



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO CIENTÍFICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOEL MACHADO MOREIRA JÚNIOR

**BOCAIS MEIA CANA: DISTRIBUIÇÃO DA VAZÃO E EFEITOS TERMO-
HIDRÁULICOS EM TROCADORES DE CALOR COMPACTOS**

FLORIANÓPOLIS

2021

Joel Machado Moreira Júnior

BOCAIS MEIA CANA:
DISTRIBUIÇÃO DA VAZÃO E EFEITOS TERMO-HIDRÁULICOS EM TROCADORES
DE CALOR COMPACTOS

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

Orientadora: Prof^ª. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.

Coorientador: Prof. Luis Hernán Rodríguez Cisterna, Dr.

Florianópolis

2021

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

Moreira Júnior, Joel Machado

Bocais meia cana : distribuição da vazão e efeitos termo
hidráulicos em trocadores de calor compactos / Joel
Machado Moreira Júnior ; orientadora, Marcia Barbosa
Henriques Mantelli, coorientador, Luis Hernán Rodríguez
Cisterna, 2021.

178 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocador unido por difusão.
3. Trocador de calor compacto. 4. Má distribuição de fluxo.
5. Desempenho termo-hidráulico. I. Mantelli, Marcia
Barbosa Henriques. II. Cisterna, Luis Hernán Rodríguez.
III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Joel Machado Moreira Júnior

Bocais Meia Cana: Distribuição da Vazão e Efeitos Termo-Hidráulicos em Trocadores de Calor Compactos

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

Prof^a. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. José Roberto Simões Moreira, Ph.D.
Universidade de São Paulo

Prof. Francis Henrique Ramos França, Ph.D.
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

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

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

Prof^a. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.
Orientadora

Florianópolis, 24 de agosto de 2021.

Aos meus queridos pais.
Ao meu tio Pedro, vítima da Covid-19.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Joel e Emilia, os quais nunca mediram esforços para permitir que eu pudesse me dedicar exclusivamente aos estudos.

À professora Marcia Mantelli, por ter acreditado no meu potencial e pela orientação neste trabalho.

Ao meu coorientador Luis Cisterna, pelo seu auxílio durante este trabalho, principalmente na realização dos testes experimentais, simulações numéricas e tratamento de dados.

À minha namorada, Ludierikem Laurentino, pela paciência, compreensão, apoio e incentivo durante a execução deste mestrado.

Aos meus colegas e amigos do Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), pelos momentos vividos neste laboratório durante a execução desta dissertação. Especialmente aos engenheiros Rodrigo Alvarez, Pamela Hulse e Gian Gatti, os quais compartilharam das dificuldades em se realizar experimentos reais.

À equipe do LABTUCAL/UFSC, pelo empenho em me ajudar com a fabricação e montagem da bancada experimental. Em especial ao técnico Leandro da Silva e aos engenheiros Luiz Domingos e Gregory Rosinski, os quais me auxiliaram nos desenhos, fabricação e montagem da bancada experimental. Também agradeço aos bolsistas de iniciação científica Nicolas Rodio e Wellington de Almeida pelas ajudas nas realizações dos testes experimentais.

À coordenadora Kênia Milanez, por sempre garantir recursos para a continuidade dos projetos do laboratório até sua conclusão.

Aos colegas e amigos Nelson Pabón, Juan Pablo Mera, Andrés Sarmiento e Franciene Sarmiento, que nunca se negaram em discutir e ajudar em problemas experimentais, numéricos e de código computacional. Também gratulo, aos colegas e amigos, André Provensi, João C. Batista, Guilherme Carqueja, Elvis Dörr, Felipe de Castro, Daniel Vitorino, Felipe Telles, Gabriel Vieira, Pedro Bellani, Felipe Gotardo, Antônio Moreira, Dijane Ferreira e Fernando de Souza, que percorreram comigo esta caminhada de estudo e pesquisa.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e a Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina (FEESC), pelo apoio financeiro.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC (POSMEC), pela oportunidade de estudar com excelentes pesquisadores, os quais colaboraram indiretamente no melhor entendimento deste trabalho.

Finalmente, a todos que cooperaram de forma direta ou indireta no decorrer deste trabalho.

Effort is a one on one battle, it happens between you and you; nobody else can give you effort.

(Ray Lewis, former National Football League Most Valuable Player)

RESUMO

Os trocadores de calor unidos por difusão (DBHEs – *Diffusion Bonded Heat Exchangers*) são cada vez mais solicitados na indústria. Isto se deve a sua compactidade, a qual possibilita maior troca térmica, utilizando menos volume e peso, quando comparados com permutadores de calor convencionais. Usualmente, trocadores de calor compactos são projetados considerando que a vazão mássica do fluido é uniformemente distribuída entre todos os canais do dispositivo, o que não acontece na prática. Divergências existem na literatura sobre o efeito da má distribuição de vazão mássica no desempenho termo-hidráulico do trocador. No presente trabalho, foi realizado um estudo experimental e numérico sobre a má distribuição da vazão mássica em trocadores de calor compactos que utilizam bocais do tipo meia cana como sistema de distribuição, visando compreender melhor seus efeitos no desempenho termo-hidráulico do equipamento. Foi realizado um estudo experimental, no qual a distribuição de vazão mássica em um trocador de calor compacto foi simulada através de uma bancada experimental que consistia de uma seção de testes com 112 canais circulares de aço inoxidável 316L soldados a um bocal do tipo meia cana. O fluido utilizado foi água, a qual facilita a medição da vazão mássica em cada um dos canais da seção de testes através da utilização do método gravimétrico. Três vazões mássicas foram testadas na entrada do bocal de maneira a manter o número de Reynolds no duto de entrada entre 2×10^4 e 9×10^4 . O parâmetro utilizado para analisar a má distribuição nos experimentos foi o desvio padrão da não-uniformidade de vazão mássica (σ), o qual pode variar de 0 a 1. Os resultados experimentais mostram que o aumento do número de Reynolds na entrada gera um aumento logarítmico no parâmetro σ , indicando aumento de má distribuição. Simulações numéricas foram realizadas nas mesmas condições experimentais com o objetivo de validar uma ferramenta computacional que permita extrapolar valores para diferentes faixas de Reynolds na entrada. O erro médio entre os dados numéricos e experimentais foi de 12%, validando a ferramenta computacional para determinação da distribuição de vazão mássica no núcleo de um trocador de calor. Além disto, propôs-se um fator de correção para o modelo analítico de σ apresentado na literatura com o objetivo de ampliar sua faixa de aplicação atual, ou seja, Reynolds de 10^5 a 3×10^5 , que ainda leva em consideração os efeitos do número de Reynolds na entrada. Os parâmetros σ , observados tanto experimental como numericamente no presente trabalho, mostram uma boa concordância entre si e com dados numéricos de outro trabalho na literatura, com erros menores que 15% para faixa de Reynolds de 10^4 a $1,5 \times 10^6$. Por fim, um retificador foi desenvolvido para garantir que o fluido fosse homogeneamente distribuído nos canais do trocador. Este retificador foi testado experimentalmente mostrando uma redução significativa no parâmetro σ .

Palavras-chave: trocador de calor unido por difusão, trocador compacto, má distribuição de fluxo, desempenho termo-hidráulico.

ABSTRACT

Industrial demands of diffusion-bonded heat exchangers (DBHEs) keep growing in the last decade, because of its compactness, which allows greater heat exchange, in less volume and weight, when compared to conventional heat exchangers. Usually, compact heat exchangers are designed considering that the mass flow of the fluid is evenly distributed among all channels of the device, which is not the case in reality. There are disagreements in the literature about the effect of poor mass flow distribution on the thermo-hydraulic performance of the heat exchanger. In the present work, an experimental and numerical study was carried out regarding the maldistribution of the mass flow in compact heat exchangers that use half-cylinder nozzles as a distribution system, in order to better understand its effects on the thermo-hydraulic performance of the equipment. An experimental study was performed, in which the mass flow distribution in a compact heat exchanger was simulated through an experimental bench that consisted of a test section with 112 circular 316L stainless steel channels welded to a half-cylinder nozzle. The fluid used was water, which facilitates the measurement of mass flow in each of the channels of the test section through the use of the gravimetric method. Three mass flows were tested at the nozzle inlet in order to maintain the Reynolds number in the inlet duct between 2×10^4 e 9×10^4 . The parameter used to analyze the maldistribution in the experiments was the standard deviation of the mass flow non-uniformity (σ), which can vary from 0 to 1. The experimental results show that the increase in the Reynolds number generates a logarithmic increase in the σ parameter, indicating an increase in maldistribution. Numerical simulations were executed at the same experimental conditions in order to validate a computational tool that allows extrapolating values for different input Reynolds number ranges. The average error between numerical and experimental data was within 12%, validating the computational tool for determining the mass flow distribution in the core of an actual heat exchanger. Additionally, a correction factor was proposed for the analytical model for σ presented in the literature with the aim of expanding its current application range, i.e., Reynolds number at the entrance from 10^5 to 3×10^5 . This factor takes into account the effects of the Reynolds number at the entrance on the parameter σ observed both experimentally and numerically. A good agreement was observed between present work experimental and numerical data and among literature results, with errors smaller than 15% for the Reynolds number at the entrance ranging from 10^4 to 1.5×10^6 . Finally, a rectifier was developed to ensure that the fluid was evenly distributed in the exchanger channels. This rectifier was experimentally tested showing a significant reduction in the σ parameter.

Keywords: diffusion-bonded heat exchanger, compact exchanger, flow maldistribution, thermo-hydraulic performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Classificação de um trocador de calor de acordo com a compactação da superfície.	29
Figura 2.2 – Amostra (à esq.) e esquema ilustrativo (à dir.) de um núcleo de PCHE.....	31
Figura 2.3 – Trocador de calor com bocal do tipo meia cana.	32
Figura 2.4 – Vista explodida de um trocador de calor com bocal do tipo meia cana.....	32
Figura 2.5 – Desenho esquemático do duto, bocal e núcleo do trocador de calor.	33
Figura 2.6 – Desenho esquemático da vista lateral de um bocal do tipo meia cana.....	34
Figura 2.7 – Desenho esquemático da vista lateral de um bocal do tipo meia cana.....	35
Figura 2.8 – Separação causada por variação abrupta na geometria do escoamento.	35
Figura 2.9 – Perfis de velocidade de um fluido sujeito a um aumento de área de seção transversal: a) padrão ideal com bom desempenho; b) padrão com separação de camada-limite e baixo desempenho resultante.	36
Figura 2.10 – Separação do escoamento sobre uma superfície plana em decorrência de um gradiente de pressão adverso.	37
Figura 2.11 – Definição das variáveis média e flutuação: (a) velocidade; (b) flutuação.	38
Figura 2.12 – Influência de um forte gradiente de pressão sobre um escoamento turbulento: (a) um forte gradiente de pressão negativo pode fazer que um escoamento volte a ser laminar; (b) um forte gradiente de pressão positivo provoca o espessamento de uma camada limite.	39
Figura 2.13 – Comparação entre os perfis de velocidade laminar e turbulento.	40
Figura 2.14 – Distribuições típicas das tensões cisalhantes e velocidade perto da parede no escoamento turbulento: (a) tensão cisalhante; (b) velocidade.	40
Figura 2.15 – Esquema do escoamento próximo a parede, destacando a escala das viscosidades molecular e turbulenta.	42
Figura 2.16 – Camada limite turbulenta: (a) esquema e nomenclatura; (b) visualização empírica da camada limite turbulenta com traçador de fumaça.	43
Figura 2.17 – Distribuições de pressão e pressão modificada na face direita de um elemento de fluido no escoamento em um duto: (a) $z = 0$ na placa inferior e (b) $z = 0$ na placa superior. ..	45
Figura 2.18 – Desenho esquemático do PFHE simulado, medidas em milímetros.....	49
Figura 2.19 – Malha mais refinada implementada utilizando o FLUENT.....	50
Figura 2.20 – Detalhes da seção transversal do PFHE simulado, medidas em milímetros.....	50
Figura 2.21 – Distribuição do vetor velocidade no plano xy central ($z = 30\text{mm}$) do bocal do PFHE simulado.....	51

Figura 2.22 – Distribuição dos vetores velocidade na seção transversal xy central ($z = 30$ mm) para os tipos: (a) tipo B e (b) tipo C quando $Re_D = 1000$ na entrada.	52
Figura 2.23 – Comparação entre simulação CFD e experimento para $Re_D = 2.100$ na entrada do bocal do PFHE simulado.	52
Figura 2.24 – Desenho esquemático de uma configuração proposta de bocal (tipo B).	53
Figura 2.25 – Desenho esquemático dos dois tipos de configuração de bocal propostas: (a) tipo B e (b) tipo C. Medidas estão em milímetros.	54
Figura 2.26 – Parâmetro de não uniformidade do escoamento de uma passagem individual (S_i) para os diferentes tipos de bocais para $Re_D = 1.000$	54
Figura 2.27 – Soma das não uniformidades (S) em função do parâmetro de razão de diâmetros equivalente (β_D) para $Re_D = 1.000$ e $Re_D = 2.000$	56
Figura 2.28 – Soma das não uniformidades (S) em função de Reynolds na entrada (Re_D) para as pressões de trabalho de 0,1 e 0,3 MPa.	56
Figura 2.29 – (A) Projeto geral do bocal e (B) definição dos canais de saída do bocal (vista para dentro do recheio do trocador). Medidas estão em milímetros.	57
Figura 2.30 – (A) Magnitude de velocidade de saída dos canais ao longo da direção y e (B) parâmetro de má distribuição (S_i) para cada canal de saída.	58
Figura 2.31 – (A) Bocal redesenhado apresentando a localização da placa furada, (B) configuração b da placa furada e (C) configuração c da placa furada. Medidas estão em milímetros.	58
Figura 2.32 – Parâmetro de má distribuição (S_i) em relação ao número de canal de saída para (A) placa furada b e (B) placa furada c.	59
Figura 2.33 – Efetividade em relação ao NUT para os três tipos de bocais (Tipo A é o bocal original sem placa furada).	59
Figura 2.34 – Geometria do bocal convencional (à esquerda) e geometria do bocal modificado (à direita).	60
Figura 2.35 – Comparação da não uniformidade do escoamento (S_i) entre o bocal convencional e o modificado.	60
Figura 2.36 – Desenho esquemático do experimento em PIV.	61
Figura 2.37 – Desenho esquemático da seção distributiva do trocador.	61
Figura 2.38 – Desenho esquemático da seção de teste.	62
Figura 2.39 – Distribuição de velocidade no bocal para diferentes Reynolds na entrada.	63
Figura 2.40 – Distribuição de velocidade para diferentes bocais.	64

Figura 2.41 – Desenho esquemático das configurações dos bocais (a) Bocal convencional e (b) Bocal modificado.....	65
Figura 2.42 – Arranjo das placas furadas usadas no bocal de entrada: (a) Furos alinhados, (b) Furos alternado e (c) segunda placa furada.	65
Figura 2.43 – Protótipo de um PCHE construído em acrílico.	68
Figura 2.44 – Bancada experimental.	70
Figura 2.45 – Sistema de coordenadas definido com a origem na abertura do jato adentrando o bocal.	71
Figura 2.46 – Gráfico de resultados de CoV para ambas geometrias para as três vazões volumétricas na entrada.	72
Figura 2.47 – (a) Duto de entrada original com diâmetro interno de 11,9 mm (0,47 in). (b) Duto de entrada maior com diâmetro interno de 25,9 mm (1,02 in).	73
Figura 2.48 – PCHE fabricado na Universidade de Xi'an Jiaotong na China.	75
Figura 2.49 – Descrição dos bocais simulados do PCHE.	76
Figura 2.50 – Condições de contorno do PCHE simulado.	77
Figura 2.51 – Distribuição de velocidade no plano médio do núcleo do PCHE com PIH ($Re_D = 2,89 \times 10^5$).	78
Figura 2.52 – Desvio padrão da não uniformidade de vazão (σ) do PCHEs em função do número de Reynolds na entrada, para quatro tipos de bocais de entrada.	79
Figura 2.53 – Esquema das linhas de corrente do PCHE com quatro bocais diferentes ($Re_D = 2,89 \times 10^5$).	79
Figura 2.54 – Estrutura do PCHE com bocal de entrada hiperbólico modificado (MHIH).	80
Figura 2.55 – Distribuição do escoamento no plano médio do núcleo do PCHE com MHIH ($Re_D = 2,89 \times 10^5$).	80
Figura 2.56 – Condições de contorno do PCHE simulado.	81
Figura 2.57 – Esquema da não uniformidade do escoamento associada com o conceito de fator de forma.	82
Figura 2.58 – Parâmetros geométricos do modelo de fator de forma.	85
Figura 2.59 – Domínio computacional com entrada e saída com imposição de pressão.	87
Figura 3.1 – Medidor de vazão eletromagnético acoplado aos dutos de aço.	93
Figura 3.2 – Esquema da bancada experimental idealizada.	94
Figura 3.3 – Seção de teste em funcionamento na posição horizontal.	94
Figura 3.4 – Medições de altura e largura do núcleo do trocador testado por Mortean (2017).	95

Figura 3.5 – Medição da menor distância entre a saída do duto de entrada e o núcleo do trocador testado por Mortean (2017).	96
Figura 3.6 – Chapa de inox sendo cortadas pela máquina de corte a jato d'água.	98
Figura 3.7 – Peças fabricadas na máquina de corte a jato d'água.	99
Figura 3.8 – Escareamento dos furos onde passam os parafusos.	99
Figura 3.9 – (A) Tubo faceado em uma extremidade, (B) anel com furos realizado por corte a jato d'água rebaixado por torneamento e (C) montagem de ambas peças juntas.	100
Figura 3.10 – Peça resultante da soldagem do anel, do duto de entrada, da chapa calandrada, das chapas laterais e da chapa de fixação.	100
Figura 3.11 – Corte dos dutos de saída da seção de teste.	102
Figura 3.12 – Rebarbas oriundas do processo de corte dos dutos de saída da seção de teste.	102
Figura 3.13 – Faceamento dos dutos de saída da seção de teste.	102
Figura 3.14 – Processo de soldagem dos dutos de saída da seção de testes com a base de solda.	103
Figura 3.15 – Processo de soldagem dos dutos de saída da seção de testes com a base de solda utilizando-se uma viga de ferro, conectada à mesa industrial onde a peça estava apoiada, como nível.	104
Figura 3.16 – Peça resultante do processo de soldagem dos dutos de saída da seção de testes com a base de solda.	104
Figura 3.17 – (A) Bomba hidráulica, (B) tanque de polipropileno, (C) conexão da bomba com o duto de entrada do medidor e (D) coletor de água de polipropileno acoplado à mangueira de silicone.	105
Figura 3.18 – (A) Medição de diâmetro interno do duto depois do formato de espigão. (B) Conjunto anel-duto conectado ao duto de saída do medidor.	106
Figura 3.19 – Seção de teste em funcionamento na posição vertical.	106
Figura 3.20 – Procedimento de troca de água do sistema.	107
Figura 3.21 – Gráfico da velocidade média do fluido no medidor em função da corrente elétrica gerada.	108
Figura 3.22 – Coletor utilizado na coleta de água ao Becker durante uma medição experimental.	110
Figura 3.23 – Bancada experimental em funcionamento com coletor encaixado em um dos canais de saída.	110
Figura 3.24 – Início do processo de medição de massa de água e tempo de coleta.	111

Figura 3.25 – Término do processo de medição de massa de água e tempo de coleta.....	111
Figura 3.26 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 0,30 kg/s ($Re_D = 2 \times 10^4$).....	112
Figura 3.27 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 0,85 kg/s ($Re_D = 5 \times 10^4$).....	112
Figura 3.28 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 1,40 kg/s ($Re_D = 9 \times 10^4$).....	113
Figura 3.29 – Resultado experimental do parâmetro de má distribuição (CoV) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.....	114
Figura 3.30 – Resultado experimental do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.....	114
Figura 3.31 – Numerações dos canais do quadrante medido da seção de teste.....	116
Figura 3.32 – Malha mais refinada utilizada nas simulações numéricas.	118
Figura 3.33 – Gráfico do parâmetro de má distribuição CoV em função do número de elementos da malha.....	119
Figura 3.34 – Gráfico do parâmetro de má distribuição σ em função do número de elementos da malha.....	119
Figura 3.35 – Linhas de corrente dentro do bocal ($Re_D = 9 \times 10^4$).	120
Figura 3.36 – Linhas de corrente dentro do bocal ($Re_D = 5 \times 10^4$).	121
Figura 3.37 – Linhas de corrente dentro do bocal ($Re_D = 2 \times 10^4$).	121
Figura 3.38 – Resultados (numérico e experimental) do parâmetro de má distribuição (CoV) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.....	122
Figura 3.39 – Resultados (numérico e experimental) do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.....	123
Figura 3.40 – Resultados numéricos extrapolados do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.....	124
Figura 3.41 – Equação desenvolvida neste trabalho para parâmetro de má distribuição (σ) e os pontos, experimentais e numéricos, utilizados deste e de outro trabalho.....	126
Figura 3.42 – Erros máximos do parâmetro de má distribuição (σ) para a equação desenvolvida neste trabalho.....	126
Figura 4.1 – Tipos básicos de placa retificadora: Colmeia e Tela.....	132
Figura 4.2 – Placa retificadora do tipo placa furada.....	133
Figura 4.3 – Ilustração das variáveis do parâmetro β_D	134

Figura 4.4 – Resultados numéricos do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de furos na placa retificadora (linha tracejada com pontos brancos) e analítico sem a placa pelo modelo de Chu-Thyageswaran (linha vermelha cheia).	136
Figura 4.5 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 72 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).	137
Figura 4.6 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 126 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).	137
Figura 4.7 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 246 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).	138
Figura 4.8 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 493 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).	138
Figura 4.9 – Resultados analíticos da efetividade do retificador em função do número de furos na placa.	142
Figura 4.10 – Placa retificadora projetada com uma borracha nitrílica usada para vedação com princípios de entupimento após funcionamento.	143
Figura 4.11 – Detalhes dos entupimentos da placa retificadora projetada após o funcionamento.	143
Figura 4.12 – Exemplos de materiais que acabam adentrando a bancada experimental e os ramais dos trocadores do LABTUCAL.	144
Figura 4.13 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 246 furos com 50% dos furos entupidos aleatoriamente ($Re_D = 9 \times 10^4$).	145
Figura 4.14 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos sendo 50% entupidos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 9 \times 10^4$).	146
Figura 4.15 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 9 \times 10^4$).	146
Figura 4.16 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 5 \times 10^4$).	148
Figura 4.17 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 2 \times 10^4$).	148
Figura 4.18 – Seção de testes da concepção final fabricada e montada.	149
Figura 4.19 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 0,30 kg/s ($Re_D = 2 \times 10^4$) no bocal com retificador.	150

Figura 4.20 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 0,85 kg/s ($Re_D = 5 \times 10^4$) no bocal com retificador.....	150
Figura 4.21 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 1,40 kg/s ($Re_D = 9 \times 10^4$) no bocal com retificador.....	151
Figura 4.22 – Resultados (numérico e experimental) do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal com retificador de duas placas.	152

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 – Simulações de CFD em trocadores de calor sobre a má distribuição do escoamento de fluido.....	46
Tabela 2-2 – Comparação numérica e experimental do parâmetro de má distribuição (S_V)	66
Tabela 2-3 – Parâmetro de má distribuição (S_V) para todos os quatro casos simulados para três valores de Reynolds na entrada.	66
Tabela 2-4 – Razão de velocidades (θ) para todos os quatro casos simulados para três valores de Reynolds na entrada.....	67
Tabela 2-5 – CoV para ambas geometrias para as três vazões volumétricas na entrada.	71
Tabela 2-6 – CoV para experimento e simulação para as três vazões volumétricas na entrada com duto de entrada de meia polegada.....	73
Tabela 2-7 – CoV para ambas dimensões dos dutos para as três vazões volumétricas na entrada.	74
Tabela 2-8 – Constantes empíricas do modelo $k-\varepsilon$ padrão.	90
Tabela 3-1 – Matriz de testes.....	95
Tabela 3-2 – Parâmetros de má distribuição (CoV e σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.....	113
Tabela 3-3 – Diâmetro externo e profundidade das entradas dos canais de saída do bocal medidos.....	116
Tabela 3-4 – Parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.	124
Tabela 3-5 – Dados do trocador utilizados como entrada nos modelos para o ramal de gás do trocador.....	127
Tabela 3-6 – Dados do trocador utilizados como entrada nos modelos para o ramal de água do trocador.....	127
Tabela 3-7 – Resultados do modelo desenvolvido neste trabalho para σ dos ramais do trocador real analisado.	128
Tabela 3-8 – Aumento do fator de atrito e do número de Nusselt no núcleo do trocador devido à má distribuição do fluxo mássico.	128
Tabela 3-9 – Parâmetro de má distribuição (σ) caso $Re_D = 3 \times 10^5$ em ambos os ramais e aumentos do fator de atrito e do número de Nusselt no núcleo do trocador devido à má distribuição do fluxo mássico.....	129

Tabela 3-10 – Erros das variações do fator de atrito e do número de Nusselt entre a análise extrapolada e alterada.	130
Tabela 4-1 – Erros das variações do fator de atrito e do número de Nusselt entre a análise extrapolada e alterada.	144
Tabela 4-2 – Parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal com retificador.	151

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor (<i>Heat Pipes Laboratory</i>)
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina (<i>Federal University of Santa Catarina</i>)
DBHE	Trocador de Calor Compacto Unido por Difusão (<i>Diffusion-Bonded Heat Exchanger</i>)
CHE	Trocador de calor compacto (<i>Compact Heat Exchanger</i>)
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
PFHE	Trocador de calor do tipo placas aletadas (<i>Plate-fin Heat Exchanger</i>)
PHE	Trocador de calor do tipo placas emolduradas (<i>Plate and Frame Heat Exchanger</i>)
PSHE	Trocador de calor do tipo casco-placas (<i>Plate and Shell Heat Exchanger</i>)
SHE	Trocador de calor do tipo espiral (<i>Spiral Heat Exchanger</i>)
PCHE	Trocador de calor do tipo circuito impresso (<i>Printed Circuit Heat Exchanger</i>)
RANS	Média de Reynolds de Navier-Stokes (<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i>)
NUT	Número de Unidades de Transferência
PIV	Velocimetria de imagem por partícula (<i>Particle Image Velocimetry</i>)
RIH	Bocal de entrada retangular (<i>Rectangular Inlet Header</i>)
PIH	Bocal de entrada parabólico (<i>Parabolic Inlet Header</i>)
TIH	Bocal de entrada trapezoidal (<i>Trapezoid Inlet Header</i>)
HIH	Bocal de entrada hiperbólico (<i>Hyperbolic Inlet Header</i>)
REFPROP	Banco de dados de propriedades de transporte e termodinâmica de fluidos de referência (<i>Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database</i>)
NIST	Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia (<i>National Institute of Standard and Technology</i>)
MHIH	Bocal de entrada hiperbólico modificado (<i>Modified Hyperbolic Inlet Header</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A_T	[m ²]	Área de troca térmica do trocador
V_T	[m ³]	Volume do trocador
q	[W]	Taxa de transferência de calor real em um trocador de calor
q_{max}	[W]	Taxa de transferência de calor máxima possível em um trocador de calor
A_{duto}	[m ²]	Área da seção transversal dos dutos conectados ao núcleo do trocador de calor
$A_{núcleo}$	[m ²]	Área da seção transversal do núcleo do trocador de calor
d_1	[m]	Diâmetro da tubulação antes de sofrer uma expansão abrupta
d_2	[m]	Diâmetro da tubulação após sofrer uma expansão abrupta
D	[m]	Diâmetro de entrada do bocal meia cana do PFHE estudado
U	[m/s]	Velocidade média do fluido na tubulação antes de sofrer uma expansão
x, y, z	[m]	Coordenadas retangulares
p	[Pa]	Pressão instantânea
\bar{p}	[Pa]	Média temporal da pressão
p'	[Pa]	Flutuação da pressão
u	[m/s]	Velocidade instantânea na direção x
\bar{u}	[m/s]	Média temporal da velocidade na direção x
u'	[m/s]	Flutuação da velocidade na direção x
v	[m/s]	Velocidade instantânea na direção y
\bar{v}	[m/s]	Média temporal da velocidade na direção y
v'	[m/s]	Flutuação da velocidade na direção y
w	[m/s]	Velocidade instantânea na direção z
\bar{w}	[m/s]	Média temporal da velocidade na direção z
w'	[m/s]	Flutuação da velocidade na direção z
$\bar{U}(x)$	[m/s]	Velocidade média temporal na borda da camada limite na direção x
k	[m ² /s ²]	Energia cinética turbulenta
U_∞	[m/s]	Velocidade de corrente livre
\vec{V}	[m/s]	Vetor velocidade do fluido
\vec{g}	[m/s ²]	Vetor aceleração do campo gravitacional
t	[s]	Tempo
\bar{p}'	[Pa]	Pressão média temporal modificada
\vec{g}	[m/s ²]	Vetor aceleração da gravidade
S_i		Não uniformidade do escoamento para uma passagem individual
g_i	[l/s]	Vazão volumétrica local para o canal (passagem) i
g_a	[l/s]	Média aritmética das vazões volumétricas dos canais (passagens)
S		Soma do módulo das não uniformidades
R_i	[mm]	Raio do furo i entre o primeiro e segundo estágio do bocal

n		Número de canais (passagens)
S_V	[m/s]	Desvio padrão amostral das velocidades dos canais (passagens)
V_i	[m/s]	Velocidade média do canal (passagem) i
V_{ave}	[m/s]	Média aritmética das velocidades médias dos canais (passagens)
V_{max}	[m/s]	Velocidade média máxima dos canais (passagens)
V_{min}	[m/s]	Velocidade média mínima dos canais (passagens)
CoV		Coefficiente de variação
\dot{m}_i	[kg/s]	Vazão mássica do canal (passagem) i
\bar{m}	[kg/s]	Média aritmética das vazões mássicas dos canais (passagens). É a vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada seja uniformemente distribuída.
\dot{m}_e	[kg/s]	Vazão mássica da entrada do bocal
Re_D		Número de Reynolds na entrada do bocal
g_e	[l/s]	Vazão volumétrica da entrada do bocal
R	[mm]	Raio do duto de entrada do bocal
l	[mm]	Comprimento do bocal
L	[mm]	Comprimento do núcleo do trocador
A_1	[mm ²]	Área fonte no modelo de radiação
A_2	[mm ²]	Área alvo no modelo de radiação
p	[mm]	Distância entre dA_1 e dA_2 no modelo de radiação
$F_{A_1-A_2}$		Fator de forma no modelo de radiação
a	[mm]	Largura de A_2 no modelo de radiação
b	[mm]	Altura de A_2 no modelo de radiação
Nu		Número de Nusselt
f		Fator de atrito
Pr	[kg/(m·s ³)]	Produção de energia cinética turbulenta
De	[kg/(m·s ³)]	Destrução de energia cinética turbulenta
C_μ		Constante do modelo $k-\varepsilon$ relacionada a viscosidade turbulenta
$C_{\varepsilon 1}$		Constante do modelo $k-\varepsilon$ relacionada a produção de energia cinética turbulenta na equação diferencial da dissipação da energia cinética turbulenta
$C_{\varepsilon 2}$		Constante do modelo $k-\varepsilon$ relacionada a destruição de energia cinética turbulenta na equação diferencial da dissipação da energia cinética turbulenta
d	[m]	Diâmetro do canal do núcleo do trocador
d_R	[m]	Diâmetro do furo da placa retificadora
n_R		Número de furos da placa retificadora
G_R	[kg/(m ² ·s)]	Velocidade mássica no furo da placa retificadora
$A_{ff,R}$	[m ²]	Área de escoamento livre na placa retificadora
K_c		Coefficiente de contração
f_F		Fator de atrito de Fanning proposto por Filonenko
\bar{f}		Fator de atrito equivalente
G_N	[kg/(m ² ·s)]	Velocidade mássica no canal do núcleo do trocador
$A_{ff,N}$		Área de escoamento livre no núcleo do trocador de calor
f_{Chu}		Fator de atrito de Fanning para o modelo de Chu utilizando o modelo proposto neste trabalho para σ

Alfabeto grego:

β	[m ² /m ³]	Densidade de área
ε_T		Efetividade de um trocador de calor
μ	[Pa·s]	Viscosidade absoluta, molecular ou dinâmica
ν	[m ² /s]	Viscosidade cinemática
$\bar{\tau}$	[Pa]	Tensão efetiva
$\tau_{laminar}$	[Pa]	Tensão laminar ou molecular
$\tau_{turb.}$	[Pa]	Tensão turbulenta ou de Reynolds
$\tau_w(x)$	[Pa]	Tensão do fluido na parede na direção x
ρ	kg/m ³	Densidade do fluido
μ_T	[Pa·s]	Viscosidade dinâmica turbulenta
ν_T	[m ² /s]	Viscosidade cinemática turbulenta
δ_{ij}		Delta de Kronecker
$\delta(x)$	[m]	Espessura média temporal da camada limite
$\delta_v(x)$	[m]	Espessura da subcamada limite laminar ou viscosa
$\tau_{ij,turb.}$	[Pa]	Tensor (de) tensão (tensões) turbulenta ou de Reynolds
ε	[m ² /s ³]	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
β_D		Razão de diâmetros equivalentes
ϕ	[mm]	Diâmetro equivalente
θ		Razão entre velocidades máxima e mínima nos canais (passagens)
σ		Desvio padrão populacional da não uniformidade de vazão mássica do escoamento
θ_1	[rad]	Ângulo entre vetor normal da área dA_1 e linha p
θ_2	[rad]	Ângulo entre vetor normal da área dA_2 e linha p
σ_k		Constante do modelo k - ε relacionada aos termos difusivos na equação diferencial da energia cinética turbulenta
σ_ε		Constante do modelo k - ε relacionada aos termos difusivos na equação diferencial da dissipação da energia cinética turbulenta
ε_R		Efetividade do retificador
ΔP_R	[Pa]	Queda de pressão associada à placa
Δf_R		Aumento do fator de atrito devido ao retificador
ΔP_N	[Pa]	Queda de pressão do núcleo
Δf_σ		Aumento do fator de atrito devido ao parâmetro de má distribuição σ
$\Delta P_{\sigma,R}$	[Pa]	Queda de pressão do núcleo devido ao parâmetro de má distribuição σ com retificador
$\Delta f_{\sigma,R}$		Aumento do fator de atrito do núcleo devido ao parâmetro de má distribuição σ com retificador
σ_R		Parâmetro de má distribuição no núcleo devido à presença do retificador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	27
1.2	OBJETIVOS.....	28
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	28
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	29
2.1	TROCADORES DE CALOR COMPACTOS DO TIPO DBHE	30
2.2	BOCAL DO TIPO MEIA CANA	33
2.3	CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA TURBULENTA.....	39
2.3.1	Tensão Efetiva.....	39
2.3.2	Tensão Turbulenta	41
2.3.3	Espessura da Camada Limite Turbulenta	42
2.3.4	Equações RANS.....	44
2.4	ESTUDOS EXISTENTES SOBRE BOCAIS EM TROCADORES DE CALOR ...	46
2.5	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	85
3	INVESTIGAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE MASSA	92
3.1	BANCADA EXPERIMENTAL	92
3.1.1	Idealização da Bancada Experimental	92
3.1.2	Concepção da Seção de Teste	95
3.1.3	Construção da Seção de Teste	98
3.1.4	Montagem e Operação da Bancada	105
3.1.5	Calibração da Bancada	107
3.1.6	Resultados Experimentais	109
3.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	115
3.2.1	Definição do Domínio Computacional.....	115
3.2.2	Estudo de Malha.....	118
3.2.3	Resultados Numéricos.....	120

3.3	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS E PROPOSIÇÃO DE MODELO.....	123
3.4	ANÁLISE DE UM TROCADOR DBHE REAL.....	127
4	DESENVOLVIMENTO E TESTE DO RETIFICADOR	132
4.1	ESTUDO DE DISTRIBUIÇÃO DE MASSA EM BOCAIS COM PLACAS RETIFICADORAS.....	132
4.1.1	Descrição de Uma Placa Retificadora	132
4.1.2	Avaliação Analítica.....	133
4.1.3	Avaliação Numérica	135
4.2	ESTUDO DE QUEDA DE PRESSÃO	139
4.3	ESTUDO DE ENTUPIMENTO DOS FUTOS DO RETIFICADOR.....	142
4.4	ANÁLISE DA CONCEPÇÃO FINAL	149
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	153
5.1	CONCLUSÕES.....	153
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	153
	REFERÊNCIAS	155
	APÊNDICE A – ILUSTRAÇÕES E DESENHOS TÉCNICOS DA BANCADA EXPERIMENTAL	160
	APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	169

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Nos últimos anos, o planeta caminha na direção de uma crescente demanda de energia. Portanto, pesquisas vêm sendo realizadas com o intuito de miniaturizar os equipamentos utilizados na indústria e ampliar sua eficiência energética. Em decorrência da necessidade desta evolução tecnológica, foram desenvolvidos trocadores de calor compactos (CHE – *Compact Heat Exchanger*) e dentre estes, os unidos por difusão (DBHE – *Diffusion-Bonded Heat Exchanger*), cuja demanda pela indústria tem crescido substancialmente.

Este tipo de trocador tem seu núcleo fabricado através do processo de união por difusão, o que gera robustez, possibilitando que o equipamento opere em altas pressões. Grandes vantagens dos DBHEs estão associadas à sua compacidade e eficiência de troca térmica, ou seja, estes equipamentos permitem maior troca térmica em menores volume e massa, quando comparados com permutadores de calor convencionais como o trocador casco e tubos, por exemplo.

Por se tratar de um tipo de trocador relativamente novo, muitos estudos sobre o seu funcionamento e otimização ainda são necessários. Um dos aspectos que merecem atenção dos pesquisadores é a distribuição da massa do fluido que escoar entre os canais do DBHE. Trocadores de calor têm seu desempenho termo-hidráulico reduzido devido à má distribuição de fluido nos canais do núcleo do trocador (HESELGREAVES et al., 2017; KAYS & LONDON, 1998; ROHSENOW et al., 1998; THULUKKANAM, 2013; SHAH & SEKULIĆ, 2003; KAKAÇ et al., 2012; ZOHURI, 2017; LEE, 2010; MUELLER, 1987; RANGANAYAKULU et al., 1996; RANGANAYAKULU & SEETHARAMU, 1998; KITTO & ROBERTSON, 1989; MUELLER & CHIOU, 1988; CHIOU, 1978; SINGH et al., 2014; GUO et al., 2018; HAJABDOLLAHI & SEIFOORI, 2016; ZHANG, 2009; MAO et al., 2013; BAEK et al., 2014; KHALED et al., 2016; NONINO & SAVINO, 2016; LALOT et al., 1999). Contudo, CHEs são projetados com a hipótese de distribuição de massa uniforme nos canais do núcleo. Porém, na prática, esses trocadores são acoplados com linhas de fluido através de bocais, os quais não permitem, devido às suas geometrias típicas, manter uma distribuição homogênea nos canais do núcleo do trocador. Portanto, esta hipótese utilizada em projetos não representa a realidade física do escoamento.

1.2 OBJETIVOS

Comumente, os bocais usados em CHEs são do tipo meia cana, por serem relativamente fáceis de fabricar e acoplar, através de soldagem, ao núcleo, por possuírem baixo custo de fabricação e por ocuparem pouco volume. Este trabalho tem dois objetivos principais: estudar a distribuição de massa nos canais do núcleo de um bocal do tipo meia cana de DBHEs e desenvolver um retificador de escoamento, para quando distribuições uniformes forem necessárias.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Primeiramente, realizou-se uma vasta revisão bibliográfica sobre a má distribuição de escoamento de fluido em bocais de DBHEs, apresentada no Capítulo 2. Neste capítulo também foram apresentados alguns conceitos de turbulência de fluidos e de fluidodinâmica computacional (CFD). Posteriormente, no Capítulo 3, fez-se um estudo numérico e experimental em um bocal do tipo meia cana, tipicamente utilizado em DBHEs, em escala reduzida, na posição vertical. Em seguida, no Capítulo 4, produziu-se um retificador de escoamento de fluido, o qual foi testado experimentalmente (na posição vertical) e simulado numericamente. Por fim, no Capítulo 5, explicitou-se as conclusões do trabalho e as sugestões de tarefas futuras.

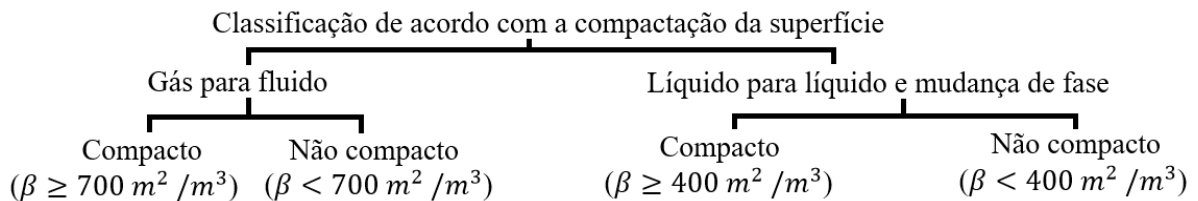
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o intuito de se estabelecer o estado da arte e compreender melhor os mecanismos de troca de calor que governam DBHEs, assim como os escoamentos internos dos fluidos neste tipo de CHE, desenvolveu-se uma ampla revisão bibliográfica sobre o assunto, que inclui estudos numéricos de Fluidodinâmica Computacional (CFD) e experimentos físicos para analisar melhor o problema.

Segundo Thulukkanam (2013), um trocador de calor é um dispositivo de transferência de calor usado para a transferência de energia térmica interna entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas. São utilizados em muitas indústrias, inclusive a do petróleo. Na maioria dos trocadores de calor, os fluidos são separados por superfícies de transferência de calor e, idealmente, eles não se misturam. Estas superfícies estão reunidas em núcleos ou matrizes (recheio). Além do núcleo, trocadores de calor também incluem elementos de distribuição de fluido como bocais ou tanques, bocas de tubulação de entrada e saída ou dutos, dentre outros. Desta forma, superfícies opostas de um material de separação estão em contato direto com os fluidos de trabalho, de forma que o calor é transferido por condução. Estas superfícies são chamadas de superfícies primárias. Com o objetivo de aumentar a área de transferência de calor, superfícies secundárias, conhecidas como aletas, são fixadas à superfície primária.

Em geral, os trocadores de calor industriais são classificados de acordo com a construção, graus de compactação da superfície, arranjos de escoamentos, arranjos de passagens, fase dos fluidos de trabalho e mecanismos de transferência de calor (THULUKKANAM, 2013). Este estudo é focado em um trocador de calor do tipo DBHE, o qual é classificado como compacto. Portanto, necessita-se entender quando um trocador de calor é considerado do tipo compacto. A Figura 2.1 apresenta os critérios para esta classificação, conforme Shah & Sekulić (2003).

Figura 2.1 – Classificação de um trocador de calor de acordo com a compactação da superfície.



Fonte: Adaptado de [3].

A densidade de área β [m^2/m^3] pode ser obtida através de [3]:

$$\beta = \frac{A_T}{V_T}, \quad (2.1)$$

onde A_T é a área de troca térmica [m^2] e V_T é o volume do trocador [m^3].

Valores de β acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ indicam que o trocador é do tipo compacto, quando a troca térmica envolver um gás (o outro fluido pode ser gás ou líquido). Caso esta troca térmica ocorra entre dois líquidos ou com pelo menos um fluido mudando de fase, o valor mínimo da densidade de área (β) para que o trocador seja considerado compacto passa a ser $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Os CHEs também possuem suas divisões. De acordo com Hesselgreaves et al. (2016), trocadores de calor compactos industriais são divididos nos seguintes tipos: placas aletadas (PFHE – *Plate-fin Heat Exchanger*), tubos aletados (*Tube-fin Heat Exchanger*), unidos por difusão (*Diffusion-Bonded Heat Exchanger*), placas soldadas (*Welded Plate Heat Exchanger*), placas conformadas (PHE – *Plate and Frame Heat Exchanger*), casco-placas (PSHE – *Plate and Shell Heat Exchanger*), espiral (SHE – *Spiral Heat Exchanger*), casco-tubo compacto (*Compact Shell and Tube Heat Exchanger*) e polímeros (*Polymer Exchanger*). Dentro do trocador de calor compacto do tipo unido por difusão (DBHE) encontram-se o trocador do tipo circuito impresso (PCHE - *Printed Circuit Heat Exchanger*), o trocador de calor de Marbond (*Marbond Heat Exchanger*), entre outros. Marbond é um material compósito desenvolvido pela LAUFEN®.

2.1 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS DO TIPO DBHE

Trocadores de calor do tipo DBHE podem suportar pressões de até 600 bar e temperaturas extremas, variando de temperaturas criogênicas até em torno de $700 \text{ }^\circ\text{C}$. Também possui a vantagem de poder operar com os fluidos de trabalho em corrente cruzada, contracorrente, corrente paralela ou uma combinação destas. Além disso, uma unidade térmica do núcleo do trocador possui uma efetividade térmica de em torno de 98% (THULUKKANAM, 2013). A efetividade térmica (ε_T) de um trocador de calor pode ser determinada pela seguinte expressão [23]:

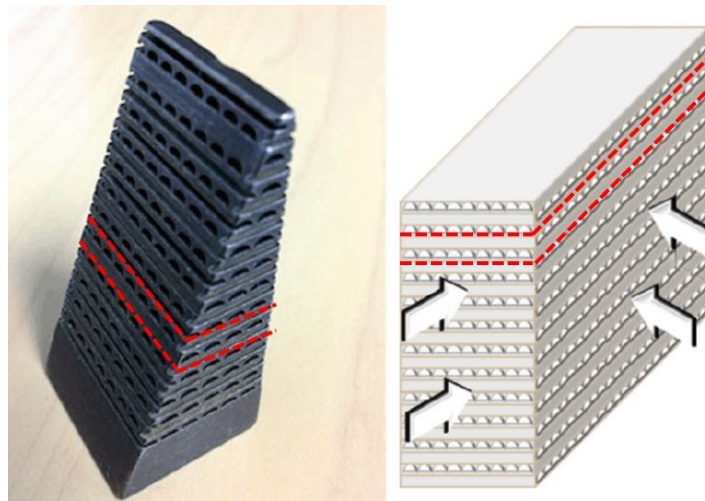
$$\varepsilon_T = \frac{q}{q_{max}}, \quad (2.2)$$

onde q é a taxa de transferência de calor real do trocador de calor e q_{max} é taxa de transferência de calor máxima que o trocador de calor é capaz de trocar.

Conforme Zohuri (2017), o DBHE é um dos tipos mais compactos de trocadores de calor disponíveis e normalmente são usados como alternativa aos trocadores de calor de casco e tubo. Seu nome é derivado do procedimento usado para unir as placas de metal planas que formam o núcleo do trocador de calor. Uma placa possui dimensões típicas de 1,6 mm para espessura, 600 mm para largura e 1200 mm.

Essas placas são empilhadas e sujeitas a um processo de soldagem por difusão, de forma que este conjunto é convertido em um bloco de metal sólido contendo passagens de escoamento de fluido. Esses canais normalmente possuem seção transversal semicircular com um diâmetro de 0,5 - 2 mm, podem ser retos ou em zigue-zague. DBHEs são normalmente construídos em aço inoxidável. A Figura 2.2 apresenta um pedaço de um núcleo típico de DBHE. A região destacada entre as linhas vermelhas tracejadas representa uma fatia do núcleo que se repete, na qual os fluidos quente e frio estão em escoamento cruzado.

Figura 2.2 – Amostra (à esq.) e esquema ilustrativo (à dir.) de um núcleo de PCHE.



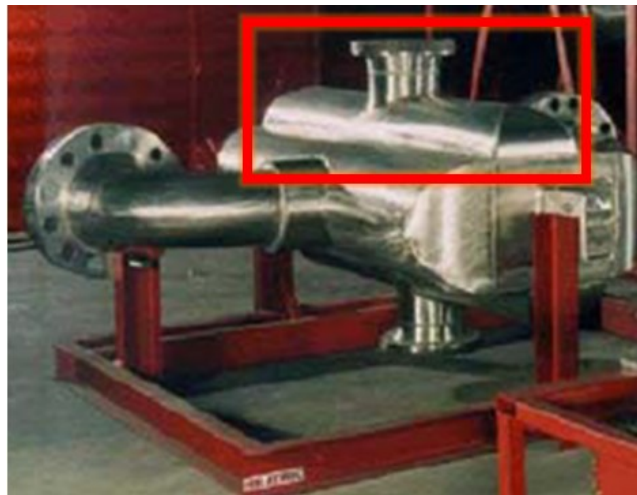
Fonte: Adaptado de [6].

Também de acordo com Zohuri (2017), é importante destacar outras vantagens dos DBHEs, como: flexibilidade de projeto e alta resistência mecânica oferecida pelas técnicas de construção, baixa armazenagem de fluido (*fluid inventory*) e em torno de cinco vezes menor e mais leve do que trocadores convencionais para mesma função. Além disto, apresenta coeficientes de troca térmica extremamente altos, que são atingidos com canais de baixo diâmetro hidráulico. Entretanto, também possui desvantagens. Os fluidos precisam estar extremamente limpos, uma vez que podem haver bloqueios pelo acúmulo de sujidades, devido

às pequenas passagens para os fluidos. Estes bloqueios requerem limpeza química que pode ser de difícil aplicação em algumas instalações.

Basicamente, as partes de um DBHE são os dutos de entrada e saída, bocais de entrada e saída e o núcleo. Estas partes são soldadas entre si de forma que deve haver compatibilidade galvânica, entre os materiais a serem soldados. Existem alguns tipos de bocais tipicamente utilizados na indústria, porém, o bocal do tipo meia cana (Figura 2.3) é o mais empregado, como detalhado na próxima seção. Esta geometria de bocal é necessária devido às altas pressões de operação do equipamento. A Figura 2.4 apresenta a vista explodida de um trocador de calor DBHE.

Figura 2.3 – Trocador de calor com bocal do tipo meia cana.



Fonte: Adaptado de [25].

Figura 2.4 – Vista explodida de um trocador de calor com bocal do tipo meia cana.



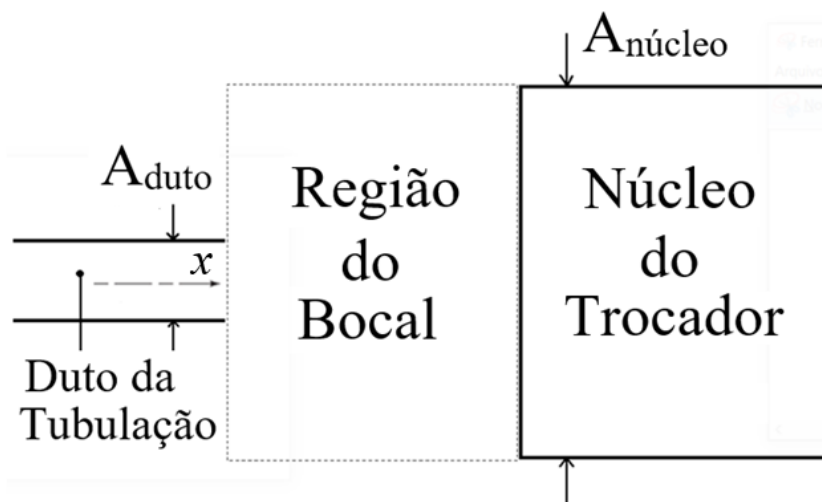
Fonte: [55].

2.2 BOCAL DO TIPO MEIA CANA

Primeiramente, é importante esclarecer algumas diferenças que existem entre a nomenclatura utilizada em bocais nas línguas inglesa e portuguesa. Por exemplo, em português, a palavra bocal é utilizada ao mesmo tempo para *nozzle* e *header*. Já em inglês, usa-se *nozzle* para se referir a bocal (redução de área de seção transversal), a difusor (aumento de área de seção transversal) e a boca de tubulação de entrada ou saída, região da conexão entre o duto, de entrada ou saída, e o bocal (*header*) de entrada ou saída. Também, pode se encontrar na literatura o termo *diffuser*, para se referir exclusivamente ao difusor. Por outro lado, o termo *header*, é utilizado exclusivamente para bocais que são utilizados em trocadores de calor que conectam os dutos da tubulação com o núcleo do trocador. Assim, neste trabalho quando se utiliza o termo bocal se refere ao termo em inglês *header*.

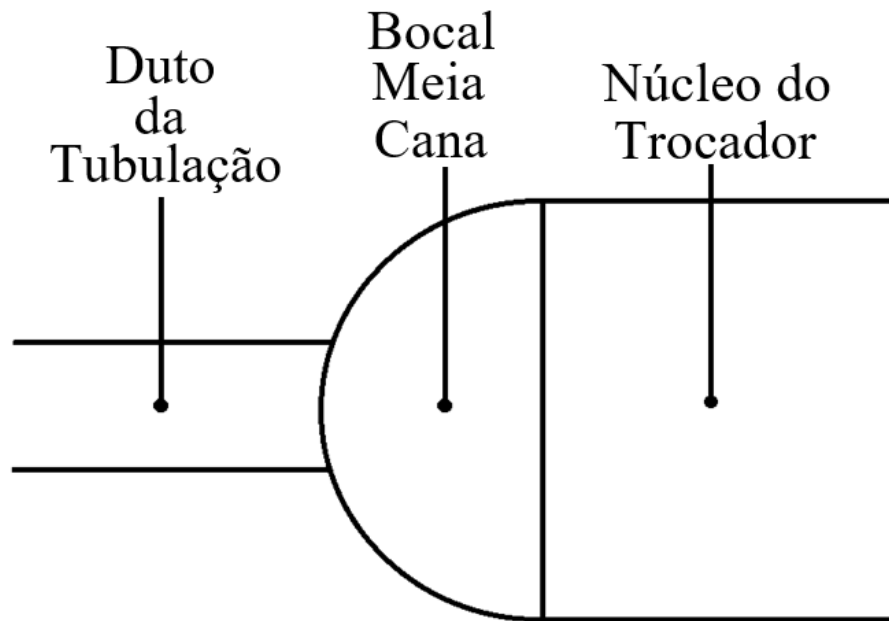
Bocais são as partes do trocador de calor responsáveis por distribuir a massa do jato de entrada, que chega através do duto de entrada, entre os canais do núcleo do trocador. Basicamente, eles conectam a matriz do trocador com os ramais de fluido quente e frio. Embora, sua função principal seja direcionar o fluxo de fluido, frequentemente este dispositivo é projetado pensando-se no preço e facilidade de fabricação, volume ocupado e resistência à pressão, e não por considerações fluidomecânicas. Normalmente, esta abordagem resulta em uma má distribuição de fluido no núcleo do trocador, principalmente, quando a área da seção transversal do duto da tubulação de entrada é muito pequena em comparação com a do núcleo do trocador, ou seja, $A_{duto} \ll A_{núcleo}$, como mostra a Figura 2.5.

Figura 2.5 – Desenho esquemático do duto, bocal e núcleo do trocador de calor.



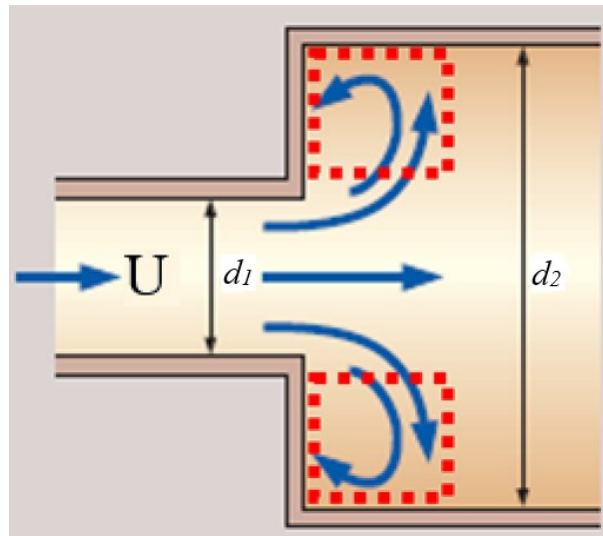
Por se tratar de um dispositivo relativamente barato e de fácil fabricação, por ocupar pouco espaço, além de resistir à altas pressões, o bocal do tipo meia cana é o mais empregado em trocadores DBHE. Este tipo de bocal tem formato arredondado de metade de uma circunferência quando observado na vista lateral, conforme a Figura 2.6.

Figura 2.6 – Desenho esquemático da vista lateral de um bocal do tipo meia cana.



