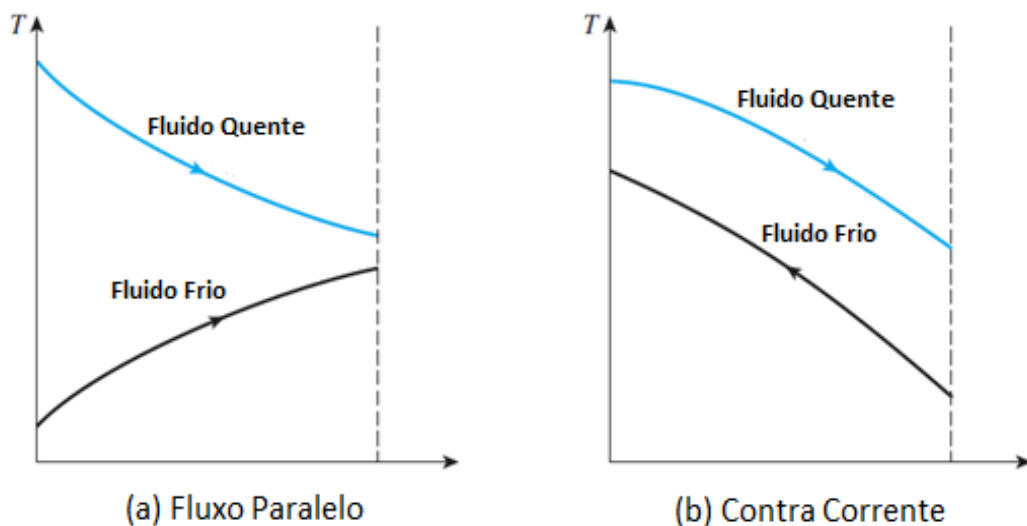
Figura 2.1: Arranjos de fluxos mássicos mais usuais em trocadores de calor.



Fonte: Kakaç *et al* (2012).

Em trocadores de placas, são usados os arranjos de fluxo em contracorrente e paralelo. Por apresentar maior efetividade, arranjos em contracorrente são os mais comuns na indústria. Em trocadores de placas com fluxo paralelo, a temperatura de saída do fluido quente nunca será menor que a temperatura de saída do fluido frio. Já no arranjo contracorrente, segundo Çengel e Ghajar (2015), a temperatura de saída do fluido frio pode ser maior que a temperatura de saída do fluido quente, Figura 2.2

Figura 2.2: Modelos da variação de temperatura em fluxo paralelo e contracorrente.



Fonte: Çengel e Ghajar (2015).

2.1.5. Mecanismos de transferência de calor

A classificação dos trocadores de calor quanto aos mecanismos de troca de calor pode ser dividida, de acordo com Zohuri (2016), entre:

- Convecção monofásica: em cada corrente do trocador, apenas uma fase esco e o modo de transferência predominante é a convecção;
- Convecção monofásica e convecção bifásica: semelhante ao caso anterior, mas em uma das correntes ocorre mudança de fase durante o processo de troca de calor.
- Radiação e Convecção combinadas: ocorre em aplicações onde elevadas temperaturas são encontradas.

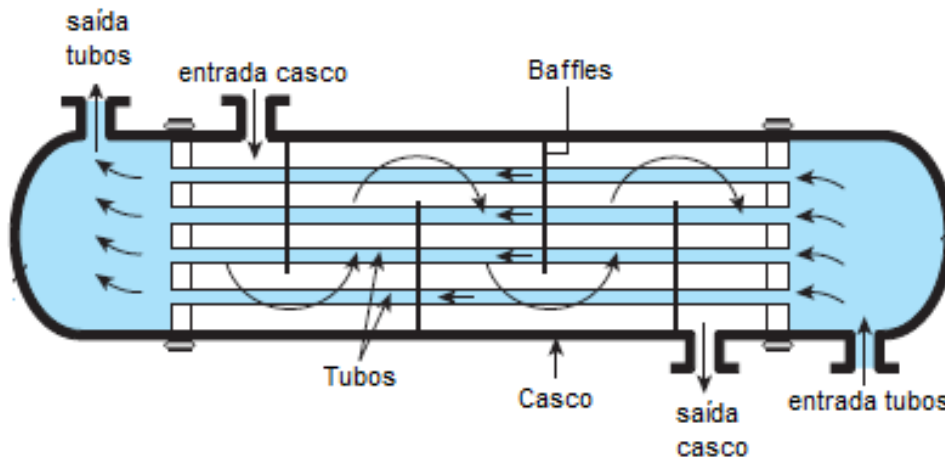
2.1.6. Aspectos construtivos

Os trocadores de calor são ainda classificados de acordo com o aspecto construtivo. Os mais comuns são os trocadores de calor do tipo tubular, de superfície estendida e de placas. Ênfase será dada à trocadores de placas do tipo *PHE* e *PSHE*, que são o foco desta monografia.

2.1.6.1. Trocadores de calor do tipo tubular

Entre os trocadores tipo tubular, o modelo casco-tubo é o mais utilizado na indústria. São capazes de cumprir os mais diversos requisitos de operação, suportam altas pressões e sua manutenção e limpeza são relativamente simples (KAKAÇ *et al.*, 2012). Na Figura 2.3, é apresentado um modelo esquemático do trocador casco-tubo.

Figura 2.3: Modelo esquemático do trocador de calor do tipo casco-tubo.



Fonte: Çengel e Ghajar (2015).

As principais características construtivas do permutador casco-tubo são:

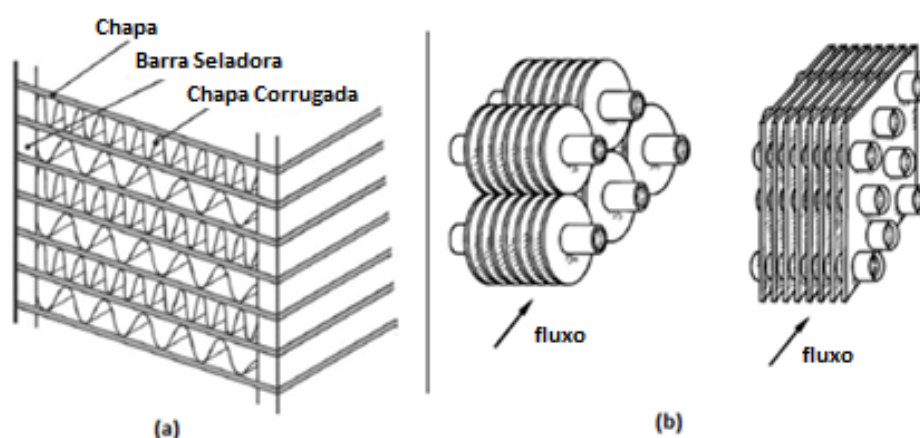
- **Casco:** um dos fluidos de trabalho atravessa a parte interna do casco, trocando calor com o fluido que atravessa os tubos;
- **Tubos:** podem passar diretamente ou “dar voltas” pelo casco para aumentar a área de contato e troca de calor. A transferência de calor ocorre por condução de calor nas paredes dos tubos;
- **Baffles:** Obstruem a passagem do fluido de dentro do casco para aumentar o coeficiente de transferência de calor em detrimento do aumento da potência de bombeamento. Também funcionam como suporte estrutural para os tubos;
- **Headers:** são os condutos nas extremidades do casco que permitem a distribuição e coleta de vazão pelos tubos, e a alimentação e coleta do fluido que escoam pelo casco.

2.1.6.2. Trocadores de superfície estendida

Este tipo de trocador possui como característica fundamental o aumento da área de superfície para ampliar a transferência de calor. É muito usado em aplicações onde o coeficiente de transferência de calor é reduzido. Em geral, são muito utilizados quando um dos fluidos de trabalho é um gás, Kakaç *et al.* (2012).

O trocador de superfície estendida pode ser classificado, em geral, como placa-aleta e tubo-aleta. O trocador de calor placa-aleta possui usualmente uma chapa separadora de sessões, chapas corrugadas e uma barra de vedação. O trocador placa-aleta é muito compacto, sendo utilizado em processos criogênicos, refrigeração e sistemas de condicionamento de ar. Já o trocador tubo-aleta consiste em tubos com *aletas* fixadas externamente. Do lado externo ao tubo, um fluido de trabalho se divide entre as aletas trocando calor com a parede do tubo. Em seguida, ocorre a transferência de calor com o fluido interno ao tubo, Thulukkanam (2013). Exemplos de trocadores do tipo placa-aleta (a) e o tubo-aleta (b) são exibidos na Figura 2.4.

Figura 2.4: Trocadores do tipo placa-aleta (a) e o tubo-aleta (b).

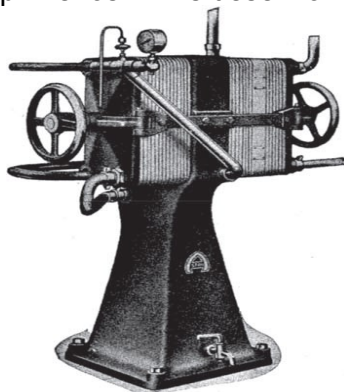


Fontes: (a) Kakaç *et al.* (2012); (b) Shah e Sekulić (2003).

2.1.6.3. Trocadores de calor de placas

Segundo Wang *et al.* (2007), o trocador de placas foi desenvolvido por volta de 1880 para realizar o aquecimento e resfriamento do leite sem contato direto, evitando contaminações. Ainda muito utilizado na indústria, o equipamento é conhecido principalmente como trocador de placas gaxetado, globalmente chamado de *Plate Heat Exchanger (PHE)*. O *PHE* oferece os requerimentos de troca de calor, manutenção e limpeza necessários à indústria alimentícia. Um dos primeiros *PHEs* desenvolvidos para aplicações industriais é apresentado na Figura 2.5.

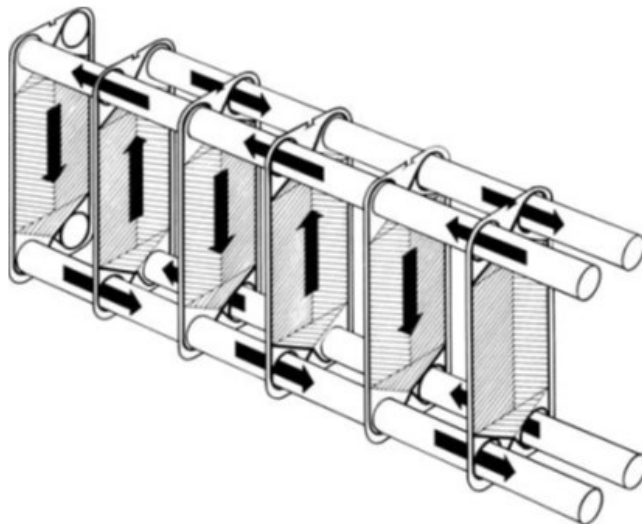
Figura 2.5: Um dos primeiros PHEs desenvolvidos para a indústria.



Fonte: Wang *et al.* (2007).

Os projetos do trocador de calor de placas se modificaram significativamente para atender outros ramos industriais com cargas térmicas, em geral, mais elevadas. Essas modificações propiciaram o uso do *PHE* em vários outros segmentos: farmacêutico, metalúrgico, eletrônico, elétrico, automotivo *etc.* O funcionamento do trocador de placas *PHE* é explicado a seguir com o auxílio do esquemático apresentado na Figura 2.6.

Figura 2.6: Modelo esquemático de um trocador de placas *PHE*.



Fonte: Kakaç *et al.* (2012).

Na Figura 2.6, o trocador de calor é apresentado na seguinte configuração de projeto: em contracorrente e com passe único. Os fluidos de trabalho entram na horizontal pelos *manifolds* ou *headers*, atravessando um caminho vertical entre as

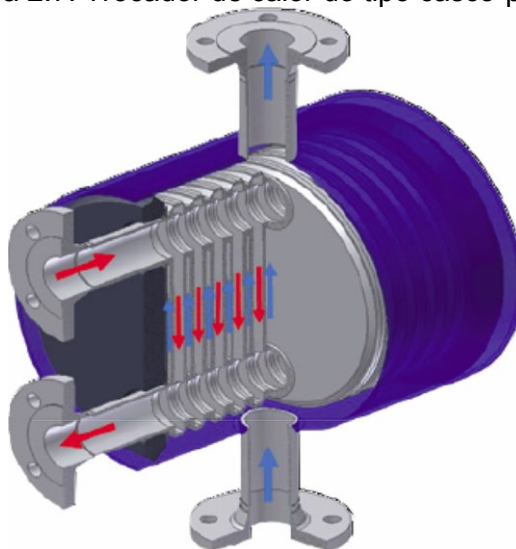
placas e retornando aos coletores. Na região vertical, as correntes de fluido são intercaladas entre os canais. A transferência de calor entre as correntes quentes e frias ocorre através de condução pelas placas.

A superfície das placas do *PHE* é corrugada, o que permite uma maior área de troca de calor. Além disso, as ondulações também promovem maiores coeficientes de transferência calor em relação a uma superfície lisa. O *PHE* é mais compacto em relação ao casco-tubo para aplicações similares, e sua recuperação de calor também é mais efetiva. É comum observar em alguns trocadores *PHE* placas fixadas por soldagem ou brasagem. Na literatura, os principais tipos de trocadores de calor a placas são comumente classificados como:

- Trocador de calor gaxetado (*PHE*): o mais utilizado em diversas aplicações industriais. Possui placas retangulares seladas através de uma gaxeta. A pressão para garantir a vedação é oriunda de longos parafusos que atravessam todo o 'pacote' de placas. Uma barra de suporte é usada na parte superior das placas para carregá-las quando os parafusos não estão fixados. Duas placas mais espessas são posicionadas no início e no fim do pacote de placas para promover maior aperto e rigidez no equipamento;
- Trocadores de calor brasados, *Brazed Plate Heat Exchangers (BPHE)*: as placas são unidas com brasagem e não precisam de gaxetas para realizar a vedação, Yang *et al.* (2016). Suportam maiores pressões que o trocador gaxetado *PHE*. A dimensão principal do *BPHE* é inferior devido às limitações do processo de brasagem (WANG *et al.*, 2007);
- Trocadores de calor semi-soldados de placas: foram criados pela necessidade de segurança no condicionamento térmico de produtos químicos ou corrosivos. Esses são semelhantes aos trocadores gaxetados, mas apenas parte do trocador possui gaxetas. Duas placas são soldadas, enquanto o 'pacote' de placas é montado com gaxetas;
- Trocadores totalmente soldados: são formados por pacotes de placas soldadas intercaladamente até formar a dimensão requerida. Este modelo foi desenvolvido para aplicações com altos níveis de pressão, emprego de fluidos corrosivos ou mais de dois fluidos de trabalho (SHAH e SEKULIĆ, 2003). Um modelo de trocador totalmente soldado é o casco-placas, *Plate and Shell Heat Exchanger (PSHE)*. Esse suporta níveis de pressão maiores do que os usados

nos *PHEs* convencionais, segundo Freire e Andrade (2014). O *PSHE* reúne características de trocadores casco-tubo, como a capacidade de operar em altas pressões, associadas ao alto rendimento térmico dos trocadores de placas. A Figura 2.7 exibe um tipo de trocador de calor casco-placas.

Figura 2.7: Trocador de calor do tipo casco-placas.



