



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DE ESCOAMENTO EM VASOS
SEPARADORES VERTICAIS DE COMPRESSORES
ALTERNATIVOS DO TIPO PISTÃO

FAGNER PATRÍCIO LUCAS

Belo Horizonte

2018

FAGNER PATRÍCIO LUCAS

**ANÁLISE NUMÉRICA DE ESCOAMENTO EM VASOS
SEPARADORES VERTICAIS DE COMPRESSORES
ALTERNATIVOS DO TIPO PISTÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Rudolf Huebner

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2018

L933a

Lucas, Fagner Patrício.

Análise numérica de escoamento em vasos separadores verticais de compressores alternativos do tipo pistão [manuscrito] / Fagner Patrício Lucas. – 2018.

xii, 86 f., enc.: il.

Orientador: Rudolf Huebner.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 82-86.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Dinâmica dos fluidos - Teses. 3. Compressores - Teses. 4. Escoamento - Teses. 5. Escoamento bifásico - Teses. 6. Análise numérica - Teses. I. Huebner, Rudolf. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ANÁLISE NUMÉRICA DE ESCOAMENTO EM VASOS
SEPARADORES VERTICAIS DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS
DO TIPO PISTÃO"**

FAGNER PATRÍCIO LUCAS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**ENERGIA E SUSTENTABILIDADE**".

Dissertação aprovada no dia 19 de abril de 2018.

Por:

Prof. Rudolf Huebner

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Guilherme de Souza Papini

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Matheus Pereira Porto

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por tudo o que Ele é na minha vida. “Porque dele e por ele, e para ele, são todas as coisas; glória, pois, a ele eternamente.” (Romanos 11:36).

Ao professor Dr. Rudolf Huebner, meus sinceros agradecimentos pela orientação, dedicação, profissionalismo, oportunidade, confiança, paciência e, principalmente, pela amizade.

Ao Matheus pela ajuda nas simulações numéricas.

Agradeço o apoio e a compreensão dos amigos de trabalho da UFOP.

Aos meus amigos André e Luciana, e a pequena Valentina pelos momentos agradáveis que tivemos no decorrer deste caminho.

Aos irmãos e irmãs em Jesus Cristo que intercederam em oração para que este sonho de Deus se concretizasse na minha vida.

A minha esposa Sandra, presente de Deus para a minha vida, pela ajuda e companheirismo durante todo o trabalho. Obrigado. Você é o rio que atravessa meu deserto.

A minha irmã Flávia e ao meu sobrinho Miguel por me alegrarem e me fazerem enxergar a renovação da vida.

Aos meus pais, Ângela e Antônio, por compreenderem o período de ausência e pelo amor e apoio que sempre me deram durante a minha vida. Quero também honrá-los com o meu amor.

*“Não a nós, Senhor, nenhuma
glória para nós, mas sim ao teu
nome, por teu amor e por tua
fidelidade!”*

(Salmo 115:1)

RESUMO

Os vasos separadores são fundamentais em unidades compressoras API-618, por removerem líquidos presentes no escoamento de gás e, assim, evitar a sua entrada no cilindro do compressor. Considerando-se que a realização de experimentos pode ser inviável, tanto em relação ao tempo, quanto em relação aos custos, a simulação computacional tem se mostrado como uma ferramenta útil para avaliação de vasos separadores. Portanto, o objetivo do presente estudo foi a simulação numérica do escoamento de ar e do escoamento bifásico de ar e gotas de água, em seis configurações de vasos separadores, considerando a influência do anel de suporte do eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) e dos dispositivos de entrada. Para isso, foram desenvolvidos seis modelos geométricos em um programa de desenho assistido por computador e realizado o teste de convergência das malhas. A malha 2 com 1.115.883 nós foi a que apresentou menor tempo de processamento entre as malhas que convergiram, sendo a mesma usada em todas as simulações. Por sua vez, os resultados obtidos, para as simulações com escoamento de ar, indicaram melhores resultados para o vaso separador com o anel de suporte do ENMF e com o dispositivo de entrada proposto no presente trabalho. Este vaso apresentou uma maior redução da velocidade de entrada do ar (32 m.s^{-1} para $1,36 \text{ m.s}^{-1}$), uma melhor uniformização do escoamento (coeficiente de variação igual a 0,18) e padrão de escoamento menos susceptível a quebra e reentrada de gotas no escoamento de ar. Já as simulações com escoamento bifásico, ar e gotas de água demonstraram uma menor influência do anel de suporte do ENMF para o vaso separador com o dispositivo de entrada proposto, em decorrência da melhor uniformização do escoamento dentro do vaso. Além disso, o padrão de escoamento das gotas, dentro do vaso com o dispositivo de entrada proposto, criaram condições mais favoráveis à separação das gotas no ENMF.

Palavras-chave: dispositivo de entrada; vaso separador; dinâmica dos fluidos computacional; compressor alternativo do tipo pistão; escoamento monofásico e bifásico;

ABSTRACT

The separator vessels are essential in reciprocating compressors units (API-618), for removing liquids from the gas flow and thus avoid their entry in the compressor cylinder. Considering that the experimental tests may be impractical, both in relation to the time as compared to the costs, the computational simulation has been shown as a useful tool for evaluation of separating vessels. Therefore, the objective of the present study was the numerical simulation of the air flow and water-air flow in six configurations of separator vessels, considering the influence of the wire mesh mist eliminator support ring (ENMF) and inlet devices. To this end, six geometric models were developed in a computer assisted design program and the mesh convergence test was performed. The mesh 2 with 1,115,883 nodes was the one that offered the shortest processing time among the meshes that converged, being the same one used in all simulations. On the other hand, the results obtained for the simulations with air flow indicated better results for the separating vessel with the support ring and with the inlet device proposed in the present work. This vessel showed a greater reduction of air inlet velocity (32 m.s^{-1} to 1.36 m.s^{-1}), better flow uniformity (coefficient of variation equal to 0.18) and flow pattern less susceptible to break-up and re-entrainment of droplets in the air flow. The simulations with air flow and water droplets flow showed a lower influence of the support ring to the separator vessel with the proposed inlet device, due to the better uniformity of the flow inside the vessel. In addition, the flow pattern of the droplets, inside the vessel with the proposed input device, created conditions more favorable to the separation of the droplets in the ENMF.

Keywords: inlet device; separator vessel; computational fluid dynamics; reciprocating compressor; single and two-phase flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Diagrama pressão de descarga <i>versus</i> vazão para CAPs [1].....	3
Figura 2.2: Formas construtivas de CAPs: (a) vertical, (b) em “V” e (c) horizontal. Adaptado [6].....	5
Figura 2.3: Componentes principais de um CAP horizontal [7].	5
Figura 2.4: Mecanismos pistão-manivela. Adaptado [8].	6
Figura 2.5: Câmara de compressão de duplo efeito de CAPs [9].....	6
Figura 2.6: Unidade compressora. Adaptado (COBEY) [10].	7
Figura 2.7: Ciclo de trabalho ideal do compressor. Adaptado [5].....	8
Figura 2.8: Diagrama entropia-entalpia do processo de compressão [13].	10
Figura 2.9: Tipos de processos de compressão no cilindro. Adaptado [13].....	11
Figura 2.10: Variação da temperatura de descarga com a composição química [16].	12
Figura 2.11: Variação do trabalho com a composição química [16].....	12
Figura 2.12: (a) variação da pressão máxima no cilindro (b) e variação da carga no pino da cruzeta com o volume líquido [18].....	14
Figura 2.13: Pressão no cilindro do CAP com injeção de líquido em quatro ciclos [17].	15
Figura 2.14: Áreas dos principais componentes do cilindro do CAP [17].....	16
Figura 2.15: Variação da pressão nos componentes principais do cilindro do CAP para a mistura gás-líquido [17].	16
Figura 2.16: Variação da pressão nos componentes principais do cilindro do CAP para o gás [17].	17
Figura 2.17: Regiões de refrigeração de um cilindro de duplo efeito refrigerado a água [1].	18
Figura 2.18: Imagem de CAP com mecanismo de lubrificação do cilindro (CPI Compressor) [24].	19
Figura 2.19: Bomba de lubrificação do cilindro [24].....	19
Figura 2.20: (a) Padrões de escoamento bifásico – horizontal. Adaptado (Weisman, 1983) [26].	20
Figura 2.21: Diâmetro das gotas em função da velocidade do gás, considerando a velocidade do filme líquido de (a) $0,016\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ e (b) $0,040\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ [28].	21
Figura 2.22: Fluxograma com a representação da localização dos vasos separadores em um CAP.	22
Figura 2.23: Modelo de um vaso separador de um CAP. Adaptado [31].	23
Figura 2.24: Detalhe do suporte do ENMF.	27

Figura 2.25: Parâmetros de um vaso separador vertical. Adaptado [23].	29
Figura 2.26: Eliminador de névoa do tipo: (a) defletor zigzague (ENDZ) e (b) malha de fios (ENMF). Adaptado (PENTANE).	30
Figura 2.27: Mecanismo de coleta por impactação inercial no ENDZ. Adaptado [36].	31
Figura 2.28: ENMF com malha: (a) aleatória, (b) em camadas e (c) em rolos [37].	32
Figura 2.29: Mecanismo de coleta por impactação inercial no ENMF. Adaptado [36].	32
Figura 2.30: Variação da perda de carga em função da velocidade do ar e da carga de gotas de água em um ENMF modelo TM-1109. Adaptado [36].	33
Figura 2.31: Pontos de operação do ENMF. Adaptado [36].	34
Figura 2.32: Configurações de vasos horizontais:(a) sem dispositivo de entrada, (b) com dispositivo de entrada tipo chapa de desvio, (c) tipo meio tubo , (d) tipo defletor e (e) tipo ciclone [3].	35
Figura 2.33: Dispositivo de entrada tipo chapa de desvio plana em vasos separadores verticais.	35
Figura 2.34: Perfil de velocidade ideal (a) e real (b) [3].	37
Figura 2.35: Efeito do dispositivo de entrada nos perfis de velocidade a jusante [3].	37
Figura 2.36: Representação de perfil de velocidade com fator $F > 1$. Adaptado [3].	38
Figura 2.37: Eficiência de separação do líquido e efeitos no tamanho das gotas para diferentes dispositivos de entrada [3].	39
Figura 3.1: Dimensões dos modelos de vasos separadores.	45
Figura 3.2: Modelos de vasos separadores (sem anel) VSDE, VCDET e VCDEP.	46
Figura 3.3: Modelos de vasos separadores (com anel) VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.	46
Figura 3.4: Dispositivo de entrada proposto: (a) vista de topo, (b) vista isométrica e (c) vista lateral.	47
Figura 3.5: Modelos de vasos separadores (sem anel): (a) VSDE , (b) VCDET e (c) VCDEP.	47
Figura 3.6: Modelos de vasos separadores (com anel): (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.	48
Figura 3.7: Camada limite próximo à superfície sólida [63].	52
Figura 3.8: Corte transversal das malhas para avaliação do refinamento (h_i em [mm]).	55
Figura 4.1: Campos de velocidade vertical do ar obtidos na seção ENMF I do vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP para: (a) malha 1, (b) malha 2, (c) malha 3, (d) malha 4, (e) malha 5 e (f) malha 6.	59
Figura 4.2: Coeficiente de variação para as seis malhas geradas no teste de convergência.	60

Figura 4.3: Campos de velocidade do ar nas seções de entrada dos vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.....	62
Figura 4.4: Vetores velocidade do ar gerados na seção de entrada do vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP.....	63
Figura 4.5: Linhas de corrente de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VSDE.	64
Figura 4.6: Linhas de corrente de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VCDET.....	65
Figura 4.7: Linhas de corrente de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP.....	65
Figura 4.8: Vetores velocidade vertical do ar nas seções A, B e ENMF I nos vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.	67
Figura 4.9: Campos de velocidade vertical do ar na seção ENMF I - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.....	69
Figura 4.10: Coeficientes de variação nas seções A, B, ENMF I dos vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.....	70
Figura 4.11: Vetores velocidade vertical do ar nas seções A, B e ENMF II dos vasos separadores (com anel) - modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.	71
Figura 4.12: Campos de velocidade vertical do ar na seção ENMF II dos vasos separadores (com anel) - modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.	73
Figura 4.13: Coeficientes de variação nas seções A, B, ENMF II dos vasos separadores (sem anel) – modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.....	74
Figura 4.14: Linhas de escoamento das gotas de água obtidas para os vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.	75
Figura 4.15: Linhas de escoamento das gotas de água para os vasos separadores (com anel) - modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Composição química do gás natural em quatro regiões do Iran [16].	11
Tabela 2.2: Valor de H_1 recomendado para vasos separadores verticais [23].	29
Tabela 2.3: Valores limites de momento de entrada para dispositivos de entrada [3].	36
Tabela 2.4: Patentes de dispositivos de entrada.	41
Tabela 3.1: Dados de entrada para cálculo dos vasos separadores.	43
Tabela 3.2: Parâmetros calculados dos vasos separadores.	43
Tabela 3.3: Parâmetros técnicos do eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) [37].	44
Tabela 3.4: Modelos de vasos separadores para as simulações numéricas CFD.	45
Tabela 3.5: Coeficientes de restituição em função da natureza de colisão [27].	52
Tabela 3.6: Número de Weber e do coeficiente de restituição calculados para o escoamento bifásico (ar e gotas de água) com velocidade de 32 m.s^{-1} .	53
Tabela 3.7: Parâmetros das seis malhas utilizadas na simulação numérica CFD.	54
Tabela 3.8: Condições de contorno para a simulação numérica CFD.	56
Tabela 4.1: Tempo de simulação obtidos para as seis malhas usadas no teste de convergência.	58
Tabela 4.2: Forças de arrasto em função da constante “B” para os vasos separadores - modelos: VSDE, VCDET e VCDEP.	68
Tabela 4.3: Número de gotas que escaparam dos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.	76
Tabela 4.4: Eficiência de remoção a partir do número de gotas que escaparam nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.	76
Tabela 4.5: Eficiência de remoção a partir da vazão mássica nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.	76
Tabela 4.6: Número de gotas que escaparam dos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.	78
Tabela 4.7: Eficiência de remoção a partir do número de gotas que escaparam nos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.	79
Tabela 4.8: Eficiência de remoção a partir da vazão mássica nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.	79

LISTA DE SÍMBOLOS

S	Deslocamento do pistão
r	Distância entre o eixo virabrequim e a conexão com a biela
l	Comprimento da biela
S_0	Menor distância entre o pistão e o cilindro (espaço nocivo)
α	Ângulo de inclinação do eixo virabrequim
R	Constante universal dos gases ($R = 8,314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$)
n	Números de mols
P	Pressão absoluta do gás
T	Temperatura do gás
V	Volume do gás
w_{isen}	Trabalho específico isentrópico
w_{real}	Trabalho específico real
k	Coefficiente isentrópico
R	Constante dos gases
T_1	Temperatura de sucção
p_1	Pressão de sucção
p_2	Pressão de descarga
U_{GS}	Velocidade superficial do gás
U_{LS}	Velocidade superficial do líquido
A_T	Área da seção transversal do tubo
f_{vl}	Fração volumétrica de líquido
Q_L	Vazão volumétrica do líquido
Q_G	Vazão volumétrica do gás
$Q_{L,remov}$	Vazão volumétrica de líquido removida
$Q_{L,feed}$	Vazão volumétrica de líquido de entrada
K	Velocidade Souders-Brown
ρ_l	Massa específica do líquido

ρ_g	Massa específica do gás
v_{\max}	Velocidade máxima do gás
v_p	Velocidade de projeto do gás
F_1	Fator de segurança 1
ϕ_p	Diâmetro interno
q_v	Vazão volumétrica do gás
v_p	Velocidade de projeto do gás
e	Largura do anel do ENMF
F_2	Fator de segurança 2
R	Razão de <i>turndown</i>
v_{\max}	Velocidade máxima do gás
v_{\min}	Velocidade mínima do gás
H_T	Comprimento total do costado
H_1	Comprimento entre o nível alto (HLT) e a linha de tangência superior
H_2	Comprimento entre o nível alto (HLT) e o nível baixo (LLT)
t_{API}	Tempo para comportar o volume líquido
D	Diâmetro interno adotado
ϕ_{Din}	Diâmetro interno do bocal de entrada

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

API	<i>American Petroleum Institute</i>
CAD	<i>Computer-aided design</i>
CAP	Compressor alternativo do tipo pistão
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DNS	<i>Direct numerical simulation</i>
EBGL	Escoamento bifásico gás-líquido
EFRC	<i>European Forum for Reciprocating Compressors</i>
ENMF	Eliminador de névoa em malha de fios
ENDZ	Eliminador de névoa em defletor zig-zag
GAMSET	Laboratório do Grupo de Análise e Modelagem de Sistemas e Equipamentos
ISO	<i>The International Organization for Standardization</i>
LES	<i>Large eddy simulation</i>
MVF	Método dos volumes finitos
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
VCDEP	Vaso separador com o dispositivo de entrada proposto
VCDET	Vaso separador com o dispositivo de entrada do tipo tubo defletor
VSDE	Vaso separador sem o dispositivo de entrada

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contextualização.....	1
1.2	Objetivo geral	2
1.3	Objetivos específicos	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	Compressor alternativo do tipo pistão	3
2.1.1	Definições gerais	3
2.1.2	Descrição construtiva	4
2.1.3	Princípio de funcionamento.....	7
2.2	Escoamento bifásico gás-líquido (EBGL)	13
2.2.1	Definições gerais	13
2.2.2	Características do EBGL	20
2.3	Vasos separadores.....	22
2.3.1	Definições gerais	22
2.3.2	Projeto do vaso separador.....	27
2.3.2.1	Cálculo do diâmetro interno.....	27
2.3.2.2	Cálculo do comprimento do costado.....	28
2.3.2.3	Cálculo dos diâmetros dos bocais	30
2.3.2.4	Eliminador de névoa	30
2.3.2.5	Projeto do dispositivo de entrada	34
2.4	Estado da Arte em Simulações Numéricas	40
3	MATERIAIS E MÉTODOS	42
3.1	Metodologia numérica	42
3.1.1	Modelos de vasos separadores	42
3.1.2	Geometria do dispositivo de entrada proposto	47
3.1.3	Modelagem matemática	48
3.1.3.1	Equações governantes	48
3.1.3.2	Tratamento da turbulência.....	50
3.1.3.3	Tratamento próximo a superfícies.....	51
3.1.3.4	Coefficiente de restituição	52
3.1.3.5	Parâmetros de malha	53
3.1.3.6	Condições de contorno	56
3.1.3.7	Parâmetros numéricos	57

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	58
4.1	Teste de malha	58
4.2	Simulações numéricas CFD para escoamento de ar	61
4.2.1	Vasos separadores (sem anel).....	61
4.2.1.1	Campos de velocidade nas seções de entrada	61
4.2.1.2	Linhas de corrente	64
4.2.1.3	Vetores velocidade vertical nas seções A, B e ENMF I	66
4.2.1.4	Campos de velocidade na seção ENMF I	68
4.2.1.5	Coeficientes de variação nas seções A, B e ENMF I.....	69
4.2.2	Vasos separadores (com anel)	70
4.2.2.1	Vetores velocidade vertical nas seções A, B e ENMF II.....	70
4.2.2.2	Campos de velocidade na seção ENMF II.....	72
4.2.2.3	Coeficientes de variação nas seções A, B e ENMF II.....	73
4.3	Simulações numéricas CFD para escoamento bifásico de ar e gotas de água.....	75
4.3.1	Vasos separadores (sem anel).....	75
4.3.2	Vasos separadores (com anel)	77
5	CONCLUSÕES	80
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

O contexto nacional de exploração de petróleo e gás natural, com as recentes descobertas petrolíferas na camada do pré-sal, têm estimulado a inovação tecnológica de equipamentos e sistemas usados na cadeia produtiva do setor de óleo e gás.

Neste cenário, encontram-se os compressores alternativos do tipo pistão (CAPs), os quais possuem grande relevância nas mais diversas aplicações industriais, desde processos petroquímicos, compressão submarina para produção de petróleo, transporte e obtenção de gases com elevada pureza destinados às industriais alimentícias e farmacêuticas [1].

Os CAPs são máquinas responsáveis pela compressão de gases, por meio da redução do volume do cilindro por um mecanismo biela-manivela capaz de converter o movimento rotativo do eixo em movimento translacional do pistão.

Estas máquinas são projetadas para operarem somente com gases. Portanto, a presença de líquido no interior do cilindro é indesejada, pois pode levar ao fenômeno de calço hidráulico, ocasionando o aumento de carga no pistão, na haste, na cruzeta e em outros componentes do compressor e, com isso, causando danos nos mesmos.

Sendo assim, são instalados vasos separadores na unidade compressora para remoção do líquido arrastado, na forma de gotas, pelo escoamento de gás. No interior destes vasos, por sua vez, são inseridos dispositivos de entrada e eliminadores de névoa. O primeiro visa uniformizar a velocidade do escoamento, a montante do eliminador de névoa, e minimizar o cisalhamento de gotas, ou seja, a geração de gotas com menores diâmetros e, assim, maximizar a eficiência global de remoção. Já o segundo possui a função de remover 99% das gotas líquidas com diâmetro maior ou igual a $10\mu\text{m}$ por meio do mecanismo de impactação inercial, conforme recomendado por normas técnicas [2].

Na literatura são encontradas poucas pesquisas de domínio público, em relação à avaliação de vasos separadores para uso CAPs, por análise fluidodinâmica. Assim, as pesquisas disponíveis estão mais relacionadas a vasos separadores instalados em unidades de tratamento e transporte de gás natural [3]. Diante do exposto, os métodos baseados em CFD se apresentam como uma excelente alternativa para melhoria de equipamentos e sistemas, com ganhos de tempo e redução de custos de fabricação.

Por isso, o presente trabalho buscou analisar, por meio de simulações numéricas CFD, o escoamento de ar e com o escoamento bifásico de ar e gotas de água, em vasos separadores de CAPs.

1.2 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho foi simular e avaliar, por meio de dinâmica dos fluidos computacional (CFD), o escoamento de ar e o escoamento bifásico de ar e gotas de água em seis diferentes configurações de vasos separadores. Com isso, espera-se que os resultados apontem quais os vasos possuem melhores desempenhos para os dois tipos de escoamento propostos.

1.3 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente estudo incluem:

- A geração de modelos tridimensionais para os seis vasos separadores.
- Avaliação da influência do anel de suporte do ENMF na distribuição da velocidade do ar e na remoção das gotas de água
- Avaliação dos dispositivos de entrada na distribuição da velocidade do ar e na remoção das gotas de água.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Compressor alternativo do tipo pistão

2.1.1 Definições gerais

Os compressores alternativos do tipo pistão (CAPs) podem ser descritos, de modo geral, como máquinas de fluxo intermitente que promovem aumentos de pressão ao um dado gás dentro de um cilindro, através da redução do seu volume por um pistão. Estas máquinas possuem um mecanismo biela e manivela, o qual converte o movimento rotativo do eixo em movimento linear do pistão permitindo assim a compressão do gás dentro do cilindro [4].

Os CAPs são capazes de desenvolver elevadas pressões de descarga, sendo os valores típicos ilustrados na Figura 2.1 [1]. Por esta razão, são amplamente utilizados na indústria de óleo e gás em unidades de exploração e produção, refinarias e unidades de tratamento, armazenamento e transporte de gases. Eles também são empregados nas indústrias petroquímica, química, alimentícia, siderúrgica, na área de biogás, dentre outras. A Figura 2.1 ilustra a faixa de operação destas máquinas:

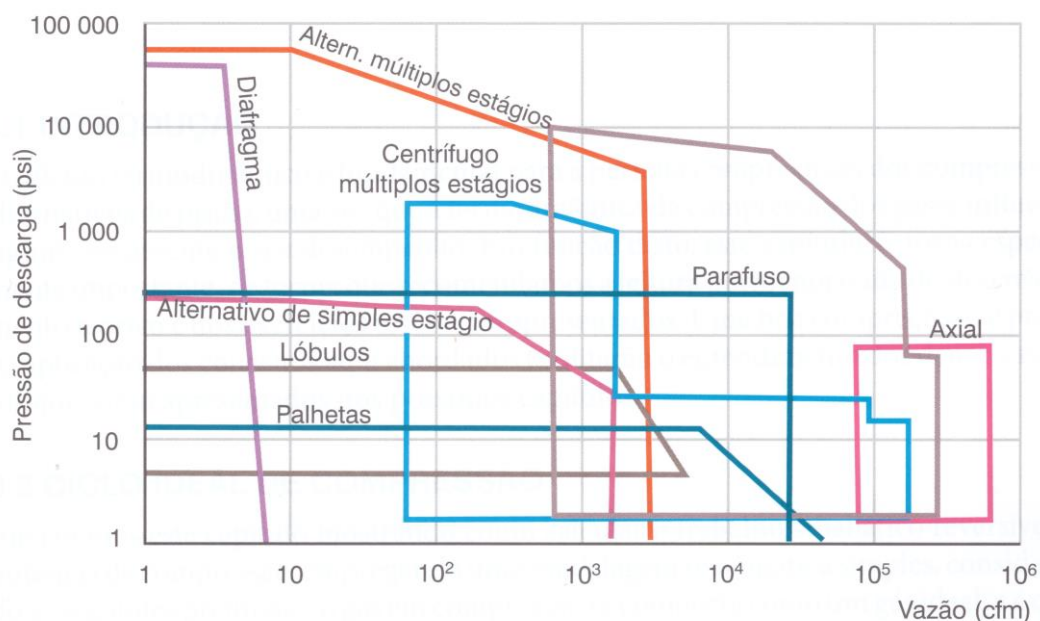


Figura 2.1: Diagrama pressão de descarga versus vazão para CAPs [1].

O projeto, a fabricação e a operação de CAPs são regulamentados por normas e códigos internacionais como a API-618¹ (*Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*) e a ISO 13631² ou API 11P (*Specification for Packaged Reciprocating Compressors for Oil and Gas Production Services*). Por exemplo, os CAPs com rotação entre 300-700rpm (baixa rotação), bastante usados em refinarias e plantas químicas são, em geral, acionados por motores elétricos e projetados de acordo com a norma API-618. Enquanto os CAPs com rotação entre 600-1800rpm (moderada e alta rotação) são tipicamente acionados por motores a gás ou motores elétricos e projetados conforme a norma ISO13631, sendo geralmente empregados na compressão de gases hidrocarbonetos como o gás natural [5].

Contudo, em virtude da demanda do mercado, os fabricantes de CAPs vêm desenvolvendo diferentes modelos, os quais visam atender desde aplicações robustas, em conformidade com as normas API-618 ou ISO13631, como também aos modelos de menor porte que, em geral, utilizam projetos padronizados. Portanto, é possível encontrar no mercado inúmeras opções de CAPs.

2.1.2 Descrição construtiva

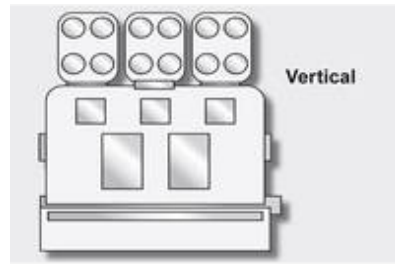
Os CAPs podem ser classificados segundo a sua forma construtiva em três tipos: (a) vertical, (b) em “V” ou (c) horizontal (Figura 2.2). Por sua vez, estas formas construtivas, com frequência, são caracterizadas de acordo com: número de hastes, número de estágios, pressão de descarga, potência e vazão requerida.

Os CAPs horizontais (Figura 2.2) possuem a maior faixa de operação (pressão de descarga máxima de 1000 bar e vazão máxima de 100.000 Nm³.h⁻¹) e, por isso, são os compressores mais utilizados na indústria de óleo e gás e em aplicações que exigem grandes pressões de descarga e altas vazões do sistema.

¹ API: *American Petroleum Institute*

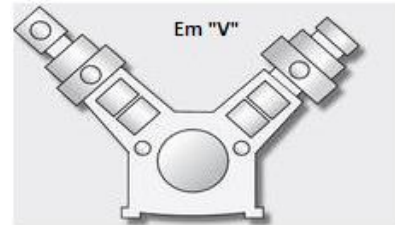
² ISO: *The International Organization for Standardization*

Forma Construtiva
 Número de Hastes: 1, 2, 3 e 4
 Número de Estágios: 1 a 8
 Pressão de Descarga: máx. 1000 bar
 Potência: máx. 9.000 hp
 Vazão: máx. 50.000 Nm³.h⁻¹



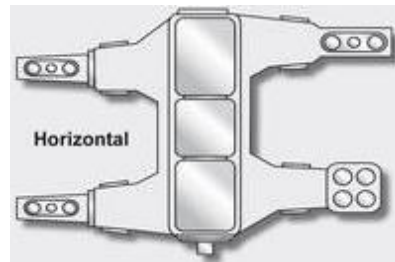
(a)

Número de Hastes: 1, 2
 Número de Estágios: 1 a 4
 Pressão de Descarga: máx. 400 bar
 Potência: máx. 1.500 hp
 Vazão: máx. 4.000 Nm³.h⁻¹



(b)

Número de Hastes: 2, 4, 6 e 8
 Número de Estágios: 1 a 8
 Pressão de Descarga: máx. 1000 bar
 Potência: máx. 40.000 hp
 Vazão: máx. 100.000 Nm³.h⁻¹



(c)

Figura 2.2: Formas construtivas de CAPs: (a) vertical, (b) em “V” e (c) horizontal. Adaptado [6].

Na Figura 2.3 (vista em corte) estão representados os principais componentes de um CAP horizontal.

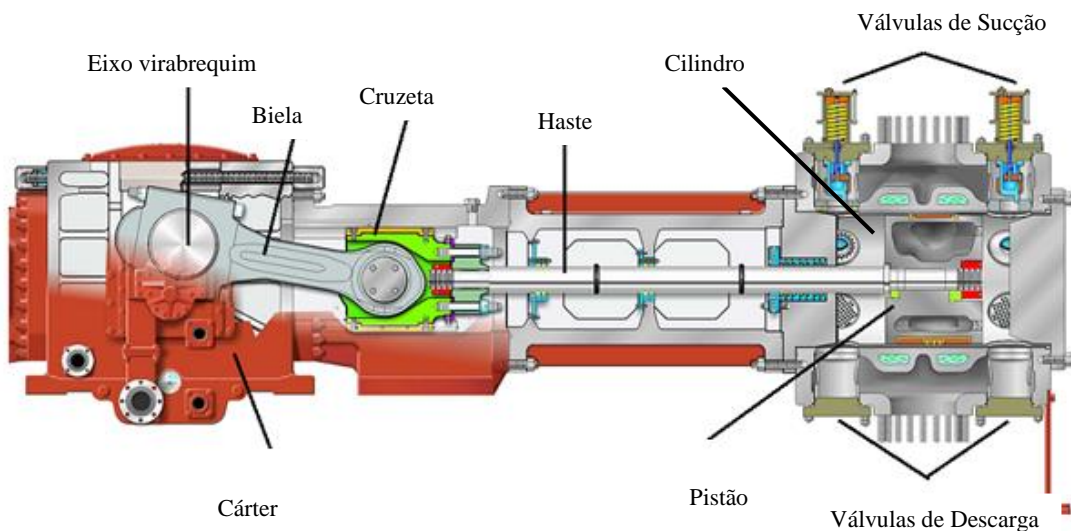


Figura 2.3: Componentes principais de um CAP horizontal [7].

Tuhovcak e colaboradores (2015) descreveram a dinâmica de funcionamento do CAP por meio do mecanismo biela-manivela (Figura 2.4) [8].

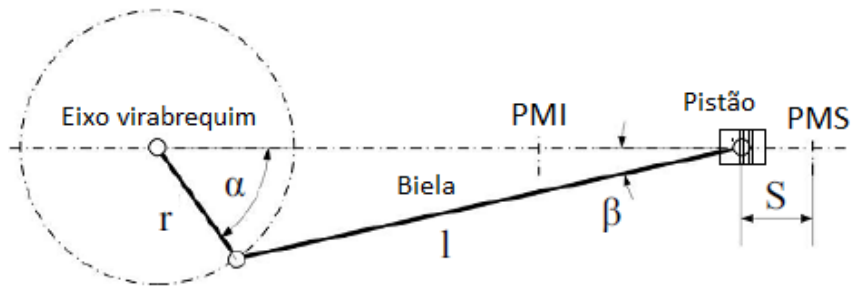


Figura 2.4: Mecanismos pistão-manivela. Adaptado [8].