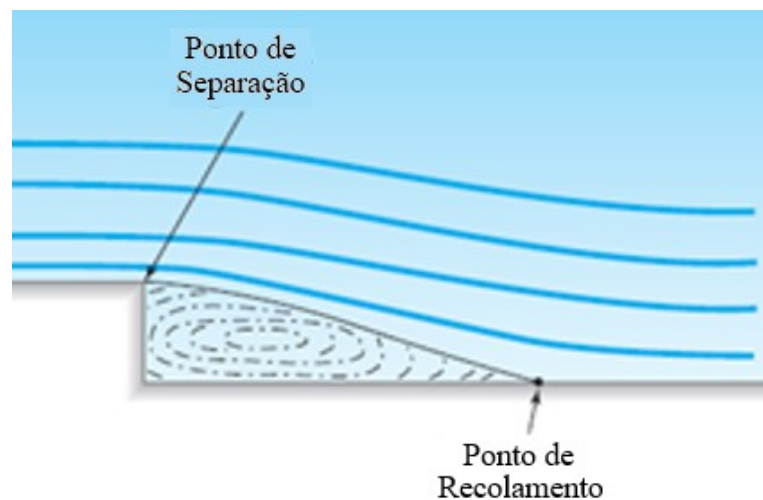
Conforme Çengel & Cimbala (2014), um jato de fluido sofre uma expansão repentina, assim que adentra o volume de controle de um bocal meia cana. Apesar de não ser uma expansão tão abrupta quanto um bocal retangular (Figura 2.7), ainda é uma variação de área considerável em relação à variação da distância percorrida pelo fluido, provocando a formação de vórtices e recirculações, o que aumenta a queda de pressão do bocal de entrada. Na Figura 2.7, pode-se ver um fluido escoando com velocidade média U em uma tubulação de diâmetro d_1 que sofre uma expansão abrupta (com quinas de 90°) e segue escoando em uma tubulação de diâmetro d_2 . Nota-se a tendência do jato de entrada em continuar no centro da tubulação de diâmetro d_2 e se expandir gradualmente, expansão esta que necessita de um espaço mínimo para ocorrer e que provoca regiões de menor pressão, destacadas nos quadrados vermelhos tracejados da Figura 2.6. Estas diferenças de pressão influenciam o caminho do fluido, pois este tende a movimentar-se naturalmente de regiões de maior para de menor pressão. Estas regiões de baixa pressão fazem com que parte do fluido do jato, que tenderia a continuar escoando no duto de seção transversal maior, retorne, gerando as recirculações.

Figura 2.7 – Desenho esquemático da vista lateral de um bocal do tipo meia cana.



Essa expansão repentina do jato ocasiona a separação do escoamento, isto é, quando o fluido que escoava em uma superfície começa a descolar da mesma, resultando em uma região separada, como mostra a Figura 2.8. Esta região separada é onde ocorrem as recirculações, onde o fluido apresenta alta velocidade e baixa pressão. Idealmente, estas regiões não deveriam ocorrer. A localização do ponto de separação depende principalmente da geometria do corpo. Caso ocorra uma mudança abrupta de geometria, como a mostrada na Figura 2.8, a separação irá ocorrer no ponto da mudança ou próximo a ele. No entanto, separação também pode ocorrer mesmo que a superfície seja plana. De fato, é possível prever o ponto de separação sobre uma superfície sem mudança abrupta da geometria (POTTER et al., 2012).

Figura 2.8 – Separação causada por variação abrupta na geometria do escoamento.

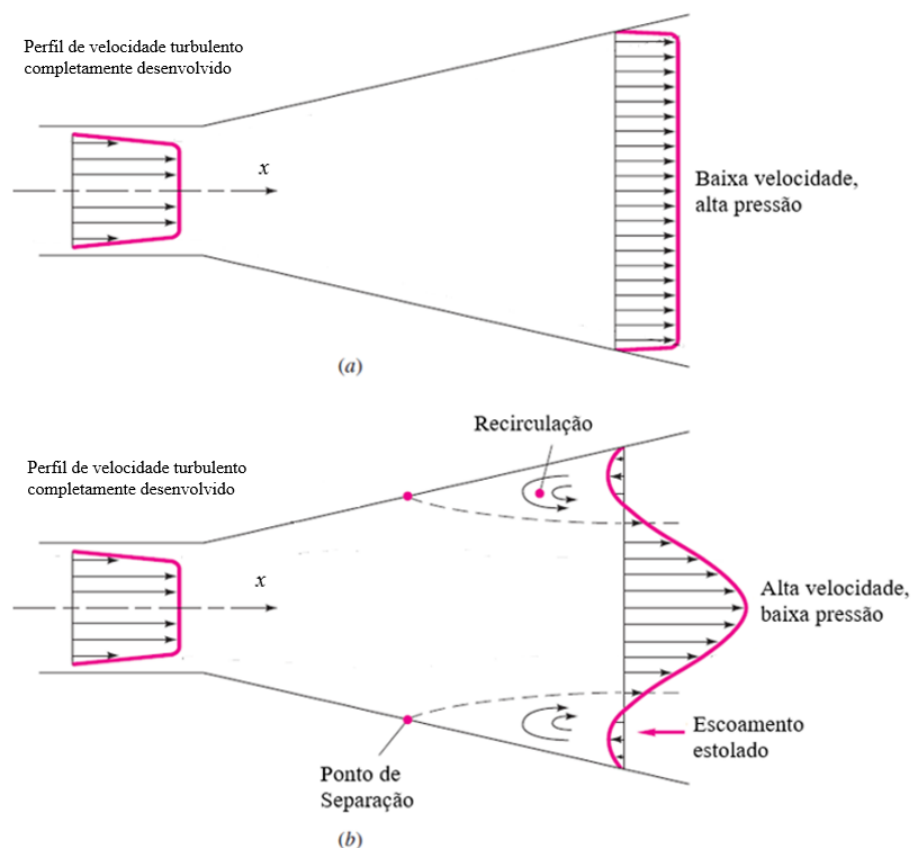


Fonte: Adaptado de [27].

Observa-se na Figura 2.9 uma representação de um escoamento sujeito a uma variação positiva da área da seção transversal em relação a variação da distância percorrida ($dA_{duto}/dx > 0$). Mostra-se um esquema simplificado dos padrões (a) ideal e (b) indesejável em um bocal. Na Figura 2.9a, observa-se uma representação de um escoamento sem desprendimento da camada limite, o qual possui um perfil de velocidade do escoamento o mais retificado possível na saída do bocal. Já na Figura 2.9b, apresenta-se uma região de gradiente adverso de pressão após o ponto de separação, o que acarreta em zonas de recirculação que aceleram o fluido e diminuem a pressão na porção final do bocal, de forma que a diferença de pressão a ser vencida pelo fluido ao longo do bocal se torna maior (WHITE, 2011). Conforme Potter et al. (2012), este desprendimento do escoamento é conhecido como estol e a região separada é conhecida como escoamento estolado.

Detalhes sobre o perfil de velocidade do escoamento turbulento e suas principais diferenças com o perfil laminar será melhor explicado na seção 2.3, a qual trata sobre a camada limite hidrodinâmica turbulenta.

Figura 2.9 – Perfis de velocidade de um fluido sujeito a um aumento de área de seção transversal: a) padrão ideal com bom desempenho; b) padrão com separação de camada-limite e baixo desempenho resultante.



Fonte: Adaptado de [28].

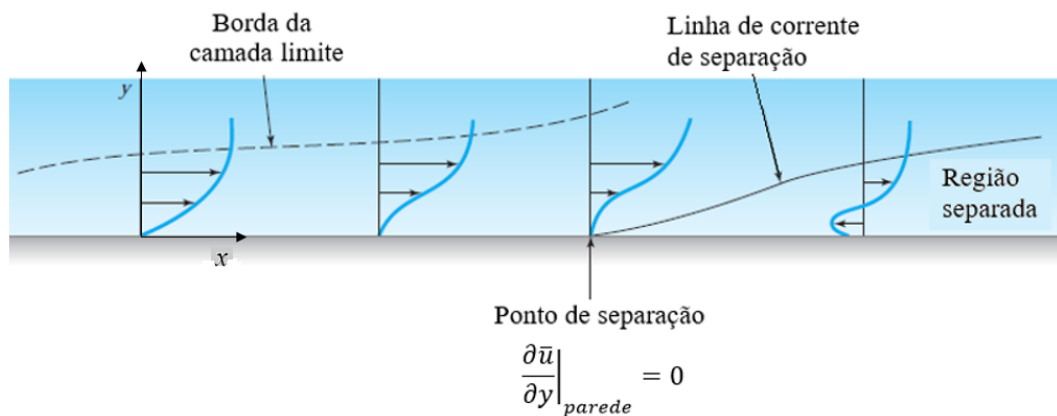
A Figura 2.10 apresenta um escoamento sobre uma superfície plana, onde a região próxima ao ponto de separação está ampliada. A coordenada y é normal e a coordenada x é ao longo da parede. Observa-se que a separação na superfície plana ocorre à medida que o escoamento se aproxima de uma região de estagnação, na qual a velocidade é baixa e a pressão é alta. Conforme o escoamento se aproxima da região de estagnação, a pressão aumenta, ou seja, o gradiente de pressão é positivo ($\partial\bar{p}/\partial x > 0$). Um gradiente de pressão positivo é chamado de gradiente de pressão adverso; um gradiente negativo é chamado gradiente de pressão favorável. Caso um gradiente de pressão adverso atue sobre uma distância suficiente na superfície, pode ocorrer separação. Isso é verdadeiro mesmo que a parede seja plana. \bar{u} e \bar{p} são as médias temporais da velocidade e da pressão respectivamente, podem ser obtidas por [28]:

$$\bar{u} = \bar{u}(t) = \frac{1}{T} \int_0^T u \, dt, \quad (2.3)$$

onde u é a velocidade instantânea em um ponto específico do espaço ($u = u(t)$), T é o período de média e u' é a flutuação da velocidade, também em um ponto específico do espaço, a qual pode ser auferida por [28]:

$$u' = u'(t) = u - \bar{u}, \quad (2.4)$$

Figura 2.10 – Separação do escoamento sobre uma superfície plana em decorrência de um gradiente de pressão adverso.

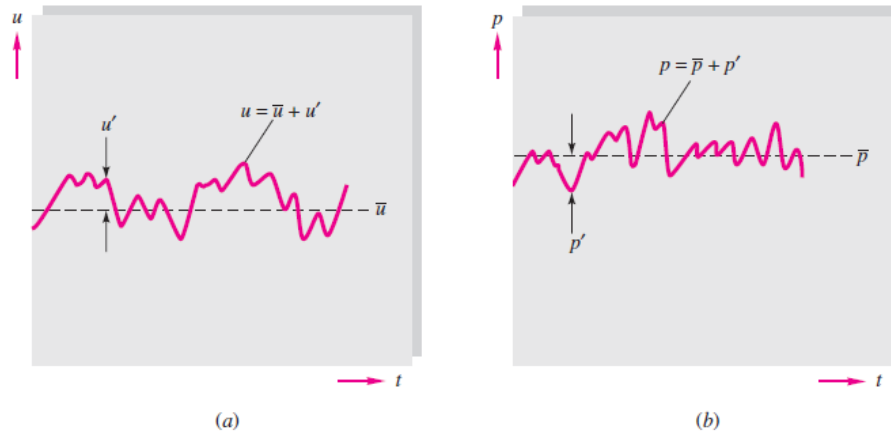


Fonte: Adaptado de [27].

O período de média deve ser mais longo do que qualquer período significativo das próprias flutuações no escoamento. Para escoamentos turbulentos de gases e água, um período

médio de 5 segundos é normalmente adequado (WHITE, 2011). A Figura 2.11 apresenta as velocidade e pressão instantâneas (u e p , respectivamente) em relação ao tempo.

Figura 2.11 – Definição das variáveis média e flutuação: (a) velocidade; (b) flutuação.



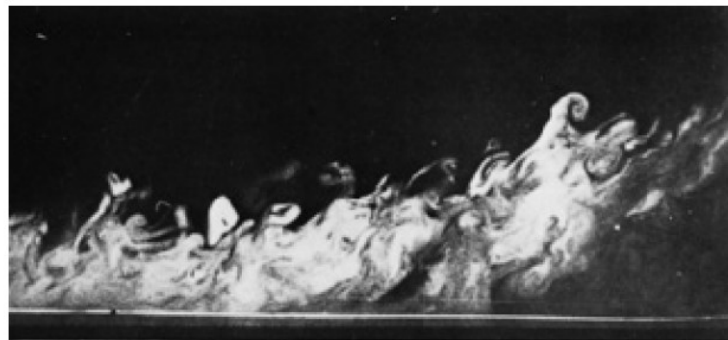
Fonte: [28].

Conforme Potter et al. (2012) *ipsis litteris*: “Além da geometria e do gradiente de pressão, outros parâmetros também influenciam a separação em ordem decrescente de importância: o número de Reynolds, a rugosidade da parede, a intensidade de flutuação da corrente livre e a temperatura da parede. Se o fluido estiver escoando por um corpo rigidamente apoiado, o nível de vibração do sistema de suporte também influenciará, de forma importante, no fenômeno de separação. Ondas sonoras externas também podem ser significativas. A inclusão de um gradiente de pressão, mesmo que relativamente baixo, também altera de forma acentuada o escoamento da camada limite. De fato, um forte gradiente de pressão negativo (como o escoamento em uma contração) pode fazer com que uma camada limite turbulenta volte a ser laminar. Neste caso, a produção de turbulência na subcamada viscosa que sustenta a turbulência cessa e é restabelecida uma camada limite laminar. Um gradiente de pressão positivo provoca o rápido espessamento da camada limite e, eventualmente, a separação.” Esses dois efeitos são mostrados na Figura 2.11. O fluido quando adentra o bocal de entrada sofre um gradiente de pressão positivo, já quando sai do núcleo e escoar através do bocal de saída, este sofre um gradiente de pressão negativo.

Figura 2.12 – Influência de um forte gradiente de pressão sobre um escoamento turbulento: (a) um forte gradiente de pressão negativo pode fazer que um escoamento volte a ser laminar; (b) um forte gradiente de pressão positivo provoca o espessamento de uma camada limite.



(a)



(b)

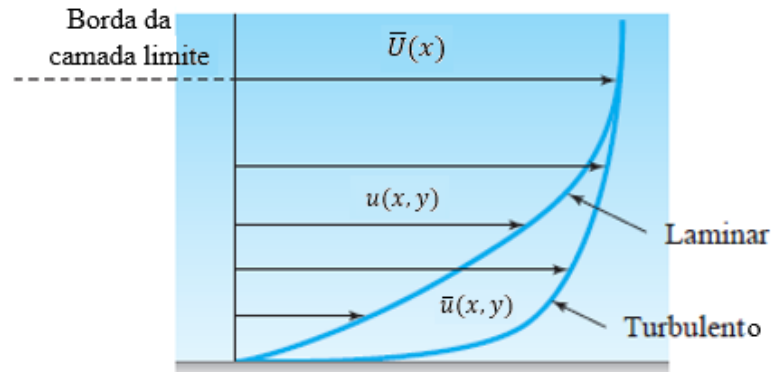
Fonte: [adaptado de 27].

2.3 CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA TURBULENTA

2.3.1 Tensão Efetiva

Devido ao fato de os escoamentos em trocadores de calor serem tipicamente turbulentos, é necessário compreender como a camada limite turbulenta se comporta. A Figura 2.13 apresenta uma comparação dos perfis de velocidade na camada limite laminar e turbulenta. Segundo Potter et al. (2012) *ipsis litteris*: “O perfil turbulento apresenta um gradiente consideravelmente maior próximo à parede (tensão de cisalhamento na parede muito maior) e, dessa forma, a quantidade de movimento do fluido próximo à parede é substancialmente maior na camada limite turbulenta.”

Figura 2.13 – Comparação entre os perfis de velocidade laminar e turbulento.



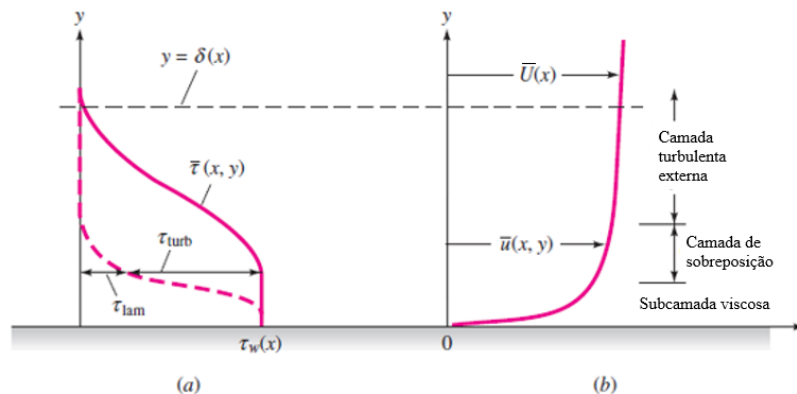
Fonte: [adaptado de 27].

Uma das características mais importantes da camada limite é como a tensão cisalhante se comporta ao longo dela. A Figura 2.14 mostra a distribuição da porção laminar ($\tau_{laminar}$) e turbulenta ($\tau_{turb.}$) da tensão em medições típicas através da camada limite turbulenta perto da parede. A tensão cisalhante laminar é dominante perto da parede, e a tensão cisalhante turbulenta domina a camada externa. Existe uma região intermediária, chamada de camada de sobreposição (ou de amortecimento), onde ambas as tensões são importantes. A tensão efetiva ($\bar{\tau}$) é determinada pela expressão [28]:

$$\bar{\tau} = \underbrace{\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}}_{\tau_{laminar}} + \underbrace{(-\rho \overline{u'v'})}_{\tau_{turb.}}, \quad (2.5)$$

onde ρ é a densidade do fluido.

Figura 2.14 – Distribuições típicas das tensões cisalhantes e velocidade perto da parede no escoamento turbulento: (a) tensão cisalhante; (b) velocidade.



Fonte: [adaptado de 28].

Vale destacar que a tensão turbulenta é também conhecida como tensão de Reynolds pois é um termo originado da substituição do conceito de médias temporais e de flutuações (criadas por Reynolds) nas equações de Navier-Stokes, no processo de obtenção das equações RANS (as quais são resolvidas numericamente). A determinação dos valores das médias dos quadrados das flutuações é conhecida como o problema de fechamento da turbulência (WHITE, 2011). E este valor, multiplicado por $-\rho$, equivale a tensão turbulenta ($\tau_{turb.}$).

2.3.2 Tensão Turbulenta

A tensão turbulenta foi estimada primeiramente pela hipótese de Boussinesq, a qual propõe que a tensão turbulenta seja representada por um modelo similar à tensão de origem molecular (tensão laminar). Ou seja, a tensão turbulenta ocorre devido a difusão turbulenta do momento, analogamente como a tensão laminar ocorre devido a difusão molecular. Boussinesq postulou que a transferência de momento causada pelos turbilhões turbulentos (*eddies*) é devido ao campo de velocidades flutuantes. Já a tensão viscosa (laminar) corresponde a uma transferência de quantidade de movimento a nível molecular. A tensão turbulenta ocorre quando há gradiente de velocidade no campo médio. A tensão de Reynolds para as direções x e y pode ser calculada pela expressão [29]:

$$-\rho \overline{u'v'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right), \quad (2.6)$$

onde μ_T equivale a viscosidade turbulenta, a qual faz o acoplamento da equação (2.6).

Todos os termos da tensão de Reynolds podem ser descritos com a equação na forma indicial para o escoamento incompressível na forma [29]:

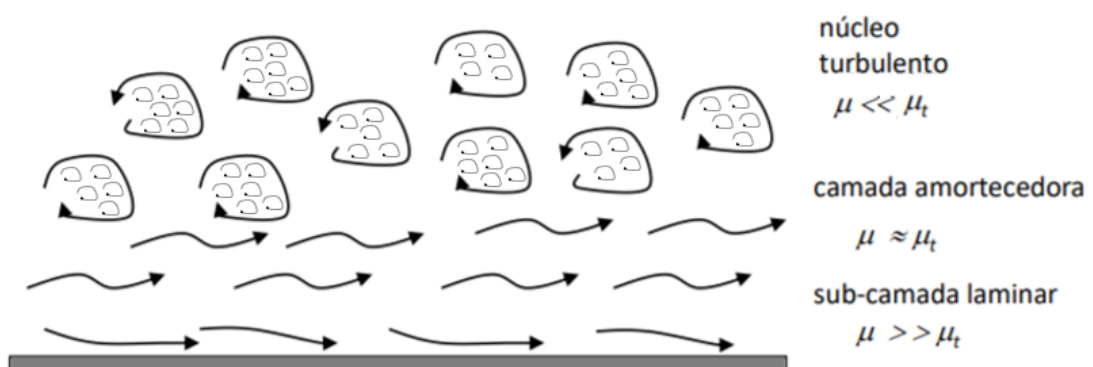
$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (2.7)$$

onde k é a energia cinética turbulenta e δ_{ij} é o delta de Kronecker, descrito em [30]. A viscosidade turbulenta e a energia cinética turbulenta estão melhor explicadas na seção 2.5 referente à CFD. Os subíndices i e j variam de 1 até 3 (três dimensões do espaço). A equação (2.7) representa o tensor de Reynolds, o qual é de segunda ordem e simétrico. Os componentes da diagonal principal da matriz de tensões (tensor tensão turbulenta) são as tensões normais, enquanto as tensões fora da diagonal são as tensões cisalhantes. O termo ρk é a parte isotrópica do tensor e é introduzido para representar a pressão dinâmica associada aos turbilhões, em

analogia à pressão estática (termodinâmica). A equação (2.7) também é conhecida como hipótese de Boussinesq, ela corresponde a uma relação linear entre o tensor de tensões anisotrópico e o tensor médio da taxa de deformação para o fechamento das equações médias RANS. A ideia é que a tensão turbulenta seja representada por um modelo similar à tensão de origem molecular, ele pressupõe que a tensão turbulenta ocorre quando há gradiente de velocidade no campo médio.

É importante destacar que, apesar de possuir a mesma unidade física da viscosidade absoluta, $Pa \cdot s$, a viscosidade turbulenta não é uma propriedade e sim função do escoamento. Analisando o escoamento próximo à parede, na Figura 2.15, observa-se que, na região imediatamente adjacente à parede, a viscosidade turbulenta é desprezível em relação a viscosidade absoluta (dinâmica). Esta região é denominada subcamada limite viscosa (ou laminar), ou apenas subcamada viscosa (ou laminar). Isso ocorre porque a parede não permite que os turbilhões e flutuações sejam grandes devido à falta de espaço físico, atuando como sumidouro de quantidade de movimento linear e angular. Longe da parede, na região do núcleo turbulento, a viscosidade absoluta é de uma magnitude muito inferior à viscosidade turbulenta. A camada intermediária é conhecida como camada amortecedora, região onde as escalas das viscosidades, laminar e turbulenta, são da mesma ordem de grandeza. Detalhes sobre o tamanho da camada limite turbulenta estão apresentados na subseção a seguir.

Figura 2.15 – Esquema do escoamento próximo a parede, destacando a escala das viscosidades molecular e turbulenta.

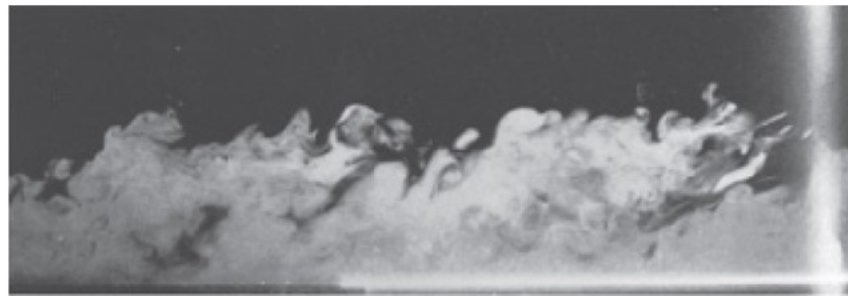
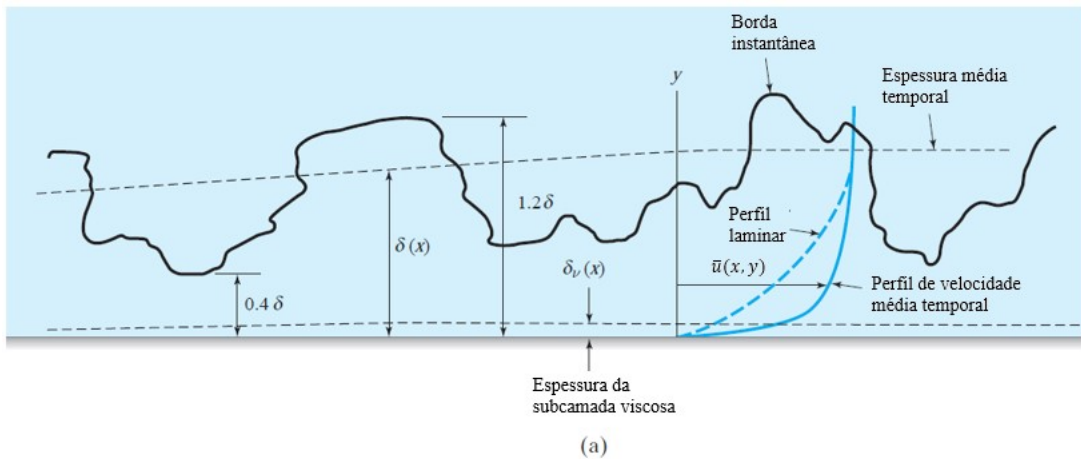


2.3.3 Espessura da Camada Limite Turbulenta

De acordo com Potter et al. (2012) *ipsis litteris*: “A espessura cresce muito mais rapidamente do que a camada laminar. Ela também apresenta um cisalhamento (tensão cisalhante) muito maior na parede. Uma representação da camada limite turbulenta com sua subcamada viscosa submersa é mostrada na Figura 2.16a, e uma fotografia real, na Figura

2.16b. A espessura média temporal é $\delta(x)$, e a espessura média temporal da subcamada viscosa é $\delta_v(x)$. Ambas camadas são dependentes do tempo. A espessura instantânea da camada-limite varia entre $0,4\delta$ e $1,2\delta$. Pode-se ver, na Figura 2.16a, que o perfil de velocidade turbulento apresenta uma maior inclinação na parede, comparado a um perfil laminar com a mesma espessura de camada limite.” É importante lembrar que a camada limite é arbitrária, cuja borda é normalmente definida como quando a velocidade do fluido é 99% em relação a velocidade de corrente livre (U_∞), conforme Bergman et al. (2014). Todos os efeitos da viscosidade estão confinados nessa fina camada. A velocidade varia com gradientes muito elevados para atingir o repouso sobre a superfície em regiões bem próximas a esta.

Figura 2.16 – Camada limite turbulenta: (a) esquema e nomenclatura; (b) visualização empírica da camada limite turbulenta com traçador de fumaça.



Fonte: [adaptado de 27].

Finalmente, deve-se compreender as equações que governam a camada limite turbulenta. Particularidades destas equações estão apresentadas na subseção a seguir.

2.3.4 Equações RANS

Segundo Çengel & Cimbala (2014) *ipsis litteris*: “Nas equações de Reynolds-Navier-Stokes médias (RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes) modela-se todos os vórtices turbulentos temporários, ou turbilhões (*eddies*), com algum tipo de modelo de turbulência. Não se tenta resolver as características temporárias de qualquer vórtice turbulento, nem mesmo os maiores. Quando se usa um modelo de turbulência em um cálculo de CFD, todos os vórtices turbulentos são modelados e apenas as propriedades médias de Reynolds são calculadas. Em vez disso, modelos matemáticos são empregados para levar em conta a difusão acentuada causada pelos vórtices turbulentos. Ao utilizar um modelo de turbulência, a equação de Navier-Stokes é substituída pelas equações RANS.” A equação RANS para o escoamento incompressível e turbulento é expressa como [26]:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} \bar{p}' + (\nu + \nu_T) \vec{\nabla}^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij,turb.}), \quad (2.8)$$

onde $\tau_{ij,turb.}$ é o tensor de tensão de Reynolds e representa as flutuações turbulentas e \vec{V} é o vetor velocidade do fluido. Este tensor recebeu este nome porque age de modo semelhante ao tensor de tensão viscosa e é descrito pela seguinte expressão [26]:

$$\tau_{ij,turb.} = - \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix}, \quad (2.9)$$

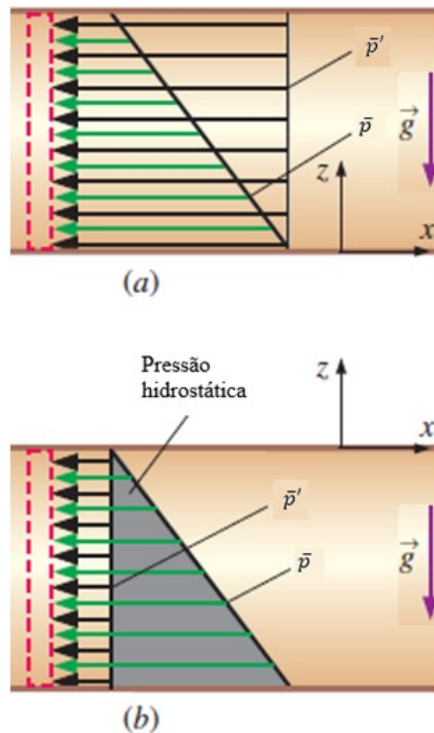
onde a barra superior indica a média temporal, equação (2.3), do produto de duas componentes de flutuação de velocidade e os índices indicam as componentes direcionais da flutuação da velocidade. Como o tensor da tensão de Reynolds é um tensor simétrico, seis incógnitas adicionais são introduzidas no problema. Essas novas incógnitas são modeladas de várias maneiras pelos modelos de turbulência.

Define-se, aqui, uma pressão modificada, \bar{p}' , que absorve o efeito da pressão hidrostática. Para o caso no qual z é definido verticalmente para cima (oposto à direção do vetor gravidade), e no qual se define algum plano de referência arbitrário em $z = 0$, esta equação é [26]:

$$\bar{p}' = \bar{p} + \rho |\vec{g}| z. \quad (2.10)$$

A vantagem de se usar a pressão modificada é que se pode resolver uma forma da equação de Navier-Stokes que não tem nenhum termo de gravidade. Após resolver a equação de Navier-Stokes em termos da pressão modificada (\bar{p}'), é uma simples questão de acrescentar novamente a distribuição de pressão hidrostática usando a equação (2.10). A pressão modificada é usada frequentemente em códigos de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para separar os efeitos gravitacionais (pressão hidrostática na direção vertical) dos efeitos (dinâmicos) do escoamento do fluido. A Figura 2.17 apresenta um exemplo para o caso de um escoamento em um duto. O retângulo destacado com uma linha vermelha tracejada representa um elemento de fluido infinitesimal na direção do escoamento. Pode-se ver que a pressão modificada é constante, independentemente de onde se determina a referência ($z = 0$). A região sombreada da Figura 2.17b apresenta a componente de pressão hidrostática.

Figura 2.17 – Distribuições de pressão e pressão modificada na face direita de um elemento de fluido no escoamento em um duto: (a) $z = 0$ na placa inferior e (b) $z = 0$ na placa superior.



Fonte: [adaptado de 26].

A outra equação necessária de se solucionar nos problemas de mecânica dos fluidos é a equação da continuidade. Esta equação pode ser obtida em [26].

$$\vec{v} \cdot \vec{v} = 0 . \quad (2.11)$$

Vale ressaltar que a equação (2.11) atua como “fiscal” na solução numérica segregada, resolve-se a equação (2.8) e depois observa-se se a massa conservou na equação (2.11) para partir para outra iteração. Estritamente, a equação (2.11) é uma equação de conservação, enquanto a equação (2.8) é uma equação de transporte que representa o transporte de quantidade de movimento linear em todo domínio computacional.

É importante lembrar que o escoamento interno, depois da região de entrada, é caracterizado inteiramente como camada limite pois as bordas da camada limite se encontram no centro do duto depois de uma certa distância da entrada. A fim de compreender melhor o escoamento turbulento em bocais além da análise analítica, realizou-se uma revisão dos estudos, numéricos e experimentais, já realizados sobre bocais de trocadores de calor.

2.4 ESTUDOS EXISTENTES SOBRE BOCAIS EM TROCADORES DE CALOR

Segundo Hesselgreaves et al. (2017), a má distribuição de escoamento do fluido em trocadores de calor compactos é uma das principais razões para seu desempenho termo-hidráulico, tendo em vista que tipicamente estes equipamentos são compostos por muitos canais pequenos. A Tabela 2.1 (BHUTTA et al., 2012) apresenta trabalhos numéricos da literatura que avaliam a má distribuição do escoamento em trocadores de calor, alguns comparados com dados experimentais.

Tabela 2-1 – Simulações de CFD em trocadores de calor sobre a má distribuição do escoamento de fluido

Autores/Tipos	Metodologia CFD	Comparação entre resultados experimentais e numéricos
L. J. Shah et al. (2000) <i>Vertical Mantle Heat Exchanger</i>	Código CFD: CFX Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE	Observada boa concordância.
Koen Grijspeerd et al. (2003) <i>Plate Heat Exchanger</i>	Código CFD: FINE-Turbo, código EURANUS Modelo de turbulência: Modelo de tensão turbulenta Baldwin-Lomax Software de malha: Pré-processador FINE-Turbo	–

Zhang & Li (2003) <i>Plate-fin Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE Modelo de turbulência: $k-\varepsilon$ padrão Malha: Melhor malha de 150.000 células	Observada boa concordância.
Thomas Perrotin et al. (2004) <i>Louvered Fin and Flat Tube Heat Exchanger</i>	Modelo de turbulência: $k-\varepsilon$ padrão Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, PISO Malha: Quadrilateral	13%
Wen & Li (2004) <i>Plate-fin Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLER semi-implícito, <i>upwind</i> de segunda ordem Modelo de turbulência: $k-\varepsilon$ padrão Malha: Melhor malha com 245.817 células	Observada boa concordância.
S. Knudsen et al. (2004) <i>Vertical Mantle Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT 6.0 Esquema de acoplamento pressão-velocidade: PISO e <i>upwind</i> de segunda ordem Malha: melhor malha com 193.150 células	Observada boa concordância.
Vimal Kumar et al. (2006) <i>Tube-in-Tube Helical Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT 6.0 Modelo de turbulência: $k-\varepsilon$ padrão Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLEC	Comparação não disponível.

Carla S. Fernandes et al. (2007) <i>Double Sin Chevron Plate Heat Exchanger</i>	Código CFD: POLYFLOW Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLER semi-implícito Modelo de turbulência: FVM e $k-\varepsilon$ padrão Software de malha: GAMBIT Malha: Malha não estruturada de células tetraédricas, hexaédricas e piramidais.	Menos de 4%.
Wasewar et al. (2007) <i>Plate Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT 6.1 Solver segregado Modelo de turbulência: $k-\varepsilon$ padrão Software de malha: GAMBIT v2.1 Malha: Rede estruturada tri-tetra de 2.000.000 células	Observada boa concordância.
Mourad Yataghene et al. (2008) <i>Scraped Surface Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT Software de malha: GAMBIT Malha: Híbrida	Observada boa concordância.
Myoung Il Kim et al. (2009) <i>Shell and Tube Type Heat Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT 6.0 Modelo de turbulência: $k-\varepsilon$ padrão Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLEC Malha: Tetraédrica	Observada boa concordância.
Li-Zhi Zhang et al. (2009) <i>Cross Flow Air to Air Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT Esquema de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE Software de malha: GAMBIT Malha: Grossa (tetraédrica e hexaédrica com 160.837 células)	–
C. T'Joen et al. (2011) <i>Inclined Louvered Fin Type Exchanger</i>	Código CFD: FLUENT	Observada boa concordância.

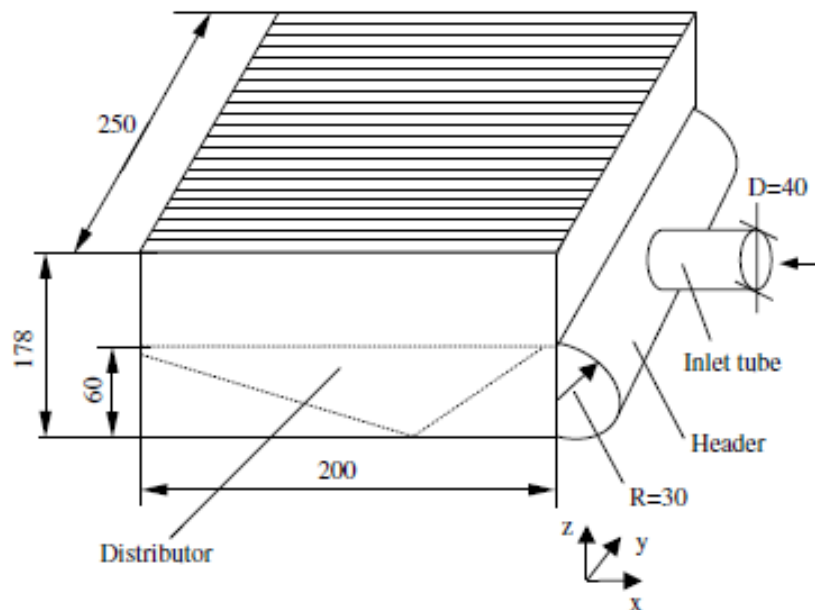
David A. Yashar et al. (2011) <i>Louvered Fin Tube Exchanger</i>	Modelo de turbulência: Abordagem de resistência de momento usando modelo $k-\varepsilon$	Geralmente menos do que 3%. Até 10% para grande aumento na velocidade.
---	---	--

Fonte: [adaptada de 31].

Dentre os trabalhos apresentados na Tabela 2.1, destacam-se de maior interesse os trabalhos de Zhang & Li (2003), Wen & Li (2004) e Wasewar et al. (2007). Estes três trabalhos estudaram a distribuição de fluido em trocadores de placas aletadas (PFHEs – *Plate-fin Heat Exchangers*), um tipo de CHE, com bocal do tipo meia cana, similar aos utilizados em DBHEs.

A Figura 2.18 apresenta o trocador simulado por Zhang & Li (2003), que apresenta maior dimensão da largura em relação à altura, características semelhantes às de um DBHE. O fluido de trabalho é o ar. Pode-se observar o formato meia cana do bocal.

Figura 2.18 – Desenho esquemático do PFHE simulado, medidas em milímetros.

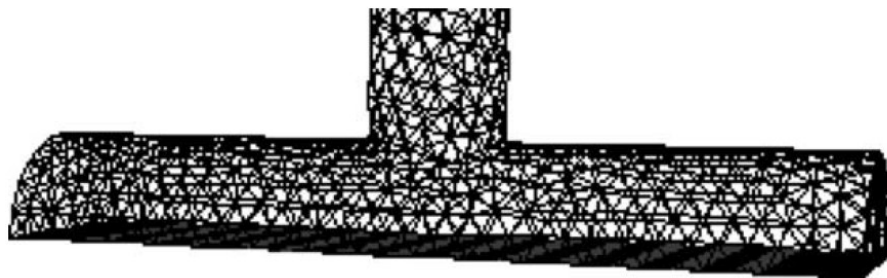


Fonte: [32].

O domínio de fluido simulado foi somente o duto de entrada e o bocal, não considerando o distribuidor e o recheio (ambos a jusante do bocal). A malha mais refinada utilizada neste trabalho tinha aproximadamente 150 mil células (Figura 2.19). O escoamento turbulento foi calculado pelo método semi-implícito para equações vinculadas à pressão (SIMPLE - *Semi-implicit method for pressure-linked equations*) empregando um esquema

diferencial *upwind* de segunda ordem. Um modelo $k-\varepsilon$ padrão foi usado para prever o escoamento turbulento no bocal de entrada. As condições de contorno especificadas foram velocidade e temperatura na entrada, pressão na saída e parede adiabática e sem escorregamento. Resíduos absolutos menores que 10^{-5} foram usados como critério de convergência. De acordo com de Lima (2005), o termo *upwind* denomina uma técnica especial de discretização dos termos convectivos das equações de transporte, em problemas nos quais predomina a convecção, de forma que a influência do escoamento a montante tem mais peso sobre os coeficientes da matriz das equações discretizadas. O objetivo é eliminar coeficientes negativos nas equações algébricas que podem levar a resultados sem significado físico.

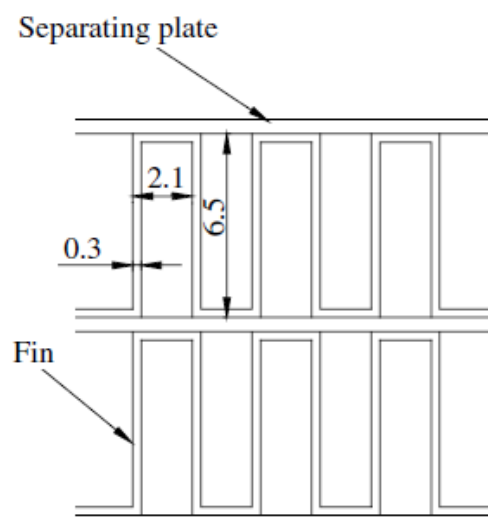
Figura 2.19 – Malha mais refinada implementada utilizando o FLUENT.



Fonte: [32].

Um modelo de passagem (*passage-to-passage model*) é introduzido no estudo. Este modelo simplifica o escoamento na seção transversal, onde, ao invés de muitos canais, 13 passagens ao longo da direção y do bocal são considerados. A seção transversal real simplificada pode ser observada na Figura 2.20.

Figura 2.20 – Detalhes da seção transversal do PFHE simulado, medidas em milímetros.



Fonte: [32].

A não uniformidade do escoamento para uma passagem individual (S_i) e a soma das não uniformidades (S) estão dadas pelas expressões [32]:

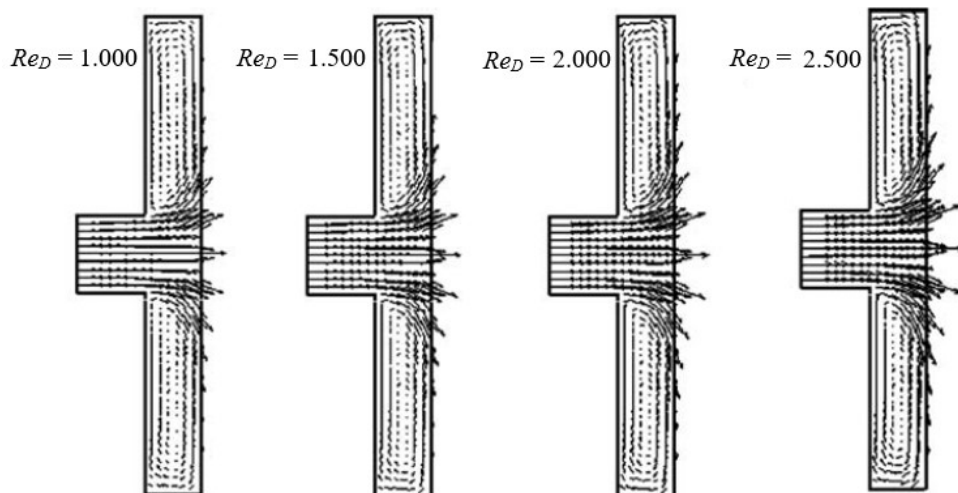
$$S_i = \frac{(g_i - g_a)}{g_a} \quad (2.12)$$

$$S = \sum_{i=1}^n |S_i| \quad (2.13)$$

onde g_i é a vazão volumétrica local para o canal (passagem) i , g_a é a vazão volumétrica média dos canais (passagens) e n é o número de passagens (neste caso, igual 13).

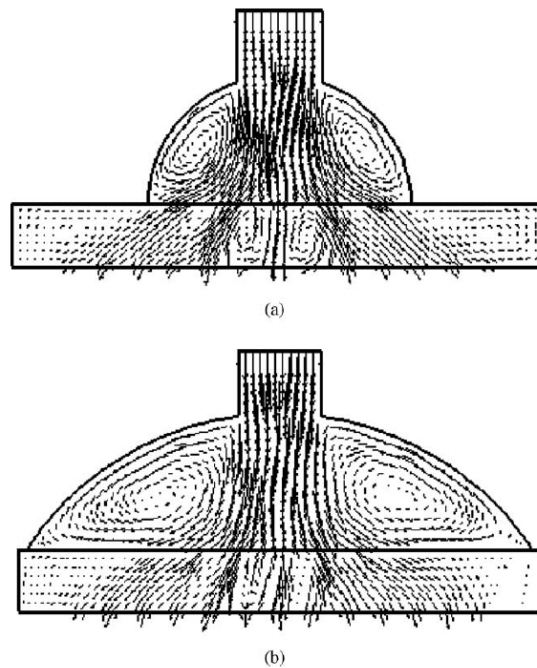
A Figura 2.21 mostra a distribuição do vetor velocidade no plano xy central. A velocidade mais alta na seção de saída ao longo da direção y ocorre na zona central do bocal ($y = 125$ mm). Já a velocidade na saída próxima às extremidades do bocal ($y = 0$ e $y = 250$ mm) se torna cada vez menor. A Figura 2.21 também ilustra o efeito do número de Reynolds da entrada (variando de 1.000 até 2.500) na má distribuição do escoamento, que é mais grave no maior número de Reynolds na entrada simulado ($Re_D = 2.500$). Zhang & Li (2003) concluíram que o bocal convencional (tipo A) tinha sérios problemas de má distribuição de escoamento, portanto, propuseram melhorias na configuração de entrada (tipos B e C), mostradas na Figura 2.22. Esta figura também apresenta a distribuição dos vetores velocidade na seção transversal xy central ($z = 30$ mm) para as duas configurações propostas (tipo B e tipo C) para $Re_D = 1000$. A distribuição do escoamento no PFHE foi aprimorada efetivamente com a alteração da configuração do bocal.

Figura 2.21 – Distribuição do vetor velocidade no plano xy central ($z = 30$ mm) do bocal do PFHE simulado.



Fonte: [adaptado de 32].

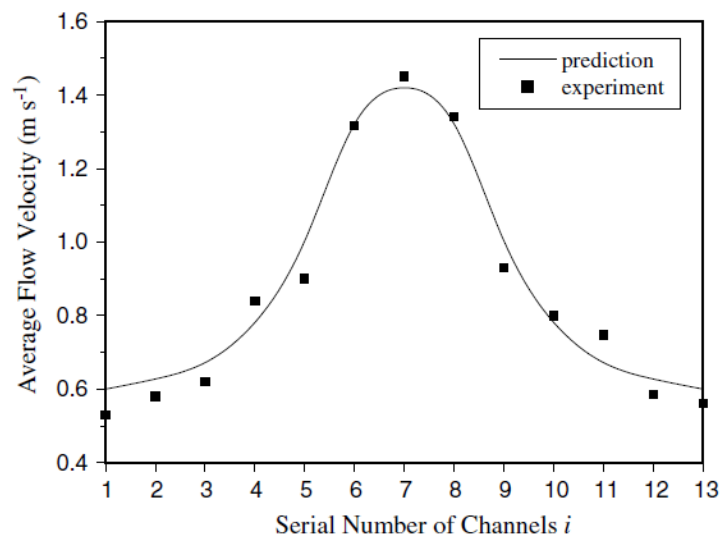
Figura 2.22 – Distribuição dos vetores velocidade na seção transversal xy central ($z = 30$ mm) para os tipos: (a) tipo B e (b) tipo C quando $Re_D = 1000$ na entrada.



Fonte: [32].

A Figura 2.23 mostra uma comparação entre a previsão numérica (CFD) e dados experimentais, para um Reynolds na entrada igual a 2.100. Verificou-se que a previsão de CFD concorda com os dados experimentais. Entretanto, não se cita de qual referência o experimento é tirado e também não são apresentados detalhes sobre o experimento. Também, estranha-se o fato de não haver barras de incerteza nos pontos experimentais.

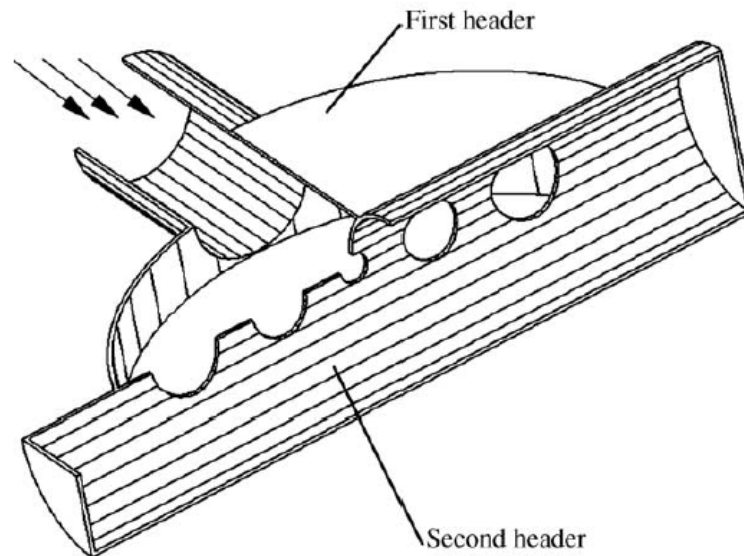
Figura 2.23 – Comparação entre simulação CFD e experimento para $Re_D = 2.100$ na entrada do bocal do PFHE simulado.



Fonte: [32].

Com base no conhecimento da má distribuição de escoamento de fluido observado na Figura 2.23, Zhang & Li (2003) propuseram uma segunda configuração de bocal, com uma estrutura de distribuição em duas etapas (Figura 2.24).

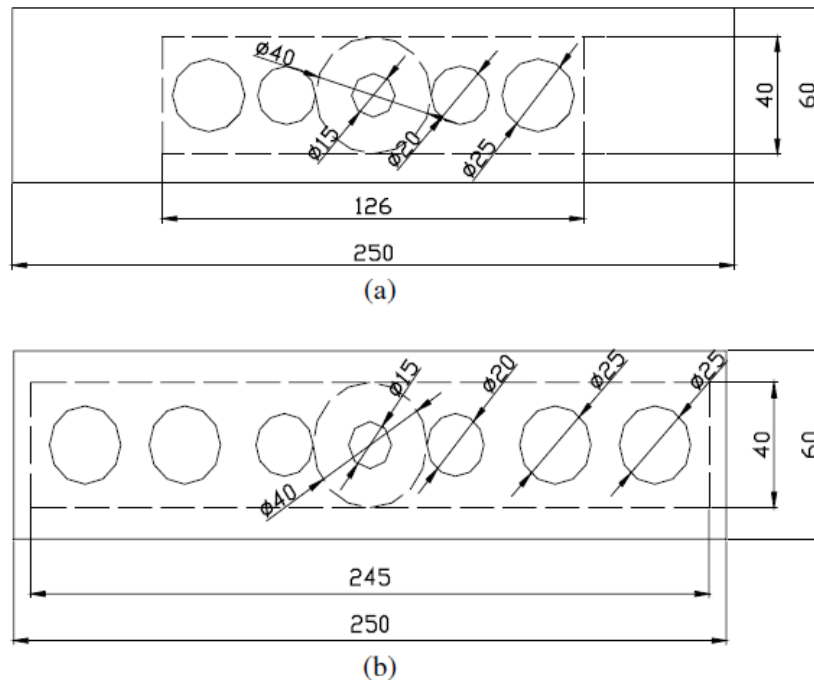
Figura 2.24 – Desenho esquemático de uma configuração proposta de bocal (tipo B).



Fonte: [32].

Dois tipos de bocais foram projetados, nomeados de tipo B e C, respectivamente. O tipo B diferia do tipo C nas estruturas de saída do escoamento da primeira etapa do bocal. A saída do escoamento da primeira etapa do tipo B era composta por cinco orifícios e a do tipo C era composta por sete orifícios. Além disso, as larguras da primeira etapa do bocal do tipo B e do tipo C eram de 126 mm e 245 mm, respectivamente, e as alturas eram de 40 mm nos dois casos (Figura 2.25).

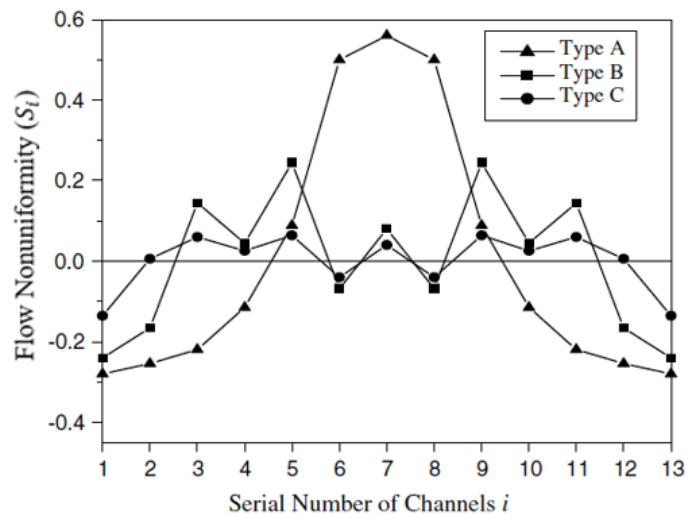
Figura 2.25 – Desenho esquemático dos dois tipos de configuração de bocal propostas: (a) tipo B e (b) tipo C. Medidas estão em milímetros.



Fonte: [32].

A Figura 2.26 compara os efeitos dos três tipos de configurações de bocais na não uniformidade do escoamento em cada passagem (S_i). Tanto o tipo B quanto o tipo C têm melhor desempenho do que o tipo A (convencional, atualmente usado na indústria). O desempenho da distribuição de escoamento do tipo C é ainda melhor que o do tipo B. A distribuição de escoamento do tipo C é mais uniforme entre os três tipos.

Figura 2.26 – Parâmetro de não uniformidade do escoamento de uma passagem individual (S_i) para os diferentes tipos de bocais para $Re_D = 1.000$.



Fonte: [adaptado de 32].

Adicionalmente, Zhang & Li (2003) propuseram um parâmetro (β_D) que relaciona diâmetros equivalentes, o qual avalia a razão entre os diâmetros equivalentes (ϕ) do primeiro e segundo bocal, sendo dado por:

$$\beta_D = \frac{\phi_{1,s}/\phi_{1,e}}{\phi_{2,s}/\phi_{2,e}}. \quad (2.14)$$

Os subíndices 1 (um) e 2 (dois) representam o primeiro e o segundo estágios do bocal respectivamente. Da mesma maneira, os subíndices e e s representam a entrada e a saída dos estágios do bocal (primeiro ou segundo), onde [32]:

$$\phi = 2\sqrt{\sum_{i=1}^{n_R} R_i^2}, \quad (2.15)$$

$$\phi_{1,e} = 40 \text{ mm}, \quad (2.16)$$

$$\phi_{1,s} = 2\sqrt{\sum_{i=1}^{n_R} R_i^2}, \quad (2.17)$$

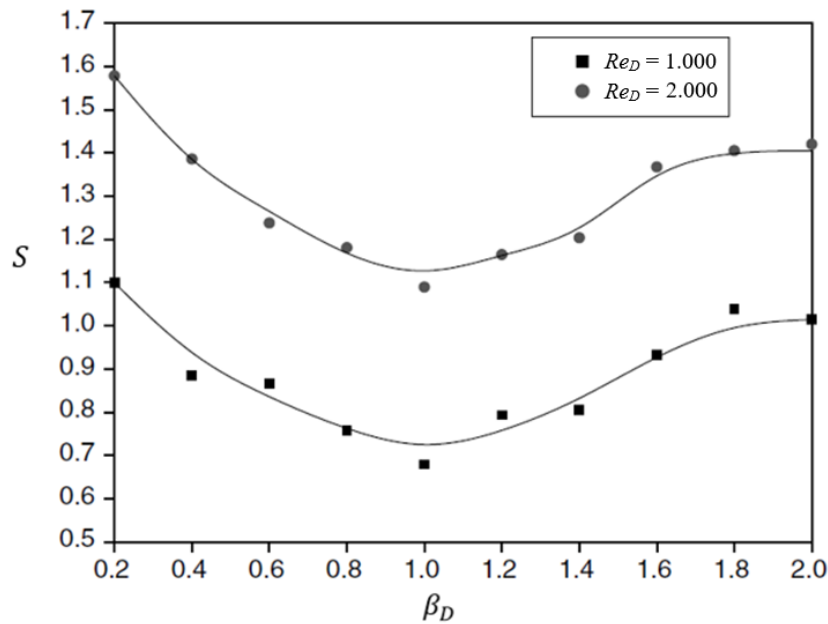
$$\phi_{2,e} = \phi_{1,s}, \quad (2.18)$$

$$\phi_{2,s} = 88,125 \text{ mm}, \quad (2.19)$$

onde R_i representa o raio do furo i entre o primeiro e segundo estágio do bocal e n_R é o número de furos.

O parâmetro β_D variou de 0,2 até 2, para dois valores de Reynolds na entrada: 1.000 e 2.000. Os resultados desta variação para a soma das não uniformidades (S) estão apresentados na Figura 2.27.

Figura 2.27 – Soma das não uniformidades (S) em função do parâmetro de razão de diâmetros equivalente (β_D) para $Re_D = 1.000$ e $Re_D = 2.000$.