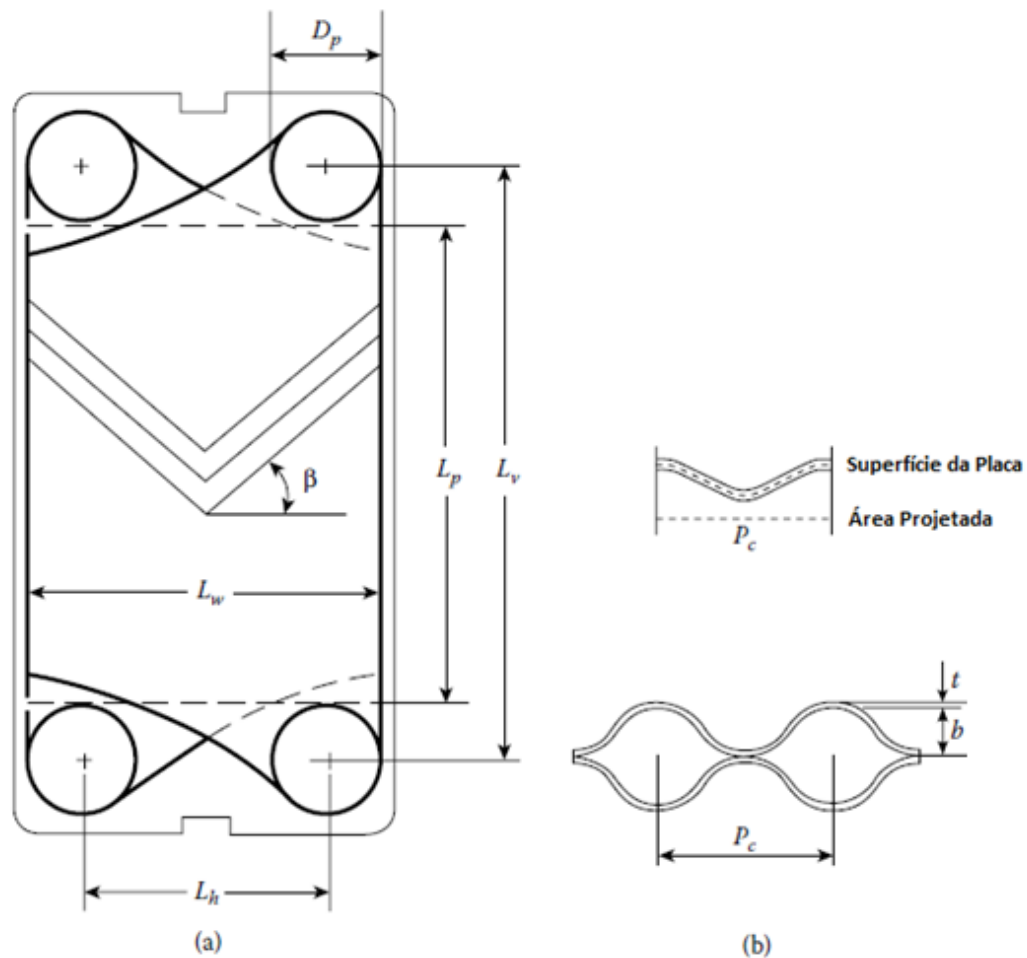
Fonte: Freire e Andrade, 2014.

2.2. ASPECTOS GEOMÉTRICOS DAS PLACAS DE *PHEs* E *PSHEs*

As placas dos trocadores do tipo *PHE* e *PSHE* apresentam diversas semelhanças: rugosidade, materiais utilizados, ângulo de corrugação, fator de alargamento (área total / área projetada). Entretanto, a união do pacote de placas e a área transversal projetada são exemplos de disparidades entre esses dois tipos de trocadores.

Uma das principais características do trocador *PHE* é o ângulo formado pelas corrugações, conhecido como ângulo de Chevron (β). Na Figura 2.8 são exibidos os principais parâmetros das placas em trocadores *PHE*.

Figura 2.8: Parâmetros geométricos usados em PHEs.



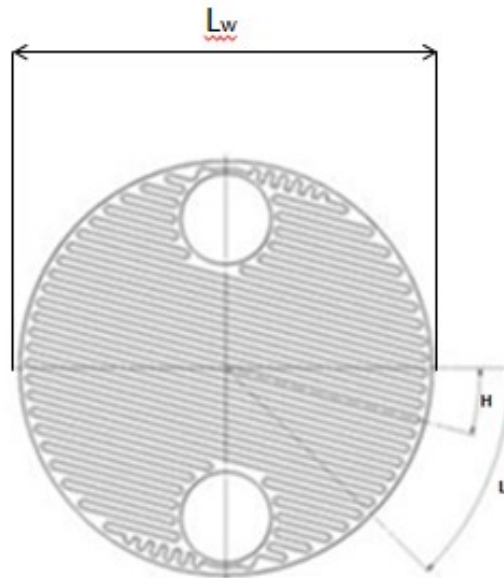
Fonte: Wang *et al.* (2007)

Na Figura 2.8, os parâmetros apresentados são:

- Ângulo de Chevron (β): ângulo formado entre a linha da corrugação e a horizontal. Alguns autores usam projeção vertical como referência;
- Passo da corrugação (P_c);
- Amplitude da corrugação (b);
- Diâmetro da seção de entrada ou saída, também conhecida como diâmetro do *port* (D_p);
- Comprimento vertical entre o centro dos *Ports* (L_v);
- Comprimento vertical entre *Ports* (L_p);
- Largura da seção máxima de escoamento (L_w);
- Comprimento horizontal entre o centro dos *Ports* (L_h).

Os parâmetros geométricos de *PSHEs* não são encontrados na literatura facilmente. Entretanto, a partir de catálogos de fabricantes algumas associações com o *PHE* podem ser feitas, tais como os parâmetros H ou L que podem ser associados com o ângulo de Chevron. na Figura 2.9 é exibido um modelo esquemático de uma placa circular de um trocador *PSHE*.

Figura 2.9: Placa circular de um trocador do tipo casco placas.



Fonte: protherma.co.id/gesmex-plate-shell-heat-exchangers

Apenas o parâmetro L_w foi acrescentado na Figura 2.9, representando o diâmetro das placas em trocadores do tipo casco e placas. Vale ressaltar que os parâmetros restantes empregados em placas dos trocadores gaxetados (D_p , L_p , L_v etc.) são os mesmos para o *PSHE*.

2.3. NÚMEROS ADIMENSIONAIS EM ENGENHARIA

Os números adimensionais são usados nas mais diferentes aplicações da engenharia, permitindo a extrapolação de dados experimentais a aplicações nas quais testes não são possíveis. Os principais números adimensionais usados na análise e dimensionamento de trocadores de calor são (INCROPERA *et al.*, 2007):

- Número de *Reynolds*: representa a razão entre as forças inerciais e viscosas:

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (2.1)$$

onde, G é a velocidade mássica (vazão mássica dividida pela seção transversal do escoamento), μ é a viscosidade dinâmica e D_h é o diâmetro hidráulico, que é igual a duas vezes a amplitude da corrugação:

$$D_h = 2b \quad (2.2)$$

- Número de *Nusselt*: é a razão entre transferência de calor por convecção e por condução em uma camada de fluido:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (2.3)$$

onde h é o coeficiente de convecção e k é o coeficiente de condução.

- Número de *Prandtl*: representa a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2.4)$$

onde C_p é o calor específico a pressão constante.

- Coeficiente de fricção: representa a razão entre a tensão de cisalhamento e a pressão dinâmica:

$$f = \frac{\mu \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2} \quad (2.5)$$

onde $\partial v_x / \partial y$ é a o gradiente de velocidade axial na direção perpendicular à superfície e V_∞ é a velocidade de corrente livre do escoamento.

- Número de unidades de transferência (NUT) - *number of transfer units (NTU)*: representa a razão entre a condutância térmica global e a capacidade térmica mínima entre os fluidos de trabalho:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.6)$$

onde U é o coeficiente de transferência de calor global, A é a área total de transferência de calor e C_{min} é a capacidade térmica mínima.

2.4. DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO EM PHEs E PSHEs

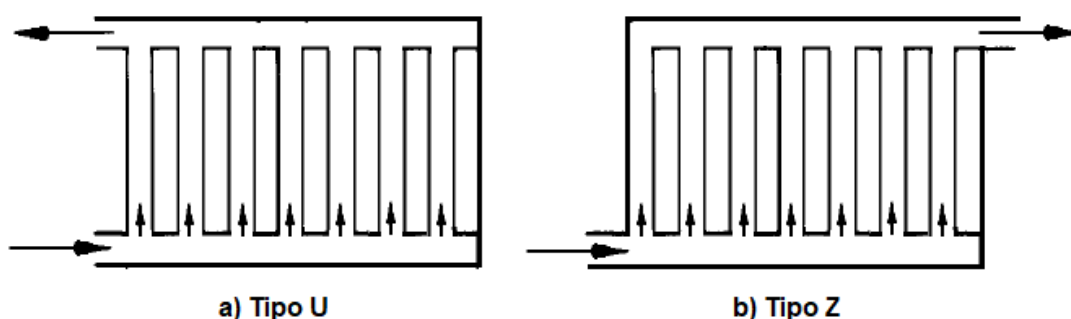
2.4.1. Distribuição mássica em PHEs e parte interna de PSHEs

Segundo Bassiouny e Martin (1983, a), o fluxo mássico não uniforme em trocadores de calor de placas depende da velocidade do escoamento, arranjo de fluxo, seção de entrada, seção transversal e outros aspectos geométricos. Entretanto, trocadores de calor podem apresentar fluxo uniforme quando novos e a má-distribuição pode surgir ao longo de sua vida útil a partir de fatores como a deposição. Uma das consequências é a redução do desempenho e efetividade do trocador de calor (BOBBILI *et al.*, 2005).

Em trocadores de placas gaxetadas, as configurações de *manifolds* podem gerar um arranjo de escoamento na forma de 'U' ou 'Z', Figura 2.10. Estas

configurações dependem do projeto mecânico do trocador. Na configuração 'U' o escoamento entra horizontalmente e é dividido em canais verticais escoando a favor ou em oposição à direção da gravidade. Em seguida, o fluxo total é coletado no *manifold* de saída e sai do volume de controle na direção horizontal com sentido oposto ao de entrada. Já no padrão 'Z', o escoamento efetua quase o mesmo percurso, porém sai do volume de controle no mesmo sentido do escoamento de entrada.

Figura 2.10: Configurações de *manifolds* encontrados em trocadores *PHE*.



Fonte: Bassiouny e Martin (1983, a).

Estudos analíticos já foram realizados com o intuito de verificar a má distribuição nos ramais de coleta de distribuição mássica. Bassiouny e Martin (1983, a) verificaram o parâmetro m^2 , que pode ser positivo ou negativo. Quando positivo, as maiores vazões se encontram nos primeiros canais, diminuindo na direção do escoamento de entrada no *manifold*. No caso de m^2 negativo, a taxa de fluxo aumenta na direção do coletor, ou seja, a vazão tende a se concentrar nos últimos canais em relação ao *manifold* de entrada.

O parâmetro m^2 surgiu devido à solução da equação diferencial ordinária criada a partir das equações da conservação da massa e quantidade de movimento simplificadas para ramais de trocadores de placas. Este parâmetro adimensional é usado para quantificar a má-distribuição em *PHEs*, segundo Bassiouny e Martin (1983), a distribuição de vazão é uniforme para a faixa $-0,1 < m^2 < 0,1$, e quanto maior o valor do módulo de m^2 , mais desigual será a vazão nos canais. A Equação 2.7 exibe o m^2 obtido através das equações de conservação:

$$m^2 = \left[\left(\frac{2-Beta^*}{2-Beta} \right) \left(\frac{A_{ports}}{A_{ports}^*} \right) - 1 \right] \left[\left(\frac{2-Beta}{\xi_c} \right) \left(\frac{n_{fluido} A_{canal}}{A_{ports}} \right)^2 \right] \quad (2.7)$$

onde:

- $Beta$ é a razão entre velocidade axial e velocidade total no ramal de entrada;
- $Beta^*$ é a razão entre velocidade axial e velocidade total no ramal de saída;
- A_{ports} é a área dos *ports* de entrada;
- A_{ports}^* é a área dos *ports* de saída;
- ξ_c é o coeficiente de atrito, Equação 2.8;
- A_{canal} é a área de seção transversal do canal;
- n_{fluido} é o número de canais para determinado fluido.

$$\xi_c = 4f \frac{l_{ch}}{D_h} \quad (2.8)$$

O parâmetro l_{ch} é o comprimento do canal e f é o fator de atrito calculado em função do número de *Reynolds*.

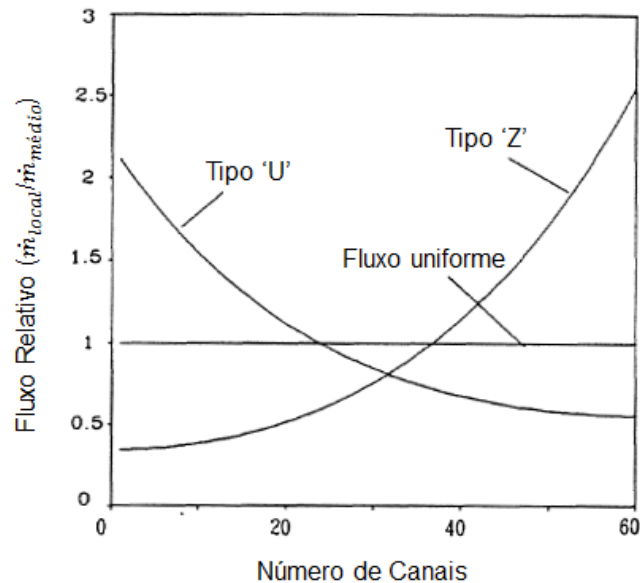
No caso dos *ports* de entrada e saída forem iguais, a Equação 2.9 pode ser aplicada (BOBBILI *et al.*, 2005). O coeficiente de atrito pode ser definido através das diversas correlações existentes na literatura para *PHEs*.

$$m^2 = \left(\frac{1}{\xi_c} \right) \left(\frac{N_{canais} A_{canal}}{A_{ports}} \right)^2 \quad (2.9)$$

Thonon *et al.* (1991) investigaram as distribuições mássicas resultantes das configurações do tipo 'U' e 'Z'. Chegaram à conclusão que a má-distribuição deve ser levada em consideração em projetos de trocadores de calor. Os efeitos da má-distribuição poderiam ser reduzidos, segundo os mesmos, a partir de baixos números de *Reynolds* e da redução do número total de placas. Na Figura 2.11 são

exemplificados os perfis de má-distribuição encontrados por Thonon *et al.* (1991) em trocadores de calor de placas com configurações em 'U' e 'Z' para faixas do número de *Reynolds* entre 70 e 10000.

Figura 2.11: Má-distribuição gerada em trocadores de placas com configurações do tipo 'U' e 'Z'.



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

Distribuição irregular de vazões também pode ser encontrada em *PSHEs*. A alimentação de um dos ramais é bastante semelhante ao que ocorre em *PHEs* como apresentado na Figura 2.10. Dessa forma, má-distribuição poderia ocorrer de forma similar ao que foi apresentado na Figura 2.11.

Neste trabalho os *ports* de saída e entrada analisados são iguais, então m^2 é positivo. A distribuição volumétrica adimensional pode ser calculada através das equações 2.10 e 2.11, que representam as configurações do tipo 'U' e 'Z' respectivamente.

$$\dot{v}_{canal,u} = m \frac{\cosh m(1-z)}{\sinh m} \quad (2.10)$$

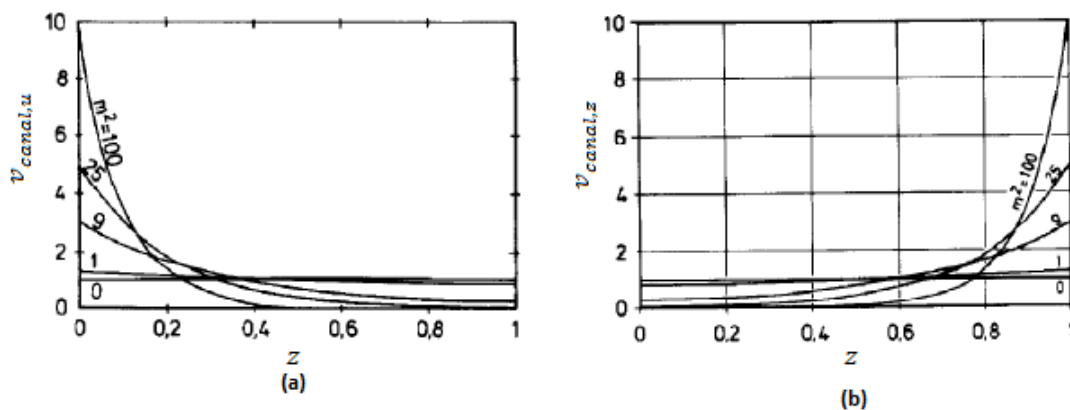
$$\dot{v}_{canal,z} = \frac{m}{\sinh m} \left[\cosh mz + \frac{\epsilon}{m^2} (\cosh mz - \cosh m(1-z)) \right] \quad (2.11)$$

onde z é a distância horizontal adimensional usada para representar os canais ao longo do trocador de calor, calculada ao dividir o número do canal pela quantidade total de canais, tendo assim o valor máximo igual a um. O parâmetro ϵ é exibido na Equação 2.12.

$$\epsilon = \frac{(2 - \beta)}{\xi_c \left(\frac{A_{ports}}{n_{fluido} A_{canal}} \right)^2} \quad (2.12)$$

Na Figura 2.12 são exibidos os resultados analíticos obtidos por Bassiouny & Martin para as configurações nos trocadores de placas do tipo 'U' e 'Z'. Perceba que os resultados na Figura 2.12 exibem o mesmo padrão obtido por Thonon *et al.* (1991), demonstrando que a solução analítica é viável para a análise dos efeitos termo hidráulicos da má distribuição em trocadores de placas.