O mecanismo biela-manivela representa a conversão do movimento rotativo do eixo virabrequim em movimento linear do pistão, que se desloca do ponto morto inferior (PMI) ao ponto morto superior (PMS). A Equação 2.1 define o movimento do pistão:

$$S = r + l + S_0 - r \cdot \cos \alpha - l \cdot \sqrt{l - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha} \quad \text{Equação 2.1}$$

Em que: S é o deslocamento do pistão, r é a distância entre o eixo virabrequim e a conexão com a biela, l é o comprimento da biela, S_0 é a menor distância entre o pistão e o cilindro (espaço nocivo) e α ângulo de inclinação do eixo virabrequim.

Os compressores alternativos do tipo pistão (CAPs) podem ainda ser classificados, segundo o projeto da sua câmara de compressão (ou cilindro), como do tipo simples efeito ou duplo efeito. No primeiro caso, o pistão comprime o gás em apenas um lado, já no segundo caso, existe uma câmara dupla de compressão e o pistão comprime em dois lados (A e B), como ilustrado na Figura 2.5:

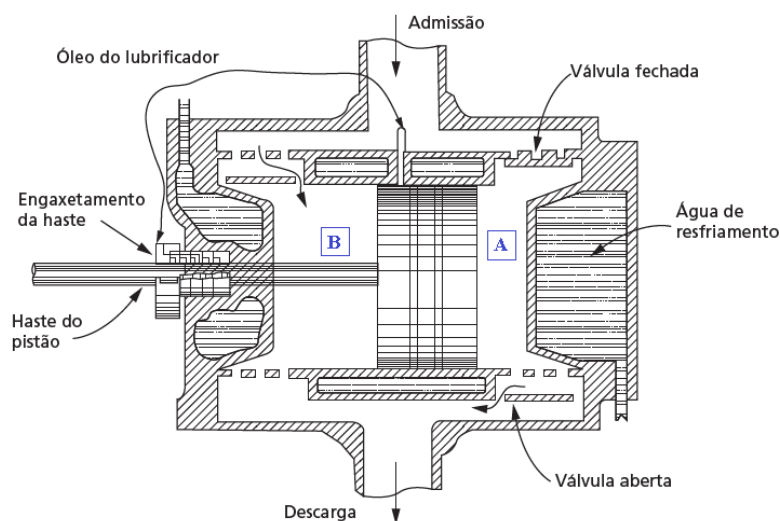


Figura 2.5: Câmara de compressão de duplo efeito de CAPs [9].

A câmara de compressão de duplo efeito (Figura 2.5) caracteriza-se por um torque mais regular, pois permite a compressão de um maior volume de gás nos dois lados do cilindro e, com isso, reduz esforços nos componentes mecânicos do CAP.

A complexidade construtiva do CAP limita a sua aplicação em condições severas com elevada pressão e alta vazão volumétrica do gás.

Além do CAP, existem ainda outros equipamentos relevantes em uma unidade compressora, a saber: o acionador (motor elétrico), a garrafa de pulsação, o vaso separador, a unidade de lubrificação, a unidade de refrigeração e a unidade de selagem. Alguns destes itens podem ser visualizados na Figura 2.6.

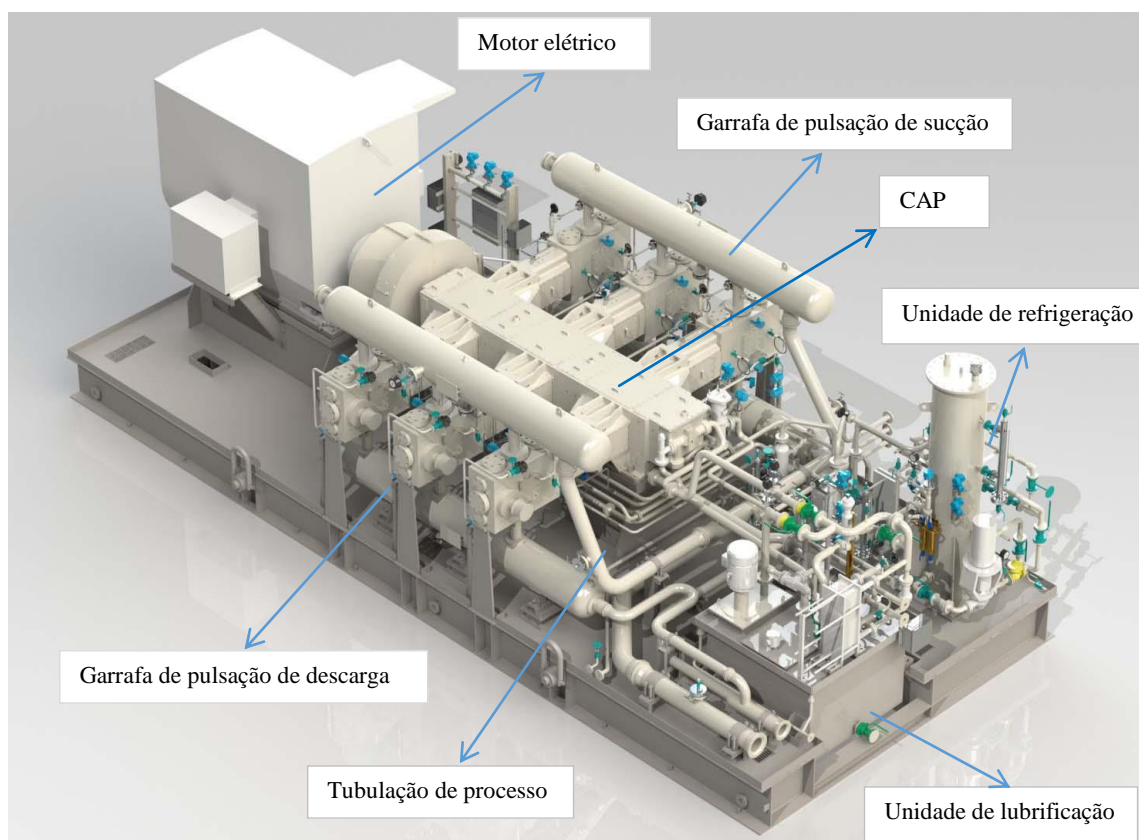


Figura 2.6: Unidade compressora. Adaptado (COBEY) [10].

2.1.3 Princípio de funcionamento

O ciclo teórico de trabalho de um CAP consiste basicamente em quatro processos termodinâmicos, como ilustrado na Figura 2.7.

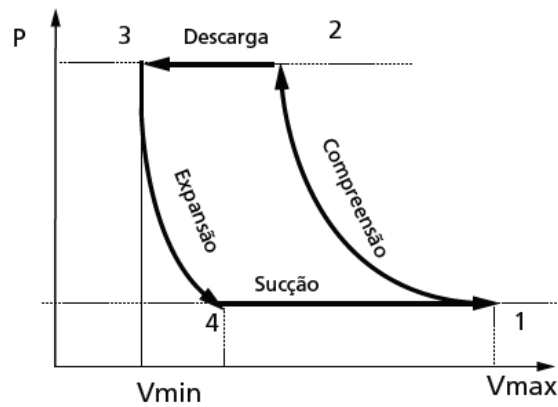


Figura 2.7: Ciclo de trabalho ideal do compressor. Adaptado [5].

Na etapa de compressão tem-se o movimento do pistão do ponto (1) ao ponto (2), com redução do volume do gás de V_1 para V_2 . Em virtude da compressão, a pressão do gás é elevada de P_1 (pressão de sucção) a P_2 (pressão de descarga) e, conseqüentemente, sua temperatura. Ao atingir o ponto (2) a válvula de saída é aberta, iniciando assim a descarga do gás.

No processo de descarga, por sua vez, o pistão continua o seu movimento com a válvula de saída aberta até atingir o ponto (3), chamado de ponto morto superior (PMS). Neste instante, as válvulas de entrada e saída são fechadas. Como é necessária uma folga entre o pistão e o cilindro para que não haja interferência, um pequeno volume denominado espaço nocivo é mantido. Estas duas etapas estão representadas na Figura 2.7.

Na etapa de expansão, o pistão inicia o seu movimento de retorno aumentando o volume de V_3 para V_4 e reduzindo, em consequência, a pressão do gás até a abertura da válvula de sucção no ponto (4). Por último, ocorre o processo de sucção que representa o movimento do pistão do ponto (4) ao ponto (1), com o gás sendo admitido a uma pressão constante P_1 (pressão de sucção). Assim, o pistão atingirá o ponto morto inferior (PMI) completando o ciclo de trabalho em uma revolução completa do eixo virabrequim. Os dois processos, de expansão e sucção, também estão ilustrados na Figura 2.7.

O processo de compressão é a principal fonte de calor em um CAP, pois o aumento de pressão do gás, por meio da redução do seu volume na câmara de compressão, eleva sua temperatura. Este efeito pode ser explicado através da Equação de Estado dos gases ideais (Equação 2.2), a qual demonstra que a pressão é proporcional a temperatura do gás e inversamente proporcional ao volume.

$$PV = n.R.T$$

Equação 2.2

Em que, R é a constante universal dos gases ($R = 8,314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$), n é o número de mols, P é a pressão absoluta do gás (Pa), T é a temperatura do gás (K) e V é o volume [m^3].

Este modelo é uma idealização que despreza as interações entre as moléculas de um gás, ou seja, as forças de atração ou repulsão intermolecular. As colisões das moléculas com as paredes do recipiente são também consideradas elásticas (sem perda de energia). Este modelo é uma aproximação razoável do comportamento de gases em condições de baixa pressão e temperatura ambiente [11].

Sendo assim, a elevação da temperatura do gás durante a compressão gera um calor que é transferido para as paredes do cilindro e a outros componentes mecânicos do CAP, afetando assim sua eficiência.

Segundo Tuhovcak e colaboradores (2015), a eficiência global de um CAP é resultado de sua eficiência elétrica, mecânica e termodinâmica. Sendo a eficiência termodinâmica a que apresenta o menor valor (80-83%). Em consequência, muitos estudos foram desenvolvidos para promover melhorias e prevenir danos aos componentes do CAP e influenciar termodinamicamente a máquina. Dentre os principais problemas que os componentes do CAP podem apresentar estão: os vazamentos no cilindro, as perdas nas linhas de sucção e de descarga e o superaquecimento do gás [8].

Balduzzi e colaboradores (2014) identificaram em seu estudo que o resfriamento do cilindro do CAP melhora a eficiência termodinâmica do compressor [12]. Contudo, o avanço de pesquisas nesta área ainda necessita de maior evolução dos recursos computacionais disponíveis atualmente.

No ciclo teórico de trabalho do compressor (Figura 2.7), na compressão e na expansão, têm-se dois processos adiabáticos reversíveis, ou seja, isentrópicos. Sendo que a sucção e a descarga têm-se dois processos isobáricos, ou seja, com pressão constante. Baseados nesta premissa, muitos autores analisaram o comportamento do compressor e a transferência de calor no cilindro por meio da sua eficiência isentrópica (Equação 2.3) [13].

$$\eta_{isen} = \frac{w_{isen}}{w_{real}} \quad \text{Equação 2.3}$$

O trabalho específico isentrópico (w_{isen}) pode ser calculado pela Equação 2.4 e o trabalho específico real (w_{real}), por sua vez, é obtido empiricamente.

$$w_{isen} = \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Equação 2.4}$$

Em que: k é o coeficiente isentrópico, R é a constante dos gases, T_1 é a temperatura de sucção, p_1 é a pressão de sucção e p_2 é a pressão de descarga.

Pode-se concluir que o trabalho específico isentrópico será menor que o trabalho específico real, tendo em vista ser uma idealização do ciclo, com o gás apresentando a mesma entropia na sucção e na descarga. A Figura 2.8 ilustra a diferença entre o processo ideal (isentrópico) e o processo real.

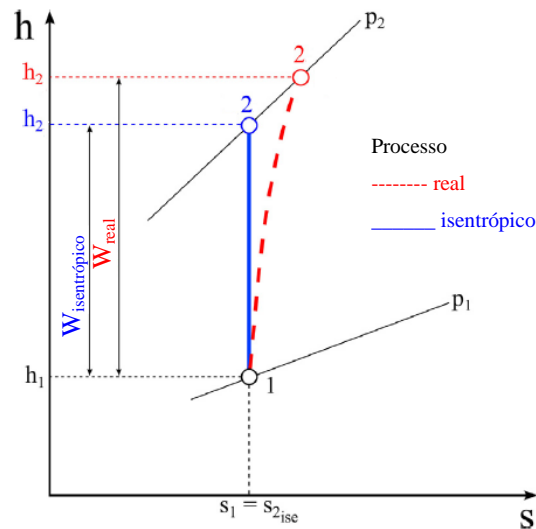


Figura 2.8: Diagrama entropia-entalpia do processo de compressão [13].

A eficiência volumétrica também é considerada uma variável importante, sendo definida como a razão entre o volume real aspirado e o volume deslocado pelo pistão. Essa eficiência, assim como a eficiência isentrópica, é fortemente influenciada pela transferência de calor no processo de compressão.

Segundo Pérez-Segarra e colaboradores (2005), a compressão é o processo mais ineficiente do ciclo de trabalho do CAP, devido à transferência de calor que ocorre no mesmo. Essa ineficiência ocasiona, de acordo com Tuhovcak e colaboradores (2016), um afastamento do ciclo real do ciclo ideal [13] [14].

Diante do exposto, a minimização da elevação de temperatura do gás durante a compressão (redução da transferência de calor) contribui de forma significativa para o decréscimo do trabalho realizado pelo CAP.

A partir da avaliação dos processos de compressão (Figura 2.9) pode-se inferir que o processo isotérmico (temperatura constante) se caracteriza por um menor trabalho do CAP quando comparado aos demais processos. Contudo, este processo é difícil de ser

reproduzido na prática, seja pela refrigeração dos cilindros, seja pela refrigeração entre estágios de compressão.

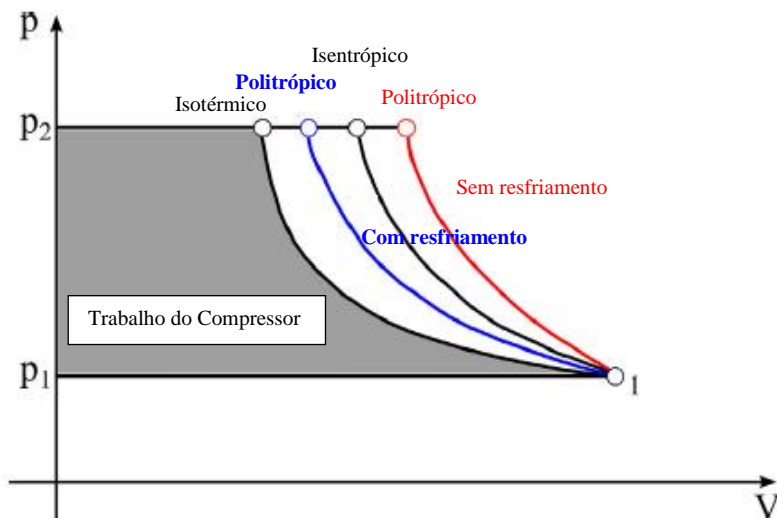


Figura 2.9: Tipos de processos de compressão no cilindro. Adaptado [13].

O gás de processo, a ser comprimido, tem sido também objeto de pesquisas, pois o processo de compressão possui grande sensibilidade à variação da sua composição [15]. Em alguns casos, pode ser necessário adequar o projeto do CAP para atender a uma dada composição gasosa. Farzaneh-Gord e colaboradores (2015) analisaram a performance do CAP a partir da variação da composição do gás natural [16]. A Tabela 2.1 representa a composição do gás natural para quatro regiões diferentes do Iran:

Tabela 2.1: Composição química do gás natural em quatro regiões do Iran [16].

	(%)			
	Khangiran	Kangan	Pars	Ghashoo
CH ₄	98.6	90.04	87	79.08
C ₂ H ₆	0.59	3.69	5.4	0.91
C ₃ H ₈	0.09	0.93	1.7	0.36
i-C ₄ H ₁₀	0.02	0.2	0.3	0.09
n-C ₄ H ₁₀	0.04	0.29	0.45	0.18
i-C ₅ H ₁₂	0.02	0.14	0.13	0.08
n-C ₅ H ₁₂	0.02	0.08	0.11	0.07
n-C ₆ H ₁₄	0.07	0.14	0.07	0.069
C ₇ ⁺	0	0.01	0.03	0
N ₂	0.56	4.48	3.1	5.14
CO ₂	0	0	1.85	7.08
H ₂ S	0	0	0	6.32
(kg/kmol)	16.3148	17.794	18.5801	20.6887

O estudo, por eles realizado, mostrou a variação da temperatura de descarga do gás e o trabalho do CAP, considerando a variação da composição química do gás e a rotação do compressor. Os resultados estão ilustrados a seguir nas Figura 2.10 e Figura 2.11:

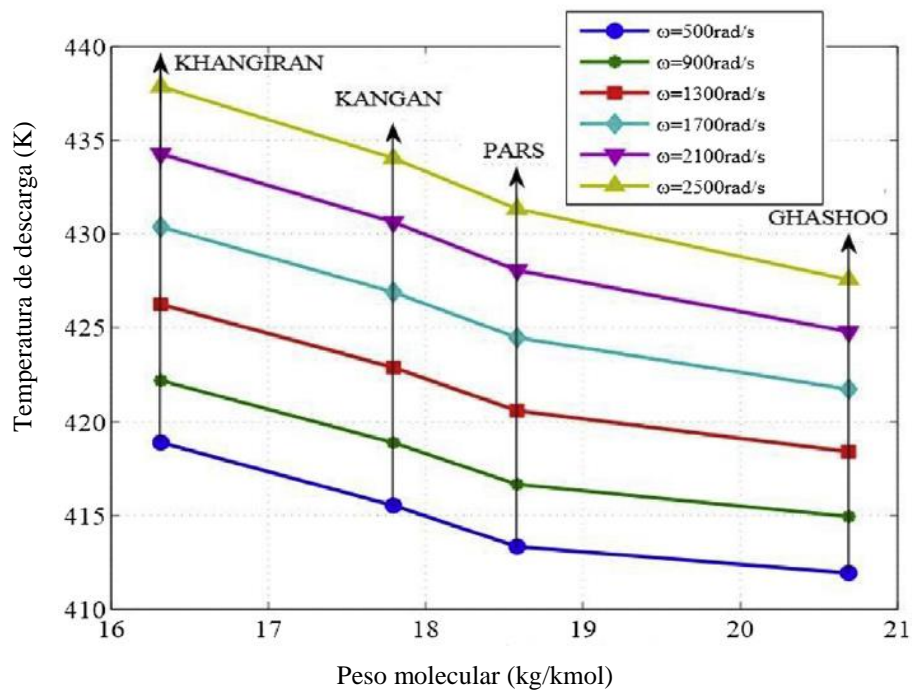


Figura 2.10: Variação da temperatura de descarga com a composição química [16].

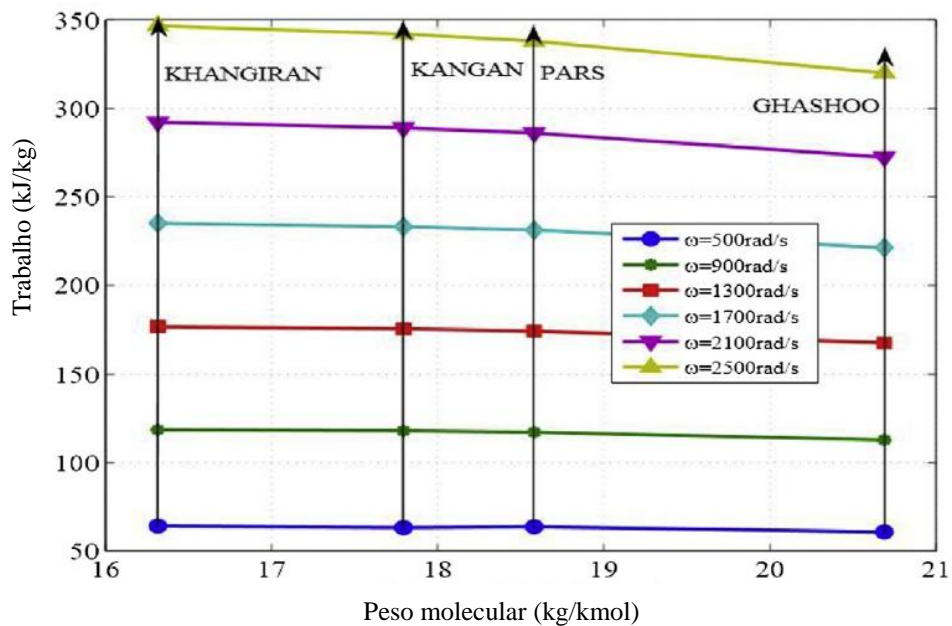


Figura 2.11: Variação do trabalho com a composição química [16].

As variáveis de entrada como a pressão de sucção, a temperatura de sucção e a composição química do gás devem ser as mesmas informadas no projeto. Na prática, a responsabilidade em garantir as condições operacionais adequadas é do usuário.

Contudo, as normas API-618 e ISO-13631 definem um nível de segurança mínimo por meio da instalação de instrumentos e de uma malha de controle que desligam a máquina em caso de variações abruptas destas condições. Como exemplo, podemos citar a instalação de transmissões de pressão na sucção da máquina, os quais enviam um sinal à malha de controle para desligamento (*shutdown*) do CAP, caso o valor de pressão atinja o limite inferior ou superior definido no projeto.

No caso da composição química do gás de processo, não é comum o uso de sistemas de controle para monitoramento, sendo realizadas análises somente quando identificada alguma variação de performance do CAP.

A presença de partículas sólidas, de filmes líquidos e de gotas líquidas no fluxo de gás são motivos de preocupação, uma vez que eles podem gerar danos ao CAP, entre os quais pode-se mencionar: o desgaste prematuro da camisa do cilindro, a quebra do pistão, o empenamento da haste etc. Estes danos podem sobrecarregar outros componentes e comprometer o desempenho mecânico e termodinâmico do compressor.

Portanto, com o objetivo de eliminar ou reduzir esses danos, as unidades compressoras são equipadas com filtros temporários e com filtros coalescentes para remoção de partículas sólidas, sendo estes itens instalados, em geral, na sucção da máquina. Já para remoção da fase líquida (gotas e/ou filmes) do escoamento de gás, são utilizados vasos separadores.

Pesquisas têm sido realizadas para elucidar as características do escoamento bifásico gás-líquido (EBGL) em sistemas de compressão, assim como desenvolver novas tecnologias de separação.

Este trabalho, em especial, tem por objetivo otimizar o projeto de vasos separadores verticais por intermédio da uniformização do escoamento interno nos mesmos. Esta uniformização será realizada por um dispositivo de entrada (*inlet device*), visando o aumento da eficiência de separação e, conseqüentemente, propiciar maior confiabilidade para operação destas máquinas nas mais diversas aplicações.

2.2 Escoamento bifásico gás-líquido (EBGL)

2.2.1 Definições gerais

Os compressores alternativos do tipo pistão (CAPs) são projetados para operarem somente com gases. Nesse sentido, a presença da fase líquida no cilindro do compressor em operação é indesejada, pois pode ocasionar danos à máquina devido ao efeito denominado calço hidráulico [17]. Este efeito, segundo Prasad (2002), é caracterizado pela elevação da

pressão interna no cilindro, resultando no aumento de carga no pistão, na haste, na cruzeta e em outros componentes do compressor. Esta carga, por sua vez, se comporta de forma assimétrica, pois o líquido se acumula na parte inferior próximo a válvula de descarga, o que pode causar a deflexão dos componentes do CAP [18, 19].

Liu e Soedel (1994) demonstraram que os compressores com maiores taxas de deslocamento volumétrico são mais susceptíveis a condensação do gás durante o processo de compressão. Por isso, é importante conhecer a composição química do gás para avaliar a susceptibilidade na formação de condensado [20].

Singh e colaboradores (1986) desenvolveram um estudo numérico e experimental com o intuito de analisar a magnitude dos esforços gerados na compressão de um líquido. Eles demonstraram que a presença de líquido no cilindro do compressor pode gerar esforços 10 vezes maiores quando comparado a um processo de compressão normal [21, 22].

Prasad (2002) avaliou a variação das cargas no cilindro e no pino da cruzeta com o aumento da injeção de água em um compressor com diâmetro do cilindro de 330 mm, deslocamento volumétrico de 152 mm, rotação de 1190 RPM e vazão volumétrica de $20,4 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$ [18]. Os resultados desta pesquisa podem ser visualizados na Figura 2.12.

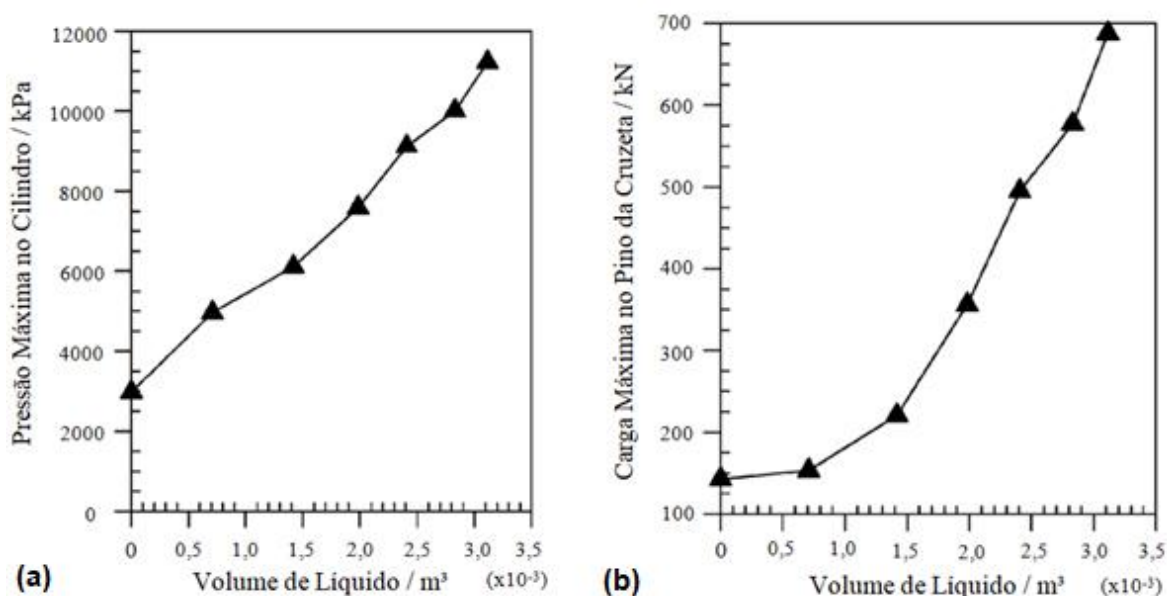


Figura 2.12: (a) variação da pressão máxima no cilindro (b) e variação da carga no pino da cruzeta com o volume líquido [18].

O valor limite de 269 kN para carga no pino da cruzeta é excedido com a entrada de $1,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ de líquido, representando 50% do volume morto do compressor usado como referência na simulação numérica.

Traversari e colaboradores (2016) avaliaram o efeito da entrada de líquido em um compressor com potência de 400 kW, rotação de 500 RPM, pressão de sucção de 15 bar (a) e pressão de descarga de 21,2 bar (a), operando com uma mistura de hidrocarbonetos. O estudo foi realizado por simulação numérica CFD considerando a densidade do líquido igual a 600 kg.m^{-3} em quatro ciclos completos de compressão. Os resultados da análise preliminar podem ser visualizados na Figura 2.13 [17].

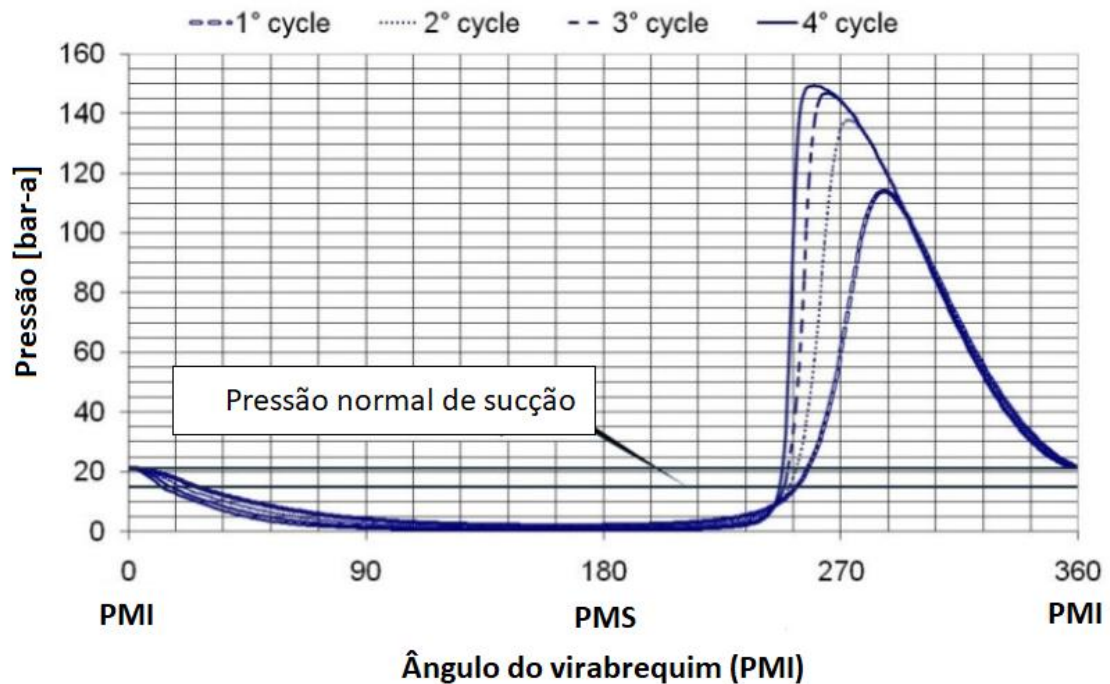


Figura 2.13: Pressão no cilindro do CAP com injeção de líquido em quatro ciclos [17].

No primeiro ciclo de injeção de líquido (Figura 2.13), a pressão no cilindro atinge o valor de 116 bar (a) após a entrada de líquido, crescendo continuamente para os demais ciclos.

Traversari e colaboradores (2016) também analisaram o pico de pressão para o segundo ciclo, o qual se inicia a $251,5^\circ$ do ponto morto inferior (PMI) com pressão do fluido de 16,96 bar(a) e volume líquido de 9,6 L. Além disso, eles avaliaram o comportamento da pressão em quatro áreas dos principais componentes do cilindro do CAP (Figura 2.14).

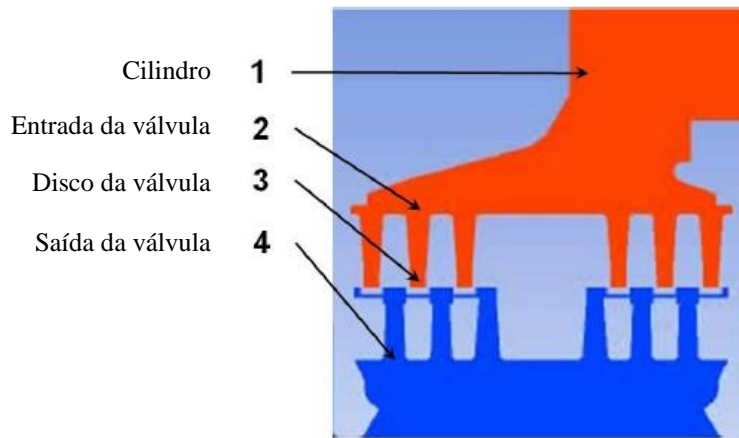


Figura 2.14: Áreas dos principais componentes do cilindro do CAP [17].

Os resultados da análise multifásica (gás-líquido) para variação de pressão nas quatro áreas podem ser visualizados na Figura 2.15.

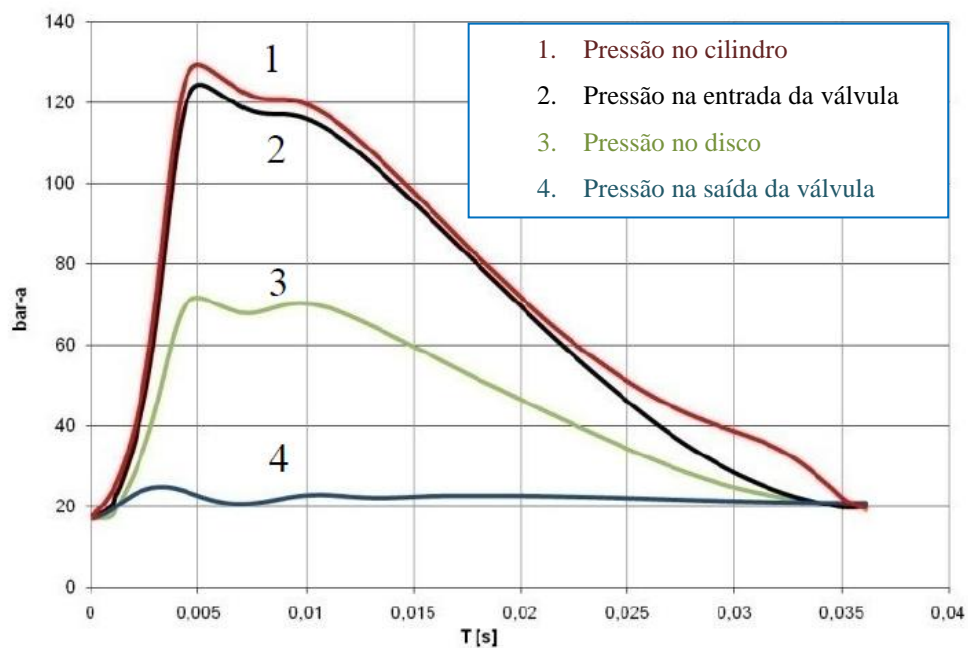


Figura 2.15: Variação da pressão nos componentes principais do cilindro do CAP para a mistura gás-líquido [17].