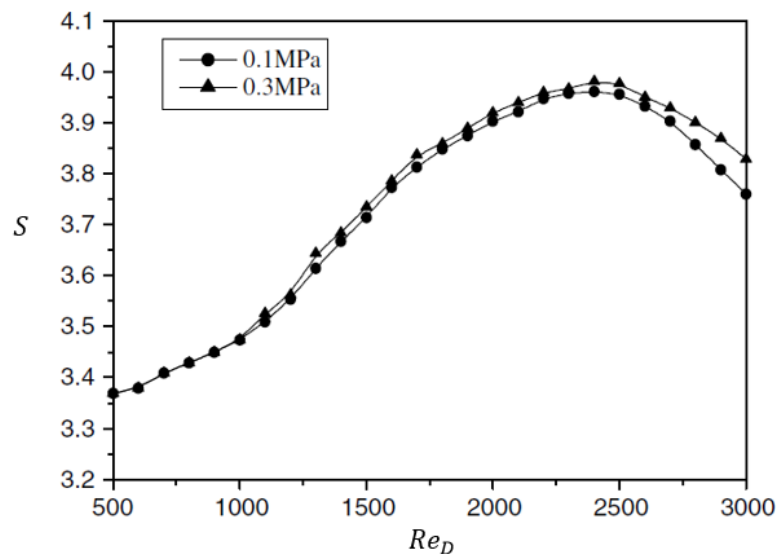


Fonte: [adaptado de 32].

Os resultados demonstram que o melhor arranjo para a configuração do bocal é para o parâmetro $\beta_D = 1$, onde a distribuição do escoamento é mais uniforme.

Por fim, Zhang & Li (2003) relacionaram o parâmetro de soma das não uniformidades (S) com o número de Reynolds para as pressões de trabalho de 0,1 e 0,3 MPa. Estes resultados estão ilustrados na Figura 2.28.

Figura 2.28 – Soma das não uniformidades (S) em função de Reynolds na entrada (Re_D) para as pressões de trabalho de 0,1 e 0,3 MPa.

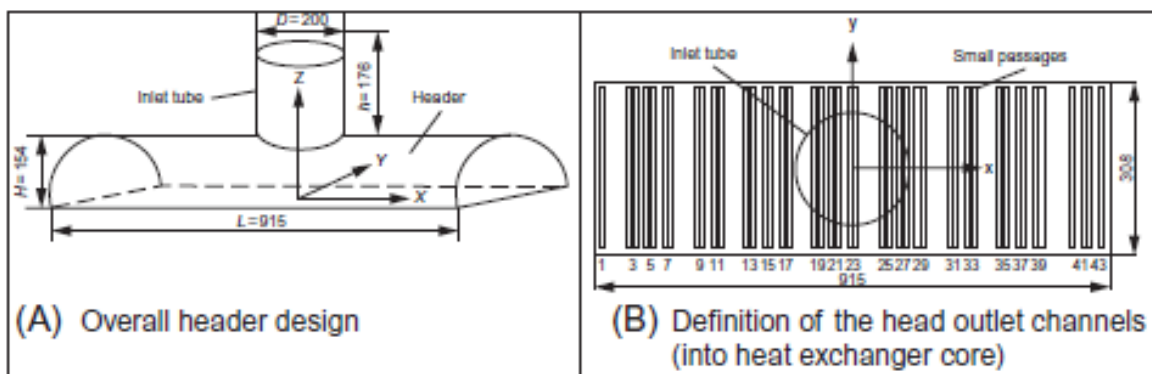


Fonte: [adaptado de 32].

A Figura 2.28 mostra uma tendência de aumento da não uniformidade com o aumento do Reynolds na entrada, o que sugere que a má distribuição do escoamento é maior para maiores vazões. Entretanto, o parâmetro S alcança seu maior valor em $Re_D = 2.500$ (para a faixa de Reynolds na entrada testada de 500 até 3.000) e depois decresce. Os autores justificam este fenômeno pela transição do regime laminar para turbulento quando o Reynolds na entrada está por volta de 2.500. A mudança do padrão do escoamento leva a uma nova distribuição do escoamento entre as zonas centrais e as outras partes do bocal. Também pode-se notar que a pressão de trabalho tem pouca influência na distribuição do escoamento.

No segundo trabalho de interesse apresentado na Tabela 2.1, a qual foi extraída de Bhutta et al. (2012), Wen & Li (2004) utilizaram CFD para estudar o efeito da má distribuição de ar em PFHEs e usaram os resultados para otimizar a configuração do bocal, o que levou a um aumento significativo no desempenho térmico. Pode-se observar, nas Figura 2.29a e Figura 2.29b, a geometria do projeto original do bocal apresentado neste estudo.

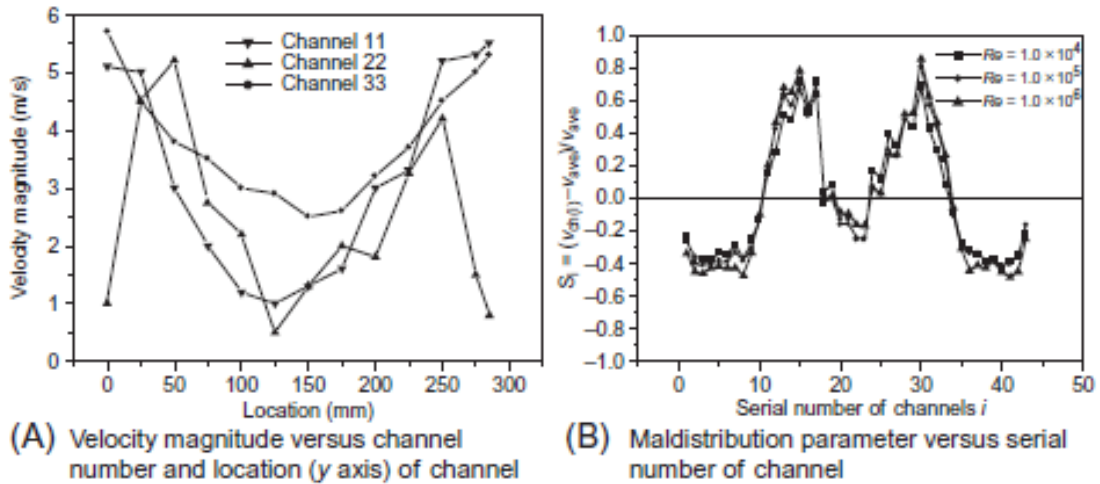
Figura 2.29 – (A) Projeto geral do bocal e (B) definição dos canais de saída do bocal (vista para dentro do recheio do trocador). Medidas estão em milímetros.



Fonte: [33].

A Figura 2.30a mostra a distribuição de velocidade do escoamento na direção y de três passagens escolhidas aleatoriamente no bocal convencional. Esta distribuição resulta na má distribuição do escoamento de fluido no distribuidor. Já a Figura 2.30b apresenta o fator S_i (equação 2.12) para cada passagem de saída variando o Reynolds na entrada de 10^4 até 10^6 .

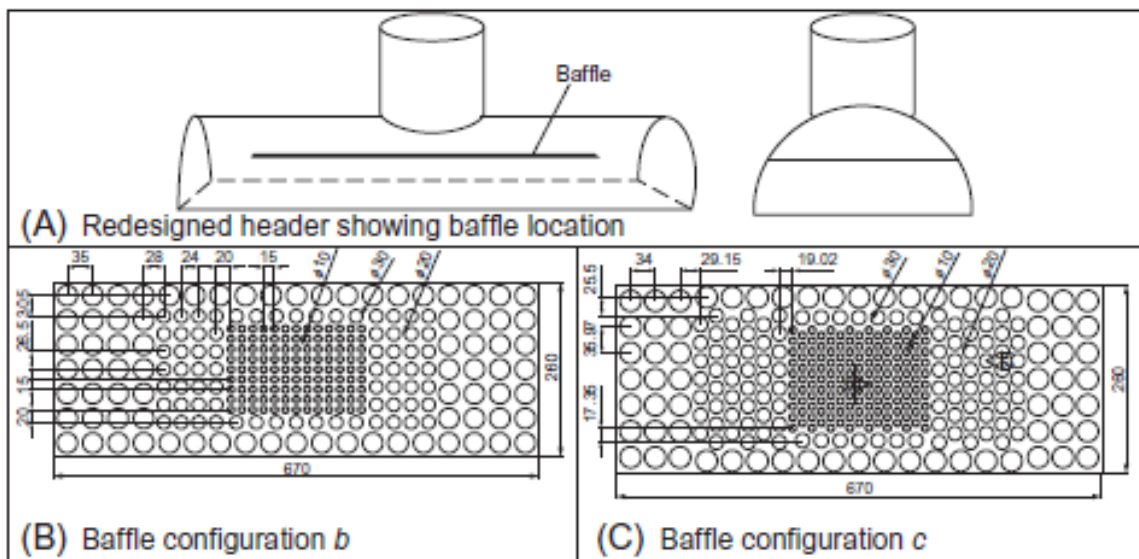
Figura 2.30 – (A) Magnitude de velocidade de saída dos canais ao longo da direção y e (B) parâmetro de má distribuição (S_i) para cada canal de saída.



Fonte: [33].

Wen & Li (2004), baseados nos dados da Figura 2.30, para concluir que a má distribuição do escoamento de fluido era a principal causa do baixo desempenho térmico do PFHE. O bocal de entrada foi redesenhado para incluir uma placa furada, posicionada internamente no bocal meia cana (o trabalho não apresenta detalhes de como a placa é posicionada). Dois projetos desta placa são propostos, como mostrado na Figura 2.31. Como a análise foi numérica, os autores não se preocuparam com a fixação das placas, fato este que poderia inviabilizar o uso destas em aplicações reais.

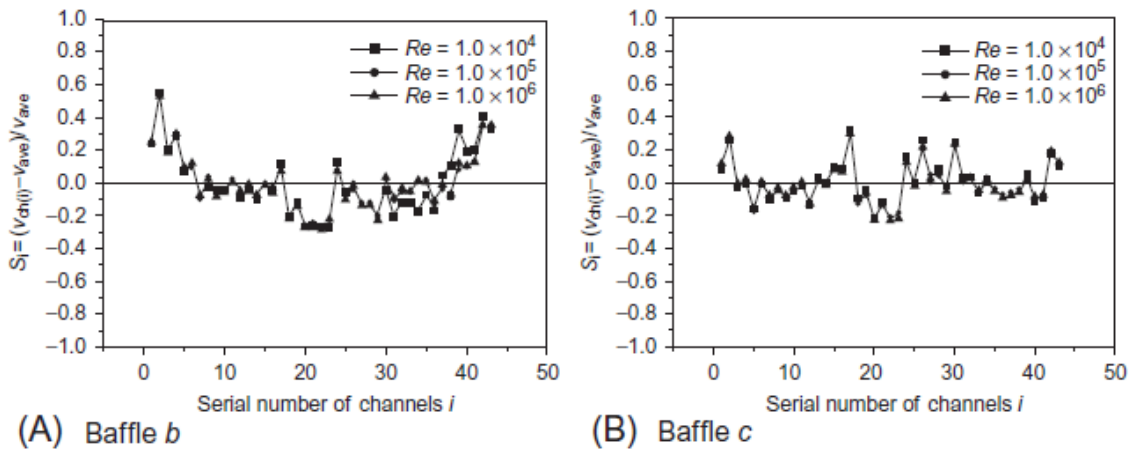
Figura 2.31 – (A) Bocal redesenhado apresentando a localização da placa furada, (B) configuração b da placa furada e (C) configuração c da placa furada. Medidas estão em milímetros.



Fonte: [33].

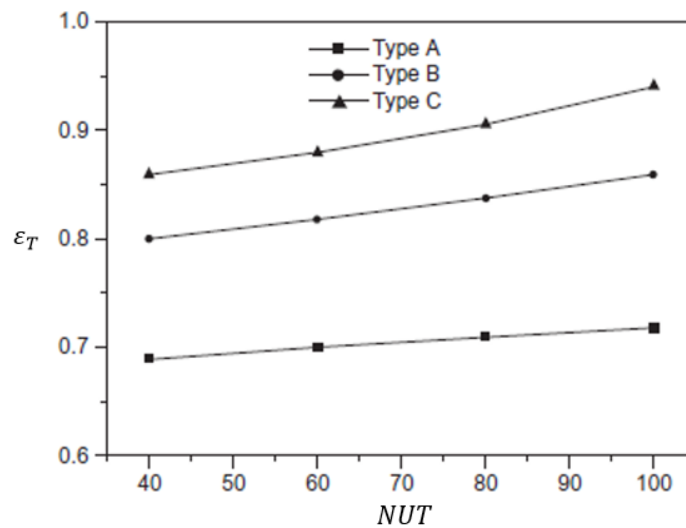
A simulação CFD mostrou uma melhoria significativa na má distribuição para os dois projetos de defletores, como mostra a Figura 2.32, o que proporcionou um aumento significativo na efetividade do trocador de calor, conforme mostrado na Figura 2.33.

Figura 2.32 – Parâmetro de má distribuição (S_i) em relação ao número de canal de saída para (A) placa furada *b* e (B) placa furada *c*.



Fonte: [33].

Figura 2.33 – Efetividade em relação ao NUT para os três tipos de bocais (Tipo A é o bocal original sem placa furada).

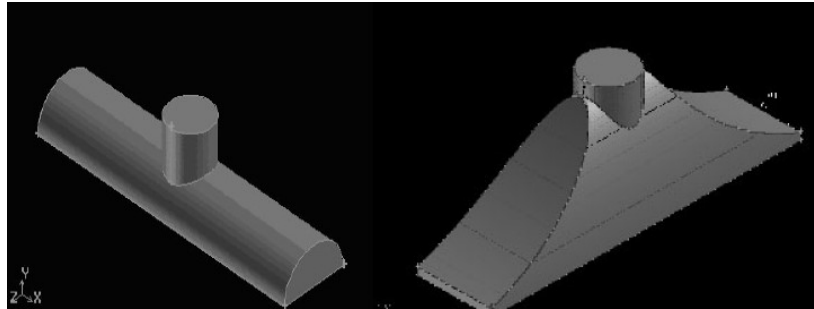


Fonte: [adaptado de 33].

Wasewar et al. (2007) realizaram um trabalho de simulação numérica em CFD sobre o mesmo bocal do trocador do trabalho de Zhang & Li (2003), apresentado na Figura 2.18. Os autores dividiram as saídas em 11 passagens e, desta vez, refinaram o domínio computacional

a 2 milhões de células. Foi utilizada a malha tetraédrica. A Figura 2.34 apresenta as geometrias simuladas.

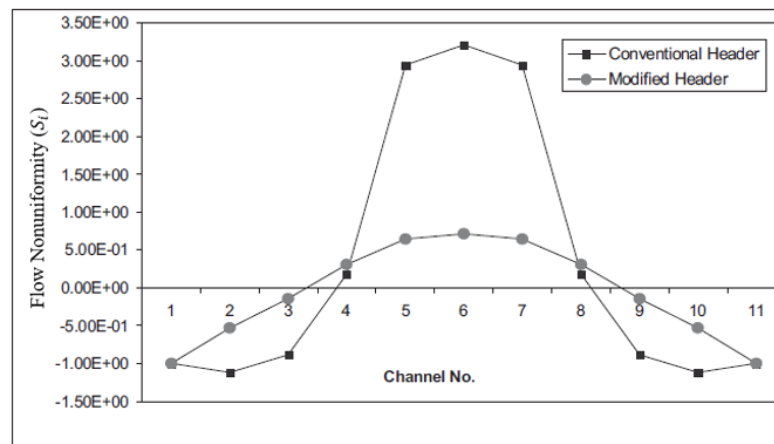
Figura 2.34 – Geometria do bocal convencional (à esquerda) e geometria do bocal modificado (à direita).



Fonte: [34].

Com o objetivo de comparar o desempenho entre as configurações de bocais convencional e modificado, utilizou-se o parâmetro S_i (Equação 2.12). Os resultados estão apresentados na Figura 2.35, onde observa-se o melhor desempenho do bocal modificado. Entretanto, é importante salientar que o bocal modificado tem um acréscimo considerável no seu volume em comparação ao bocal convencional. Este aumento de volume nem sempre é viável em aplicações industriais onde o espaço é limitado. A fabricação também se torna mais complexa. Nota-se também que a configuração modificada continua com a presença de cantos vivos, o que não é um problema neste caso pois o sistema não opera em altas pressões as quais poderiam acarretar na ruptura da estrutura.

Figura 2.35 – Comparação da não uniformidade do escoamento (S_i) entre o bocal convencional e o modificado.

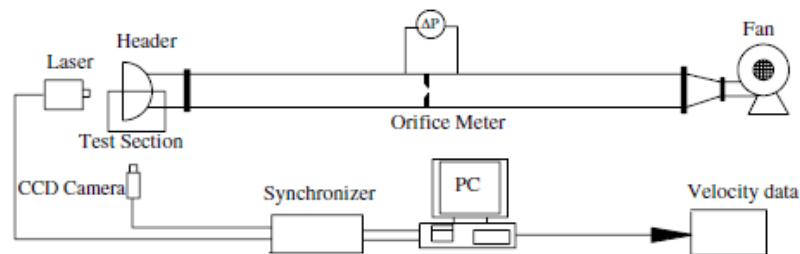


Fonte: [34].

Constatou-se uma redução de S , 15,5 para o bocal convencional para 4,5, para o bocal modificado, para um Reynolds de entrada de 2.100 e para um número de passagens (n) igual a 11. Os autores mostraram que a distribuição do escoamento pode ser melhorada com a mudança na geometria do bocal.

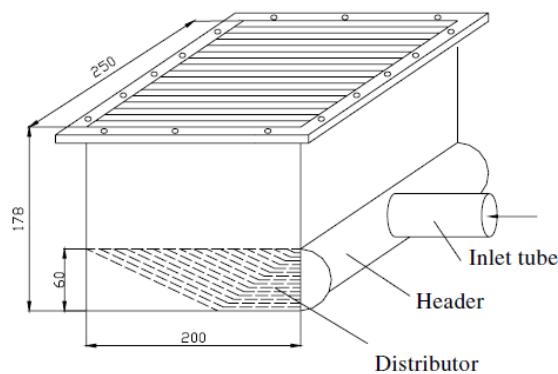
Ainda relacionado aos trabalhos citados por Bhutta et al. (2012), Wen et al. (2007) avaliaram experimentalmente, utilizando a técnica de velocimetria de imagem por partícula (PIV – *Particle Image Velocimetry*), os bocais do tipo A (Figura 2.29a) e tipo C (Figura 2.31c) simulados no trabalho de Wen & Li (2004). A Figura 2.36 apresenta um desenho esquemático do experimento realizado, o qual consiste de um sistema de escoamento de vento e um sistema de PIV. Este estudo se concentrou em comparar qualitativamente o escoamento de ar antes e depois da alteração de configuração do bocal. No sistema de ventilação, o ar com traçador de fumaça é bombeado por um ventilador à montante e o fluxo de massa é medido por um medidor de orifício instalado em tubulação de diâmetro constante. O bocal da seção de testes foi construído de acrílico (material transparente) com o intuito de permitir ao *laser* iluminar o campo de medição e a câmera capturar as imagens. A Figura 2.37 ilustra o bocal meia cana e o distribuidor acoplados ao núcleo do trocador.

Figura 2.36 – Desenho esquemático do experimento em PIV.



Fonte: [36].

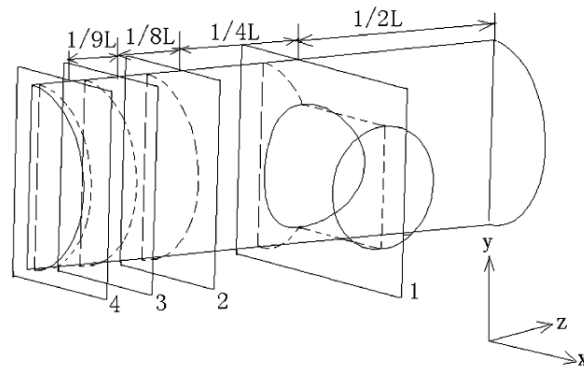
Figura 2.37 – Desenho esquemático da seção distributiva do trocador.



Fonte: [36].

As medições do sistema PIV foram realizadas em onze seções do bocal transparente, sendo quatro delas apresentadas na Figura 2.38. Apenas metade do bocal foi avaliada devido à sua simetria sendo que a seção 1 está posicionada no centro do bocal. Funções de correlação cruzada e transformadas rápidas de Fourier são utilizadas no processamento de dados para obter os campos de vetor velocidade instantânea através de processamento em lote. Uma máquina geradora de fumaça foi instalada na entrada do ventilador para fornecer as partículas traçadoras e dar tempo para que se misturem uniformemente com o ar antes de chegar na seção de testes. Estas partículas são necessárias para refletir a luz do *laser* e capturar as imagens pela câmera. A técnica PIV é muito interessante pois permite capturar velocidades muito baixas assim como supersônicas, entretanto, não permite análises em um ambiente altamente pressurizado pois não há material transparente resistente à altas pressões.

Figura 2.38 – Desenho esquemático da seção de teste.



Fonte: [36].

O parâmetro de má distribuição de escoamento (S_V) e razão de velocidades (θ) são descritos em [36].

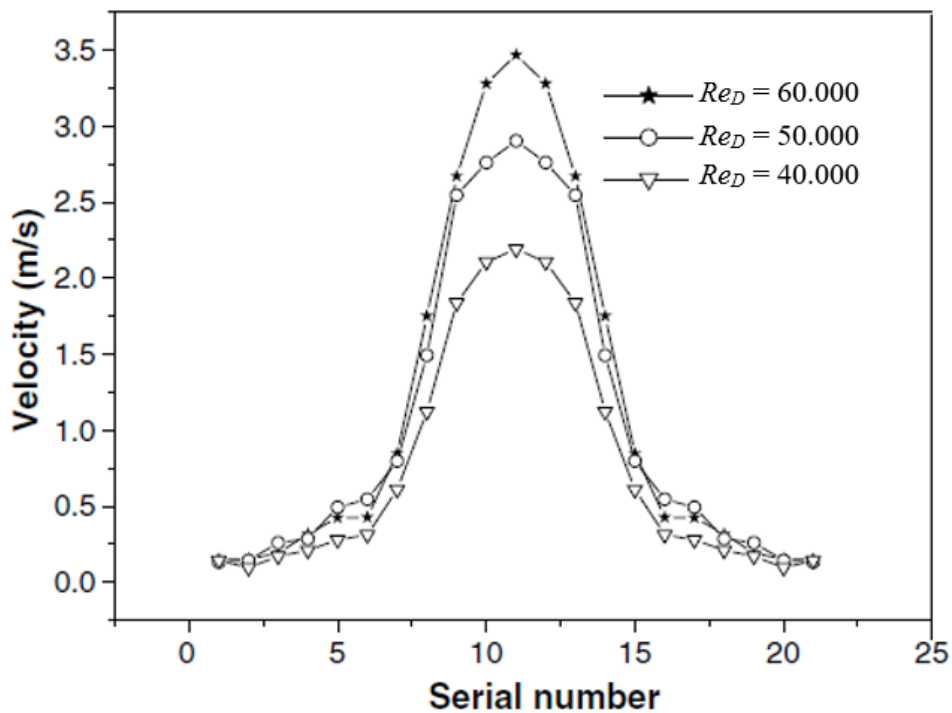
$$S_V = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (V_i - V_{ave})^2}, \quad (2.20)$$

$$\theta = \frac{V_{max}}{V_{min}}, \quad (2.21)$$

onde n é o número de passagens, V_i é a velocidade de cada passagem, V_{ave} é a velocidade média de todas as passagens, V_{max} é a velocidade máxima entre todas as passagens e V_{min} é a velocidade mínima entre todas as passagens. Quanto mais próximo S_V for de zero e θ de um, melhor é a distribuição do escoamento. Nota-se que o parâmetro de má distribuição (S_V) nada mais é do que o desvio padrão dos dados de velocidade (amostral).

Devido ao fato de a configuração do bocal ser simétrico, assumiu-se que a distribuição do escoamento de fluido também a era. Portanto, a outra metade do bocal (não testada) foi espelhada pelas primeiras seções, com uma seção exatamente no centro do bocal. A Figura 2.39 apresenta a distribuição de fluido do bocal convencional para diferentes números de Reynolds na entrada, para 11 seções de medição (10 espelhadas). Nota-se a não uniformidade ao longo do eixo z . A tendência de distribuição de fluido é idêntica para todos os Reynolds de entrada avaliados: velocidades muito altas perto do centro e muito baixas nas extremidades. A má distribuição se torna mais séria com o aumento do Reynolds da entrada. O parâmetro de má distribuição, na direção z , S_V (equação 2.20) aumentou de 0,778 ($Re_D = 40.000$) para 1,118 ($Re_D = 50.000$) e 1,21 ($Re_D = 60.000$). O valor médio da velocidade na saída de cada plano foi adotado como valor de cada velocidade de passagem (V_i).

Figura 2.39 – Distribuição de velocidade no bocal para diferentes Reynolds na entrada.



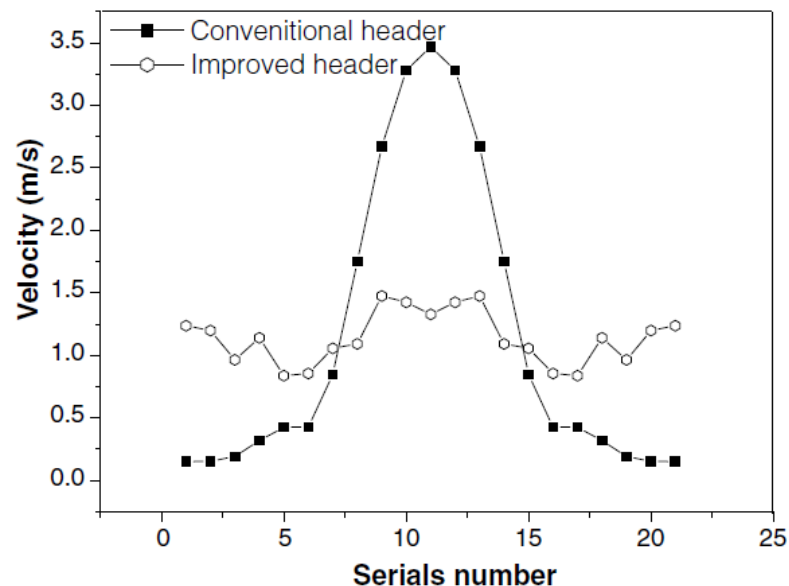
Fonte: [adaptado de 36].

Com base na distribuição de fluido da configuração convencional do bocal, uma placa furada foi posicionada no meio do bocal (direção x), como mostra a Figura 2.31a. Os furos menores foram posicionados no centro de acordo com a distribuição de velocidade do bocal convencional, os outros furos aumentam gradativamente conforme mais afastados do centro da

placa furada. A Figura 2.31b apresenta as dimensões da placa furada ($670 \times 260 \times 5$ mm) e os diâmetros dos furos em milímetros.

A Figura 2.40 apresenta a distribuição de velocidade do fluido ao longo da direção axial (direção z) para os dois bocais testados experimentalmente, com Reynolds na entrada de 60.000. Para o caso do bocal convencional, a valor da razão de velocidades (θ) foi de 23,163 e o parâmetro de má distribuição de escoamento (S_V) foi de 1,21. Já para o caso do bocal modificado, a valor da razão de velocidades (θ) foi de 1,756 e o parâmetro de má distribuição de escoamento (S_V) foi de 0,209. Pode-se concluir que a má distribuição de fluido é bem séria no bocal convencional utilizado na indústria e que a inclusão da placa furada melhorou consideravelmente a distribuição de fluido dentro do bocal.

Figura 2.40 – Distribuição de velocidade para diferentes bocais.

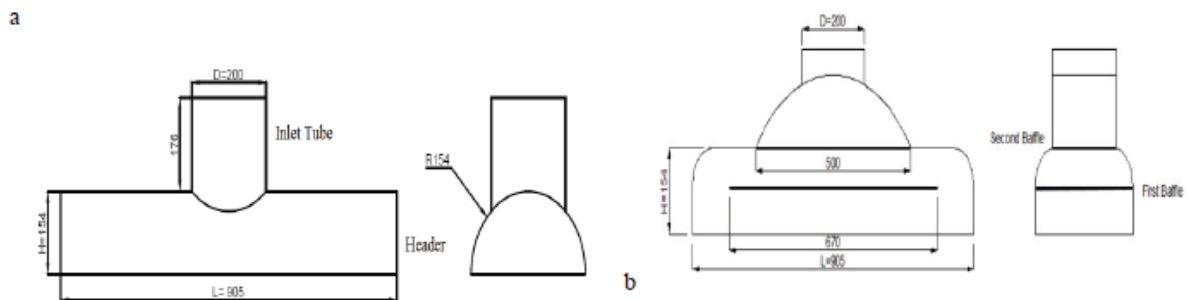


Fonte: [36].

Outro trabalho que se mostrou relevante foi o de Raul et al. (2016). Neste estudo, quatro tipos de bocais de um PFHE foram analisados usando o *software* (de CFD) ANSYS FLUENT® para estudar o efeito da má distribuição do escoamento de fluido. Os quatro tipos foram nomeados como: Caso 1, Caso 2, Caso 3 e Caso 4. O Caso 1, mostrado na Figura 2.41a, é um bocal meia cana convencional que possui as dimensões geométricas a seguir: diâmetro do tubo de entrada de 200 mm, o raio do bocal é 154 mm e a largura do bocal é igual a 905 mm. O Caso 2 é um bocal de passagem dupla com uma placa perfurada de furos alinhados inserida no bocal. Os furos na placa perfurada são de três diâmetros diferentes, como mostra a Figura 2.42a, na qual a disposição alinhada dos furos é usada. Os diâmetros dos furos utilizados foram 10 mm, 20 mm e 30 mm, respectivamente. Nos casos 3 e 4 mostrados na Figura 2.41b são

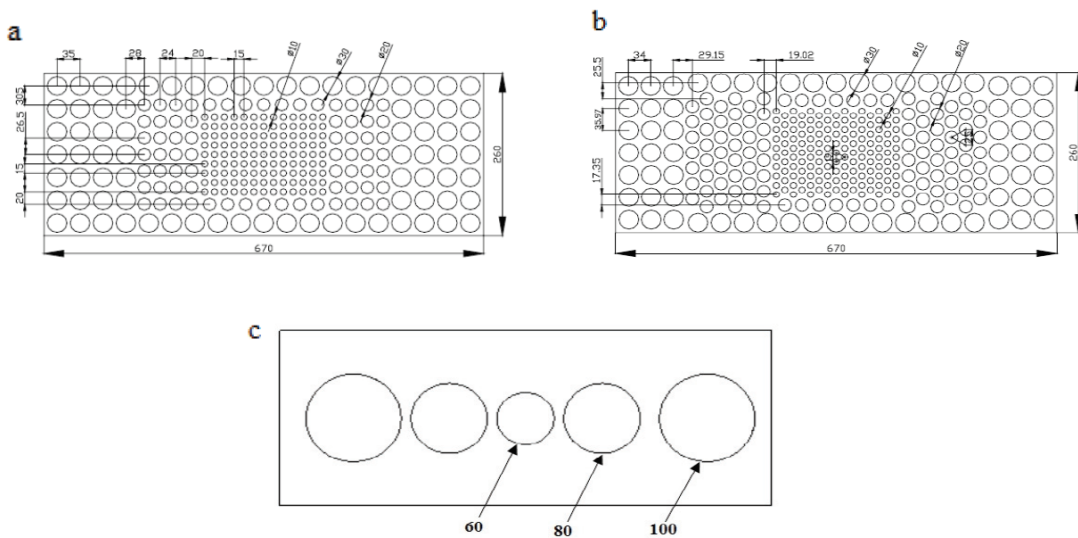
utilizados os dois tipos de placas furadas. A primeira placa furada utilizada é igual à do Caso 2 (placa de furos alinhados) para o Caso 3 e a segunda placa furada é composta por cinco orifícios (Figura 2.42c) com diâmetro gradualmente crescente e dispostos ao longo do eixo central do bocal. Para o Caso 4, a primeira placa furada é a com furos desalinhados como mostrado na Figura 2.42b.

Figura 2.41 – Desenho esquemático das configurações dos bocais (a) Bocal convencional e (b) Bocal modificado.



Fonte: [37].

Figura 2.42 – Arranjo das placas furadas usadas no bocal de entrada: (a) Furos alinhados, (b) Furos alternado e (c) segunda placa furada.



Fonte: [37].

A má distribuição foi avaliada utilizando-se os mesmos parâmetros utilizados por Wen et al. (2007): o desvio padrão S_V (equação 2.20) e a razão de velocidades θ (equação 2.21). A Tabela 2.2 apresenta uma comparação entre resultados numéricos de Raul et al. (2016) e dados

experimentais de Wen et al. (2007). Por ser um desvio padrão da velocidade, o parâmetro S_V tem a unidade de metros por segundo.

Tabela 2-2 – Comparação numérica e experimental do parâmetro de má distribuição (S_V)

Re_D	S_V	Trabalho
40.000	0,741	CFD de Raul et al. (2016)
	0,778	PIV de Wen et al. (2007)
50.000	0,964	CFD de Raul et al. (2016)
	1,118	PIV de Wen et al. (2007)
60.000	1,176	CFD de Raul et al. (2016)
	1,210	PIV de Wen et al. (2007)

Fonte: [adaptada de 37].

A Tabela 2.3 apresenta resultados de simulações dos parâmetros S_V , para os Casos 1, 2, 3 e 4, para os três números de Reynolds na entrada ($Re_D = 40.000, 50.000, 60.000$). A velocidade do fluido é máxima na parte central do bocal e mínima nas duas extremidades do bocal convencional e, portanto, a má distribuição do escoamento é alta no bocal convencional (Caso 1). No Caso 2, a distribuição do escoamento ao longo da largura é melhorada pela adição de uma placa perfurada no interior do bocal, que reduz a velocidade na parte central do bocal. Os Casos 3 e 4 apresentaram menores S_V em comparação com o bocal convencional (Caso 1). Os valores de S_V para o Caso 4 são menores do que os dos Casos 2 e 3, de forma que esta configuração se mostrou a melhor dentre as testadas.

Tabela 2-3 – Parâmetro de má distribuição (S_V) para todos os quatro casos simulados para três valores de Reynolds na entrada.

Re_D	S_V Caso 1	S_V Caso 2	S_V Caso 3	S_V Caso 4
40.000	0,7411 m/s	0,2134 m/s	0,2998 m/s	0,2317 m/s
50.000	0,9635 m/s	0,2812 m/s	0,3649 m/s	0,2536 m/s
60.000	1,1760 m/s	0,3363 m/s	0,3974 m/s	0,2934 m/s

Fonte: [adaptada de 37].

A razão de velocidades (θ) para os Casos 1, 2, 3 e 4 e para os três números de Reynolds na entrada é mostrada na Tabela 2.4. A razão de velocidade é alta no bocal convencional em comparação com os bocais modificados propostos. A razão de velocidades é máxima no Caso 1. A velocidade se torna mais uniforme, com a razão de velocidades reduzida pelo uso de placas perfuradas.

Tabela 2-4 – Razão de velocidades (θ) para todos os quatro casos simulados para três valores de Reynolds na entrada.

Re_D	θ Caso 1	θ Caso 2	θ Caso 3	θ Caso 4
40.000	29,2286	4,9375	2,5818	2,27026
50.000	6,25114	4,8167	2,2847	1,9693
60.000	12,581	3,0111	2,07172	1,98187

Fonte: [adaptada de 37].

Ainda, observou-se que o parâmetro de má distribuição do escoamento total (S_V) aumenta com o acréscimo do valor de Reynolds na entrada, ao passo que a razão de velocidades (θ) diminui com o aumento de Reynolds na entrada para os Casos 2 e 3; e atinge um mínimo em Reynolds de entrada igual a 50.000 nos Casos 1 e 4.

Um outro parâmetro de avaliação da má distribuição do escoamento, o coeficiente de variação (CoV) (BAEK et al., 2014), sendo definido como o desvio padrão das vazões mássicas (populacional) dividido pela média aritmética das vazões mássicas, ou seja:

$$CoV = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (m_i - \bar{m})^2}{n}}}{\bar{m}}, \quad (2.22)$$

onde m_i é a vazão mássica do canal i , n é o número de canais e \bar{m} é a vazão mássica média, definida como a vazão mássica de entrada do bocal dividido pelo número de canais, ou seja:

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_e}{n}, \quad (2.23)$$

onde m_e é a vazão mássica na entrada do bocal. Assim como para os parâmetros S_V e θ , o CoV pode variar de zero até valores positivos muito altos, onde zero indica uma condição ideal. Entretanto, Baek et al. (2014) determinaram que valores de CoV abaixo de 0,15 indicam boa uniformidade do escoamento nos canais do núcleo.

Dentre os trabalhos mais atuais sobre a má distribuição de fluidos em bocais de DBHEs, destacam-se os seguintes: Lance & Carlson (2017), Lance & Carlson (2018) e Chu et al (2019).

Lance & Carlson (2017) testaram experimentalmente um protótipo de PCHE com núcleo de canais semicirculares, também utilizando a técnica PIV. A Figura 2.43 apresenta uma fotografia do protótipo fabricado em acrílico para permitir visualização. O PCHE original opera com dióxido de carbono no estado termodinâmico supercrítico, entretanto, com a limitação de pressão de operação devido ao uso do acrílico, utilizou-se água como fluido de trabalho, que se encontra no estado líquido na pressão atmosférica.

Figura 2.43 – Protótipo de um PCHE construído em acrílico.



Fonte: [38].

O núcleo do protótipo foi fabricado com 17 placas de acrílico, com canais semicirculares usinados, as quais foram empilhadas e parafusadas. Cada placa tinha 33 canais, totalizando 561 canais. A área de entrada dos canais foi de aproximadamente $50,8 \times 101,6$ mm (2×4 pol.). O espaçamento dos canais na direção das placas empilhadas foi mantido consistente com as geometrias típicas desses trocadores. Diferentemente de um trocador de calor típico com dois escoamentos de fluidos, o protótipo de PCHE para visualização tinha apenas um conjunto de canais retos, permitindo a medição da distribuição do escoamento pelos canais. O experimento não envolveu transferência de calor (escoamento adiabático) e a temperatura do fluido era de aproximadamente $40,6$ °C.

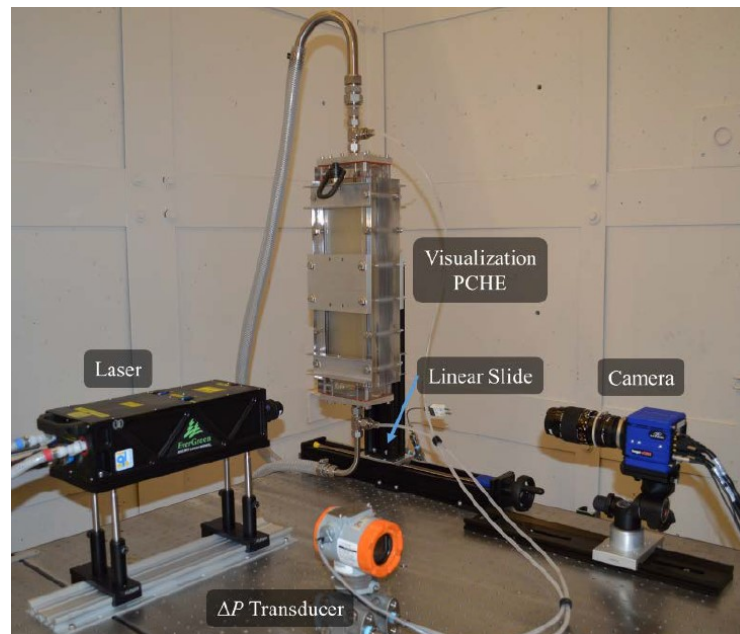
Os bocais (*headers*), também feitos de acrílico e com dutos de conexão de entrada e saída, foram projetados para serem substituídos facilmente. As dimensões do bocal retangular

eram de 63,5 mm de altura, 114 mm de largura e 31,8 mm de profundidade ($2,50 \times 4,50 \times 1,25$ pol.). Já o bocal arredondado, tinha seu diâmetro interno de 57,2 mm (2,25 pol.) e um orifício de 12,7 mm (0,50 pol.) para a passagem do jato de entrada. No presente caso, o tubo foi conectado na direção normal à face do bocal. O diâmetro interno do encaixe da tubulação na direção do bocal era 11,9 mm (0,47 in). Cuidado foi tomado para haver pelo menos dez diâmetros de comprimento de duto reto nos lados de entrada e de saída, para garantir escoamento plenamente desenvolvido.

A técnica PIV foi utilizada para medir a distribuição do escoamento dentro dos bocais. Esta é uma técnica óptica que fornece dados de alta resolução espacial. Como o nome indica, partículas no escoamento são visualizadas para entender a distribuição do fluido. Pequenas esferas ocas de vidro de cerca de 10 μm de diâmetro com uma densidade de aproximadamente 1,1 g/cm^3 foram distribuídas na água para acompanhar o escoamento. Um feixe de laser pulsado foi formado em um plano para iluminar essas partículas em dois tempos diferentes. Uma câmera digital especializada adquiriu essas imagens das partículas e as registrou em um computador. Os grupos de partículas puderam ser rastreados com o olho ou com um computador. O *software* de processamento determinou a trajetória bidimensional de deslocamento desses grupos de partículas.

A Figura 2.44 mostra a bancada experimental utilizada pelos autores, a qual conta com um controle deslizante linear que possibilita translações repetidas e precisas do protótipo em relação ao laser e à câmera. Isso permitiu que os dados fossem adquiridos em nove planos paralelos dentro do bocal inferior. Este bocal pôde ser configurado tanto como o bocal de entrada como de saída, simplesmente mudando as mangueiras. A visualização do protótipo foi orientada verticalmente para facilitar a remoção de ar. Um total de 108 conjuntos de dados foram adquiridos variando-se os parâmetros: geometria (circular e retangular); bocais de entrada e saída; vazões mássicas (três) e planos paralelos (nove). Cada conjunto de dados é composto de imagens de partículas e dados básicos, incluindo vazão volumétrica, temperatura da água e queda de pressão no protótipo (bocais e núcleo). A cobertura de dados foi excelente, fornecendo informações sobre a influência destes parâmetros no escoamento.

Figura 2.44 – Bancada experimental.

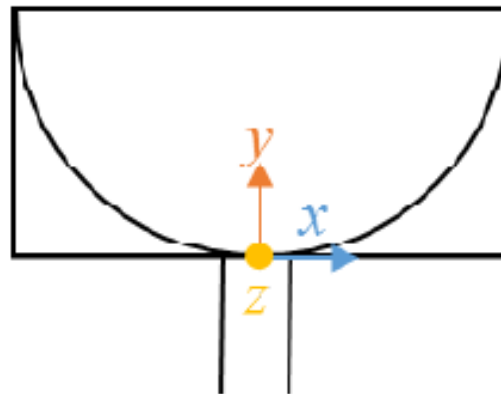


Fonte: [38].

A vazão volumétrica foi alterada ajustando uma válvula do sistema. As três vazões testadas foram: 18,5 gpm ($\sim 1,17 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$), 12,0 gpm ($\sim 7,6 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$) e 6,0 gpm ($\sim 3,8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$) para condições de fluxo alto, médio e baixo. O número de Reynolds foi calculado com base no diâmetro hidráulico do duto de entrada. O número maior de Reynolds baseado no diâmetro do jato de entrada foi de 189.000 e, portanto, altamente turbulento. O número de Reynolds para os canais também foi calculado assumindo distribuição de vazão mássica uniforme e foi encontrado que seriam turbulentos, transitórios e laminares para as três vazões volumétricas.

Em cada conjunto de dados, 1.000 pares de imagens foram obtidas. Médias temporais foram realizadas a partir de dados instantâneos de velocidade e a energia cinética turbulenta foi calculada. As variáveis u , v e w são as velocidades nas direções x , y e z , respectivamente. A Figura 2.45 mostra a geometria dos bocais, arredondado (meia cana) e retangular, e o sistema de coordenadas adotado, cuja origem está na interface entre o centro do duto e o bocal, com x positivo para a direita, y para cima e z para fora da página. Este sistema de coordenadas é o mesmo para os bocais de entrada e saída.

Figura 2.45 – Sistema de coordenadas definido com a origem na abertura do jato adentrando o bocal.



Fonte: [38].

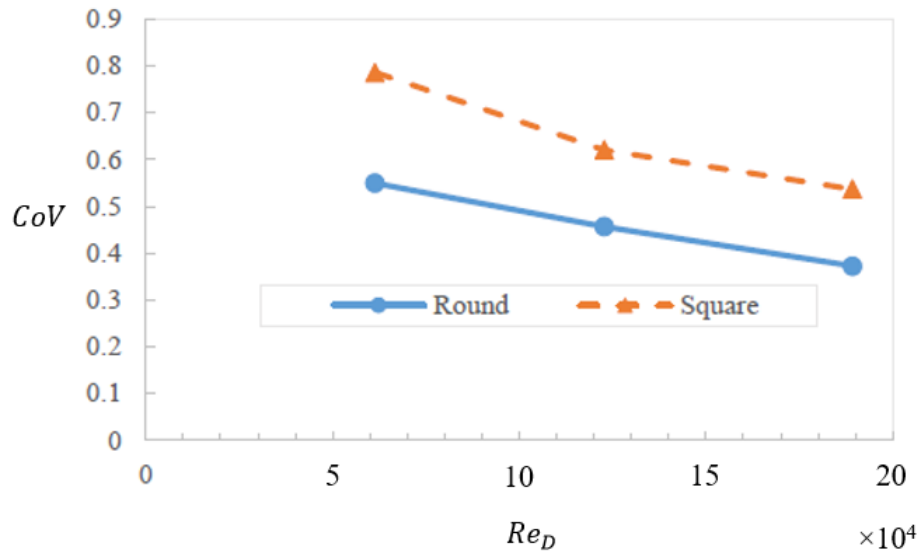
O CoV foi calculado substituindo as vazões mássicas (da equação 2.22) por velocidades médias do fluido calculadas experimentalmente. Os resultados do CoV em função do número de Reynolds na entrada (Re_D) e da vazão volumétrica de entrada (g_e) estão tabulados na Tabela 2.5 e plotados na Figura 2.46. Os valores de CoV são maiores (maior má distribuição de vazão) para a geometria quadrada do que para a meia cana em cerca de 40%. A geometria arredondada ajudou a fazer a transição do escoamento do jato de entrada para a área da face do núcleo e vice-versa, com maior uniformidade. Além disso, os valores deste parâmetro são menores com o aumento da vazão. Os números de Reynolds são apresentados para considerações de dimensionamento. Este trabalho indica que é provável que haja uma correlação entre o nível de má distribuição do escoamento e o número de Reynolds, neste caso, que o fluxo seja mais uniforme para números de Reynolds maiores.

Tabela 2-5 – CoV para ambas geometrias para as três vazões volumétricas na entrada.

g_e [gpm]	Re_D	CoV	
		Meia Cana	Retangular
6,0	~ 61.400	0,550	0,786
12,0	~ 123.000	0,457	0,621
18,5	~ 189.000	0,373	0,537

Fonte: [adaptada de 38].

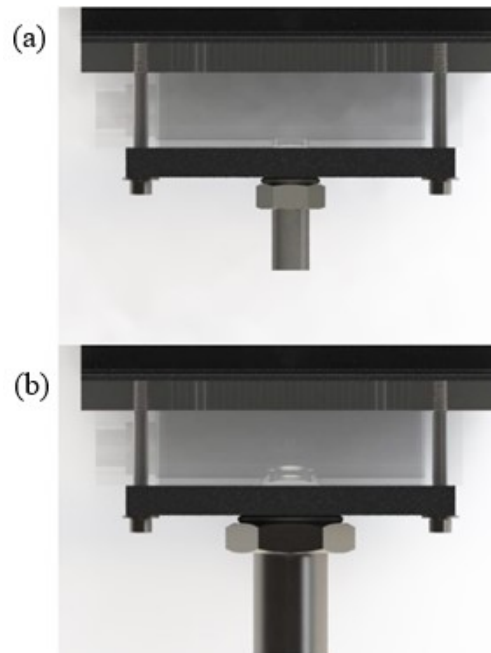
Figura 2.46 – Gráfico de resultados de CoV para ambas geometrias para as três vazões volumétricas na entrada.



Fonte: [adaptado de 38].

Posteriormente, Lance & Carlson (2018) simularam numericamente o experimento, com bocal arredondado, apresentado na Figura 2.47 (LANCE & CARLSON, 2017). Os autores simularam este caso com duto de entrada de meia polegada (configuração original) e de uma polegada. Os canais do núcleo do protótipo foram representados por meios porosos nas simulações numéricas. A comparação entre dados experimentais e resultados de simulação para o bocal arredondado com meia polegada de diâmetro está apresentada na Tabela 2.6. Pode-se concluir que a abordagem de meio poroso no núcleo não é eficiente para avaliação de distribuição de massa em bocais, pois os resultados das simulações apresentam erros de em torno de 50% para todos os casos.

Figura 2.47 – (a) Duto de entrada original com diâmetro interno de 11,9 mm (0,47 in). (b) Duto de entrada maior com diâmetro interno de 25,9 mm (1,02 in).



Fonte: [39].

Tabela 2-6 – CoV para experimento e simulação para as três vazões volumétricas na entrada com duto de entrada de meia polegada.

g_e [gpm]	Re_D	CoV	
		Experimento	Simulação
6,0	~ 61.400	0,341	0,130
12,0	~ 123.000	0,310	0,152
18,5	~ 189.000	0,264	0,127

Fonte: [adaptada de 38].

Pode-se observar na Tabela 2.7 que a simulação prevê uma diminuição considerável do CoV quando se utiliza o duto duas vezes maior na entrada. Entretanto, acredita-se que os resultados numéricos preveem CoV abaixo dos reais para a simulação de uma polegada, como já observado na Tabela 2.6.

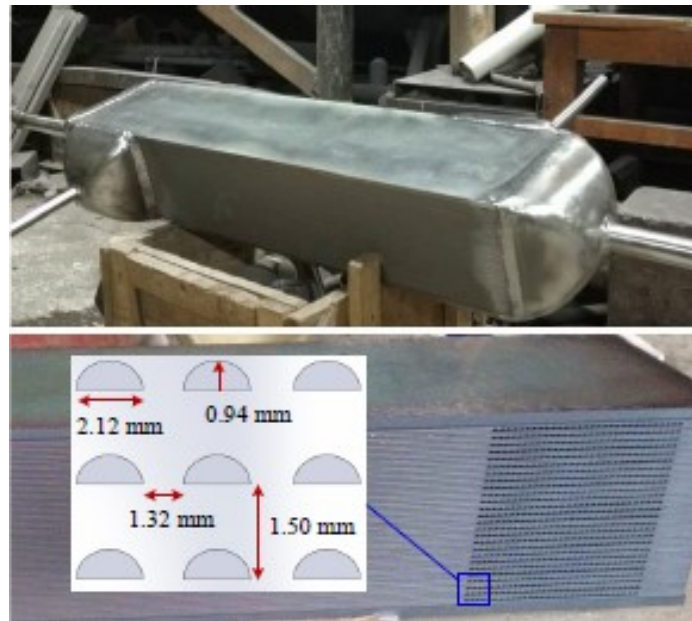
Tabela 2-7 – CoV para ambas dimensões dos dutos para as três vazões volumétricas na entrada.

CoV			
g_e [gpm]	Duto de meia polegada	Duto de uma polegada	Diferença relativa [%]
6,0	0,130	0,103	-20,8
12,0	0,152	0,101	-33,6
18,5	0,127	0,0995	-21,7

Fonte: [adaptada de 38].

Em outro trabalho relacionado ao tema, Chu et al. (2019) estudaram a não uniformidade de um condensador PCHE de canais retos, com dióxido de carbono supercrítico (sCO_2) como fluido de trabalho, com quatro tipos diferentes de bocais de entrada. Baseando-se nos perfis das linhas de corrente, propuseram um novo bocal de entrada hiperbólico. Além disso, o efeito do comprimento do núcleo do trocador foi estudado e encontrou-se que a não uniformidade do escoamento pode ser minimizada com a variação da geometria dos canais no núcleo do trocador. Complementarmente, a relação entre o desvio padrão da não uniformidade do escoamento e o fator de forma foram quantitativamente investigados e analisados. Os resultados mostraram que a não uniformidade do escoamento pode ser expressa como uma função do fator de forma e do comprimento adimensional do núcleo. A Figura 2.47 mostra um PCHE de canais retos fabricado pela Universidade Xi'an Jiaotong na China, na qual as 25 placas quentes e 26 placas frias são empilhadas como uma estrutura "sanduíche". Para simular a geometria real de um trocador de calor, os bocais de entrada e saída foram soldados ao núcleo de transferência de calor do PCHE.

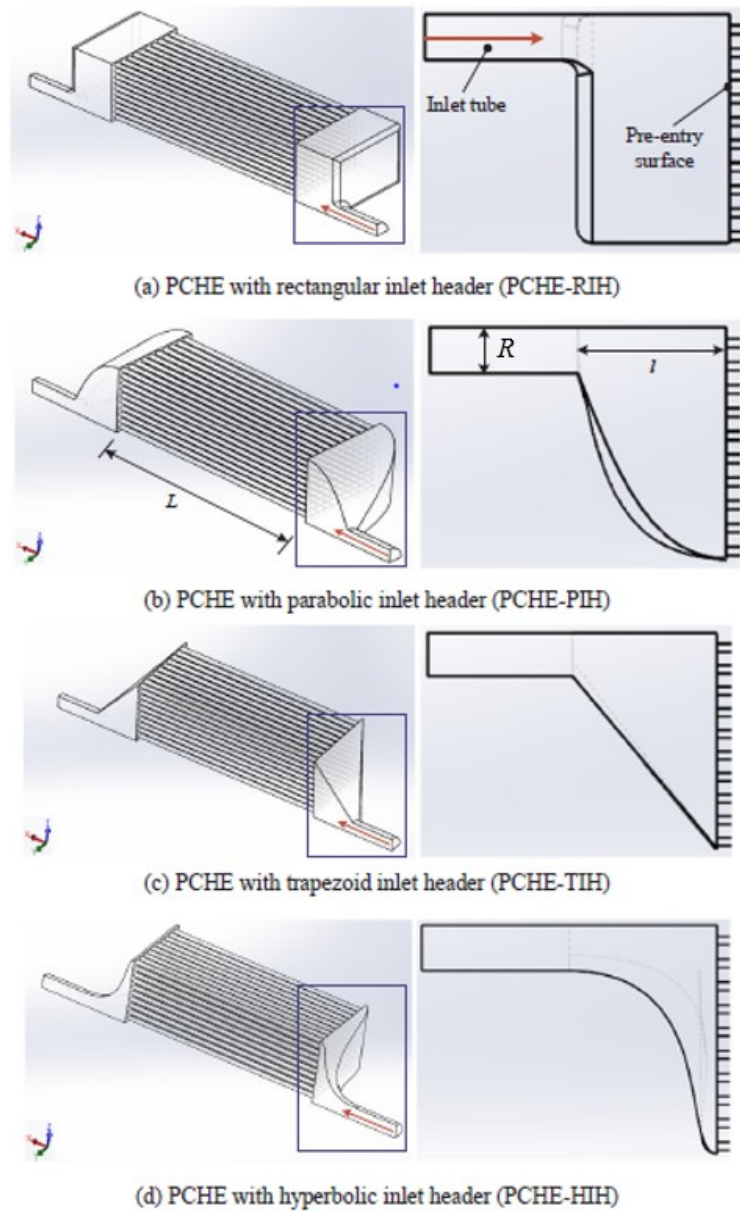
Figura 2.48 – PCHE fabricado na Universidade de Xi'an Jiaotong na China.



Fonte: [40].

Chu et al. (2019) utilizaram a simetria em dois planos na modelagem numérica do núcleo do PCHE, de forma que um quarto dos canais de escoamento foram estudados. Os modelos computacionais de PCHEs com diferentes bocais de entrada, incluindo o bocal de entrada retangular (RIH – *Rectangular Inlet Header*), bocal de entrada parabólico (PIH – *Parabolic Inlet Header*), bocal de entrada trapezoidal (TIH – *Trapezoid Inlet Header*) e bocal de entrada hiperbólico (HIH – *Hyperbolic Inlet Header*) são mostrados na Figura 2.49. O raio de entrada (R) e o comprimento do bocal (l) são 6 mm e 20 mm, respectivamente, para todos os casos. Os parâmetros geométricos dos canais são mostrados na Figura 2.48 com base no PCHE fabricado com PIH. O bocal de saída permanece o mesmo, com a estrutura parabólica, para todos os casos neste estudo.

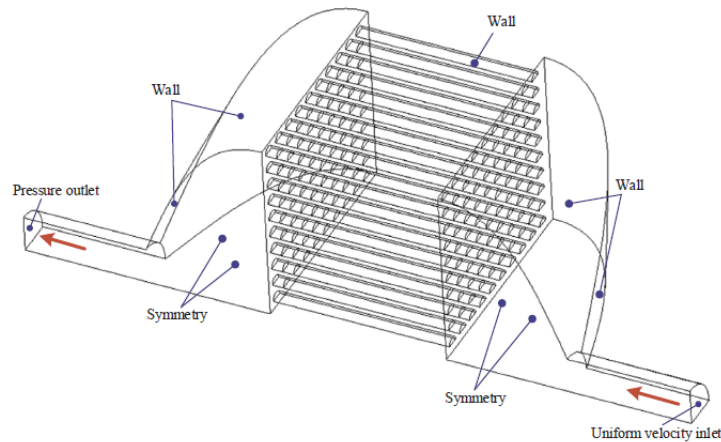
Figura 2.49 – Descrição dos bocais simulados do PCHE.