Figura 2.12: Resultados analíticos da má-distribuição para trocadores PHE dos tipos 'U' e 'Z'.



Fonte: Bassiouny & Martin (1983)

A vazão de cada canal é calculada multiplicando a vazão volumétrica adimensional pela vazão média dos canais, Equações 2.13 e 2.14:

$$\dot{m}_{canal,u} = \dot{v}_{canal,u} V_{média} \rho_{média} \quad (2.13)$$

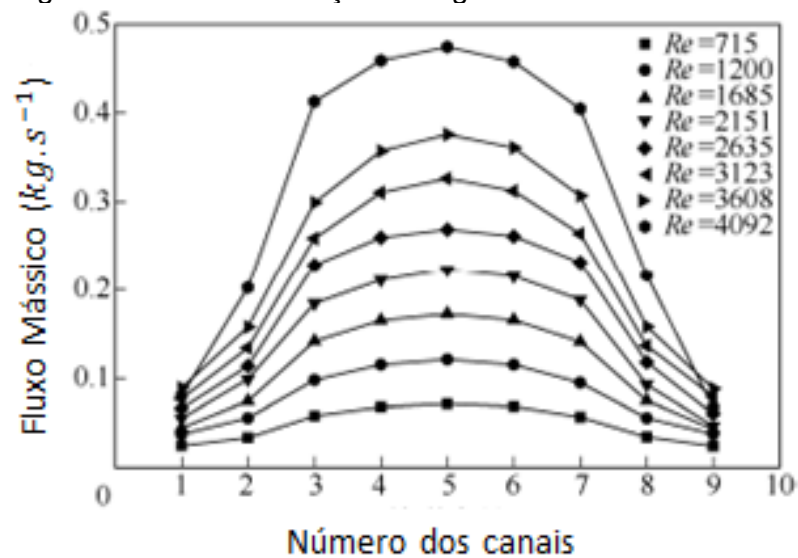
$$\dot{m}_{canal,z} = \dot{v}_{canal,z} V_{média} \rho_{média} \quad (2.14)$$

onde $\dot{m}_{canal,u}$ e $\dot{m}_{canal,z}$ são as vazões mássicas de cada canal para as configurações em 'U' e 'Z', $V_{média}$ é a vazão volumétrica média dos canais do trocador de calor.

2.4.2. Distribuição mássica externa em PSHEs

O escoamento na região do casco também pode apresentar má-distribuição, como observado numericamente por Liu *et al.* (2015), Figura 2.13. A vazão mássica teve maior concentração em canais subjacentes ao duto de entrada, para diferentes números de Reynolds e um total de 9 canais.

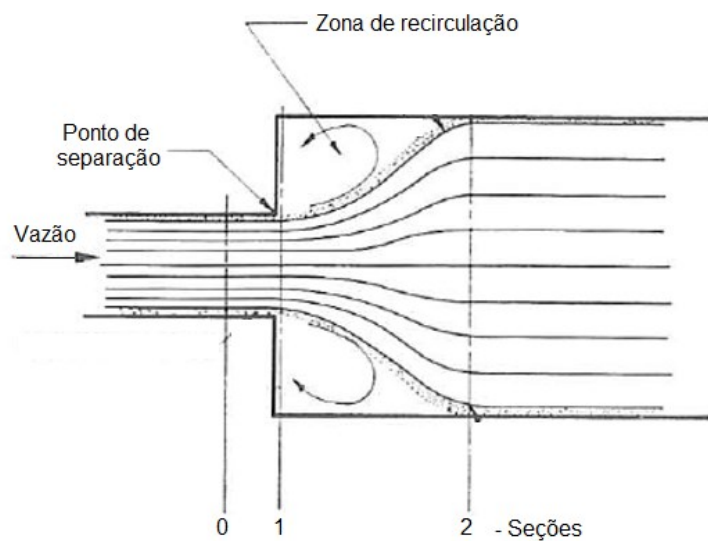
Figura 2.13: Má-distribuição na região do casco em PSHEs.



Fonte: Liu *et al.* (2015)

Uma possível solução para quantificar a má-distribuição é fazer uma analogia a bocais divergentes. A geometria da região que liga o duto de entrada e o casco de PSHEs apresenta uma transição abrupta, o que pode gerar zonas de recirculação como na Figura 2.14.

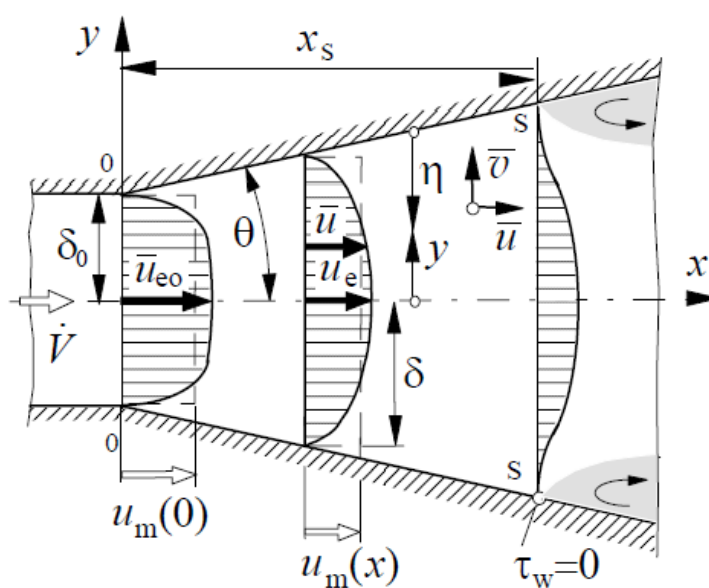
Figura 2.14: Recirculação devido à expansão abrupta.



Fonte: Benedict *et al.* (1966)

Ao adotar a hipótese de que ocorre recirculação nas laterais do casco, é possível que o perfil de velocidade seja semelhante ao de bocais divergentes. Vujicic e Crnojevic (2003) propuseram o método integral para cálculo do escoamento turbulento em difusores planos. A geometria e variáveis utilizadas são ilustradas na Figura 2.15. O modelo será apresentado resumidamente nesta seção.

Figura 2.15: Fluxo através de um bocal divergente.



Fonte: Vujicic e Crnojevic (2003)

onde:

- δ_0 é a metade da largura de entrada do difusor;
- δ é a metade da largura do difusor, variável ao longo de x ;
- θ é o ângulo entre a linha de centro e a parede do bocal divergente;
- \bar{u}_{e0} é a velocidade de entrada na linha de centro;
- \bar{u}_e é a velocidade na linha de centro;
- u_m é a velocidade média do perfil;
- x_s é a distância até o ponto de desprendimento da camada limite;
- \dot{V} é a vazão mássica do escoamento;
- τ_w é a tensão de cisalhamento na região adjacente à parede;
- η é uma coordenada introduzida como:

$$\eta = \delta(x) - y; \quad (2.15)$$

- x_s é a distância até a seção transversal aonde ocorre o desprendimento da camada limite. A seção é referente à posição onde o cisalhamento adjacente à parede do difusor se torna nulo:

$$\tau_w = -\mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)_{y=0} = 0; \quad (2.16)$$

Vujicic e Crnojevic (2003) descrevem o escoamento turbulento bidimensional através das equações de Reynolds e equação da continuidade. Para a solução do modelo, é adotada uma aproximação com polinômio de sexta ordem para o perfil de velocidade, com base na viscosidade turbulenta (*Eddy viscosity*) e excluindo os termos ímpares para manter a simetria do perfil:

$$u^+ = a(x) + b(x)y^{+2} + c(x)y^{+4} + d(x)y^{+6}; \quad (2.17)$$

Para auxiliar na solução do problema, são introduzidas as variáveis adimensionais em função da velocidade de fricção, $u^*(x)$, e viscosidade cinemática.

$$u^* = \sqrt{\tau_w(x)/\rho}; \quad (2.18)$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*}; \quad (2.19)$$

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} = \delta^+ - \eta^+; \quad (2.20)$$

$$\delta^+ = \frac{\delta u^*}{\nu}; \quad (2.21)$$

Os coeficientes do polinômio de sexta ordem, Equação 2.17, são calculados para as seguintes condições de contorno:

1. Em $y = 0$, a velocidade é igual a \bar{u}_e e sua derivada em y é zero (Equação 2.22);
2. Velocidade nula nas paredes do duto (Equação 2.23);
3. Escoamento em regime permanente (Equação 2.24).

$$y = 0, \quad \bar{u}(x, y) = \bar{u}_e(x), \quad \partial \bar{u} / \partial y = 0; \quad (2.22)$$

$$y = \delta, \quad \bar{u}(x, y) = 0, \quad \bar{v}(x, y) = 0; \quad (2.23)$$

$$\dot{V} = 2 \int_0^\delta \bar{u} dy = \text{constante}; \quad (2.24)$$

Aplicando as condições de contorno, os coeficientes da Equação 2.17 podem ser determinados pelas seguintes equações:

$$a(x) = u_e^+; \quad (2.25)$$

$$b(x) = \frac{-8q + 5.25Re - 0.0333\lambda\delta^{+3}}{\delta^{+3}}; \quad (2.26)$$

$$c(x) = \frac{70q - 52.5Re + 0.667\lambda\delta^{+3}}{6\delta^{+6}}; \quad (2.27)$$

$$d(x) = \frac{-4.76q + 3.5Re - 0.0778\lambda\delta^{+3}}{\delta^{+7}}; \quad (2.28)$$

onde λ e q são as formas paramétricas definidas por:

$$\lambda = \frac{\bar{u}_e \bar{u}'_e \bar{u}_e^+}{\nu \delta^{+2}}; \quad (2.29)$$

$$q = \delta^+ \bar{u}_e^+; \quad (2.30)$$

Após complexa manipulação matemática, obtém-se um sistema com três equações diferenciais (2.31, 2.32 e 2.33). As funções completas podem ser encontradas no apêndice do artigo base.

$$\frac{d\lambda}{dx} = f(x, \lambda, q, \delta^+); \quad (2.31)$$

$$\frac{dq}{dx} = g(x, \lambda, q, \delta^+); \quad (2.32)$$

$$\frac{d\delta^+}{dx} = h(x, \lambda, q, \delta^+); \quad (2.33)$$

Vujicic e Crnojevic (2003) propõem a solução do sistema de equações diferenciais através do método Runge-Kutta de quarta ordem, aplicável até o ponto de desprendimento da camada limite. As condições iniciais para solução do sistema são:

- i. O escoamento se adapta à geometria na entrada do difusor, o que faz a derivada \bar{u}'_{e0} apresentar valor não nulo e, conseqüentemente, o parâmetro λ é também não nulo. Entretanto, este apresenta valores muito próximos a zero.

$$\lambda(0) \neq 0; \quad (2.34)$$

- ii. O parâmetro de forma q será:

$$q(0) = \frac{Re}{2} (1 + 3.75 \sqrt{C_f/2}); \quad (2.35)$$

- iii. A condição inicial do raio adimensional δ^+ é definida por:

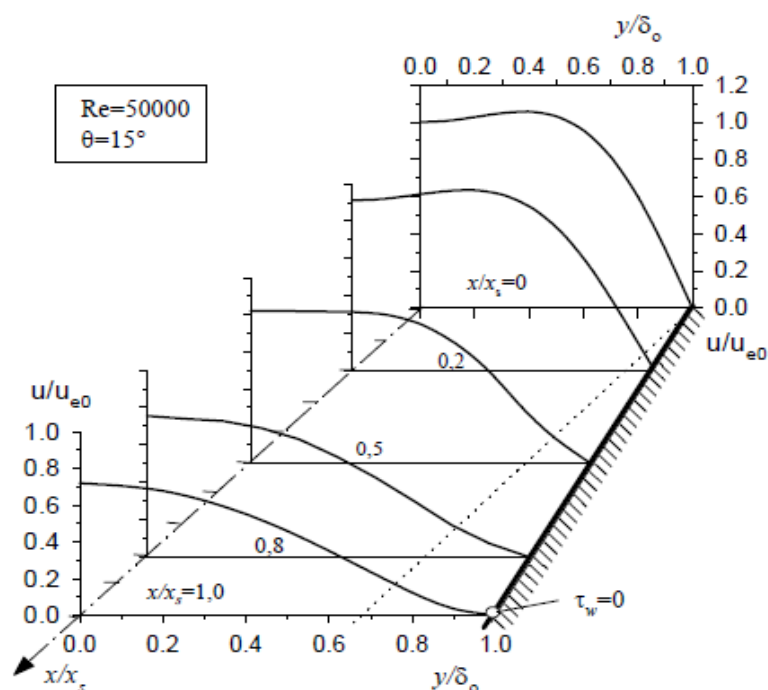
$$\delta^+(0) = \frac{Re}{2} \sqrt{C_f/2}; \quad (2.36)$$

onde C_f é o coeficiente de atrito no difusor:

$$C_f(x) = 2\tau_w(x)/\rho u_m^2(x) = 2 \left(\frac{u^*}{u_m} \right)^2; \quad (2.37)$$

Ao resolver o sistema de equações, encontra-se o perfil de velocidade em função de Reynolds e da geometria do difusor. Na Figura 2.16 são exibidos os perfis adimensionais para $Re = 50000$ e $\theta = 15^\circ$, variando a posição x ao longo do difusor.

Figura 2.16: Perfis de velocidade em bocais divergentes para $Re = 50000$.

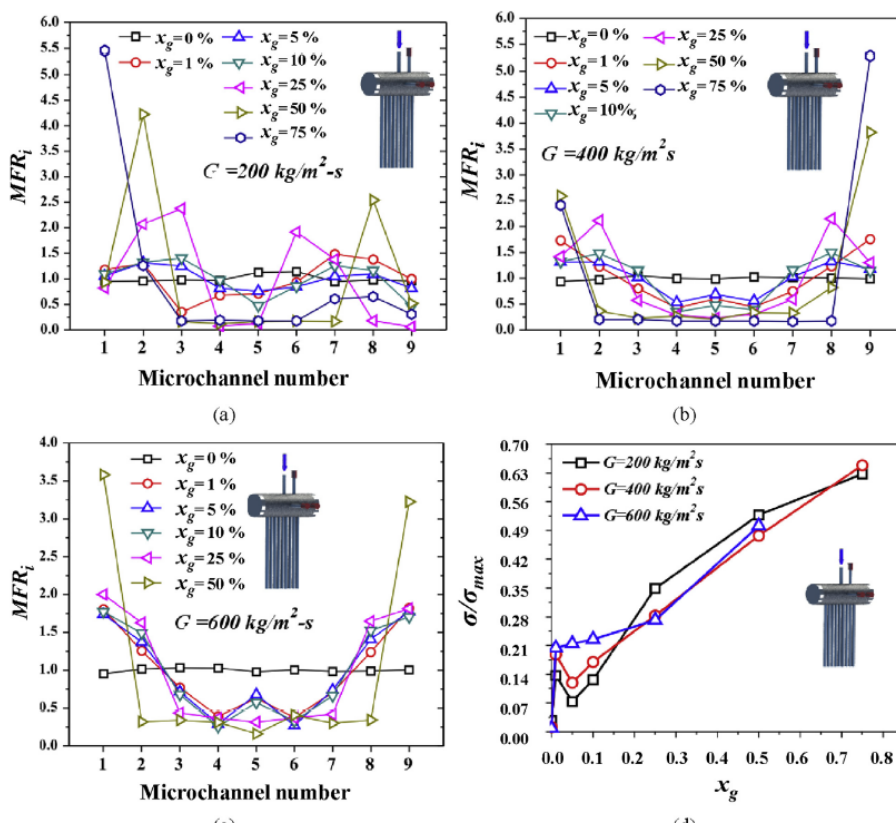


Fonte: Vujicic e Crnojevic (2003).

De acordo com Vujicic e Crnojevic (2003), o método não é recomendado para difusores com ângulos relativamente grandes, pois pode infringir hipóteses básicas da teoria da camada limite. Logo, essa pode não ser a melhor abordagem para casos onde o trocador de calor apresenta grande número de placas.

Outros estudos indicam que, para escoamentos monofásicos, a distribuição de vazão pode se comportar de maneira uniforme. Dario *et al.* (2015) relatou experimentalmente a ocorrência de má-distribuição em geometrias relativamente simples. Foram testadas várias configurações de entrada em um *manifold*, que em seguida era dividido para nove canais. Foram usadas várias combinações de títulos da mistura água/gás para diferentes faixas velocidades mássicas. Alguns resultados são exibidos na Figura 2.17. Para escoamentos monofásicos, onde a fração de gás é igual a zero, a vazão foi distribuída de forma aproximadamente uniforme. Note que, mesmo ao aumentar a velocidade mássica de entrada, não foram observadas grandes variações de vazão entre os canais.