Observa-se que o valor da pressão, considerando a compressão do líquido, atinge o valor máximo de 130 bar (a) no ponto 1 do cilindro. Por outro lado, ao realizar a simulação considerando apenas o gás, o valor máximo no ponto 1 atinge 23,2 bar (a) como evidenciado na Figura 2.16.

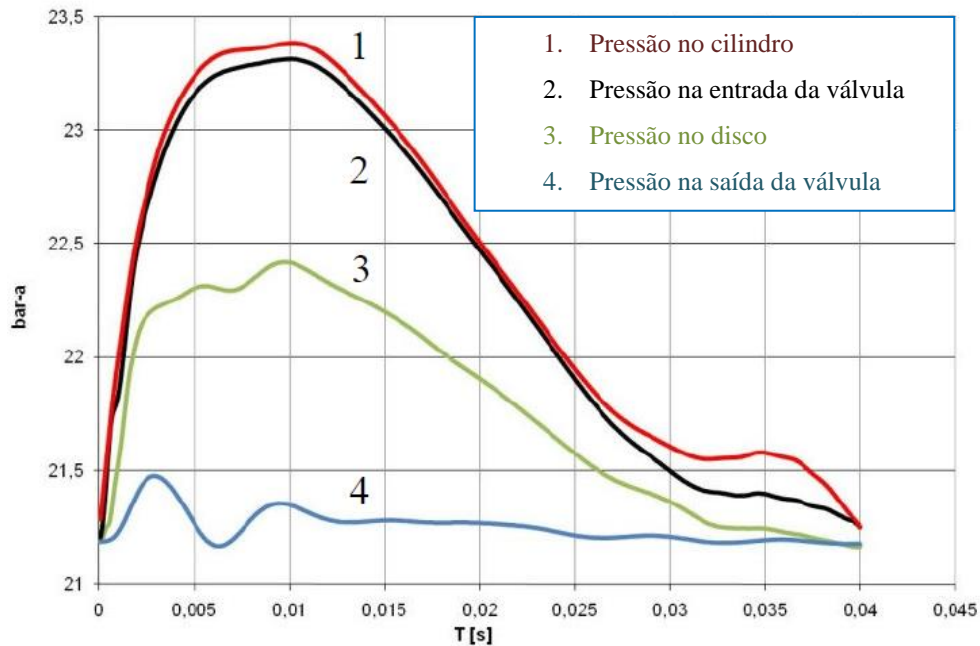


Figura 2.16: Variação da pressão nos componentes principais do cilindro do CAP para o gás [17].

A partir dos estudos de Singh e colaboradores (1986), Prasad (2002) e Traversari e colaboradores (2016), pode-se concluir que as cargas, devido a presença de líquido no cilindro do compressor, podem ocasionar o fenômeno de calço hidráulico, como já mencionado, em pequenos ciclos de operação, resultando assim na falha prematura dos componentes.

Diante deste contexto, o Fórum Europeu de Compressores Alternativos (EFRC, 2013), o qual reuniu os principais fabricantes a nível mundial, elaborou um guia com o intuito de implementar medidas para prevenir e/ou minimizar os problemas devido a presença de líquido em CAPs.

A formação e acumulação da fase líquida em CAPs, podem ser divididas em: mecanismo de formação por condensação do gás, mecanismo de acumulação por excessiva lubrificação do cilindro e mecanismo de acumulação por ineficiência de separação do EBGL.

O primeiro mecanismo relaciona-se com a operação do gás de processo (gás a ser comprimido) em condição de pressão e temperatura próximas ao seu ponto de saturação (ou ponto de orvalho), a qual pode promover a condensação de um ou mais componentes presentes na composição química [23]. Este panorama pode, ainda, ser agravado em máquinas paralisadas por longo período, em que a possibilidade de condensação do ar contido nas tubulações é aumentada em condições de baixas temperaturas ambientes.

O controle da condição operacional na sucção e da refrigeração da máquina são as principais medidas que podem ser adotadas para inibir a condensação de componentes do

gás. Sendo assim, a norma API-618 recomenda a instalação de instrumentos de controle na sucção da máquina, capazes de garantir condições operacionais seguras. Os instrumentos e os *set-points* para alarme e desligamento são definidos pelo fabricante em conjunto com o comprador, variando conforme a aplicação.

Outra medida adotada é o controle da temperatura nas regiões refrigeradas do cilindro (Figura 2.17), pois o excesso de refrigeração pode ocasionar a condensação do gás quente em contato com as mesmas, podendo causar danos aos anéis guia e de vedação do pistão.

Em máquinas lubrificadas, por sua vez, o condensado poderá ainda remover em parte ou por completo a película de lubrificante presente na camisa do cilindro, ocasionando o desgaste de outros componentes. Por isso, o controle da refrigeração permite o aumento da vida útil dos componentes mecânicos. Além disso, este controle eleva a eficiência termodinâmica pela redução do trabalho de compressão [1, 19].

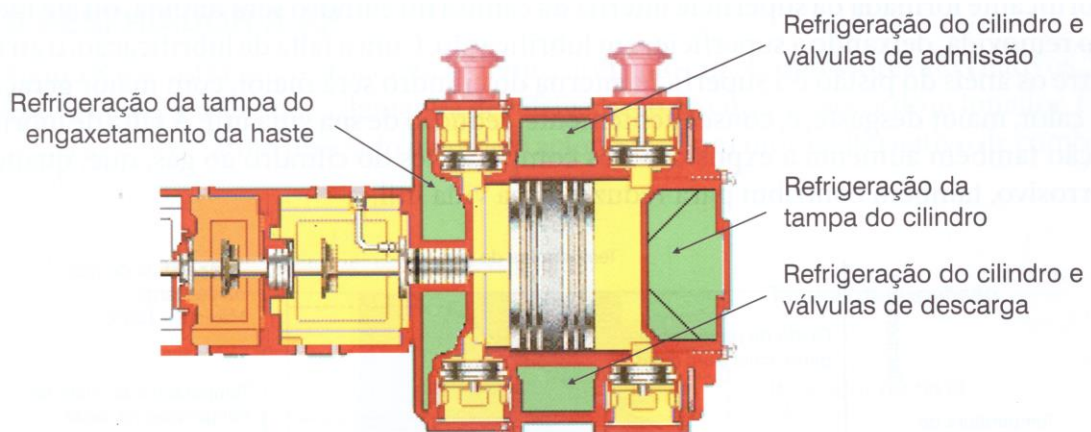


Figura 2.17: Regiões de refrigeração de um cilindro de duplo efeito refrigerado a água [1].

Sendo assim, a norma API-618 recomenda que a temperatura de entrada do fluido refrigerante no cilindro seja mantida de 4 a 6°C acima da temperatura de sucção (ou admissão) do gás. Desta forma, se o gás entra no cilindro com temperatura de 40°C, o fluido refrigerante deve entrar com temperatura mínima de 44 a 46°C, a fim de evitar a mudança de fase durante o processo de compressão [1] [2].

O segundo mecanismo é resultado da excessiva lubrificação em CAPs que contêm o cilindro lubrificado, como ilustrado na Figura 2.18. Sabe-se que a lubrificação do cilindro tem o objetivo de reduzir desgastes: nos anéis-guias e de vedação do pistão, na camisa do cilindro, na haste e em seu engastamento e nas válvulas de admissão e de descarga.

O mecanismo de lubrificação consiste basicamente no espalhamento das gotas do lubrificante em alta pressão no interior do cilindro, as quais são fragmentadas após o impacto com as moléculas do gás. O resultado é a geração de gotas com menores diâmetros

que podem sofrer coalescência caso colidam com a superfície do cilindro e das vedações [1].

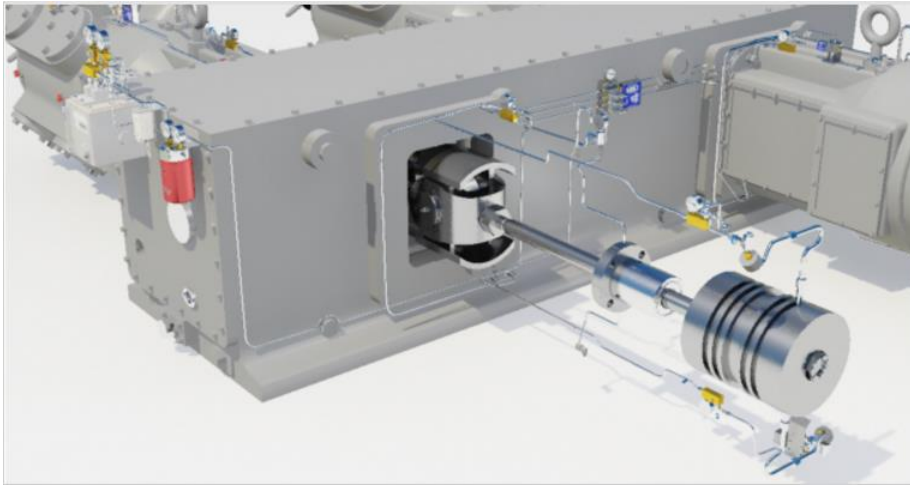


Figura 2.18: Imagem de CAP com mecanismo de lubrificação do cilindro (CPI Compressor) [24].

A injeção das gotas de lubrificante no cilindro é realizada por uma bomba de deslocamento positivo (Figura 2.19), que possui a função de direcioná-las aos ramais do CAP nas vazões recomendadas pelos fabricantes. Contudo, caso ocorra uma falha na operação da bomba, a mesma poderá entregar uma quantidade de lubrificante excessiva e com isso gerar acúmulos na câmara de compressão (ou cilindro), podendo levar ao fenômeno de calço hidráulico.

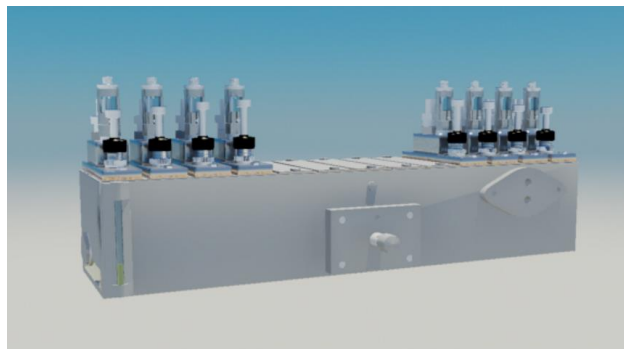


Figura 2.19: Bomba de lubrificação do cilindro [24].

Por último, tem-se o mecanismo de acumulação por ineficiência de separação do EBGL em vasos separadores, objeto deste trabalho. Este mecanismo possui grande complexidade, pois o escoamento bifásico é fortemente influenciado pelas condições operacionais das fases gasosa e líquida. Por isso, as características do escoamento bifásico gás-líquido serão detalhadas neste trabalho, assim como a função e a aplicação de vasos separadores.

2.2.2 Características do EBGL

O escoamento bifásico gás-líquido (EBGL) é constituído por duas fases, uma a gasosa e outra líquida. Na literatura, diferentes métodos empíricos foram utilizados para caracterização dos padrões de escoamento bifásico com o intuito de fundamentar o cálculo de perda de carga, de transferência de calor e massa e da fração volumétrica presentes no escoamento.

Entre os diversos métodos empíricos, o mais utilizado foi a análise visual dos padrões de escoamento bifásico e da variação de parâmetros como as velocidades superficiais do gás e do líquido, por meio de fotografias e vídeos de altas velocidades. Contudo, a grande dificuldade desta metodologia residia na subjetividade das análises dos padrões, em especial para o escoamento em altas velocidades. O que resultou no surgimento de diversas interpretações e classificações, mesmo em condições muito similares [25].

Sabe-se que as propriedades físico-químicas, as vazões do gás e do líquido, e também a orientação dos equipamentos influenciam no escoamento bifásico gás-líquido. Nos CAPs os escoamentos bifásicos gás-líquido (EBGL) podem ocorrer tanto na horizontal quanto na vertical. Nos dois casos, podem-se citar os escoamentos em tubulações horizontais e verticais montadas na unidade compressora.

Os padrões de escoamento bifásico gás-líquido (horizontal) estão representados na Figura 2.20 [26].

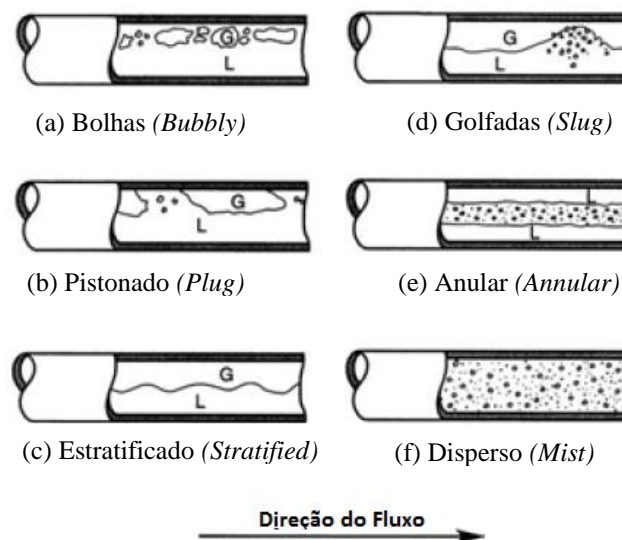


Figura 2.20: (a) Padrões de escoamento bifásico – horizontal. Adaptado (Weisman, 1983) [26].

O padrão do tipo disperso é o mais comum em CAPs, sendo formado por uma fase contínua (gás) e uma fase dispersa (gotas). Neste padrão, a fase líquida do fluxo anular é

diluída em decorrência do cisalhamento da fase gasosa a alta velocidade na interface gás-líquido. Transformando o filme líquido em gotas dispersas no gás [25, 27]

Os padrões em golfada, anular e disperso são os mais presentes em compressores alternativos do tipo pistão (CAPs).

O padrão em golfada é característico de sistemas de compressão que operam em unidade de produção, sendo considerado crítico por gerar forças de 5 a 10 vezes maiores que as forças normais de compressão de gases no interior do cilindro do CAP [23]. Assim, para evitar a sua entrada, o projeto da unidade compressora deverá considerar a elevação correta das tubulações de sucção/descarga e o projeto adequado do vaso separador.

O padrão anular, por sua vez, é menos crítico quando comparado ao padrão em golfadas. Contudo, neste padrão o aumento da velocidade do gás provoca a dispersão do filme líquido na forma de gotas inseridas na fase gasosa. Originando assim o padrão mais usual em CAPs, denominado padrão disperso (*mist flow*).

No padrão disperso o diâmetro das gotas líquidas é influenciado pelas velocidades superficiais das fases.

Simmons e Hanratty (2001), com o objetivo de avaliar esse fenômeno, realizaram estudos em um tubo horizontal com diâmetro interno de 95,3 mm em condições atmosféricas. Os dados obtidos mostraram que as gotas com maiores diâmetros são geradas em escoamento a baixa velocidade. Por outro lado, as gotas com menores diâmetros são geradas em escoamentos a alta velocidade, como pode ser evidenciado na Figura 2.21 [28].

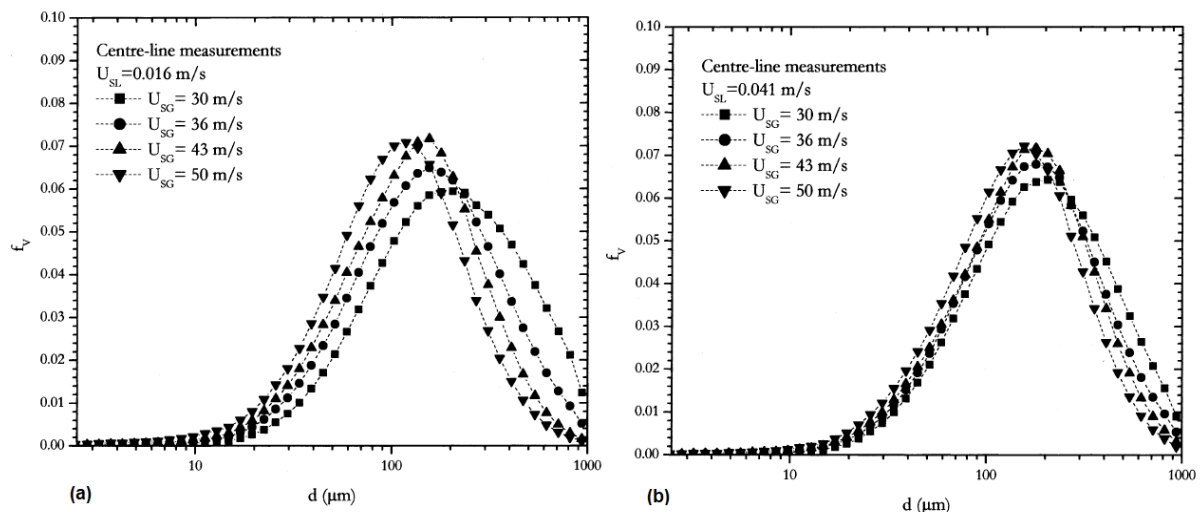


Figura 2.21: Diâmetro das gotas em função da velocidade do gás, considerando a velocidade do filme líquido de (a) $0,016\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ e (b) $0,040\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ [28].

A seguir são apresentados os conceitos das variáveis descritas na Figura 2.21:

- Velocidades superficiais das fases, do gás (U_{GS}) e do líquido (U_{LS}): são definidas pela razão de suas respectivas vazões volumétricas pela área da seção transversal do tubo (A_T):

$$U_{GS} = \frac{Q_G}{A_T} [m.s^{-1}] \quad \text{Equação 2.5}$$

$$U_{LS} = \frac{Q_L}{A_T} [m.s^{-1}] \quad \text{Equação 2.6}$$

- Fração volumétrica de líquido (f_{vl}): razão entre a vazão volumétrica do líquido (Q_L) pela soma das vazões volumétricas do líquido (Q_L) e do gás (Q_G).

$$f_{vl} = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G} [m^3.m^{-3}] \quad \text{Equação 2.7}$$

2.3 Vasos separadores

2.3.1 Definições gerais

Os vasos separadores são amplamente utilizados na indústria para remoção de líquidos e partículas sólidas do fluxo de gás, os quais podem causar danos em sistemas de compressão. Por isso, a norma API-618 recomenda o uso destes equipamentos em CAPs com o objetivo de remover 99% das gotas de líquidos com diâmetro maior ou igual a $10\mu m$, sendo instalados na sucção do 1º estágio e entre estágios (Figura 2.22) [2, 29].

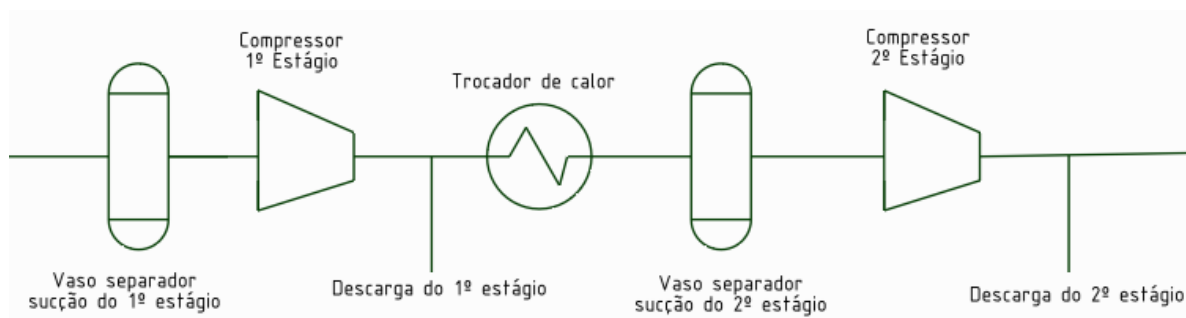


Figura 2.22: Fluxograma com a representação da localização dos vasos separadores em um CAP.

Segundo Perry (2009), os mecanismos de coleta de gotas em vasos separadores podem ser classificados em: sedimentação gravitacional, impactação inercial (incluído a centrífuga), interceptação direta, deposição difusa, atração eletrostática, precipitação térmica e aglomeração de partículas [30]. Na prática, os vasos separadores de unidades compressoras utilizam mais de um mecanismo de coleta em sistemas de separação, de acordo com as características das gotas presentes no escoamento.

Os principais componentes dos vasos separadores são: o costado (corpo cilíndrico), os tampos, os bocais de entrada e saída, o eliminador de névoa e o dispositivo de entrada. A Figura 2.23 apresenta um modelo de vaso separador usados em CAPs.

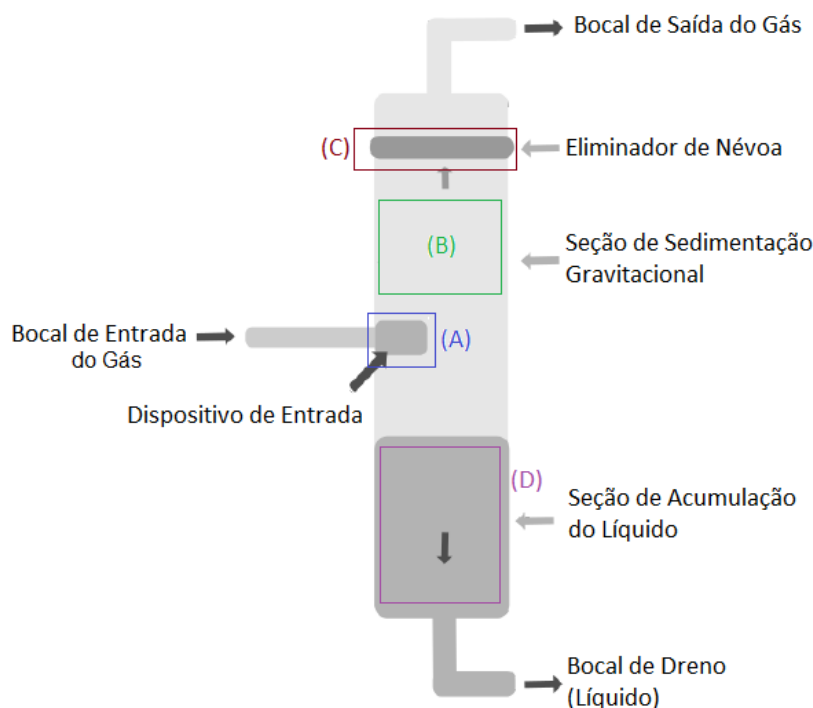


Figura 2.23: Modelo de um vaso separador de um CAP. Adaptado [31].

A seção A (Figura 2.23) representa a região de instalação do dispositivo de entrada (quando aplicável), cuja função é reduzir a velocidade das gotas e promover uma melhor distribuição do escoamento dentro do vaso.

Na seção B (Figura 2.23) ocorre o processo de sedimentação das gotas de maior diâmetro, nas quais a força gravitacional excede a força de arrasto do gás. Enquanto as gotas remanescentes, de menor diâmetro, são arrastadas pelo gás e removidas pelo eliminador de névoa através do mecanismo de impactação inercial na seção C (Figura 2.23). As gotas removidas nas seções B e C são direcionadas para a parte inferior do vaso, seção D, denominada seção de acumulação do líquido.

A eficiência de um vaso separador é definida pela razão entre a vazão volumétrica do líquido removido e a vazão volumétrica do líquido de entrada (Equação 2.8) [23]:

$$n_{sep} = \frac{Q_{L,remov}}{Q_{L,entrada}} [\%] \quad \text{Equação 2.8}$$

- $Q_{L,remov}$: vazão volumétrica de líquido removida ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$).
- $Q_{L,entrada}$: vazão volumétrica de líquido de entrada ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$).

A equação de Souders-Brown, desenvolvida em 1934 para separadores com escoamento sólido-gás, tem sido utilizada no dimensionamento de vasos separadores. Este método baseia-se no balanço entre a força de arrasto e o campo gravitacional (peso e empuxo) atuante em uma gota (ou partícula fluida). Assim, obtém-se uma equação para a máxima velocidade do gás permitida, denominada velocidade de suspensão teórica [32].

A velocidade de suspensão da gota, de acordo com Nogueira (2013), é a velocidade de subida do escoamento necessária para suspender a mesma, sendo determinada pela diferença entre a força de arrasto, e a força da gravidade [32].

A força de arrasto atuando em uma gota esférica com diâmetro (d) pode ser determinada pela Equação 2.9 a seguir.

$$f_a = K\mu \frac{\pi^{1/2}}{2} + k\rho_1 \frac{\pi d^2}{4} v^2 \quad \text{Equação 2.9}$$

Em que, f_a é a força de arrasto, K e k são constantes empíricas, μ é a viscosidade do gás, ρ_1 é a massa específica do gás, v é a velocidade linear relativa entre o gás e a gota e d é o diâmetro da gota [33].

O primeiro termo da Equação 2.9 pode ser negligenciado devido à baixa viscosidade do gás. Por isso, a força de arrasto do gás pode ser determinada pela Equação 2.10 [34].

$$f_a = k\rho_1 \frac{\pi d^2}{4} v^2 \quad \text{Equação 2.10}$$

Sendo a constante empírica k , segundo Austrheim (2006), obtida por meio da Equação 2.11 [35].

$$k = \frac{1}{2} C_d \quad \text{Equação 2.11}$$

Onde C_d é o coeficiente de arrasto encontrado experimentalmente.

É desejável que a força de arrasto do gás seja menor que a diferença entre a força gravitacional e o empuxo (Equação 2.12), uma vez que esta condição permite o direcionamento da gota ao fundo do vaso separador para sua remoção.

$$f_g = \frac{\pi d^3}{6} (\rho_2 - \rho_1) g \quad \text{Equação 2.12}$$

Onde ρ_2 é a massa específica da gota.

No caso de equilíbrio entre a força de arrasto e a diferença entre a força gravitacional e o empuxo, a gota (ou partícula fluida) permanecerá suspensa (Equação 2.13).

$$f_a = f_g = k \rho_1 \frac{\pi d^2}{4} v^2 = \frac{\pi d^3}{6} (\rho_2 - \rho_1) g \quad \text{Equação 2.13}$$

Sendo a velocidade de suspensão teórica calculada (Equação 2.14) [30].

$$v = \left[\frac{2gd}{3k\rho_1} (\rho_2 - \rho_1) \right]^{1/2} \quad \text{Equação 2.14}$$

Em que, g é a aceleração da gravidade, ρ_2 é a massa específica da gota (ou partícula fluida) e d é o diâmetro da gota (ou partícula fluida) [33].

Após a inclusão da constante k (Equação 2.11), obtêm-se a equação de Souders-Brown (Equação 2.15).

$$v = \left[\frac{4gd}{3C_d\rho_1} (\rho_2 - \rho_1) \right]^{1/2} \quad \text{Equação 2.15}$$

Sendo $K = (4gd / 3C_d)^{1/2}$ denominado fator de separação ou velocidade Souders-Brown, a Equação 2.15 pode ser reescrita, obtendo-se a Equação 2.16.

$$v_{\max} = v = K \cdot \sqrt{\left(\frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1}\right)} \quad \text{Equação 2.16}$$

Assim, a velocidade superficial máxima ou velocidade máxima do gás (v_{\max}) no vaso separador pode ser calculada pela Equação 2.16, desenvolvida por Souders e Brown (1934) [33] [29].

Esta equação também é citada pela norma ISO-13631³ e suas variáveis são definidas a seguir:

- K é a velocidade Souders-Brown, sendo de $0,11 \text{ m.s}^{-1}$ para serviços normais sem previsão de escoamento em golfadas, de $0,08 \text{ m.s}^{-1}$ para serviços moderados (vasos instalados entre estágios) e de $0,05 \text{ m.s}^{-1}$ para serviços críticos (vasos de sucção).
- ρ_2 é a massa específica da gota e ρ_1 é a massa específica do gás, nas condições de operação (kg.m^{-3}).
- v_{\max} : velocidade máxima do gás no vaso separador (m.s^{-1}).

A velocidade máxima do gás (Equação 2.16) é geralmente corrigida por um fator de segurança, a fim de evitar velocidades próximas ao limite. Sendo assim, é calculada a velocidade de projeto do gás (v_p) conforme equação abaixo:

$$v_p = v_{\max} \cdot (1 - F_1) \quad \text{Equação 2.17}$$

Em que, v_p é a velocidade de projeto do gás [m.s^{-1}] e F_1 é o fator de segurança, em geral igual a 0,2 (20%).

³ ISO-13631: norma que estabelece diretrizes para o projeto de pacotes de compressores alternativos para indústria de gás natural e petróleo.

2.3.2 Projeto do vaso separador

O projeto de vasos separadores verticais pode ser dividido nas seguintes etapas:

- Cálculo do diâmetro interno (ϕ_p);
- Cálculo do comprimento do costado (H_T);
- Cálculo dos diâmetros dos bocais de entrada (ϕ_{Din}) e saída (ϕ_{Dout});
- Eliminador de névoa;
- Dispositivo de entrada;

2.3.2.1 Cálculo do diâmetro interno

O diâmetro interno pode ser calculado por meio da Equação 2.18:

$$\phi_p = \sqrt{\frac{4 \cdot q_v}{\pi \cdot v_p}} + (2 \cdot e) \quad \text{Equação 2.18}$$

Em que, ϕ_p é o diâmetro interno (m), q_v é a vazão volumétrica do gás nas condições de operação ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), v_p é a velocidade de projeto do gás ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) e e é a largura do anel do ENMF ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$), Figura 2.24.

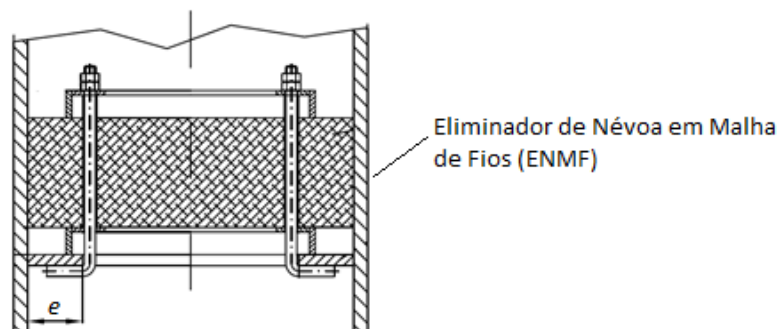


Figura 2.24: Detalhe do suporte do ENMF.

Na prática muitas vezes não é possível projetar o vaso separador com diâmetro igual ao calculado pela Equação 2.18, sendo necessária a escolha de um diâmetro comercial acima deste valor.

Além disso, é necessário considerar o fato de que o eliminador de névoa em malhas de fios (ENMF) opera de forma eficiente em um intervalo de velocidade do gás definida empiricamente pela fabricante. Sendo assim, é recomendado que o diâmetro selecionado esteja dentro de uma faixa entre o diâmetro mínimo (ϕ_{\min}) e o máximo (ϕ_{\max}), calculados pela Equação 2.19 e Equação 2.20, respectivamente.

$$\phi_{\min} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot q_v}{\pi \cdot v_p}\right) \cdot (1 - F_2) + (2 \cdot e)} \quad \text{Equação 2.19}$$

$$\phi_{\max} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot q_v}{\pi \cdot \frac{v_p}{R}}\right) \cdot (1 - F_2) + (2 \cdot e)} \quad \text{Equação 2.20}$$

Em que, F_2 é o fator de segurança em relação à velocidade de projeto do gás ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) e R é a razão de *turndown* (Equação 2.21).

$$R = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \quad \text{Equação 2.21}$$

Sendo, v_{\max} a velocidade máxima e v_{\min} a velocidade mínima do gás.

2.3.2.2 Cálculo do comprimento do costado

O comprimento total do costado (H_T) entre as linhas de tangência é calculado através da seguinte equação:

$$H_T = H_1 + H_2 \quad \text{Equação 2.22}$$

Em que, H_1 é o comprimento entre o nível alto (HLT) e a linha de tangência superior [m], e H_2 é o comprimento entre o nível alto (HLT) e o nível baixo (LLT) [m].