Fonte: [40].

A resistência térmica principal (*driving thermal resistance*) à troca de calor no trocador está do lado do $s\text{CO}_2$ do trocador de calor, conforme conclusões de estudos experimentais anteriores (CHU et al., 2017). Assim, os canais no ramal do $s\text{CO}_2$ podem ser considerados independentes entre si e uma condição de temperatura constante na parede é aplicada. Figura 2.50 ilustra as condições de contorno adotadas: velocidade uniforme e pressão constante nas regiões de entrada e saída, respectivamente. As tubulações de entrada e saída são estendidas em $10R$ e $20R$, respectivamente, para garantir um escoamento uniforme na entrada e evitar escoamento reverso na saída.

Figura 2.50 – Condições de contorno do PCHE simulado.



Fonte: [40].

O *software* comercial ANSYS® CFX 17.2 foi usado para essas simulações de CFD. A tabela de propriedades de gases reais acoplada ao software CFX foi aplicada com base no REFPROP (*Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database*), do NIST (*National Institute of Standard and Technology*), devido à alta variabilidade das propriedades térmicas do $s\text{CO}_2$ perto do ponto crítico. O número de elementos da malha computacional utilizada foi de em torno de 62 milhões de elementos.

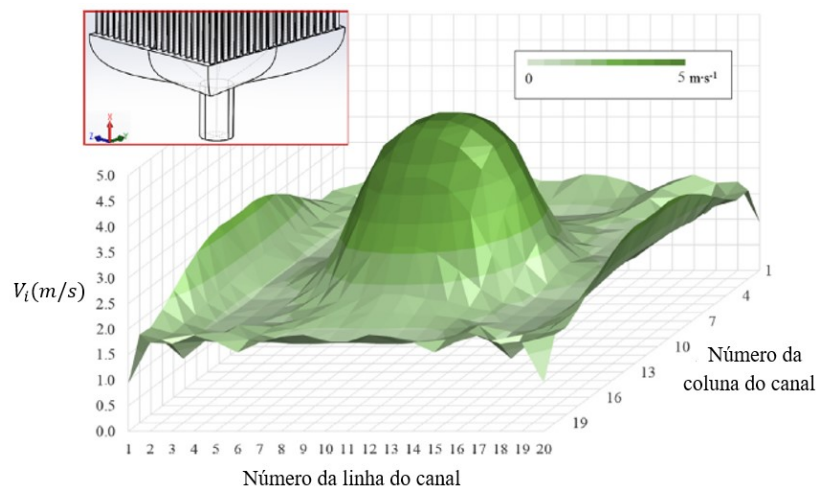
A densidade do $s\text{CO}_2$ varia muito com a mudança de temperatura próxima ao ponto crítico. Como resultado, a velocidade do $s\text{CO}_2$ nos canais pode mudar drasticamente devido à diminuição da temperatura ao longo do sentido do escoamento e subsequentes alterações na densidade. No entanto, a vazão mássica em cada canal permanece constante. Os cálculos quantitativos da não uniformidade do escoamento para um canal individual (S_i) e do somatório da não uniformidade do escoamento (S) podem ser realizados de acordo com as equações (2.12) e (2.13), respectivamente. Com o intuito de representar a não uniformidade do escoamento em uma escala de 0 a 1, foi introduzido o desvio padrão da não uniformidade do escoamento (σ), o qual pode ser obtido a partir da expressão [40]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (S_i - S/n)^2}{n}}. \quad (2.24)$$

A Figura 2.51 ilustra a distribuição de velocidade no plano médio do núcleo do PCHE com o PIH conectado da mesma maneira que o modelo físico mostrado na Figura 2.48. A velocidade na região central, onde os canais estão alinhados com o tubo de entrada, é muito

maior que nos outros, o que significa que o fluido segue o caminho de menor resistência com desvios mínimos. A velocidade máxima nos canais centrais é quase 5 vezes maior que a velocidade mínima, encontrada nos canais periféricos.

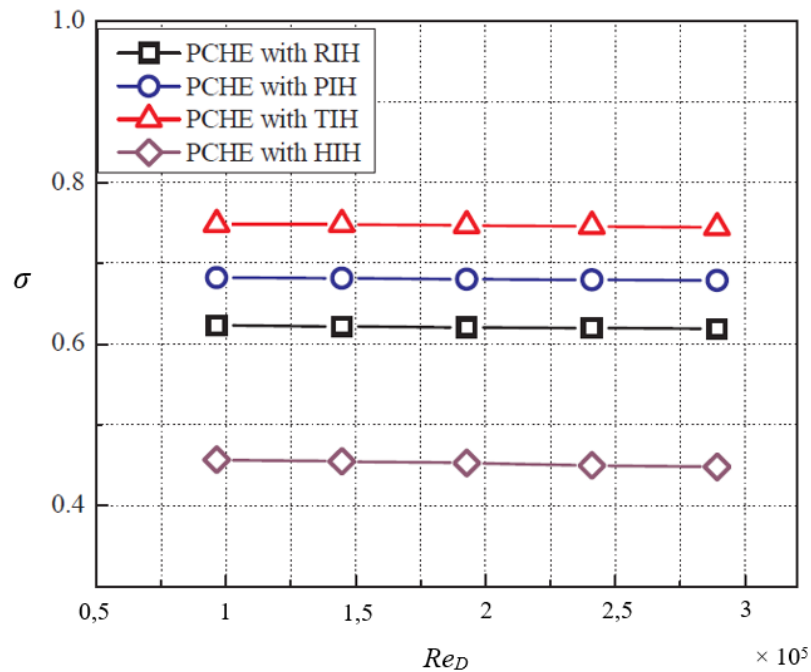
Figura 2.51 – Distribuição de velocidade no plano médio do núcleo do PCHE com PIH ($Re_D = 2,89 \times 10^5$).



Fonte: [adaptado de 40].

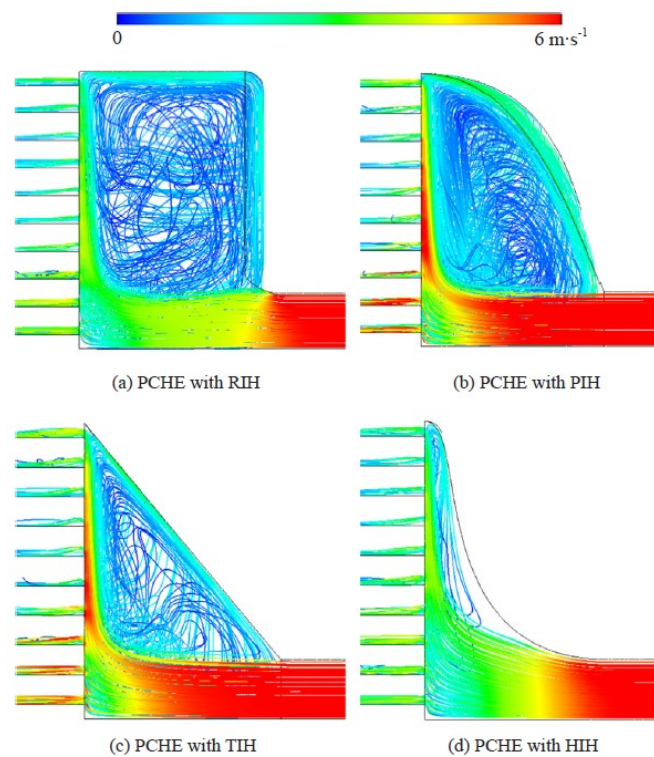
Segundo Chu et al. (2019), devido às condições operacionais de alta pressão e à preocupação com a corrosão causada pelo sCO_2 , não é seguro colocar um defletor no bocal de entrada, como é feito com trocadores de calor do tipo placas convencionais. Portanto, é essencial melhorar a uniformidade do escoamento do PCHE por meio de otimização estrutural do bocal de entrada. A Figura 2.52 mostra o desvio padrão da não uniformidade de vazão do PCHE, σ , com quatro bocais de entrada diferentes. O valor de σ é praticamente constante com o aumento do número de Reynolds de entrada, para cada bocal de entrada (para Re_D acima de ~ 80.000). O escoamento do PCHE com HIH apresenta maior uniformidade, como se verifica observando as linhas de corrente mostradas na Figura 2.53. Regiões de fortes recirculações podem ser encontradas nos bocais de entrada retangular e parabólico, resultando em vazões mássicas de fluido reduzidas para os canais periféricos. Isso se deve ao grande volume interno dos RIH, TIH e PIH, de forma que o fluido que impacta a parede pode ser redirecionado. Enquanto isso, o HIH é projetado com base no perfil das linhas de corrente, resultando em apenas uma pequena área de recirculação no bocal. O fluido que escoar em direção aos canais periféricos não possui rota de retorno ou área para recircular.

Figura 2.52 – Desvio padrão da não uniformidade de vazão (σ) do PCHEs em função do número de Reynolds na entrada, para quatro tipos de bocais de entrada.



Fonte: [adaptado de 40].

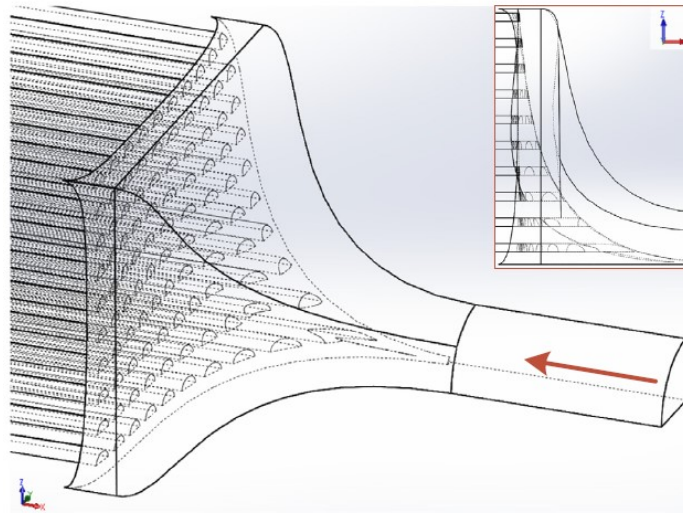
Figura 2.53 – Esquema das linhas de corrente do PCHE com quatro bocais diferentes ($Re_D = 2,89 \times 10^5$).



Fonte: [40].

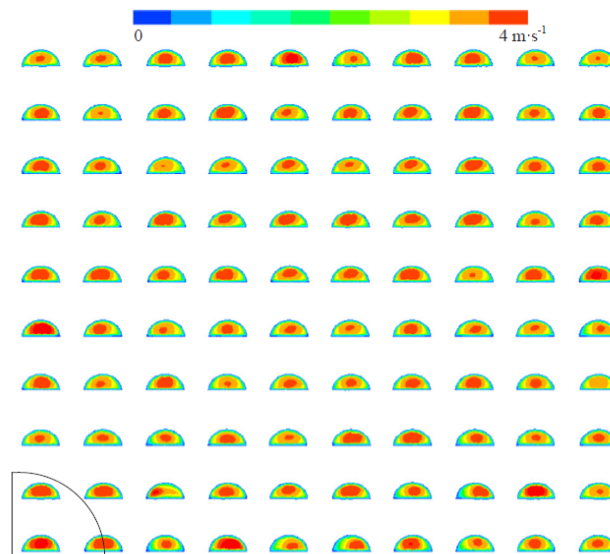
Com base na análise de linhas de corrente do PCHE com HIH, a estrutura do bocal de entrada foi melhorada ainda mais. A Figura 2.54 mostra a estrutura do bocal de entrada hiperbólico modificado (MHIH – *Modified Hyperbolic Inlet Header*), onde os canais na parte do meio foram estendidos perto do duto de entrada. A linha tracejada na vista frontal mostra como os canais se conectam ao bocal com base na nova superfície hiperbólica paralela à superfície externa do MHIH. A distribuição de velocidade dos canais é mostrada na Figura 2.55. O canto inferior esquerdo está na frente do tubo de entrada; pode ser visto que a uniformidade do escoamento é maior nestes canais. Além disto, mesmo os canais mais periféricos recebem maior fluxo em comparação com os modelos anteriores.

Figura 2.54 – Estrutura do PCHE com bocal de entrada hiperbólico modificado (MHIH).



Fonte: [40].

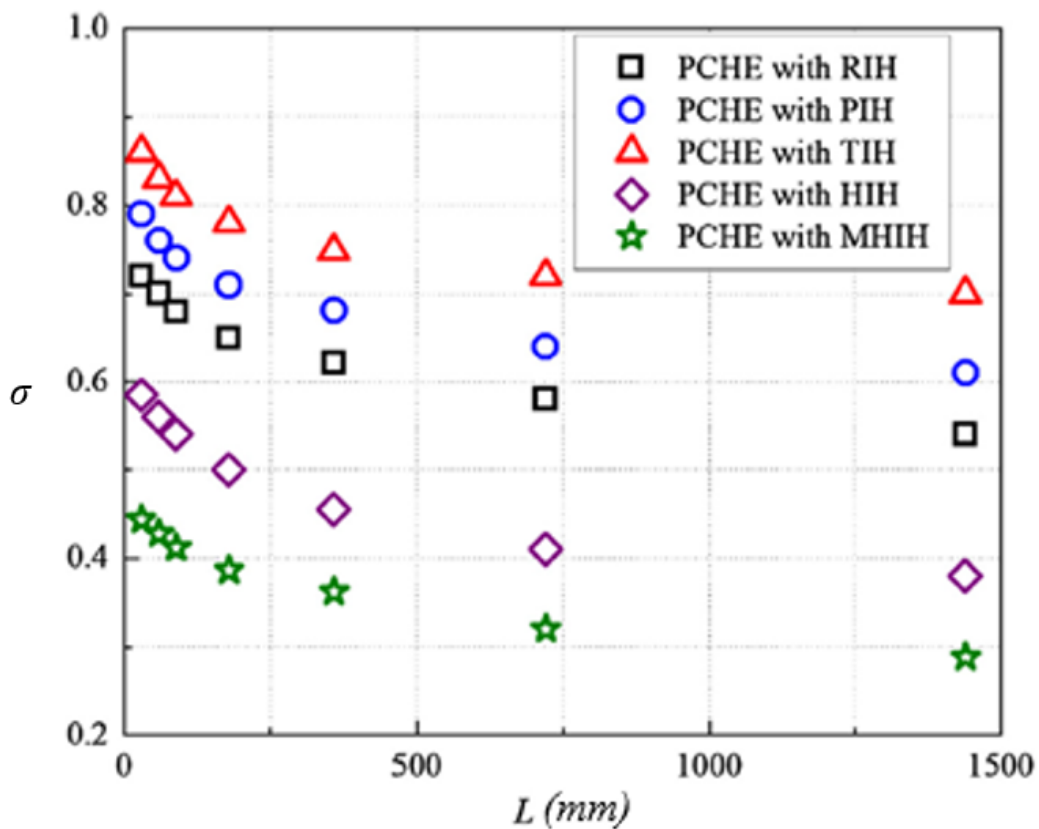
Figura 2.55 – Distribuição do escoamento no plano médio do núcleo do PCHE com MHIH ($Re_D = 2,89 \times 10^5$).



Fonte: [40].

De acordo com Chu et al. (2019), o comprimento do núcleo também pode afetar a distribuição do escoamento no trocador de calor. A Figura 2.56 mostra os resultados da investigação do efeito do comprimento do núcleo (L) no desvio padrão da não uniformidade da vazão mássica (σ). Foram modelados PCHEs com os cinco bocais de entrada diferentes e comprimentos de núcleo variados (L igual a 90 mm, 180 mm, 360 mm, 720 mm e 1.440 mm). À medida que o comprimento do núcleo foi aumentado, o valor de σ foi reduzindo e a uniformidade do escoamento foi sendo aprimorada. A uniformidade do escoamento do PCHE com o MHIH foi melhorada em 46% em relação ao PCHE com o PIH mostrado na Figura 2.48 quando ambos possuíam L igual a 360 mm. Isso ocorre porque a pressão de saída é mantida constante nos modelos e a queda de pressão no núcleo se torna dominante à medida que o comprimento do núcleo é aumentado. Além disso, o gradiente de pressão entre os diferentes canais na seção transversal de entrada do bocal de entrada diminui, o que melhora ainda mais a uniformidade do escoamento. Pode-se concluir que a não uniformidade do escoamento pode ser reduzida, mas não completamente eliminada, com o aumento do comprimento do núcleo.

Figura 2.56 – Condições de contorno do PCHE simulado.



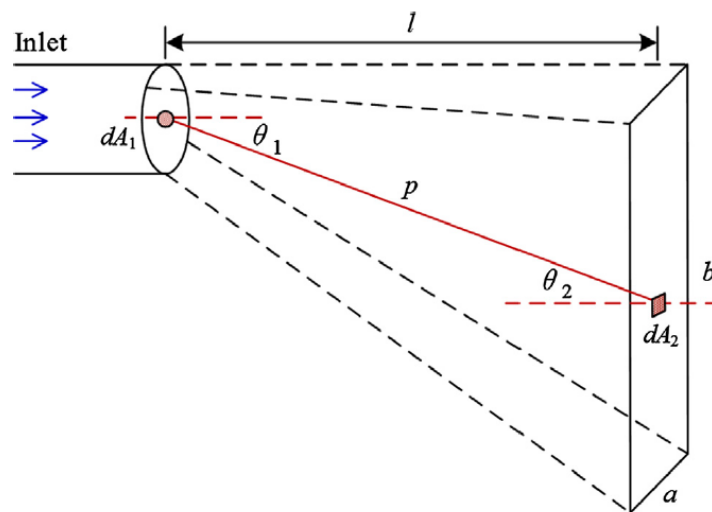
Fonte: [adaptado de 40].

Para prever o fenômeno da não uniformidade do escoamento, correlações foram obtidas emprestando-se, da teoria de trocas radiantes, os conceitos de fator de forma e de ângulo sólido [40]. A Figura 2.57 ilustra o conceito do fator de forma. A seção transversal do duto de entrada, normal a direção do escoamento, representa a fonte de radiação e a superfície da seção transversal da entrada do núcleo representa o alvo da radiação. Com essas definições, o fator de forma pode ser calculado como:

$$F_{A_1-A_2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \left(\int_{A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi p^2} dA_2 \right) dA_1, \quad (2.25)$$

onde dA_1 é a derivada parcial da área fonte e dA_2 é a derivada parcial da área alvo assim como θ_1 e θ_2 são os ângulos entre uma linha que liga os pontos centrais dessas áreas (p) e as linhas normais à superfície de cada área. Neste trabalho, θ_1 é igual a θ_2 devido ao *layout* paralelo das áreas de origem e destino.

Figura 2.57 – Esquema da não uniformidade do escoamento associada com o conceito de fator de forma.



Fonte: [40].

O valor de $F_{A_1-A_2}$ pode ser obtido por cálculo ou pelo método da “tabela de pesquisa” (*lookup table method*). Foi provado que $F_{A_1-A_2}$ aumenta quando a área fonte (A_1) diminui e a área alvo (A_2) aumenta (HOWELL et al., 2016). $F_{A_1-A_2}$ e σ diminuem com o aumento de A_1 e do comprimento do bocal (l). Por outro lado, com o aumento de A_2 , $F_{A_1-A_2}$ e σ aumentam. De acordo com os resultados numéricos, o desvio padrão da não uniformidade da vazão, que reflete a não homogeneidade do escoamento, é proporcional ao valor de $F_{A_1-A_2}$. Portanto, um coeficiente de correção adicional, incluindo comprimento adimensional, é adicionado à correlação de σ [40], resultando em:

$$\sigma = 0,87 \cdot F_{A_1-A_2}^{1,52} \cdot \left(\frac{L}{a+b}\right)^{-0,12}, \quad (2.26)$$

$$10^5 \leq Re_D \leq 3 \times 10^5$$

onde a e b são a largura e altura da área alvo mostradas na Figura 2.57.

O número de Nusselt (Nu) e o fator de atrito de Darcy (f) podem ser ajustados com base na correlação de Dittus-Boelter (BERGMAN et al., 2014) e na correlação de Blasius (BERGMAN et al., 2014) sob regime turbulento. Com base no estudo da não uniformidade do escoamento, as correlações do número de Nusselt e do fator de atrito de Darcy foram corrigidas para levar em consideração a não uniformidade da vazão do escoamento. Essas equações, encontradas em [40], são descritas a seguir:

$$Nu = 0,0084 \cdot \sigma^{0,31} \cdot Re_D^{0,85}. \quad (2.27)$$

$$10^5 \leq Re_D \leq 3 \times 10^5$$

$$f = 60,5 \cdot \sigma^{0,16} \cdot Re_D^{-0,56}. \quad (2.28)$$

$$10^5 \leq Re_D \leq 3 \times 10^5$$

Obter o fator de forma $F_{A_1-A_2}$ de uma seção transversal de um duto para uma seção transversal de um núcleo DBHE (retângulo) não é uma tarefa simples, sendo que esta geometria não está tabelada nos livros de radiação. Portanto, fez-se necessário procurar um modelo matemático para este fator de forma. No entanto, encontrou-se um modelo de fator de forma de retângulo para círculos coaxiais ($F_{A_2-A_1}$) que pode ser utilizado, empregando-se a relação de reciprocidade [23]:

$$A_1 F_{A_1-A_2} = A_2 F_{A_2-A_1}. \quad (2.29)$$

Thyageswaran (2019) propôs uma correlação que descreve este fator de forma ($F_{A_2-A_1}$), na forma [43]:

$$F_{A_2-A_1} = 0,3272 F_{2i}^{0,9136} + 0,6815 F_{2c}^{1,0568}, \quad (2.30)$$

onde F_{2i} e F_{2c} são funções baseadas em parâmetros geométricos, dadas por:

$$\begin{aligned}
F_{2i} = & \frac{1}{\pi(p_i - q_i)(r_i - s_i)} \left\{ \ln \left[\frac{(s_i^2 + p_i^2 + 1)(r_i^2 + q_i^2 + 1)}{(r_i^2 + p_i^2 + 1)(s_i^2 + q_i^2 + 1)} \right] + 2(p_i^2 + 1)^{1/2} \left[r_i \cdot \right. \right. \\
& \arctg \left(\frac{r_i}{(p_i^2 + 1)^{1/2}} \right) - s_i \cdot \arctg \left(\frac{s_i}{(p_i^2 + 1)^{1/2}} \right) \left. \right] - 2(q_i^2 + 1)^{1/2} \left[r_i \cdot \right. \\
& \arctg \left(\frac{r_i}{(q_i^2 + 1)^{1/2}} \right) - s_i \cdot \arctg \left(\frac{s_i}{(q_i^2 + 1)^{1/2}} \right) \left. \right] + 2(r_i^2 + 1)^{1/2} \left[p_i \cdot \right. \\
& \arctg \left(\frac{p_i}{(r_i^2 + 1)^{1/2}} \right) - q_i \cdot \arctg \left(\frac{q_i}{(r_i^2 + 1)^{1/2}} \right) \left. \right] - 2(s_i^2 + 1)^{1/2} \left[p_i \cdot \right. \\
& \left. \left. \arctg \left(\frac{p_i}{(s_i^2 + 1)^{1/2}} \right) - q_i \cdot \arctg \left(\frac{q_i}{(s_i^2 + 1)^{1/2}} \right) \right] \right\}, \tag{2.31}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{2c} = & \frac{1}{\pi(p_c - q_c)(r_c - s_c)} \left\{ \ln \left[\frac{(s_c^2 + p_c^2 + 1)(r_c^2 + q_c^2 + 1)}{(r_c^2 + p_c^2 + 1)(s_c^2 + q_c^2 + 1)} \right] + 2(p_c^2 + 1)^{1/2} \left[r_c \cdot \right. \right. \\
& \arctg \left(\frac{r_c}{(p_c^2 + 1)^{1/2}} \right) - s_c \cdot \arctg \left(\frac{s_c}{(p_c^2 + 1)^{1/2}} \right) \left. \right] - 2(q_c^2 + 1)^{1/2} \left[r_c \cdot \right. \\
& \arctg \left(\frac{r_c}{(q_c^2 + 1)^{1/2}} \right) - s_c \cdot \arctg \left(\frac{s_c}{(q_c^2 + 1)^{1/2}} \right) \left. \right] + 2(r_c^2 + 1)^{1/2} \left[p_c \cdot \right. \\
& \arctg \left(\frac{p_c}{(r_c^2 + 1)^{1/2}} \right) - q_c \cdot \arctg \left(\frac{q_c}{(r_c^2 + 1)^{1/2}} \right) \left. \right] - 2(s_c^2 + 1)^{1/2} \left[p_c \cdot \right. \\
& \left. \left. \arctg \left(\frac{p_c}{(s_c^2 + 1)^{1/2}} \right) - q_c \cdot \arctg \left(\frac{q_c}{(s_c^2 + 1)^{1/2}} \right) \right] \right\}, \tag{2.32}
\end{aligned}$$

onde as variáveis $p_i, q_i, r_i, s_i, p_c, q_c, r_c,$ e s_c são parâmetros geométricos, dados por:

$$p_i = \frac{\bar{R}}{\sqrt{2}} + \bar{W}, \tag{2.33}$$

$$q_i = \frac{\bar{R}}{\sqrt{2}} - \bar{W}, \tag{2.34}$$

$$r_i = \frac{\bar{R}}{\sqrt{2}} + \bar{L}, \tag{2.35}$$

$$s_i = \frac{\bar{R}}{\sqrt{2}} - \bar{L}, \tag{2.36}$$

$$p_c = \bar{R} + \bar{W}, \tag{2.37}$$

$$q_c = \bar{R} - \bar{W}, \tag{2.38}$$

$$r_c = \bar{R} + \bar{L}, \tag{2.39}$$

$$s_c = \bar{R} - \bar{L}, \tag{2.40}$$

onde \bar{R}, \bar{W} e \bar{L} também são parâmetros geométricos:

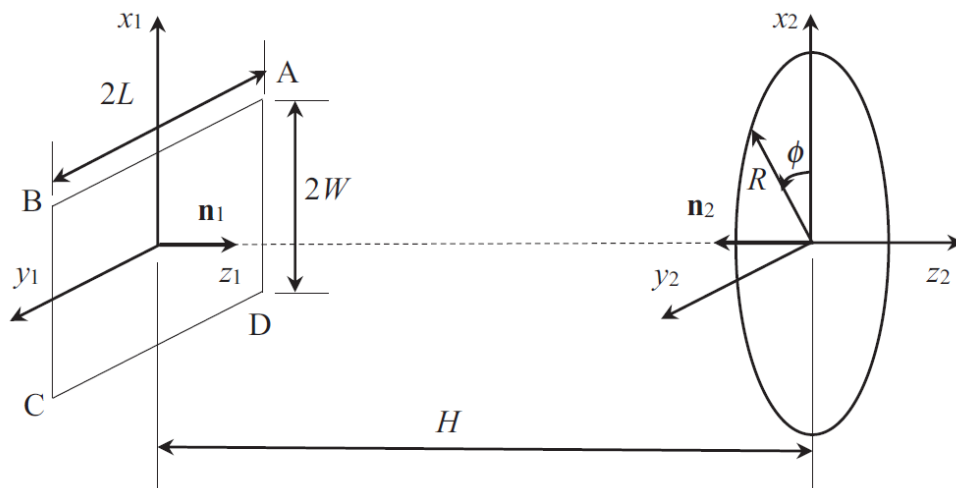
$$\bar{R} = \frac{R}{H}, \quad (2.41)$$

$$\bar{W} = \frac{W}{H}, \quad (2.42)$$

$$\bar{L} = \frac{L}{H}, \quad (2.43)$$

onde R é o raio do disco (raio interno do duto), W é metade da altura do retângulo (núcleo), L é metade da largura do retângulo (núcleo) e H é a distância entre o disco e o retângulo. A Figura 2.58 apresenta estas variáveis em detalhes.

Figura 2.58 – Parâmetros geométricos do modelo de fator de forma.



Fonte: [40].

O presente trabalho, assim como em todos os estudos da literatura aqui apresentados, utiliza a CFD. Desta forma, mostra-se necessário obter-se uma compreensão melhor desta ferramenta.

2.5 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Ferramentas numéricas como a CFD têm se mostrado poderosas em estudos de engenharia, pois permite entender preliminarmente alguns fenômenos físicos, antes de se construir, por exemplo, um protótipo.

De acordo com Çengel & Cimbala (2014) *ipsis litteris*: “CFD é a área de estudo dedicada à solução das equações do escoamento de fluidos com o uso de um computador ou, mais recentemente, de vários computadores funcionando em paralelo. Dados experimentais são

muito usados para validar as soluções de CFD, comparando as quantidades globais determinadas pelos métodos computacional e experimental. Posteriormente, emprega-se a CFD para diminuir o ciclo de projeto através de estudos paramétricos, reduzindo, assim, a quantidade necessária de testes experimentais.”

Embora as equações do movimento, o domínio computacional e a malha possam ser iguais para dois cálculos de CFD, o tipo de escoamento que é modelado é determinado pelas condições de contorno impostas. Existem vários tipos de condições de contorno, porém, neste trabalho serão descritas apenas as mais importantes.

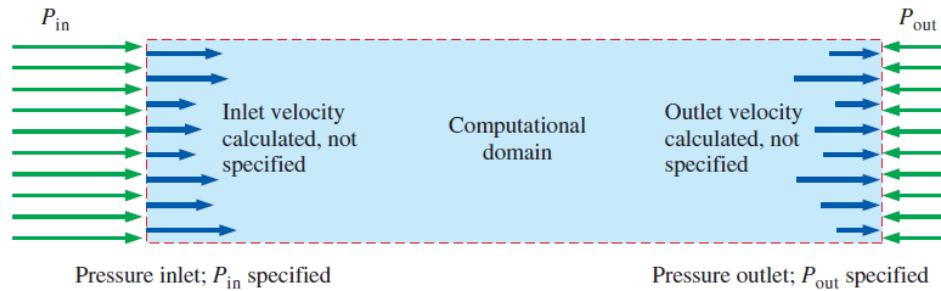
A condição de contorno mais simples é uma parede impermeável. Como o fluido não pode passar através desta parede, a componente da velocidade normal à parede é definida como zero. Adicionalmente, devido à condição de não deslizamento, define-se que a componente tangencial da velocidade em uma parede é zero. Quando um modelo de turbulência é usado, as equações de transporte de turbulência são solucionadas, sendo que a rugosidade da parede precisa ser especificada, uma vez que as camadas limite turbulentas são muito influenciadas pela rugosidade da parede. No presente trabalho, utilizou-se paredes lisas.

Um segundo tipo de condição de contorno são as condições de entrada ou saída de escoamento. Existem várias opções nas fronteiras através das quais fluido entra ou sai do domínio computacional. Em geral, elas são classificadas como condições especificadas por velocidade ou por pressão. Numa entrada com imposição de velocidade, especifica-se a velocidade do escoamento de entrada ao longo da face de entrada. Quando as equações da turbulência do escoamento estão sendo solucionadas, as propriedades de turbulência do escoamento na entrada também precisam ser especificadas. Em uma entrada com imposição de pressão, especifica-se a pressão total ao longo da face de entrada. Em uma saída com imposição de pressão o fluido escoar para fora do domínio computacional, neste caso, especifica-se a pressão estática ao longo da superfície externa.

Segundo Çengel & Cimbala (2014) *ipsis litteris*: “A pressão não é especificada em uma entrada com imposição de velocidade, pois isso leva a um excesso de especificação matemática, já que a pressão e a velocidade são acopladas nas equações de movimento. Em vez disso, a pressão em uma entrada com imposição de velocidade se ajusta de acordo com o restante do campo de escoamento. De forma semelhante, a velocidade não é especificada em uma entrada ou saída com imposição de pressão, uma vez que isso também leva a um excesso de especificação matemática. Em vez disso, a velocidade em uma condição de contorno com imposição de pressão se ajusta de acordo com o restante do campo de escoamento. A Figura

2.59 apresenta uma situação de escoamento interno com entrada e saída com imposição de pressão. Observa-se que as velocidades são calculadas a cada iteração conforme a solução CFD converge.”

Figura 2.59 – Domínio computacional com entrada e saída com imposição de pressão.



Fonte: [26].

Adicionalmente, uma condição de contorno importante é a de simetria, a qual força as variáveis do campo de escoamento a serem imagens espelhadas através do plano de simetria. Matematicamente, os gradientes da maioria das variáveis do escoamento na direção normal ao plano de simetria são definidos como nulos em todo o plano de simetria. Essa condição de contorno permite modelar uma parte do domínio de escoamento físico, economizando assim recursos de computador. O fluido pode escoar paralelamente a uma fronteira de simetria, mas não através de uma fronteira de simetria.

A última condição de contorno, dentre as principais, que precisa ser destacada é a condição imposta às faces que não definem uma fronteira do domínio computacional, mas que existem dentro do domínio. Esta condição é chamada de uma condição de contorno interna. Quando esta condição é especificada em uma face, o escoamento cruza a face assim como cruzaria de uma célula interior para outra. Essa condição de contorno é necessária nas situações onde o domínio computacional é dividido em blocos separados e é necessária a comunicação entre os blocos. No *software* utilizado neste trabalho (ANSYS CFX®), esta condição é tida como uma interface fluido-fluido. Esta divisão em blocos facilita a convergência da solução.

Vale ressaltar, também, as etapas para solucionar numericamente as equações (2.8) e (2.11) numericamente. São elas:

- 1) Seleciona-se um domínio computacional e uma malha é gerada, então, o domínio é dividido em muitos elementos pequenos chamados células. Cada célula atua

como um minúsculo volume de controle onde as equações de conservação e transporte são solucionadas.

- 2) Especifica-se as condições de contorno em cada face do domínio computacional, o tipo de fluido (juntamente com suas propriedades termofísicas), os parâmetros numéricos, algoritmos de solução e os valores iniciais de todas as variáveis de campo de escoamento (condições iniciais).
- 3) Soluciona-se iterativamente as formas discretizadas das equações (2.8) e (2.11), geralmente no centro de cada célula. A soma de todos os termos da equação (2.8) é definida como resíduo. Em uma solução CFD, essa soma nunca é nula, mas diminui com as iterações, quando converge.
- 4) Após a solução convergir, pode-se plotar as variáveis de campo de escoamento. Também pode-se calcular as propriedades globais e integrais.

O resíduo é um conceito importante em CFD. De acordo com Çengel & Cimbala (2014) *ipsis litteris*: “Um resíduo pode ser visto como uma medida da quantidade com a qual a solução para determinada equação de transporte se desvia da quantidade exata, e o resíduo médio associado a cada equação de transporte é monitorado para ajudar a determinar quando a solução foi atingida. O resíduo também pode ser visto como uma medida do desbalanceamento local das variáveis, ou seja, se há ou não conservação das quantidades importantes do problema no volume analisado. Está ligado principalmente à qualidade da solução do sistema de equações: quanto maiores os resíduos, pior estará a solução. O RMS é uma sigla em inglês para *Root Mean Square*, que se traduz como Raiz Quadrática Média (do valor do resíduo). É um tipo de média dos resíduos em todos os volumes de controle. Quando a solução no domínio simulado tem boa qualidade, o valor RMS dos resíduos decresce.” Todas as simulações realizadas neste trabalho tiveram o valor de RMS dos resíduos menores que 10^{-4} como critério de convergência.

No caso do *software* ANSYS CFX®, o *solver* é acoplado, o que diz respeito à forma como as equações das variáveis hidrodinâmicas (campo de pressão e as três componentes da velocidade) são resolvidas. Em um *solver* segregado, que é mais simples e comum, primeiro se “chuta” um campo de pressão inicial, então a partir deste campo são encontradas as três componentes da velocidade (resolvendo as equações de transporte), e então é resolvida a equação da continuidade (conservação de massa) corrigindo o campo de pressão chutado inicialmente. Com este novo campo de pressão, a iteração é refeita (encontra-se um campo de velocidades ainda mais correto, que permite encontrar um outro campo de pressão ainda mais

correto). Já um *solver* acoplado, que é mais complexo e custoso do ponto de vista de programação, se aproveita do acoplamento das equações hidrodinâmicas (campo de pressão e velocidade) para resolvê-las todas em conjunto. Também é um processo iterativo, já que o sistema é não-linear, mas converge em bem menos iterações que um *solver* segregado. Este é o método usado pelo solver do ANSYS CFX® (e também pelo ANSYS FLUENT®).

O modelo de turbulência escolhido nas simulações deste texto foi o modelo k - ε padrão. Isto se deve ao fato de que os resultados numéricos nos bocais tipo meia cana terem boa concordância com resultados experimentais (BHUTTA et al., 2012). Este modelo tem a vantagem de ter boa previsibilidade em escoamentos confinados, apesar de não prever bem a separação do escoamento (TU et al., 2018). Como o modelo insere duas novas variáveis, energia cinética turbulenta (k) e dissipação de energia cinética turbulenta (ε), equações de transporte diferenciais são adicionadas. Essas equações, para o caso de propriedades termofísicas variáveis e estendidas para o caso tridimensional, na forma conservativa e as definições das variáveis k e ε (também estendidas ao caso tridimensional) em coordenadas cartesianas podem ser obtidas como [29]:

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right), \quad (2.44)$$

$$\varepsilon = \nu_T \left\{ \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] \right\}, \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v}k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w}k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + Pr + De, \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v}\varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w}\varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} Pr + C_{\varepsilon 2} De), \quad (2.47)$$

onde Pr é a produção de energia cinética turbulenta, De é a destruição de energia cinética turbulenta e C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ são constantes (Tabela 2.8) que podem, ou não, serem ajustadas. Elas também podem variar com a anisotropia do escoamento e possuem valores distintos nos termos de cada direção (x , y e z), o que não é o caso do presente trabalho, pois o

escoamento foi considerado isotrópico. Pr e De , para o escoamento incompressível, de propriedades constantes e tridimensional, podem ser determinadas como:

$$Pr = 2\mu_T \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu_T \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 \right]. \quad (2.48)$$

$$De = \rho \varepsilon. \quad (2.49)$$

Tabela 2-8 – Constantes empíricas do modelo k - ε padrão.

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
0,09	1	1,3	1,44	1,92

Fonte: [29].

Os modelos de turbulência que utilizam o conceito de viscosidade turbulenta são chamados de modelos EVM (*Eddy-Viscosity Models*). A viscosidade turbulenta (μ_T), diferentemente da viscosidade molecular, é uma propriedade do escoamento e não do fluido. Ela depende dos mecanismos de transporte turbulento e, portanto, deve ser modelada. A viscosidade turbulenta pode ser determinada por:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (2.50)$$

A energia cinética turbulenta (k), descrita na equação (2.44), definida como metade do traço do tensor de Reynolds, é a energia cinética por unidade de massa do campo de velocidade flutuante. Já a dissipação é a taxa com que a energia cinética turbulenta é convertida em energia interna e expressa a taxa de dissipação de energia por unidade de massa por unidade de tempo.

O significado físico das equações (2.46) e (2.47) são que a taxa de variação e de transporte advectivo de k e ε é igual ao transporte difusivo combinado com a taxa de produção e destruição de k e ε . As equações contêm cinco constantes ajustáveis. Estas constantes foram obtidas com ajustes de dados abrangentes para uma ampla variedade de experimentos de escoamentos turbulentos. A produção e destruição da energia cinética turbulenta são sempre conectadas com a equação de k (equação 2.46). A taxa de dissipação de ε é grande onde a produção de k é grande, a equação (2.46) assume que os termos de produção (Pr) e destruição (De) são proporcionais. Isto é para garantir que ε cresça rapidamente se k também aumentar repentinamente e que ε decresça suficientemente rápido, de forma a evitar valores sem significado físico (negativos) de k se k diminuir. O fator ε/k nos termos de produção e destruição

fazem os termos serem dimensionalmente corretos na equação de ε (equação 2.47). O modelo k - ε padrão nada mais é do que um subconjunto da hipótese de Boussinesq. As equações do modelo em notação indicial, mais detalhes sobre sua formulação e aplicações podem ser encontrados em Jones & Launder (1972), Jones & Launder (1973), Launder & Sharma (1974), Launder & Spalding (1974) e Wilcox (2006).

Com os fundamentos teóricos definidos, pode-se partir para a análise experimental e numérica da distribuição de massa em um bocal meia cana típico de DBHEs.

3 INVESTIGAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE MASSA

Os trabalhos da literatura apresentam diferentes conclusões sobre a má distribuição de vazão em função do número de Reynolds na entrada do bocal em trocadores de calor compactos. Zhang & Li (2003), Wen & Li (2004), Wen et al. (2007) e Raul et al. (2016) mostram que a má distribuição aumenta com o aumento do Reynolds na entrada. Por outro lado, Lance & Carlson (2017) e Lance & Carlson (2018) concluem que a má distribuição diminui com o acréscimo do número de Reynolds na entrada. Portanto, fez-se necessário entender como a vazão mássica do jato central incidente se distribui e adentra o bocal de entrada do DBHE.

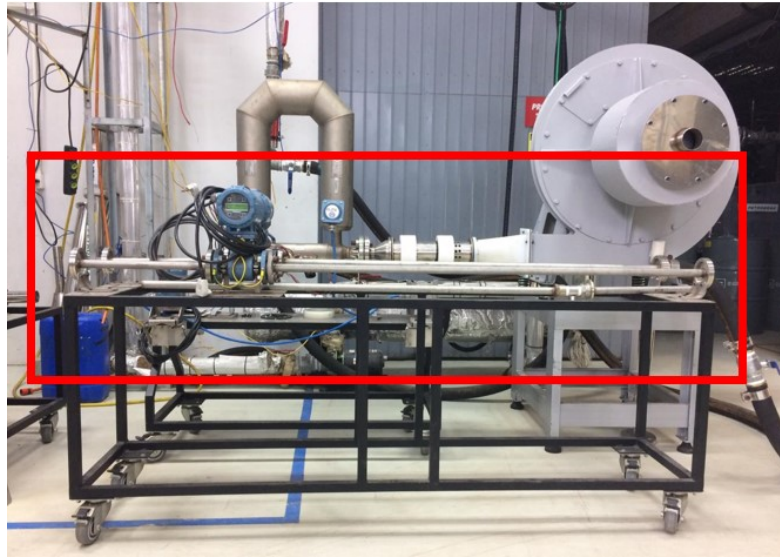
Para isso, construiu-se uma bancada experimental que visava medir empiricamente, através de métodos gravimétricos, a distribuição da vazão mássica de entrada entre os canais de saída do bocal de entrada (entrada do núcleo do trocador). O fluido de trabalho escolhido foi a água, por ser de fácil obtenção, muito utilizada no ramal frio de trocadores DBHE e por ser fácil acumulá-la em recipientes e pesá-la em uma balança. Posteriormente, realizou-se simulações numéricas do escoamento de fluido da seção de testes da bancada. Por fim, pode-se comparar os dados de distribuição de fluido com resultados numéricos e analíticos (modelo de CHU et al., 2019), de forma a propor uma correção ao modelo analítico existente. O modelo corrigido foi utilizado para averiguar a má distribuição de fluxo mássico em um trocador real e seu efeito no fator de atrito e número de Nusselt do trocador.

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

3.1.1 Idealização da Bancada Experimental

Por ser necessário saber a vazão que percorria a bancada, precisou-se utilizar um medidor de vazão na tubulação principal da bancada. O medidor disponível foi o medidor de vazão eletromagnético Rosemount 8732 da Emerson e o diâmetro interno dos dutos acoplados a ele era de 22 mm. A Figura 3.1 apresenta o medidor acoplados aos dutos de aço inox 304L e fixado em um “carrinho”, o qual atua como suporte do medidor. Este suporte é formado por barras de ferro soldadas umas às outras e acopladas a quatro rodas. Vale lembrar que o medidor eletromagnético só funcionou porque a água, fluido de trabalho escolhido, era uma substância polar.

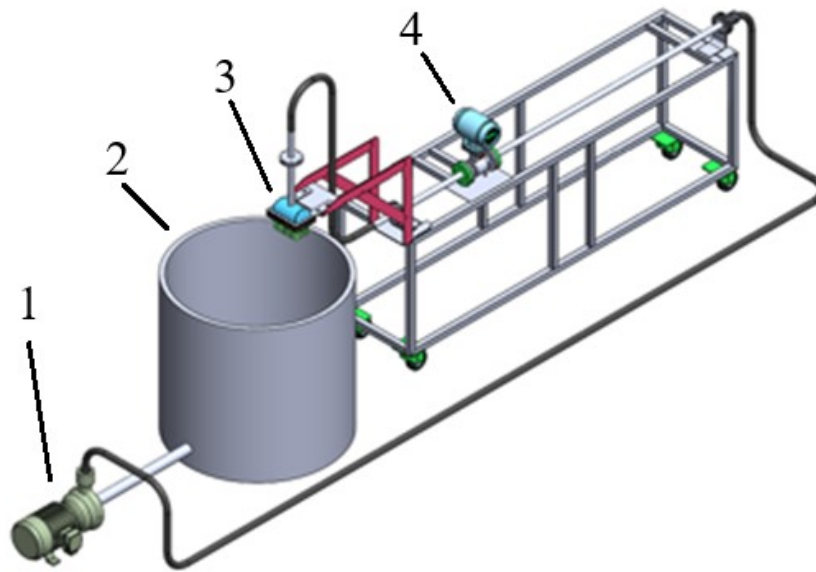
Figura 3.1 – Medidor de vazão eletromagnético acoplado aos dutos de aço.



A água passava pelo medidor vindo do duto de aço mais longo (a direita da Figura 3.1), o qual tinha 1.400 mm de comprimento, ou seja, em torno de 60 vezes o diâmetro interno do duto, para garantir que o escoamento chegasse plenamente desenvolvido no medidor, evitando erros de medição.

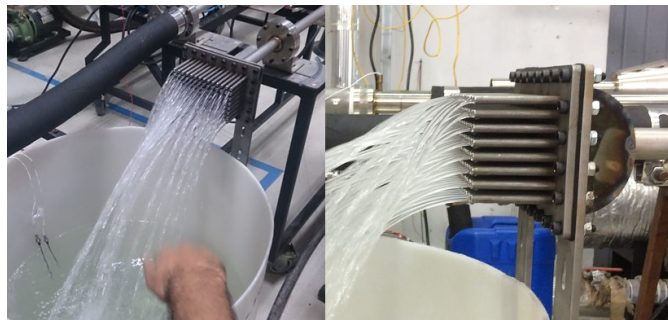
A Figura 3.2 mostra um esquema da bancada experimental proposta neste trabalho para medição da distribuição de vazão mássica. Esta bancada tinha os seguintes componentes principais: a bomba (1), um tanque de armazenamento (2), uma seção de testes (3) e um medidor de vazão eletromagnético (4). Seu funcionamento consistia em: primeiramente, a bomba (1) impulsiona a água do tanque (2) para a seção de testes (3) através de mangueiras e tubulações passando pelo medidor (4) e em seguida o fluido adentra a seção de testes (3), onde o bocal distribui o fluido e sai em direção ao tanque (2). Dois sensores PT100 foram colocados na água com a intenção de auferir sua temperatura. A temperatura do fluido era necessária para se obter as propriedades termofísicas da água. A bomba hidráulica monofásica utilizada foi a do modelo TO0 da WEG.

Figura 3.2 – Esquema da bancada experimental idealizada.



A seção de teste foi posicionada na vertical para eliminar os efeitos da gravidade na distribuição de vazão. Este efeito foi observado em um experimento prévio realizado com a seção de teste posicionada na horizontal na mesma bancada experimental, como mostra a Figura 3.3.

Figura 3.3 – Seção de teste em funcionamento na posição horizontal.



Observou-se que a distribuição da vazão mássica da água nos canais da seção de teste na horizontal sofria ação relevante do campo gravitacional terrestre pois os dutos superiores apresentavam menores vazões do que os dutos inferiores. Isto ocorre devido à pressão hidrostática do fluido no bocal meia cana, a qual é maior na entrada dos canais inferiores do que nos superiores. Porém, em um trocador de calor compacto com a linha de fluido pressurizada, a qual torna a pressão hidrostática do fluido relativamente muito pequena, o efeito da gravidade não é relevante na distribuição da massa no bocal. Com a seção de teste na vertical, as entradas dos canais sofriam a mesma pressão hidrostática.

A Tabela 3.1 apresenta a matriz de testes para a bancada experimental. Um inversor de frequência CFW500 da WEG foi utilizado para controlar a rotação da bomba e, conseqüentemente, a vazão na bancada. As vazões máxima e mínima que a bomba conseguia escoar pelo sistema eram de 1,5 kg/s e 0,25 kg/s. Assim, planejou-se testar as vazões de 0,30 kg/s, 0,85 kg/s e 1,40 kg/s para não operar nos limites da bomba.

Tabela 3-1 – Matriz de testes.

Teste	Vazão [kg/s]	Temperatura [°C]
1	0,30	20 – 25
2	0,85	20 – 25
3	1,40	20 – 25

Assumiu-se a hipótese de simetria em dois planos para o escoamento dentro do bocal. Portanto, as medições foram feitas em um quarto dos canais de saída. Realizaram-se sete tomadas de massa e tempo para cada canal para cada vazão na entrada. A temperatura do fluido durante os testes foi mantida entre 20 e 25 °C.

3.1.2 Concepção da Seção de Teste

Primeiramente, analisou-se e mediu-se um trocador fabricado e testado previamente no LABTUCAL por Morteau (2017). A Figura 3.4 mostra as medições de altura e largura do núcleo do trocador (do lado frio). A Figura 3.5 apresenta a medição do comprimento do bocal (em forma de cone de pirâmide), que é a menor distância entre a saída do duto de entrada e o núcleo do trocador (do lado frio). As medições foram feitas com um paquímetro digital. Aço inox 316L foi o material do núcleo e do bocal. A temperatura do fluido de trabalho (água) foi de 20° C.

Figura 3.4 – Medições de altura e largura do núcleo do trocador testado por Morteau (2017).

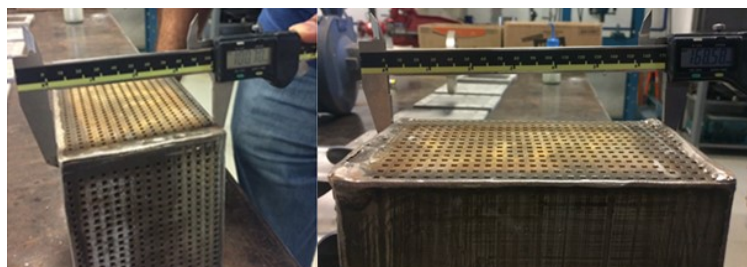


Figura 3.5 – Medição da menor distância entre a saída do duto de entrada e o núcleo do trocador testado por Morteau (2017).



O núcleo do trocador testado por Morteau (2017) possuía 450 canais, sendo 15 distribuídos na altura e 30 na largura. O duto de entrada era de uma polegada (25,4 mm) e o diâmetro hidráulico de um canal do núcleo era de 3 mm. Contudo, o diâmetro do interno dos dutos acoplados ao medidor de vazão eletromagnético disponível era de 22 mm.

Com o intuito de se construir uma seção de testes que pudesse medir a vazão mássica de cada canal quando o sistema entrasse em regime permanente, realizou-se uma redução de escala do trocador analisado por Morteau (2017). Primeiramente, definiram-se as seguintes variáveis: razão de aspecto (R_{As}), razão de áreas (R_{Ar}) e relação de canais (R_c), dadas respectivamente por:

$$R_{As} = \frac{a}{b}, \quad (3.1)$$

$$R_{Ar} = \frac{A_D}{A_N}, \quad (3.2)$$

$$R_c = \frac{n_a}{n_b}, \quad (3.3)$$

onde A_D é a área da seção transversal do duto de entrada do bocal, A_N é a área da seção transversal do núcleo, n_a é o número de canais na direção da largura e n_b é o número de canais na direção da altura. Também, sabe-se que a porosidade (Po) do núcleo (de canais retos) pode ser representada da forma a seguir.

$$Po = n \frac{A_c}{A_N}, \quad (3.4)$$

onde A_c é a área da seção transversal de um canal de saída e n é o número de canais.

A ideia para o protótipo em escala reduzida era de manter as razões de áreas (R_{Ar}) e de aspecto (R_{As}) do bocal original, assim como a mesma relação de canais (R_c). A porosidade (Po)

do núcleo foi reduzida em decorrência de limitações do processo de fabricação dos canais de saída da seção de testes da bancada experimental, tendo em vista o número de dutos de saída que se consegue conectar (soldar) em uma área limitada de chapa na saída. A relação de canais (R_c) também teve que ser levemente alterada devido às limitações do processo de fabricação. O diâmetro do duto de entrada do bocal (do lado frio) do trocador analisado por Morteau (2017) foi reduzido de 25,4 mm (bocal original) a 22 mm (duto disponível conectado ao medidor eletromagnético) mantendo outros parâmetros constantes. O processo de fabricação dos canais de saída, bem como suas limitações, está melhor explicitado na subseção 3.1.3.

As razões de áreas (R_{Ar}) e de aspecto (R_{As}) foram mantidas constante e iguais a 0,03 e 1,6535, respectivamente. Para este fim, a altura e largura, após a redução de escala, da seção de testes foi de 87,5 mm e 145 mm, respectivamente. Já a relação de canais (R_c) foi alterada de 2 para 1,75 com 14 canais na direção da largura e 8 canais na direção da altura. Contrariamente, a porosidade (P_o) foi reduzida de 0,2401 para 0,0668. O formato do bocal também foi alterado pois o intuito era analisar um bocal meia cana, o qual limita a distância do duto de entrada até o núcleo como sendo metade da altura do núcleo. É importante destacar que a redução da porosidade do núcleo faz com que o número de Reynolds nos canais aumente. No entanto, ele ainda se manteve dentro de uma faixa aceitável para trocadores de calor DBHE. Também é relevante salientar que o bocal meia cana foi fabricado com bordas inclinadas em 15° e não com bordas arredondadas (como no caso de DBHEs que operam com altas pressões) ou com bordas retas (como comumente aparece em PFHEs). Isto porque os trocadores fabricados pelo LABTUCAL normalmente possuem esta inclinação.

Outra condição importante da seção de testes é a geometria dos canais de saída, os quais representam o núcleo do trocador. Com o propósito de facilitar a fabricação da seção de testes, utilizou-se dutos circulares de 3,1 mm de diâmetro interno (igual ao diâmetro hidráulico) e 6,35 mm de diâmetro externo. Este tubo era, dentre os tubos disponíveis no laboratório para o material aço inox 316L que mais se aproximava do diâmetro hidráulico do trocador analisado por Morteau (2017).

Mais um aspecto importante na redução de escala é a vazão mássica utilizada. Morteau (2017) analisou o trocador em diversas vazões tanto para o lado quente como para o lado frio. Escolheu-se a vazão do lado frio do caso c8 (1,131 kg/s) do trabalho de Morteau (2017) como dado de entrada (no algoritmo de redução de escala) por ser uma vazão comum em trocadores

compactos, por estar dentro da faixa atingível pela bomba disponível para o experimento e por utilizar água como fluido de trabalho. Esta vazão passou para 0,9796 kg/s após a redução de escala para manter o número de Reynolds na entrada de aproximadamente 55.000. Isto fez com que o número de Reynolds nos canais mudasse de em torno de 800 para por volta de 3.500.

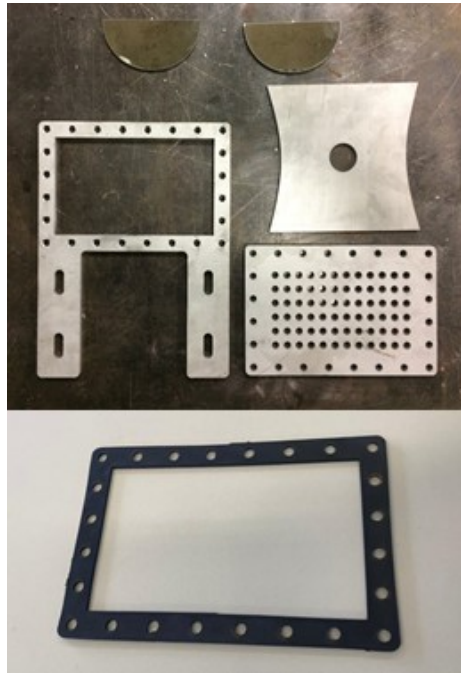
3.1.3 Construção da Seção de Teste

O material utilizado para a construção da bancada foi o aço inox 316L, com exceção da borracha nitrílica utilizada na vedação das peças flangeadas. Desenhos das peças estão apresentados no Apêndice A. A primeira etapa de fabricação consistiu no corte das peças que necessitavam da máquina de corte a jato d'água, que eram estas: a base de solda para os canais de saída (Figura B.3), borracha nitrílica de vedação (Figura B.5), a chapa de fixação (Figura B.6), chapa a ser calandrada (Figura B.7 apresenta a chapa já calandrada), chapas laterais do bocal (Figura B.8) e o anel do duto de entrada (Figura B.10). A Figura 3.6 apresenta a chapa de fixação sendo cortada na máquina de corte a jato d'água e a Figura 3.7 apresenta algumas destas peças após o corte.

Figura 3.6 – Chapa de inox sendo cortadas pela máquina de corte a jato d'água.