Figura 2.17: Distribuição de vazão em micro canais.



Fonte: Dario *et al.* (2015).

onde G é a velocidade mássica, MFR_i é a razão de fluxo mássico, σ é o desvio-padrão e x_g é a porcentagem de massa de vapor da mistura.

A má-distribuição de vazões pode afetar o desempenho térmico e até comprometer a estrutura do trocador de calor ao gerar gradientes de pressão e temperatura mais elevados em alguns pontos. O escoamento interno às placas de um trocador *PSHE* aparentemente é similar ao escoamento nos ramais de trocadores *PHE*. Imagina-se que adotar as distribuições propostas por Bassiouny e Martin (1983a) para o caso é uma solução razoável.

O escoamento no lado externo às placas do *PSHE* possui uma geometria diferenciada. Em Liu *et al.* (2015), foram obtidas numericamente distribuições de vazão que lembram distribuições normais em trocadores casco-placas. Já no trabalho experimental de Dario *et al.* (2015), em um arranjo ligeiramente similar à entrada do casco em *PSHEs*, foram obtidas distribuições próximas à distribuição uniforme. É possível que existam várias possibilidades de distribuição de vazões em virtude dos

parâmetros geométricos da transição duto-casco e da transição entre a escala geométrica do casco e o comprimento característico da seção transversal dos canais.

3. METODOLOGIA

Nesta seção são apresentados os métodos e ferramentas utilizados para quantificar a má-distribuição nas regiões interna e externa de trocadores de calor tipo placas, de modo a possibilitar futuros estudos da influência do fenômeno sobre o desempenho de *PHEs* e *PSHEs*.

O objetivo deste trabalho é elaborar um código que descreva o comportamento da vazão mássica nos canais em função da geometria do permutador e das características do escoamento. A ferramenta utilizada para tal propósito será o *software Matlab*. A abordagem do parâmetro m^2 é aplicada para *PHEs* e região interna de *PSHEs*, e o método do bocal divergente é usado para a região do casco do *PSHE*.

3.1.DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES MÁSSICAS EM *PHEs* E REGIÃO INTERNA DO *PSHEs*

Esta seção tem como propósito explicar o método aplicado para determinar a distribuição mássica de trocadores *PHEs* e o lado interno de *PSHEs* através das equações de Bassiouny & Martin (1983). As variáveis de entrada necessárias para executar o código elaborado são:

- \dot{m}_{total} - Vazão mássica total na entrada do trocador de calor;
- N_{canais} - Número total de canais do fluido;
- L_w - Largura efetiva das placas [m];
- L_v - Comprimento efetivo das placas [m];
- t - Espessura das placas [m];

- b - Distância entre placas ou largura dos canais [m];
- β - Ângulo de Chevron [°];
- D_p - Diâmetro dos *ports* [m];
- ν - Viscosidade cinemática média do fluido [m²/s];

O número total de canais do fluido é referente ao canal formado entre duas placas, e pode ser calculado também em função da quantidade efetiva de placas no trocador de calor. Após inserção dos dados de entrada, são calculados o diâmetro hidráulico, a área da seção nos canais e a área da seção transversal dos *ports*, através das respectivas equações:

$$D_h = 2b; \quad (3.1)$$

$$A_{canais} = L_w b; \quad (3.2)$$

$$A_{ports} = \frac{\pi D_{ports}^2}{4}; \quad (3.3)$$

No código desenvolvido, são usadas propriedades constantes para os fluidos. Para isso, é necessário definir uma temperatura média do fluido ao longo do trocador. O Reynolds médio nos canais é calculado em função da distribuição de vazão média uniforme, que é a razão entre a vazão total e quantidade de canais:

$$\dot{m}_{média} = \dot{m}_{total} / N_{canais}; \quad (3.4)$$

$$Re = \frac{\dot{m}_{média} D_h}{\nu A_{canal}}; \quad (3.5)$$

O fator de fricção, f , foi calculado usando as correlações empíricas desenvolvidas por Wang e Sunden (2002) para trocadores de calor a placas. A faixa

de ângulos de Chevron aplicáveis pela correlação é de $10^\circ < \beta < 80^\circ$, e os coeficientes f_0 e f_1 usados para o cálculo de f são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Correlação para fator de fricção de Wang e Sunden (2002).

Faixa de Reynolds	f_0	f_1
$Re < 2000$	$64/Re$	$149/Re + 0,9625$
$Re \geq 2000$	$[1,56 \log(Re) - 3]^{-2}$	$9,75Re^{-0,289}$

Fonte: Autor (2017).

Em seguida, são calculados os coeficientes de forma a' , b' e c' . O ângulo de Chevron precisa ser convertido para radianos antes de ser aplicado nas próximas equações.

$$b' = \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)}{0,045 \tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) + 0,09 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) + \sqrt{\frac{f_0}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)}}; \quad (3.6)$$

$$c' = \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right] / \sqrt{3,8f_1}; \quad (3.7)$$

$$a' = b' + c'; \quad (3.8)$$

Ressalta-se que o coeficiente b' não tem relação com a amplitude da corrugação, b . Definidos todos os coeficientes, calcula-se então o fator de atrito médio no trocador de calor pela Equação 3.9.

$$f = 1/a'^2; \quad (3.9)$$

Em seguida, é calculado o parâmetro m^2 através das equações apresentadas na revisão teórica. O próximo passo é selecionar o tipo de arranjo do escoamento e

então calcular a vazão mássica em cada canal, utilizando as equações já apresentadas na seção anterior. É necessário criar um vetor para representar os n canais de forma adimensional em função da distância da entrada, o que é feito pela Equação 3.10:

$$z = 0: 1/N_{canais}: 1 \quad (3.10)$$

onde o vetor z varia de zero a um, e a quantidade total de elementos é igual ao número de canais. Para arranjos de escoamento do tipo U, a distribuição de vazão é calculada como:

$$\dot{m}_{canal}(i) = \dot{m}_{media} m \frac{\cosh[m - m\hat{z}(i)]}{\sinh(m)} \quad (3.11)$$

onde m é a raiz quadrada do parâmetro m^2 e o índice i varia de um a N_{canais} . Para arranjos do tipo Z, as vazões são encontradas por:

$$\dot{m}_{canal}(i) = \dot{m}_{media} \frac{m}{\sinh(m)} \left\{ \cosh[mz(i)] + \frac{E}{m^2} \cosh[mz(i)] - \cosh[m - mz(i)] \right\}; \quad (3.12)$$

Entretanto, a solução obtida por Bassiouny & Martin (1983) representa um resultado contínuo. Na conversão da solução contínua para discreta pode ser encontrado um erro da vazão mássica inserida pelo usuário em relação à vazão mássica total da distribuição calculada. Então, após o cálculo da distribuição mássica, o erro por canal é estimado através da Equação 3.10. Caso a vazão total calculada seja diferente da vazão total de entrada, o erro é utilizado para corrigir a distribuição de vazão e garantir a condição de regime permanente.

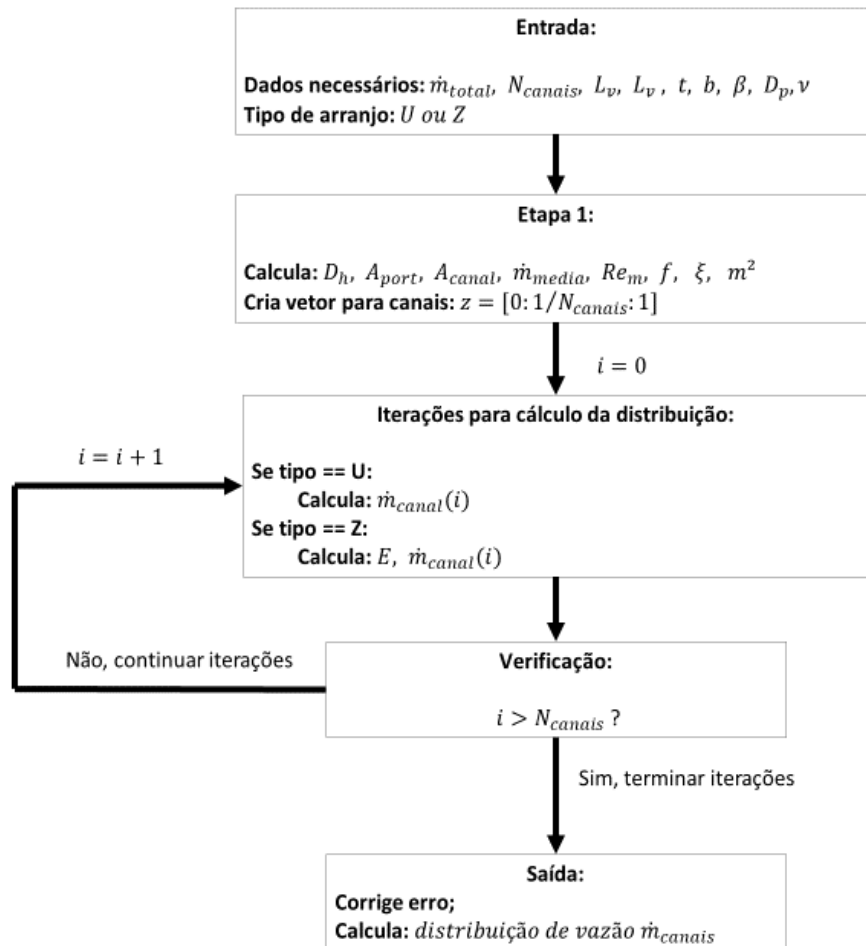
$$erro_{distribuição} = \frac{\dot{m}_{total,calculada} - \dot{m}_{total}}{n_{canais}} \quad (3.13)$$

A vazão total calculada corrigida é obtida através da Equação 3.11.

$$\dot{m}_{total,corrigida} = \dot{m}_{total,calculada} - erro_{distribuição} \quad (3.14)$$

Na Figura 3.1 é exibido o fluxograma resumido da rotina gerada para solução do problema.

Figura 3.1: Fluxograma do código para *PHEs*.



Fonte: Autor (2017).

3.2.DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES MÁSSICAS LADO EXTERNO DE *PSHEs*

Para o lado externo do *PSHE* é utilizado o método do bocal divergente. As variáveis de entrada para resolução do método são:

- δ_0 - Raio do duto de entrada [m];
- N_t - Número total de placas;
- t - Espessura das placas [m];
- b - Distância entre placas ou largura dos canais [m];
- \dot{m}_{total} - Vazão total de entrada [kg/s];
- μ - Viscosidade dinâmica do fluido [kg/m*s];
- ρ - Densidade do fluido [kg/m³];
- l - Distância entre entrada e saída do difusor [m].

Com isso, é possível calcular o raio de saída e o ângulo do difusor, R e θ , respectivamente.

$$R = \frac{(b + t)N_t + b}{2}; \quad (3.15)$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{R - \delta_0}{x}\right); \quad (3.16)$$

O número de Reynolds pode ser calculado em função da vazão mássica e do raio $\delta(x)$. Isolando a velocidade média na Equação 3.17 e substituindo na Equação 3.18, calcula-se Reynolds ao longo do difusor.

$$\dot{m} = \rho u_m \pi \delta^2; \quad (3.17)$$

$$Re = \frac{\rho u_m 2\delta}{\mu} = \frac{2\dot{m}}{\pi\mu\delta}; \quad (3.18)$$

O raio do difusor irá variar ao longo do eixo x :

$$\delta = \delta_0 + x \tan \theta; \quad (3.19)$$

Calcula-se então as condições iniciais do problema. Para isso, é necessário definir Re e C_f em $x = 0$. Sabe-se que $\lambda \neq 0$, porém é muito próximo a zero. Isso implica propor um valor inicial para o parâmetro.

$$Re_{x=0} = \frac{2\dot{m}_{total}\delta_0}{\nu}; \quad (3.20)$$

$$C_f = \frac{1}{4} \left(\frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \right); \quad (3.21)$$

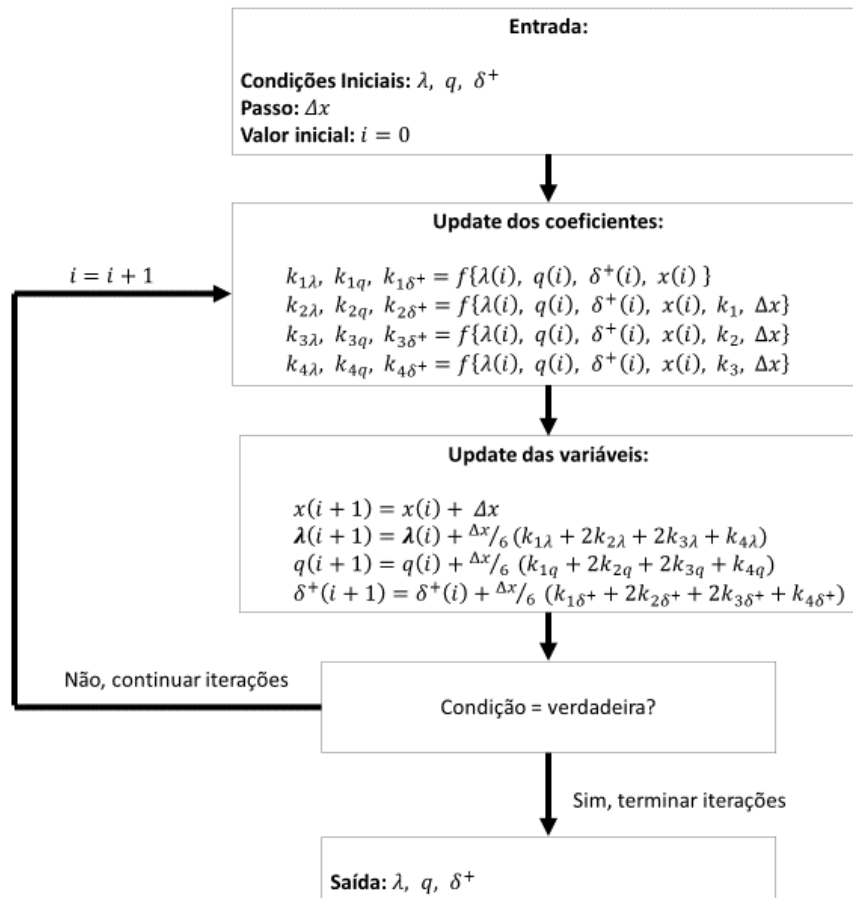
$$q(0) = \frac{Re}{2} (1 + 3.75 \sqrt{C_f/2}); \quad (3.22)$$

$$\delta^+(0) = \frac{Re}{2} \sqrt{C_f/2}; \quad (3.23)$$

$$\lambda \approx 0; \quad (3.24)$$

Em seguida, é criado o sistema de equações diferenciais em função de λ , q , δ^+ e x . As funções f , g e h podem ser encontradas no apêndice do artigo de Vujicic (2003). O método de Runge-Kutta requer várias iterações, por isso é necessário definir um valor de incremento Δx . Quanto menor esse incremento, mais preciso será o resultado. Contudo, o tempo de processamento aumenta consideravelmente. Na Figura 3.2 é apresentado o fluxograma da resolução por RK4.

Figura 3.2: Fluxograma do método RK4.