O valor de H_1 pode ser obtido a partir da Tabela 2.2, que apresenta os valores recomendados para os vasos separadores verticais utilizados em CAPs [23].

Tabela 2.2: Valor de H_1 recomendado para vasos separadores verticais [23].

Tipo de Equipamento	Comprimento
Vaso separador sem eliminador de névoa (<i>Vertical knock-out drums</i>)	$H_1 \geq 1,5.D$, mínimo de 2m
Vaso separador com eliminador tipo malha de fio (<i>Vertical wire mesh</i>)	$H_1 \geq D$, mínimo de 1,5m
Vaso separador com eliminador tipo defletores ziguezague (<i>Vertical vane-type</i>)	$H_1 \geq 1\text{m} + \text{altura dos defletores}$
Vaso separador ciclone com entrada tangencial (<i>Cyclones with a tangential inlet</i>)	$H_1 \geq 2,5.D + 1,3 \times \phi_{Din}$ ϕ_{Din} = diâmetro bocal de entrada
Vaso separador ciclone com redemoinho (<i>swirler</i>)	$H_T \geq 4,2D$

O valor de H_2 (Equação 2.23) é definido pela norma API-618 (5ª edição, item 7.8.2.2), que determina um volume na parte inferior capaz de abrigar por 15 minutos a vazão de líquido do escoamento, sem interrupções no sistema [2].

$$H_2 = \frac{4 \cdot (t_{API} \cdot Q_{LIQ})}{\pi \cdot D^2} [m] \quad \text{Equação 2.23}$$

Em que, t_{API} é o tempo (900s) para comportar o volume líquido (s), Q_{LIQ} é a vazão volumétrica do líquido ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) e D é o diâmetro interno adotado (m);

A Figura 2.25 ilustra os comprimentos determinados no projeto de um vaso separador vertical [23].

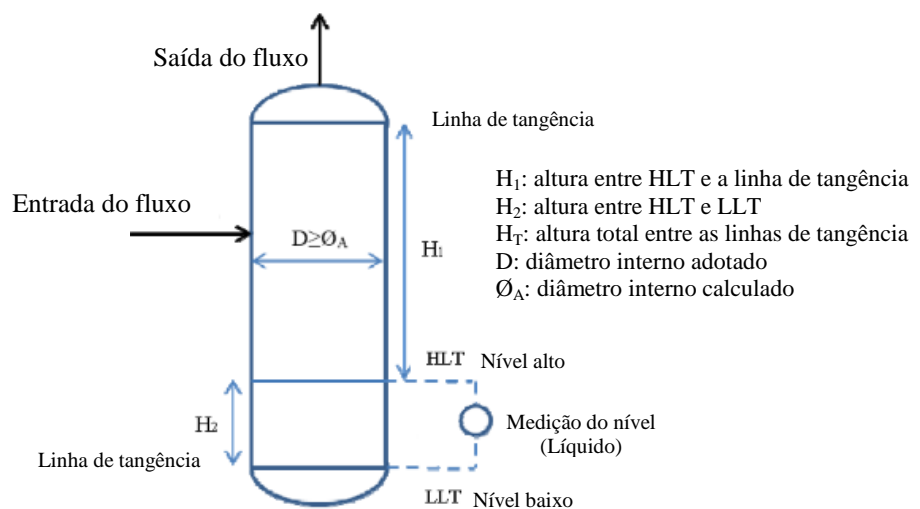


Figura 2.25: Parâmetros de um vaso separador vertical. Adaptado [23].

Os cálculos acima foram propostos no Fórum Europeu de Compressores Alternativos (EFRC, 2013) e apresentam maiores valores para os comprimentos em relação aos usados por fabricantes de CAPs. Contudo, estes cálculos não serão detalhados neste estudo em virtude de proteção da produção intelectual.

2.3.2.3 Cálculo dos diâmetros dos bocais

Em vasos separadores que não possuem dispositivos de entrada é recomendado o uso de um bocal de entrada cujo diâmetro interno pode ser obtido pela Equação 2.24 [23]:

$$\frac{1}{\phi_{Din}^4} \leq \frac{870}{\rho_g \cdot q_v^2} [1.m^{-4}] \quad \text{Equação 2.24}$$

Em que, ϕ_{Din} é o diâmetro interno do bocal de entrada [m], q_v é a vazão volumétrica do gás [$m^3.s^{-1}$] e ρ_g é a densidade do gás [$kg.m^{-3}$] nas condições de operação.

Na prática, o valor do diâmetro interno do bocal de entrada (ϕ_{Din}) é calculado pelo fabricante e, sempre que possível, deve ser equalizado com o diâmetro da tubulação de entrada. Já o diâmetro interno do bocal de saída (ϕ_{Dout}) deve ser igual ao diâmetro interno da tubulação de saída [23].

2.3.2.4 Eliminador de névoa

Os vasos separadores instalados em compressores alternativos do tipo pistão utilizam, em geral, os eliminadores de névoa do tipo defletores em ziguezague (ENDZ) (Figura 2.7-a) e do tipo malha de fios ou malha tricotada (ENMF) (Figura 2.7-b).

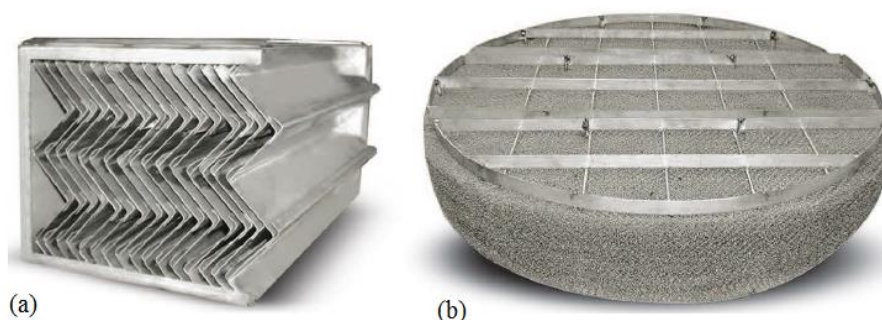


Figura 2.26: Eliminador de névoa do tipo: (a) defletor ziguezague (ENDZ) e (b) malha de fios (ENMF). Adaptado (PENTANE).

Os eliminadores de névoa são projetados de forma empírica, sendo os ensaios realizados pelo próprio fabricante. Sendo assim, não existem normas que regulamentam o projeto e operação destes componentes.

O ENDZ consiste em um conjunto de lâminas paralelas com geometria em ziguezague, cuja principal função é promover a mudança de direção do escoamento de gás, possibilitando assim a colisão das gotas líquidas com a superfície das lâminas e a consequente captura das mesmas. Por isso, é usado em aplicações com elevada presença de impurezas, nas quais o ENMF não é recomendado. Contudo, o ENDZ possui uma menor eficiência de remoção de gotas líquidas comparado ao ENMF.

O mecanismo de coleta do ENDZ é por impactação inercial, o qual consiste no uso de forças inerciais e de impacto entre as gotas líquidas, o fluxo de gás e os corpos de choque (Figura 2.27).

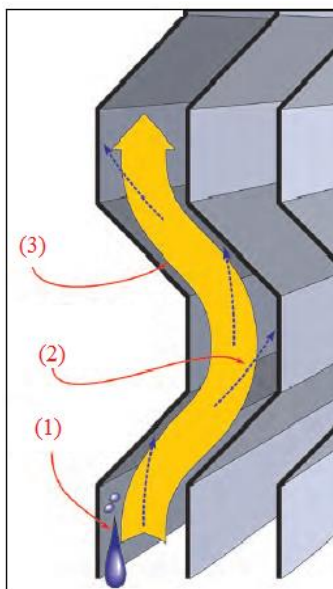


Figura 2.27: Mecanismo de coleta por impactação inercial no ENDZ. Adaptado [36].

Como pode ser observado no ponto 1 (Figura 2.27-a), as gotas com maior diâmetro, cuja força gravitacional excede a força de arrasto, ao se chocarem com o ENDZ são direcionadas à parte inferior do vaso pela ação da força gravitacional.

As gotas de menor diâmetro continuam o seu movimento linear até colidirem na parede do defletor (ponto 2 da Figura 2.27-a). Estas gotas tendem a aumentar o seu diâmetro devido ao processo de coalescência, após a colisão com outras gotas. O resultado é a remoção das mesmas pela ação da força gravitacional.

As gotas remanescentes, por sua vez, são arrastadas pelo fluxo do gás e continuam o seu trajeto até a colisão em outras regiões do defletor (ponto 3 da Figura 2.27-a), aderindo à

superfície do mesmo, por impactação direta, e sendo removida também pela ação da força gravitacional. Estes processos continuarão até a remoção das gotas líquidas.

O eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) consiste em uma malha de fios tricotada cuja eficiência de remoção de gotas é influenciada por parâmetros como: o diâmetro do fio, o espaço entre os fios, a velocidade do gás, a densidade relativa entre as fases líquida e gasosa, a viscosidade do gás e, por fim, a densidade e a espessura da malha em fios. A Figura 2.28 mostra três tipos de ENMFs comumente encontrados no mercado.

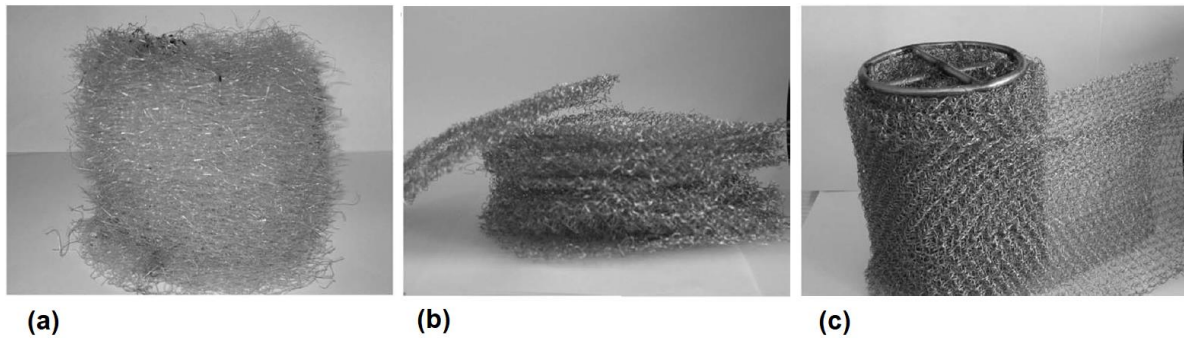


Figura 2.28: ENMF com malha: (a) aleatória, (b) em camadas e (c) em rolos [37].

De modo semelhante ao mecanismo do ENDZ, a gota com maior diâmetro enfrenta dificuldade em contornar o fio da malha no eliminador ENMF. Assim, a mesma colide na superfície do fio e com outras gotas, sendo removida por sedimentação gravitacional (ponto 1 da Figura 2.29).

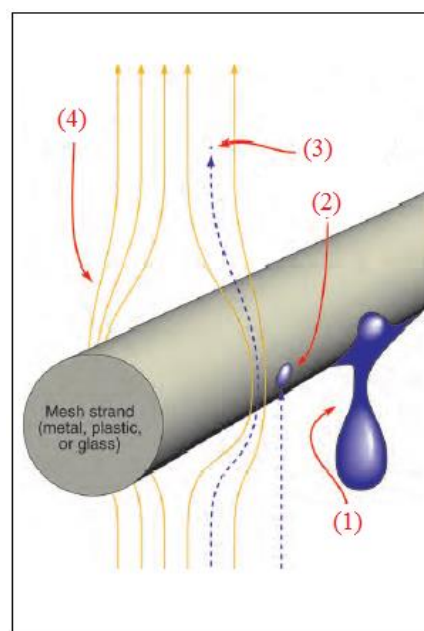


Figura 2.29: Mecanismo de coleta por impactação inercial no ENMF. Adaptado [36].

No ponto 2 (Figura 2.29) a gota com diâmetro intermediário adere à superfície do fio, podendo sofrer coalescência caso colida com outras gotas. O que então possibilitará a sua remoção.

No ponto 3 (Figura 2.29) a gota com menor diâmetro consegue contornar a superfície do fio. Contudo, a mesma poderá colidir contra os demais fios presentes na malha, e com isso sendo também removida do fluxo de gás. O ponto 4 (Figura 2.29), por fim, ilustra a linha de escoamento do gás.

A empresa AMISTCO[®] avaliou a variação da perda de carga em função da velocidade do ar e da carga de gotas de água de um escoamento bifásico. Para isto, foram realizados vários experimentos com um eliminador ENMF modelo TM-1109. A Figura 2.30 e a Figura 2.31 demonstram os resultados obtidos por esta pesquisa.

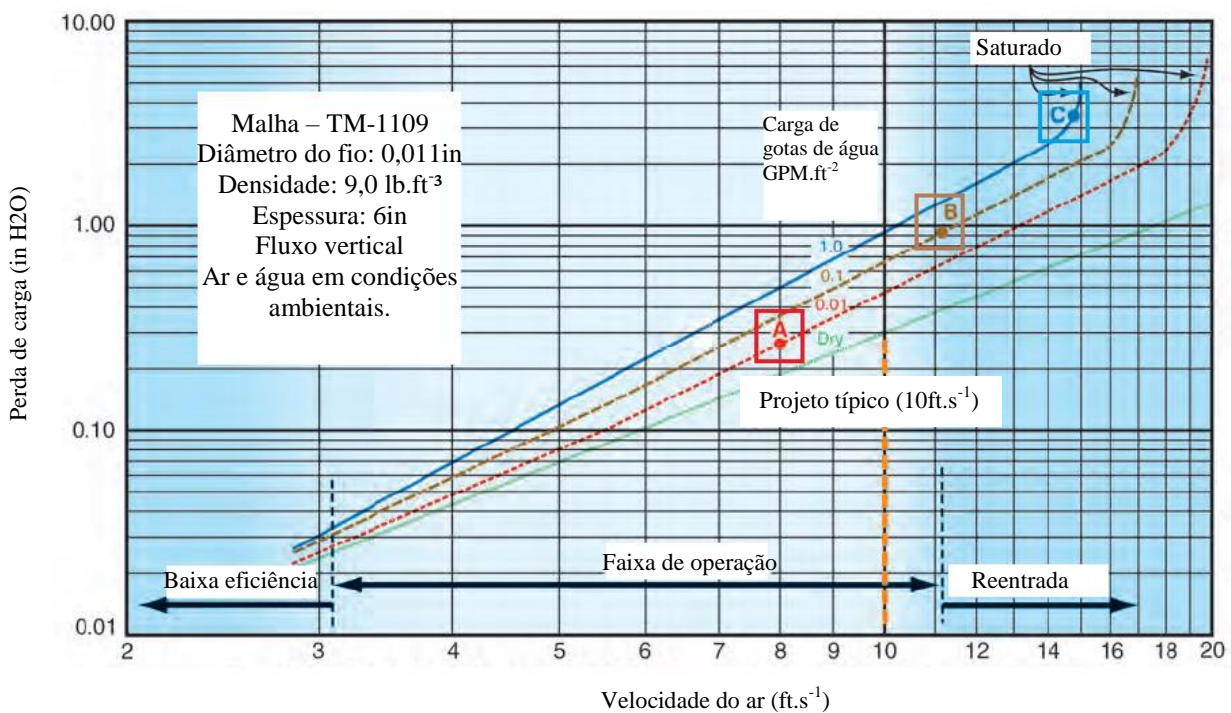


Figura 2.30: Variação da perda de carga em função da velocidade do ar e da carga de gotas de água em um ENMF modelo TM-1109. Adaptado [36].

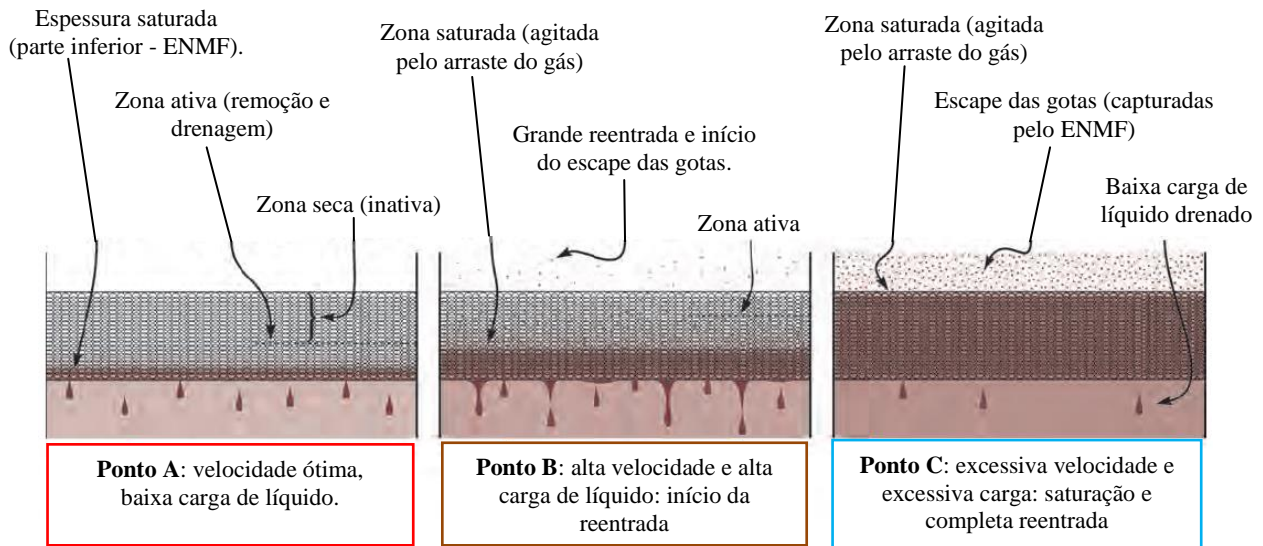


Figura 2.31: Pontos de operação do ENMF. Adaptado [36].

No ponto A da Figura 2.30 e da Figura 2.31, têm-se o ponto ótimo de operação do ENMF, com o gás a $8,0 \text{ ft.s}^{-1}$ ($2,44 \text{ m.s}^{-1}$) e baixa carga de gotas. Nesta condição as gotas são capturadas na parte inferior e o restante do ENMF permanece seco.

Para velocidade do gás acima de $3,35 \text{ m.s}^{-1}$, com a carga de gotas constante, nota-se o aumento da espessura saturada no ENMF, devido ao arraste promovido pelo fluxo de gás (ponto B - Figura 2.30 e Figura 2.31). É neste ponto também que se inicia o processo de entrada, ou seja, escape de gotas do ENMF.

Ao se atingir a condição extrema (ponto C da Figura 2.30 e Figura 2.31), caracterizada por alta velocidade (acima de $4,57 \text{ m.s}^{-1}$) e elevada carga de gotas, tem-se a completa saturação do ENMF, resultando em grande escape de gotas.

Diante do exposto, pode-se afirmar que os pontos B e C, com velocidade do gás acima da máxima calculada no projeto, estão susceptíveis ao arraste de gotas para dentro do cilindro do CAP.

2.3.2.5 Projeto do dispositivo de entrada

Segundo Bothamley (2013), o dispositivo de entrada promove uma melhor distribuição de velocidade ao montante do eliminador de névoa e minimiza o cisalhamento de gotas. Estes fatores contribuem para a maximização da eficiência de remoção de gotas da fase gasosa, pois impedem a concentração do escoamento em alta velocidade na malha do eliminador de névoa, assim como a geração de gotas de menor diâmetro (mais difíceis de serem removidas do fluxo) [3]. A Figura 2.32 ilustra alguns projetos de dispositivos de entrada industriais em equipamentos horizontais.

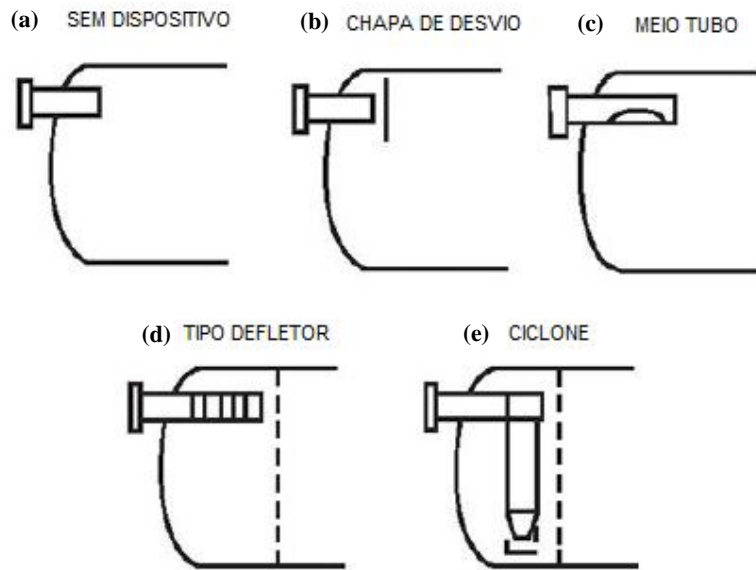


Figura 2.32: Configurações de vasos horizontais: (a) sem dispositivo de entrada, (b) com dispositivo de entrada tipo chapa de desvio, (c) tipo meio tubo, (d) tipo defletor e (e) tipo ciclone [3].

Os vasos separadores de compressores alternativos do tipo pistão (CAPs) operam usualmente com as configurações (a) e (b) apresentadas na Figura 2.32. A configuração com o dispositivo de entrada tipo chapa de desvio é construída em vasos verticais por meio da soldagem de uma chapa plana ou meio tubo com inclinação de 45° (Figura 2.33).

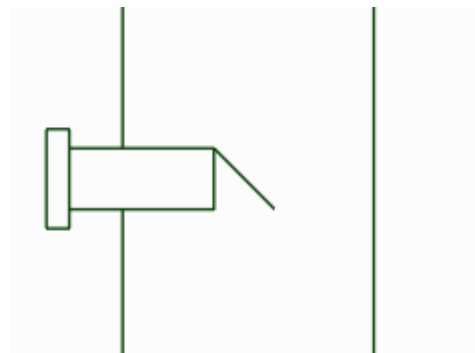


Figura 2.33: Dispositivo de entrada tipo chapa de desvio plana em vasos separadores verticais.

A seleção dos dispositivos de entrada é realizada usualmente em função do momento de entrada (ou pressão dinâmica), que sinaliza a capacidade do dispositivo em reduzir a velocidade do escoamento de entrada e proporcionar condições favoráveis à separação das fases [3]. O cálculo do momento de entrada pode ser obtido através da Equação 2.25.

$$M_e = \rho.V^2 \quad \text{Equação 2.25}$$

Em que ρ é a densidade da fase contínua e V é a velocidade de entrada da fase contínua.

A Tabela 2.3 descreve os valores limites para o momento de entrada de diferentes dispositivos de entrada e podem ser usados como uma primeira aproximação para seleção.

Tabela 2.3: Valores limites de momento de entrada para dispositivos de entrada [3].

Tipo de Dispositivo de Entrada	Momento de Entrada Máximo $\rho.V^2$ [lb.ft ⁻¹ .s ⁻²]
Sem dispositivo de entrada	700
Tipo chapa de desvio (<i>diverter plate</i>)	950
Tipo meio tubo (<i>half-pipe</i>)	1.400
Tipo defletor (<i>vane type</i>)	5.400
Tipo ciclone (<i>cyclonic</i>)	10.000

Segundo Bothamley (2013), a avaliação dos dispositivos de entrada em função do momento de entrada é imprecisa, e ainda necessita de mais estudos. Contudo, na prática os valores de momento acima dos descritos na Tabela 2.3 podem resultar em maiores forças de arrasto do gás, menores diâmetros de gotas e, em consequência, piores condições de separação.

Em uma situação ideal, a velocidade da fase contínua (gás) na seção interna de um vaso separador vertical deverá ser distribuída uniformemente, sendo o valor da velocidade calculada a partir da Equação 2.25.

$$V_i = \frac{Q_e}{A_i} \quad \text{Equação 2.26}$$

Em que V_i é a velocidade do gás (m.s⁻¹), Q_e é a vazão volumétrica de entrada (m³.s⁻¹) e A_i é a área interna da seção transversal do vaso (m²).

Contudo, o perfil de velocidade real apresenta grande variação ao longo da seção transversal com regiões de alta e baixa velocidade de gás (Figura 2.34). Nesse sentido, é fundamental quantificar a distribuição da velocidade na seção transversal do equipamento à jusante do dispositivo de entrada, a fim de identificar a sua capacidade de uniformização.

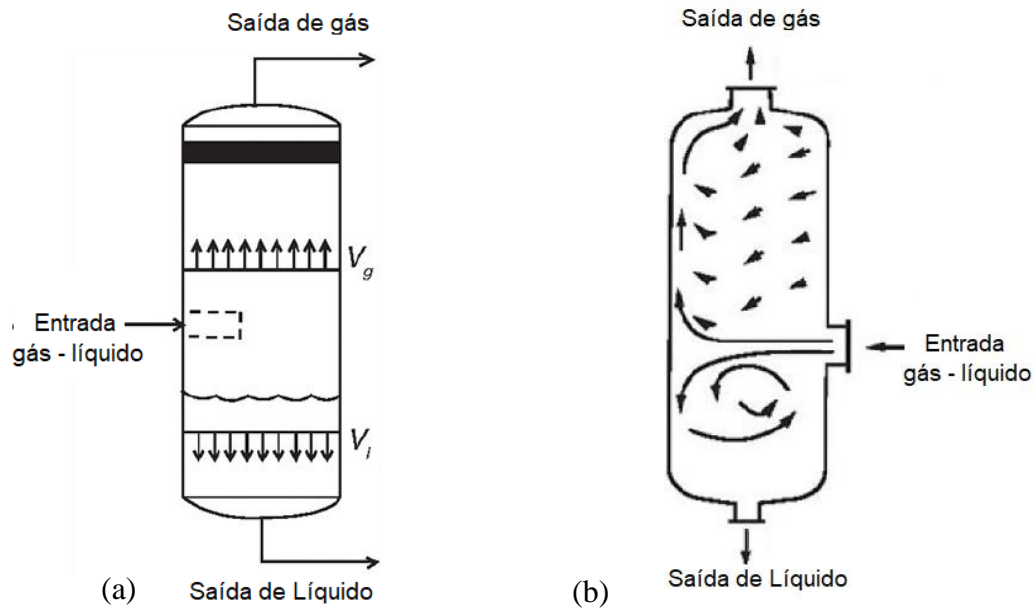


Figura 2.34: Perfil de velocidade ideal (a) e real (b) [3].

Bothamley (2013) ainda avaliou dispositivos de entrada a partir da razão entre a velocidade real e a velocidade média do gás, chamada de fator F (Figura 2.35) [3].

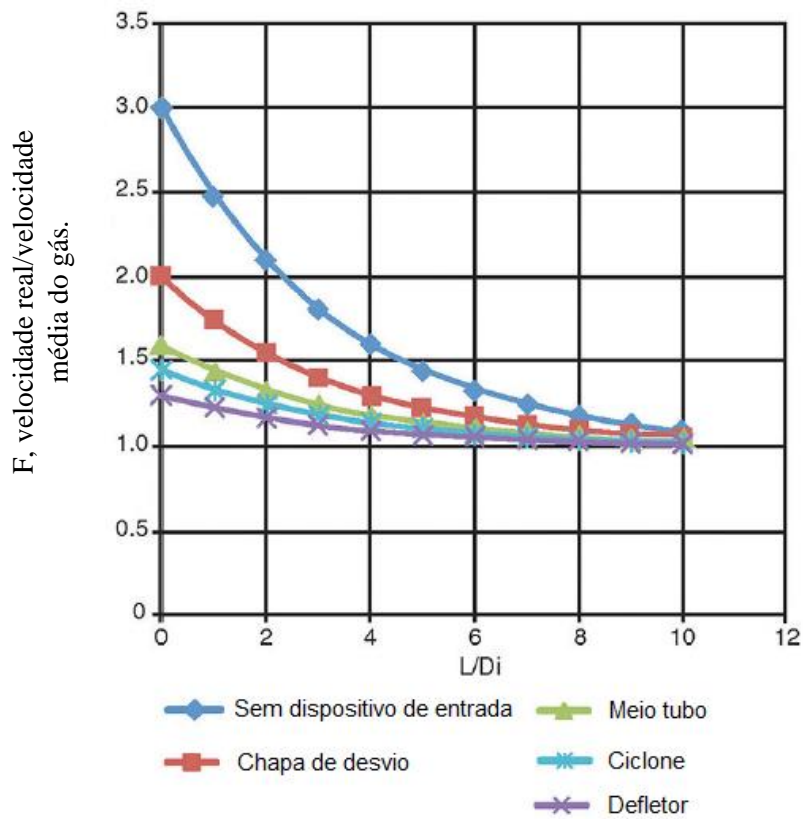


Figura 2.35: Efeito do dispositivo de entrada nos perfis de velocidade a jusante [3].

Os valores de F maiores que 1,0 (Figura 2.35) indicam a existência de áreas não utilizadas pelo fluxo da seção transversal, como pode ser visualizado na Figura 2.36.

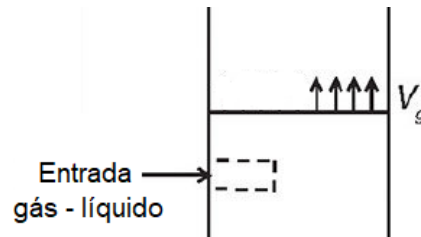


Figura 2.36: Representação de perfil de velocidade com fator $F > 1$. Adaptado [3].

A simulação numérica CFD permite a análise das linhas de corrente e dos perfis de velocidade em várias posições do equipamento, considerando os efeitos de parede (cisalhamento) e de turbulência, sendo, portanto, uma boa ferramenta para avaliação de dispositivos de entrada.

Assim, o presente estudo utilizará a simulação numérica CFD para obtenção dos perfis de velocidade em um vaso separador vertical. Sendo estes quantificados a partir do coeficiente de variação (Equação 2.27), que tem sido amplamente usado na área de processo químico para avaliação de recheios, bandejas e outros dispositivos de distribuição em torres de destilação e absorção [38-45].

$$C_v = \left[\frac{1}{A_t} \sum_{i=1}^N A_i \left(\frac{u_i - \bar{u}}{\bar{u}} \right)^2 \right]^{0.5} \quad \text{Equação 2.27}$$

Em que, \bar{u} é a velocidade média global ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) dentro do vaso separador definida por:

$$\bar{u} = \frac{1}{A_t} \sum_{i=1}^N A_i u_i \quad \text{Equação 2.28}$$

A_t é a área total da seção transversal (m^2) do vaso separador, A_i é a área de cada elemento e u_i é a velocidade local do elemento.

O valor de C_v se aproxima de zero quando o perfil de velocidade se aproxima do perfil uniforme ideal.

Bothamley (2013) descreve, ainda em seu estudo, a eficiência de remoção do líquido e o fator de mudança na distribuição do tamanho da gota em função do momento de entrada (M_e) para diferentes dispositivos de entrada (Figura 2.37).

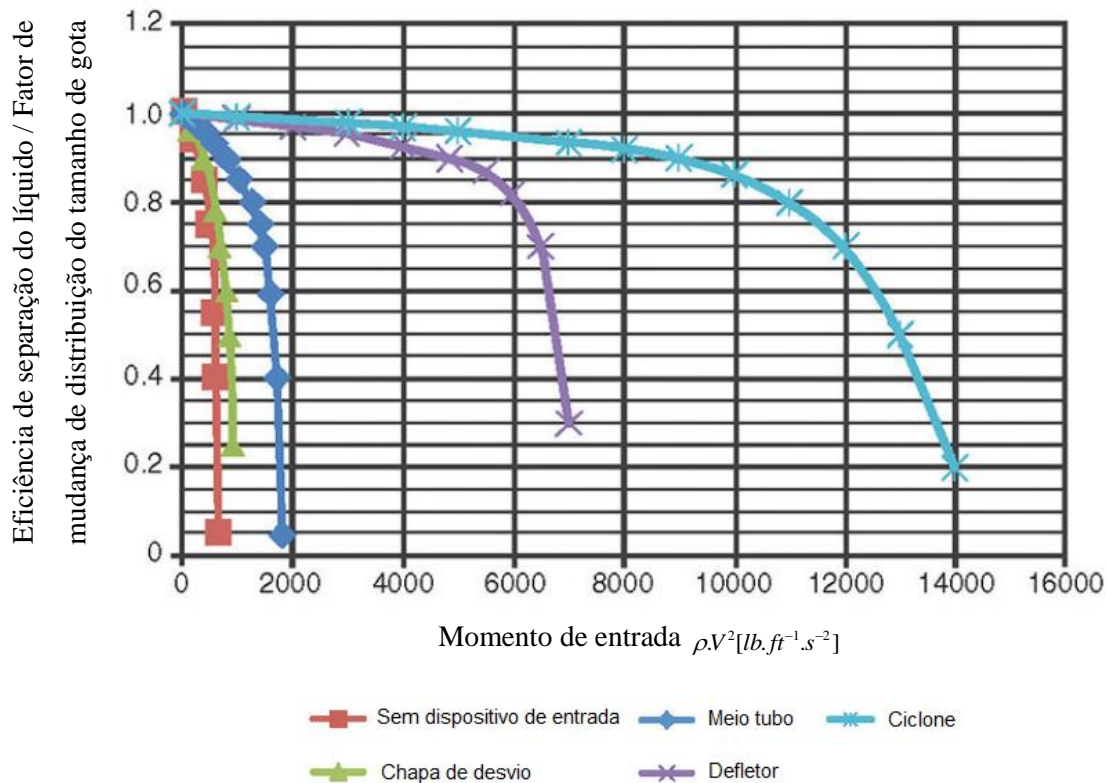


Figura 2.37: Eficiência de separação do líquido e efeitos no tamanho das gotas para diferentes dispositivos de entrada [3].