Figura 3.7 – Peças fabricadas na máquina de corte a jato d'água.



Os furos das extremidades da chapa de fixação e da base de solda precisaram ser escareados para retirar as rebarbas do processo de corte a jato d'água, para facilitar a fixação com os parafusos, arruelas e porcas assim como garantir estanqueidade da peça depois de unida por parafusos. A Figura 3.8 mostra o escareamento desses furos utilizando-se uma furadeira de bancada.

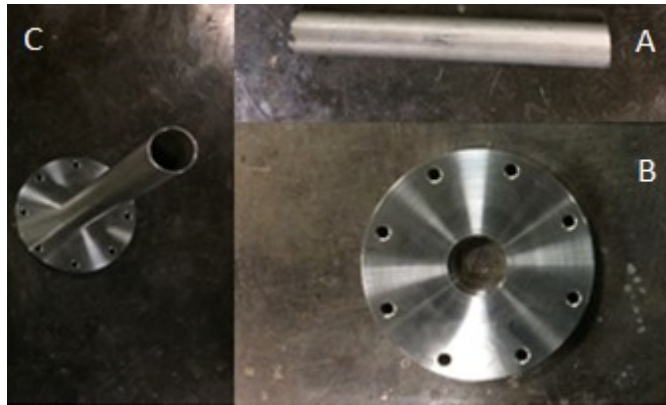
Figura 3.8 – Escareamento dos furos onde passam os parafusos.



A segunda etapa foi cortar o tubo de inox 316L (utilizado como duto de entrada do bocal) com uma serra fita horizontal modelo FM 500 da FRANHO. Uma das extremidades do tubo (Figura B.9) foi faceada, utilizando-se um torno, com a mesma curvatura da chapa

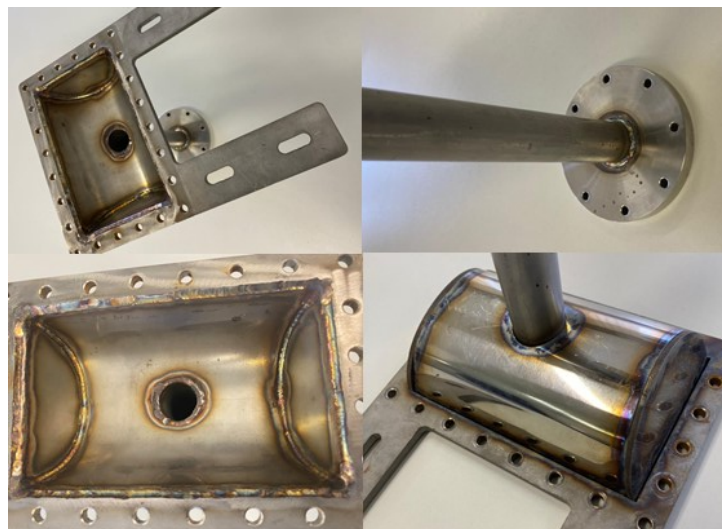
calandrada. O rebaixo do anel também foi feito por torneamento. Pode-se ver na Figura 3.9 o duto de entrada, o anel com rebaixo e o duto encaixado no anel, antes da soldagem.

Figura 3.9 – (A) Tubo faceado em uma extremidade, (B) anel com furos realizado por corte a jato d'água rebaixado por torneamento e (C) montagem de ambas peças juntas.



A etapa três consistiu em soldar o anel, o duto de entrada, a chapa calandrada, as chapas laterais e chapa de fixação em uma só peça. Mais detalhes desta peça podem ser observados na Figura 3.10. Vale ressaltar que a chapa curva do bocal foi calandrada externamente ao LABTUCAL pois este não dispõe de uma calandra para executar o processo de fabricação de calandragem.

Figura 3.10 – Peça resultante da soldagem do anel, do duto de entrada, da chapa calandrada, das chapas laterais e da chapa de fixação.



Na quarta etapa, fabricou-se os dutos de saída que seriam futuramente soldados à chapa metálica usada como base de solda. Primeiro, inseriu-se um duto de aço inox 316L com 3,1 mm de diâmetro interno e 6,35 mm de diâmetro externo através do eixo-árvore e encostou-se a ponta

do carro principal contra a extremidade do tubo que saía pela placa de fixação (castanha). Definiu-se que um pouco mais de vinte diâmetros internos do duto de saída seria um comprimento suficientemente grande para avaliar a distribuição de massa. Então, cortou-se 112 dutos de um pouco mais de 70 mm usando um arco de serra manual. A Figura 3.11 apresenta o processo de corte dos dutos de saída da seção de teste. O processo de corte formava rebarbas (Figura 3.12) que prejudica o formato dos canais, o processo de soldagem posterior (junto à base de solda) e a segurança no manuseio das peças. Portanto, fez-se necessário facear as extremidades dos 112 dutos, o que acarretou em uma redução do seu comprimento aproximando-os dos 70 mm. A Figura 3.13 mostra o processo de faceamento de um dos dutos de saída da seção de teste.

Figura 3.11 – Corte dos dutos de saída da seção de teste.

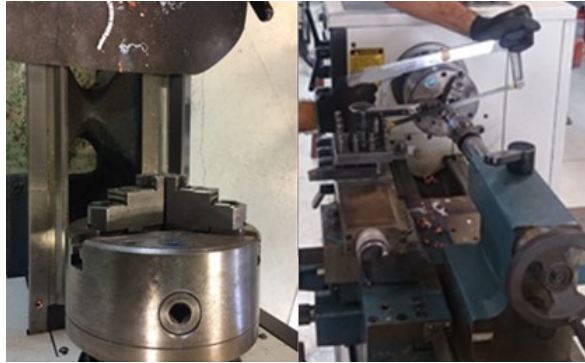


Figura 3.12 – Rebarbas oriundas do processo de corte dos dutos de saída da seção de teste.

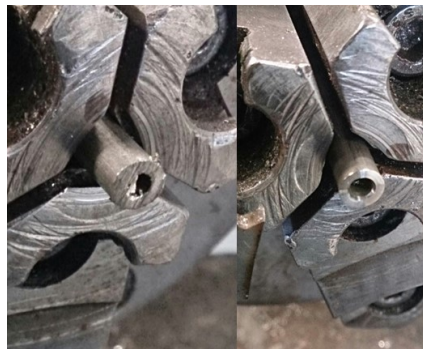
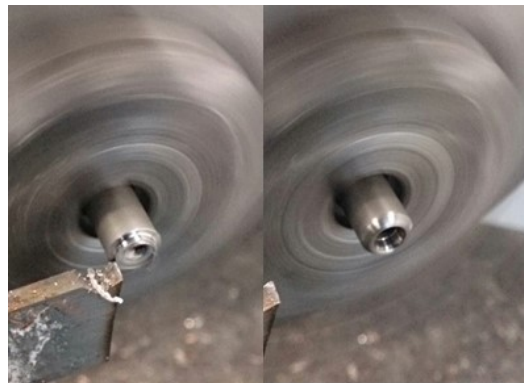


Figura 3.13 – Faceamento dos dutos de saída da seção de teste.



A quinta fase da fabricação caracterizou-se na solda dos 112 tubos de saída na base. Para isto, foi necessário fabricar outra peça igual a base de solda, com apenas os furos dos dutos e furos nas quatro extremidades da peça para alojar os parafusos de alinhamento, com o objetivo em manter os dutos de saída o mais reto possível. Observa-se na Figura 3.14 que é necessário manter um espaço mínimo entre os furos da base de solda para que haja espaço para alojamento do cordão de solda que se forma no processo. O espaçamento mínimo entre os centros dos furos foi especificado em 10 mm. A soldagem era do tipo TIG e o material de adição era aço inox 316L. Uma folga de 0,2 mm entre o diâmetro externo do duto de saída e dos furos centrais da base de solda foi propositalmente deixada para facilitar o processo de fabricação.

Figura 3.14 – Processo de soldagem dos dutos de saída da seção de testes com a base de solda.



O processo retratado na Figura 3.14 era muito lento pois, às vezes, era necessário refazer o cordão de solda (não ficava bom na primeira tentativa). Para isto, era necessário esperar o resfriamento da peça antes de iniciar outro procedimento, pois a base de solda abaulava devido ao aquecimento decorrente do processo de fabricação (dilatação térmica do material). Com o intuito de manter a chapa de aço (base de solda) retificada e evitar que esta empenasse, utilizou-se uma viga de ferro parafusada na mesa industrial onde a peça que estava sendo soldada estava apoiada. Isto pode ser observado na Figura 3.15. A peça concluída, após soldados todos os tubos, está apresentada na Figura 3.16.

Figura 3.15 – Processo de soldagem dos dutos de saída da seção de testes com a base de solda utilizando-se uma viga de ferro, conectada à mesa industrial onde a peça estava apoiada, como nível.

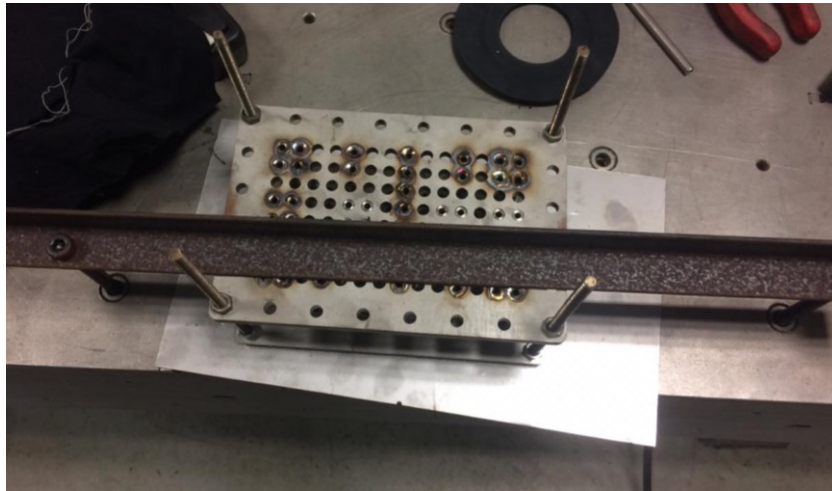
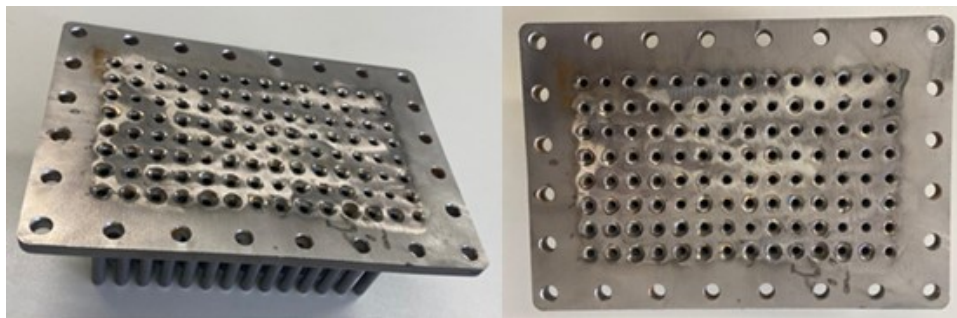


Figura 3.16 – Peça resultante do processo de soldagem dos dutos de saída da seção de testes com a base de solda.

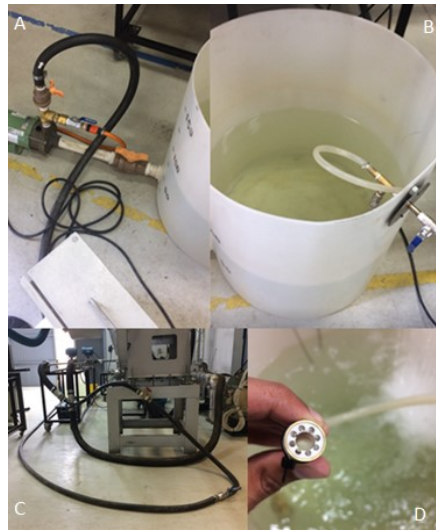


Na sexta fase, parafusou-se, com parafuso M6, a peça da Figura 3.10 com a da Figura 3.16 colocando entre estas uma borracha nitrílica (peça inferior da Figura 3.7). Optou-se por flangear a união e não as soldar para possibilitar uma manutenção e facilitar uma futura inserção de retificadores, entre o bocal meia cana e os dutos de saída. A montagem resultante (seção de teste) foi parafusada ao duto de saída do medidor eletromagnético, entre estas peças, foi colocado um anel idêntico ao usado no duto de entrada da seção de testes. Neste caso, os parafusos utilizados eram M4. A chapa de fixação tinha superfícies alongadas com furos oblongos para facilitar a fixação da seção de testes nas hastes de aço. Entretanto, os parafusos M4 conseguiam sustentar a seção de teste. Um anel de vedação O-Ring engraxado foi posicionado entre os anéis de aço parafusados. Após a seção de testes concluída, pode-se iniciar a montagem e operação da bancada.

3.1.4 Montagem e Operação da Bancada

Com o objetivo de circular água pela seção de teste. Para isto, utilizou-se um tanque de polipropileno, uma bomba hidráulica, um inversor de frequência e um conjunto de mangueiras de borracha e conexões hidráulicas. Um arranjo de válvulas, junto com duas mangueiras de silicone, sendo uma acoplada a um coletor de polipropileno (parte interna do tanque) e outra apontada para um Becker de vidro (para coleta e posterior pesagem), foi desenvolvido para recolher a massa de água de um canal específico. O coletor possuía furos para garantir que a saída do canal não fosse alterada durante a coleta de massa de água. A Figura 3.17 apresenta o tanque de armazenamento, a bomba, a conexão da bomba com o duto de entrada do medidor eletromagnético e o coletor. A bomba hidráulica possuía duas saídas, uma para execução do experimento e outra para limpeza do sistema. Dependendo do objetivo abria-se uma e fechava-se outra. As duas nunca poderiam estar mutualmente fechadas ao mesmo tempo, pois isto poderia acarretar em danos na bomba.

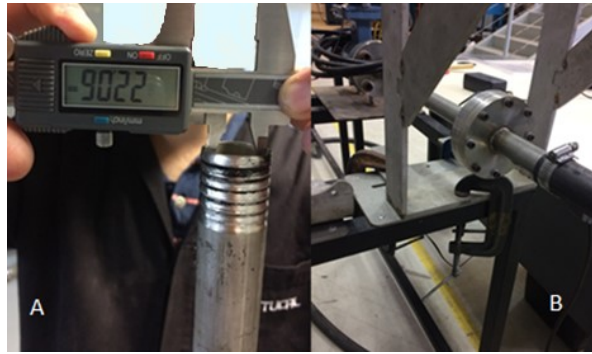
Figura 3.17 – (A) Bomba hidráulica, (B) tanque de polipropileno, (C) conexão da bomba com o duto de entrada do medidor e (D) coletor de água de polipropileno acoplado à mangueira de silicone.



Para se posicionar a seção de testes na vertical, dois conjuntos anel-duto (Figura 3.9c) com extremidade em formato de espigão foram fabricados, uma para ser acoplada no duto de saída do medidor eletromagnético e outro para ser anexado ao duto de entrada do bocal (seção de teste). Cada uma das extremidades em forma de espigão foi conectada por uma mangueira de borracha e amarrada com uma braçadeira de metal cada. O espigão foi fabricado em torno. Com a conexão do conjunto anel-duto (também vedada com O-Ring engraxado) à seção de

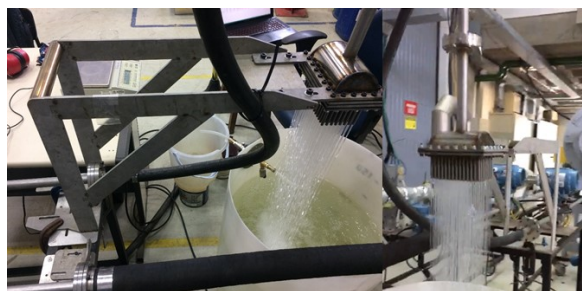
testes, o duto de entrada do bocal ficou com um pouco mais de 20 diâmetros de comprimento, antes da meia cana. A Figura 3.18 apresenta a extremidade do duto em formato de espigão e o conjunto anel-duto conectado ao duto de saída do medidor e à mangueira de borracha.

Figura 3.18 – (A) Medição de diâmetro interno do duto depois do formato de espigão. (B) Conjunto anel-duto conectado ao duto de saída do medidor.



Com o intuito de fixar a seção de teste na posição desejada, um conjunto de hastes, duto e chapa de aço foi construído e anexado a um carrinho, onde estavam apoiados os dutos e o medidor, que servia de apoio, mantendo o duto de entrada exatamente na vertical. Utilizou-se de juntas tipo rabo de andorinha e pontos de solda para fixar bem as hastes. Também se empregou três grampos de fixação para manter este conjunto preso ao carrinho. Desta vez, os furos oblongos da chapa de fixação foram utilizados para parafusar a seção de teste no conjunto de fixação fabricado. A Figura 3.19 exibe a bancada experimental em funcionamento com a seção de teste na vertical.

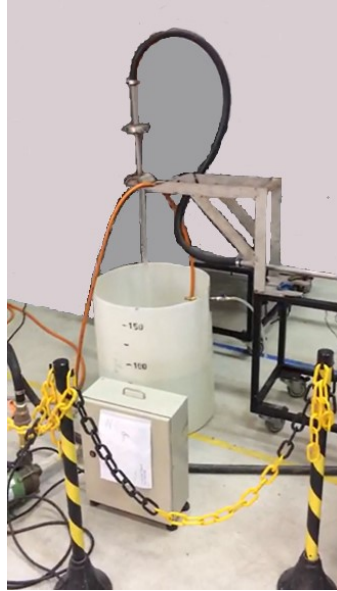
Figura 3.19 – Seção de teste em funcionamento na posição vertical.



Também se mostrou necessário fazer a troca da água de vez em quando pois o tanque estava aberto à atmosfera e eventualmente, devido ao fato de estar dentro de um laboratório, alguma impureza entrava no sistema. A Figura 3.20 mostra uma fotografia de quando este procedimento estava sendo executado. Uma mangueira fornecia água ao sistema, a válvula de saída da bomba em direção ao exterior do laboratório era aberta e a válvula de saída da bomba em direção ao duto de entrada do medidor eletromagnético era fechada. Aproveita-se para

retirar a peça com os dutos de saída para uma limpeza (com ar comprimido) caso houvesse algum tipo de entupimento nos dutos de saída, o que comprometeria os resultados do experimento.

Figura 3.20 – Procedimento de troca de água do sistema.



Os detalhes da seção de testes (peças individuais e montagem completa) e da bancada experimental completa estão apresentados no Apêndice A. Com a seção de teste construída e instalada na bancada experimental, inicializou-se a calibração do medidor eletromagnético para as vazões teste.

3.1.5 Calibração da Bancada

Os sensores de temperatura PT100 já se encontravam calibrados e disponíveis para uso. Portanto, a calibração foi realizada somente no medidor eletromagnético. Para isto, utilizou-se o método gravimétrico, no qual coleta-se a massa de água saindo do duto do medidor com um balde de plástico enquanto se cronometrava o tempo levado no processo. Posteriormente mediu-se a massa da água em uma balança previamente calibrada e tarada com a massa do balde. Assim, chegou-se ao valor da vazão mássica a partir das propriedades termofísicas do fluido, conhecendo-se a geometria do duto e a velocidade média do fluido. Este valor foi então comparado às medidas obtidas pelo medidor.

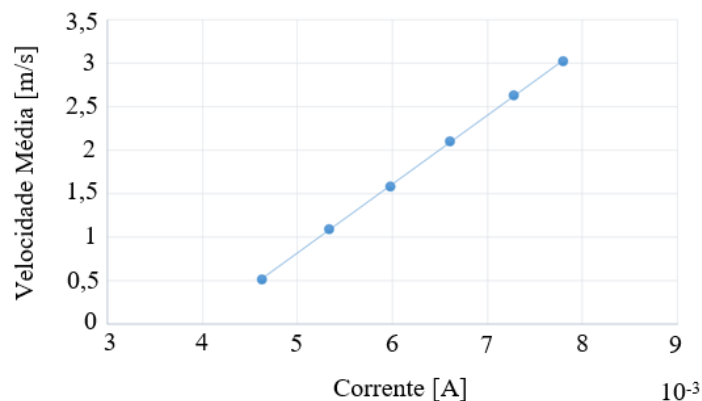
Vale ressaltar que o medidor de vazão eletromagnético só funciona com substâncias polares, que reagem ao campo magnético emitido pelo medidor, quando o fluxo de fluido

atravessa o medidor. Deste modo, partículas de fluido carregadas positivamente permeiam o medidor por um lado do duto enquanto as partículas carregadas negativamente passam pelo outro. Isto gera uma diferença de potencial elétrico e, conseqüentemente, uma corrente, a qual é captada pelos eletrodos do medidor. Esta corrente é diretamente proporcional à velocidade do escoamento que atravessa o medidor.

O procedimento de calibração do medidor consistia em encontrar a correlação entre a corrente fornecida pelo medidor e a velocidade média do fluido. O diâmetro interno do medidor era de uma polegada e todas as medições da calibração do medidor foram realizadas com a temperatura da água sempre entre 20 e 25 °C. Como a densidade varia muito pouco nesta faixa de temperatura, assumiu-se este valor como constante, à pressão atmosférica e a 23 °C. Utilizou-se dois baldes, um para coleta da massa de água e outro para reposição da água coletada na medição anterior. Duas pessoas eram necessárias. Foi necessário manter o nível de água constante no tanque durante a medição, para melhor garantir o regime permanente do sistema. Outro integrante do laboratório cronometrava o tempo e auferia a medida de corrente.

O procedimento foi feito entre as vazões mássicas entre 0,25 kg/s e 1,50 kg/s, com intervalos de 0,25 kg/s, totalizando seis vazões distintas. Estas eram as vazões mínima e máxima que a bomba era capaz de bombear. A rotação da bomba, e conseqüentemente a potência, era alterada com um inversor de frequência. Realizou-se cinco tomadas de massa e tempo para cada vazão. Pode-se ver, na Figura 3.21, a relação linear entre a velocidade média do fluido na seção transversal do medidor (de uma polegada de diâmetro) e a corrente gerada pelo medidor eletromagnético.

Figura 3.21 – Gráfico da velocidade média do fluido no medidor em função da corrente elétrica gerada.



O *software* utilizado na tomada de dados foi o LabVIEW. Inseriu-se a correlação linear, obtida pelos pontos experimentais, no *software* antes de iniciar os experimentos.

Posteriormente, realizou-se um teste variando a vazão mássica do sistema para observar a diferença entre o que o medidor fornecia e o que se calculava experimentalmente com a balança e cronômetro. O erro observado foi em torno de 1%. Com isto, pode-se ter confiabilidade nas medições de vazão mássica fornecidas pelo medidor para esta faixa de vazões calibradas. Assim, pode-se partir para os testes experimentais.

3.1.6 Resultados Experimentais

Os testes só poderiam iniciar quando o regime permanente estivesse sido obtido. Determinou-se que o regime permanente estivesse sido atingido quando o medidor apresentava diferenças abaixo de 2% por 30 minutos. Uma vez atingido o regime permanente, mediu-se a massa de água, de cada canal de saída e calculou-se a vazão mássica por este canal. A distribuição destas vazões permitiu a obtenção do σ do bocal, para um determinado Reynolds na entrada (Re_D). Com o intuito de reduzir o tempo necessário para cada teste, assumiu-se a hipótese de simetria na distribuição de massa do bocal. Ou seja, mediram-se um quarto dos canais (28 dos 112 dutos de saída) e espelhou-se o resultado para os outros três quadrantes. Sete medições foram realizadas em cada um dos 28 canais para três vazões de entrada.

Um coletor foi utilizado para o recolhimento de água até o Becker. Este coletor era formado de um cilindro oco de polietileno com furos, um cilindro oco de latão de paredes bem finas, uma mangueira de silicone e uma braçadeira de plástico. A braçadeira prendia a mangueira ao cilindro de latão, o qual envolvia o cilindro de polietileno. O cilindro de polietileno possuía furos quase tangentes ao furo interno deste cilindro, o qual envolvia o canal de saída da seção de testes durante uma medição experimental. Estes furos eram necessários para permitir comunicação entre a saída do canal e a atmosfera. Esta abertura para a atmosfera servia para garantir que a pressão na saída do canal não fosse alterada durante a medição. Caso não houvessem estes furos, o coletor alteraria a perda de carga no canal e, conseqüentemente, a distribuição de massa em todo o bocal. Para se observar se isto, de fato, era verdade, aumentou-se as vazões mássicas nos canais de saída em quatro vezes e comparou-se as vazões assim medidas com a vazão de entrada apresentada pelo medidor eletromagnético. A diferença máxima foi de 1%. Note-se que, se o coletor alterasse a perda de carga do canal em coleta, esta diferença seria maior, pois o fluido procuraria sair por outro canal menos afetado por diferenças de pressão. O coletor desenvolvido pode ser visualizado na Figura 3.22.

Figura 3.22 – Coletor utilizado na coleta de água ao Becker durante uma medição experimental.



A Figura 3.23 apresenta a bancada em funcionamento na posição vertical com o coletor inserido em um dos dutos de saída. Observa-se um sistema com duas válvulas para a coleta de água. Antes do processo de coleta, mantém-se a válvula interna (dentro do reservatório) aberta e a válvula externa (fora do reservatório) fechada.

Figura 3.23 – Bancada experimental em funcionamento com coletor encaixado em um dos canais de saída.



No momento de início da coleta do fluido, abre-se a válvula externa e fecha-se a interna. Assim, o líquido começa a escoar para um balde de plástico que se encontra fora do tanque e ao lado do Becker de vidro. Em seguida, aponta-se a mangueira de silicone para o Becker no mesmo instante em que se inicia o cronômetro, como mostra a Figura 3.24. Após em

torno de 15 (quinze) segundos, aponta-se a mangueira novamente para o balde e pausa-se o cronômetro, simultaneamente, como apresenta a Figura 3.25.

Figura 3.24 – Início do processo de medição de massa de água e tempo de coleta.



Figura 3.25 – Término do processo de medição de massa de água e tempo de coleta.



As vazões de entrada testadas foram de 0,30 kg/s, 0,85 kg/s e 1,40 kg/s. Todas as medições dos experimentos foram realizadas com a temperatura da água sempre entre 20 e 25 °C. Como as propriedades necessárias, viscosidade absoluta e densidade, variam muito pouco nesta faixa de temperatura, assumiram-se estes valores como constantes e iguais ao valor da água à pressão atmosférica e 23 °C. Os resultados das medições de vazão mássica dos canais para as vazões de 0,30 kg/s, 0,85 kg/s e 1,40 kg/s estão apresentadas nas Figura 3.26, Figura 3.27 e Figura 3.28, respectivamente.

Figura 3.26 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de $0,30 \text{ kg/s}$ ($Re_D = 2 \times 10^4$).

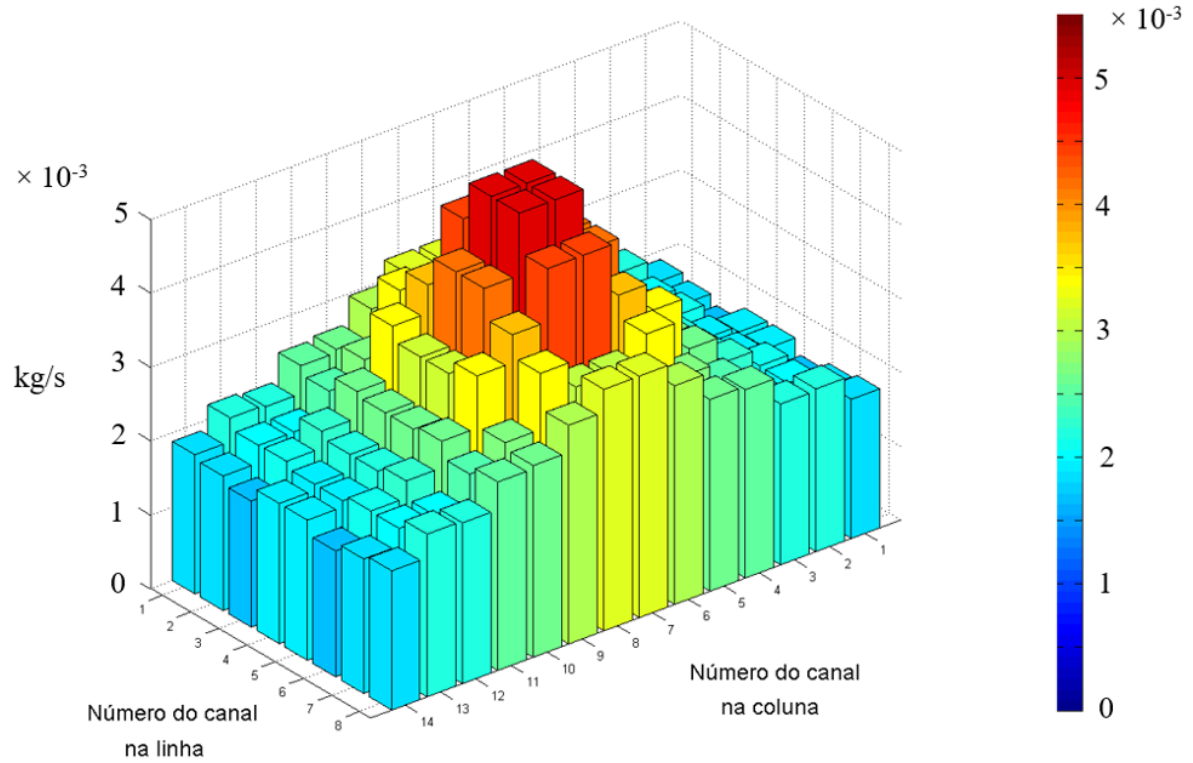


Figura 3.27 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de $0,85 \text{ kg/s}$ ($Re_D = 5 \times 10^4$).

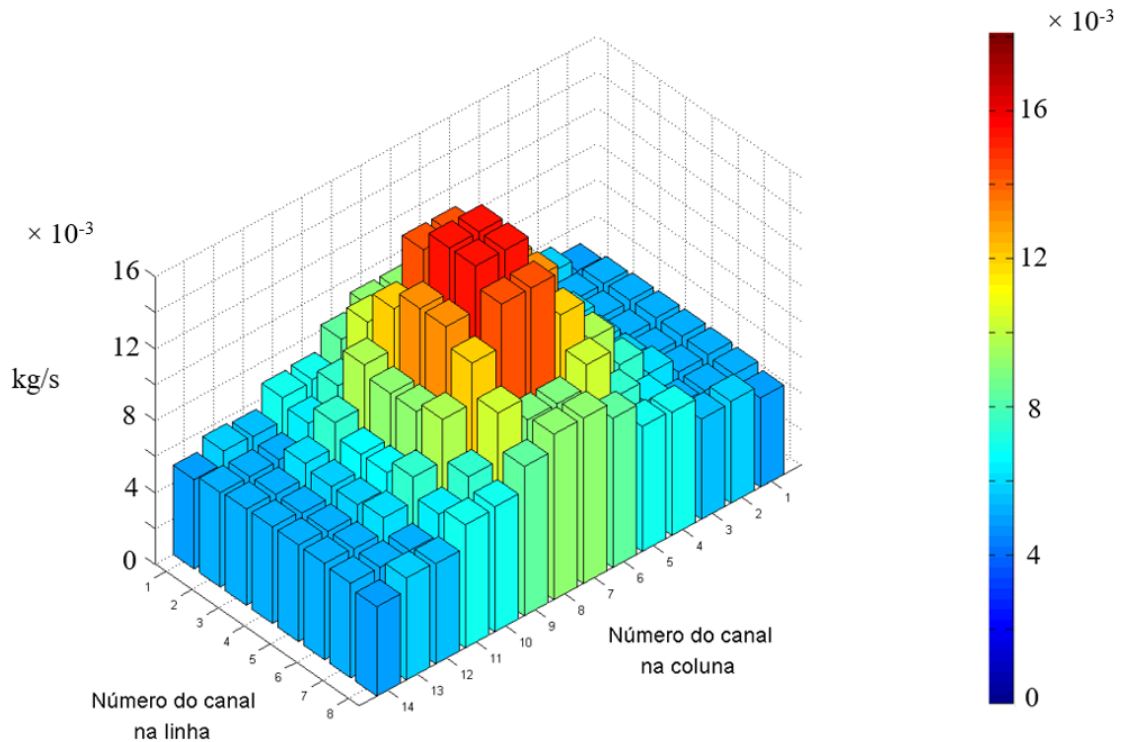
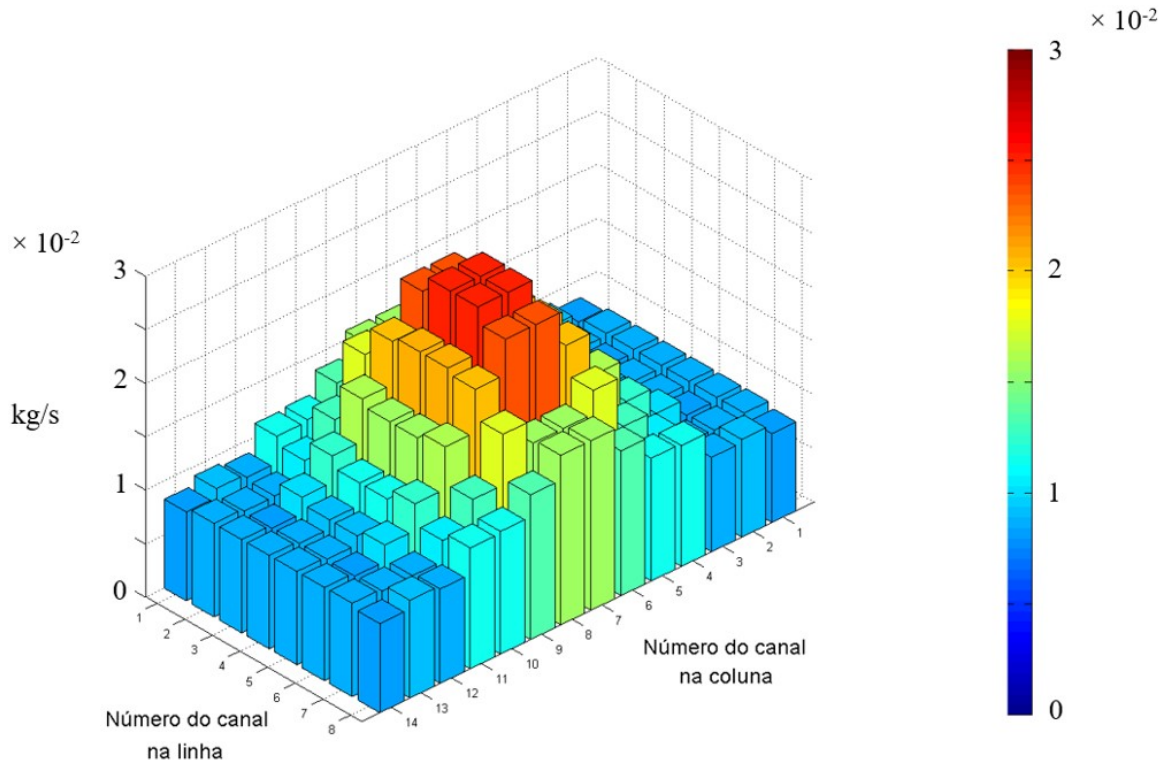


Figura 3.28 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 1,40 kg/s ($Re_D = 9 \times 10^4$).



Com as vazões mássicas em cada um dos canais determinadas, pode-se calcular o CoV e o σ para cada um dos Re_D testados. Estes resultados estão apresentados na Tabela 3.2. Também se pode representá-los na forma de gráficos. As Figuras 3.29 e 3.30 mostram as variações de CoV e σ para os três Reynolds testados na entrada do bocal. Detalhes do cálculo das incertezas do σ estão apresentados no apêndice A.

Tabela 3-2 – Parâmetros de má distribuição (CoV e σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.

Re_D	CoV	σ
2×10^4	$0,308 \pm 0,005$	$0,381 \pm 0,01$
5×10^4	$0,385 \pm 0,005$	$0,473 \pm 0,01$
9×10^4	$0,391 \pm 0,005$	$0,483 \pm 0,01$

Figura 3.29 – Resultado experimental do parâmetro de má distribuição (CoV) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.

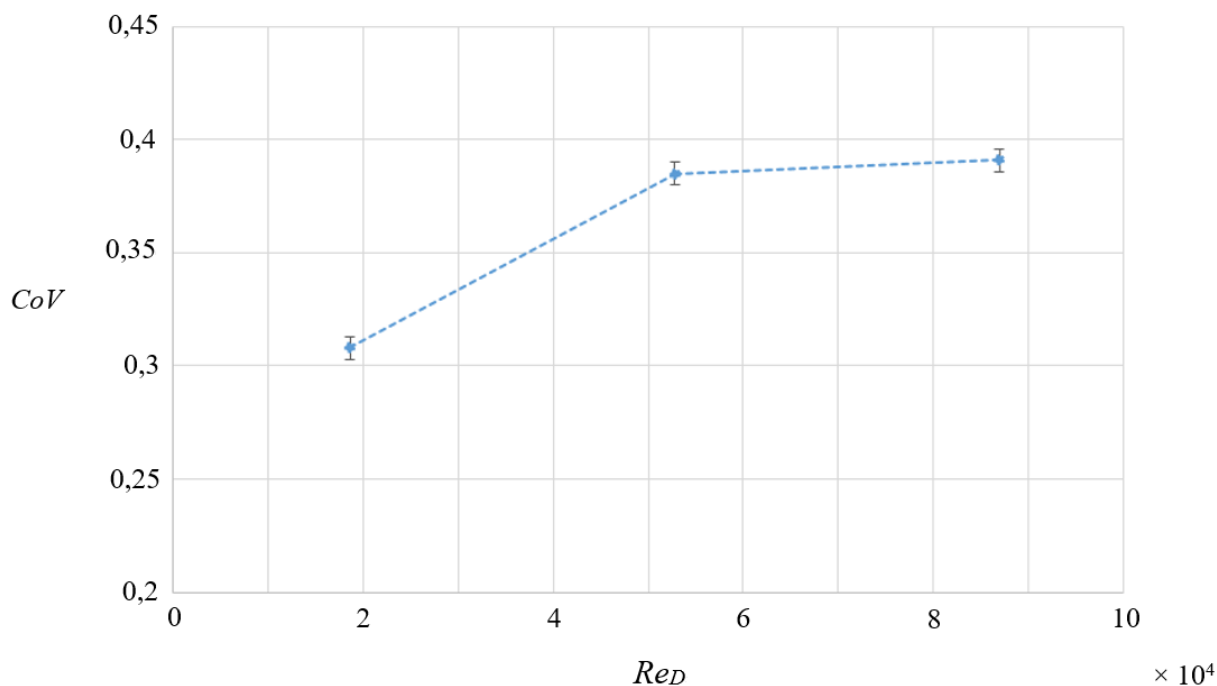
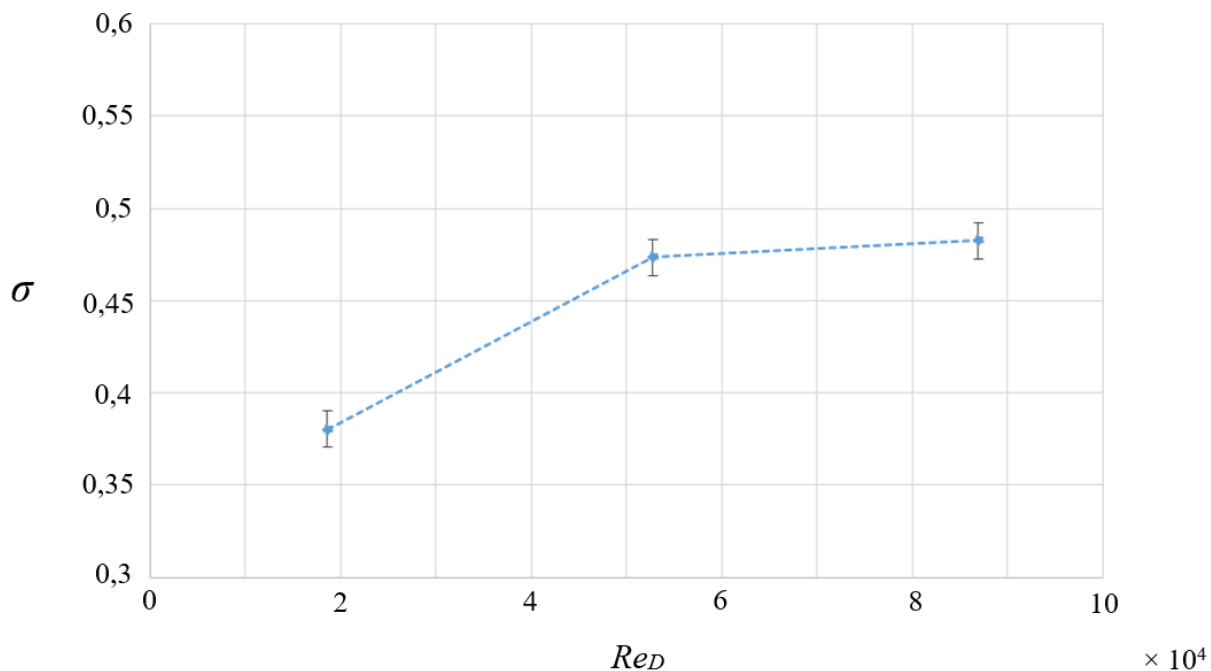


Figura 3.30 – Resultado experimental do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.



Tendo-se em mãos os resultados experimentais e suas respectivas incertezas, pode-se partir para a comparação com resultados das simulações numéricas obtidas para as mesmas condições de teste, como discutido a seguir.

3.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Como já observado, foram realizadas simulações numéricas em CFD nas mesmas condições dos testes efetuados previamente. As simulações numéricas consistem em resolver as equações (2.8), (2.9) e (2.10) de forma discretizadas e utilizando um modelo de turbulência. Neste trabalho, o modelo de turbulência utilizado foi o $k-\varepsilon$, o qual inclui as equações (2.44), (2.45), (2.46), (2.47), (2.48), (2.49), (2.50) e as constantes da Tabela 2.8. As equações (2.46) e (2.47) também precisam ser discretizadas. O *software* utilizado foi o ANSYS CFX 19.2®.

3.2.1 Definição do Domínio Computacional

Primeiramente, construiu-se o domínio computacional com a mesma geometria do domínio do volume de controle de fluido que atravessa pelo bocal. Como há simetria em duas direções, utilizou-se apenas um quarto do domínio para se reduzir o tamanho da malha e, conseqüentemente, da infraestrutura computacional necessária.

Outro detalhe do domínio computacional foi a abertura da entrada dos canais de saída do bocal. A partir de uma observação mais minuciosa do quadrante inferior direito (quadrante onde foram medidas as vazões) da Figura 3.16, nota-se que o processo de fabricação fez com a entrada dos canais de saída fossem alargadas. A Figura 3.31 mostra as entradas dos canais medidos e suas respectivas numerações. Essas aberturas foram medidas com um paquímetro analógico e contabilizadas no domínio computacional. A Tabela 3.3 apresenta o resultado destas medições.

Figura 3.31 – Numerações dos canais do quadrante medido da seção de teste.

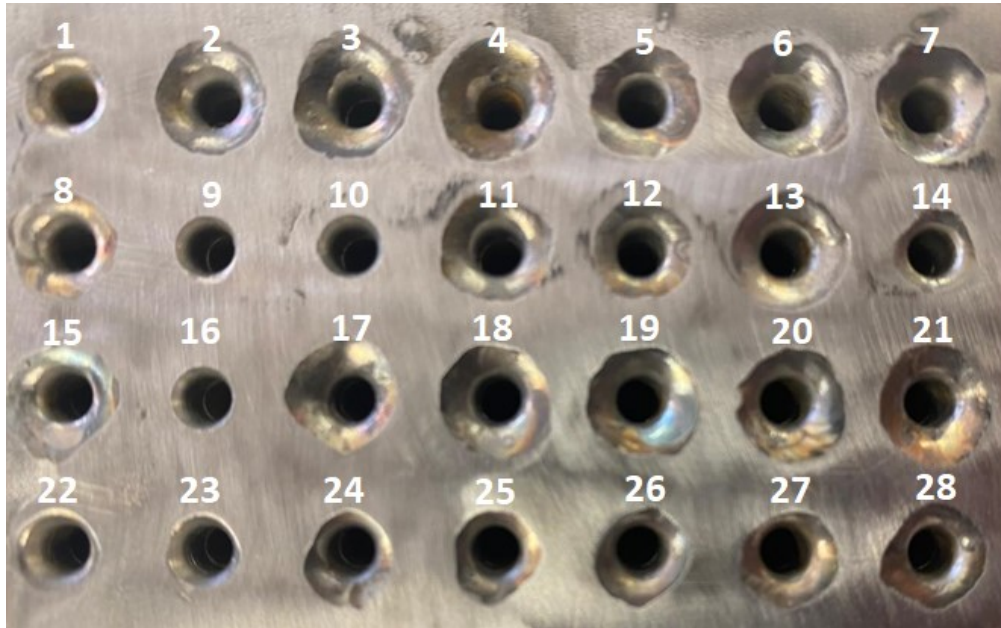


Tabela 3-3 – Diâmetro externo e profundidade das entradas dos canais de saída do bocal medidos.

Número do canal	Diâmetro externo (mm)	Profundidade (mm)
1	5,8	2,2
2	7,5	2,1
3	8,3	2,7
4	8,0	2,4
5	7,6	1,8
6	8,1	2,1
7	8,0	2,2
8	7,3	1,9
9	4,9	1,4
10	4,5	1,3
11	7,3	2,0
12	6,6	1,5
13	8,7	2,4
14	5,3	1,2
15	8,2	1,6
16	4,6	1,3

17	7,6	1,5
18	7,4	2,0
19	7,6	2,1
20	7,1	1,6
21	8,0	1,9
22	6,0	2,0
23	5,0	1,7
24	5,7	1,5
25	5,5	1,6
26	6,1	1,6
27	6,5	1,8
28	7,0	1,8

O duto de entrada da seção de testes (Figura A.2) tinha em torno de 242 mm de comprimento. Entretanto, precisou-se estendê-lo quando se posicionou a seção de testes na vertical para conectá-la a mangueira de borracha (Figura 3.20). Após a extensão, o duto de entrada do bocal ficou com um comprimento em torno de 484 mm. Já os dutos de saída possuíam 70 mm de comprimento (duto mais chapa). Entretanto, esses comprimentos foram reduzidos com o objetivo de reduzir o tamanho da malha devido à limitação computacional do computador disponível. Os comprimentos escolhidos do duto de entrada e canais de saída para o domínio computacional foram de 256 mm e 22,5 mm, respectivamente. O duto de entrada do domínio tinha pouco mais do que o equivalente a onze diâmetros de comprimento. Os canais de saída necessitavam uma malha mais refinada e, portanto, foram mais reduzidos na modelagem numérica, em relação à seção de testes. Esse refino foi necessário pois a vazão mássica calculada em cada um dos canais, depende do perfil de velocidades do canal. O perfil de velocidades em um duto só tem representatividade física do perfil quando refinado, uma vez que há uma velocidade diferente para cada elemento da malha empregado. Já os dutos de saída do domínio tinham comprimento equivalente a um pouco mais do que sete diâmetros. A partir dos parâmetros empregados no modelo de Chu et al. (2019) (equação 2.26), observa-se que o

termo $[L/(a + b)]^{-0,12}$ altera em apenas 14%, reduzindo o comprimento do canal (L) de 70 mm para 22,5 mm, mantendo a largura (a) em 145 mm e a altura (b) em 87,5 mm.

3.2.2 Estudo de Malha

Com o domínio computacional definido, iniciou-se um estudo de malha onde refinou-se a malha computacional enquanto se observava a convergência dos parâmetros de má distribuição (CoV e σ) para a maior vazão testada experimentalmente. As simulações foram realizadas com água a 23 °C. A malha mais refinada tinha por volta de $4,7 \times 10^6$ elementos. A Figura 3.32 apresenta diferentes vistas da malha mais refinada utilizada nas simulações numéricas. Esta malha foi utilizada nas simulações com outras vazões de entrada. As Figuras 3.33 e 3.34 mostram os resultados do estudo de malha para os parâmetros de má distribuição CoV e σ , respectivamente. Observa-se que os parâmetros (CoV e σ) ainda estavam convergindo lentamente, porém não havia mais poder computacional disponível.

Figura 3.32 – Malha mais refinada utilizada nas simulações numéricas.

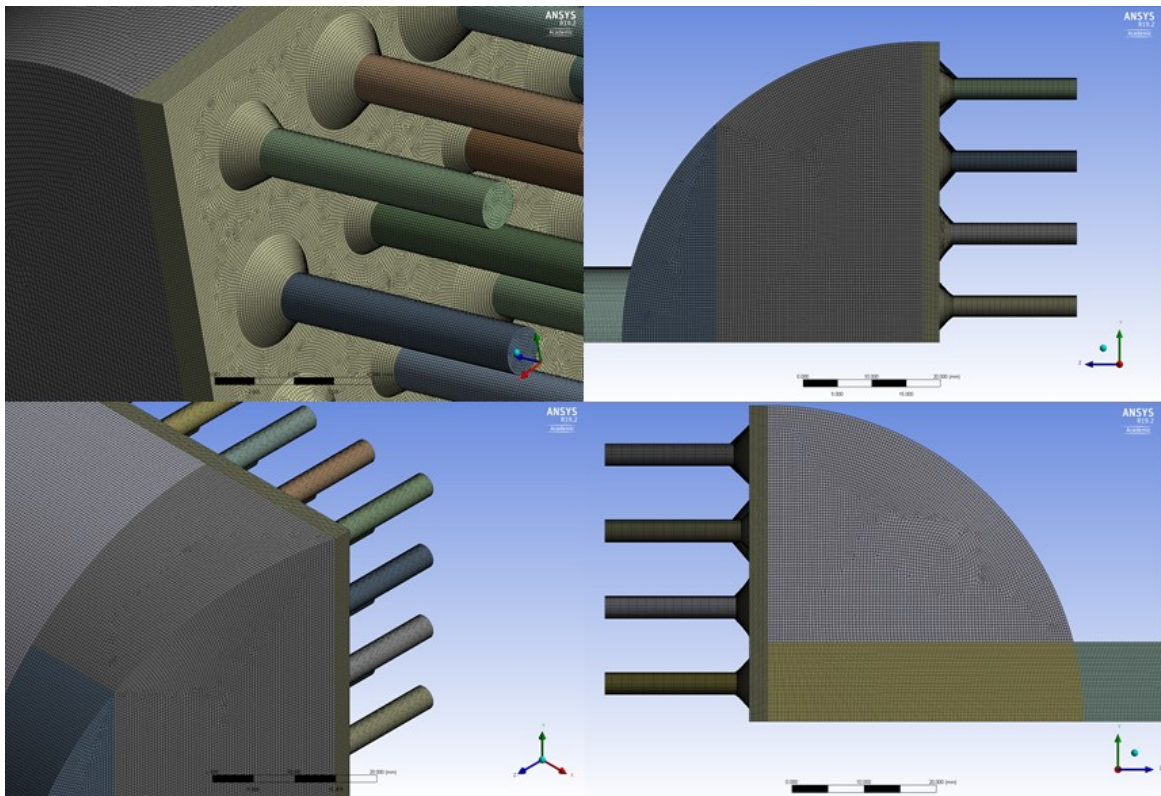


Figura 3.33 – Gráfico do parâmetro de má distribuição CoV em função do número de elementos da malha.

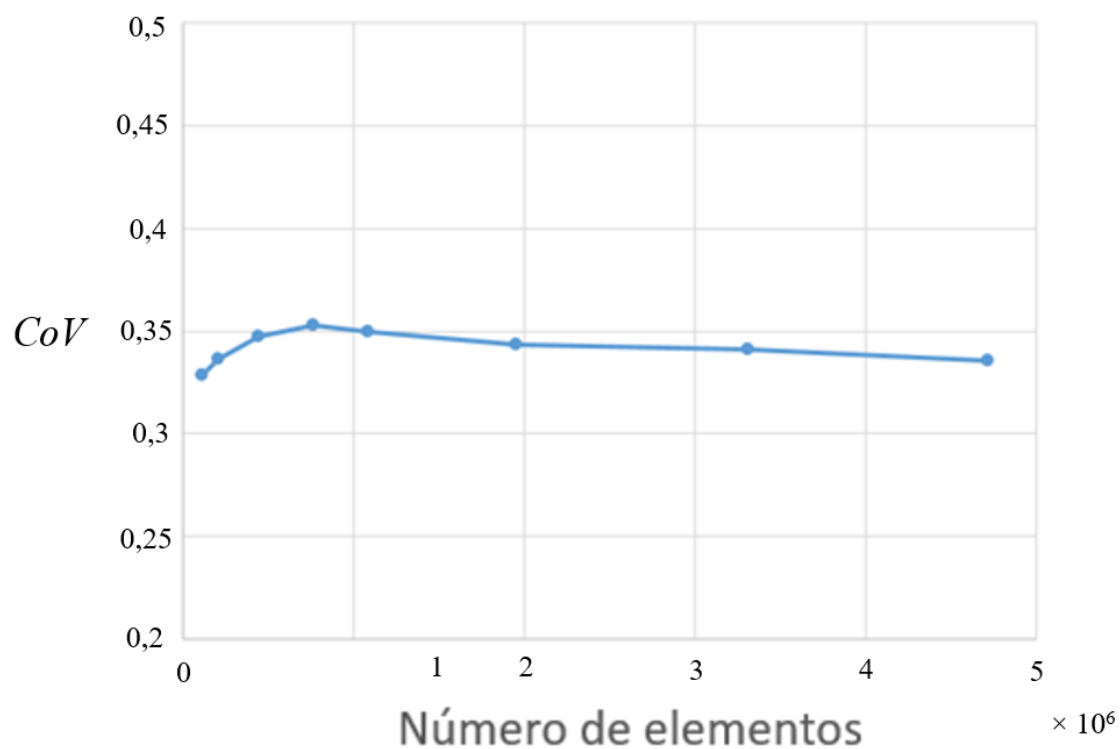
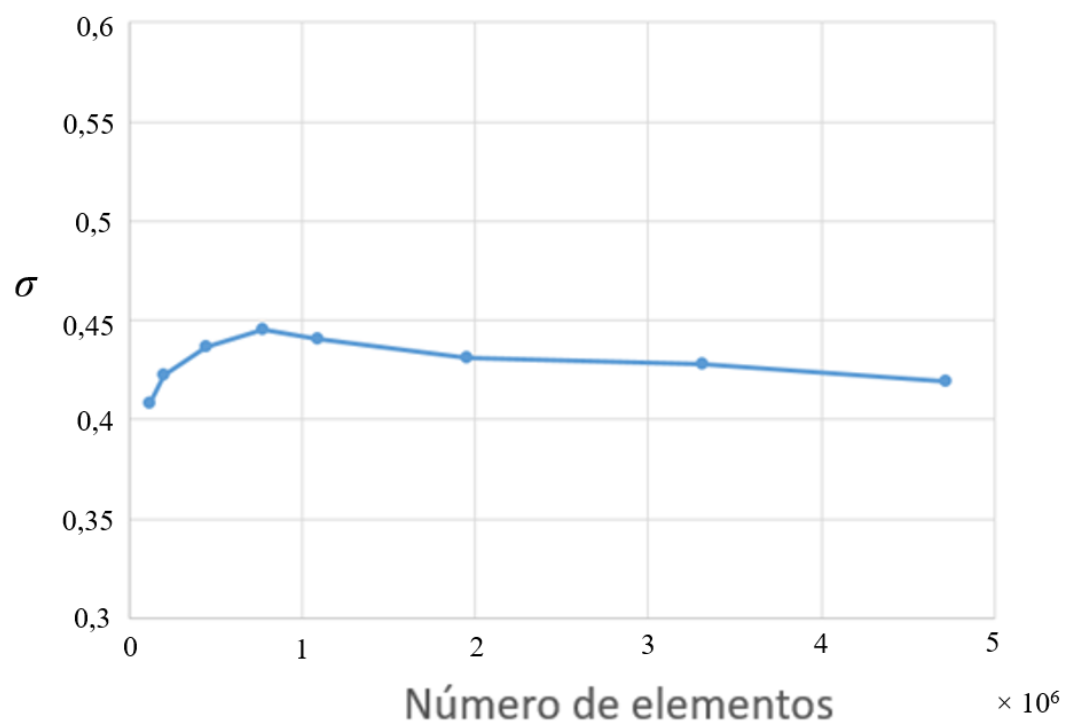


Figura 3.34 – Gráfico do parâmetro de má distribuição σ em função do número de elementos da malha.



Após finalizar o estudo de malha, iniciou-se a avaliação numérica para ser comparada com os resultados experimentais (apresentados previamente nas Figuras 3.30 e 3.31).