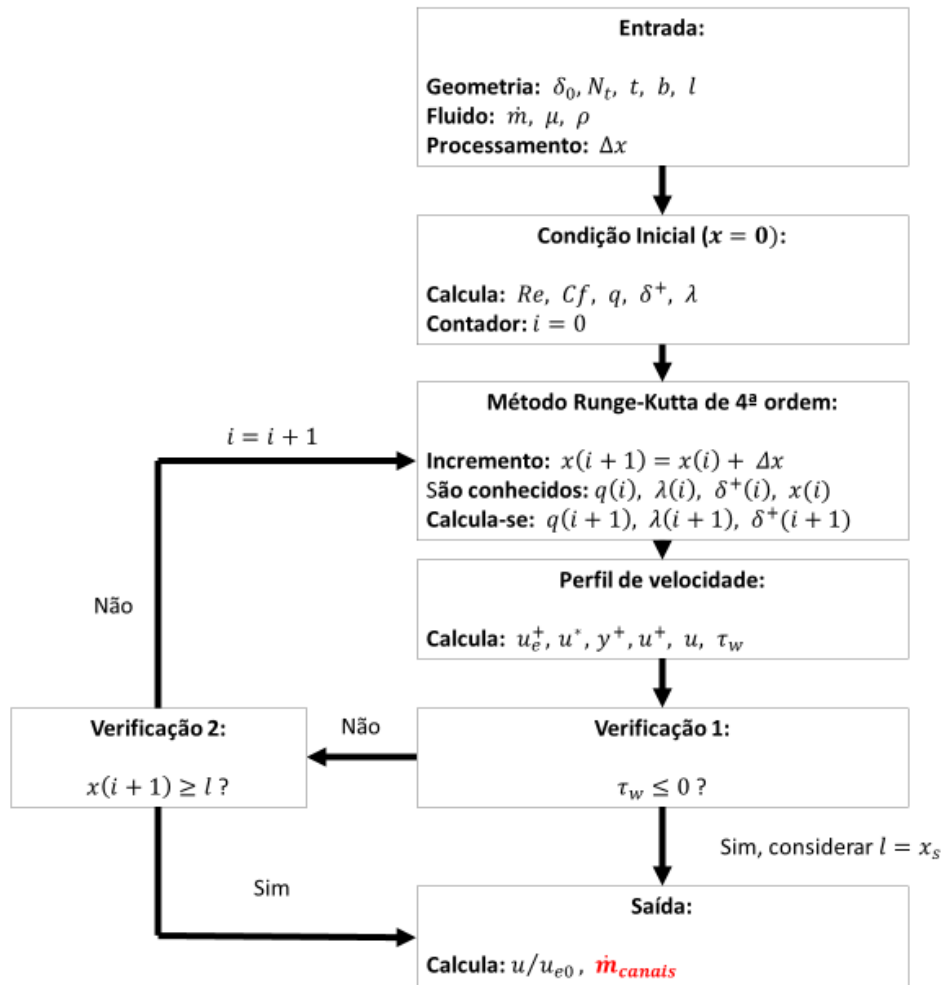


Fonte: Autor (2017).

A partir de condições iniciais do sistema, são calculados os coeficientes k_1, k_2, k_3 e k_4 de cada variável para reproduzir a inclinação da reta, onde tais coeficientes possuem dependência de todas as variáveis do sistema. Em seguida, é feita a média ponderada dos coeficientes para calcular as variáveis com incremento Δx . São realizadas n iterações até o momento onde a condição que finaliza o *loop* é satisfeita e, então, obtêm-se as curvas das funções do sistema de equações diferenciais.

Uma visão geral do método utilizado pode ser observada na Figura 3.3. Dentro do *loop* de RK4, são calculados o perfil de velocidade e o cisalhamento nas paredes. A primeira condição verificada é se o cisalhamento é menor ou igual a zero, o que significa que o sistema está fora do limite proposto no método do bocal. A segunda condição verificada é se a posição x na iteração é maior ou igual à distância l entre a entrada e saída do difusor.

Figura 3.3: Fluxograma método do bocal divergente.



Fonte: Autor (2017).

Caso uma das condições seja verdadeira, o *loop* é fechado e encontra-se o perfil de velocidade adimensional. Em sequência, pela Equação 3.25, é calculada a vazão em cada canal.

$$\dot{m}_{canais} = \frac{u}{u_{e0}} \times \frac{\dot{m}_{total}}{n_{canais}} \quad (3.25)$$

Quando a condição de cisalhamento menor que zero nas paredes for verdadeira, considera-se $l = x_s$. Trata-se de uma simplificação para estimar o perfil de velocidade na posição l fora dos limites de aplicação método.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção serão apresentadas as diferentes distribuições de vazão obtidas para *PHEs* e *PSHEs* através dos métodos discutidos anteriormente. As respostas do código criado são verificadas através de resultados experimentais e numéricos encontrados na literatura. Em seguida, diferentes parâmetros geométricos são variados para verificar qual a influência sobre a intensidade da má-distribuição.

4.1. *PHE* E LADO INTERNO DO *PSHE*

4.1.1. Verificação do Modelo

Kumar *et al* (2017) apresentou uma abordagem experimental para verificar os efeitos de diversos parâmetros sobre a performance térmica e hidráulica de *PHEs*. Foi utilizada um arranjo de escoamento tipo 'U', variando o ângulo de Chevron e número de Reynolds.

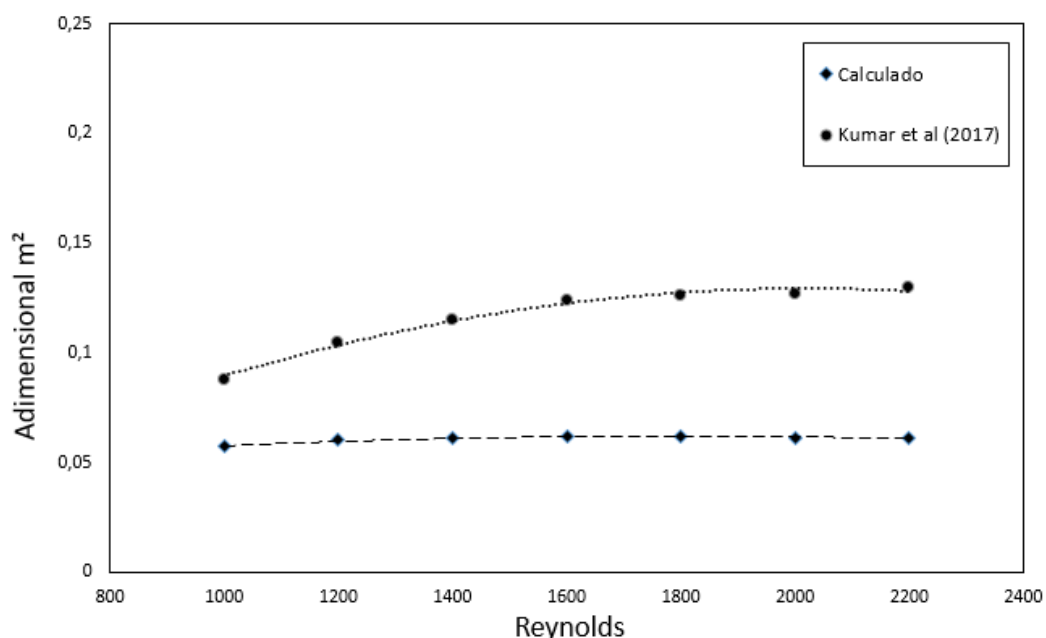
Com o objetivo de verificar o código desenvolvido nesta monografia para estimar a má-distribuição, foi comparado o valor de m^2 para uma faixa de Reynolds entre 1000 e 2200, com as características geométricas descritas na Tabela 4.1. O número de canais usado neste trabalho, N_{canais} , é referente à quantidade de canais entre duas placas para um dos escoamentos, ou seja, é igual ao número total de placas dividido por dois.

Tabela 4.1: Características geométricas em Kumar *et al* (2017).

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de canais, N_{canais}	11	-
Amplitude da corrugação, b	3	mm
Diâmetro dos <i>ports</i> , D_p	56	mm
Comprimento efetivo das placas, L_v	334	mm
Largura das placas, L_w	191	mm
Espessura das placas, t	0,5	mm
Ângulo de Chevron, β	30	°

Fonte: Autor (2017).

Os resultados são exibidos na Figura 4.1, onde pode-se observar que os valores de m^2 calculados são menores que os gerados por Kumar *et al* (2017). Como os parâmetros geométricos são os mesmos para ambos os casos, a única variável que pode estar causando essa diferença é o fator de atrito, f , o que faz necessária a verificação das correlações utilizadas no código.

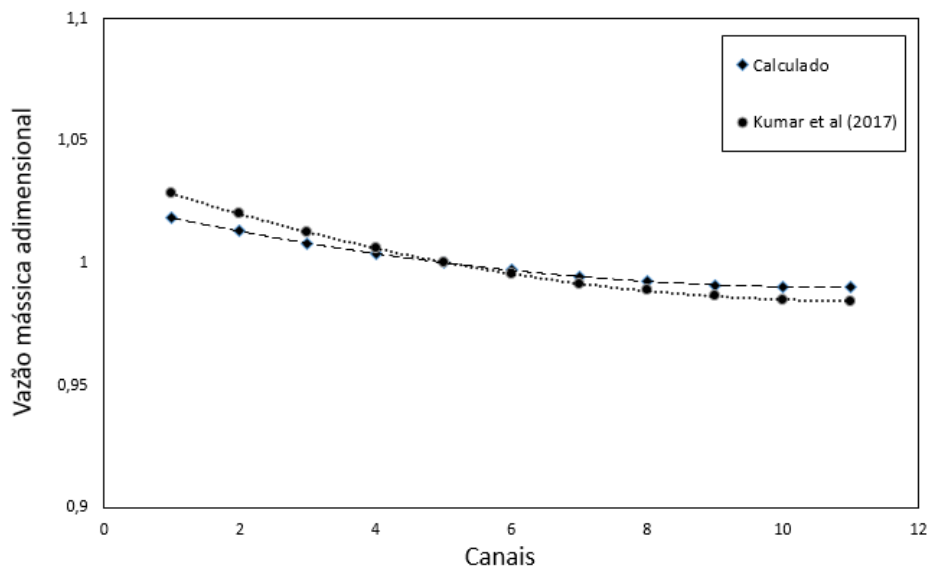
Figura 4.1: Gráfico de m^2 calculado neste estudo e por Kumar *et al*. (2017).

Fonte: Autor (2017)

É interessante ressaltar que tais valores de m^2 são relativamente baixos. Na Figura 4.2 foram plotadas as vazões adimensionais, calculadas ao dividir a vazão de cada canal pela vazão média uniforme, conforme a Equação 4.1.

$$\dot{m}_{adimensional, \text{ canais}} = \dot{m}_{\text{canais}} / \left(\frac{\dot{m}_{total}}{n_{\text{canais}}} \right) \quad (4.1)$$

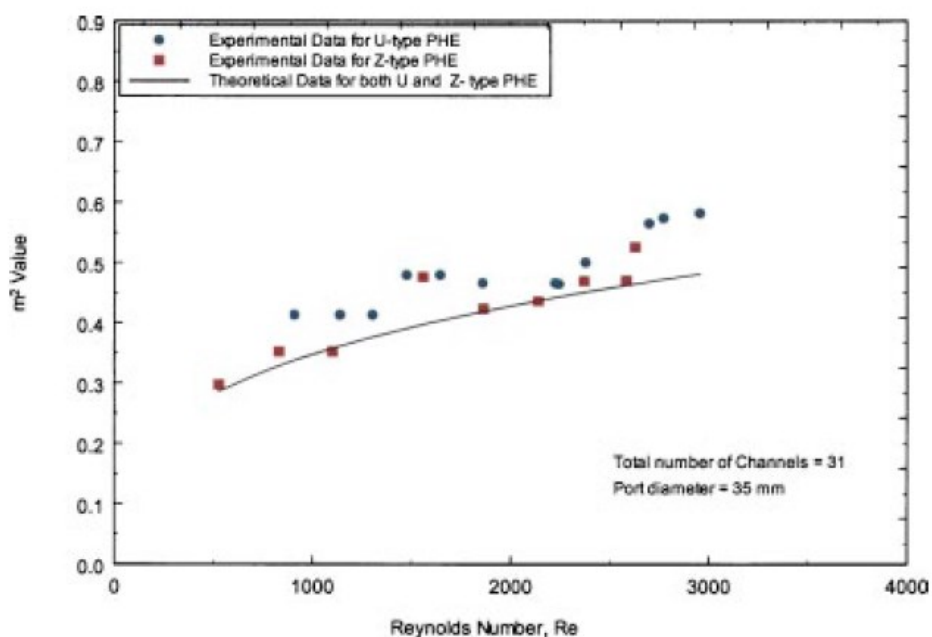
Figura 4.2: Gráfico da comparação dos resultados com Kumar *et al.* (2017).



Fonte: Autor (2017).

Como o lado interno de *PSHEs* possui geometria semelhante ao *PHE*, é proposto que a distribuição de vazão terá comportamento parecido. Devido à escassez de material sobre trocadores de calor tipo casco e placas na bibliografia, não foram encontrados experimentos para verificação do método, o que gera a necessidade de abordagens numéricas e experimentais para análise de sua validade.

Outro estudo sobre distribuição mássica em *PHEs* foi realizado por Bobbili *et al.* (2006), onde foi verificou-se o efeito da má-distribuição através de investigações teóricas e experimentais. A Figura 4.3 exibe uma comparação entre dados experimentais e teóricos para configurações tipo U e Z.

Figura 4.3: Comparação entre m^2 teórico e experimental.

Fonte: Bobbili *et al.* (2006).

A mesma geometria apresentada no artigo foi aplicada à rotina gerada nesta monografia e os resultados para o parâmetro m^2 são apresentados na Tabela 4.2. O número de *Reynolds* foi variado entre 500 e 10000, para configurações com 33 e 100 canais.

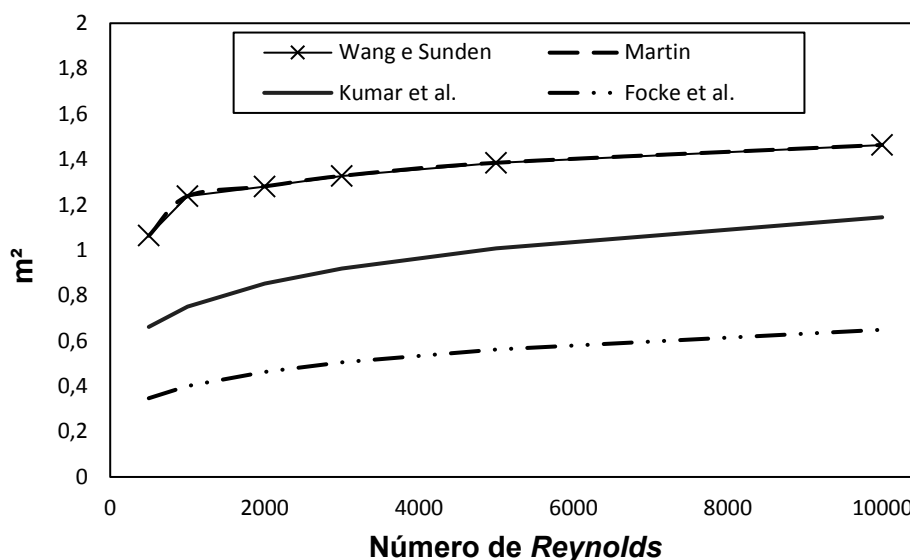
Tabela 4.2: Parâmetro m^2 para diferentes *Reynolds* e número de canais.

Re	$N_{canais} = 33$		$N_{canais} = 100$	
	<i>Rao et al.</i>	<i>Calculado</i>	<i>Rao et al.</i>	<i>Calculado</i>
500	0,0853	0,1158	0,7825	1,0634
1000	0,1050	0,1348	0,9640	1,2376
2000	0,1293	0,1394	1,1878	1,2798
3000	0,1461	0,1444	1,3419	1,3264
5000	0,1704	0,1507	1,5649	1,3842
10000	0,2099	0,1593	1,9280	1,4631

Fonte: Autor (2017).

Os valores calculados não apresentam o mesmo comportamento observado em Bobbili *et al.* (2006) ao aumentar o *Reynolds*. Isso pode estar relacionado às correlações utilizadas para calcular o fator de atrito. Na Figura 4.4 foram testadas outras correlações dentro do código.

Figura 4.4: Gráfico de m^2 para diversas correlações.



Fonte: Autor (2017).

Percebe-se que existe uma diferença relativamente grande no valor de m^2 ao variar a correlação, porém o comportamento da curva de é parecido para as quatro correlações. Tal comportamento é justificável, pois a variação do fator de atrito tende a diminuir com o aumento do número de *Reynolds*. A correlação usada neste trabalho foi a de Wang e Sunden, pois abrange maior faixa de ângulo de Chevron e número de *Reynolds*. Na sequência da seção, será analisada a influência das variáveis relacionadas à geometria do *PHE* e das condições de operação.