Na Figura 2.37, o líquido não removido encontra-se em forma de gotas na seção de sedimentação gravitacional, ou seja, após o dispositivo de entrada. Assim, o decréscimo na eficiência de separação de líquido com o aumento no momento de entrada (M_e), segundo o autor, pode ser explicado pelos seguintes fatores: (i) maior fração de líquido na forma de gotas arrastadas pelo gás, (ii) aumento na geração de gotas devido ao cisalhamento entre o gás e o filme líquido e (iii) menor diâmetro de gotas gerado devido à alta velocidade do gás.

Ao analisarmos o vaso separador sem o dispositivo de entrada, configuração bastante comum em CAPs, considera-se como uma boa aproximação que as gotas arrastadas pelo gás na entrada do bocal estarão presentes na entrada da seção de sedimentação gravitacional (Figura 2.23), enquanto o filme líquido de entrada será direcionado à seção de acumulação (Figura 2.23).

Contudo, a presença do dispositivo de entrada no vaso separador em CAPs modifica este panorama. Isso porque ele possibilita a coalescência de uma parcela das gotas

arrastadas pelo gás no filme líquido, a geração de novas gotas líquidas em decorrência dos efeitos de cisalhamento e turbulência entre as fases e, por fim, a alteração na distribuição do tamanho de gotas a jusante do dispositivo de entrada [3]. Esses efeitos citados ainda carecem de dados para quantificação, pois não estão descritos de forma precisa para os diferentes tipos de dispositivos.

2.4 Estado da Arte em Simulações Numéricas

As simulações numéricas são de grande importância no meio industrial e de projetos, por permitir recriar situações experimentais, e assim proporcionar economia de tempo, de mão-de-obra, de materiais e de recursos financeiros.

As pesquisas de domínio público que utilizam a análise experimental e a simulação numérica, de modo geral, se concentram na avaliação de projeto de distribuidores, bandejas, recheios estruturados e recheios randômicos (presentes em torres de destilação e de absorção), empregados na área de processos químicos industriais.

Amini e colaboradores (2017), em sua pesquisa, realizaram estudos experimentais e simulações numéricas CFD que permitiram avaliar o desempenho de recheios estruturados de alta capacidade típicos de torres de destilação e absorção [46]. Ainda nesta linha têm-se outros estudos como o de Fernandes e colaboradores (2008), de Said e colaboradores (2011) e de Qi e colaboradores (2017) [47-50].

As pesquisas em sua grande maioria são voltadas a equipamento de grande porte, como as torres de destilação e absorção.

Nesta linha de pesquisa está o trabalho realizado por Wehrli e colaboradores (2003). Os autores avaliaram três dispositivos de entrada empregados em colunas (ou torres) de separação por meio de simulação numérica CFD e demonstraram que o dispositivo de entrada do tipo caracol (*vapor horn*) possibilitou a melhoria na distribuição de velocidade vertical nas seções internas do equipamento [51].

Haghshenasfard e colaboradores (2007) [52], por sua vez, avaliaram a qualidade de distribuição do escoamento bifásico em torres (ou colunas) recheadas utilizando a simulação numérica CFD e a análise experimental. Os resultados apresentados mostram uma boa correlação entre os dados experimentais e por simulação numérica CFD.

Mais recentemente, Bansal e colaboradores (2014) analisaram um dispositivo de entrada do tipo defletor (*vane type*) também por simulação numérica CFD. Os autores concluíram que o dispositivo apresenta bons resultados quanto à capacidade de redução da

velocidade de entrada e de melhoria na distribuição de velocidade nas seções internas do equipamento simulado [53].

Zadghaffari e colaboradores (2014), por sua vez, realizaram simulação numérica CFD em duas versões do dispositivo de entrada do tipo defletor (*vane type*), também denominado *Schoepentoeter*. Eles examinaram o escoamento bifásico ar e água e evidenciaram que o uso da nova versão do dispositivo proporcionou melhores resultados na distribuição do escoamento e na separação da água presente no escoamento de ar, quando comparado ao modelo antigo [54].

A Tabela 2.4 descreve as principais patentes de projeto de dispositivos de entrada comercializados atualmente no mercado pela indústria de processos químicos.

Tabela 2.4: Patentes de dispositivos de entrada.

Tipo do Dispositivo	Inventor
Defletor (<i>Vane type/Schoepentoeter/Evenflow</i>)	Shell International Research (1968) [55]
Placa Orifício (<i>Orifice baffle</i>)	Moser (2002) [56]
Árvore (<i>Tree type</i>)	Davies e colaboradores (2003) [57]
Ciclone com dispositivo <i>swirl</i> (<i>Cyclone with swirl device</i>)	Christiansen e colaboradores (2006) [58]
Defletor em conjunto com distribuidor (<i>Vane type w/ distributor</i>)	Larnholm e colaboradores (2005) [59]
Defletor em tubo (<i>Vane type in tube</i>)	Bambara (2014) [60]
Defletor com vigas internas (<i>Vane type w/ inner beam</i>)	Nieuwoudt (2017) [61]

Contudo, as pesquisas que empregam o uso de simulação numérica CFD, especificamente na avaliação de projeto de dispositivos de entrada para vasos separadores de compressores alternativos do tipo pistão (CAPs), ainda são escassos na literatura. Isso devido, em grande parte, ao sigilo estabelecido por fabricantes destes equipamentos. Assim, o presente trabalho visa contribuir para um melhor entendimento do uso de vasos separadores em CAPs por análise de CFD.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo apresenta a metodologia numérica utilizada para avaliação de vasos separadores de compressores alternativos do tipo pistão (CAPs). Sendo o escoamento de ar e o escoamento bifásico de ar e gotas de água adotados como uma hipótese simplificadora para os escoamentos reais em unidades compressoras.

3.1 Metodologia numérica

As simulações numéricas CFD foram realizadas no Laboratório do Grupo de Análise e Modelagem de Sistemas e Equipamentos (GAMSET-UFGM). O computador utilizado nesta pesquisa possui as seguintes características: processador Intel (R) Core (TM) i5-3570 de 3.4 GHz com quatro núcleos de processamento real, 8,0 GHz de memória RAM e 512GB de memória física. As simulações levaram, para convergência numérica, de 28 minutos para uma malha com 86.000 de nós e 2 dias para uma malha com aproximadamente 2.000.000 de nós.

3.1.1 Modelos de vasos separadores

Com o intuito de avaliar o dispositivo de entrada proposto neste trabalho, foram considerados na simulação numérica CFD os vasos: sem o dispositivo de entrada, com dispositivo de entrada do tipo tubo defletor e com dispositivo de entrada proposto.

Os vasos analisados possuem as mesmas dimensões, as quais foram calculadas a partir dos dados da Tabela 3.1. Os valores da vazão volumétrica do ar, da vazão mássica de água, da temperatura do ar e da densidade do ar foram determinados a partir dos recursos disponíveis em laboratório. Os demais parâmetros adotados foram os usualmente empregados na prática industrial.

Tabela 3.1: Dados de entrada para cálculo dos vasos separadores.

Parâmetro	Valor
Vazão volumétrica de ar [m ³ .s ⁻¹]	0,07
Vazão mássica de água [kg.s ⁻¹]	2,78 x 10 ⁻³
Temperatura de entrada de ar [°C]	25,0
Densidade do ar [kg.m ⁻³]	1,07
Densidade da água [kg.m ⁻³]	997,0
Relação <i>turndown</i> [-] ⁴	4
Fator de Segurança F ₁ [-]	20%
Fator de Segurança F ₂ [-]	20%
Largura do anel do ENMF [mm]	50
Espessura do anel do ENMF [mm]	3,0
Fator-K Souders-Brown [m.s ⁻¹]	0,11

A velocidade mínima do ar (v_{\min}), a velocidade de projeto do ar (v_p), a velocidade máxima do ar (v_{\max}), e os diâmetros mínimo (ϕ_{\min}), máximo (ϕ_{\max}) e o recomendado (ϕ_p) foram calculados por meio das equações descritas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros calculados dos vasos separadores

Parâmetro	Valor	Referência
Velocidade mínima do ar [m.s ⁻¹]	0,81	Equação 2.21
Velocidade de projeto do ar [m.s ⁻¹]	2,60	Equação 2.17
Velocidade máxima do ar [m.s ⁻¹]	3,25	Equação 2.16
Diâmetro interno mínimo [mm]	265,5	Equação 2.19
Diâmetro interno recomendado [mm]	285,0	Equação 2.18
Diâmetro interno máximo [mm]	431,0	Equação 2.20

O diâmetro interno escolhido para vaso separador foi de 400 mm, visando facilitar o manuseio do protótipo no laboratório, em possíveis pesquisas futuras. A velocidade média do ar na seção interna dos vasos foi calculada (Equação 2.18), obtendo-se o valor de 0,99 m.s⁻¹.

⁴ Razão entre a vazão volumétrica máxima e mínima, sendo o valor igual a 4 recomendado pela fabricante AMISTICO.

O eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) foi incluído nos vasos separadores como um corpo poroso, o qual impõe uma perda de carga ao escoamento de ar e ao escoamento bifásico de ar e gotas de água de acordo com a Equação 3.1, denominada equação de Hazen-Dupuit-Darcy [51] [37].

$$\frac{\Delta P}{h} = \frac{\mu}{K} \cdot v + C \cdot \rho \cdot v^2 \quad \text{Equação 3.1}$$

Em que:

- ΔP , perda de carga na direção vertical (Pa);
- h , espessura do eliminador de névoa em malha de fios (m);
- μ , viscosidade dinâmica do ar (Pa.s);
- ρ , densidade do ar (kg/m³);
- v , velocidade do ar (m/s);
- K e C são coeficientes adimensionais obtidos experimentalmente;

Os parâmetros técnicos de eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) podem ser visualizados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Parâmetros técnicos do eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) [37].

Parâmetro do ENMF (Em rolos)	Valor
Espessura do ENMF [mm]	152,40
Diâmetro do fio [mm]	0,27
Densidade da malha [kg.m ⁻³]	186,9
Área superficial específica [m ² .m ⁻³]	267
Porosidade [%]	98
Fator K ⁵ [m ²]	2,60 x 10 ⁻⁷
Fator C ⁵ [m ⁻¹]	63

O comprimento dos vasos e os diâmetros dos bocais de entrada (ϕ_{Din}) e de saída (ϕ_{Dout}) foram calculados considerando: Equação 2.22, Equação 2.23, Equação 2.24 e a Tabela 2.2. Os valores obtidos para estes parâmetros estão descritos na Figura 3.1.

⁵ K e C representam os coeficientes adimensionais encontrados experimentalmente para o ENMF na pesquisa de Helsor e colaboradores (2007).

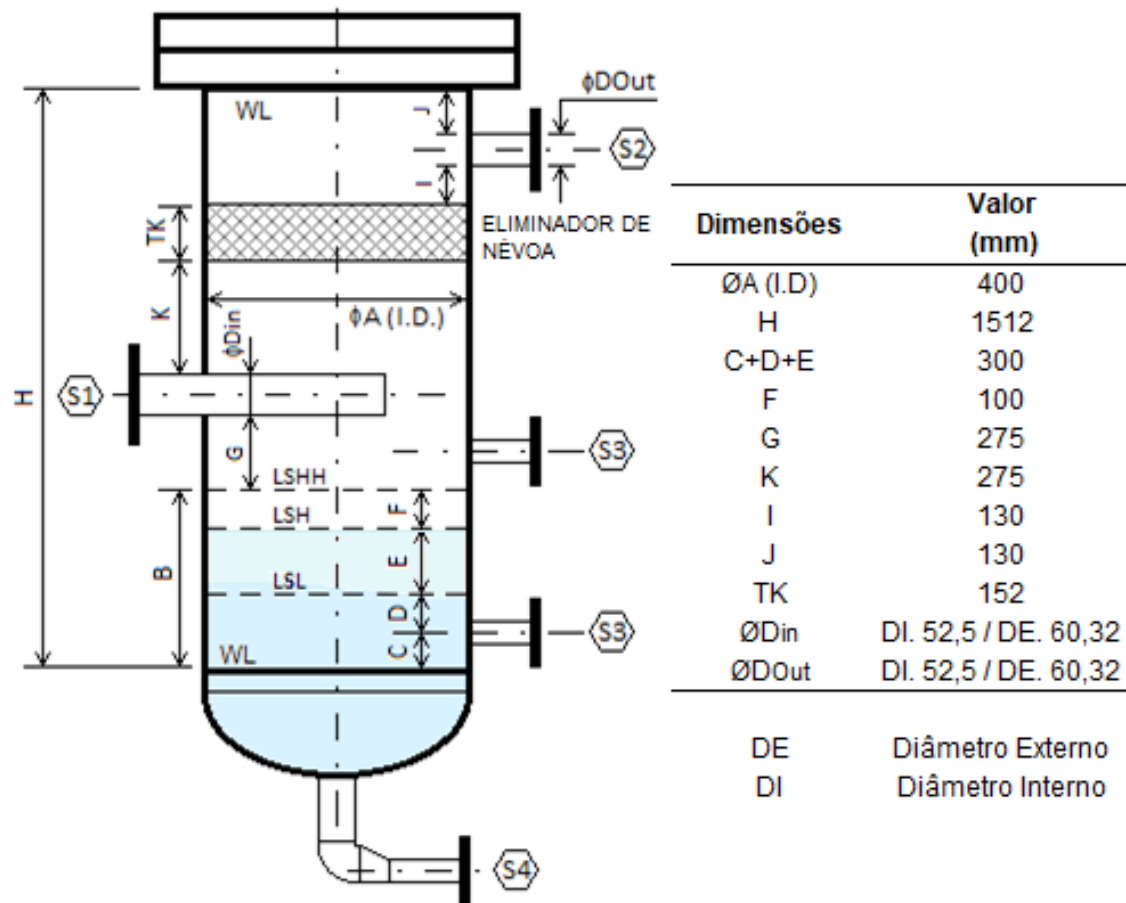


Figura 3.1: Dimensões dos modelos de vasos separadores.

Na prática, o eliminador de névoa malha de fios (ENMF) é fixado internamente nos vasos por meio de um anel, como visualizado na Figura 2.24. Assim, foram gerados seis modelos para as simulações de escoamento de ar e para as simulações de escoamento bifásico de ar e gotas de água.

Tabela 3.4: Modelos de vasos separadores para as simulações numéricas CFD.

Escoamento	Modelos	
	ENMF sem Anel	ENMF com Anel
Ar	VSDE, VCDET e VCDEP	VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A
Ar e gotas de água	VSDE, VCDET e VCDEP	VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A

As dimensões dos modelos de vasos separadores (sem anel) VSDE, VCDET e VCDEP são representadas na Figura 3.2 e dos modelos (com anel) VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A na Figura 3.3.

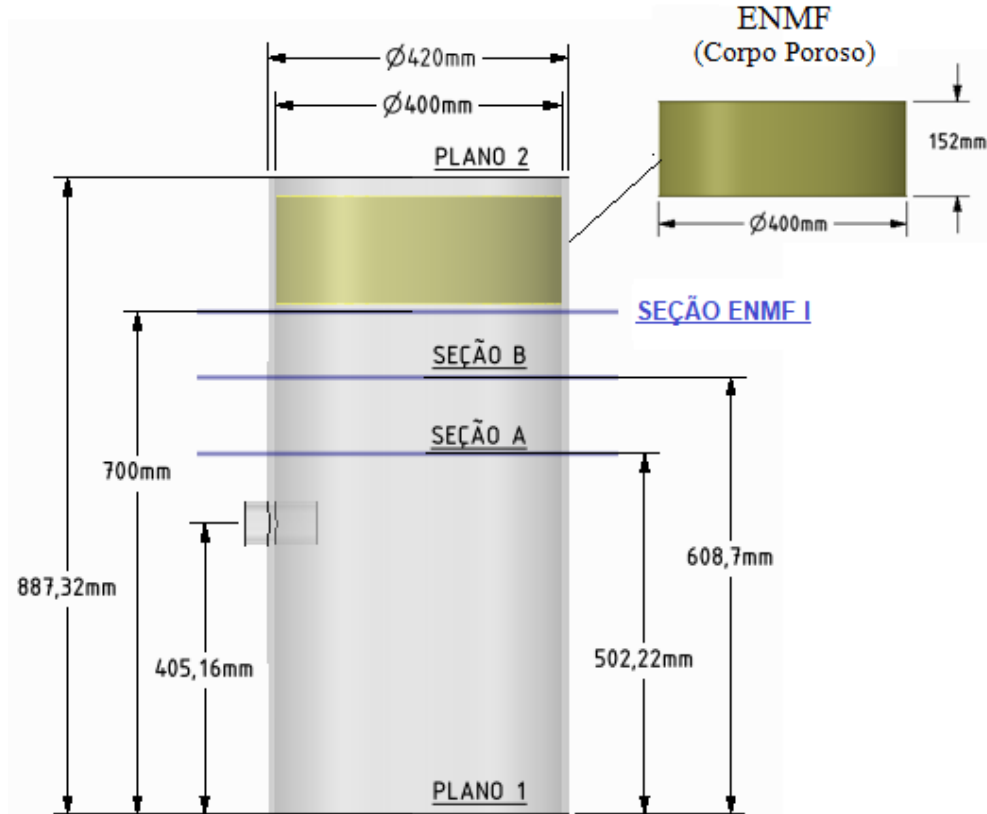


Figura 3.2: Modelos de vasos separadores (sem anel) VSDE, VCDET e VCDEP.

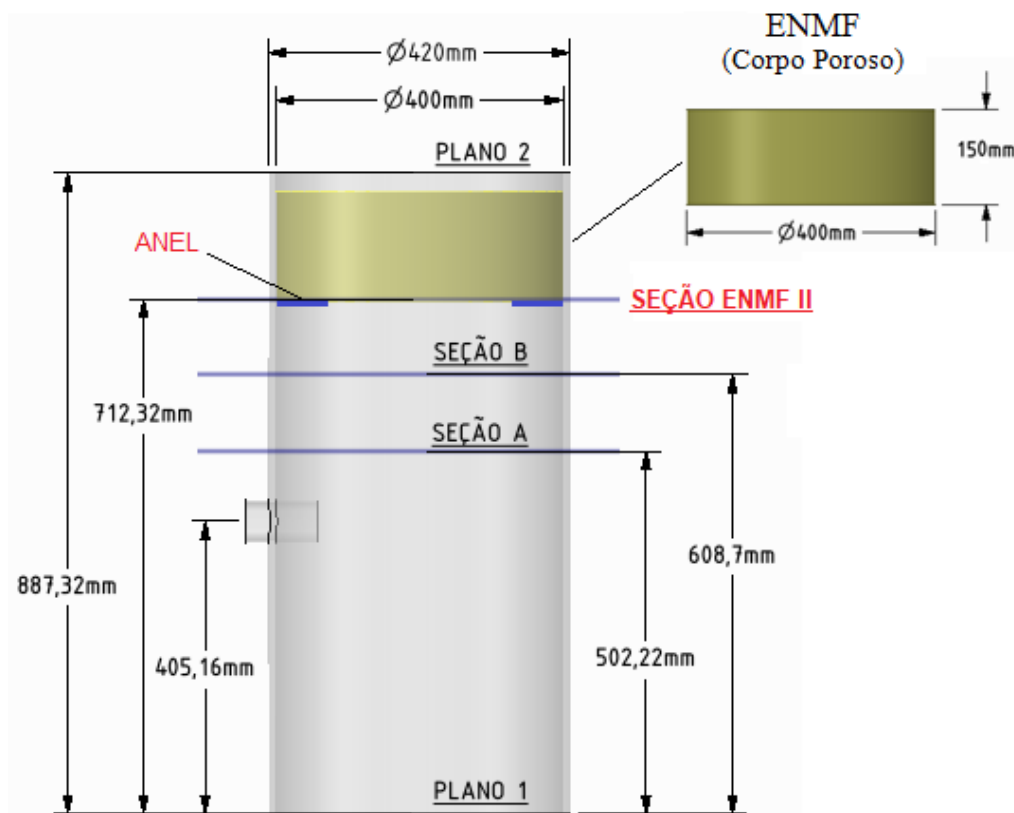


Figura 3.3: Modelos de vasos separadores (com anel) VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

3.1.2 Geometria do dispositivo de entrada proposto

A geometria do dispositivo de entrada, proposto neste trabalho, considerada na simulação numérica CFD, baseou-se no projeto de um difusor de entrada em “V” (*V-baffle inlet diffuser*) e de um dispositivo de entrada do tipo defletor (*vane type inlet device*). As dimensões, por sua vez, foram arbitradas e ajustadas no modelamento geométrico em software CAD comercial (Figura 3.4).

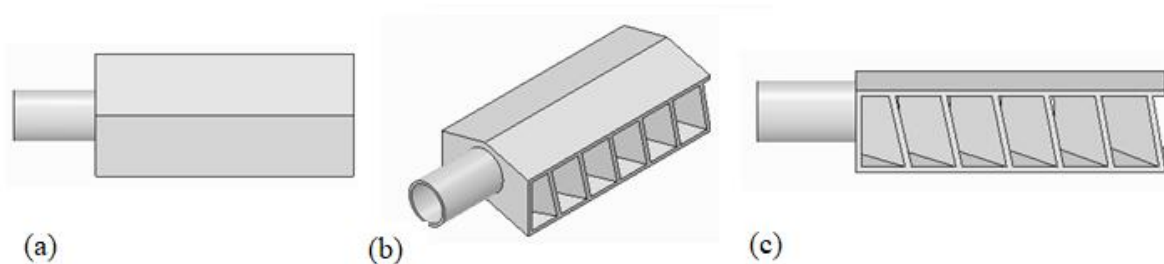


Figura 3.4: Dispositivo de entrada proposto: (a) vista de topo, (b) vista isométrica e (c) vista lateral.

Na Figura 3.5 são apresentados os modelos de vasos separadores (sem anel) VSDE, VCDET e VCDEP e na Figura 3.6 são apresentados os modelos (com anel) VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

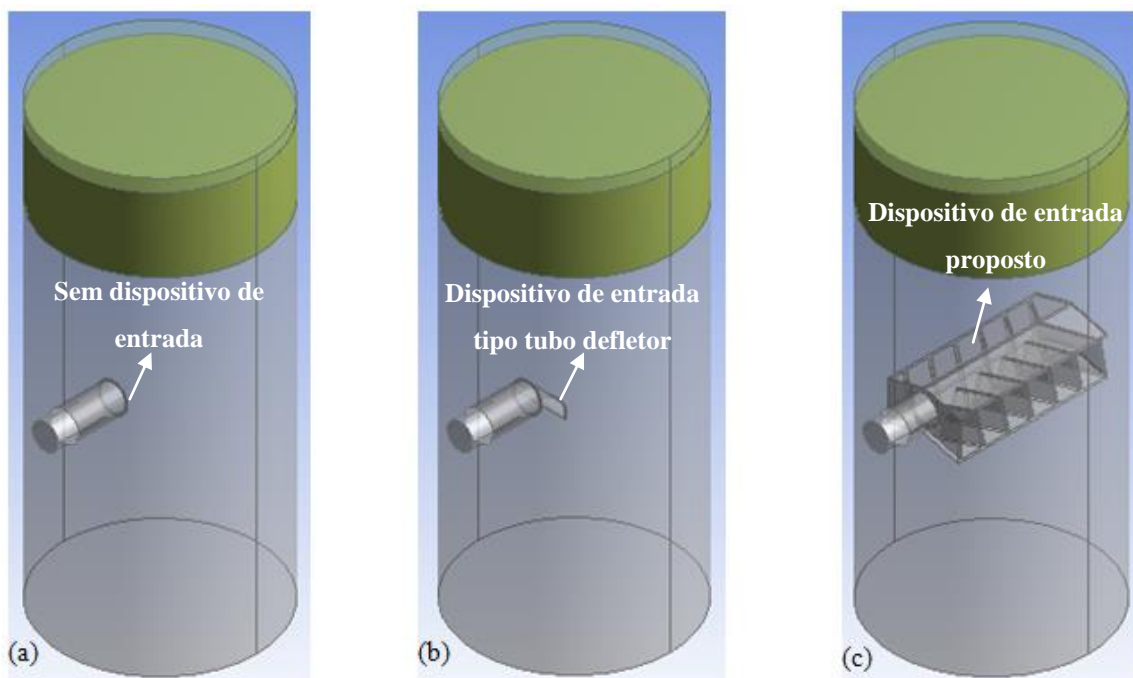


Figura 3.5: Modelos de vasos separadores (sem anel): (a) VSDE , (b) VCDET e (c) VCDEP.

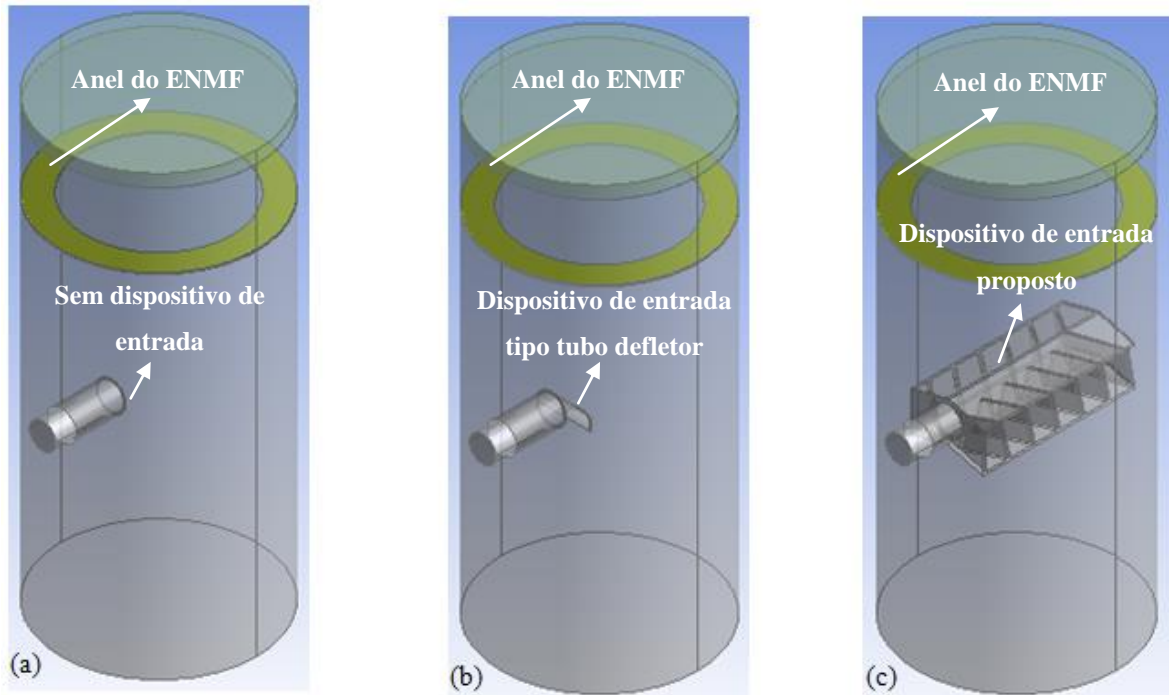


Figura 3.6: Modelos de vasos separadores (com anel): (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.

3.1.3 Modelagem matemática

O software ANSYS CFX[®] foi usado nas simulações numéricas CFD desenvolvidas neste estudo. Este programa emprega o método dos volumes finitos (MVF) para resolução das equações que governam o escoamento de fluidos e a transferência de calor [62, 63].

3.1.3.1 Equações governantes

As equações governantes formam as bases matemáticas do princípio físico para o escoamento de fluidos. Estas equações representam as leis físicas para a conservação de massa para um volume de controle e para a conservação da quantidade de movimento (i.e. 2^a Lei de Newton) [64].

Equação da Continuidade

Em um volume de controle, para conservação da massa é necessário que a taxa de aumento da massa em um elemento fluido seja igual à taxa líquida de fluxo de massa que entra neste mesmo elemento. Assim, a equação da continuidade (Equação 3.2) denota este princípio para um elemento infinitesimal.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{Equação 3.2}$$

Em que ρ é a densidade do fluido, x , y e z são as coordenadas espaciais e u , v e w suas respectivas derivadas no tempo.

Equação da Quantidade de Movimento

A 2ª Lei de Newton estabelece que a soma de todas as forças externas que agem em um volume de controle é igual à taxa de variação da quantidade de movimento nesse volume, como representado na (Equação 3.3) [65].

$$\sum F = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} u \rho dV \right) + \sum (\dot{m}_i u_i)_{sai} - (\dot{m}_i u_i)_{ent} \quad \text{Equação 3.3}$$

As forças que atuam em um elemento fluido podem ser divididas em forças de superfície e forças de corpo. As forças de superfície incluem as forças normais e tangenciais (ou de cisalhamento) [34].

A equação da quantidade de movimento para um elemento fluido infinitesimal na direção x (Equação 3.4), na direção y (Equação 3.5) e na direção z (Equação 3.6) está representada a seguir:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad \text{Equação 3.4}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad \text{Equação 3.5}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad \text{Equação 3.6}$$

Em que as forças de corpo estão agrupadas nos termos de geração da quantidade de movimento denotados por S_{Mx} , S_{My} e S_{Mz} (unidade de volume por unidade de tempo), p

é a pressão e, por fim, τ_{ij} que representa a tensão de superfície (ou cisalhamento) do fluido na direção j em uma superfície normal a i .

Em um fluido newtoniano, a tensão viscosa é diretamente proporcional à taxa de deformação por cisalhamento. Assim, a Equação 3.4, a Equação 3.5 e a Equação 3.6 podem ser simplificadas, dando origem as Equações de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad \text{Equação 3.7}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad \text{Equação 3.8}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad \text{Equação 3.9}$$

3.1.3.2 Tratamento da turbulência

Sabe-se que as equações governantes e as condições de contorno formam um sistema de equações cuja quantidade de variáveis é igual à quantidade de equações. No entanto, esse sistema possui grande complexidade, não possuindo até o momento solução analítica [63]. Assim, muitos estudos foram realizados para desenvolvimento de métodos numéricos, visando solucionar estas equações e modelar de forma efetiva os escoamentos viscosos.

O escoamento em tubos é classificado como turbulento para número de Reynolds superior a 2100, sendo este marcado pela aleatoriedade, pela não linearidade, pela difusão, pela vorticidade e pelos efeitos dissipativos [66].

Muitos dos escoamentos em tubos são turbulentos e por isso a importância de estudá-los na teoria e na prática. Os métodos numéricos usados para resolução de escoamentos turbulentos são: a simulação de grandes escalas (*Large eddy simulation* - LES), a simulação numérica direta (*Direct numerical simulation* - DNS) e a decomposição média de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*- RANS) [64].

A simulação numérica CFD, do presente estudo, utilizou o método RANS para modelagem do escoamento de ar e do escoamento bifásico de ar e gotas água nos vasos separadores. Este método utiliza um conjunto de médias das equações de Navier-Stokes e da

continuidade, sendo o elemento crítico a representação das tensões turbulentas, as quais descrevem os efeitos das flutuações turbulentas de pressão e velocidade.

Para modelar os escoamentos turbulentos com as equações RANS é necessário desenvolver modelos de turbulência para estimar as tensões turbulentas e fechar os sistemas de equação. Assim, o modelo de turbulência adotado foi o padrão $k - \varepsilon$, que possui duas equações adicionais, as quais são resolvidas juntamente com as equações de RANS, possuindo uma boa relação entre o esforço computacional e a precisão. Este modelo, desenvolvido por Jones e Launder (1972) e Launder e Spalding (1974), inclui a viscosidade turbulenta (μ_t) na equação de transporte através da energia cinética turbulenta (\bar{k}) e da dissipação turbulenta (ε), usando a Equação 3.10 [63, 67, 68].

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\bar{k}^2}{\varepsilon} \quad \text{Equação 3.10}$$

Em que, C_μ é uma constante e ρ é a densidade do ar (ou gás).