3.2.3 Resultados Numéricos

As Figuras 3.35, 3.36 e 3.37 apresentam as linhas de corrente do fluido dentro do bocal para as vazões máxima, média e mínima no duto de entrada, respectivamente. Nestes gráficos, a figura acima e à esquerda mostra um *zoom* da figura abaixo, representando um quarto dos canais e um quarto do bocal, na direção transversal (em que o bocal é maior), enquanto que as figuras à direita mostram as mesmas informações para um corte longitudinal (90° em relação às curvas da esquerda). Observando-as se pode ter uma ideia da distribuição de velocidades (azul, menores, amarelo e vermelho, maiores velocidades), no interior do bocal meia cana e nos canais de saída do bocal.

Figura 3.35 – Linhas de corrente dentro do bocal ($Re_D = 9 \times 10^4$).

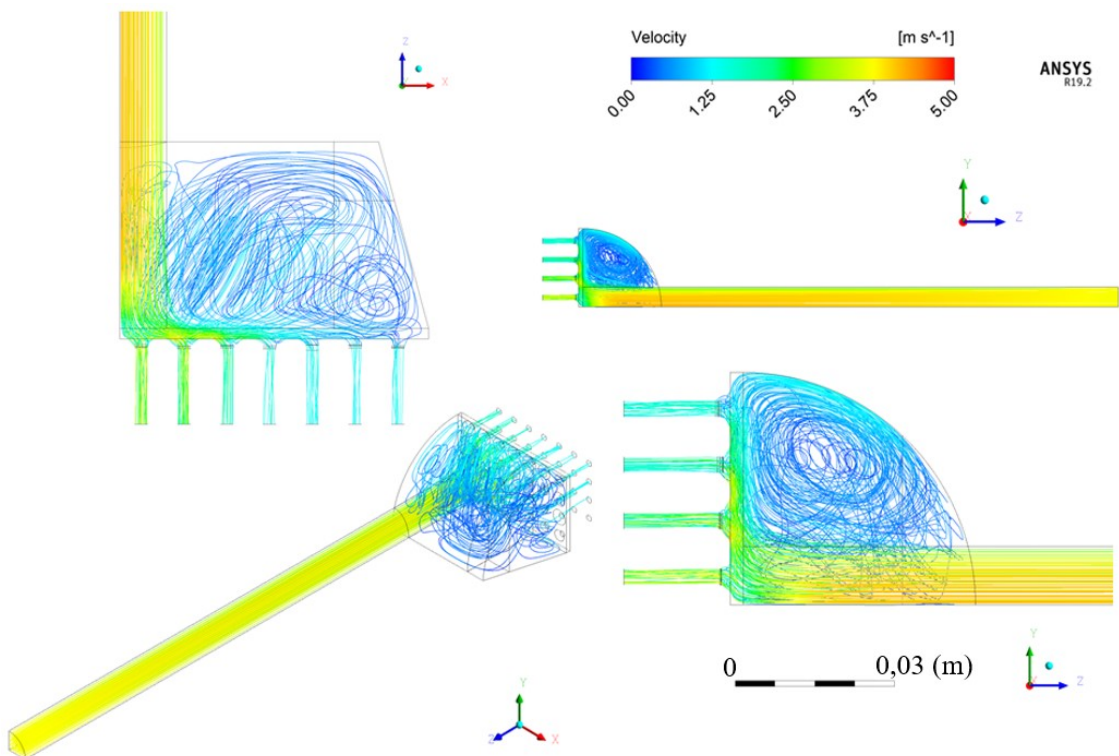


Figura 3.36 – Linhas de corrente dentro do bocal ($Re_D = 5 \times 10^4$).

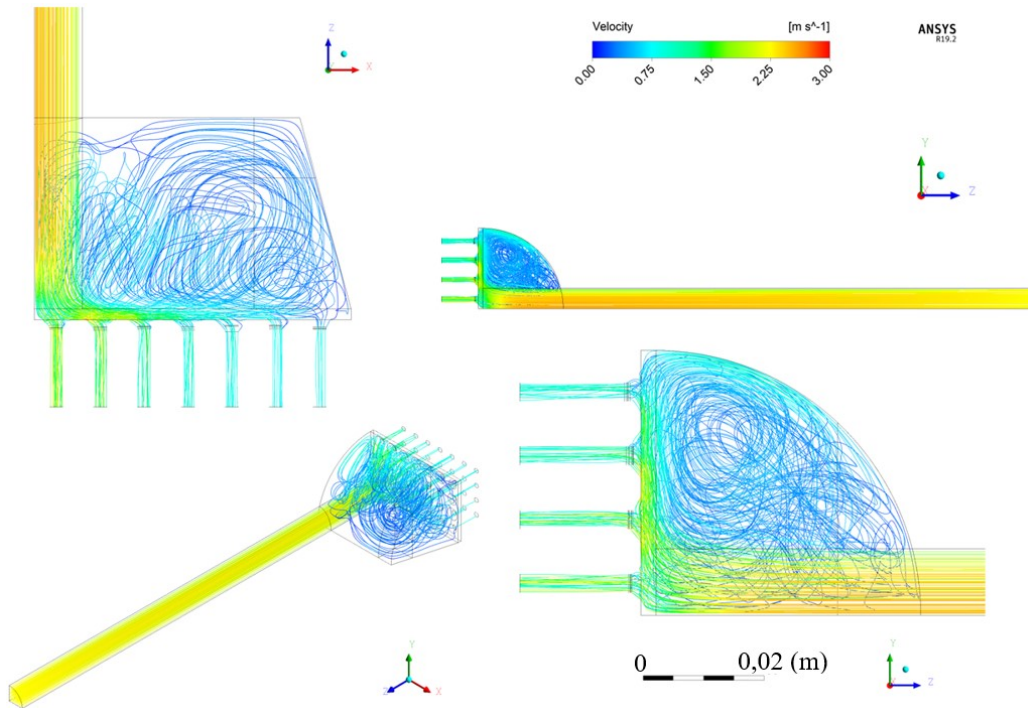
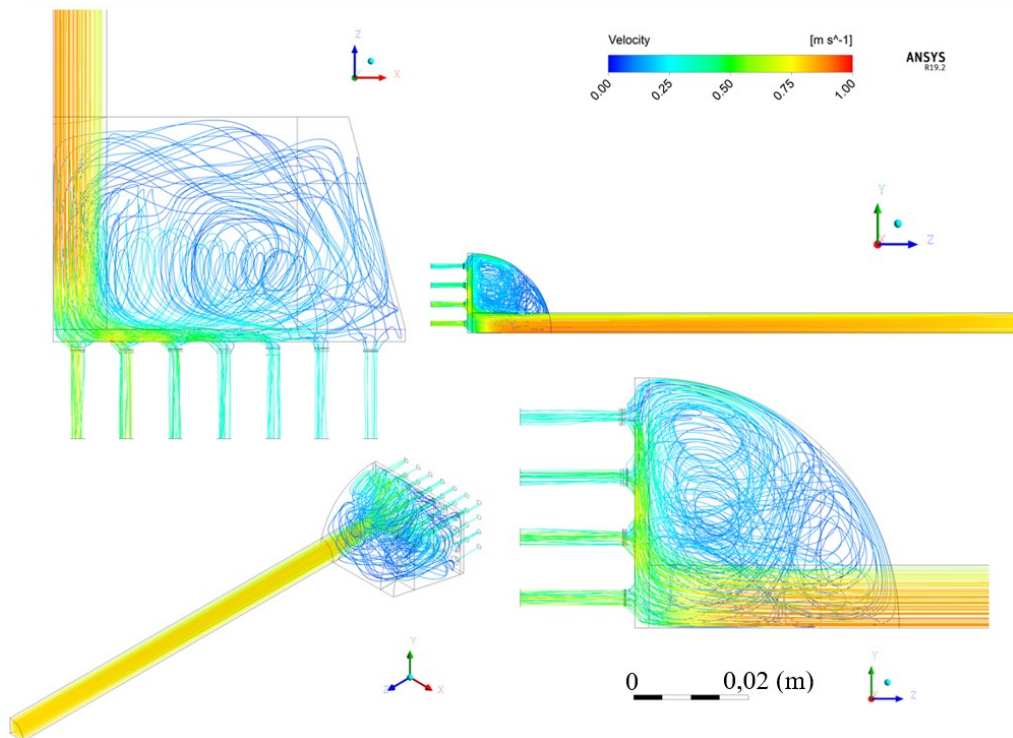


Figura 3.37 – Linhas de corrente dentro do bocal ($Re_D = 2 \times 10^4$).



Os resultados das simulações e dos experimentos em forma de gráfico estão apresentados nas Figuras 3.38 e 3.39. O desvio médio entre os resultados experimentais (para ambos CoV e σ) e numéricos foi de 12%. Constatou-se, assim, que a má distribuição aumenta com o aumento de Reynolds na faixa testada. Além disto, estes resultados indicam que a simulação numérica tem uma consistência muito boa com dados experimentais, de forma que se tem confiança para extrapolar resultados numéricos para faixas de Reynolds não testadas.

Figura 3.38 – Resultados (numérico e experimental) do parâmetro de má distribuição (CoV) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.

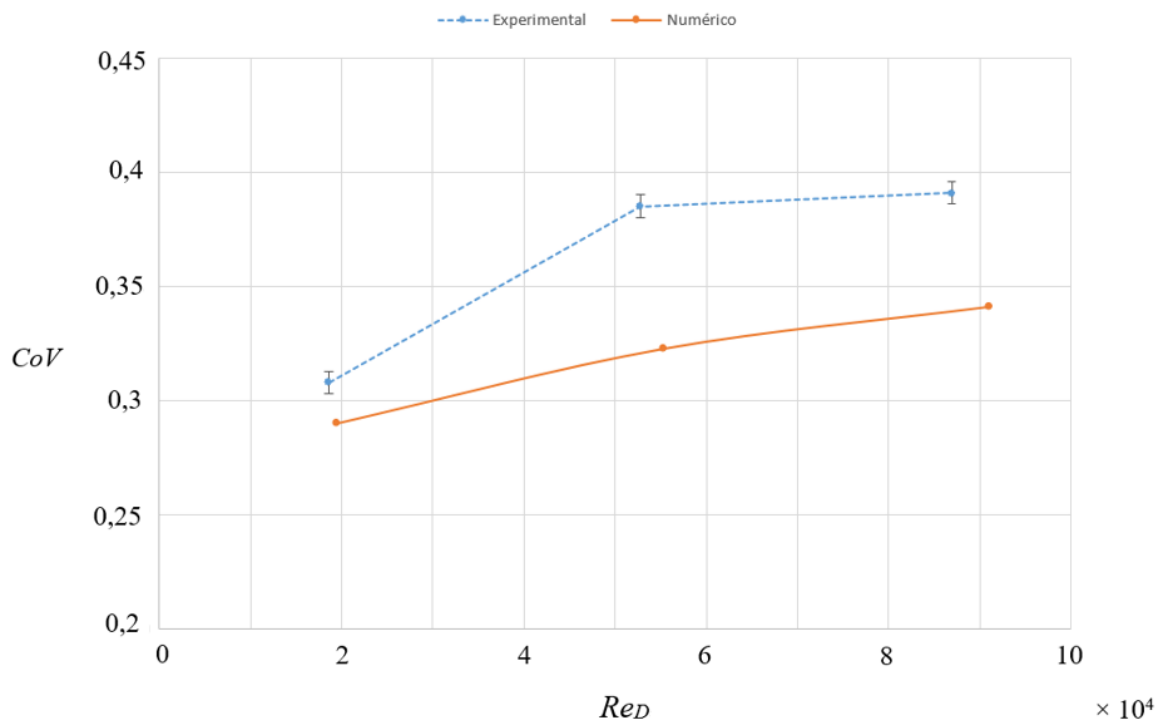
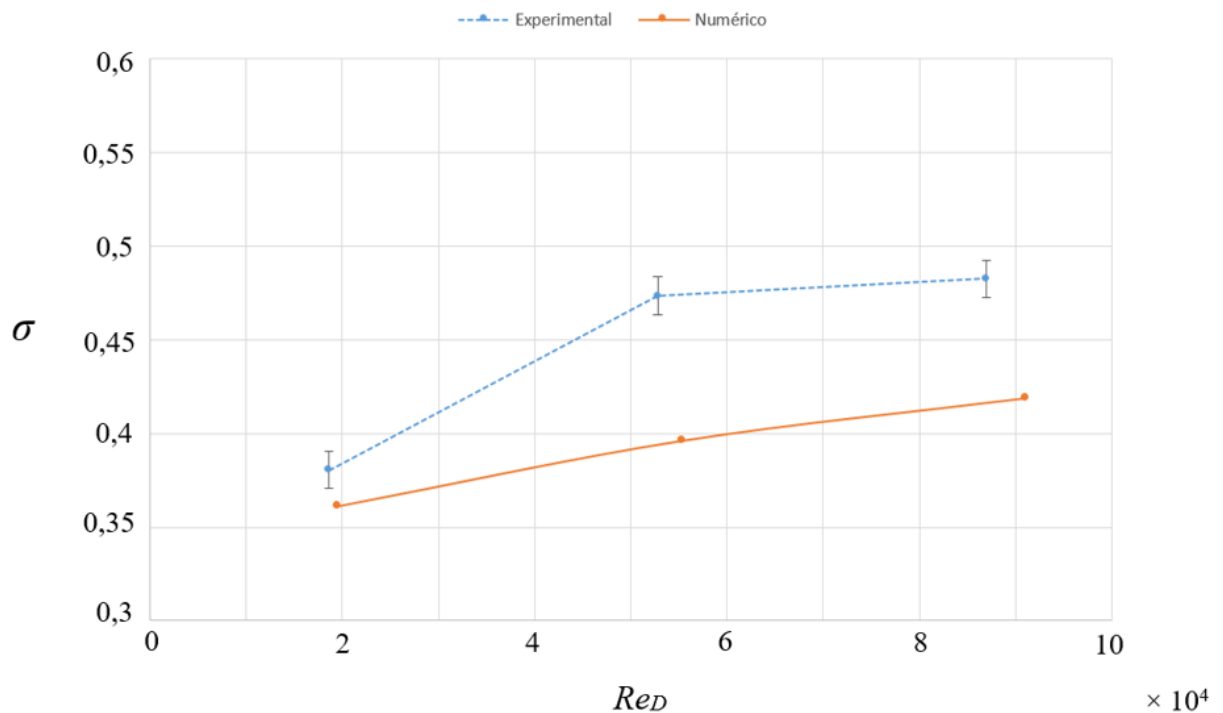


Figura 3.39 – Resultados (numérico e experimental) do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.

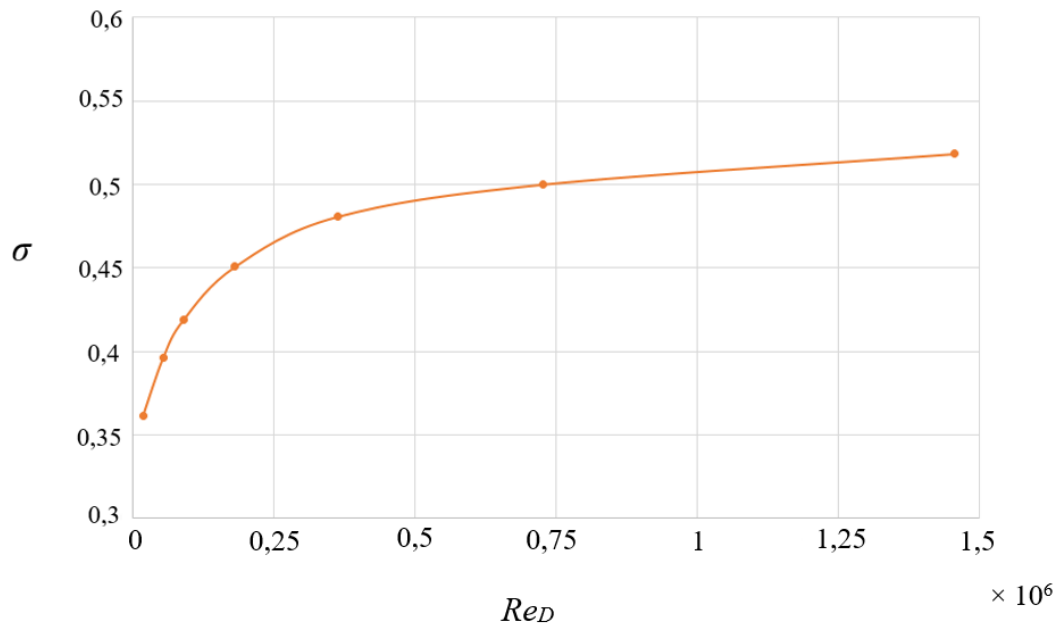


3.3 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS E PROPOSIÇÃO DE MODELO

Uma vez observado que o valor do parâmetro de má distribuição (σ) aumenta com o número de Reynolds, foi proposto uma correção na equação (2.26), proposta por Chu et al. (2019). Este modelo não leva em consideração o Reynolds na entrada no cálculo do parâmetro de má distribuição (σ) para faixa entre 10^5 e 3×10^5 .

Primeiramente, extrapolou-se as simulações, considerando-se Reynolds na entrada até em torno de $1,5 \times 10^6$. A Figura 3.40 apresenta os resultados numéricos de σ em função do Reynolds na entrada, com base nas simulações realizadas.

Figura 3.40 – Resultados numéricos extrapolados do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.



Utilizou-se o *software* Pega Ponto da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) para coletar os dados da Figura 2.29b e se obter o valor de σ para cada um dos Reynolds de entrada simulados no trabalho de Wen & Li (2004). A Tabela 3.4 apresenta os valores de σ para os números de Reynolds na entrada de 10^4 , 10^5 e 10^6 .

Tabela 3-4 – Parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal.

Re_D	σ
10^4	0,478
10^5	0,5134
10^6	0,563

Fonte: [33]

Utilizando os resultados da Figura 3.40, da Tabela 3.4 e da Figura 3.30, propôs-se um fator de correção para a equação (2.26) através do método dos mínimos quadrados. Primeiramente, tentou-se um fator do tipo Re_D^c (Reynolds elevado a uma constante), o qual não obteve um resultado satisfatório. Posteriormente, propôs-se um fator do tipo $g(Re_D)$ (função de Reynolds), que está descrito a seguir.

$$F_M = 0,42414Re_D^{0,06} . \quad (3.5)$$

Este fator foi introduzindo mantendo-se a constante e os expoentes do modelo (equação 2.26). Assim, obtém-se um modelo corrigido para uma faixa estendida de números de Reynolds na entrada. O modelo proposto neste trabalho para o parâmetro de má distribuição (σ), que inclui a variável do número de Reynolds na entrada, para faixa de Reynolds (Re_D) entre 10^4 e $1,5 \times 10^6$ é então:

$$\sigma = 0,37 \cdot F_{A_1-A_2}^{1,52} \cdot \left(\frac{L}{a+b}\right)^{-0,12} Re_D^{0,06} \quad (3.6)$$

$$10^4 \leq Re_D \leq 1,5 \times 10^6$$

Cada ponto, experimental e numérico, foi analisado com o modelo de Chu et al. (2019) e o modelo proposto neste trabalho. O modelo proposto (equação 3.6) compara com uma diferença máxima de 15% em relação aos pontos experimentais e numéricos avaliados. A Figura 3.41 apresenta, nas linhas tracejadas vermelha e azul, o modelo proposto neste trabalho e, nas linhas cheias vermelha e azul, o modelo proposto por Chu et al. (2019). Os pontos vermelhos representam os resultados deste trabalho, enquanto os pontos azuis mostram os resultados para o trabalho de Wen & Li (2004). A Figura 3.42 apresenta o valor de σ previsto pela equação (3.6) na linha central (linha cheia), os valores com 15% de erro nas linhas laterais (linhas tracejadas) e os pontos avaliados pelos modelos. Quanto mais próximo estiver o ponto da linha cheia, melhor este ponto é representado pelo modelo proposto neste trabalho.

Figura 3.41 – Equação desenvolvida neste trabalho para parâmetro de má distribuição (σ) e os pontos, experimentais e numéricos, utilizados deste e de outro trabalho.

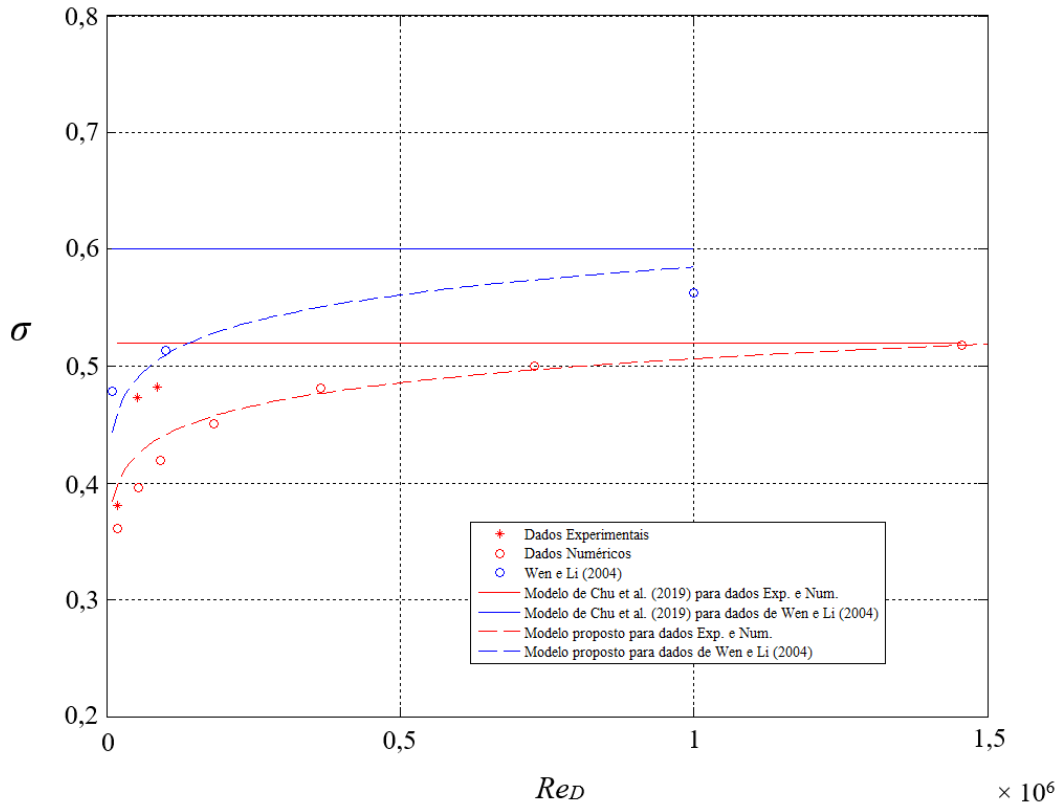
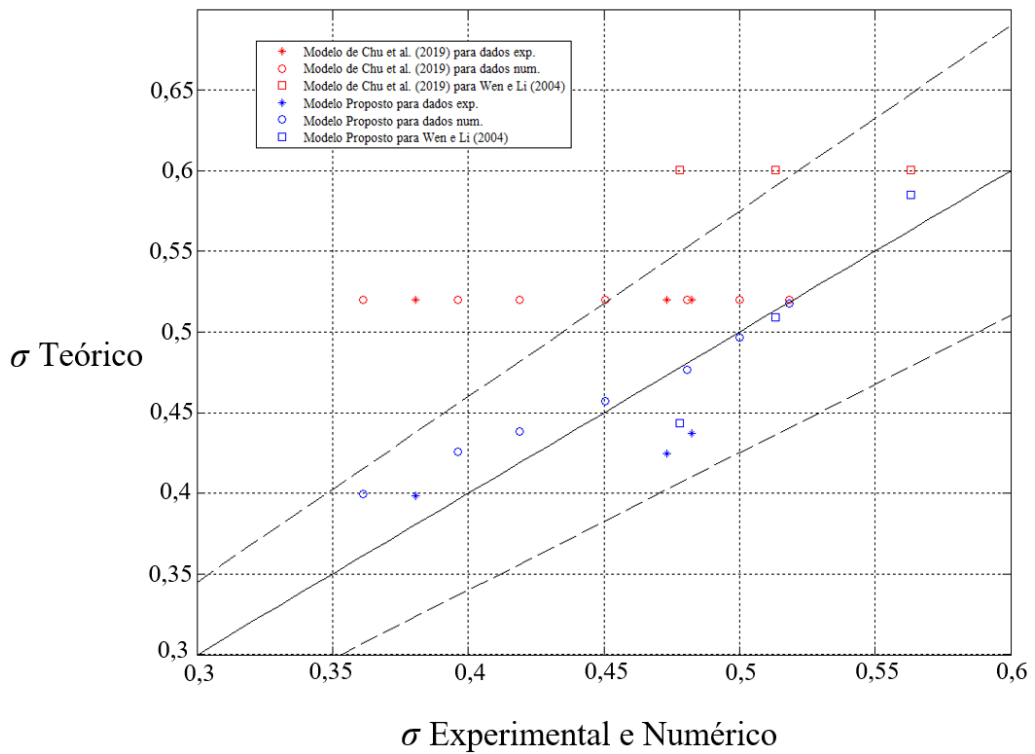


Figura 3.42 – Erros máximos do parâmetro de má distribuição (σ) para a equação desenvolvida neste trabalho.



O modelo desenvolvido neste trabalho melhora a compreensão do comportamento da má distribuição mássica nos canais de trocadores de calor compactos, a partir da análise do desvio padrão da não uniformidade de vazão mássica do escoamento (σ). Com o modelo corrigido e com sua faixa de aplicação estendida, pode-se analisar um trocador real em operação, como está descrito a seguir.

3.4 ANÁLISE DE UM TROCADOR DBHE REAL

Escolheu-se um trocador DBHE real em operação pela PETROBRAS para ser avaliado. Primeiramente analisou-se a geometria e o número de Reynolds na entrada dos dois ramais do trocador. As Tabela 3.5 e 3.6 apresentam estas informações (dados de entrada do modelo analítico) em detalhes.

Tabela 3-5 – Dados do trocador utilizados como entrada nos modelos para o ramal de gás do trocador.

Lado A (Gás)					
Número de Reynolds (Re_D)	Diâmetro de entrada (D)	Largura (a)	Altura (b)	Comprimento do núcleo (L)	Comprimento do bocal (l)
$5,08 \times 10^6$	293,9 mm	894 mm	471 mm	594 mm	235,5 mm

Tabela 3-6 – Dados do trocador utilizados como entrada nos modelos para o ramal de água do trocador.

Lado B (Água)					
Número de Reynolds (Re_D)	Diâmetro de entrada (D)	Largura (a)	Altura (b)	Comprimento do núcleo (L)	Comprimento do bocal (l)
$6,6 \times 10^5$	148,3 mm	471 mm	376 mm	894 mm	188 mm

É importante destacar que o comprimento do núcleo foi estimado considerando os canais fossem retos e de comprimento igual a profundidade do núcleo, o qual seria o menor comprimento do núcleo possível. Não há detalhes disponíveis sobre o núcleo do trocador.

Entretanto, como mostrado na Figura 2.56, o efeito do comprimento do núcleo se torna assintótico a partir de um comprimento entre 500 e 700 mm.

Com as ferramentas analíticas agora disponíveis, partiu-se para identificar o σ . Utilizou-se o modelo desenvolvido neste trabalho, pois além de ser mais preciso, atende a faixa do número de Reynolds na entrada de um dos ramais (ramal de água) do trocador analisado. Mesmo que o ramal de gás esteja fora da faixa de aplicação do número de Reynolds na entrada para o modelo proposto, o comportamento do modelo desenvolvido para σ é praticamente assintótico, ou seja, se altera muito pouco, para Reynolds na entrada acima de 10^6 . A Tabela 3.7 mostra os resultados de σ para os ramais de gás e água do trocador real analisado.

Tabela 3-7 – Resultados do modelo desenvolvido neste trabalho para σ dos ramais do trocador real analisado.

Parâmetro de má distribuição (σ)	
Lado A (Gás)	Lado B (Água)
0,540	0,379

Como não haviam informações disponíveis sobre os canais do núcleo do trocador real analisado, assumiram-se que as equações para o fator de atrito (equação 2.28) e para o número de Nusselt (equação 2.29) são válidas para o trocador real também. Assim, analisou-se a variação do fator de atrito e número de Nusselt quando o escoamento fosse bem distribuído. Assumiu-se que um valor de σ , que representasse uma boa distribuição de fluxo mássico entre os canais, fosse de 0,15, pois este é o valor usado no CoV por Baek et al. (2014) para determinar boa homogeneização de fluxo. A Tabela 3.8 apresenta as reduções do fator de atrito e do número de Nusselt caso o fluxo mássico fosse bem distribuído ($\sigma = 0,15$). Esta análise foi chamada de extrapolada pois utilizou-se os números reais de Reynolds na entrada, os quais estavam fora da faixa de aplicação do modelo.

Tabela 3-8 – Aumento do fator de atrito e do número de Nusselt no núcleo do trocador devido à má distribuição do fluxo mássico.

Parâmetro	Lado A (Gás)	Lado B (Água)
Varição do fator de atrito (Δf)	23%	16%
Varição do número de Nusselt (ΔNu)	49%	33%

No entanto, uma vez que o modelo de Chu et al. (2019) para o fator de atrito e para o número de Nusselt foi desenvolvido para números de Reynolds na entrada entre 10^5 e 3×10^5 , é necessário trabalhar na faixa de Reynolds das equações propostas por Chu et al. (2019). Desta maneira, alterou-se o Reynolds na entrada dos ramais para 3×10^5 para se observar como se comportariam o parâmetro de má distribuição (σ), o fator de atrito e número de Nusselt. Em seguida, alterou-se o parâmetro de má distribuição (σ) para 0,15 mantendo os números de Reynolds nas entradas em 3×10^5 para se observar as variações no fator de atrito e número de Nusselt em decorrência da má distribuição do escoamento. A Tabela 3.9 mostra estas informações. Devido ao fato do número de Reynolds ter sido alterado para valor máximo dentro da faixa de aplicação do modelo, chamou-se esta análise de alterada. Observa-se que o parâmetro de má distribuição (σ) para o lado B foi quase inalterado. Isto ocorre, pois, o número de Reynolds do caso real se encontrava mais perto da faixa de aplicação do modelo no ramal de água.

Tabela 3-9 – Parâmetro de má distribuição (σ) caso $Re_D = 3 \times 10^5$ em ambos os ramais e aumentos do fator de atrito e do número de Nusselt no núcleo do trocador devido à má distribuição do fluxo mássico.

Parâmetro	Lado A (Gás)	Lado B (Água)
Parâmetro de má distribuição (σ)	0,455	0,362
Variação do fator de atrito (Δf)	19%	15%
Variação do número de Nusselt (ΔNu)	41%	31%

Observa-se que as variações do fator de atrito e do número de Nusselt são maiores na análise extrapolada do que na análise alterada. Isto ocorre porque os números de Reynolds nas entradas estão fora da faixa de aplicação do modelo. Os erros destas variações quando se utiliza a análise extrapolada em relação à análise alterada podem ser visualizados na Tabela 3.10. O ramal de água apresenta erros menores pois o número de Reynolds na entrada deste lado se encontra em uma região mais próxima da faixa de Reynolds de aplicação do modelo.

Tabela 3-10 – Erros das variações do fator de atrito e do número de Nusselt entre a análise extrapolada e alterada.

Parâmetro	Lado A (Gás)	Lado B (Água)
Erro da variação do fator de atrito	17%	6%
Erro da variação do número de Nusselt	19%	6%

Em ambas análises, constatou-se que o aumento do número de Nusselt devido à má distribuição do escoamento (acima de 40%), superou muito o acréscimo do fator de atrito (por volta de 20%) pelo mesmo motivo. Os resultados observados podem levar a pensar que o aumento da não homogeneidade do fluxo mássico favorece a troca térmica, uma vez que o Nusselt foi aumentado 45% e só prejudicando 20% o fator de atrito. Isto faz parecer concluir que não é válido realizar esforços para melhorar a distribuição de fluido no núcleo do trocador, só que esse aumento de Nusselt não é homogêneo em todos os canais. A capacidade de transferência de calor média do trocador aumentou, porém, este aumento foi localizado nas regiões centrais onde se tem maiores vazões e, portanto, maiores números de Nusselt. Isto gera gradientes de temperatura entre o centro do recheio até as extremidades do núcleo, que, como mencionado por Pra et al. (2017) e reforçado por Telles (2021), acarreta em picos de temperatura durante a operação com não homogeneidade do escoamento, principalmente no início do transiente térmico (*start-up*, no desligamento e quando há variações bruscas nas vazões de um ou ambos ramais). Estes choques térmicos estimulam picos de deformação no material, o que pode levar o equipamento à falha por fadiga térmica. Além disso, uma temperatura no centro maior provoca maior deformação dos canais centrais (devido à dilatação térmica). Isto gera tensões internas além da fadiga térmica, em decorrência da conservação da massa, pois as extremidades dilatarão menos do que o centro. Desta maneira, é necessário ter mais estudos antes de tomar uma decisão de homogeneizar ou não o escoamento de fluido.

Além disso, há outros efeitos colaterais da má distribuição que necessitam de atenção. Por exemplo, é necessário investigar o aumento do custo de bombeamento devido ao aumento do fator de atrito. Outra questão importante é que trocadores de calor são projetados para operar com a vazão mássica homogeneamente distribuída, isto é, o funcionamento do trocador como foi projetado é alterado. Contudo, os modelos apresentados neste trabalho e por Chu et al. (2019), conseguem mostrar, através de um parâmetro, σ , o tamanho da má distribuição. Porém,

para se ter uma compreensão completa, do ponto de vista energético, faz-se necessária uma análise de mínima geração de entropia.

4 DESENVOLVIMENTO E TESTE DO RETIFICADOR

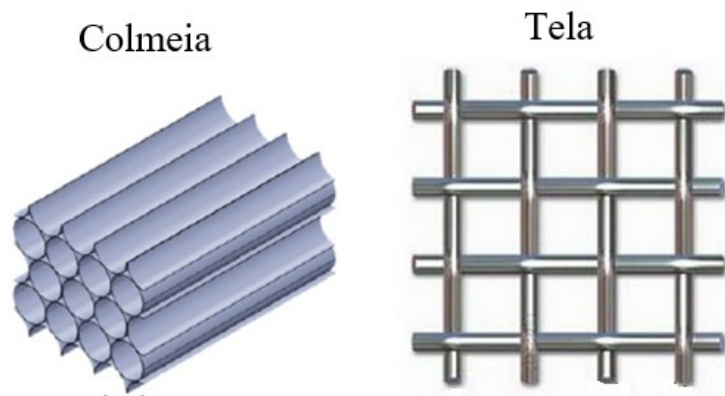
Com o objetivo de homogeneizar o escoamento de fluido no núcleo do trocador (reduzir σ), reduzir a perda de pressão total e possibilitar a manutenção em trocadores de calor, desenvolveu-se um retificador de escoamento para bocais do tipo meia cana, como detalhado nas subseções a seguir.

4.1 ESTUDO DE DISTRIBUIÇÃO DE MASSA EM BOCAIS COM PLACAS RETIFICADORAS

4.1.1 Descrição de Uma Placa Retificadora

Placas retificadoras são aparatos que aumentam a perda de carga do escoamento em troca de maior uniformização da sua vazão. Existem diferentes maneira de retificar o escoamento interno em dutos, por exemplo, com o uso de colmeias e telas (Figura 4.1). Como foi mostrado na revisão bibliográfica, outros trabalhos mostram diferentes geometrias para retificar o escoamento no bocal, por exemplo o sistema da Figura 2.24.

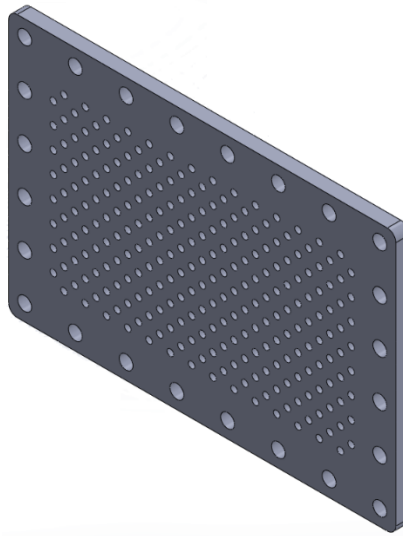
Figura 4.1 – Tipos básicos de placa retificadora: Colmeia e Tela.



Fonte: [53]

Neste trabalho, optou-se por uma configuração, intermediária entre colmeia e tela, de placa furada, como mostra Figura 4.2. Este arranjo é chamado assim por não nem tão longo quando uma colmeia, nem tão curto quanto uma tela. As placas de aço inox 316L disponíveis para corte tinha 6,35 mm de espessura.

Figura 4.2 – Placa retificadora do tipo placa furada.



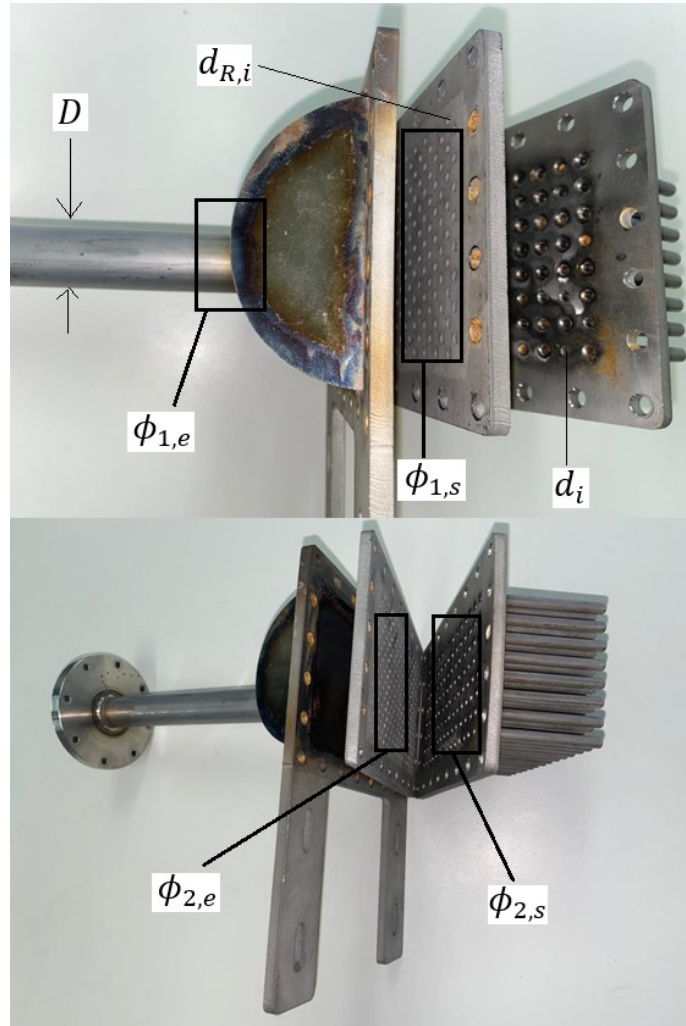
Espera-se que muitos furos não aumentem significativamente a perda de carga, mas também não melhorem consideravelmente a homogeneidade do escoamento. Da mesma forma, poucos furos podem levar a uma boa homogeneização, entretanto com um acréscimo substancial da perda de carga.

Tanto o diâmetro do furo quanto o número de furos foram analisados analiticamente para determinar a configuração que proporciona as melhores características de homogeneização sem aumentar significativamente a perda de carga. Possivelmente, existe um número de furos ótimo que permite satisfazer tanto a retificação do escoamento quanto minimizar a perda de carga associada exclusivamente a esta placa retificadora. Para isto, foram feitas análises analíticas e numéricas descritas a seguir.

4.1.2 Avaliação Analítica

Um estudo analítico foi realizado para se obter um retificador que uniformizasse ao máximo a vazão mássica de entrada no bocal. Primeiramente, optou-se por avaliar uma placa furada como retificador. De acordo com Zhang e Li (2003), a má distribuição da vazão mássica ocorre quando o parâmetro β_D (equação 2.14) é igual a 1. A Figura 4.3 apresenta uma ilustração com as indicações das variáveis necessário no cálculo deste parâmetro.

Figura 4.3 – Ilustração das variáveis do parâmetro β_D .



Utilizando a hipótese de que o parâmetro β_D é igual a 1, tem-se as seguintes relações:

$$\phi_{1,e} \phi_{2,s} = \phi_{1,s} \phi_{2,e}, \quad (4.1)$$

$$\phi_{1,e} = D, \quad (4.2)$$

$$\phi_{1,s} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_R} d_{R,i}^2}, \quad (4.3)$$

$$\phi_{2,e} = \phi_{1,s}, \quad (4.4)$$

$$\phi_{2,s} = \sqrt{\sum_{i=1}^n d_i^2}, \quad (4.5)$$

onde $d_{R,i}$ é o diâmetro o i -ésimo furo da placa retificadora e d_i é o diâmetro o i -ésimo canal do núcleo.

Assumindo que todos os furos da placa possuem mesmo diâmetro e sabendo que os canais de saída do bocal têm mesmo diâmetro, as equações (4.3) e (4.4) podem ser escritas da seguinte maneira.

$$\phi_{1,s} = \sqrt{n_R d_R^2}, \quad (4.6)$$

$$\phi_{2,s} = \sqrt{nd^2}, \quad (4.7)$$

onde n_R é o número de furos da placa furada.

Sendo assim, pode-se escrever a equação (4.1) da seguinte forma.

$$n_R d_R^2 = \sqrt{nd^2} D. \quad (4.8)$$

Por motivos de fabricação, definiu-se o diâmetro dos furos do retificador como 3 mm. Isto implica que o número de furos seja, aproximadamente, igual a 81.

Contudo, a análise do parâmetro β_D , realizada por Zhang e Li (2003), é válida somente para números de Reynolds na entrada entre 1.000 e 2.000, sendo que este trabalho está fora desta faixa. Portanto, este valor de 81 furos foi tomado como referência inicial para um estudo numérico do número de furos da placa retificadora para verificar se, de fato, este número corresponde ao número ótimo de furos para este tipo de aplicação.

4.1.3 Avaliação Numérica

Um estudo numérico foi desenvolvido com placas retificadoras de furos circulares para avaliar sua influência na má distribuição (σ) da vazão mássica. Foi simulado todo o conjunto bocal mais placa. A malha utilizada tinha a mesma ordem de grandeza de números de elementos da melhor malha (por volta de 5 milhões de elementos) do estudo de malha do bocal sem retificador (Figura 3.34).

Para verificar a influência do número de furos na placa retificadora, quatro simulações foram realizadas, com números diferente: 72, 126, 246 e 493. Os resultados destas simulações estão apresentados na Figura 4.4, os quais são apresentados juntamente com o parâmetro de má distribuição (σ) previsto pelo modelo de Chu et al. (2019), utilizando o modelo de Thyageswaran (2019) para o fator de forma. A configuração com 246 furos apresentou o melhor

resultado com o parâmetro de má distribuição (σ) igual a 0,055. As Figuras 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8 mostram as linhas de corrente no bocal para os casos simulados com as diferentes placas.

Figura 4.4 – Resultados numéricos do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de furos na placa retificadora (linha tracejada com pontos brancos) e analítico sem a placa pelo modelo de Chuthyageswaran (linha vermelha cheia).

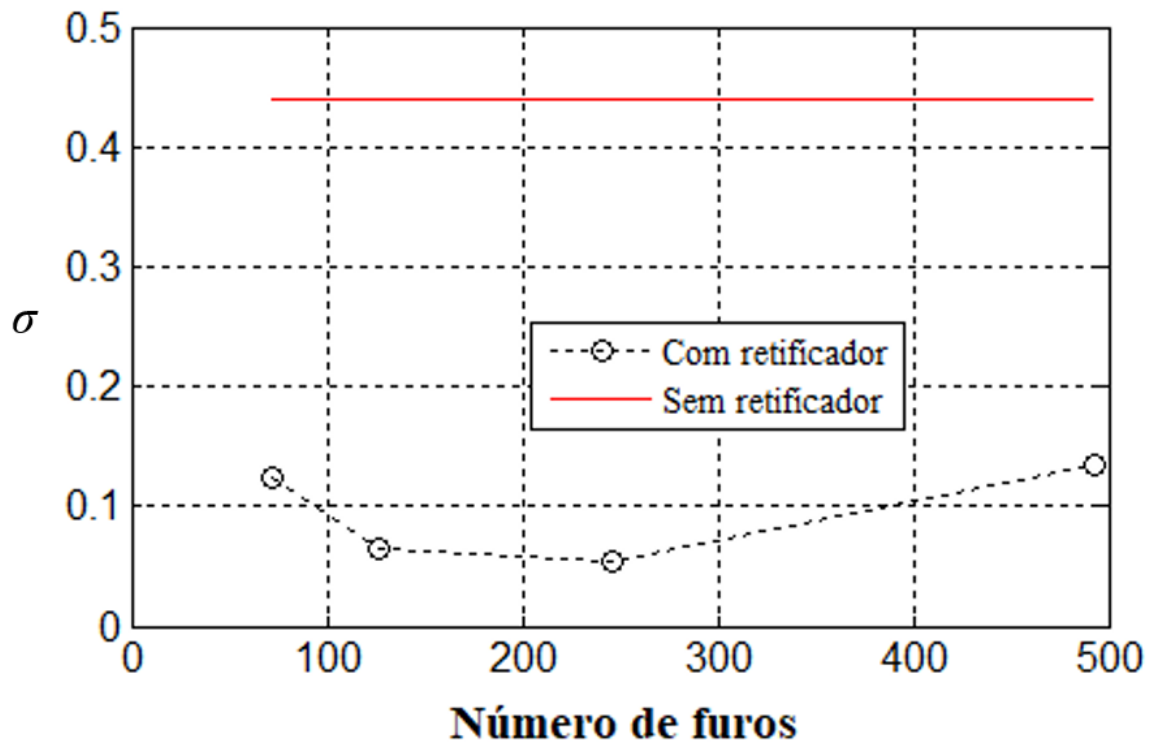


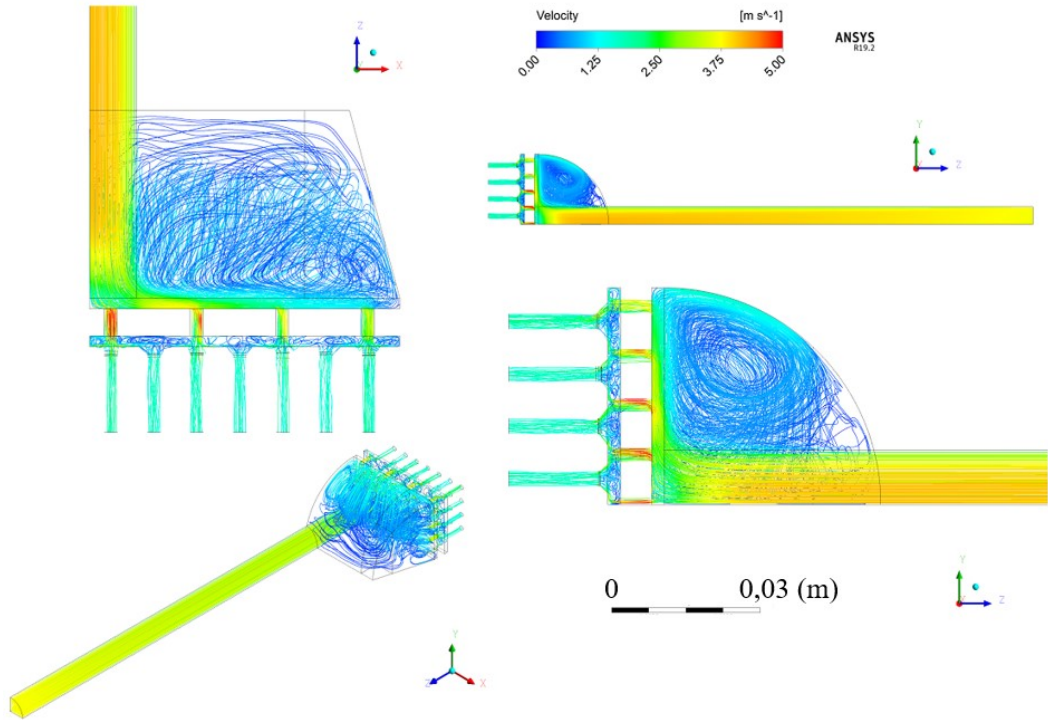
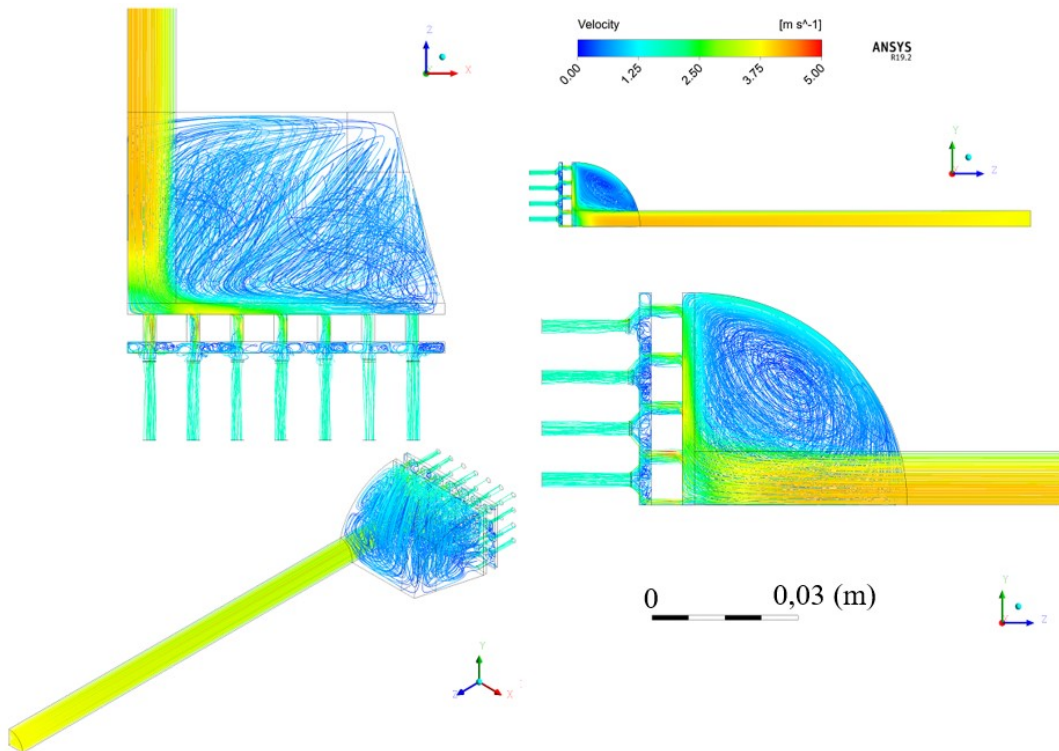
Figura 4.5 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 72 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).Figura 4.6 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 126 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).

Figura 4.7 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 246 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).

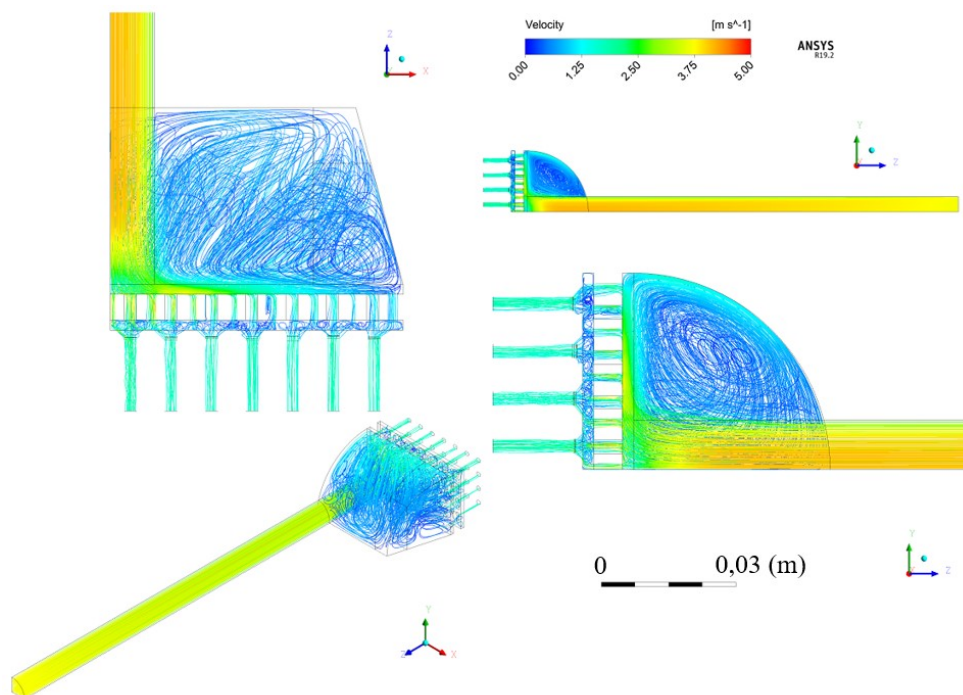
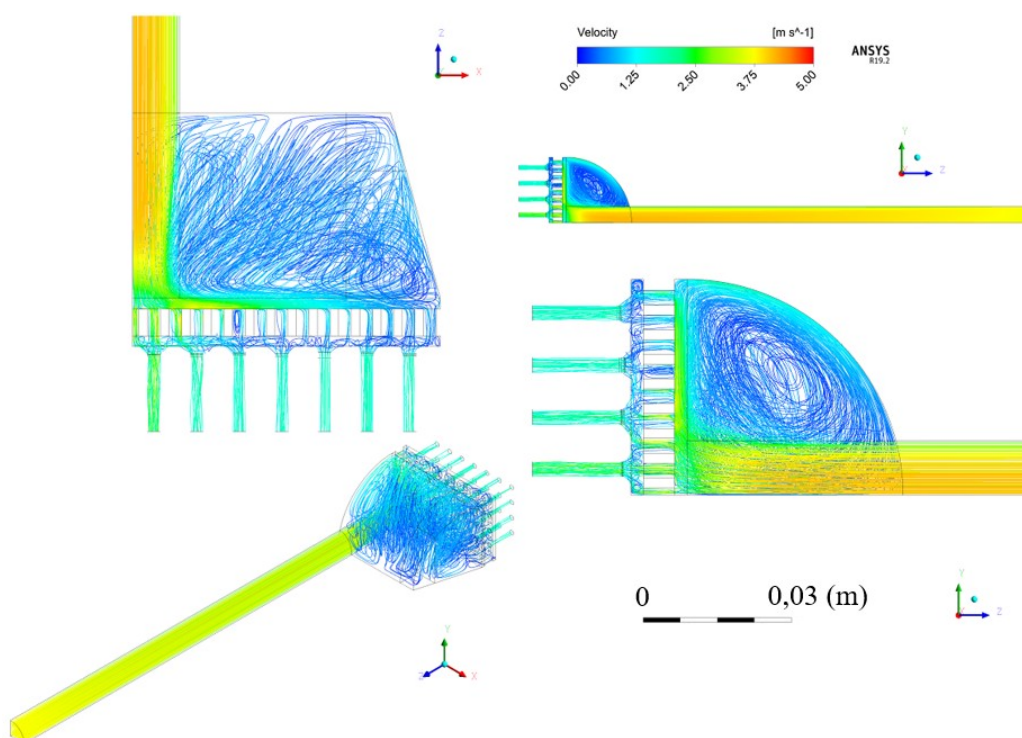


Figura 4.8 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 493 furos ($Re_D = 9 \times 10^4$).



Tendo em vista que a placa retificadora tem, a princípio, a função de, não somente uniformizar a vazão mássica de fluido, como também reduzir a queda de pressão total do

conjunto placa e núcleo, realizou-se um estudo analítico sobre o efeito da presença da placa no comportamento hidráulico do conjunto.

4.2 ESTUDO DE QUEDA DE PRESSÃO

A presença do retificador pode provocar dois efeitos sobre a distribuição de pressão: um aumento da queda de pressão por conta da presença de um novo obstáculo para o fluido e redução desta queda no núcleo do trocador em virtude da homogeneização do fluxo mássico. Portanto, deve-se projetar a placa retificadora de forma que a soma das quedas de pressão, incluindo placa mais núcleo, seja mínima.

Primeiramente, para determinar a queda de pressão associada a placa retificadora, considerou-se que o retificador atua como uma contração violenta do fluido. Como os canais da placa disponível são muito curtos (as placas têm em torno de dois diâmetros do furo de espessura), desprezou-se as parcelas referentes a fricção do núcleo e expansão do fluido na saída da placa, pois não há espaço para o fluido desenvolver o perfil e posteriormente expandir abruptamente. A queda de pressão associada a placa (ΔP_R) foi representada da forma a seguir:

$$\Delta P_R = \frac{K_c G_R^2}{2\rho}, \quad (4.9)$$

onde K_c é o coeficiente queda de pressão por contração e G_R é a velocidade mássica no furo da placa, a qual é expressa da seguinte maneira:

$$G_R = \frac{\dot{m}_e}{A_{ff,R}}, \quad (4.10)$$

onde $A_{ff,R}$ é a área de escoamento livre (*free flow*) da placa. Esta área é equivalente à área da seção transversal de todos os furos da placa somadas, sendo então, dada por:

$$A_{ff,R} = n_f \frac{\pi d_R^2}{4}. \quad (4.11)$$

O coeficiente de contração (K_c) foi considerado igual a 0,5, de acordo com Mitchell (2020).