4.1.2. Análise de Influência: Características Geométricas

De modo a verificar a influência da geometria sobre a má-distribuição, os parâmetros abaixo foram variados sistematicamente. As características do trocador

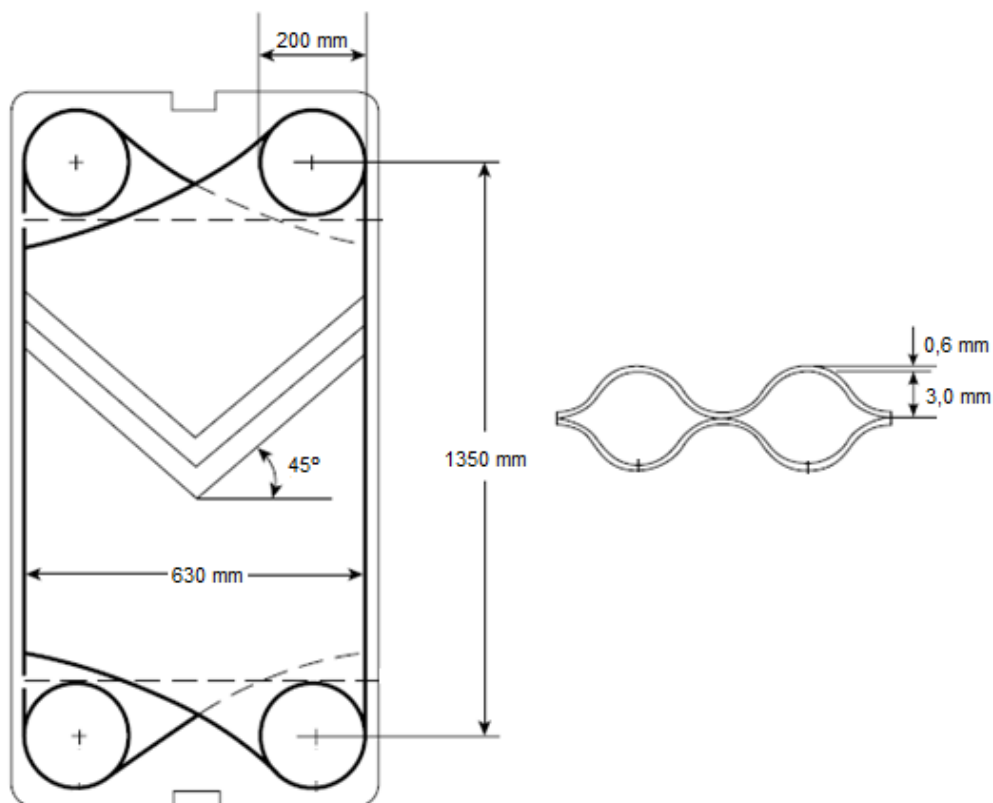
de calor foram definidas previamente e são apresentadas na Tabela 4.3 e Figura 4.5. Em seguida, variou-se a quantidade canais, diâmetro dos *ports*, amplitude da corrugação, comprimento efetivo das placas e ângulo de Chevron para Reynolds médio igual a 500.

Tabela 4.3: Características geométricas propostas para análise.

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de canais, N_{canais}	80	-
Amplitude da corrugação, b	3	mm
Diâmetro dos <i>ports</i> , D_p	200	mm
Comprimento efetivo das placas, L_v	1350	mm
Largura das placas, L_w	630	mm
Espessura das placas, t	0,6	mm
Ângulo de Chevron, β	45	°

Fonte: Autor (2017).

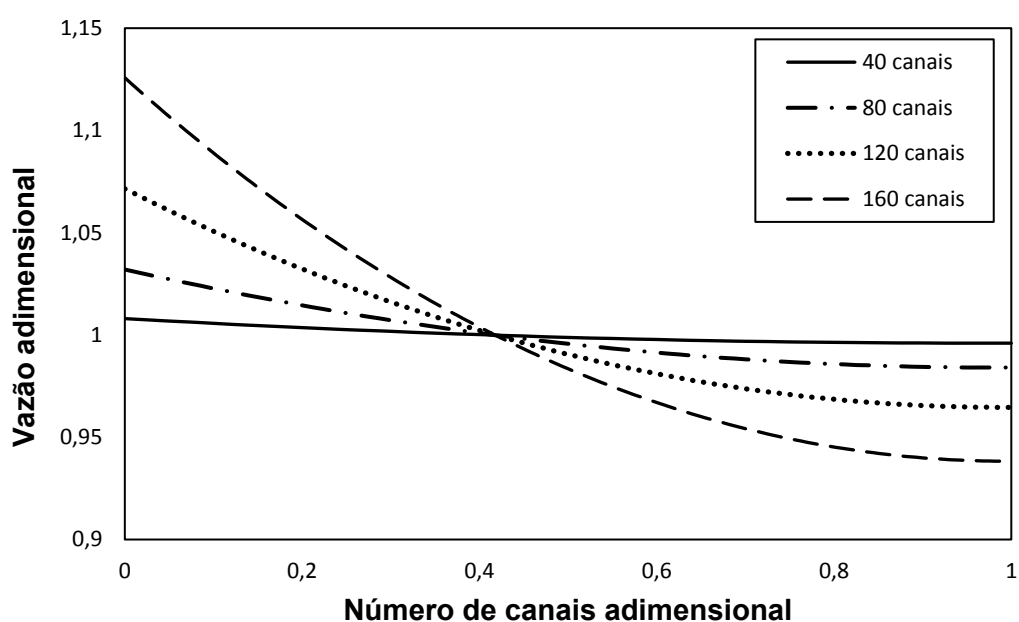
Figura 4.5: Geometria proposta para análise.



Fonte: adaptado de Wang *et al* (2007).

Para todos os casos, utilizou-se como fluido de operação água a 30°C e 5 BAR. As propriedades termodinâmicas do fluido serão mantidas constantes na análise, porém em um caso prático elas irão variar com as mudanças de temperatura e pressão ao longo do escoamento. Nas Figura 4.6 e 4.7 são exibidas as distribuições de vazão adimensional para diversas quantidades de canais em configurações tipo 'U'. Os outros parâmetros foram mantidos de acordo com a Tabela 4.3.

Figura 4.6: Gráfico da influência de N_{canais} em arranjo 'U' com $Re = 500$.

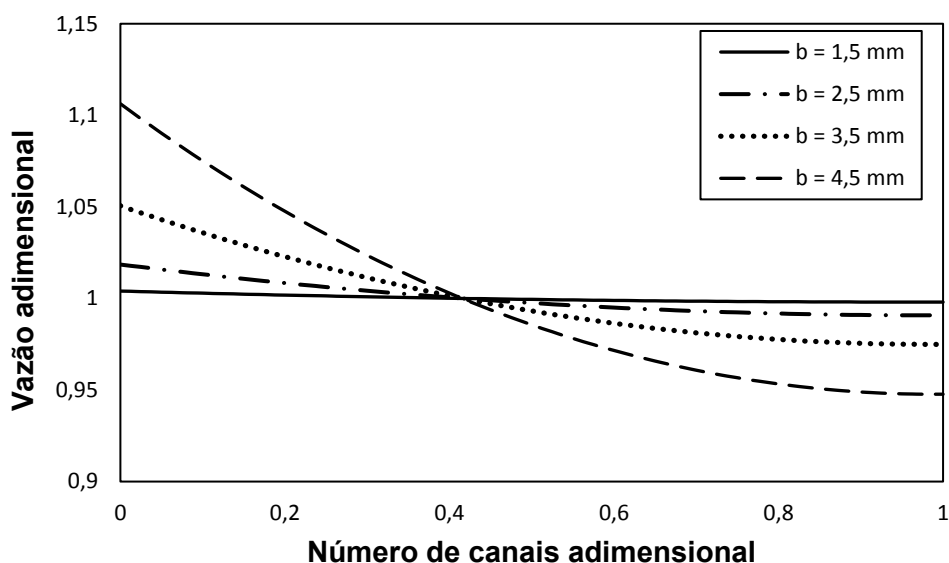


Fonte: Autor (2017).

Nota-se que para baixas quantidades de canais, a vazão mássica se distribui de forma quase uniforme ao longo dos canais. Para casos onde é desejado diminuir a má-distribuição em trocadores de calor sem precisar trocar a geometria placas, a redução do número de canais pode ser uma solução.

Na Figura 4.7, a variável analisada foi a amplitude da corrugação (b), em arranjo tipo U e com *Reynolds* igual a 500.

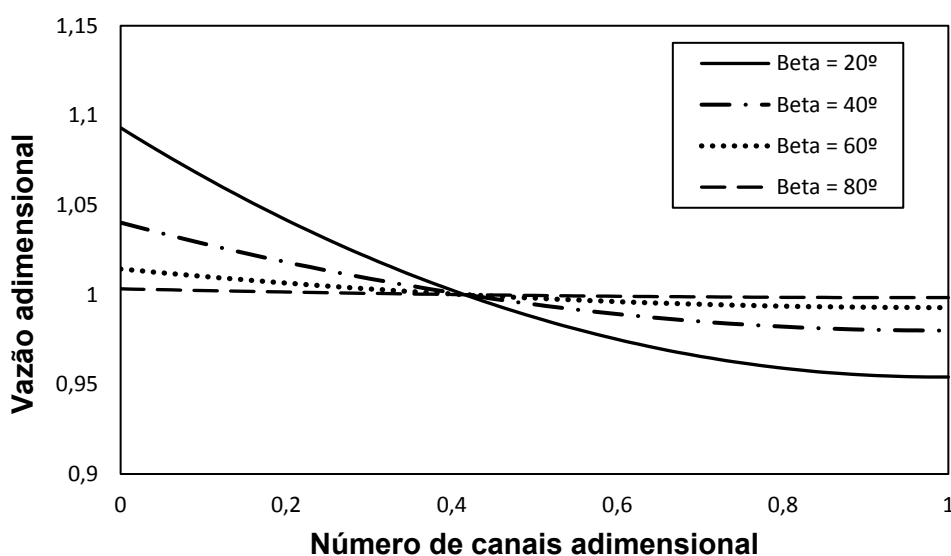
Figura 4.7: Gráfico da influência de b em arranjo 'U' com $Re = 500$.



Fonte: Autor (2017).

Mantendo o mesmo Reynolds médio nos canais, o aumento da amplitude gera maior diferença de vazão entre canais. Para alterar esse parâmetro é necessário praticamente trocar o modelo das placas, então é algo a ser verificado nas etapas de seleção do equipamento. O mesmo se aplica a todas as variáveis referentes à geometria das placas. Na Figura 4.8, o ângulo das corrugações foi variado de 20 a 80°, dentro dos limites da correlação utilizada.

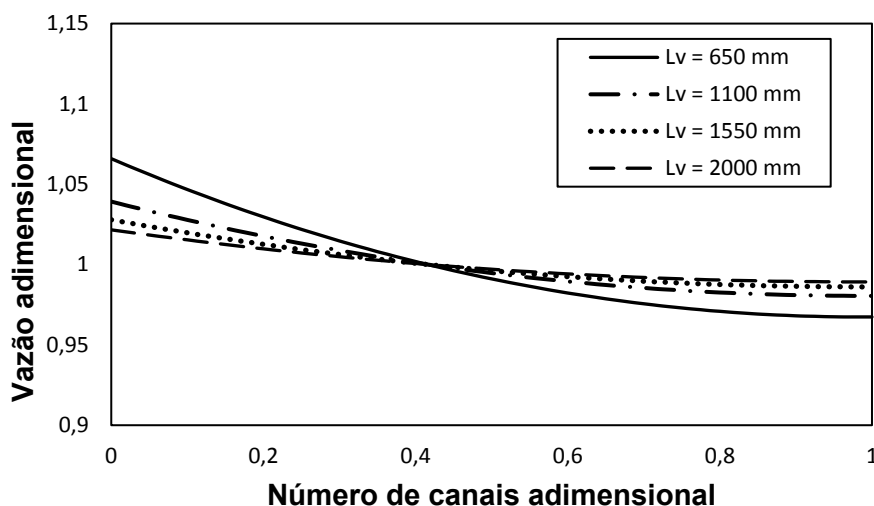
Figura 4.8: Gráfico da influência de $Beta$ em arranjo 'U' com $Re = 500$.



Fonte: Autor (2017).

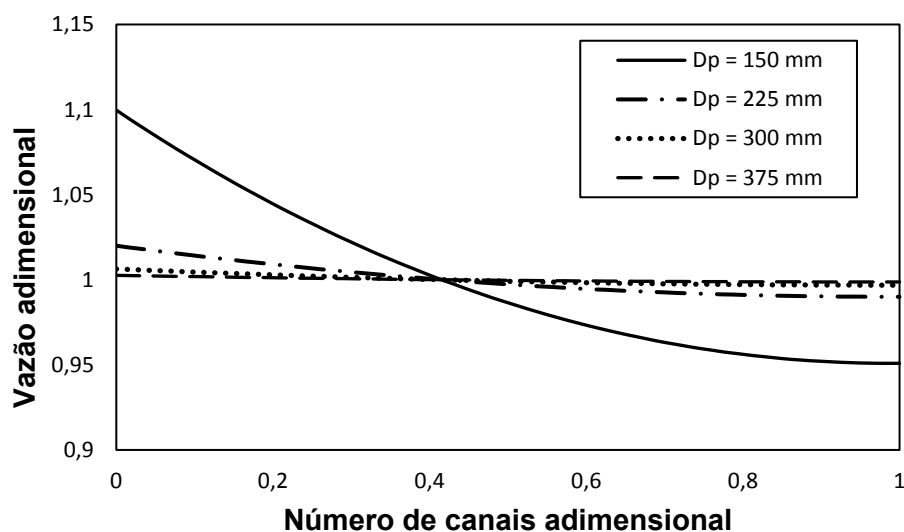
O parâmetro m^2 é inversamente proporcional ao fator de atrito f , que por sua vez é diretamente proporcional ao ângulo de Chevron. Portanto, aumentar o ângulo das corrugações é uma solução para reduzir a má-distribuição. É importante ressaltar que as eficiências hidráulica e térmica são dependentes dessas variações, porém apenas aspectos hidráulicos são analisados nesta monografia. A influência do comprimento efetivo das placas e do diâmetro dos *ports* é exibida nas Figuras 4.9 e 4.10, respectivamente.

Figura 4.9: Gráfico da influência de L_v em arranjo 'U' com $Re = 500$.



Fonte: Autor (2017).

Figura 4.10: Gráfico da influência de D_p em arranjo 'U' com $Re = 500$.



Fonte: Autor (2017).

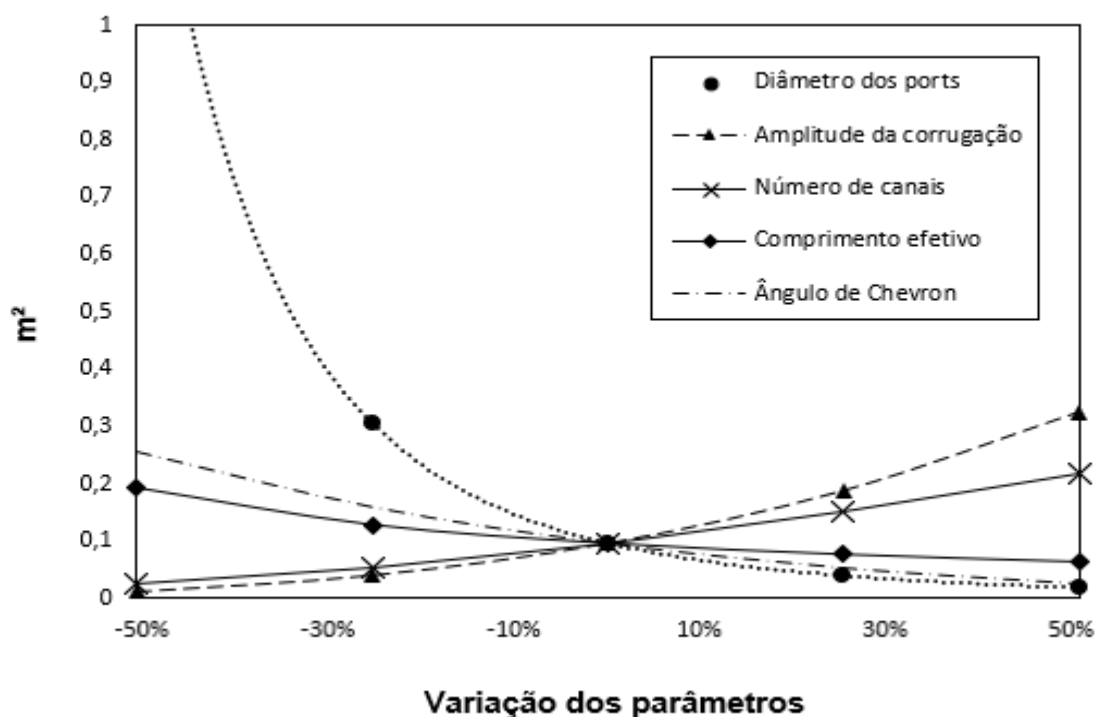
Ao variar o comprimento das placas, manteve-se constante a largura L_w . A redução do diâmetro dos *ports* favorece o aumento significativo da má-distribuição de vazão.