3.1.3.3 Tratamento próximo a superfícies

Neste trabalho, foi utilizado o método de função de parede para tratamento do escoamento próximo às superfícies dos vasos separadores e dos dispositivos de entrada. Neste método, o ANSYS CFX® utiliza relações algébricas e empíricas para determinação dos dados do escoamento no primeiro elemento de malha próximo da parede.

$$y^+ = \frac{\rho \Delta_y u_\tau}{\mu} \quad \text{Equação 3.11}$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad \text{Equação 3.12}$$

Em que, u_τ é a velocidade de fricção [m.s^{-1}], Δ_y é a distância perpendicular do ponto analisado à superfície da parede [m], τ_w é a tensão de cisalhamento na superfície [$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$], μ é a viscosidade dinâmica [$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$] e ρ é a densidade [kg.m^{-3}].

Segundo Tannehill e colaboradores (1997), o valor da distância adimensional de parede permite analisar a posição do elemento de malha em relação as subcamadas viscosas

conforme ilustrado na Figura 3.7 [69]. Sendo os valores de y^+ de $0 \leq y^+ \leq 5 - 7$ para a subcamada viscosa (laminar), $5 - 7 \leq y^+ \leq 30$ para a subcamada amortecedora (região de transição entre laminar e turbulento) e $y^+ > 30$ para a subcamada logarítmica (turbulenta).

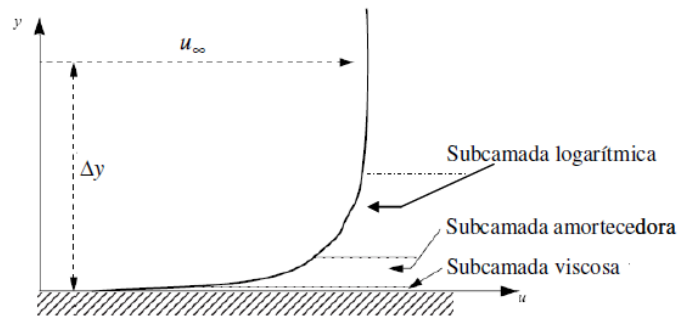


Figura 3.7: Camada limite próximo à superfície sólida [63].

3.1.3.4 Coeficiente de restituição

O coeficiente de restituição (Equação 3.13) caracteriza-se pela quantidade de energia de impacto convertida em energia de reflexão, causada pela colisão de uma gota (ou partícula fluida) contra uma superfície rígida [27].

$$e = \frac{V_r}{V_i} \quad \text{Equação 3.13}$$

Em que, e é coeficiente de restituição (adimensional), V_r é a velocidade de reflexão [m.s^{-1}] e V_i é a velocidade de impacto [m.s^{-1}].

A Tabela 3.5 a seguir descreve as características do coeficiente de restituição, relacionando à natureza da colisão e a energia:

Tabela 3.5: Coeficientes de restituição em função da natureza de colisão [27].

Coeficiente de Restituição	Natureza	Energia
0	Colisão completamente inelástica	Completamente absorvida no impacto (partícula adere à parede)
$0 \leq e \leq 1$	Colisão parcialmente elástica	Parcialmente absorvida no impacto (velocidade de reflexão é menor que a de impacto)
1	Colisão completamente elástica	Não é absorvida no impacto (velocidade de reflexão é igual a de impacto)

No presente estudo foi considerado o escoamento bifásico ar e gotas de água com coeficiente de restituição perpendicular de 0,15 e paralelo de 0,30. Estes valores foram escolhidos com base nos experimentos realizados por Wal (2006), o qual relacionou o número de Weber (Equação 3.14) com o coeficiente de restituição (Equação 3.13). Nesta pesquisa foi demonstrado que para números de Weber maiores que 90, o coeficiente de restituição fica em torno de 0,15 [70].

$$W_e = \frac{\rho \cdot V^2 \cdot D}{\sigma_s} \quad \text{Equação 3.14}$$

Em que, W_e é o número Weber (adimensional), ρ é a densidade do líquido [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], V é a velocidade da gota [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], D é o diâmetro da gota [m] e σ_s é a tensão superficial do líquido [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$].

Para as simulações numéricas CFD realizadas neste trabalho, com escoamento bifásico ar e gotas de água, foi considerado a velocidade das gotas igual à do ar ($32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). Os valores calculados para o número de Weber se encontram na Tabela 3.6

Tabela 3.6: Número de Weber e do coeficiente de restituição calculados para o escoamento bifásico (ar e gotas de água) com velocidade de $32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Diâmetro da Gota	Número de Weber	Coefficientes de restituição
10 μm	138	0,15 / 0,30
50 μm	690	0,15 / 0,30
100 μm	1380	0,15 / 0,30
150 μm	2069	0,15 / 0,30
200 μm	2759	0,15 / 0,30

3.1.3.5 Parâmetros de malha

Neste estudo foram geradas seis malhas, não estruturadas com elementos tetraédricos com camadas de elementos prismáticos (*inflation*) próximos à superfície dos vasos separadores dos dispositivos de entrada. Um refinamento local foi realizado próximo à parede do dispositivo de entrada, em decorrência de sua maior complexidade.

O comprimento representativo para o elemento de malha dos modelos de vasos separadores com ENMF foi calculado de acordo com a Equação 3.15 [71].

$$h_i = \left(\frac{\sum_{j=1}^{N_i} Vol_j}{N_i} \right)^{1/3} \quad \text{Equação 3.15}$$

Em que o Vol_j é o volume do elemento de malha j e N é o número total de elementos de malha i .

A partir do comprimento representativo h_i pode-se definir o segundo parâmetro denominado fator de refinamento r_i , razão entre o comprimento representativo de uma malha grosseira, h_{i+1} , e o comprimento representativo de uma malha refinada subsequente, h_i [71].

$$r_i = \frac{h_{i+1}}{h_i} \quad \text{Equação 3.16}$$

Ao serem utilizadas mais de seis malhas no refinamento, é recomendado um fator de refinamento próximo a 1,2 (valor definido com base na experiência). Sendo assim, para o presente estudo buscou-se manter o fator de r_i em torno deste valor.

Na Tabela 3.7 estão os parâmetros para as seis malhas (Figura 3.8), as quais foram usadas no teste de convergência.

Tabela 3.7: Parâmetros das seis malhas utilizadas na simulação numérica CFD.

Malha i	h_i (mm)	Elementos/ Nós	r_i	Camadas de elementos prismáticos	Comprimento de aresta médio dos elementos (mm)	
					Vaso Separador	ENMF
1	8,02	262.987 / 89.837	1,270	8	7,23	7,77
2	6,32	539.164 / 155.414	1,268	8	5,58	4,56
3	4,98	1.099.117 / 296.953	1,241	8	4,61	4,56
4	4,01	2.100.732 / 526.339	1,316	8	4,08	4,56
5	3,05	4.787.641 / 1.115.883	1,261	8	3,61	4,56
6	2,42	9.601.564 / 2.115.600	1,270	8	3,33	4,56

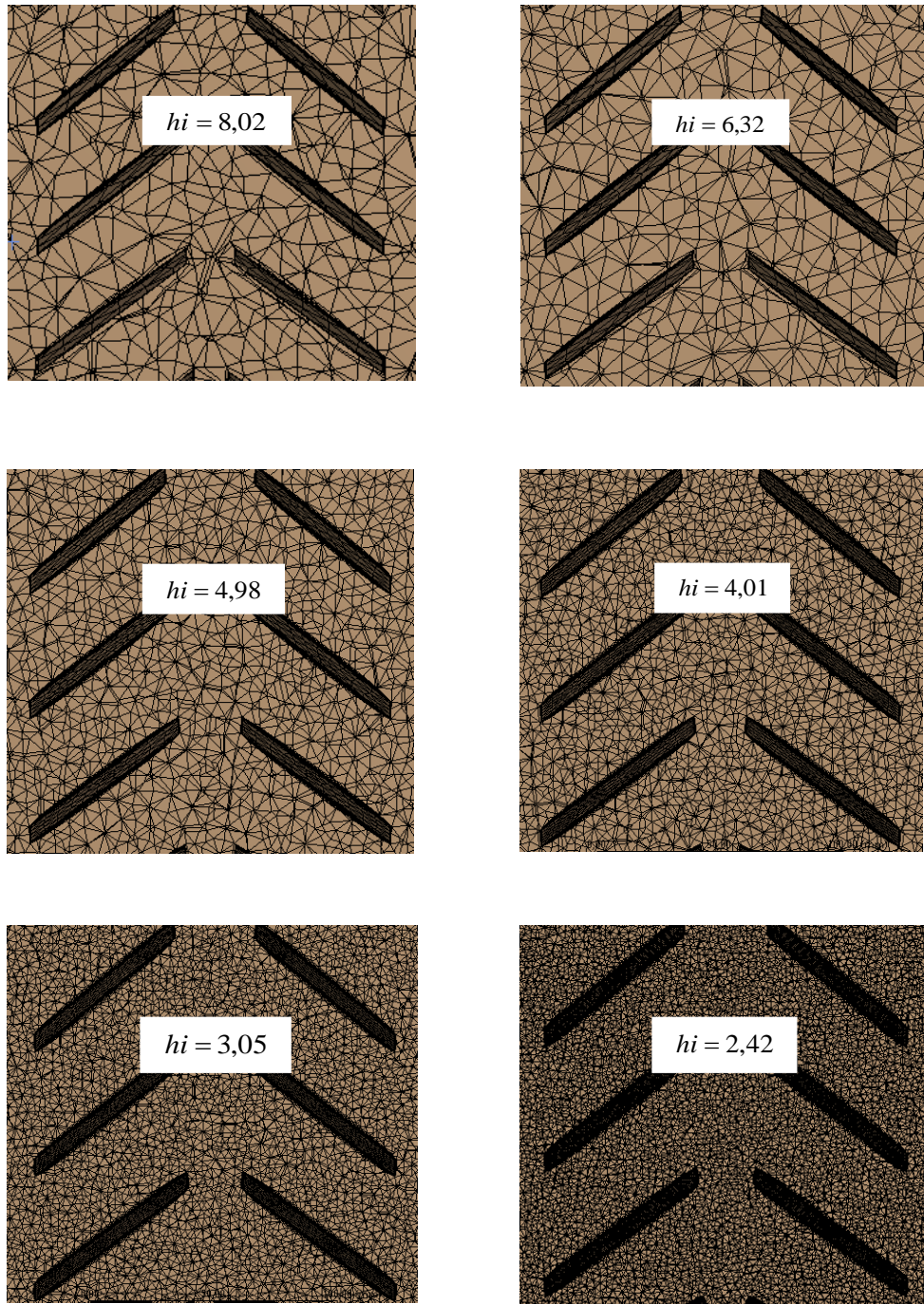


Figura 3.8: Corte transversal das malhas para avaliação do refinamento (h_i em [mm]).

3.1.3.6 Condições de contorno

As condições de contorno foram escolhidas baseadas nos estudos realizados por Wehrli e colaboradores (2003) e Bansal e colaboradores (2014). Contudo, alguns ajustes foram realizados com o intuito de adequar ao presente estudo.

Na seção inferior do modelo (Plano 1) da Figura 3.2 e da Figura 3.3 (nível alto de líquido), adotou-se a condição de parede com deslizamento e fator de restituição nulo para as gotas de água. Com isso, considera-se que as gotas ficam retidas nesta superfície ao colidirem com a mesma.

Em relação ao corpo poroso (ENMF), foi considerado o modelo de perda de carga descrito pela Equação 3.1. Assim sendo, as condições de contorno (Tabela 3.8) são aceitáveis para as simulações numéricas CFD.

Tabela 3.8: Condições de contorno para a simulação numérica CFD.

Fronteira	Condição de contorno	Valores para as variáveis
Entrada do domínio (Escoamento de ar)	Perfil uniforme de velocidade, modelo de turbulência $k - \varepsilon$.	32 m.s^{-1} 5% (intensidade de turbulência)
Entrada do domínio (Escoamento bifásico de ar e gotas de água)	Perfil uniforme de velocidade, modelo de turbulência $k - \varepsilon$.	32 m.s^{-1} 5% (intensidade de turbulência)
Saída do domínio	Pressão estática relativa média	0 Pa
Superfície inferior dos vasos separadores	Condição de parede com deslizamento	-
Superfície lateral dos vasos separadores	Adiabática para massa e energia	-
ENMF	Modelo de perda de carga	Equação 3.1

Para as simulações numéricas CFD do escoamento bifásico de ar e gotas de água foram consideradas na entrada do domínio 1000 gotas de água com os seguintes diâmetros, a saber: $10 \mu\text{m}$, $50 \mu\text{m}$, $100 \mu\text{m}$, $150 \mu\text{m}$ e $200 \mu\text{m}$. Foi considerada uma proporção de 20% para cada diâmetro, ou seja, 200 gotas de água para cada diâmetro.

3.1.3.7 Parâmetros numéricos

As equações RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) da continuidade, quantidade de movimento e turbulência foram resolvidas numericamente pelo software ANSYS® CFX 15.0. O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ foi aplicado nas simulações numéricas CFD nas seis malhas, como já mencionado anteriormente.

Todas as simulações foram realizadas em regime permanente com esquema numérico de alta resolução (segunda ordem) para discretização das equações. Sendo o resíduo quadrático médio (RMS) usado nas simulações numéricas de 10^{-5} . Este valor foi escolhido após análise do comportamento das variáveis durante a simulação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A primeira parte deste capítulo apresenta o teste de convergência das malhas. A segunda parte, por sua vez, contém os resultados obtidos na simulação do escoamento de ar. Já a terceira parte se concentra na análise dos resultados obtidos na simulação do escoamento bifásico de ar e gotas de água.

4.1 Teste de malha

Para testar a convergência das malhas foi simulado o escoamento de ar apenas no vaso separador (sem anel) – modelo VCDEP, ilustrado na Figura 3.5 (c). Para isso, foram considerados seis graus de refinamento representados pelas malhas 1, 2, 3, 4, 5 e 6.

A Tabela 4.1 descreve os números de nós e os tempos de processamento obtidos para as seis malhas.

Tabela 4.1: Tempo de simulação obtidos para as seis malhas usadas no teste de convergência.

Número da Malha	Número de nós	Tempo de Simulação
1	89.837	00h:29min:40s
2	155.414	01h:00min:10s
3	296.953	01h:46min:26s
4	526.339	03h:08min:05s
5	1.115.883	07h:12min:49s
6	2.115.600	02d:13h:10min:01s

Os campos de velocidade vertical do ar obtidos na simulação para a seção ENMF I (Figura 3.2) do vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP, para as seis malhas do teste de convergência, pode ser visualizada na Figura 4.1.

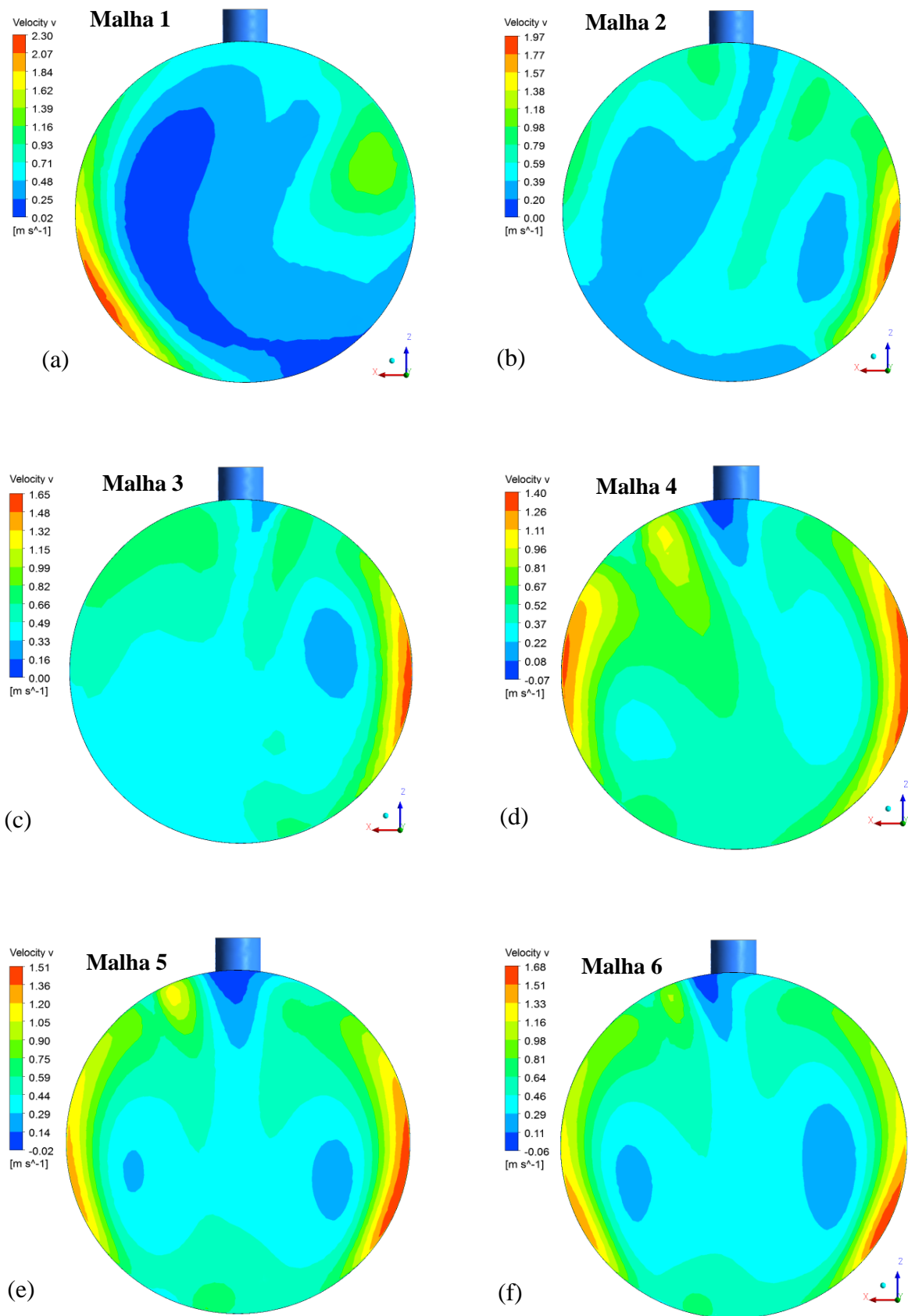


Figura 4.1: Campos de velocidade vertical do ar obtidos na seção ENMF I do vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP para: (a) malha 1, (b) malha 2, (c) malha 3, (d) malha 4, (e) malha 5 e (f) malha 6.

Observa-se na Figura 4.1 que os campos de velocidade vertical do ar apresentaram grande variação entre a malha 1 com 89.837 nós (Figura 4.1-a) e a malha 4 com 526.339 nós (Figura 4.1-d). Esta variação indica a influência do refinamento das malhas na distribuição do escoamento do ar dentro do vaso separador. Além disso, a convergência só foi identificada para a malha 5, com 2.115.600 nós, e para a malha 6, com 1.115.883 nós, nas quais se evidencia a estabilização do perfil da velocidade do ar, Figura 4.1 (e) (f).

Os campos de velocidade vertical do ar na seção ENMF I (Figura 3.2), para as malhas 5 e 6, apresentaram características simétricas próximas às obtidas por Bansal e colaboradores (2014) ao analisarem o escoamento de ar em uma torre de destilação com um dispositivo de entrada simétrico, similar ao proposto neste trabalho [53].

O coeficiente de variação (Equação 2.27) foi utilizado para avaliar a distribuição de velocidade na seção ENMF I (Figura 3.2) nos seis graus de refinamento. Os resultados encontrados podem ser visualizados na Figura 4.2.

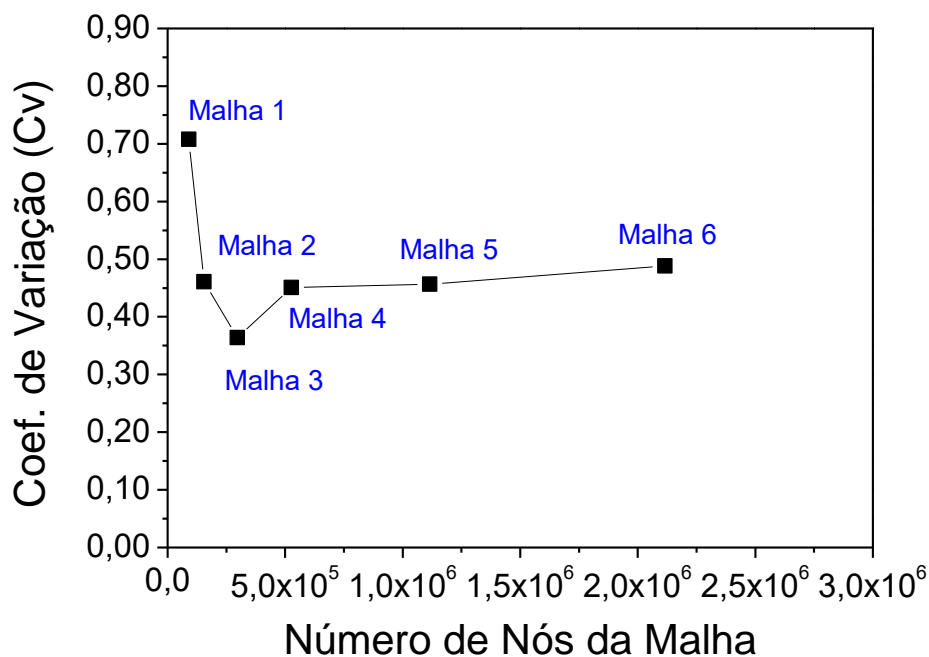


Figura 4.2: Coeficiente de variação para as seis malhas geradas no teste de convergência.

O coeficiente de variação (Figura 4.2) apresentou um valor inicial de 0,71 (malha 1) decrescendo ao valor mínimo de 0,36 (malha 3) e, em seguida, estabilizou-se próximo ao valor de 0,45 para as malhas 4, 5 e 6. Contudo, somente após a malha 5 não foram observadas mudanças significativas no seu valor e no campo de velocidade vertical do ar (Figura 4.1). Isso indica que o refinamento não influencia o resultado final da simulação, apenas aumenta o tempo de processamento e a demanda computacional. Desta forma, dada a convergência dos resultados obtidos para as malhas 5 e 6, optou-se pela utilização da malha 5 para as simulações numéricas CFD com escoamento de ar e com escoamento bifásico de ar e gotas de água. Esta malha possui aproximadamente 4,7 milhões de elementos tetraédricos, quantidade 3 vezes maior ao número adotado no estudo de Bansal e colaboradores (2014) para simulação de uma torre de destilação com diâmetro interno de 120 m [53].

4.2 Simulações numéricas CFD para escoamento de ar

Os seis vasos separadores (Tabela 3.4) foram estudados com o objetivo de avaliar a influência do dispositivo de entrada e do anel na distribuição da velocidade do ar e também na remoção de gotas do escoamento de ar.

4.2.1 Vasos separadores (sem anel)

4.2.1.1 Campos de velocidade nas seções de entrada

Na Figura 4.3 são apresentados os campos de velocidade do ar nas seções de entrada dos vasos separadores (sem anel) - modelos: VSDE, VCDET e VCDEP.

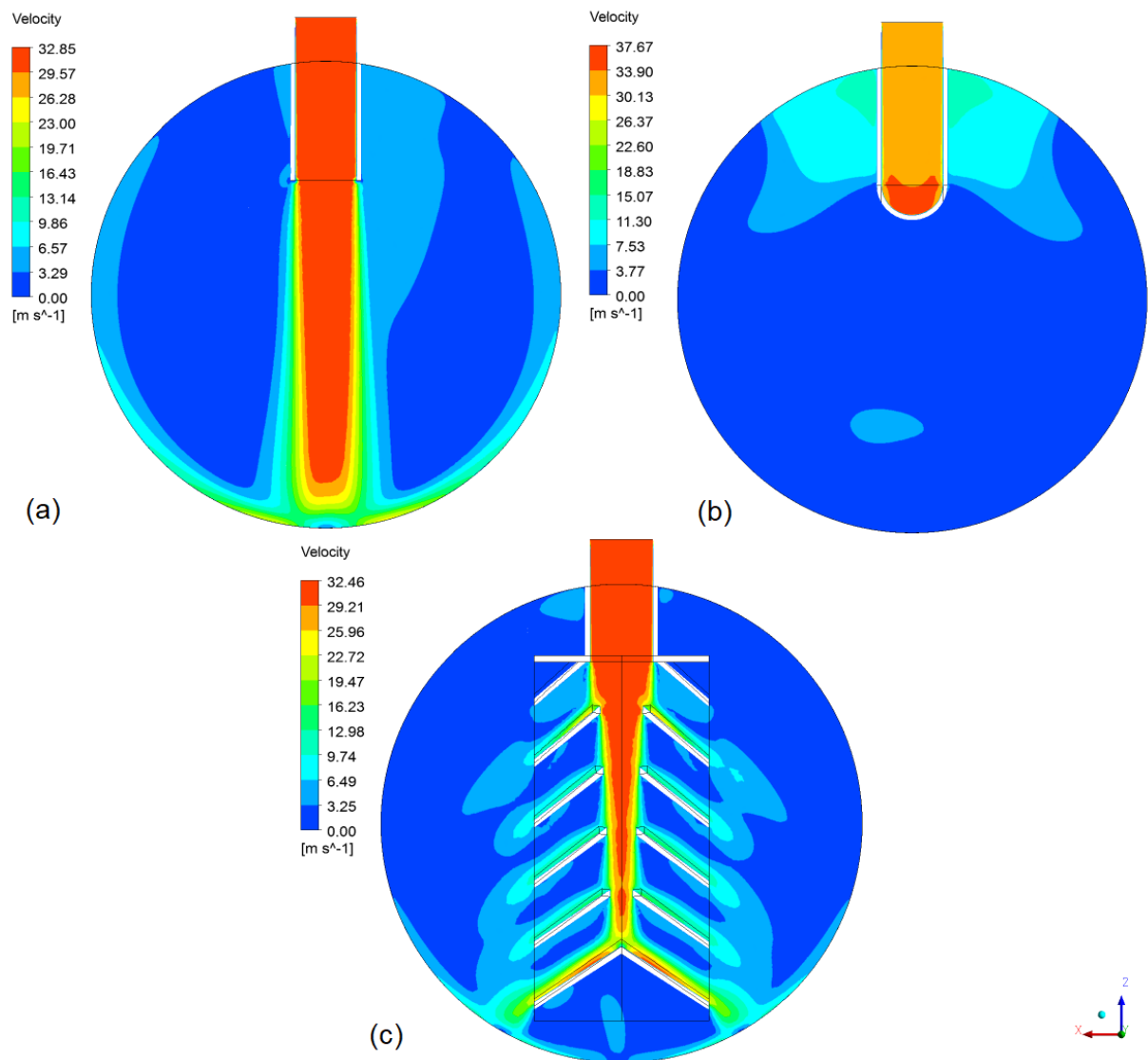


Figura 4.3: Campos de velocidade do ar nas seções de entrada dos vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.

No modelo VSDE (Figura 4.3-a), o escoamento de ar concentrou-se próximo à parede interna do vaso separador, na qual se observou uma mudança na direção do fluxo de ar após a colisão. Haghshenasfard e colaboradores (2007), em seu estudo, identificaram um comportamento similar ao analisarem o escoamento de ar em uma coluna (ou torre) sem um dispositivo de entrada [52].

Já no modelo VCDET (Figura 4.3-b), pode ser identificada a elevação da velocidade do ar ao passar pelo tubo defletor, em virtude da diminuição da área da seção de escoamento nesta região. Observa-se, ainda, uma concentração do ar próximo ao bocal de entrada, resultado da dinâmica do escoamento imposta pela geometria deste modelo.

O uso destes dois modelos pode alterar o diâmetro das gotas de água em um escoamento bifásico, tendo em vista a colisão das mesmas na superfície interna do vaso separador, o qual pode levar ao fenômeno de quebra de gotas.

Segundo Kirveskari (2016), a quebra de gotas pode ocorrer devido à colisão das mesmas com a parede do vaso. Por sua vez, a coalescência (ou união) das gotas é um fenômeno mais complexo que a quebra, necessitando de avaliação das interações intermoleculares entre as gotas e a interface na qual se forma o filme coalescido. Por esta razão, o estudo e a modelagem envolvendo a quebra e a coalescência não foram abordados no presente estudo [72-74].

O modelo VCDEP (Figura 4.3-c), com o dispositivo de entrada proposto neste estudo, composto por 12 defletores laterais planos e com inclinação entre 48° e 56° em relação ao eixo do bocal de entrada, dividiu a vazão volumétrica de ar em 10 partições, sendo 5 partições de cada lado. Pelos resultados obtidos nas simulações, nota-se que a maior parcela do fluxo incidiu nos últimos defletores.

Bansal e colaboradores (2014) identificaram, em sua pesquisa, um padrão de escoamento distinto ao obtido pelo vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP deste trabalho, pois o fluxo apresentou uma maior incidência nos defletores intermediários. Esta mudança do padrão se deve, provavelmente, ao fato do dispositivo de entrada por eles analisado possuir uma geometria distinta, com maior número de defletores. Além disso, os mesmos são curvos e não possuem inclinação em relação ao plano de entrada, contribuindo para a saída do fluxo nas partições intermediárias [53].

O campo de velocidade do ar, na seção de entrada do modelo VCDEP (Figura 4.3-c), demonstrou ainda que a corrente de ar escoava próximo à superfície dos defletores, como esperado. Por isso, com o objetivo de analisar de forma mais detalhada este escoamento, foi gerado o campo de vetores velocidade do ar (Figura 4.4).

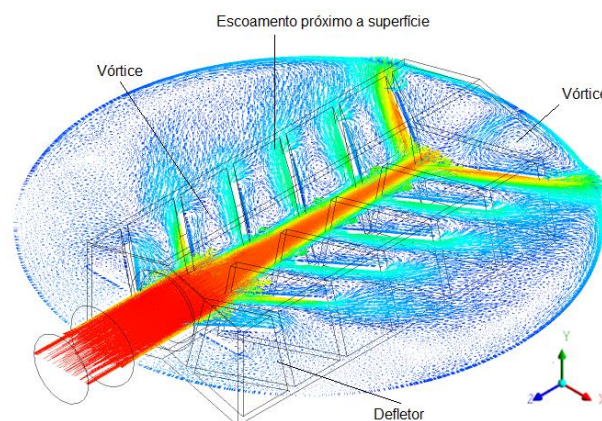


Figura 4.4: Vetores velocidade do ar gerados na seção de entrada do vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP.

As partições do dispositivo de entrada proposto (Figura 4.4) apresentaram regiões com vórtices que, segundo Perry (2009), podem contribuir para o aumento da coleta de gotas do escoamento.

Por outro lado, a colisão entre as gotas e os vórtices poderá promover o fenômeno de quebra por interação com a turbulência. Este fenômeno também é influenciado pelo impacto e cisalhamento das gotas com a superfície sólida de cada defletor [75-77].

4.2.1.2 Linhas de corrente

As linhas de corrente de ar obtidas para os vasos separadores (sem anel) - modelos VSDE, VCDET e VCDEP são mostradas nas Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7 a seguir.