Para determinar o aumento do fator de atrito associado ao retificador, compara-se o fator de atrito do recheio do trocador de calor (equação 2.28 dividida por quatro) com o fator de atrito considerando a distribuição de massa perfeitamente homogênea ($\sigma = 0$). Caso todos os

canais possuam a mesma vazão mássica, a queda de pressão no núcleo do trocador será igual a queda de pressão de um canal deste núcleo.

Uma vez que, para maior vazão de entrada testada, o número Reynolds no canal do núcleo era em torno de 5.500, utilizou-se uma correlação para escoamento interno turbulento. Filonenko (1954) propôs o fator de atrito de Fanning:

$$f_F = \frac{1}{4} [1,82 (\log_{10} Re_d) - 1,64]^{-2}. \quad (4.12)$$

Assim, o aumento do fator de atrito devido ao retificador (Δf_R) pode ser determinado como:

$$\Delta f_R = \frac{\bar{f} - f_F}{f_F}, \quad (4.13)$$

onde \bar{f} é definido como o fator de atrito equivalente. Este fator leva em conta a perda de pressão associada ao conjunto núcleo mais retificador, conforme a expressão:

$$\bar{f} = (\Delta P_N + \Delta P_R) \frac{d \cdot \rho}{2LG_N^2}, \quad (4.14)$$

onde ΔP_N é a perda de pressão no núcleo e G_N é a velocidade mássica no canal do núcleo. A velocidade mássica no canal do recheio é expressa da seguinte maneira.

$$G_N = \frac{\dot{m}_e}{A_{ff,N}}, \quad (4.15)$$

onde $A_{ff,N}$ é a área de escoamento livre (*free flow*) do núcleo. Esta área é equivalente à área da seção transversal de todos os canais do núcleo somadas e é descrita da seguinte forma.

$$A_{ff,N} = n \frac{\pi d^2}{4}. \quad (4.16)$$

A queda de pressão do núcleo (ΔP_N), caso o escoamento seja uniformemente distribuído é representada na forma a seguir.

$$\Delta P_N = f_F \frac{d \cdot \rho}{2LG_N^2}. \quad (4.17)$$

Desta forma, o aumento do fator de atrito devido ao retificador (Δf_R) pode ser determinado da seguinte maneira:

$$\Delta f_R = \frac{1}{4} \left(\frac{K_C}{f_F} \right) \left(\frac{G_R}{G_N} \right) \left(\frac{d}{L} \right). \quad (4.18)$$

Posteriormente, com o objetivo de comparar o aumento do fator de atrito devido ao retificador (Δf_R) com o fator de atrito devido à não homogeneidade do escoamento, definiu-se o aumento do fator de atrito devido ao parâmetro de má distribuição (σ), Δf_σ , como:

$$\Delta f_\sigma = \frac{f_{Chu} - f_F}{f_F}, \quad (4.19)$$

onde f_{Chu} é o fator de atrito de Fanning utilizando o modelo proposto neste trabalho para o parâmetro de má distribuição (σ), dada pela equação (3.6). Este fator de atrito é escrito da seguinte forma:

$$f_{Chu} = \frac{60,5}{4} \sigma^{0,16} Re_D^{-0,56}. \quad (4.20)$$

Sendo assim, estabeleceu-se a efetividade do retificador (ε_R) como descrito a seguir.

$$\varepsilon_R = \frac{\Delta P_\sigma}{\Delta P_R + \Delta P_{\sigma,R}}, \quad (4.21)$$

onde ΔP é a perda de pressão no núcleo devido ao parâmetro de má distribuição (σ) sem a presença do retificador e $\Delta P_{\sigma,R}$ é a perda de pressão do núcleo devido ao parâmetro de má distribuição (σ) com retificador.

Com um pouco de manipulação algébrica, pode-se chegar a seguinte equação para a efetividade do retificador (ε_R) em função das variações de fator de atrito.

$$\varepsilon_R = \frac{\Delta f_\sigma + 1}{\Delta f_R + \Delta f_{\sigma,R} + 1}, \quad (4.22)$$

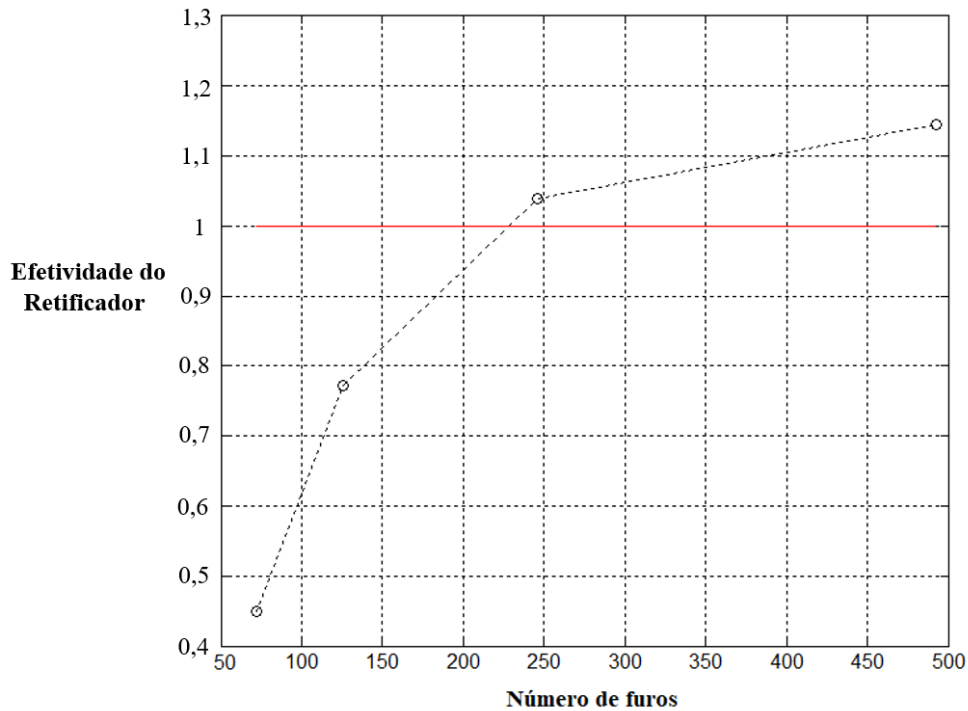
onde $\Delta f_{\sigma,R}$ é explicitado da seguinte forma.

$$\Delta f_{\sigma,R} = \frac{f_{Chu}(\sigma_R) - f_F}{f_F}, \quad (4.23)$$

onde $f_{Chu}(\sigma_R)$ é o fator de atrito proposto por Chu et al. (2019) utilizando o parâmetro de má distribuição no núcleo devido à presença do retificador (σ_R).

A Figura 4.9 apresenta a efetividade do retificador (ε_R) em relação ao número de furos da placa retificadora. A linha vermelha indica a efetividade igual a um. Pontos acima desta linha vermelha indicam um retificador que tem a queda de pressão do conjunto retificador mais núcleo menor do que a queda de pressão do núcleo sem retificador. Observando as Figuras 4.4 e 4.9, pode-se concluir que a melhor configuração de placa retificadora é a com 246 furos.

Figura 4.9 – Resultados analíticos da efetividade do retificador em função do número de furos na placa.



Com as análises de distribuição de massa e queda de pressão finalizadas, fabricou-se o retificador para ser testado experimentalmente.

4.3 ESTUDO DE ENTUPIMENTO DOS FUTOS DO RETIFICADOR

Com a placa projetada e fabricada (o processo de fabricação é muito semelhante ao descrito no Capítulo 3), acoplou-se a placa retificadora entre as peças do bocal meia cana (Figura 3.10) e dos canais de saída (Figura 3.16). Duas borrachas nitrílicas foram posicionadas entre as peças para vedar o sistema hidráulico. Inicialmente, os testes apresentavam um bom funcionamento da placa retificadora. Contudo, após um tempo em operação, as vazões de saída evidenciavam alterações. Portanto, desparafusou-se a seção de testes para se observar o que estava acontecendo. Observou-se que os canais do retificador entupiam com o tempo, como mostra as Figuras 4.10 e 4.11. Assim, mostrou-se necessário retirar a placa e realizar sua manutenção com jatos de ar comprimido para desentupir os furos que comprometiam o funcionamento adequando da placa retificadora.

Figura 4.10 – Placa retificadora projetada com uma borracha nitrílica usada para vedação com princípios de entupimento após funcionamento.

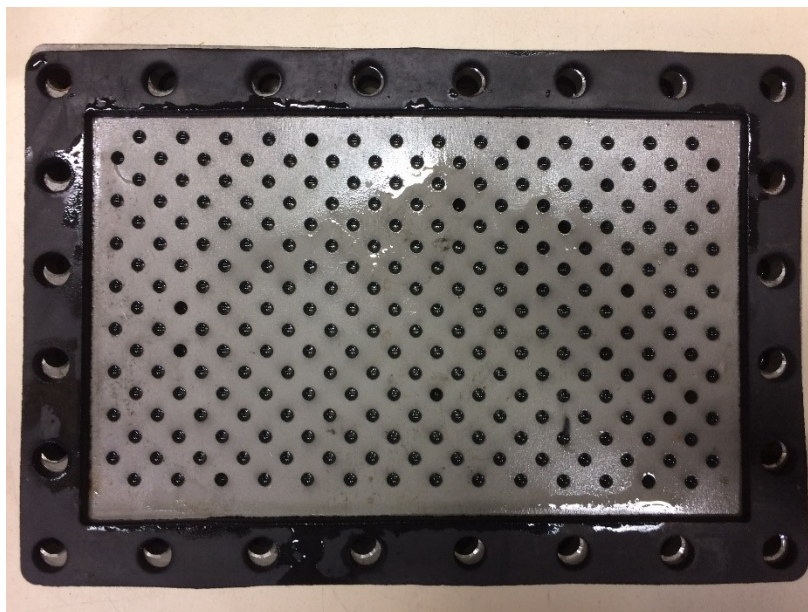
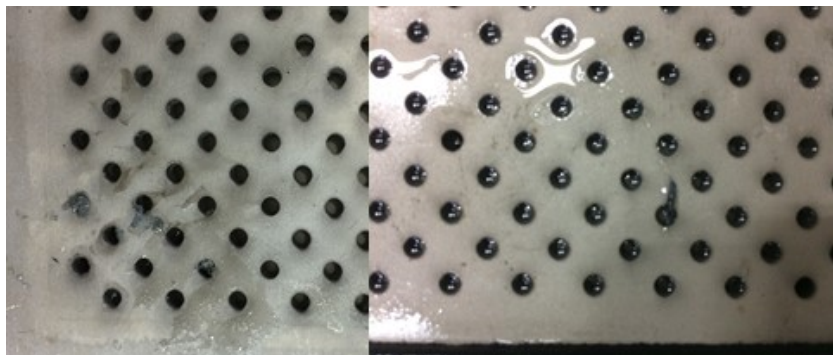
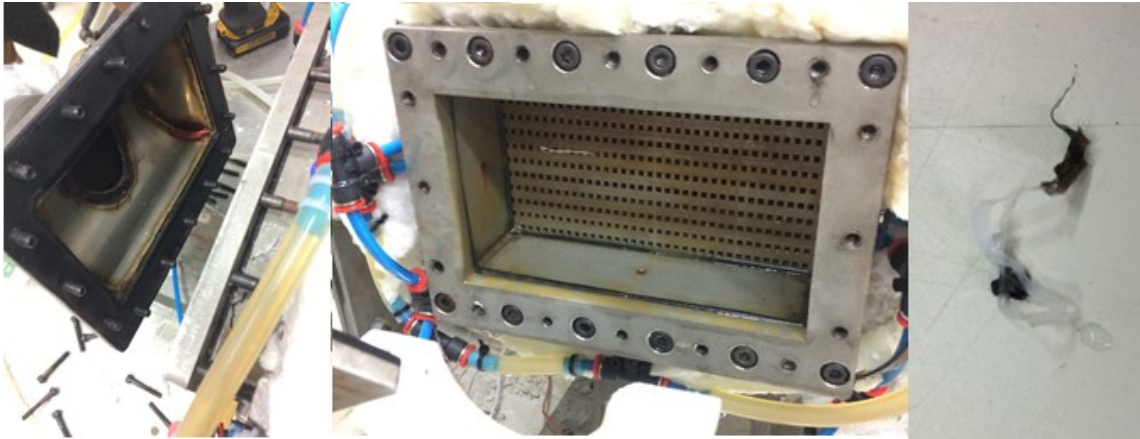


Figura 4.11 – Detalhes dos entupimentos da placa retificadora projetada após o funcionamento.



Estes entupimentos ocorrem devido a presença das impurezas na água que acabam adentrando o sistema. Observou-se a presença de pedaços de polímeros, silicone, veda rosca e até sujeiras não identificadas, como mostra a Figura 4.12. Constatou-se, em trocadores testados no LABTUCAL sem retificador, que essas partículas indesejadas podem fechar alguns canais do núcleo, comprometendo assim o seu funcionamento e tornando imprecisos os dados obtidos na avaliação do recheio fabricado. Pode-se concluir que o retificador atua, também, como filtro de impurezas do núcleo.

Figura 4.12 – Exemplos de materiais que acabam adentrando a bancada experimental e os ramais dos trocadores do LABTUCAL.



A manutenção constante do retificador representava um entrave na realização dos testes, uma vez que demandava um tempo considerável, pelo fato de ser necessário desparafusar todos os conjuntos, retirar porcas e arruelas, limpar o retificador e parafusar tudo novamente. Em um teste com um trocador, este processo demoraria mais ainda, pois haveriam dois retificadores, um em cada ramal, para realizar a manutenção.

Em vista disso, efetuou-se um estudo numérico sobre o efeito do entupimento de furos da placa retificadora. Este estudo consistiu, primeiramente, em avaliar o efeito de um caso grave de entupimento (50% dos furos entupidos aleatoriamente) no parâmetro de má distribuição (σ). Posteriormente, propôs-se uma segunda placa retificadora, semelhante a primeira, porém com furos não concêntricos em relação à primeira. A distância entre as placas foi determinada como o tamanho do furo, de modo a representar um meio poroso. Então, avaliou-se o parâmetro de má distribuição (σ) no núcleo em duas situações: com a primeira placa em funcionamento normal e com a primeira placa 50% entupida nos mesmo furos da primeira simulação. A Tabela 4.1 apresenta os resultados das simulações realizadas. As Figuras 4.13, 4.14 e 4.15 mostram as linhas de corrente dentro do bocal nos casos estudados na Tabela 4.1.

Tabela 4-1 – Erros das variações do fator de atrito e do número de Nusselt entre a análise extrapolada e alterada.

Número de furos	σ
-----------------	----------

246 (50% entupidos aleatoriamente)	0,09005
493 (2 placas)	0,025653
493 (2 placas com a primeira 50% entupida)	0,032212

Figura 4.13 – Linhas de corrente dentro do bocal com placa furada com 246 furos com 50% dos furos entupidos aleatoriamente ($Re_D = 9 \times 10^4$).

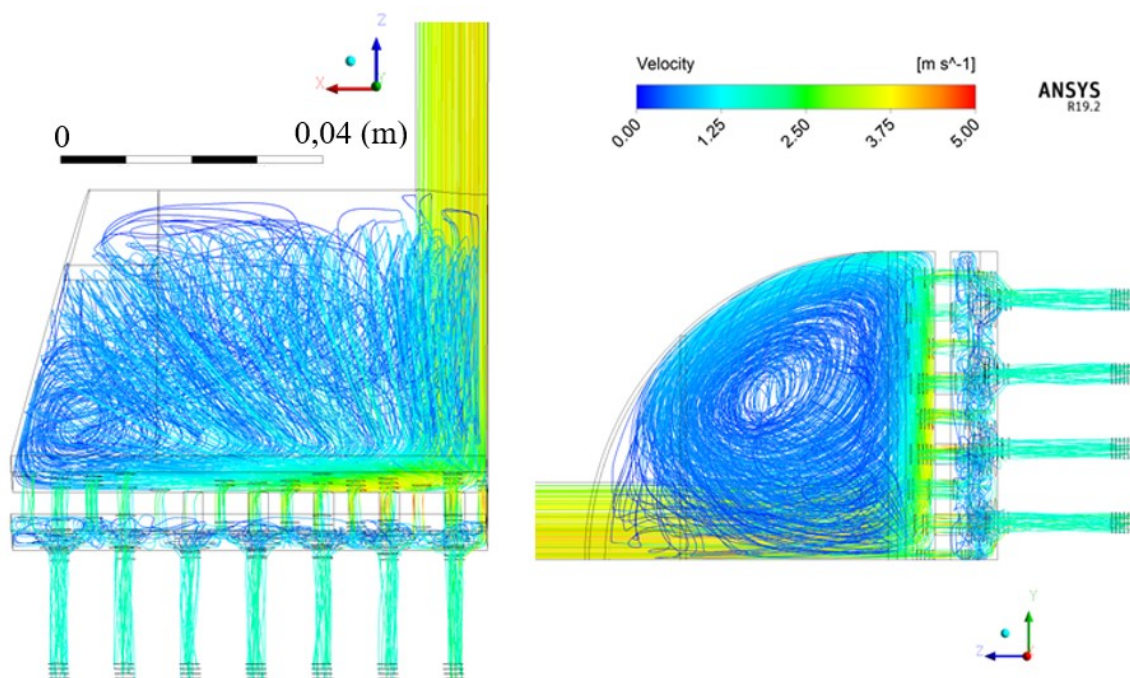


Figura 4.14 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos sendo 50% entupidos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 9 \times 10^4$).

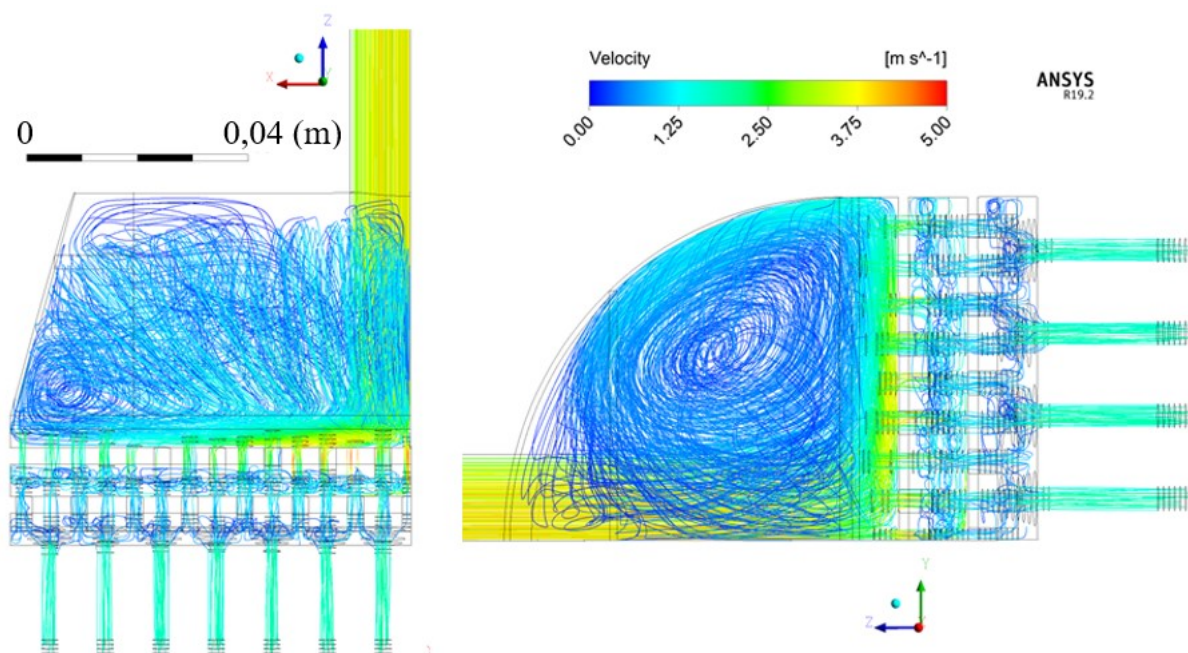
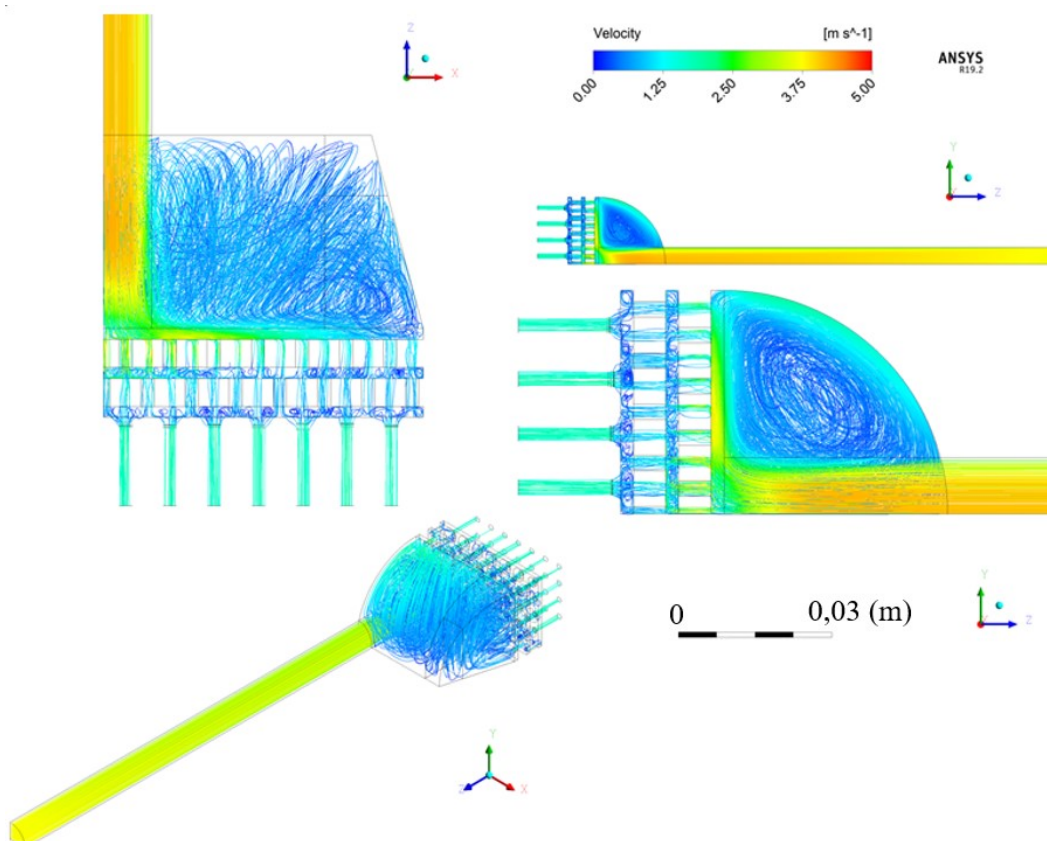


Figura 4.15 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 9 \times 10^4$).



A concepção de duas placas se mostrou melhor pois obteve a melhor homogeneização e manteve uma uniformização muito boa mesmo quando a primeira placa foi parcialmente obstruída. Portanto, executou-se mais duas simulações com o número de Reynolds na entrada de 2×10^4 e 5×10^4 , os mesmos valores simulados e testados no bocal sem retificador. As Figuras 4.16 e 4.17 apresentam as linhas de corrente dentro do bocal para estes casos.

Figura 4.16 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 5 \times 10^4$).

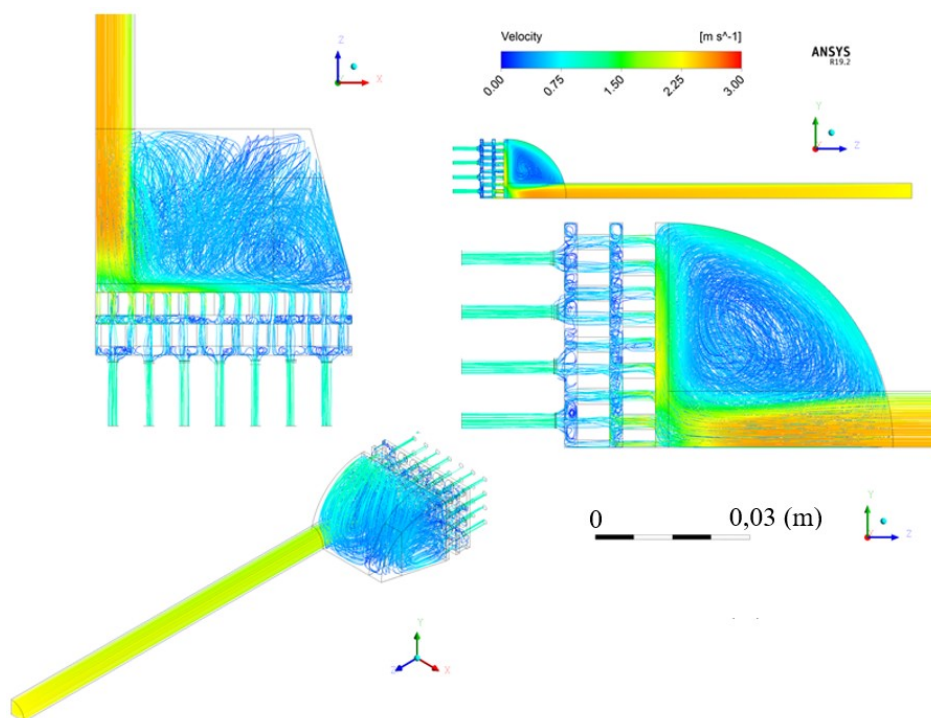
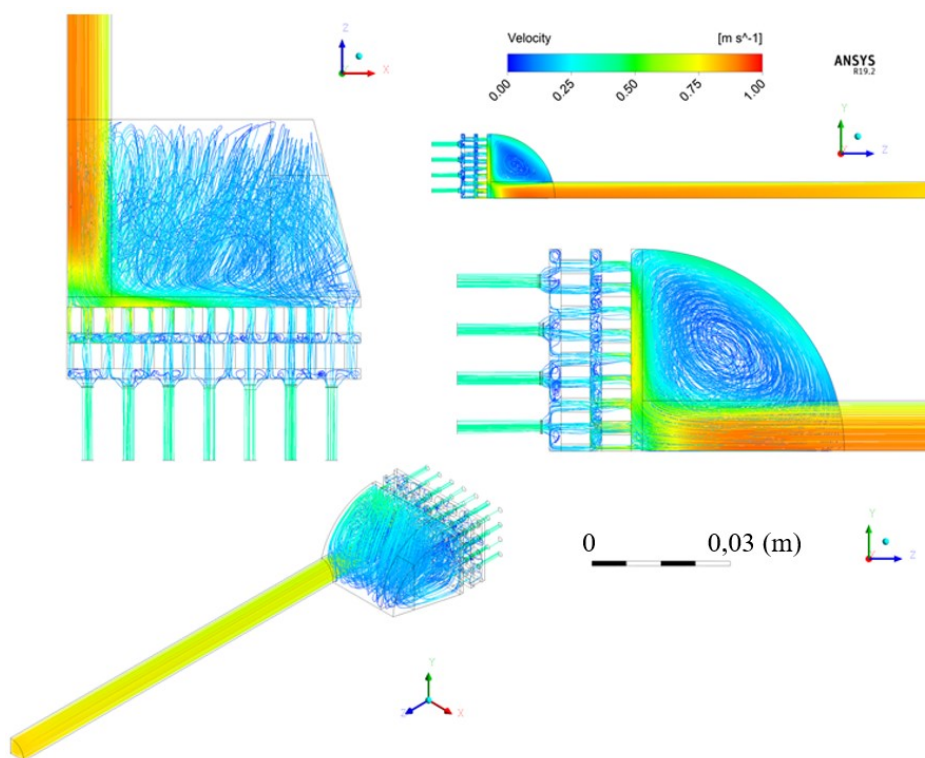


Figura 4.17 – Linhas de corrente dentro do bocal com duas placas furadas (a primeira com 246 furos e a segunda com 247 furos) ($Re_D = 2 \times 10^4$).

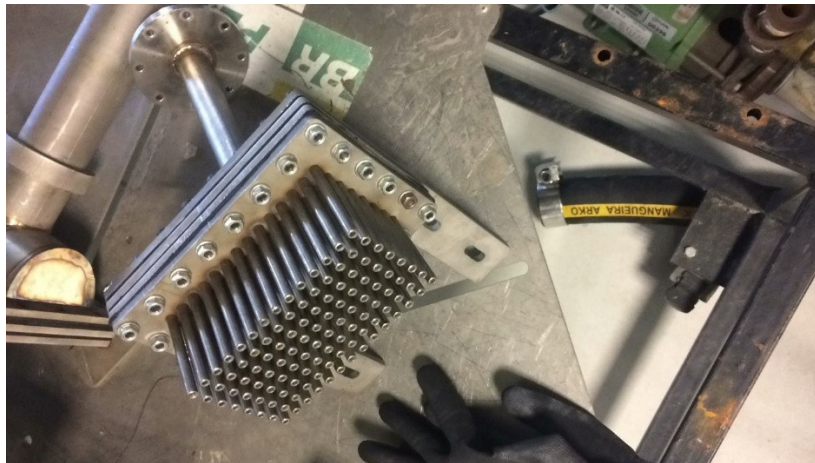


Assim, optou-se por fabricar uma segunda placa retificadora com 247 furos não concêntricos à primeira placa, para realizar testes experimentais nas mesmas condições testadas sem retificador.

4.4 ANÁLISE DA CONCEPÇÃO FINAL

Após estabelecida, fabricada e montada a concepção final do retificador, iniciou-se os testes experimentais para as mesmas três vazões testadas no bocal sem retificador. Três borrachas nitrílicas precisaram ser utilizadas para vedação devido a presença de duas placas retificadoras. A Figura 4.18 mostra a concepção final da seção de testes com retificador de duas placas fabricada e montada.

Figura 4.18 – Seção de testes da concepção final fabricada e montada.



Da mesma forma que nos testes sem retificador, todas as medições dos experimentos foram realizadas com a temperatura da água sempre entre 20 e 25 °C. De igual modo, assumiram-se estes valores como constantes e iguais ao valor da água à pressão atmosférica e 23 °C. Os resultados das medições de vazão mássica dos canais para as vazões de entrada de 0,30 kg/s, 0,85 kg/s e 1,40 kg/s estão apresentadas nas Figuras 4.19, 4.20 e 4.21, respectivamente.

Figura 4.19 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de $0,30 \text{ kg/s}$ ($Re_D = 2 \times 10^4$) no bocal com retificador.

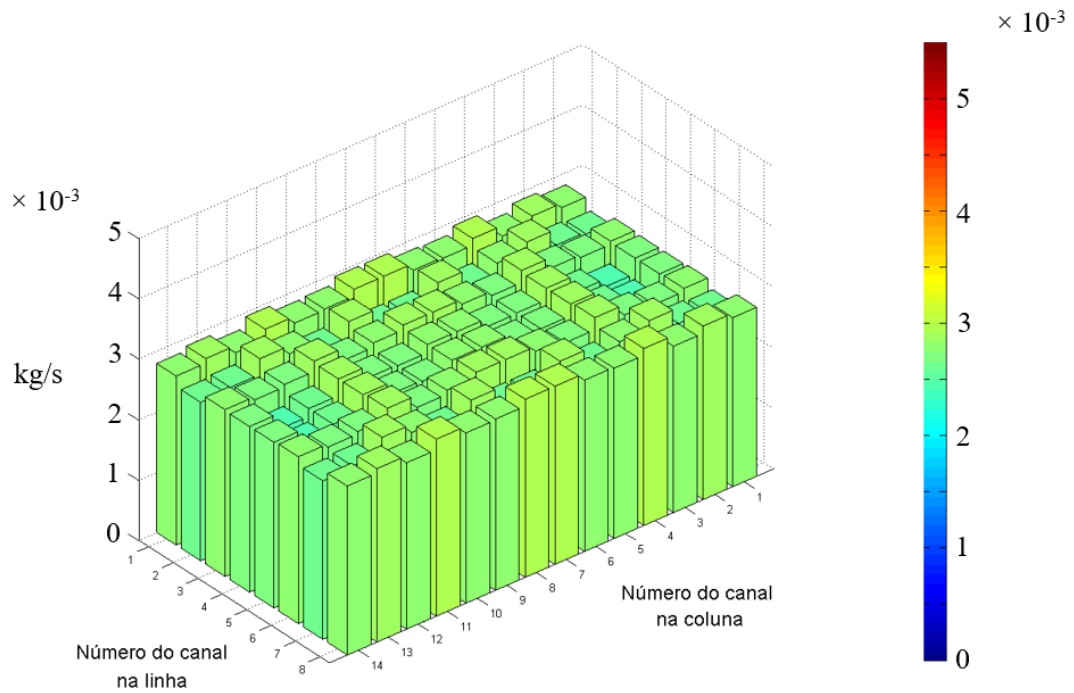


Figura 4.20 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de $0,85 \text{ kg/s}$ ($Re_D = 5 \times 10^4$) no bocal com retificador.

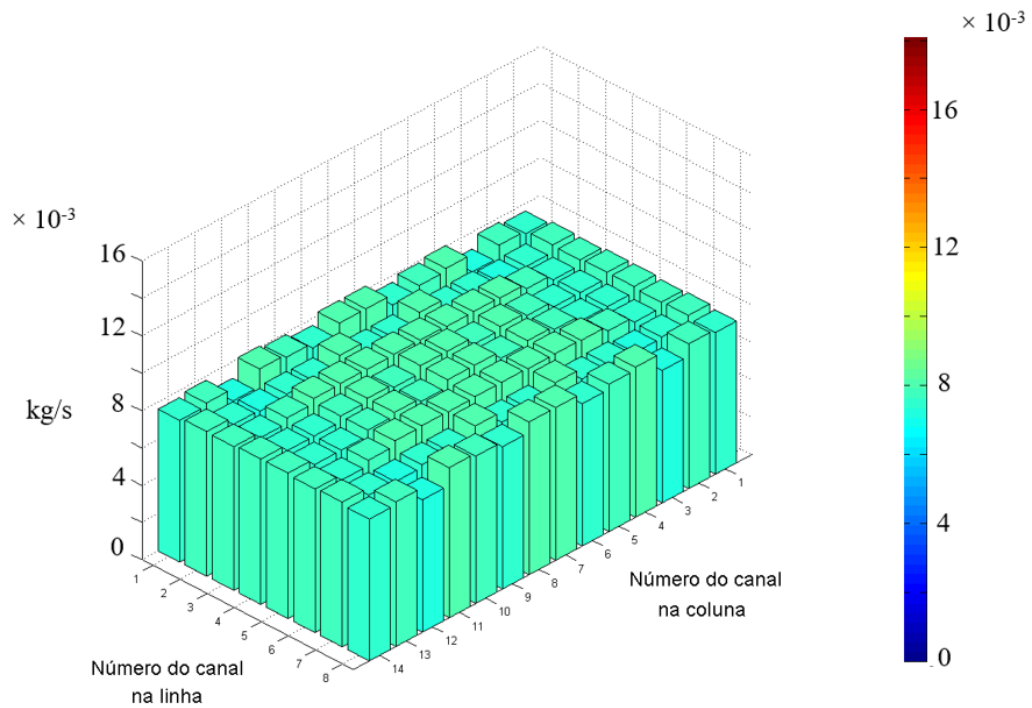
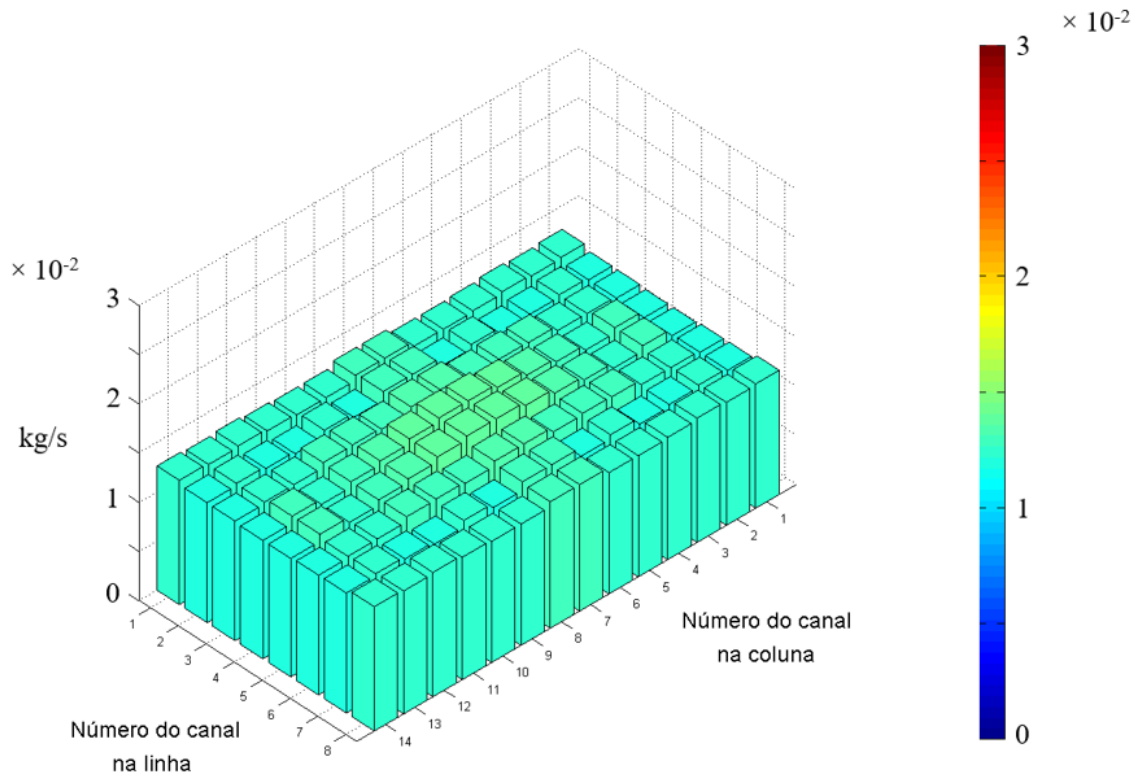


Figura 4.21 – Resultado das medições de vazão mássica de cada um dos canais para vazão mássica de entrada de 1,40 kg/s ($Re_D = 9 \times 10^4$) no bocal com retificador.



Com as vazões mássicas em cada um dos canais determinadas, pode-se calcular o σ para cada um dos Re_D testados. Estes resultados estão apresentados na Tabela 4.2. Os detalhes do cálculo das incertezas do σ estão apresentados no apêndice B.

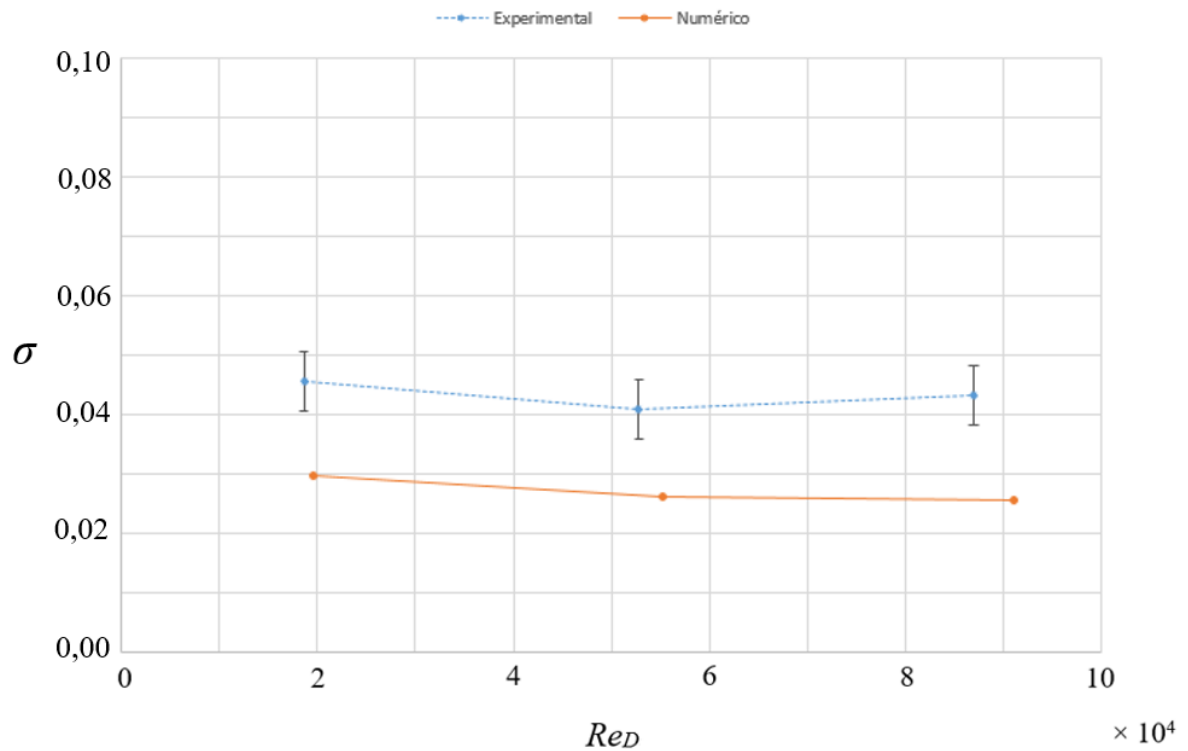
Tabela 4-2 – Parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal com retificador.

Re_D	σ
2×10^4	$0,046 \pm 0,01$
5×10^4	$0,041 \pm 0,01$
9×10^4	$0,043 \pm 0,01$

Os resultados para σ da Tabela 4.2 e das Figuras 4.19, 4.20 e 4.21 são também apresentados na forma de gráfico na Figura 4.22. O desvio médio entre os resultados

experimentais e numéricos para o parâmetro de má distribuição (σ) foi de 35%. Isto se deve ao fato dos valores serem muito próximos de zero e, portanto, pequenas incertezas resultam em grandes desvios em valores absolutos.

Figura 4.22 – Resultados (numérico e experimental) do parâmetro de má distribuição (σ) em função do número de Reynolds na entrada do bocal com retificador de duas placas.



Constatou-se que a presença do retificador reduziu em torno de nove vezes o valor do parâmetro de má distribuição (σ). Também, pôde-se observar que a má distribuição se mantém praticamente constante com o aumento de Reynolds na faixa testada com a utilização do retificador.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

As conclusões principais deste trabalho são listadas a seguir:

- A distribuição da vazão mássica de um bocal do tipo meia cana, tipicamente utilizado em DBHEs, foi avaliada de forma experimental e numérica. Com a análise realizada neste trabalho, pode-se corrigir o modelo de Chu et al. (2019) para o parâmetro de má distribuição (σ), incluindo o efeito do número de Reynolds na entrada e estendendo a faixa de aplicação do modelo;
- Desenvolveu-se um retificador que homogeneíza o fluxo mássico de entrada do bocal, mantendo o parâmetro de má distribuição (σ) abaixo de 0,1 em toda faixa de Reynolds testada;
- Realizou-se uma análise de efetividade do retificador para se avaliar quando sua inserção no sistema reduz, de modo geral, o fator de atrito do conjunto retificador mais núcleo;
- No retificador fabricado, sacrificou-se a efetividade em prol da homogeneização, porém, o sistema mantém a homogeneidade mesmo quando ocorrer entupimento grave da primeira placa;
- O retificador é parafusado ao ramal do trocador para facilitar sua manutenção, entretanto, isto acarreta em limitar a pressão de operação na linha;
- O retificador fabricado tem sido utilizado em todos os núcleos de trocadores de calor compactos testados no LAB-TUCAL, uma vez que reproduzem as condições de vazão homogênea nos canais, normalmente adotadas nos modelos.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Correlacionar o parâmetro de má distribuição (σ) com o tempo de vida sob fadiga térmica do material do núcleo.
- Testar um trocador real em laboratório com e sem retificador em ambos ramais, para avaliar as variações do número de Nusselt e do fator de atrito.

- Refazer as simulações com o modelo $k-\omega$ SST. Para isto, é necessário um computador melhor para se refinar mais a malha perto da parede e se obter resultados de queda de pressão mais precisos.
- Fazer simulações com meio poroso anisotrópico no lugar das placas furadas para avaliar se é possível fazer simulações precisas com uma infraestrutura computacional reduzida.
- Variar o tamanho dos furos das placas do retificador e verificar o coeficiente de descarga de cada furo.
- Variar o espaçamento entre placas do retificador.
- Realizar testes experimentais com a placa retificadora entupida propositalmente.
- Verificar a validade do modelo de Chu et al. (2019) para f e Nu devido à má distribuição para canais com diferentes geometrias.

REFERÊNCIAS

- [1] HESSELGREAVES, J. E.; LAW, R.; REAY, D. A. **Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation**. 2. ed. Cambridge, MA, USA: Elsevier, 2017.
- [2] ROHSENOW, Warren M.; HARTNETT, James P.; CHO, Young I. **Handbook of Heat Transfer**. 3. ed. New York, NY, USA: Mcgraw-hill, 1998.
- [3] SHAH, Ramesh K.; SEKULIĆ, Dušan P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [4] KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers: selection, rating, and thermal design**. 3. ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2012.
- [5] THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2013.
- [6] ZOHURI, Bahman. **Compact Heat Exchangers: selection, application, design and evaluation**. Albuquerque, NM, USA: Springer, 2017.
- [7] LEE, HoSung. **Thermal Design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells**. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- [8] MUELLER, A. C. Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers, **Heat Transfer Engineering**, Church Hill, Maryland, v. 8, no. 2, p. 75-86, 1987.
- [9] RANGANAYAKULU, C.; SEETHARAMU, K. N.; SREEVATSAN, K. V. The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin com-compact heat exchangers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 40, no. 1, p. 27-38, 1996.
- [10] RANGANAYAKULU, C. & SEETHARAMU, K. N. The combined effects of wall longitudinal heat conduction, inlet fluid flow nonuniformity in compact tube-fin heat exchangers: a finite element method, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 42, no. 2, p. 263-273, 1999.
- [11] KITTO Jr., J. B. & ROBERTSON, J. M. Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance, **Heat Transfer Engineering**, [s.l.], v. 10, no. 1, p. 18-25, 1989.

- [12] MUELLER, A. C. & CHIOU, J. P. Review of various types of flow maldistribution in heat ex-changers, **Heat Transfer Engineering**, [s.l.], v. 9, no. 2, p. 36-50, 1988.
- [13] CHIOU, J. P. Thermal performance deterioration in crossflow heat exchanger due to the flow nonuniformity, **Journal of heat transfer – ASME Journal**, [s.l.], v. 100, p. 580-587, 1978.
- [14] SINGH, S. K.; MISHRA, M.; JHA, P. K. Nonuniformities in compact heat exchangers – scope for better energy utilization: a review, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 40, p.583-596, dez. 2014.
- [15] GUO, Jiangfeng; HUAI, Xiulan; CHENG, Keyong; CUI, Xinying; ZHANG, Haiyan. The effects of nonuniform inlet fluid conditions on crossflow heat exchanger, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 120, p. 807-817, mai. 2018.
- [16] HAJABDOLLAHI, H. & SEIFOORI, S. Effect of flow maldistribution on the optimal design of a cross flow heat exchanger, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 109, p. 242-252, nov. 2016.
- [17] ZHANG, Li-zhi. Flow maldistribution and thermal performance deterioration in a cross-flow air to air heat exchanger with plate-fin cores, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, no. 19-20, p. 4500-4509, set. 2009.
- [18] MAO, J. N.; CHEN, H. X.; JIA, H.; WANG, Y. Z.; HU, H. M. Effect of air-side flow maldistribution on thermal-hydraulic performance of the multi-louvered fin and tube heat exchanger, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 73, p. 46-57, nov. 2013.
- [19] BAEK, S.; LEE, C.; JEONG, S. Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger, **Cryogenics**, [s.l.], v. 60, p. 49-61, mar. 2014.
- [20] KHALED, Mahmoud; RAMADAN, Mohamad; SHAITO, Ali; EL HAGE, Hicham; HARAM-BAT, Fabien; PEERHOSSAINI, Hassam. Parametric analysis of heat exchanger thermal performance in complex geometries – effect of air velocity and water flow distributions, **Heat Transfer Engineering**, v. 37, no. 12, p. 1027-1037, fev. 2016.
- [21] NONINO, Carlo & SAVINO, S. Effects of flow maldistribution on the thermal performance of cross-flow micro heat exchanger, **7th European Thermal-Sciences Conference (Eurotherm2016) – Journal of Physics: Conference Series**, v. 745, no. 3, pt. 032099, Krakow, Poland, jun. 2016.

- [22] LALOT, S.; FLORENT, P.; LANG, S. K.; BERGLES, A. E. Flow maldistribution in heat ex-changers, **Applied Thermal Engineering**, v. 19, no. 8, p. 847-863, ago. 1999.
- [23] BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.; INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- [24] KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. 3. ed. New York, NY, EUA: McGraw-Hill, 1998.
- [25] ENERGY EFFICIENCY BEST PRACTICE PROGRAMME. **Compact Heat Exchangers: A training package for engineers**, 244 p., 2000.
- [26] ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications**. 3. ed. New York, NY, USA: McGraw-hill, 2014.
- [27] POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C.; RAMADAN, B. **Mechanics of Fluids**. 4. ed. Stamford, CT, USA: Cengage Learning, 2012
- [28] WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 7. ed. New York, NY, USA: McGraw-hill, 2011.
- [29] TU, Jiyuan; YEOH, Guan-Heng; LIU, Chaoqun. **Computational Fluid Dynamics: a practical approach**. 3. ed. Cambridge, MA, USA: Elsevier, 2018.
- [30] KREYSZIG, Erwin. **Advanced Engineering Mathematics**. 10. ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [31] BHUTTA, M. M. A.; HAYAT, N.; BASHIR, M. H.; KHAN, A. R.; AHMAD, K. N.; KHAN, S. CFD applications in various heat exchangers design: a review. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 32, p. 1-12, jan. 2012.
- [32] ZHANG, Z. & LI, Y.Z., CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers, **Cryogenics**, [s.l.], v. 43, p. 673-678, dec. 2003.
- [33] WEN, J. & LI, Y.Z., Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger, **Cryogenics**, [s.l.], v. 44, p. 823-831, nov. 2004.
- [34] WASEWAR, K. L.; HARGUNANI, S.; ATLURI, P.; KUMAR, N. CFD simulation of flow distribution in the header of plate-fin heat exchangers, **Chemical Engineering & Technology**, [s.l.], v. 30, no. 10, p. 1340-1346, 2007.
- [35] DE LIMA, Rosiane Cristina. **Simulação de grandes escalas de escoamentos incompressíveis com transferência de calor e massa por um método de elementos**

- finitos de subdomínio.** 149 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Unesp, Ilha Solteira, 2005.
- [36] WEN, J.; LI, Y.; WANG, S.; ZHOU, A. Experimental investigation of header configuration improvement in plate-fin heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 27, p. 1761-1770, aug. 2007.
- [37] RAUL, A.; BHASME, B. N.; MAURYA, R. S. A numerical investigation of fluid flow maldistribution in inlet header configuration of plate fin heat exchanger. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 90, p. 267-275, dec. 2016.
- [38] LANCE, Blake W. & CARLSON, Matthew D. Printed circuit heat exchanger flow distribution measurements, **Proceedings of ASME Turbomachinery Technical Conference and Exposition**, Charlotte, NC, USA, jun. 2017.
- [39] LANCE, B. W. & CARLSON, M. D. Microchannel heat exchanger flow validation study, **Proceedings of ASME Turbomachinery Technical Conference and Exposition**, Oslo, Norway, jun. 2018.
- [40] CHU, W.; BENNETT, K.; CHENG, J.; CHEN, Y.; WANG, Q. Numerical study on a novel hyperbolic inlet header in straight-channel printed circuit heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 146, p. 805-814, 2019.
- [41] CHU, W.; LI, X.; MA, T.; CHEN, Y.; WANG, Q. Experimental investigation on sCO₂-water heat transfer characteristics in a printed circuit heat exchanger with straight channels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 113, p. 184-194, 2017.
- [42] HOWELL, John R.; MENGÜÇ, M. Pinar; SIEGEL, Robert. **Thermal Radiation Heat Transfer**. 6. ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2016.
- [43] THYAGESWARAN, Sridhar. Radiation view factor from rectangular plate to coaxial disk: a model correlation, **Heat Transfer Engineering**, v. 41, no. 11, p. 1002-1009, mai. 2019.
- [44] JONES, W. P. & LAUNDER, B. E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, no. 2, p. 301-314, fev. 1972.
- [45] JONES, W. P. & LAUNDER, B. E. The calculation of low-Reynolds-number phenomena with a two-equation model of turbulence, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, no. 6, p. 1119-1130, jun. 1973.

- [46] LAUNDER, B. E. & SHARMA, B. I. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc, **Letters in Heat and Mass Transfer**, v. 1, no. 2, p. 131-138, nov.-dec. 1974.
- [47] LAUNDER, B. E. & SPALDING, B. I. The numerical computation of turbulent flows, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 3, no. 2, p. 269-289, mar. 1974.
- [48] WILCOX, David C. **Turbulence modeling for CFD**. 3. ed. San Diego, CA, USA: Birmingham Press, Inc., 2006.
- [49] MORTEAN, M. V. V. **Trocadores de Calor Compactos Soldados por Difusão: Fabricação e Modelagem**. 2017. 230 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- [50] ALBERTAZZI, Armando & DE SOUSA, André Roberto. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. Barueri. Editora Manole, 2008.
- [51] PRA, F.; TOCHON, P.; MAUGET, C.; FOKKENS, J.; WILLEMSSEN, S. Promising designs of compact heat exchangers for modular HTRs using the Brayton cycle, **Nuclear Engineering and Design**, v. 238, no. 11, p. 3160-3173, nov. 2008.
- [52] Relatório Interno PETROBRAS. Telles, F. F. O. 2021.
- [53] PABÓN, N. Y. L. **Projeto e Fabricação de um Túnel de Vento e Caracterização Térmica de um Radiador Automotivo**. 2014. 306 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [54] MITCHELL, J. W. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics**. 10. ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley and Sons, Inc., 2020.
- [55] ALFA LAVAL. **PCHE**. Disponível em: <<https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/printed-circuit-heat-exchangers/pche/>>. Acesso em: 20 de ago. de 2021.

APÊNDICE A – ILUSTRAÇÕES E DESENHOS TÉCNICOS DA BANCADA EXPERIMENTAL

A seguir, apresenta-se as figuras da bancada experimental fabricada, juntamente com detalhes sobre a seção de testes com e sem retificador. As medidas estão em milímetros.

Figura A.1 – Ilustrações das vistas isométrica (A), lateral (B) e de topo (C) da seção de testes (sem retificador) da bancada experimental.

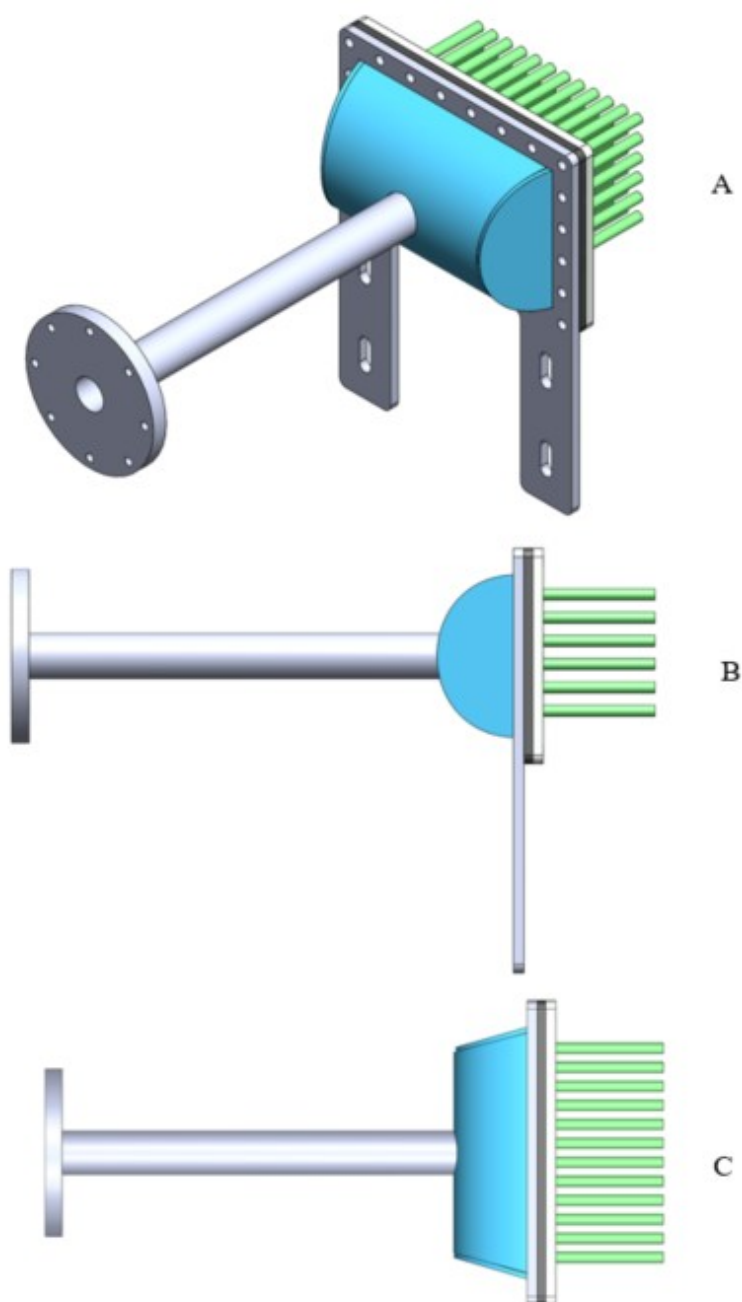


Figura A.2 – Desenho técnico da seção de testes (sem retificador).