Para facilitar a comparação entre os diferentes parâmetros, foi calculado o número adimensional m^2 variando individualmente cada parâmetro N_{canais} , b , D_p , β ou L_v em uma mesma figura. Para tal propósito, cada variável da Tabela 4.3 foi alterada isoladamente de -50 a 50% de acordo com:

$$N_{canais} = N_{canais,tabela} \times \left(1 + \frac{variação\%}{100}\right) \quad (4.1)$$

São plotados na Figura 4.11 os valores de m^2 ao variar a geometria do trocador de calor, sendo que o valor de m^2 em 0% corresponde ao trocador especificado na Tabela 4.3.

Figura 4.11: Gráfico da influência das variáveis geométricas do PHE para $Re = 500$.

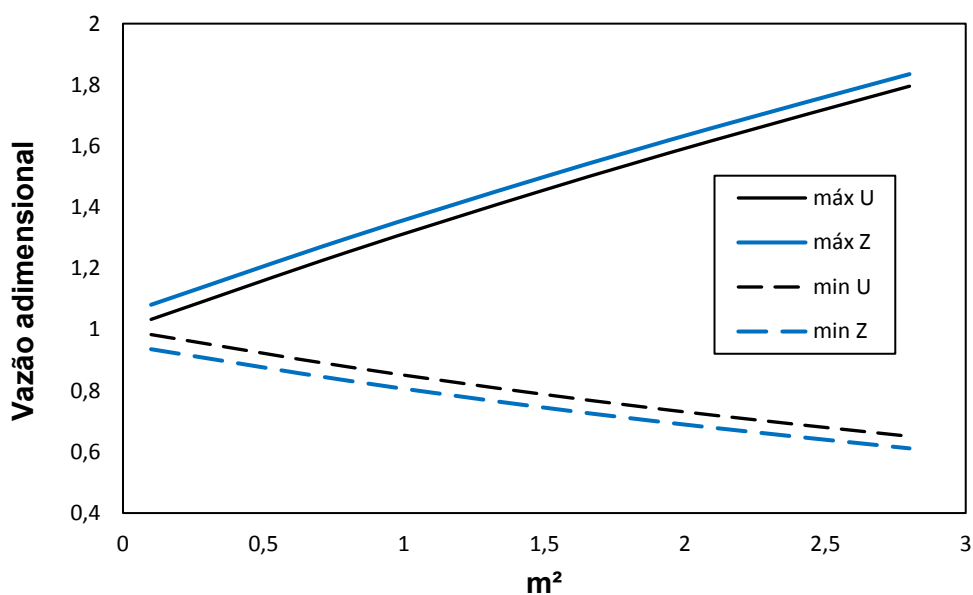


Fonte: Autor (2017).

As variáveis que mais influenciaram a má-distribuição são a amplitude de corrugação e o diâmetro dos *ports*. Conclui-se que diâmetros muito baixos devem ser evitados, pois estes podem aumentar significativamente a má-distribuição. Quatro das cinco variáveis observadas estão diretamente relacionadas com a geometria das placas. Somente a quantidade de canais pode ser modificada sem trocar o modelo de placa.

Foi estudada também a diferença entre arranjos tipo U e Z. Para o mesmo trocador de calor proposto na Tabela 4.3, foi variado o parâmetro m^2 e verificadas as maiores e menores vazões, na forma adimensional, para os dois tipos de arranjo. Os resultados são apresentados na figura 4.12.

Figura 4.12: Efeito do arranjo U ou Z na má-distribuição de PHEs para $Re = 500$.



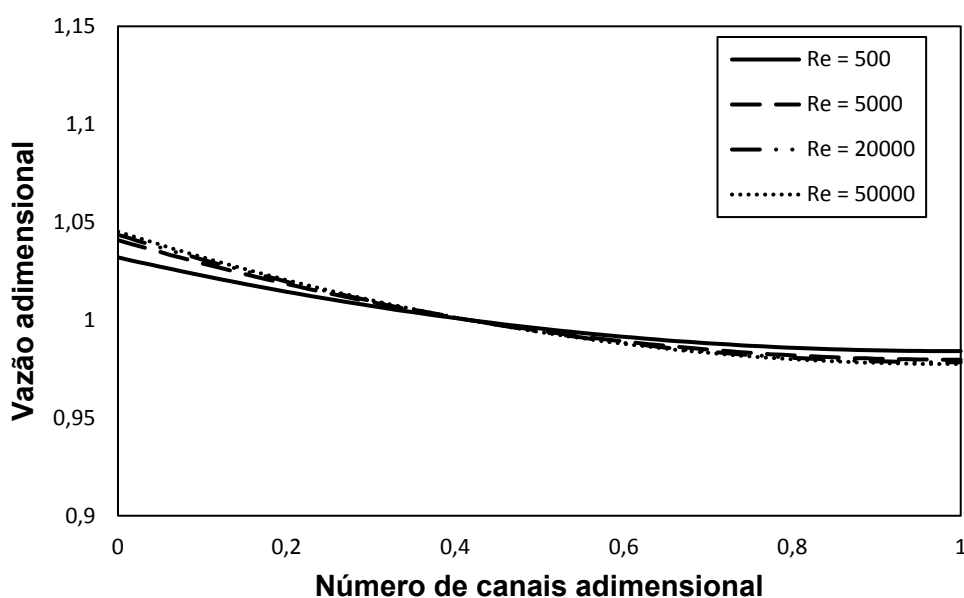
Fonte: Autor (2017).

Arranjos em Z apresentam maior diferença entre vazões máxima e mínima quando comparado ao tipo U. Apesar da pequena diferença nos valores, ambos os arranjos apresentam comportamento similar em função de m^2 .

4.1.3. Efeito das Condições de Operação

Após verificar a influência da geometria, o trocador proposto na Tabela 4.3 é utilizado para avaliar o efeito das condições de operação na má-distribuição; i.e. como o número de Reynolds e o fluido de trabalho interferem na má-distribuição. A vazão mássica de entrada foi variada, resultando em valores de Reynolds médio nos canais entre 500 e 50000; ver Figura 4.13.

Figura 4.13: Efeito do número de Reynolds na má-distribuição.



Fonte: Autor (2017).

Ao aumentar o número de Reynolds, a uniformidade da distribuição diminui ligeiramente. Porém, como já discutido durante a verificação do modelo, tal incremento não causa efeitos significativos na má-distribuição. Com a geometria proposta, são necessárias vazões extremamente altas para se atingir $Re_m = 50000$.

A configuração da distribuição também pode ser modificada pelo fluido de trabalho devido à variação de propriedades termodinâmicas. Foram testados os seguintes fluidos: água, óleo *crude*, ar e CO_2 ; todos com a mesma vazão mássica. Entretanto, como a escolha do fluido afeta apenas o cálculo do número de *Reynolds*, também não foram observadas grandes variações no perfil de vazão. Ressalta-se

apenas que a má-distribuição aumenta para gases em relação a líquidos, se mantida a mesma vazão.

4.1.4. Má-distribuição em *PSHEs* em manifolds perpendiculares ao escoamento nas placas

Espera-se que a região interna do *PSHE* tenha distribuição de vazão similar à observada para *PHEs* em virtude da geometria análoga. A maior divergência entre as geometrias do *PHE* e do *PSHE* é observada para a razão L_v/L_w , que deve ser próxima a um devido à geometria circular das placas. Além disso, a área da seção transversal dos canais irá variar ao longo do comprimento da placa, expandindo até o centro do canal e então contraindo. O efeito dos parâmetros geométricos sobre a má-distribuição deverá ter comportamento análogo ao encontrado nos trocadores gaxetados.

4.2. LADO EXTERNO DE *PSHEs*

4.2.1. Efeito do casco na má-distribuição em *PSHEs* (Método do Bocal Divergente)

Para análise do modelo do bocal aplicado à distribuição de vazão no casco, foram usados os resultados numéricos de Liu *et al* (2015). Os parâmetros de geometria e escoamento são exibidos na Tabela 4.4, para Reynolds igual à 2151.

Tabela 4.4: Dados da geometria em Liu *et al* (2015).

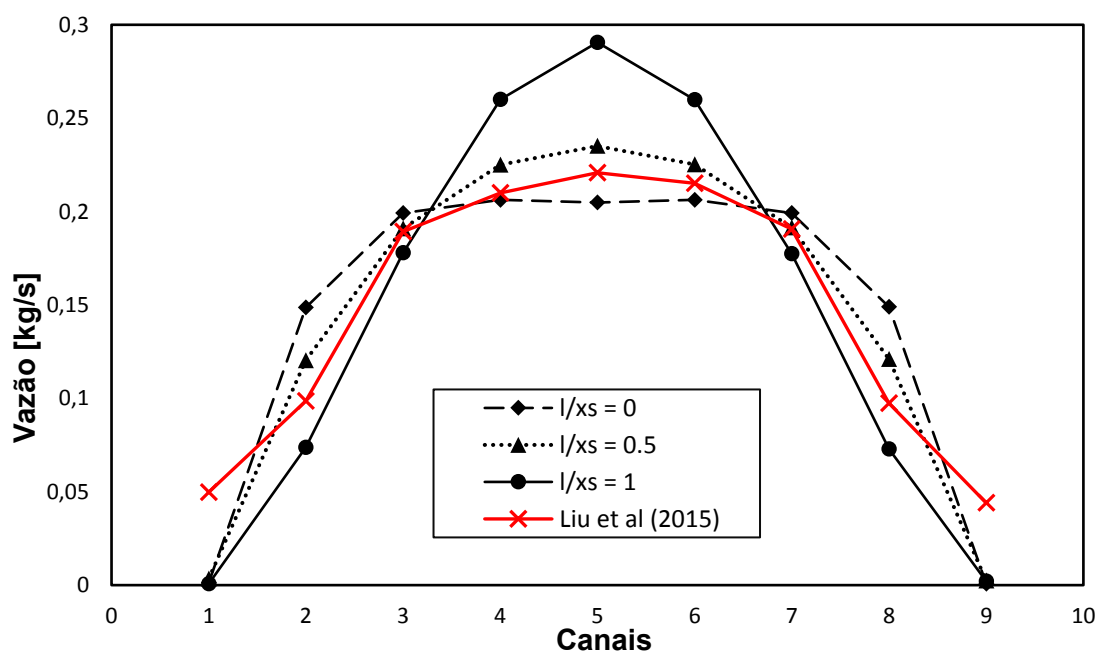
Parâmetro	Valor	Unidade
Número de canais, N_{canais}	9	-
Amplitude da corrugação, b	3,6	mm
Diâmetro dos <i>ports</i> , D_p	25,0	mm
Largura das placas, L_w	190,0	mm
Espessura das placas, t	2,0	mm
Vazão total, \dot{m}_{total}	1,3	kg/s

Fonte: Autor (2017).

O comprimento entre a entrada e a saída do difusor, l , será a distância entre início do casco e entrada dos canais. Tal distância é de difícil determinação para o *PSHE* por não ser especificado por fabricantes. Para estimar tal distância, pode ser interessante a comparação com os resultados de Liu *et al* (2015) utilizando o número adimensional l/x_s , como apresentado na Figura 4.14. Também não foi informado o valor do parâmetro L_v . Logo, este será estimado pela Equação 4.2 e tem valor igual a 177,5 mm.

$$L_v \cong L_w - D_p/2 \quad (4.2)$$

Figura 4.14: Efeito da geometria do casco, simulado como bocal divergente, na má-distribuição no lado do casco em *PSHEs* para $Re = 2151$.



Fonte: Autor (2017).

É possível notar que quando a razão l/x_s tende a um, maior é a concentração de vazão nos canais intermediários. Em todas as distribuições calculadas pelo método do bocal divergente, as vazões nos canais 1 e 9 são muito próximas de zero, diferindo dos resultados de Liu *et al* (2015), onde a vazão nos canais das extremidades equivale a aproximadamente 35% da vazão média. Isso decorre pela aproximação adotada que considera a parede do bocal nos dutos da extremidade.

De toda a forma, caso não seja utilizado um homogeneizador de vazões (*e.g.* um dispositivo para obstrução do escoamento promovendo a homogeneização do campo de pressão e distribuição de vazões mais homogênea, em detrimento de maior perda de carga), são esperadas vazões reduzidas em canais distantes do duto de entrada. Devido à escassez de estudos sobre *PSHEs* na literatura, não foram encontrados experimentos para avaliar o método usado.

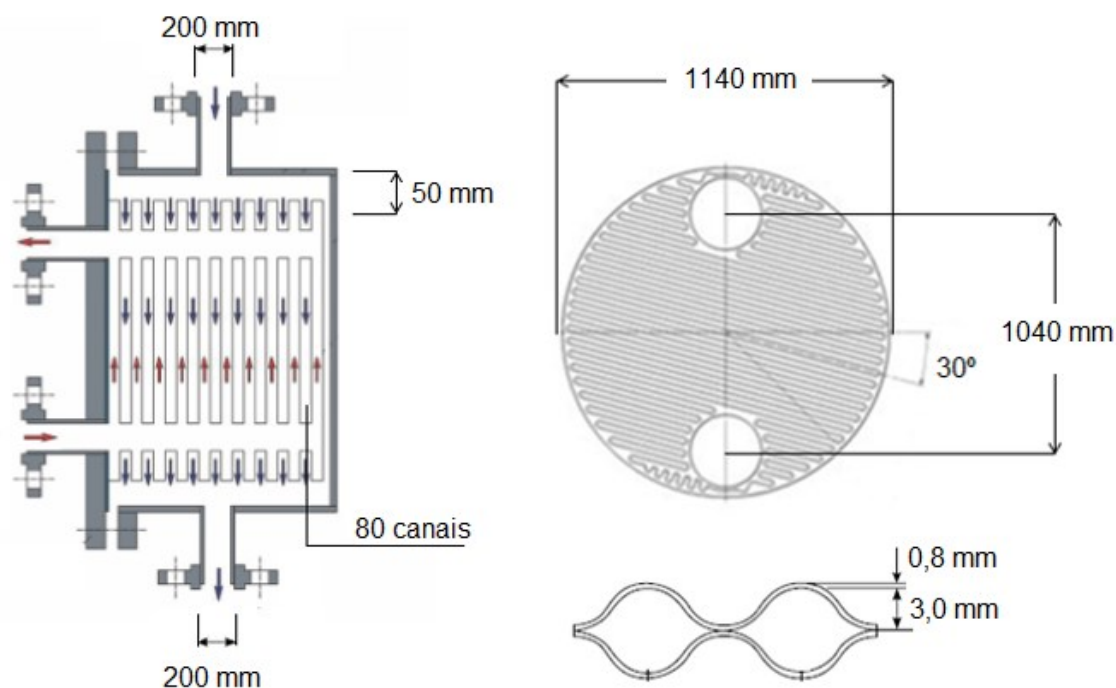
4.2.2. Efeito das Características Geométricas

Com o objetivo de verificar o efeito dos parâmetros geométricos do trocador *PSHE* na distribuição de vazão para o método do bocal divergente, são aplicadas as características iniciais propostas na Tabela 4.5 e na Figura 4.15. A justificativa dos dados abaixo tem como objetivo a avaliação para aplicações usuais onde o número de canais é bastante superior ao número de canais proposto por Liu *et al.* (2015). Na prática, é comum observar trocadores com número de canais superior a 50. Neste trabalho, foram selecionados 80 canais.

Tabela 4.5: Geometria do PSHE proposta para análise.

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de canais, N_{canais}	80	-
Amplitude da corrugação, b	3	mm
Diâmetro dos <i>ports</i> , D_p	200	mm
Comprimento efetivo das placas, L_v	1040	mm
Largura das placas, L_w	1140	mm
Espessura das placas, t	0,8	mm
Distância entre diâmetros de entrada e saída, l	50	mm
Ângulo de Chevron, β	30	°

Fonte: Autor (2017).

Figura 4.15: Geometria de *PHSE* proposta para análise.

Fonte: adaptado de protherma.co.id/gesmex-plate-shell-heat-exchangers.