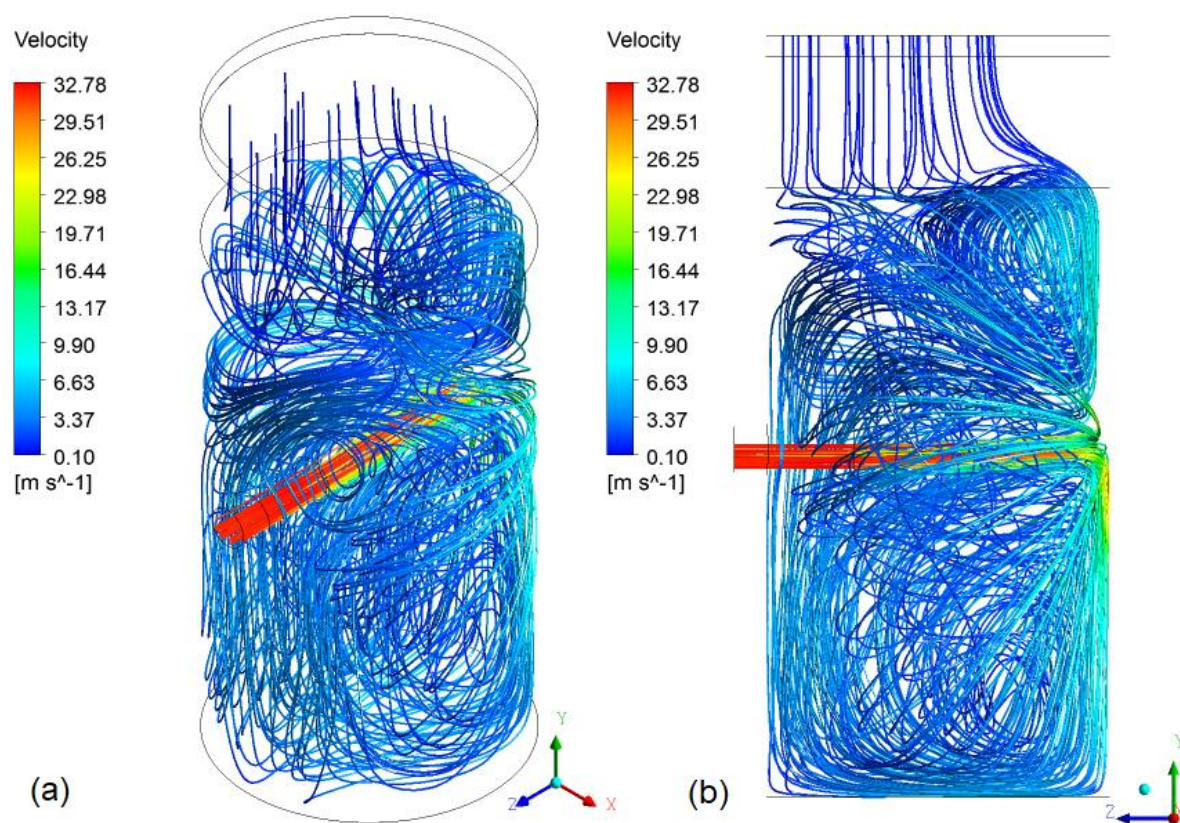


Figura 4.5: Linhas de corrente de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VSDE.

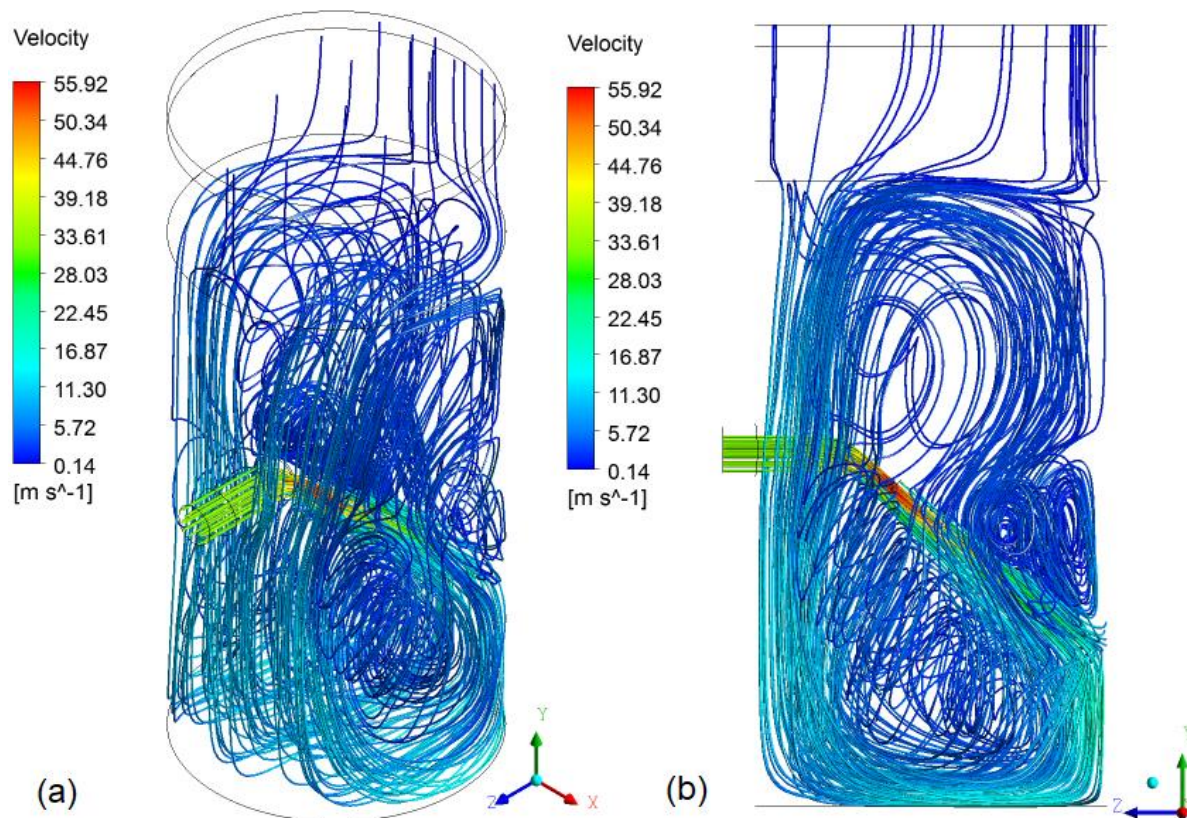


Figura 4.6: Linhas de corrente de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VCDET.

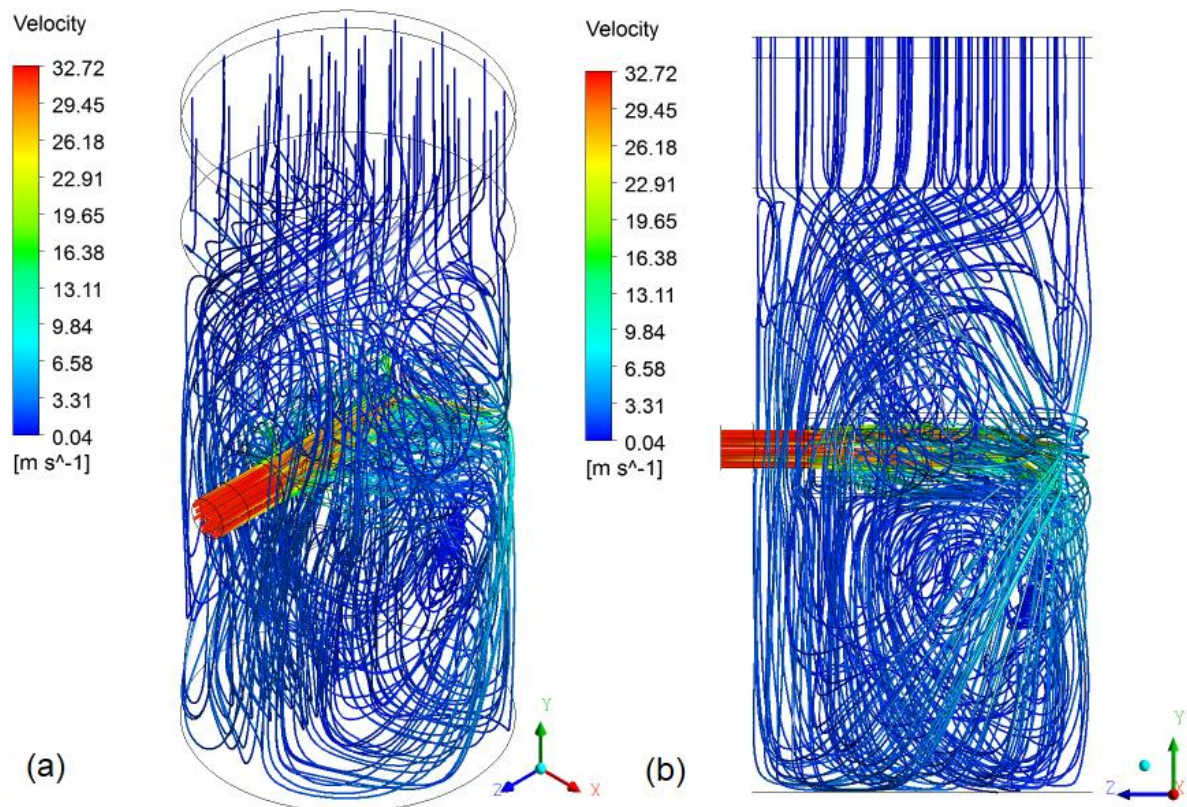


Figura 4.7: Linhas de corrente de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VCDEP.

O escoamento de ar no vaso separador (sem anel) - modelo VSDE (Figura 4.5), apresentou, nas partes superior e inferior, regiões com recirculação de linhas (ou vórtices). Estes vórtices, como já mencionado, podem aumentar a coleta de gotas devido à ação da força centrífuga [30]. Contudo, os vórtices formados na parte inferior do vaso (Figura 4.5) podem aumentar a reentrada de gotas de água no escoamento de ar. Este comportamento deve-se ao cisalhamento da superfície do líquido acumulado no fundo do vaso, e pode ser minimizado com a redução da velocidade de escoamento do ar [27].

No modelo VCDET (Figura 4.6), o escoamento de ar foi direcionado para a parte inferior do vaso separador, devido à mudança de direção imposta pelo tubo defletor. Além disso, os resultados também demonstram a existência de vórtices.

O ar direcionado à parte inferior do vaso separador caracteriza-se por uma grande quantidade de linhas de corrente de ar, as quais cisalham a superfície líquida acumulada no fundo do vaso. Este padrão, como previamente discutido, é indesejado, pois conduz a reentrada de gotas no escoamento de ar, prejudicando assim o processo de remoção.

O padrão de escoamento do ar no modelo VCDEP (Figura 4.7), com o dispositivo de entrada proposto, apresentou um comportamento distinto aos observados nos modelos VSDE e VCDET. Isto se deve a uma melhor distribuição do ar pelas partições do dispositivo de entrada. Observa-se também a saída do ar de forma lateral, em direção à parede interna do vaso, com maior fluxo nas últimas partições.

É possível perceber, ainda neste modelo, um menor cisalhamento da superfície do líquido acumulado no fundo do vaso. Além do menor número de vórtices formados nas partes inferior e superior. O menor cisalhamento constitui um fator importante na redução da reentrada de gotas no escoamento. Enquanto o menor número de vórtice pode diminuir a capacidade de remoção de gotas pela ação da força centrífuga, típica em vasos separadores ciclônicos.

4.2.1.3 Vetores velocidade vertical nas seções A, B e ENMF I

A Figura 4.8 ilustra os vetores velocidade vertical do ar nas seções A, B e ENMF I dos vasos separadores (sem anel) - modelos: VSDE, VCDET e VCDEP.

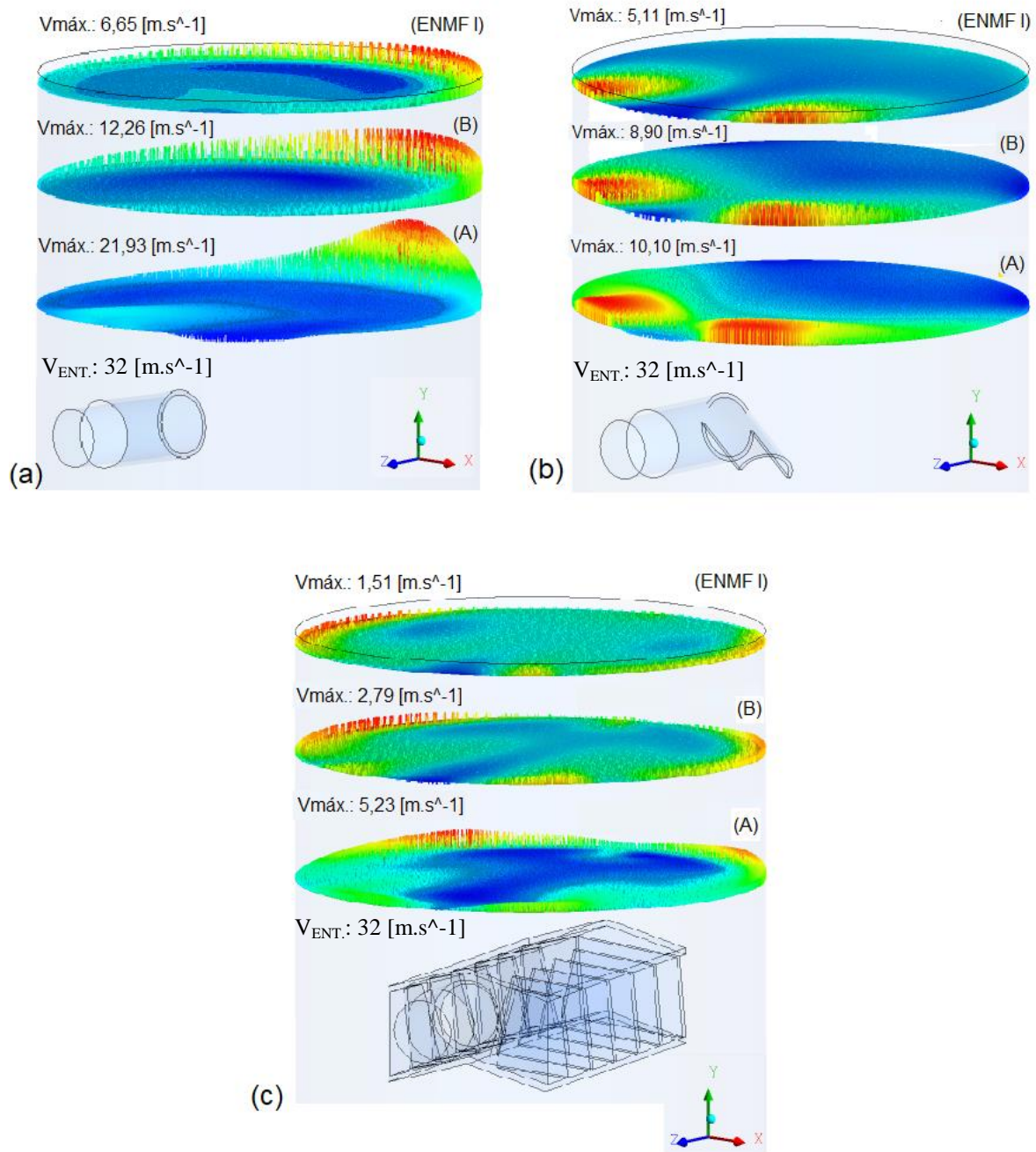


Figura 4.8: Vetores velocidade vertical do ar nas seções A, B e ENMF I nos vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.

A velocidade vertical do ar (Figura 4.8) apresentou uma redução à medida que o escoamento se desenvolveu no interior dos vasos separadores (sem anel) para os três modelos estudados. Contudo, o modelo VCDEP (Figura 4.8-c), com o dispositivo de entrada proposto, demonstrou uma maior capacidade de desaceleração do escoamento de ar quando comparado aos demais modelos. A velocidade de entrada neste vaso separador foi reduzida de 32 $m.s^{-1}$ (bocal de entrada) para o valor máximo de 1,51 $m.s^{-1}$ (seção ENMF I).

Segundo Bothamley (2013), a redução da velocidade do escoamento de entrada é um parâmetro importante para quantificar o desempenho de um dispositivo de entrada, pois

proporciona condições favoráveis à remoção de gotas do escoamento de ar dentro do vaso separador [3].

Considerando uma gota de água com os parâmetros d (diâmetro da gota), k (constante empírica) e ρ_1 (densidade do ar) constantes, escoando nos modelos - VSDE, VCDET e VCDEP, com velocidade vertical máxima obtida na seção do ENMF I dos respectivos modelos, obtêm-se os seguintes valores para a força de arrasto (Equação 2.10) em função da constante $B = \left(k \rho_1 \frac{\pi d^2}{4} \right)$, Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Forças de arrasto em função da constante “B” para os vasos separadores - modelos: VSDE, VCDET e VCDEP.

Modelos	Força de arrasto
VSDE	$f_a = (B)(6,65)^2 = (B).44,22$ [N]
VCDET	$f_a = (B)(5,11)^2 = (B).26,11$ [N]
VCDEP	$f_a = (B)(1,51)^2 = (B).2,28$ [N]

A partir da análise dos dados da Tabela 4.2 pode-se verificar que o modelo VCDEP, com o dispositivo de entrada proposto, foi o que apresentou uma menor força de arrasto.

Diante do exposto, o vaso separador modelo VCDEP foi o único que apresentou uma velocidade vertical de ar (velocidade de subida) abaixo da velocidade máxima de $3,25 \text{ m.s}^{-1}$ calculada (Equação 2.16). Isso confirma que o uso do vaso separador, com dispositivo de entrada proposta, apresenta melhores condições de operação para remoção de gotas.

4.2.1.4 Campos de velocidade na seção ENMF I

Na Figura 4.9 são apresentados os campos de velocidade vertical do ar obtidos na seção ENMF I dos vasos separadores (sem anel) - modelos: VSDE, VCDET e VCDEP.

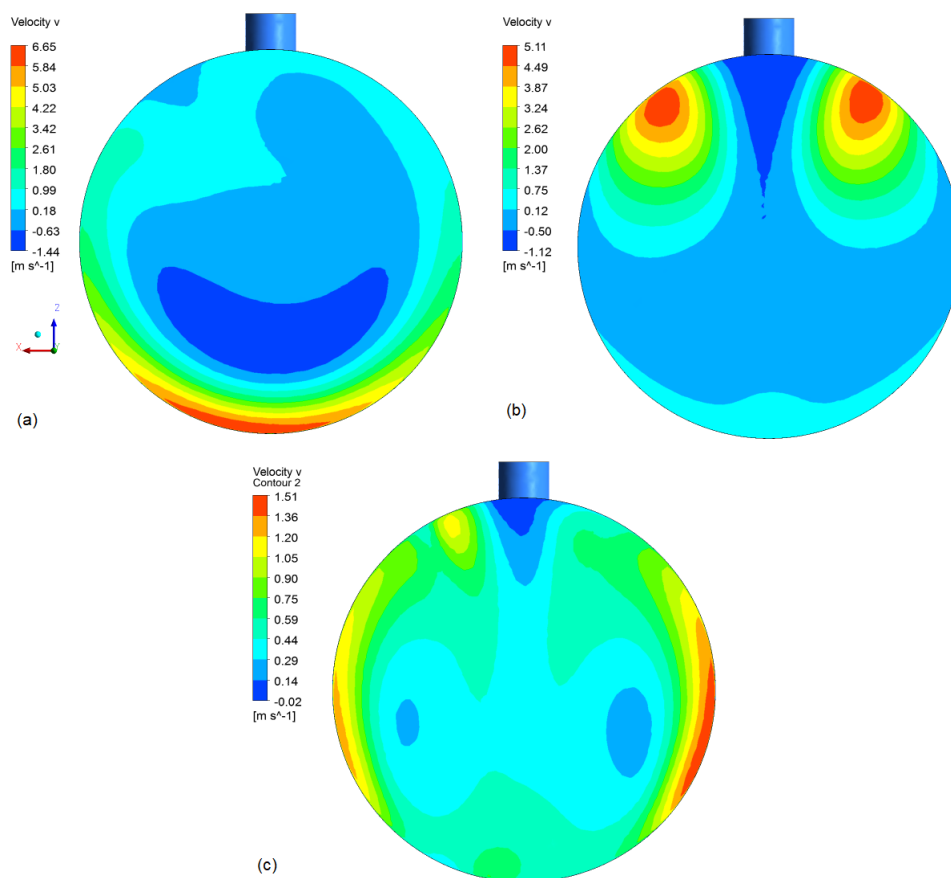


Figura 4.9: Campos de velocidade vertical do ar na seção ENMF I - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.

Como observado na Figura 4.9, o modelo VCDEP, com dispositivo de entrada proposto, apresentou um campo de velocidade mais uniforme, indicando uma melhor distribuição da velocidade no interior do vaso separador (sem anel).

4.2.1.5 Coeficientes de variação nas seções A, B e ENMF I

Na Figura 4.10 são apresentados os coeficientes de variação obtidos nas seções A, B e ENMF I para os vasos separadores (sem anel) - modelos: VSDE, VCDET e VCDEP.

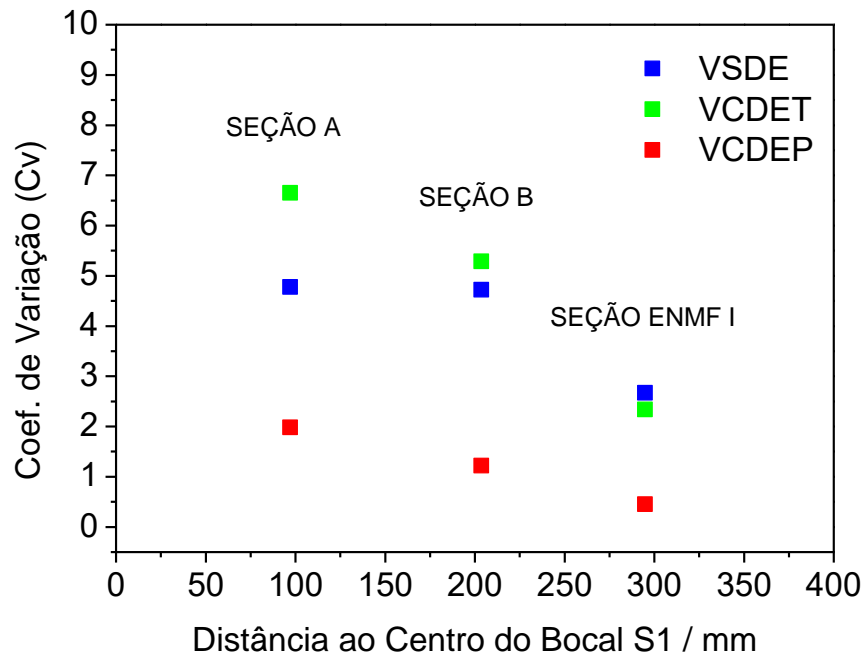


Figura 4.10: Coeficientes de variação nas seções A, B, ENMF I dos vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.

Como pode ser observado na Figura 4.10, o modelo VCDEP, com o dispositivo de entrada proposto, apresentou o menor valor para o coeficiente de variação nas três seções analisadas. Portanto, pode-se inferir que este modelo foi o que apresentou a melhor performance na distribuição da velocidade do ar.

4.2.2 Vasos separadores (com anel)

4.2.2.1 Vetores velocidade vertical nas seções A, B e ENMF II

A Figura 4.11 ilustra os vetores velocidade vertical do ar nas seções A, B e ENMF II dos vasos separadores (com anel) - modelos: VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

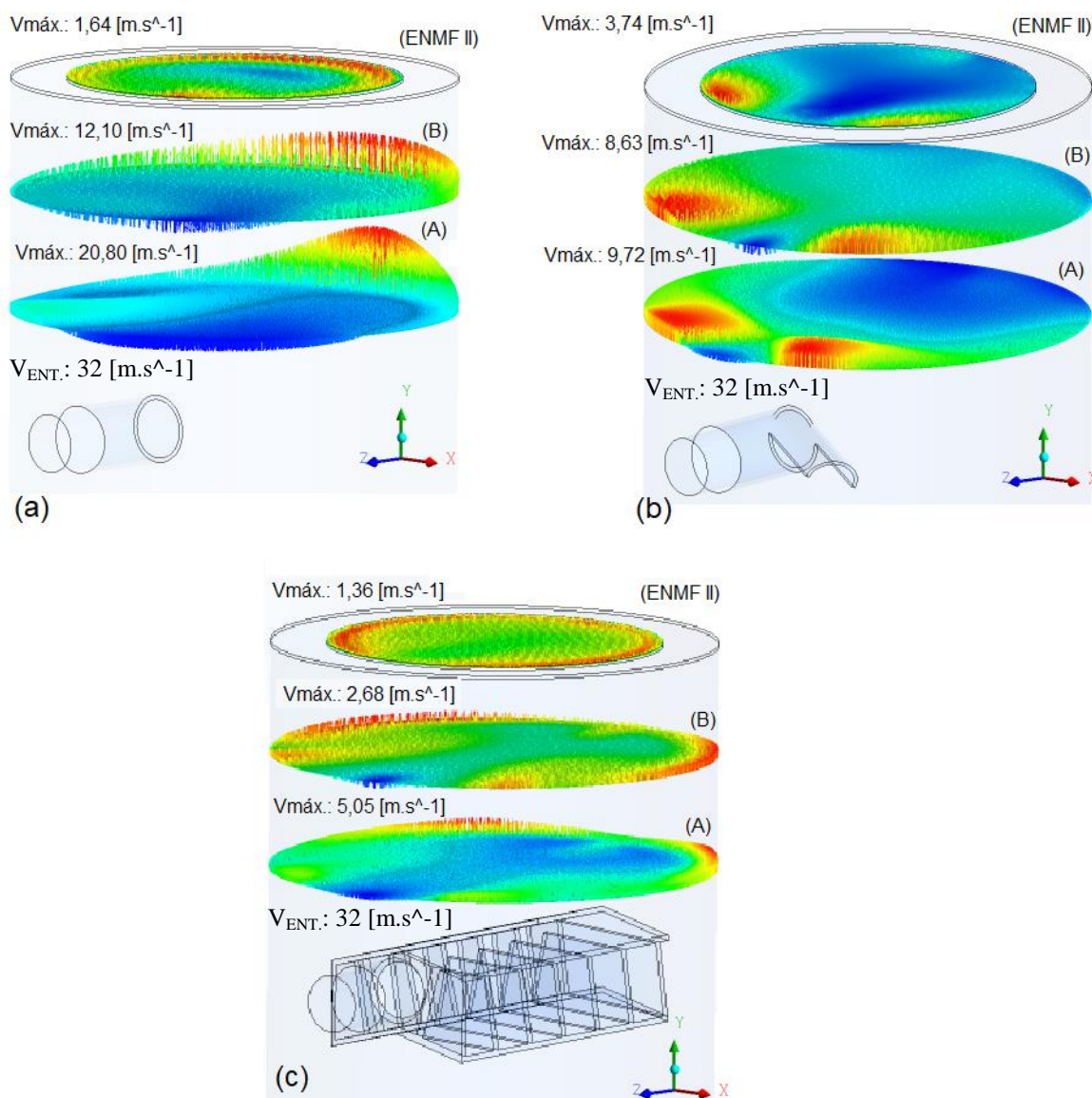


Figura 4.11: Vetores velocidade vertical do ar nas seções A, B e ENMF II dos vasos separadores (com anel) - modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.

As velocidades máximas do ar nas seções A e B (Figura 4.11), para os vasos separadores com anel, sofreram reduções próximas de 3,5% em comparação aos vasos sem anel (Figura 4.8). Este comportamento deve-se, possivelmente, a restrição ao escoamento de ar provocado pelo anel nos modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Já os vetores velocidade do ar na seção ENMF II evidenciaram uma maior redução da velocidade máxima do ar para o modelo VSDE-A, comparado ao modelo sem anel VSDE. A mesma foi reduzida de $6,65 \text{ m.s}^{-1}$ (Figura 4.8) para $1,64 \text{ m.s}^{-1}$ (Figura 4.11-a), o que pode ser justificado pelo seu padrão de escoamento de ar próximo à parede do vaso (Figura 4.5).

Segundo Freitas (2012), a instalação de chapas internas pode favorecer a remoção de gotas de água do escoamento de ar pelo mecanismo de impactação direta, em virtude da

dificuldade da gota em seguir o movimento da corrente de ar. Isto por que a mesma ao colidir sobre a superfície do chapa pode aumentar o seu diâmetro pelo fenômeno de coalescência e, então, sofrer sedimentação gravitacional [27].

Contudo, as altas velocidades observadas nas seções A e B do modelo VSDE-A podem contribuir para a diminuição do tamanho das gotas, condição indesejável para a separação de fases [78].

O modelo VCDET-A (Figura 4.11-b) apresentou um valor superior ao da velocidade máxima do ar calculada de $3,25 \text{ m.s}^{-1}$, elevando assim o risco de carregamento das gotas pelo ar.

Por fim, a velocidade máxima na seção ENMF II do modelo VCDEP-A, o qual contém o anel e o dispositivo de entrada proposto, decresceu de $1,51 \text{ m.s}^{-1}$ (Figura 4.8-c) para $1,36 \text{ m.s}^{-1}$ (Figura 4.11-c). Esta menor redução é resultado da melhor distribuição da velocidade do ar quando comparada aos modelos VCDET-A e VSDE-A.

Desta forma, pode-se inferir que a presença do anel não afetou significativamente a distribuição de velocidade neste modelo, mantendo a velocidade máxima abaixo de $3,25 \text{ m.s}^{-1}$. Condição desejável para separação das fases no vaso separador.

4.2.2.2 Campos de velocidade na seção ENMF II

Na Figura 4.12 são apresentados os campos de velocidade vertical do ar obtidos na seção ENMF II dos vasos separadores (com anel) dos modelos: VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

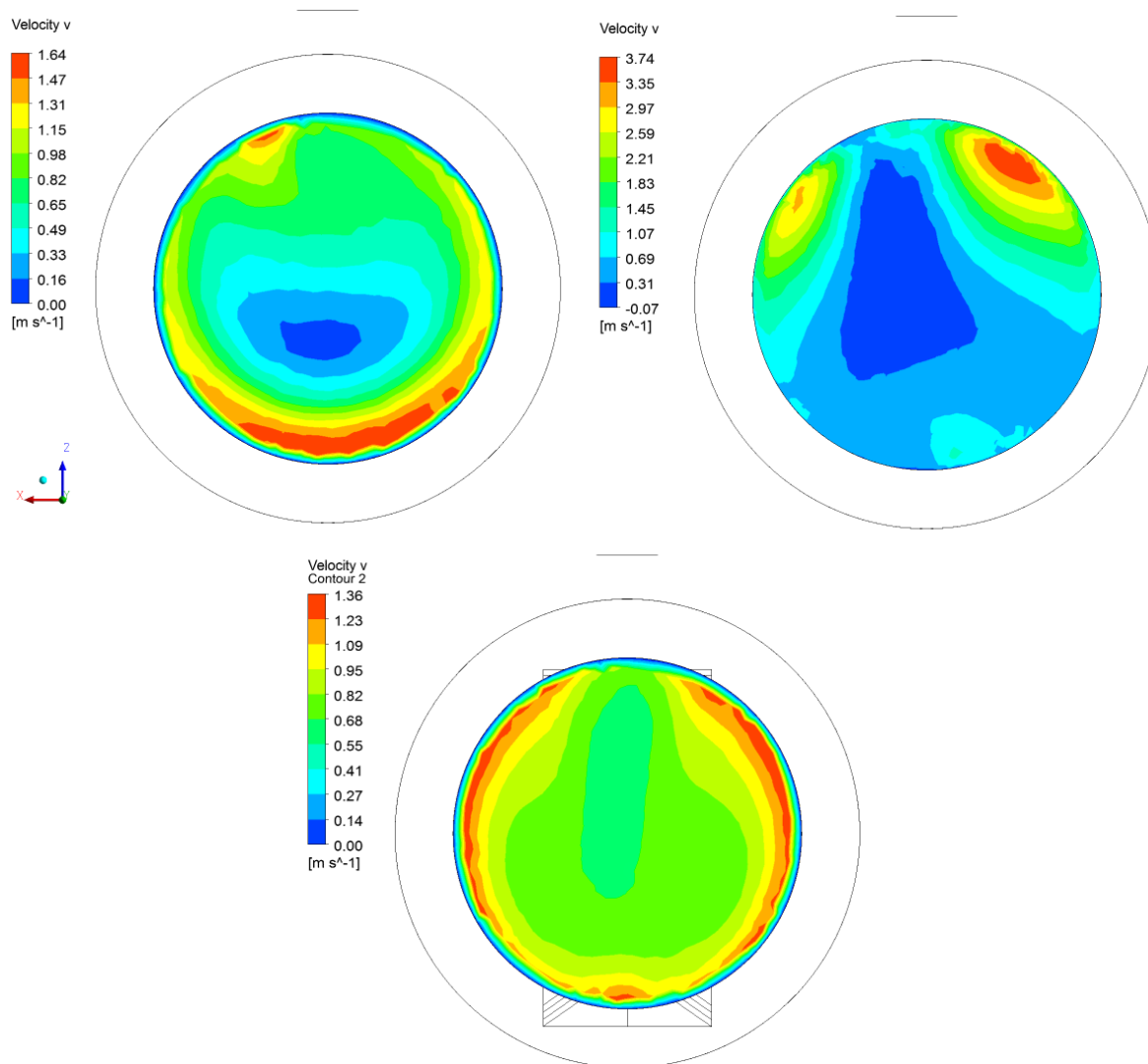


Figura 4.12: Campos de velocidade vertical do ar na seção ENMF II dos vasos separadores (com anel) - modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.

Como observado na Figura 4.12, o modelo VCDEP-A, com dispositivo de entrada proposto, apresentou um campo de velocidade mais homogêneo, indicando uma melhor distribuição da velocidade no interior do vaso separador (com anel), em relação a todos os modelos analisados neste estudo.