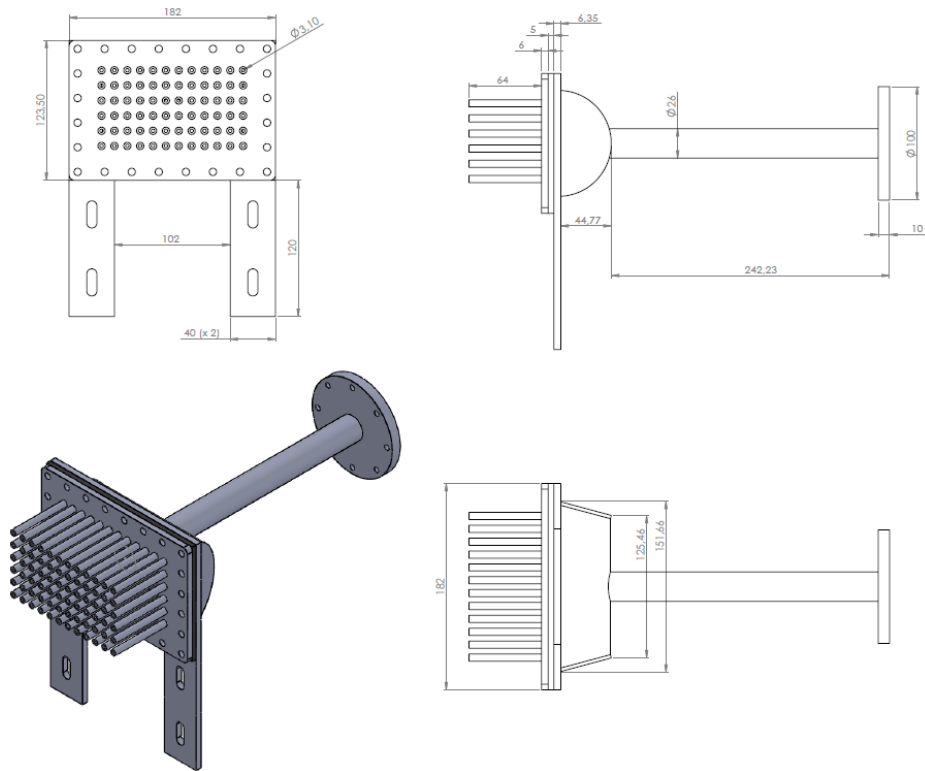


Figura A.3 – Desenho técnico da base metálica onde os canais de saída foram soldados.

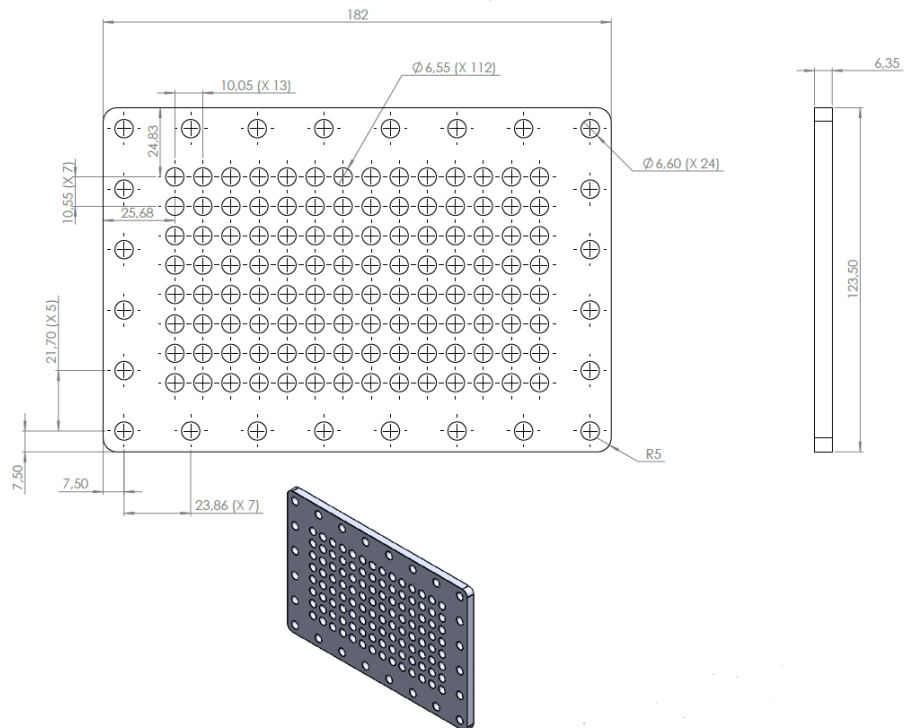


Figura A.4 – Desenho técnico de um duto (canal) de saída.

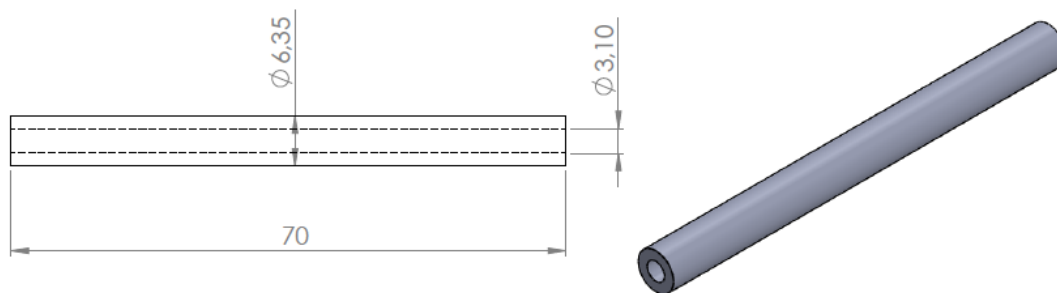


Figura A.5 – Desenho técnico da borracha de vedação.

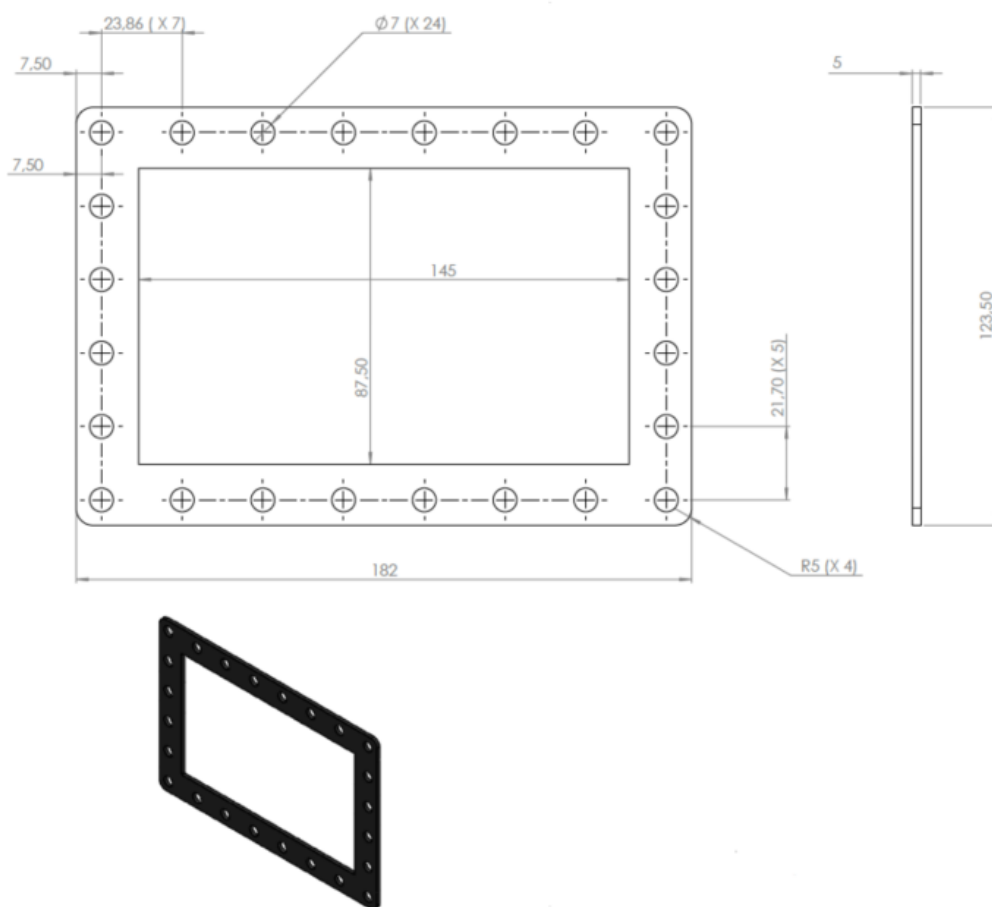


Figura A.6 – Desenho técnico da chapa de fixação.

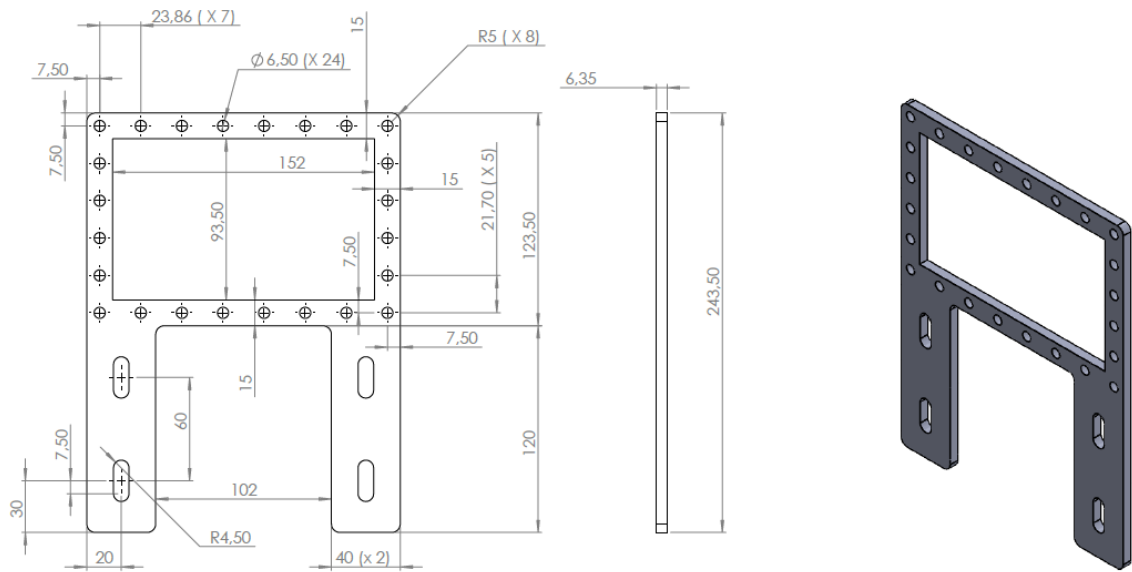


Figura A.7 – Desenho técnico da chapa calandrada.

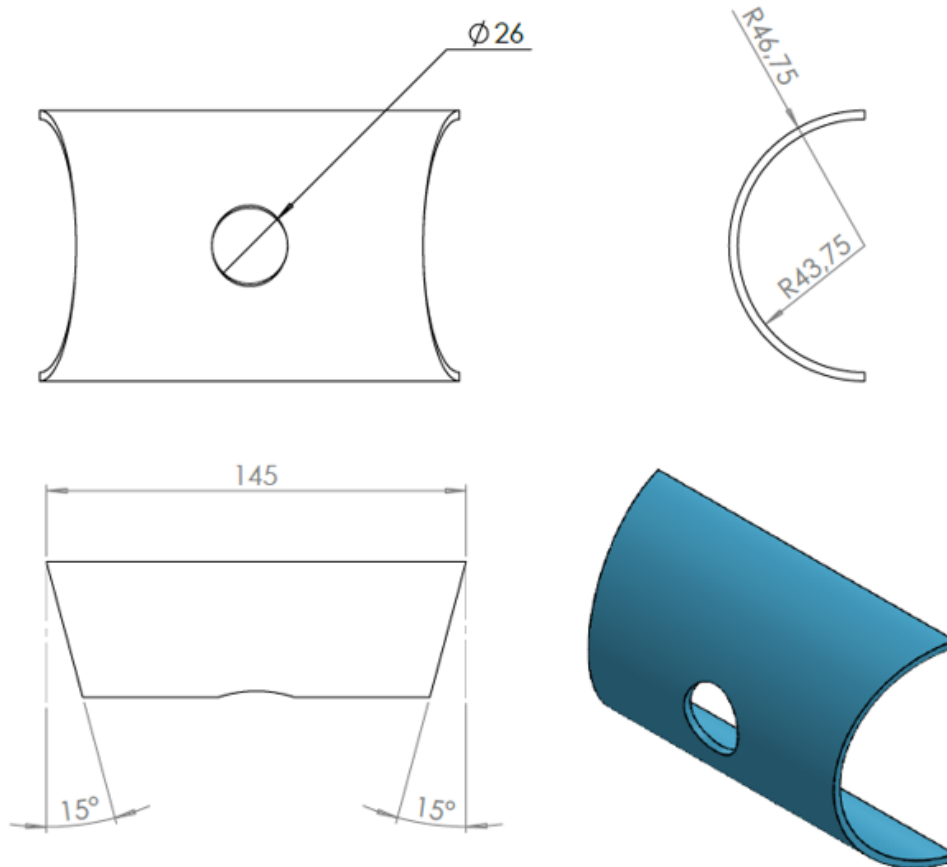


Figura A.8 – Desenho técnico da chapa lateral.

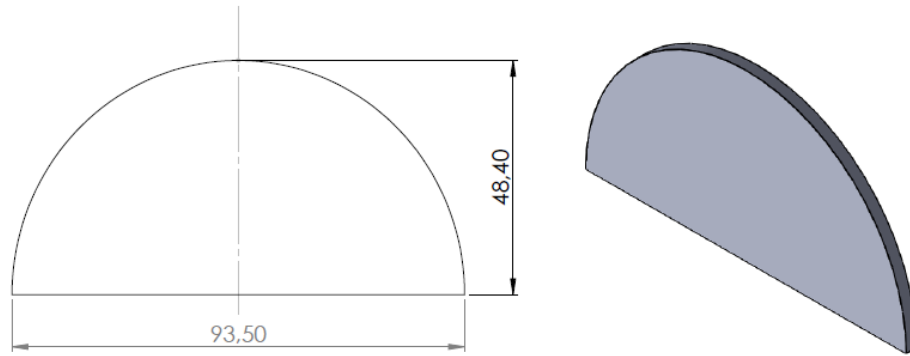


Figura A.9 – Desenho técnico da duto de entrada.

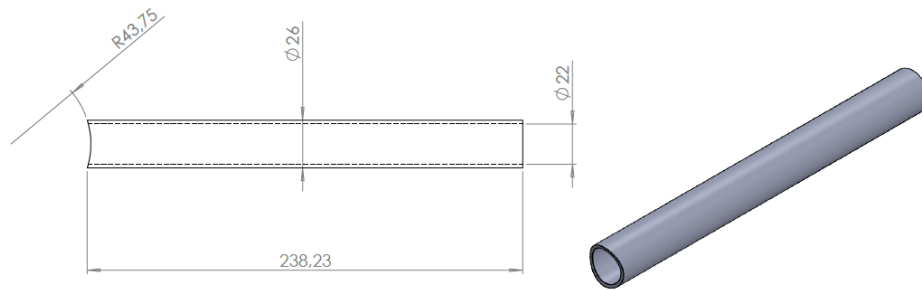


Figura A.10 – Desenho técnico do anel do duto de entrada.

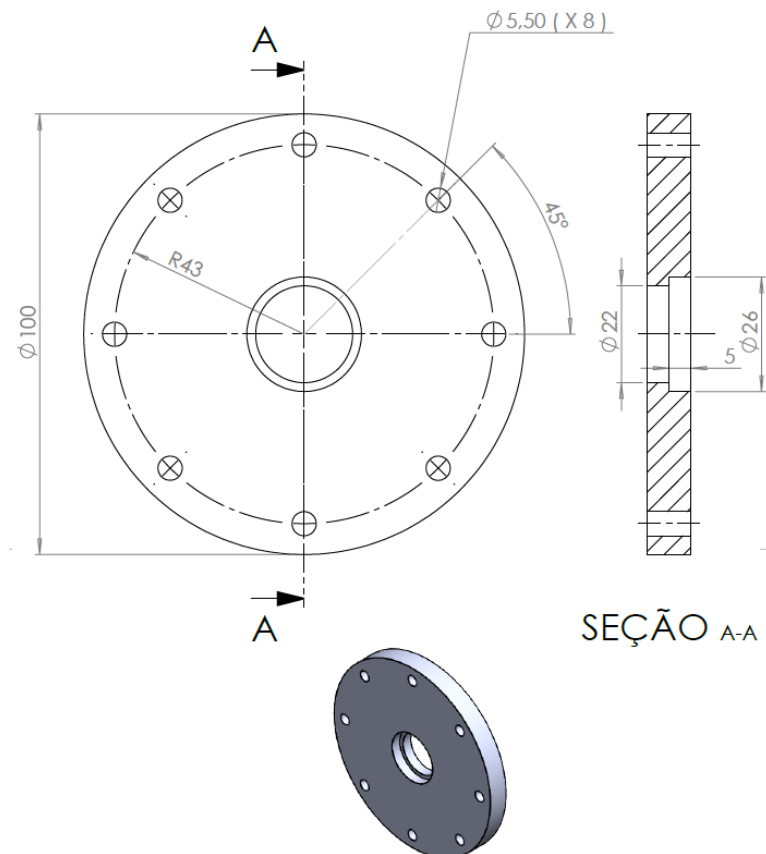


Figura A.11 – Domínio de fluido da seção de testes (sem retificador).

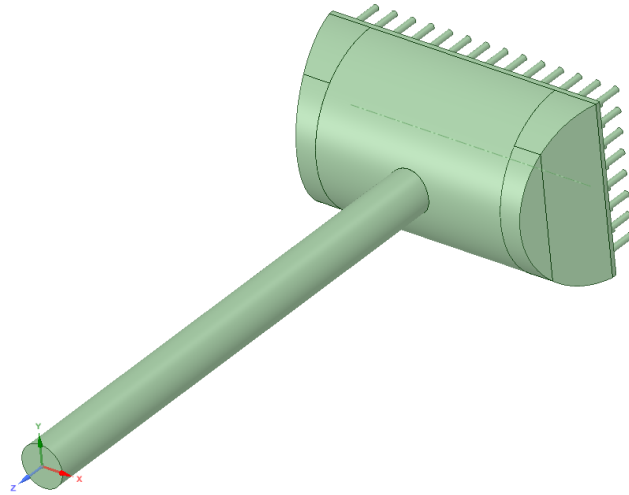


Figura A.12 – Desenho técnico da seção de testes (com retificador).

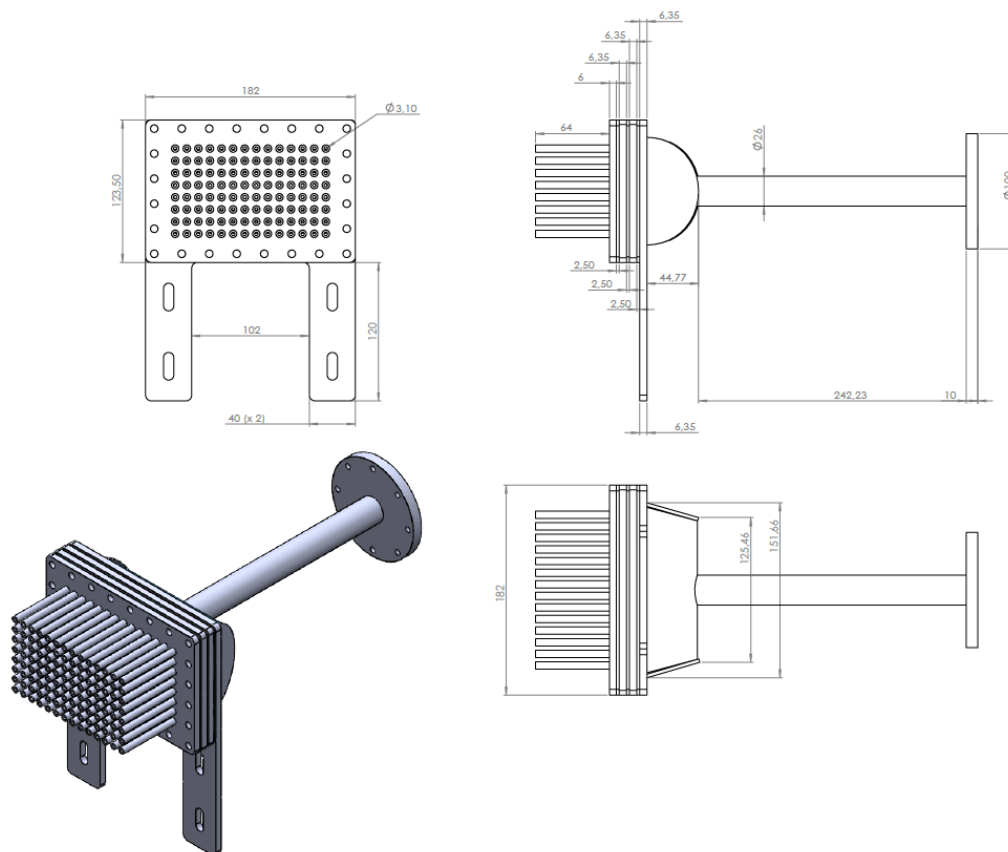


Figura A.13 – Desenho técnico da primeira placa furada do retificador.

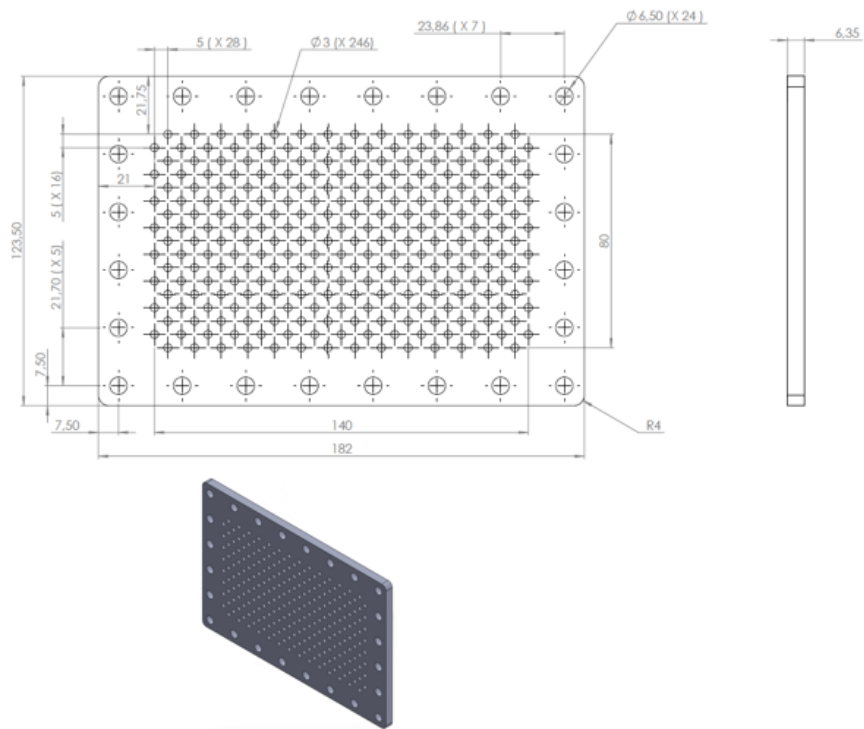


Figura A.14 – Desenho técnico da segunda placa furada do retificador.

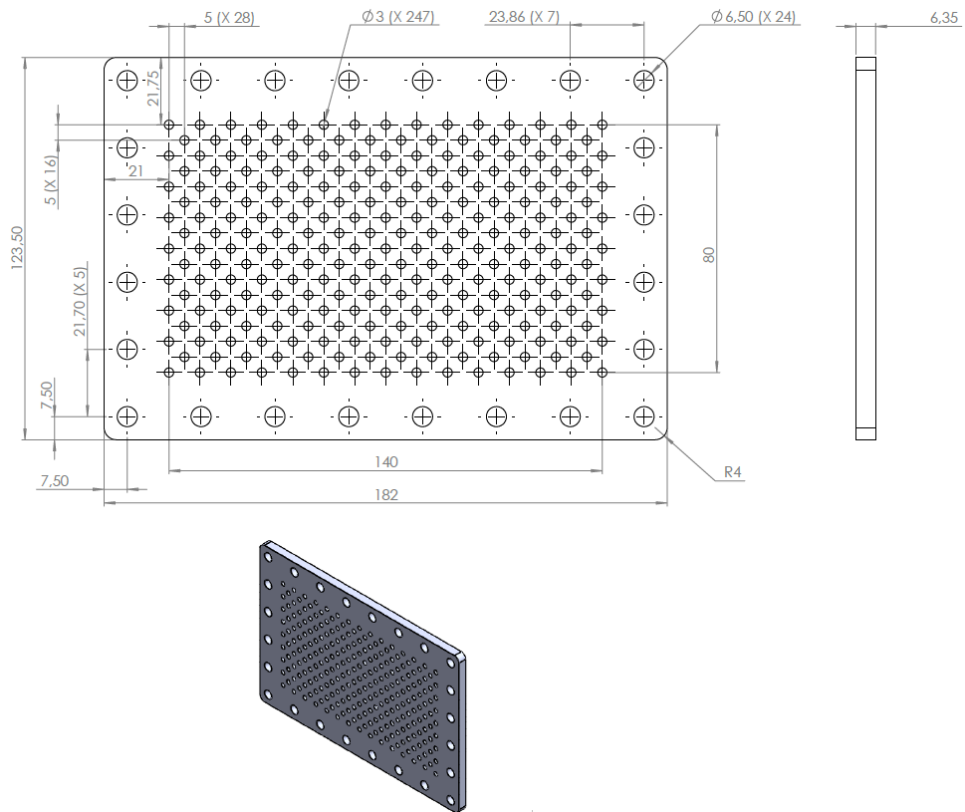


Figura A.15 – Domínio de fluido da seção de testes (com retificador).

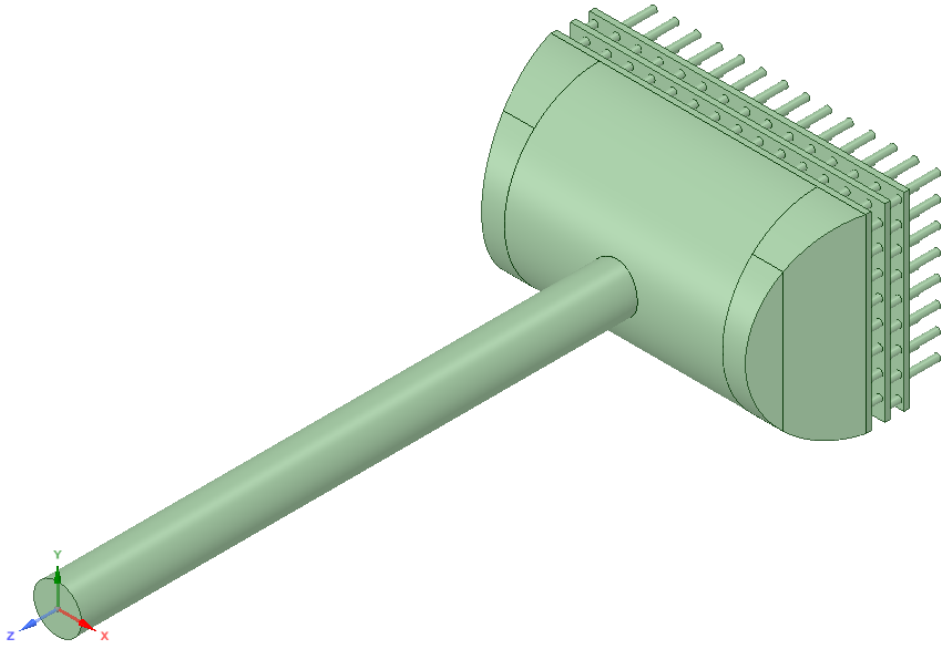
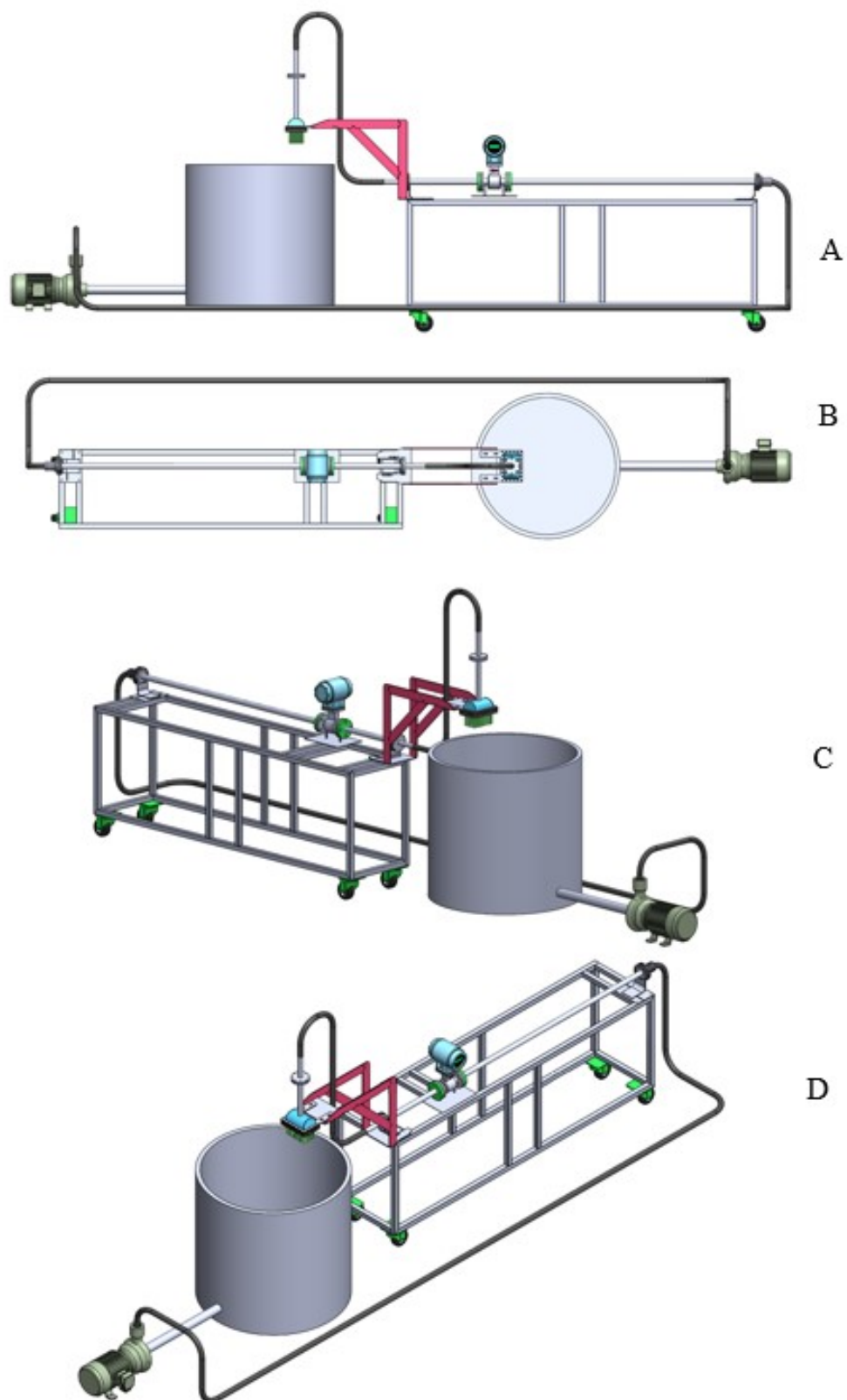


Figura A.16 – Ilustrações das vistas lateral (A), de topo (B), posterior (C) e isométrica (D) da bancada experimental completa.



APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Com o objetivo de se obter os valores das incertezas experimentais, realizou-se um estudo de análise de incertezas experimentais dos parâmetros de má distribuição utilizados (CoV e σ). Os cálculos se basearam em Albertazzi & de Sousa (2008).

Primeiramente, expandiu-se o parâmetro CoV e realizaram-se as devidas derivações para sua melhor compreensão. Como apenas um quarto dos canais foi analisado devido a hipótese de simetria, tem-se que o número de canais (n) é igual a 28.

$$CoV = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\dot{m}_i - \bar{m})^2}{n}}}{\bar{m}}. \quad (B.1)$$

$$CoV = \frac{1}{\sqrt{n\bar{m}}} [(\dot{m}_1 - \bar{m})^2 + (\dot{m}_2 - \bar{m})^2 + \dots + (\dot{m}_n - \bar{m})^2]^{1/2}. \quad (B.2)$$

$$\frac{\partial CoV}{\partial \dot{m}_i} = \frac{1}{\sqrt{n\bar{m}}} \frac{(\dot{m}_i - \bar{m})}{[(\dot{m}_1 - \bar{m})^2 + \dots + (\dot{m}_n - \bar{m})^2]^{1/2}}. \quad (B.3)$$

$$\frac{\partial CoV}{\partial \bar{m}} = \frac{1}{\sqrt{n\bar{m}^2}} \frac{\bar{m}(\dot{m}_1 + \dots + \dot{m}_n) - (\dot{m}_1^2 + \dots + \dot{m}_n^2)}{[n\bar{m}^2 - 2\bar{m}(\dot{m}_1 + \dots + \dot{m}_n) + (\dot{m}_1^2 + \dots + \dot{m}_n^2)]^{1/2}}. \quad (B.4)$$

A incerteza combinada do CoV ($u_c(CoV)$) é expressa da maneira a seguir.

$$u_c(CoV)^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial CoV}{\partial \dot{m}_i} u_c(\dot{m}_i) \right)^2 + \left(\frac{\partial CoV}{\partial \bar{m}} u_c(\bar{m}) \right)^2, \quad (B.5)$$

onde $u_c(\dot{m}_i)$ e $u_c(\bar{m})$ são as incertezas combinadas da vazão mássica do canal i (\dot{m}_i) e da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada seja uniformemente distribuída (\bar{m}).

Com o objetivo de calcular a incerteza combinada da vazão mássica do canal i (\dot{m}_i), realizou-se as derivações necessárias da vazão mássica de um canal de saída. A vazão mássica do canal i é descrita da seguinte maneira.

$$\dot{m}_i = \frac{\Delta m_{med,i}}{\Delta t_{med,i}}, \quad (B.6)$$

onde $\Delta m_{med,i}$ e $\Delta t_{med,i}$ são as variações médias das massas e dos tempos medidos na balança e no cronômetro, respectivamente, e estão mostradas a seguir.

$$\Delta m_{med,i} = \frac{1}{N_m} \sum_{j=1}^{N_m} \Delta m_{i,j} , \quad (B.7)$$

$$\Delta t_{med,i} = \frac{1}{N_m} \sum_{j=1}^{N_m} \Delta t_{i,j} . \quad (B.8)$$

onde j é o número de uma medição específica e N_m é o número de medições realizadas (neste caso, igual a 7). Isso posto, pode-se realizar as derivações, as quais estão descritas a seguir.

$$\frac{\partial \dot{m}_i}{\partial \Delta m_{med,i}} = \frac{1}{\Delta t_{med,i}} . \quad (B.9)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_i}{\partial \Delta t_{med,i}} = -\frac{\Delta m_{med,i}}{\Delta t_{med,i}^2} . \quad (B.10)$$

A incerteza combinada da vazão mássica de um canal de saída ($u_c(\dot{m}_i)$) é expressa da forma mostrada a seguir.

$$u_c(\dot{m}_i)^2 = \left(\frac{\partial \dot{m}_i}{\partial \Delta m_{med,i}} u_c(\Delta m_{med,i}) \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_i}{\partial \Delta t_{med,i}} u_c(\Delta t_{med,i}) \right)^2 , \quad (B.11)$$

onde $u_c(\Delta m_{med,i})$ e $u_c(\Delta t_{med,i})$ são as incertezas combinadas da variação médias da massa e do tempo, respectivamente.

A incerteza combinada da variação da massa ($u_c(\Delta m_{med,i})$) é expressa da forma a seguir.

$$u_c(\Delta m_{med,i})^2 = u_{Me}(\Delta m_{med,i})^2 + u_{Re}(\Delta m_{med,i})^2 , \quad (B.12)$$

onde $u_{Me}(\Delta m_{med,i})$ e $u_{Re}(\Delta m_{med,i})$ são as incertezas padrão do medidor (balança) e da repetibilidade da variação de massa.

A incerteza padrão do medidor de variação de massa ($u_{Me}(\Delta m_{med,i})$) pode ser calculada com base na Portaria 236/94 do INMETRO pois já estava calibrado. O modelo da balança era AS-5500C, com o valor de divisão de verificação (0,1 g) e a carga máxima (5.000 g), pode-se classificar a balança como fina (Classe II). Como as massas medidas foram sempre inferiores a 500 g (5 mil vezes o valor de divisão de verificação), pode-se chegar ao erro máximo permitido para esta balança ser considerada calibrada é de $\pm 0,5$ vezes o valor de divisão de verificação, ou seja, $\pm 0,05$ g. Logo, esta foi considerada a incerteza padrão do medidor de variação de massa. Vale lembrar que a resolução da balança é de 0,01 g.

Tabela B.1 – Tabela de classificação de exatidão do instrumento de medição de massa.

Classe de exatidão	Valor de divisão de verificação (e)	Número de valores de divisão de verificação (n = Max/e)		Carga mínima (Min) (limite inferior)
		mínimo	máximo	
Especial I	$0,001g \leq e$	50000		100e
Fina II	$0,001g \leq e \leq 0,05g$ $0,1g \leq e$	100 5 000	100 000 100 000	20e 50e
Média III	$0,1g \leq e \leq 2g$ $5g \leq e$	100 500	10 000 10 000	20e 20e
Ordinária III	$5g \leq e$	100	1 000	10e

Fonte: Portaria 236/92 INMETRO

Tabela B.2 – Tabela de erros máximos permitidos no instrumento de medição de massa para diferentes cargas.

Erros máximos permitidos em verificação inicial	Para as cargas m, expressas em valores de divisão de verificação e			
	Classe I	Classe II	Classe III	Classe III
$\pm 0,5 e$	$0 \leq m \leq 50\ 000$	$0 \leq m \leq 5\ 000$	$0 \leq m \leq 500$	$0 \leq m \leq 50$
$\pm 1,0 e$	$50\ 000 < m \leq 200\ 000$	$5\ 000 < m \leq 20\ 000$	$500 < m \leq 2\ 000$	$50 < m \leq 200$
$\pm 1,5 e$	$200\ 000 < m$	$20\ 000 < m \leq 100\ 000$	$2\ 000 < m \leq 10\ 000$	$200 < m \leq 1\ 000$

Fonte: Portaria 236/92 INMETRO

A incerteza padrão da repetibilidade da variação da massa ($u_{Re}(\Delta m_{med,i})$) é descrita da maneira a seguir.

$$u_{Re}(\Delta m_{med,i}) = \frac{u(\Delta m_{med,i})}{\sqrt{N_m}}, \quad (B.13)$$

onde $u(\Delta m_{med,i})$ é o desvio padrão da amostra da variação da massa, que está apresentado a seguir.

$$u(\Delta m_{med,i}) = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{N_m} (\Delta m_{i,j} - \Delta m_{med,i})^2}{N_m - 1}}, \quad (B.14)$$

onde $\Delta m_{i,j}$ é a variação da massa da j -ésima medição no i -ésimo canal.

A incerteza combinada da variação do tempo ($u_c(\Delta t_{med,i})$) é calculada da forma a seguir.

$$u_c(\Delta t_{med,i})^2 = u_{Me}(\Delta t_{med,i})^2 + u_{Re}(\Delta t_{med,i})^2, \quad (B.15)$$

onde $u_{Me}(\Delta t_{med,i})$ e $u_{Re}(\Delta t_{med,i})$ são as incertezas padrão do medidor (cronômetro) e da repetibilidade da variação de tempo.

A incerteza padrão do medidor de variação de tempo ($u_{Me}(\Delta t_{med,i})$) foi considerada como sendo 0,01 s (resolução do cronômetro). O cronômetro de um *smartphone* foi utilizado.

A incerteza padrão da repetibilidade da variação do tempo ($u_{Re}(\Delta t_{med,i})$) está descrita a seguir.

$$u_{Re}(\Delta t_{med,i}) = \frac{u(\Delta t_{med,i})}{\sqrt{N_m}}, \quad (B.16)$$

onde $u(\Delta t_{med,i})$ é o desvio padrão da amostra da variação do tempo, que está apresentado a seguir.

$$u(\Delta t_{med,i}) = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{N_m} (\Delta t_{i,j} - \Delta t_{med,i})^2}{N_m - 1}}, \quad (B.17)$$

onde $\Delta t_{i,j}$ é a variação do tempo da j -ésima medição no i -ésimo canal.

A vazão mássica nos canais de saída caso a vazão mássica de entrada fosse uniformemente distribuída é descrita da maneira a seguir.

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_e}{4n}, \quad (B.18)$$

onde \dot{m}_e é a vazão mássica de entrada (medida com o medidor eletromagnético). A vazão mássica de entrada deve ser dividida entre todos os canais de saída ($4n = 112$ canais) para se encontrar a vazão mássica uniformemente distribuída nos canais.

A incerteza combinada da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada seja uniformemente distribuída ($u_c(\bar{m})$) é descrita como na forma a seguir.

$$u_c(\bar{m})^2 = \left(u_{Me}(\bar{m})\right)^2 + \left(u_{Re}(\bar{m})\right)^2, \quad (\text{B.19})$$

$$u_{Me}(\bar{m}) = \frac{u_{Me}(\dot{m}_e)}{4n}, \quad (\text{B.20})$$

$$u_{Re}(\bar{m}) = \frac{u_{Re}(\dot{m}_e)}{4n}, \quad (\text{B.21})$$

onde $u_{Me}(\bar{m})$ e $u_{Re}(\bar{m})$ são as incertezas padrão do medidor e da repetibilidade da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada seja uniformemente distribuída. Como o que foi medido foi a vazão mássica de entrada, então essas incertezas $u_{Me}(\bar{m})$ e $u_{Re}(\bar{m})$ foram consideradas como sendo as da vazão mássica de entrada ($u_{Me}(\dot{m}_e)$ e $u_{Re}(\dot{m}_e)$) divididas pelo número de canais do bocal.

A incerteza padrão do medidor eletromagnético informada pelo fabricante é de 0,5% na velocidade média do fluido no pior dos casos (depende dos sensores utilizados). Devido ao fato da área da seção transversal do duto do medidor ser constante e da densidade também ser constante (escoamento isotérmico), sabe-se que a incerteza da velocidade média é transmitida integralmente para a vazão mássica. Portanto, considerou-se 0,5% da vazão mássica de entrada como incerteza padrão do medidor eletromagnético de vazão mássica ($u_{Me}(\dot{m}_e)$). Isto representa 7 g/s para a vazão máxima na entrada, 4,25 g/s para a vazão média na entrada e 1,5 g/s para a vazão mínima na entrada. O modelo do medidor utilizado é Rosemount 8732EM da Emerson.

A incerteza padrão da repetibilidade da vazão mássica de entrada do bocal ($u_{Re}(\dot{m}_e)$) pode ser obtida da forma a seguir.

$$u_{Re}(\dot{m}_e) = \frac{u(\dot{m}_e)}{\sqrt{N_m}}, \quad (\text{B.22})$$

onde $u(\dot{m}_e)$ é o desvio padrão da amostra da vazão mássica de entrada do bocal, que está apresentado a seguir.

$$u(\dot{m}_e) = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{N_m} (\dot{m}_{e,j} - \dot{m}_{e,med})^2}{N_m - 1}}, \quad (\text{B.23})$$

$$\dot{m}_{e,med} = \frac{1}{N_m} \sum_{j=1}^{N_m} \dot{m}_{e,j}, \quad (B.24)$$

onde $\dot{m}_{e,j}$ é vazão mássica de entrada na j -ésima medição. O número de medições foi em torno de dez mil por vazão de entrada testada. O medidor eletromagnético fornecia, em média, uma medição por segundo.

O grau de liberdade efetivo da incerteza combinada do CoV ($\nu_{ef,CoV}$) pode ser obtido através da equação de Welch-Satterweite:

$$\frac{u_c(CoV)^4}{\nu_{ef,CoV}} = \frac{u_c(\dot{m}_i)^4}{\nu_{ef,\dot{m}_i}} + \frac{u_c(\bar{m})^4}{\nu_{ef,\bar{m}}}, \quad (B.25)$$

onde ν_{ef,\dot{m}_i} e $\nu_{ef,\bar{m}}$ são os graus de liberdade efetivos das vazões mássicas do canal de saída i e de um canal caso a vazão mássica de entrada seja uniformemente distribuída, respectivamente. Os termos da direita da equação (B.25) também podem ser determinados pela equação de Welch-Satterweite e estão apresentados a seguir.

$$\frac{u_c(\dot{m}_i)^4}{\nu_{ef,\dot{m}_i}} = \frac{u_c(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta m_{med,i}}} + \frac{u_c(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta t_{med,i}}}, \quad (B.26)$$

$$\frac{u_c(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta m_{med,i}}} = \frac{u_{Me}(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{Me,\Delta m_{med,i}}} + \frac{u_{Re}(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{Re,\Delta m_{med,i}}}, \quad (B.27)$$

$$\frac{u_c(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta t_{med,i}}} = \frac{u_{Me}(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{Me,\Delta t_{med,i}}} + \frac{u_{Re}(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{Re,\Delta t_{med,i}}}, \quad (B.28)$$

$$\frac{u_c(\bar{m})^4}{\nu_{ef,\bar{m}}} = \frac{(u_{Me}(\bar{m}))^4}{\nu_{Me,\bar{m}}} + \frac{(u_{Re}(\bar{m}))^4}{\nu_{Re,\bar{m}}}, \quad (B.29)$$

onde $\nu_{ef,\Delta m_{med,i}}$ é o grau de liberdade efetivo da variação da massa média do canal i , $\nu_{ef,\Delta t_{med,i}}$ é o grau de liberdade efetivo da variação do tempo média do canal i , $\nu_{Me,\Delta m_{med,i}}$ é o grau de liberdade do medidor de variação de massa (balança), $\nu_{Re,\Delta m_{med,i}}$ é o grau de liberdade da repetibilidade da variação de massa, $\nu_{Me,\Delta t_{med,i}}$ é o grau de liberdade do medidor de variação de tempo (cronômetro), $\nu_{Re,\Delta t_{med,i}}$ é o grau de liberdade da repetibilidade da variação de tempo, $\nu_{Me,\bar{m}}$ é o grau de liberdade do medidor da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada fosse uniformemente distribuída e $\nu_{Re,\bar{m}}$ é o grau de liberdade da repetibilidade da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada fosse uniformemente distribuída.

Os graus de liberdade do medidor e da repetibilidade da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada fosse uniformemente distribuída ($\nu_{Me,\bar{m}}$ e $\nu_{Re,\bar{m}}$) foram considerados iguais aos graus de liberdade do medidor e da repetibilidade da vazão mássica de entrada (ν_{Me,\dot{m}_e} e ν_{Re,\dot{m}_e}), pois \bar{m} é calculado diretamente de \dot{m}_e , apenas dividido por uma constante. Já os graus de liberdade dos medidores ($\nu_{Me}(\Delta m_{med,i})$, $\nu_{Me}(\Delta t_{med,i})$ e $\nu_{Me}(\dot{m}_e)$) foram considerados infinitos, pois foram calibrados. O grau de liberdade da repetibilidade da medição da vazão mássica de entrada do bocal ($\nu_{Re}(\dot{m}_e)$) também foi considerado infinito pois foram realizadas em torno de dez mil medições por teste. Já os graus de liberdade da repetibilidade da variação da massa ($\nu_{Re}(\Delta m_{med,i})$) e do tempo ($\nu_{Re}(\Delta t_{med,i})$) são iguais a 6 pois o número de medições foi igual a 7. Portanto, tem-se que o grau de liberdade efetivo do CoV pode ser expresso da maneira a seguir.

$$\nu_{ef,CoV} = 6 \frac{u_c(CoV)^4}{(u_{Re}(\Delta m_{med,i})^4 + u_{Re}(\Delta t_{med,i})^4)}. \quad (B.30)$$

Com o grau de liberdade efetivo, pode-se encontrar o t de *student* e multiplicá-lo pela incerteza combinada do CoV , assim, tem-se a incerteza expandida do CoV , descrita a seguir.

$$U(CoV) = t * u_c(CoV). \quad (B.31)$$

Assim, o valor da medição experimental do CoV (CoV_{exp}) é expresso da maneira a seguir.

$$CoV_{exp} = (CoV \pm U(CoV)). \quad (B.32)$$

Posteriormente, expandiu-se o parâmetro σ e realizaram-se as devidas derivações para sua melhor compreensão. Da mesma forma que o CoV , apenas um quarto dos canais foi analisado devido a hipótese de simetria, tem-se que o número de canais (n) é igual a 28.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (S_i - \frac{S}{n})^2}{n}}. \quad (B.33)$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{n}} \left[\left(S_1 - \frac{S}{n} \right)^2 + \left(S_2 - \frac{S}{n} \right)^2 + \dots + \left(S_n - \frac{S}{n} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (B.34)$$

$$\frac{\partial \sigma}{\partial S_i} = \frac{C_{S_i}}{\left\{n \left[\left(S_1 - \frac{S}{n} \right)^2 + \left(S_2 - \frac{S}{n} \right)^2 + \dots + \left(S_n - \frac{S}{n} \right)^2 \right] \right\}^{1/2}}. \quad (\text{B.35})$$

$$\dot{m}_i = \frac{\Delta m_{med,i}}{\Delta t_{med,i}}. \quad (\text{B.36})$$

Os termos anteriores a parcela $\left(S_i - \frac{S}{n} \right) \left(1 - \frac{S_i}{n|S_i|} \right)$, na equação (B.36), são zerados quando i é igual a 1.

$$\frac{\partial \sigma}{\partial S} = - \frac{\left(S_1 - \frac{S}{n} \right) + \left(S_2 - \frac{S}{n} \right) + \dots + \left(S_n - \frac{S}{n} \right)}{n^{3/2} \left[\left(S_1 - \frac{S}{n} \right)^2 + \left(S_2 - \frac{S}{n} \right)^2 + \dots + \left(S_n - \frac{S}{n} \right)^2 \right]^{1/2}}. \quad (\text{B.37})$$

A incerteza combinada do σ ($u_c(\sigma)$) é expressa da maneira a seguir.

$$u_c(\sigma)^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \sigma}{\partial S_i} u_c(S_i) \right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma}{\partial S} u_c(S) \right)^2, \quad (\text{B.38})$$

onde $u_c(S_i)$ e $u_c(S)$ são as incertezas combinadas da não uniformidade de vazão mássica do canal i (S_i) e da soma das não uniformidades de vazão mássica (S).

A incerteza combinada da soma das não uniformidades de vazão mássica (S) pode ser expressa da forma a seguir.

$$u_c(S)^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial S}{\partial S_i} u_c(S_i) \right)^2. \quad (\text{B.39})$$

$$\frac{\partial S}{\partial S_i} = \frac{S_i}{|S_i|}. \quad (\text{B.40})$$

A incerteza combinada da não uniformidade de vazão mássica do canal i (S_i) é calculada do modo a seguir.

$$u_c(S_i)^2 = \left(\frac{\partial S}{\partial \dot{m}_i} u_c(\dot{m}_i) \right)^2 + \left(\frac{\partial S}{\partial \bar{m}} u_c(\bar{m}) \right)^2, \quad (\text{B.41})$$

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{m}_i} = \frac{1}{\bar{m}}, \quad (\text{B.42})$$

$$\frac{\partial S}{\partial \bar{m}} = - \frac{\dot{m}_i}{\bar{m}^2}, \quad (\text{B.43})$$

onde $u_c(\dot{m}_i)$ e $u_c(\bar{m})$ são as incertezas combinadas da vazão mássica do canal i (\dot{m}_i) e da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada seja uniformemente distribuída (\bar{m}), expressas previamente nas equações (B.11) e (B.19), respectivamente.

O grau de liberdade efetivo da incerteza combinada do σ ($\nu_{ef,\sigma}$) pode ser obtido através da equação de Welch-Satterweite:

$$\frac{u_c(\sigma)^4}{\nu_{ef,\sigma}} = \frac{u_c(S_i)^4}{\nu_{ef,S_i}} + \frac{u_c(S)^4}{\nu_{ef,S}}, \quad (\text{B.44})$$

onde ν_{ef,S_i} e $\nu_{ef,S}$ são os graus de liberdade efetivos da não uniformidade de vazão mássica do canal de saída i e da soma das não uniformidades, respectivamente. Os termos da direita da equação (B.44) também podem ser determinados pela equação de Welch-Satterweite e estão apresentados a seguir.

$$\frac{u_c(S)^4}{\nu_{ef,S}} = \frac{u_c(S_i)^4}{\nu_{ef,S_i}}, \quad (\text{B.45})$$

$$\frac{u_c(S_i)^4}{\nu_{ef,S_i}} = \frac{u_c(\dot{m}_i)^4}{\nu_{ef,\dot{m}_i}} + \frac{u_c(\bar{m})^4}{\nu_{ef,\bar{m}}}, \quad (\text{B.46})$$

$$\frac{u_c(\dot{m}_i)^4}{\nu_{ef,\dot{m}_i}} = \frac{u_c(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta m_{med,i}}} + \frac{u_c(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta t_{med,i}}}, \quad (\text{B.47})$$

$$\frac{u_c(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta m_{med,i}}} = \frac{u_{Me}(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{Me,\Delta m_{med,i}}} + \frac{u_{Re}(\Delta m_{med,i})^4}{\nu_{Re,\Delta m_{med,i}}}, \quad (\text{B.48})$$

$$\frac{u_c(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{ef,\Delta t_{med,i}}} = \frac{u_{Me}(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{Me,\Delta t_{med,i}}} + \frac{u_{Re}(\Delta t_{med,i})^4}{\nu_{Re,\Delta t_{med,i}}}, \quad (\text{B.49})$$

$$\frac{u_c(\bar{m})^4}{\nu_{ef,\bar{m}}} = \frac{u_{Me}(\bar{m})^4}{\nu_{Me,\bar{m}}} + \frac{u_{Re}(\bar{m})^4}{\nu_{Re,\bar{m}}}, \quad (\text{B.50})$$

onde $\nu_{ef,\Delta m_{med,i}}$ é o grau de liberdade efetivo da variação da massa média do canal i , $\nu_{ef,\Delta t_{med,i}}$ é o grau de liberdade efetivo da variação do tempo média do canal i , $\nu_{Me,\Delta m_{med,i}}$ é o grau de liberdade do medidor de variação de massa (balança), $\nu_{Re,\Delta m_{med,i}}$ é o grau de liberdade da repetibilidade da variação de massa, $\nu_{Me,\Delta t_{med,i}}$ é o grau de liberdade do medidor de variação de tempo (cronômetro), $\nu_{Re,\Delta t_{med,i}}$ é o grau de liberdade da repetibilidade da variação de tempo,

$\nu_{Me,\bar{m}}$ é o grau de liberdade do medidor da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada fosse uniformemente distribuída e $\nu_{Re,\bar{m}}$ é o grau de liberdade da repetibilidade da vazão mássica de um canal caso a vazão mássica de entrada fosse uniformemente distribuída.

Esses termos foram já foram calculados no procedimento de incerteza para o *CoV*. Desta forma, tem-se que o grau de liberdade efetivo do σ pode ser expresso da maneira a seguir.

$$\nu_{ef,\sigma} = 3 \frac{u_c(\sigma)^4}{\left(u_{Re}(\Delta m_{med,i})^4 + u_{Re}(\Delta t_{med,i})^4\right)}. \quad (\text{B.51})$$

Com o grau de liberdade efetivo, pode-se encontrar o t de *student* e multiplicá-lo pela incerteza combinada do σ , assim, tem-se a incerteza expandida do σ , descrita a seguir.

$$U(\sigma) = t * u_c(\sigma). \quad (\text{B.52})$$

Assim, o valor da medição experimental do σ (σ_{exp}) é expresso da maneira a seguir.

$$\sigma_{exp} = (\sigma \pm U(\sigma)). \quad (\text{B.53})$$