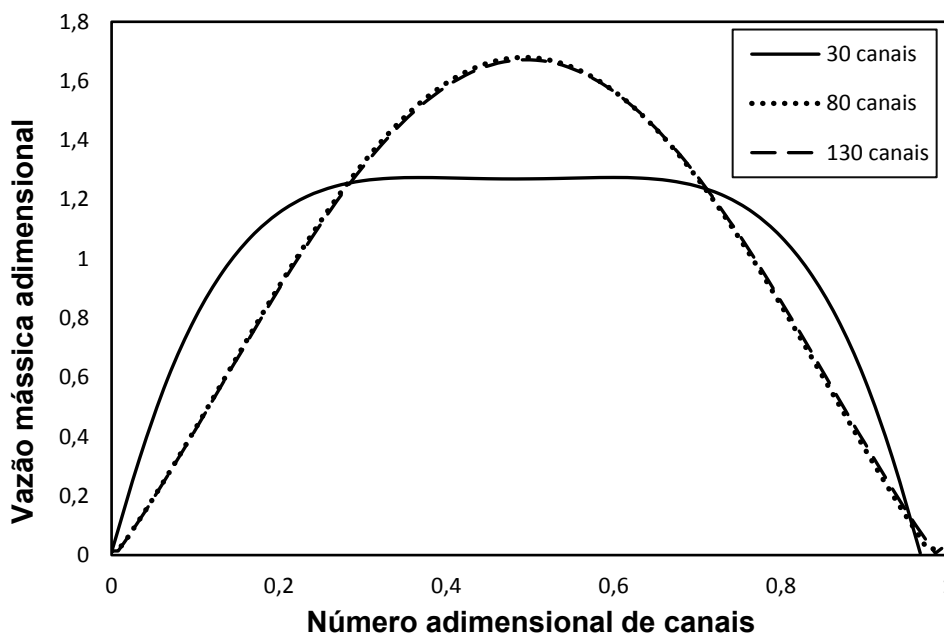
Semelhante à abordagem usada para analisar os parâmetros do *PHE*, serão variados o diâmetro dos *ports* e o raio de saída do difusor. Este é calculado em função da amplitude da corrugação, do número de canais e da distância entre diâmetros.

Nota-se que este método aborda somente a geometria de entrada do casco. A largura, o comprimento efetivo e o ângulo de corrugação das placas não afeta o método proposto. Assim como ocorre em *PHEs* e no lado interno de *PSHEs*, é

provável que as características das placas também causem interferência na distribuição mássica da região do casco. Uma vez que a perda de carga ao longo dos canais afeta o campo de pressão e vazão do manifold. Entretanto, tais efeitos serão desprezados nesta análise, sendo uma sugestão para trabalhos futuros.

A primeira variável analisada é a quantidade de canais; ver Figura 4.16. Para tanto, foram escolhidos três valores: 30, 80 e 130 canais, com os outros parâmetros mantidos constantes e o número de Reynolds na entrada do *PSHE* igual a 50000. Note que agora é utilizado o valor de Reynolds baseado no diâmetro dos *ports* e não o valor do Reynolds médio a longo dos canais, como feito na seção anterior. Isso é justificável da seguinte forma: o cálculo da distribuição de vazão é realizado do duto de entrada até a entrada dos canais e não envolve o escoamento entre as placas.

Figura 4.16: Efeito do número de canais na má-distribuição em *PSHEs* (lado casco) para $Re = 50000$.

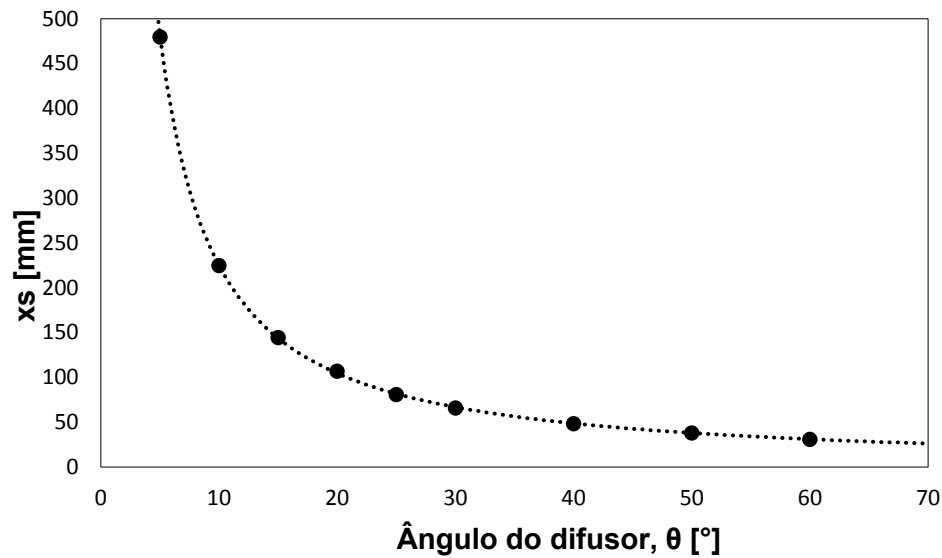


Fonte: Autor (2017).

Para quantidade de canais acima de 40, foi observada a mesma distribuição de vazão. Ao aumentar o número de canais, aumenta-se o ângulo de saída do difusor e, conseqüentemente, a distância até o desprendimento da camada limite reduz significativamente; ver Figura 4.17.

Com os dados usados para o estudo, a condição $l > x_s$ é atingida a partir de 40 canais. Assume-se então $l = x_s$ para valores superiores a x_s , e, em seguida, calcula-se o perfil de velocidade. Portanto, para *PSHEs* com grande quantidade de canais, o código irá gerar sempre a mesma distribuição de vazão adimensional.

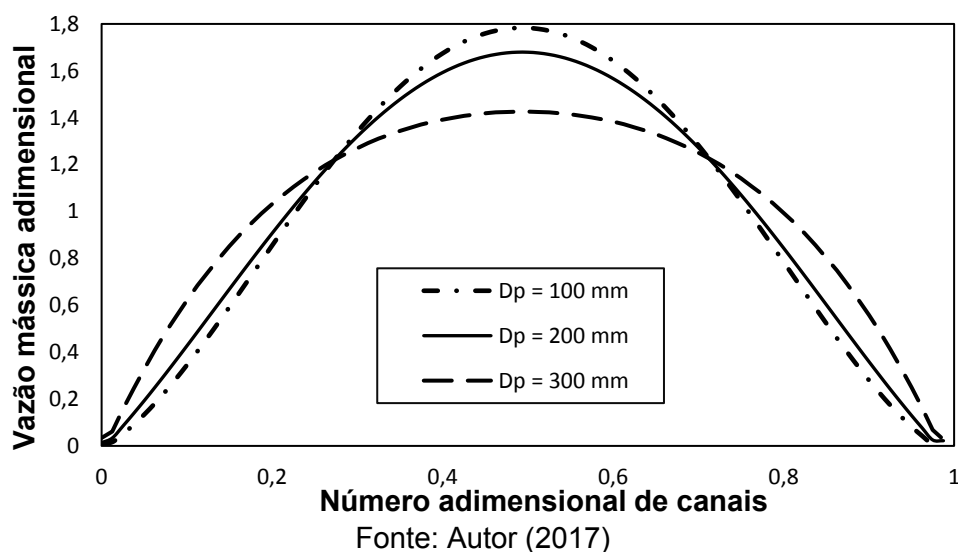
Figura 4.17: Efeito do ângulo do bocal, θ , na distância de despreendimento da camada limite, x_s , para $Re_{ports} = 30000$.



Fonte: Autor (2017).

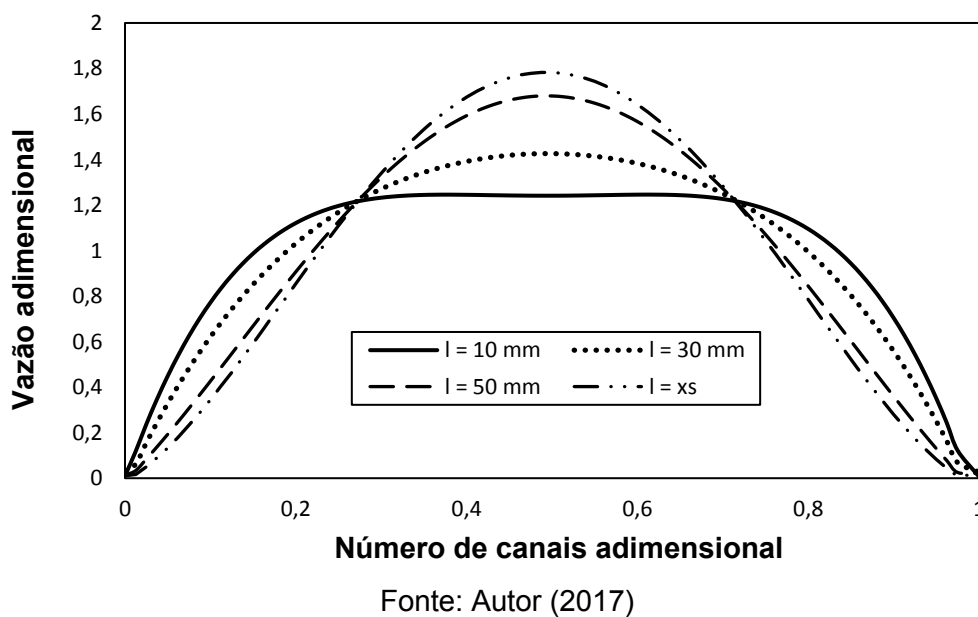
A distância até a seção de descolamento da camada limite reduz significativamente com o aumento do ângulo do difusor. O cálculo foi feito com $Re = 30000$. Para vazões baixas, a condição $l > x_s$ se torna ainda mais crítica. A variação do número de canais implica na alteração do diâmetro de saída do difusor. Resultados semelhantes seriam alcançados através da variação da espessura das placas ou da amplitude de corrugação. Outro parâmetro analisado é o diâmetro dos *ports*, conforme exibido na Figura 4.18.

Figura 4.18: Efeito do diâmetro dos *ports* na má-distribuição em PSHEs para $Re_{ports} = 50000$.



Assim como observado em *PHEs* e na parte interna de *PSHEs*, a redução dos diâmetros de entrada e saída dos dutos que se comunicam com os bocais intensifica a má-distribuição. Foi observada também a interferência ao variar a distância l entre a entrada e saída do bocal divergente; ver Figura 4.19. Para a geometria utilizada, a seção onde ocorre o desprendimento da camada limite está localizada em $x_s = 0,066$ m. O parâmetro l será analisado para valores menores que x_s .

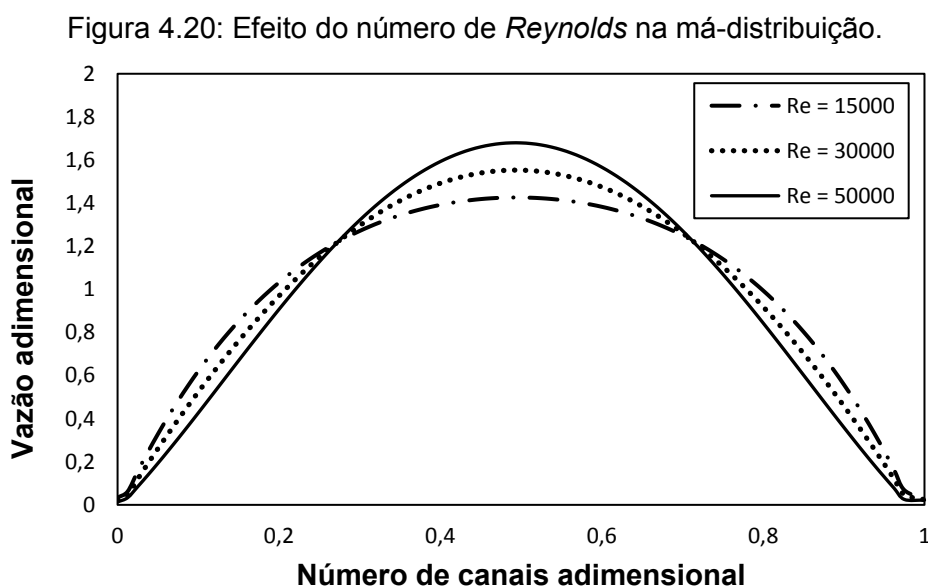
Figura 4.19: Efeito da distância l na má-distribuição para $Re = 50000$.



Quanto menor a distância de entrada até o pacote de placas, menor é a magnitude de vazão nos canais centrais. Entretanto, como não é comum ser fornecido o valor dessa distância, é necessário estimá-lo a partir dos dados de entrada da rotina computacional.

4.2.3. Efeito das Condições de Operação

Por fim, analisou-se o efeito das condições de operação através da variação da distribuição de vazão, que é função do número de *Reynolds*. Isso implica em alterar a vazão total. Através da variação do número de *Reynolds* baseado no diâmetro de entrada entre 15000 e 50000, foram gerados os perfis de vazão adimensional da Figura 4.20.



Fonte: Autor (2017).

Ao aumentar o número de *Reynolds*, a vazão tende a se concentrar nos canais centrais, que são adjacentes ao duto de entrada. Levando-se em conta a complexidade em desenvolver uma solução analítica para a distribuição na região do casco, o modelo aproximado do bocal divergente se torna uma solução aceitável. Essa é relativamente simples e com resultados razoáveis em relação aos dados

encontrados na literatura, porém necessita de verificação através de métodos numéricos e experimentais.

5. CONCLUSÕES

É possível perceber que o método desenvolvido por Bassiouny e Martin (1983) é uma boa opção para avaliar a má-distribuição. Foram encontrados na literatura diversos estudos experimentais que verificam a boa representatividade do método em estimar a má-distribuição de vazões. A rotina computacional criada para reproduzir o modelo é relativamente simples e de baixo custo operacional.

Com relação à influência das variáveis geométricas do trocador de calor, observou-se que a redução do diâmetro dos *ports* pode amplificar significativamente a má-distribuição, enquanto a redução do número de canais dá maior uniformidade às vazões. Com relação às condições de operação, o número de *Reynolds* não gera alterações relevantes em relação à distribuição mássica ao longo dos canais.

A rotina gerada para método do bocal divergente, utilizado na região do casco do *PSHE*, apresentou alguns pontos negativos:

- Vazões próximas a zero nos canais das extremidades do trocador de calor, divergindo dos resultados numérico em Liu *et al.* (2015);
- Independência das características geométricas das placas;
- Tempo de processamento relativamente alto para resolver o sistema de equações diferenciais, o que pode ser um problema em futuras aplicações da rotina;
- Limitações quanto ao ângulo do difusor: dependendo da quantidade de canais, o método pode não ser mais aplicável devido aos grandes ângulos do bocal divergente.

Uma das dificuldades para avaliar a distribuição externa do *PSHE* foi a escassez de estudos na literatura.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

É necessário verificar e validar o método do bocal divergente através de modelos numéricos e experimentais. Uma sugestão para a sequência deste trabalho é a verificação através de uma bancada de testes da distribuição de vazões na região do casco.

A partir dos modelos definidos nesta monografia, sugere-se também analisar a influência da má-distribuição no desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor de placas. Para isso, as rotinas criadas devem ser inseridas em um código principal que avalia os aspectos de troca de calor e queda de pressão.

REFERÊNCIAS

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

BASSIOUNY, M. K.; MARTIN, H. **Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers II**. Chemical Engineering Science, Karlsruhe, v. 39, n. 4, p.701-704, jul. 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. 01 Set. 2005.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and mass transfer**. New York: Mcgraw-Hill, 2015.

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.

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, 30 Out. 2014.

GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. 244 p. Tese (Doutorado) – Programa de Doutorado em Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo – USP, São Paulo. 2003.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007.

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

KUMAR, H. *et al.* **The plate heat exchanger: construction and design**. 1st UK National Conference on Heat Transfer, University of Leeds, 3-5 July, Inst. Chem. Symp. Series, No. 86, 1275–1286, 1984.

LIU, J. *et al.* **Numerical simulation and optimization on fluid flow distribution performance of plate and shell heat exchanger's shell-side[J]**. Chemical Industry and Engineering Progess. 2015.

MARTIN, H. **A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers**. Chem. Eng. Process, 35, 301, 1996.

MORAIS, J. M. **Petróleo em águas profundas: uma história tecnológica da Petrobrás na exploração e produção offshore**. Brasília: Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada (IPEA), 2013.

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

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.

THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger design handbook**. Boca Raton: Crc Press, 2013.

TONIN, P. C. **Metodologia para monitoramento do desempenho térmico de redes de trocadores de calor**. 2003. 129 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná – CEFET-PR, Curitiba. 2003.

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

WANG, L.; MANGLIK, R. M. **Plate heat exchanger: design, applications and performance**. Boston: Wit Press, 2007.

WANG, L.; SUNDÉN, B. **Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications**. Applied Thermal Engineering, Lund, out. 2002.

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

ZOHURI, B. **Nuclear energy for hydrogen generation through intermediate heat exchangers**. Albuquerque: Springer, 2016.