4.2.2.3 Coeficientes de variação nas seções A, B e ENMF II

Na Figura 4.13 são apresentados os coeficientes de variação obtidos nas seções A, B e ENMF II para os vasos separadores (com anel) - modelos: VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

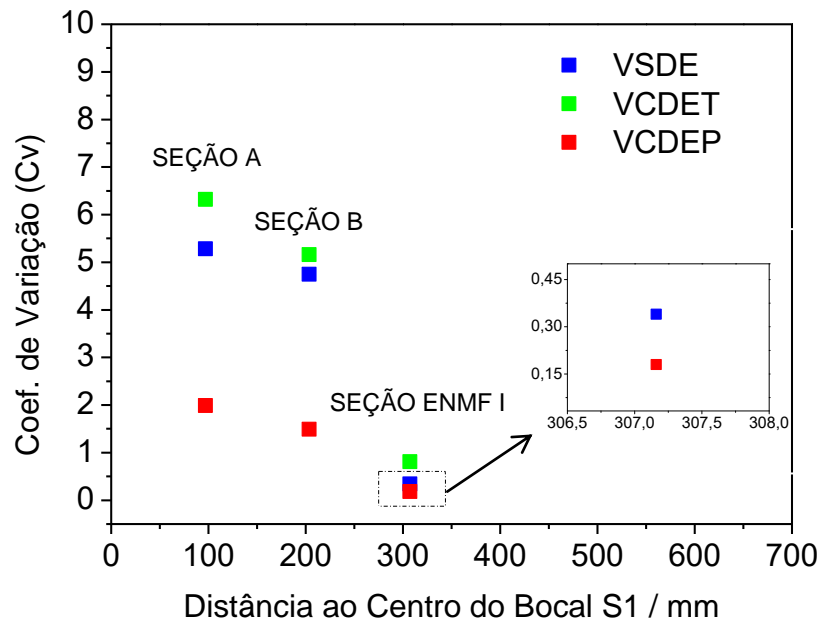


Figura 4.13: Coeficientes de variação nas seções A, B, ENMF II dos vasos separadores (sem anel) – modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.

Os coeficientes de variação (Figura 4.13) decresceram com a inclusão do anel no modelo geométrico da simulação numérica CFD. Os modelos VSDE-A e VCDET-A reduziram os seus valores em virtude da diminuição da velocidade máxima na seção promovida pelo anel.

O modelo do VCDEP-A, por sua vez, apresentou o melhor resultado entre os modelos analisados, com um valor de 0,18 para o coeficiente de variação. Este valor ficou próximo aos obtidos por Darakchiev e colaboradores (2010) para recheios estruturados e por Liu e colaboradores (2007), ao analisarem o desempenho de um dispositivo de distribuição denominado *vapor horn* em torres de destilação e absorção com recheios estruturados e randômicos [39, 79].

Diante do exposto, o modelo VCDEP-A, com o dispositivo de entrada proposto, obteve um melhor desempenho na redução da velocidade de entrada do ar. Além disso, apresentou uma maior capacidade de distribuição do escoamento de ar e um padrão de escoamento menos susceptível a formação de gotas de menor diâmetro. Estes resultados contribuem para o processo de separação das fases no vaso.

Apesar dos fenômenos de quebra e coalescência de gotas não terem sido simulados, pois precisam de modelos numéricos mais complexos, os resultados obtidos no presente trabalho podem servir de embasamento para outras pesquisas nesta área.

4.3 Simulações numéricas CFD para escoamento bifásico de ar e gotas de água.

4.3.1 Vasos separadores (sem anel)

Na Figura 4.14 são ilustradas as linhas de escoamento das gotas de água obtidas nos vasos separadores (sem anel) - modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

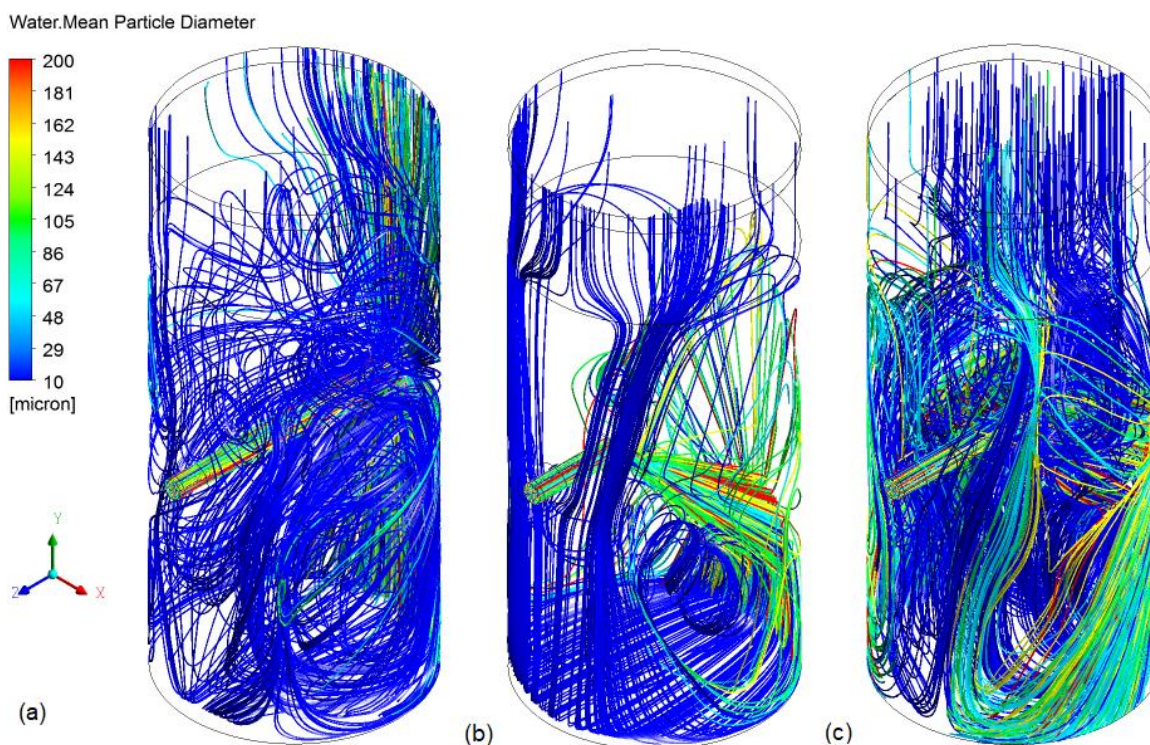


Figura 4.14: Linhas de escoamento das gotas de água obtidas para os vasos separadores (sem anel) - modelos: (a) VSDE, (b) VCDET e (c) VCDEP.

Na Tabela 4.3 são apresentadas a quantidade total e a distribuição de gotas de água que escaparam nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

Tabela 4.3: Número de gotas que escaparam dos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

Diâmetro das Gotas	Número de Gotas - Escape		
	Vasos separadores (sem anel)		
	VSDE	VCDET	VCDEP
10 μ m	121	152	179
50 μ m	48	0	32
100 μ m	17	1	7
150 μ m	8	0	1
200 μ m	2	0	0
Total	196	153	219

Na Tabela 4.4 são descritas as eficiências de remoção obtidas para o número de gotas que escaparam (Tabela 4.3) nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

Tabela 4.4: Eficiência de remoção a partir do número de gotas que escaparam nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

Diâmetro das Gotas	Número de Gotas		
	Vasos separadores (sem anel)		
	VSDE	VCDET	VCDEP
Entrada	1000	1000	1000
Escape	196	153	219
Removido	804	847	781
Eficiência	80,40%	84,70%	78,10%

Na Tabela 4.5 são descritas as eficiências de remoção das gotas de água obtidas a partir da vazão mássica nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

Tabela 4.5: Eficiência de remoção a partir da vazão mássica nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE, VCDET e VCDEP.

Diâmetro das Gotas	Vazão Mássica		
	Vasos separadores (sem anel)		
	VSDE	VCDET	VCDEP
Entrada	$2,78 \times 10^{-3}$	$2,78 \times 10^{-3}$	$2,78 \times 10^{-3}$
Escape	$5,45 \times 10^{-4}$	$4,25 \times 10^{-4}$	$6,09 \times 10^{-4}$
Removido	$2,23 \times 10^{-3}$	$2,35 \times 10^{-3}$	$2,17 \times 10^{-3}$
Eficiência	80,38%	84,69%	78,08%

Observa-se nos vasos separadores (sem anel) que a maior parte das gotas possui diâmetro de 10 μ m. Isto, provavelmente, deve-se à maior influência da força de arrasto nas mesmas. Segundo Naderipour (2015), a gota de menor diâmetro não é removida apenas pela ação da força gravitacional, sendo necessária a coalescência com outras gotas para formar uma gota com maior diâmetro [80]. Esta função, em vasos separadores de CAPs, é desempenhada pelos eliminadores de névoa em malha de fios (ENMF).

O VCDET (Tabela 4.3) apresentou o menor escape de gotas (153). Este resultado deve-se, possivelmente, a ação do tubo defletor, o qual direcionou as gotas para o fundo do vaso, sendo as mesmas coletadas. Este comportamento também foi observado no modelo VSDE, porém com menor intensidade.

Contudo, nos vasos separadores (sem anel) - modelos VCDET e VSDE, as gotas escoaram com velocidades acima da velocidade máxima calculada de 3,25 m.s⁻¹ (Figura 4.8-a e b), podendo comprometer a eficiência de remoção das gotas pelo ENMF. Sendo assim, estes modelos mesmo apresentando menores escapes de gotas, quando comparado ao modelo VCDEP (com o dispositivo de entrada proposto), apresentam condições de escoamento indesejáveis, as quais aumentam o risco de não retenção pelo ENMF e, com isso, a entrada das gotas no cilindro do CAP.

Os modelos VCDET e VSDE apresentaram também um elevado cisalhamento da superfície do líquido acumulado no fundo do vaso, o que pode causar a reentrada de gotas no escoamento de ar. Além disso, o escoamento próximo à parede do vaso pode levar a quebra e, assim, uma geração de gotas com menores diâmetros. Estas condições podem comprometer as eficiências obtidas para estes modelos, como descritas na Tabela 4.4 e na Tabela 4.5.

No modelo VCDEP, por sua vez, mesmo apresentando um maior escape de gotas (219), comparado aos modelos VSDE (196) e VCDET (153), possui condições mais favoráveis à separação das fases pelo ENMF. Isso porque a velocidade máxima ficou abaixo de 3,25 m.s⁻¹ e ocorreu uma melhor distribuição do escoamento bifásico ar e gotas de água dentro do vaso separador (Figura 4.14-c). Desta forma, permite uma melhor eficiência global de remoção.

4.3.2 Vasos separadores (com anel)

Na Figura 4.15 são ilustradas as linhas de escoamento das gotas de água nos vasos separadores (com anel) - modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

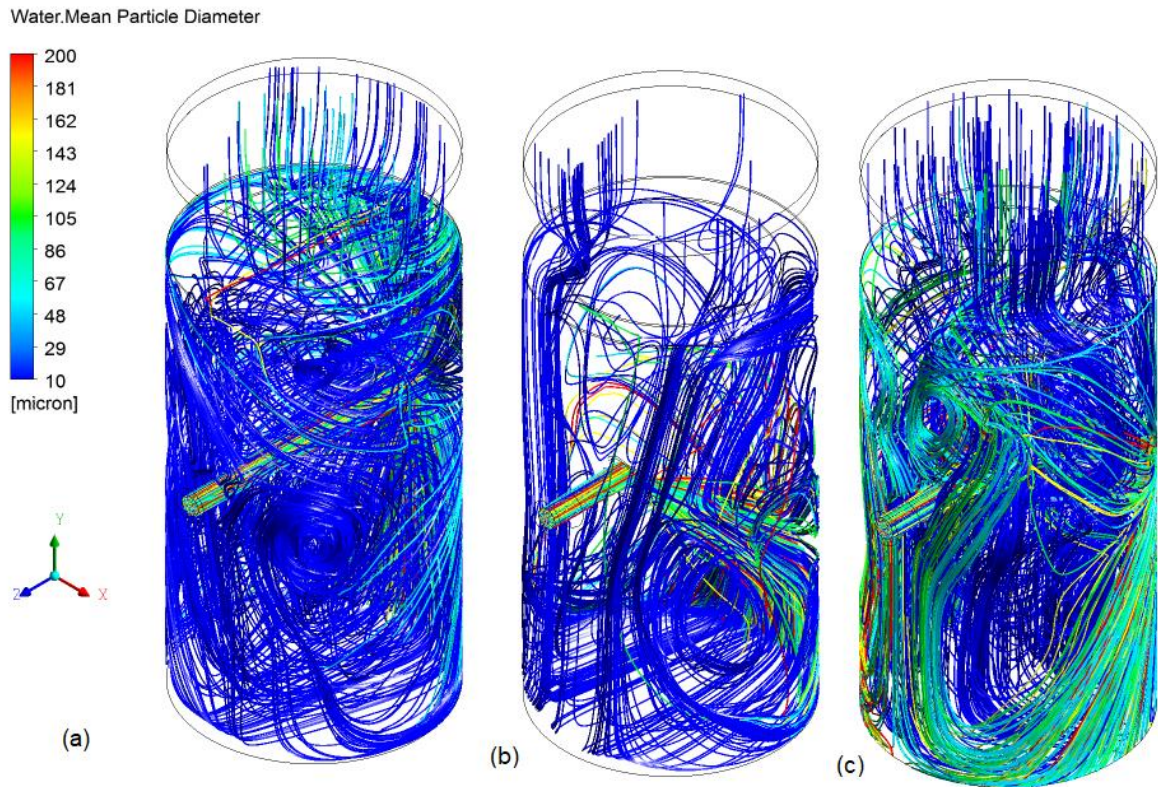


Figura 4.15: Linhas de escoamento das gotas de água para os vasos separadores (com anel) - modelos: (a) VSDE-A, (b) VCDET-A e (c) VCDEP-A.

Na Tabela 4.6 são apresentadas a quantidade total e a distribuição de gotas de água que escaparam nos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Tabela 4.6: Número de gotas que escaparam dos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Diâmetro das Gotas	Número de Gotas		
	Vasos separadores (com anel)		
	VSDE-A	VCDET-A	VCDEP-A
10 μm	60	69	186
50 μm	24	0	26
100 μm	12	0	14
150 μm	0	0	2
200 μm	0	0	0
Total	96	69	228

Na Tabela 4.7 são descritas as eficiências de remoção obtidas a partir do número de gotas que escaparam nos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Tabela 4.7: Eficiência de remoção a partir do número de gotas que escaparam nos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Diâmetro das Gotas	Número de Gotas de Água- Escape		
	Vasos separadores (com anel)		
	VSDE-A	VCDET-A	VCDEP-A
Entrada	1000	1000	1000
Escape	96	69	228
Removido	904	931	772
Eficiência	90,40%	93,10%	77,20%

Na Tabela 4.8 são descritas as eficiências de remoção obtidas a partir da vazão mássica nos vasos separadores (com anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Tabela 4.8: Eficiência de remoção a partir da vazão mássica nos vasos separadores (sem anel) – modelos VSDE-A, VCDET-A e VCDEP-A.

Diâmetro das Gotas	Vazão Mássica de Água		
	Vasos separadores (com anel)		
	VSDE-A	VCDET-A	VCDEP-A
Entrada	$2,78 \times 10^{-3}$	$2,78 \times 10^{-3}$	$2,78 \times 10^{-3}$
Escape	$2,67 \times 10^{-4}$	$1,92 \times 10^{-4}$	$6,34 \times 10^{-4}$
Removido	$2,51 \times 10^{-3}$	$2,59 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$
Eficiência	90,39%	93,09%	77,18%

Os vasos separadores (com anel) – modelos VSDE e VCDET (Tabela 4.6) apresentaram um menor escape de gotas quando comparados aos respectivos vasos sem anel (Tabela 4.3). Este comportamento se deve, possivelmente, a coleta pelo anel de suporte do ENMF das gotas que escoam próximas à parede (Figura 4.15-a e b).

Contudo, como mencionado anteriormente, os resultados das simulações com escoamento bifásico evidenciaram que pode ocorrer grande cisalhamento da superfície do líquido acumulado no fundo dos vasos e, com isso, a possibilidade de geração de gotas com menores diâmetros. Além disso, estes modelos apresentam a colisão e cisalhamento das gotas com a superfície interna dos vasos separadores [75-77].

O modelo VCDEP-A, mesmo apresentando um maior escape de gotas para as condições de contorno consideradas na presente simulação, possui parâmetros operacionais menos susceptíveis à formação de gotas com menores diâmetros. Além disso, as gotas estão distribuídas de modo mais uniforme no interior do vaso e também chegam com menor velocidade no ENMF. Estes fatores contribuirão para uma maior eficiência global de remoção de gotas.

5 CONCLUSÕES

A análise do escoamento monofásico (ar) nas seções de entrada dos vasos separadores (sem anel) evidenciou uma melhor distribuição e uma maior redução da velocidade de entrada para o modelo VCDEP (contendo o dispositivo de entrada proposto neste trabalho). Além disso, foi verificado um menor cisalhamento da superfície do líquido acumulado no fundo do vaso. Estes resultados demonstram melhores condições operacionais para a remoção de líquido no eliminador de névoa em malha de fios (ENMF) do vaso separador.

Os campos de velocidade vertical do ar e os coeficientes de variação obtidos, para os vasos separadores (sem e com anel), também confirmaram o melhor desempenho do modelo VCDEP na uniformização da velocidade do ar no interior do equipamento e na redução da velocidade do ar de 32 m.s^{-1} (na entrada) para $1,36 \text{ m.s}^{-1}$ (na seção de montagem do ENMF). Tendo em vista que o valor da velocidade do ar permaneceu abaixo de $3,25 \text{ m.s}^{-1}$ (valor limite), o diâmetro interno e a espessura do vaso separador podem ser reduzidos, contribuindo para um menor custo de fabricação do equipamento.

Por sua vez, as simulações numéricas, com escoamento bifásico ar e gotas de água, nos vasos separadores (sem e com anel), revelaram uma maior coleta de gotas, na região de sedimentação gravitacional, para os modelos VSDE e VCDET. Entretanto, estes modelos apresentaram uma alta velocidade das gotas e um padrão de escoamento próximo à parede do vaso, os quais podem comprometer a remoção das gotas por meio do mecanismo de impactação inercial no ENMF, diminuindo a sua eficiência de separação (ou remoção).

Por outro lado, o modelo VCDEP, ainda que colete uma menor quantidade de gotas na região de sedimentação gravitacional, apresenta uma maior capacidade de uniformização do escoamento e níveis de velocidade do ar mais adequados à atuação do ENMF. Com isso, uma maior eficiência global de separação pode ser alcançada.

Diante do exposto, pode-se inferir que o uso do dispositivo de entrada proposto promove as melhores condições operacionais para remoção de gotas do escoamento de ar no vaso separador.

Na literatura existem poucas pesquisas, de domínio público, que empregam a análise fluidodinâmica na avaliação de vasos separadores, para uso em compressores alternativos do tipo pistão. Nesse sentido, a metodologia numérica desenvolvida no presente trabalho pode ser usada para subsidiar o projeto destes equipamentos e também contribuir para o desenvolvimento de pesquisas mais complexas, em especial as que consideram os fenômenos de quebra e coalescência de gotas.

Sugestões para trabalhos futuros

- Estudar o escoamento bifásico de ar e gotas de água em vasos separadores considerando os fenômenos de quebra e coalescência.
- Realizar ensaios experimentais para o escoamento monofásico de ar e o escoamento bifásico de ar e gotas de água em vasos separadores, com a inclusão do eliminador de névoa em malha de fios (ENMF), visando avaliar a eficiência global de separação.
- Estudar melhor as condições de contorno quanto ao eliminador de névoa.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. SILVA, N.F., *Compressores alternativos industriais: teoria e prática*, ed. E. Interciência. Vol. 1ª Edição. 2009.
2. API-618, *Reciprocating compressors for petroleum, chemical, and gas industry services*. 2007, American Petroleum Institute. p. 208.
3. BOTHAMLEY, M., *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1*. 2013.
4. IZUKA, J.H., *Dinâmica de Sistema Rotor Biela Pistão de Compressores Alternativos com Mancais Radiais Hidrodinâmicos*, in *Faculdade de Engenharia Mecânica*. 2009, Universidade Estadual de Campinas: UNICAMP. p. 121.
5. SILVEY, K., *Compressors and expanders*, in *Compressor Technology Sourcing Supplement 2017*. 2017: Compressor Tech2.
6. NEUMAN&ESSER. *Compression Systems*. 2017 [cited 2017 02/09/17]; Available from: <http://www.neuman-esser.de/products/compression-systems/portfolio/process-gas-api-618.html>.
7. HPI. *Reciprocating engines & compressor repair*. 2017 [cited 2017 01/09/17]; Available from: <https://www.hpi-llc.com/expertise/maintenance-repair-overhaul-controls/heavy-industrial-turbine-services/turbine-repairs/reciprocating-compressor-repair>.
8. TUHOVCAK, J., HEJCIK, J., JICHA, M, *Modelling fluid flow in a reciprocating compressor*. EPJ Web of Conferences, 2015. **92**: p. 02100.
9. VALADÃO, C.P., *Noções de compressores alternativos*, P. PUC-MG, Editor. 2017, Petrobras.
10. COBEY. *High Speed Reciprocating Compressor Packaging*. 2017 [cited 2017 06/11/2017]; Available from: <http://www.cobey.com/Images/Cobey%20High%20Speed%20Reciprocating%20Compressor%20Package%20Model%20-%201.JPG>
11. NETZ, P.A., ORTEGA, G.G., *Fundamentos de Físico-Química: Uma abordagem conceitual para as ciências farmacêuticas*. 2002: ARTMED.
12. BALDUZZI, F., MALECI, R., FERRARA, G., BABBINI, A., *Improvement of the cooling performance of a reciprocating compressor cylinder by a conjugate heat transfer and deformation analysis*. 2014.
13. TUHOVCAK, J., HEJCIK, J., JICHA, M, *Comparison of heat transfer models for reciprocating compressor*. Applied Thermal Engineering, 2016. **103**(Supplement C): p. 607-615.
14. PÉREZ-SEGARRA, C.D., RIGOLA, J., SÒRIA, M., OLIVA, A., *Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors*. International Journal of Refrigeration, 2005. **28**(4): p. 579-593.
15. GUILHERME, K.L., *Modelagem dinâmica de compressores alternativos*, in *Faculdade de Engenharia Mecânica*. 2008, Universidade Estadual de Campinas: UNICAMP. p. 121.
16. FARZANEH-GORD, M., NIAZMAND, A., DEYMI-DASHTEBAYAZ, M., RAHBARI, H. R., *Effects of natural gas compositions on CNG (compressed natural*

- gas) reciprocating compressors performance*. Energy, 2015. **90**(Part 1): p. 1152-1162.
17. TRAVERSARI, R., BETTINI, B., CARCASCI, C., FUSI, A., *A Multi-Phase CFD Study of a Liquid Slug Ingestion in a Reciprocating Compressor*. 2013(55690): p. V005T05A006.
 18. PRASAD, B.G.S., *Effect of Liquid on a Reciprocating Compressor*. Journal of Energy Resources Technology, 2002. **124**(3): p. 187-190.
 19. NÓBREGA, P.R.L., *Compressores: manutenção de compressores alternativos e centrífugos*, ed. S. IBP. 2011: IBP.
 20. LIU, Z., SOEDEL, W., *An Investigation of Compressor Slugging Problems*. International Compressor Engineering Conference, 1994: p. pp. 433–440.
 21. SINGH, R., NIETER, J. J., PRATER, G. , *Prediction of Slugging-Induced Cylinder Overpressures*. International Compressor Engineering Conference, 1986.
 22. SINGH, R., NIETER, J. J., PRATER, G., *An Investigation of the Compressor Slugging Phenomenon*,. ASHRAE Associate Member, 1986. **92, Part 1**: p. pp. 250–258.
 23. OMRANI, P.S., EIJK, A. *EFRC guidelines on how to avoid liquid problems in reciprocating compressor systems*. 2014; Available from: <http://resolver.tudelft.nl/uuid:981eeb55-d943-4204-a1dc-425c24fbf889>.
 24. CPI-COMPRESSOR. 2017 [cited 2017 04/09/2017]; Available from: <http://www.cpicompression.com/en/lubrication/lubrication/>.
 25. CUNHA FILHO, J.d.S., *Estudo Experimental de Escoamento Bifásico em Tubo Circular Inclinado Usando Técnicas Ultrassônicas e de Visualização*, in Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia (COPPE). 2010, Universidade Federal do Rio de Janeiro: UFRJ. p. 260.
 26. WEISMAN, J., *Two-phase flow patterns*, in *Fluids in Motion*. 1983, Ann Arbor Science Publishers Inc. p. 409-425.
 27. FREITAS, H.L., *Análise numérica da eficiência de separação gás-líquido do lavador de gás da ArcelorMittal Monlevade*, in *Escola de Engenharia (DEMEC)*. 2012, Universidade Federal de Minas Gerais: UFMG. p. 128.
 28. SIMMONS, M.J.H., HANRATTY, T. J., *Droplet size measurements in horizontal annular gas–liquid flow*. International Journal of Multiphase Flow, 2001. **27**(5): p. 861-883.
 29. ISO-13631, *Petroleum and natural gas industries - packaged reciprocating gas compressors*. 2002, The International Organization for Standardization. p. 94.
 30. PERRY, R.H., GREEN, D. W., MALONEY, J. O., *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 1997: McGraw-Hill.
 31. MATUVU, F., *Modelling and Optimization of Compact Sub-sea Separators*, in *Department of Chemical Engineering*. 2015, Norwegian University of Science and Technology. p. 91.
 32. NOGUEIRA, C., *Análise experimental de um separador gás-líquido ciclônico*, in *Programa de Engenharia Mecânica*. 2013, UFRJ: UFRJ/COPPE. p. 78p.
 33. SOUDERS, M., BROWN, G. G., *Design of Fractionating Columns I. Entrainment and Capacity*. Industrial & Engineering Chemistry, 1934. **26**(1): p. 98-103.

34. FOX, R.W., McDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., *Introdução à mecânica dos fluidos*, ed. Edição. Vol. 6. 2006: LTC.
35. AUSTRHEIM, T., *Experimental characterization of high pressure natural gas scrubbers*, in *Department of Physics and Technology*. 2006, University of Bergen Library University of Bergen.
36. AMISTCO, *Mesh & vane mist eliminators: for optimal removal of a wide range of liquid droplets from gas streams*, in *Technical bulletin 106*. 2004.
37. HELSØR, T., SVENDSEN, H., *Experimental Characterization of Pressure Drop in Dry Demisters at Low and Elevated Pressures*. Chemical Engineering Research and Design, 2007. **85**(3): p. 377-385.
38. DARAKCHIEV, R., DODEV, C., *Gas flow distribution in packed columns*. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2002. **41**(5): p. 385-393.
39. DARAKCHIEV, S.R., *Gas flow maldistribution in columns packed with HOLPACK packing*. Bulgarian Chemical Communications, 2010. **Volume 42**,(Number 4): p. 323–326.
40. EDWARDS, D.P., KRISHNAMURTHY, K. R., POTTHOFF, R. W., *Development of an Improved Method to Quantify Maldistribution and Its Effect on Structured Packing Column Performance*. Chemical Engineering Research and Design, 1999. **77**(7): p. 656-662.
41. MOHAMED ALI, A., JANSENS, P. J., OLUJIĆ, Ž., *Experimental Characterization and Computational Fluid Dynamics Simulation of Gas Distribution Performance of Liquid (Re)Distributors and Collectors in Packed Columns*. Chemical Engineering Research and Design, 2003. **81**(1): p. 108-115.
42. OLUJIĆ, Ž., *Comparison of Gas Distribution Properties of Conventional and High Capacity Structured Packings*. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2011. **19**(5): p. 726-732.
43. OLUJIĆ, Ž., MOHAMED ALI, A., JANSENS, P. J., *Effect of the initial gas maldistribution on the pressure drop of structured packings*. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2004. **43**(3): p. 465-476.
44. PETROVA, T., DARAKCHIEV, R., SEMKOV, K., DARAKCHIEV, S., *Estimations of Gas Flow Maldistribution in Packed-Bed Columns*. Chemical Engineering & Technology, 2008. **31**(12): p. 1723-1729.
45. PETROVA, T., BANCHEVA, N. V., DARAKCHIEV, S., POPOV, R., *Quantitative estimates of gas maldistribution and methods for their localization in absorption columns*. Clean Technologies and Environmental Policy, 2014. **16**(7): p. 1381-1392.
46. AMINI, Y., KARIMI-SABET, J., ESFAHANY, M. N., *Experimental and Numerical Simulation of Dry Pressure Drop in High-Capacity Structured Packings*. Chemical Engineering & Technology, 2016. **39**(6): p. 1161-1170.
47. FERNANDES, J., SIMÕES, P. C., MOTA, J. P. B., SAATDJIAN, E., *Application of CFD in the study of supercritical fluid extraction with structured packing: Dry pressure drop calculations*. The Journal of Supercritical Fluids, 2008. **47**(1): p. 17-24.
48. VANDERLAAN, M.H., VAN SCIVER, S. W., *He II heat transfer through random packed spheres: Pressure drop*. Cryogenics, 2014. **63**(Supplement C): p. 37-42.

49. QI, W., GUO, K., DING, H., LI, D., LIU, C., *Model prediction and optimization of dry pressure drop within Winpak*. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2017. **118**(Supplement C): p. 62-70.
50. SAID, W., NEMER, M., CLODIC, D., *Modeling of dry pressure drop for fully developed gas flow in structured packing using CFD simulations*. Chemical Engineering Science, 2011. **66**(10): p. 2107-2117.
51. WEHRLI, M., HIRSCHBERG, S., SCHWEIZER, R., *Influence of Vapour Feed Design on the Flow Distribution Below Packings*. Chemical Engineering Research and Design, 2003. **81**(1): p. 116-121.
52. HAGHSHENASFARD, M., ZIVDAR, M., RAHIMI, R., NASR ESFAHANY, M., *CFD Simulation of Gas Distribution Performance of Gas Inlet Systems in Packed Columns*. Chemical Engineering & Technology, 2007. **30**(9): p. 1176-1180.
53. BANSAL, H., SAYAL, A., SINGH, P., GUPTA, V. , *CFD Simulation on Vane Type Feed Inlet Device in a Column- Vapour Flow Analysed for Two Different Feed Streams*. Vol. 66. 2014. 20721-20725.
54. ZADGHAFARI, R., ERFANI, N., NAZIRI, N., *CFD Simulation of Vane Type Inlet Devices in Gas-Liquid Separators*. The 8th International Chemical Engineering Congress & Exhibition (IChEC 2014), 2014.
55. SHELL INTERNATIONAL RESEARCH, N.V., *Inlet and distribution device for a liquid/vapor mixture*. 1968: Netherlands.
56. MOSER, F., *Method for the infeed of a fluid into an apparatus*, Sulzer, Editor. 2002. p. 6.
57. DAVIES, G.A., NOOIJEN, J. L., ZIA, J. H., *Apparatus and method for treating fluid*, N.V. Shell International Research, Editor. 2003. p. 22.
58. CHRISTIANSEN, B., SVEBERG, K., HJELKREM, I., KVAMSDAL, D., *Vertically arranged separator for separating liquid from a gas flow*. 2006.
59. Larnholm, P.R. and R. Schook, *Inlet and distribution device and method for treating a gas liquid mixture*. 2005, Google Patents.
60. BAMBARA, C.J., *Vane inlet device*, T.C.-P.G. LLC, Editor. 2014: United States. p. 21.
61. NIEUWOUDT, I., *Inlet vane device with inner beam for rigidity and vessel containing same*. 2017, Google Patents.
62. OGUMA, M.T., *Estudo do escoamento e transferência de calor em um sistema pneumático de irradiação de amostras*, in *Departamento de Engenharia Mecânica*. 2017, Escola Politécnica da Universidade Federal de São Paulo: USP. p. 120.
63. SANTOS, A.A.C., *Investigação numérica e experimental do escoamento de água em feixe de varetas representativo de elementos combustíveis nucleares de reatores do tipo PWR*, in *Departamento de Engenharia Mecânica*. 2012, Universidade Federal de Minas Gerais: UFMG. p. 201.
64. VERSTEEG, H.K., MALALASEKERA, W., *An introduction to computational fluid dynamics – The finite volume method*, ed. P. Hall. Vol. 2a Edição. 2007.
65. WHITE, F.M., *Viscous fluid flow*. Vol. Second Edition. 1991: McGraw-Hill, Inc.
66. SIMÕES, M.R., *Simulação Computacional de Escoamento Turbulento em Compressor Axial Utilizando Ferramenta de CFD*, in *Programa de Engenharia Mecânica*. 2009, UFRJ. p. 130.

67. LAUNDER, B.E., SPALDING, D. B., *The numerical computation of turbulent flows*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974. **3**(2): p. 269-289.
68. JONES, W.P., LAUNDER, B. E., *The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1972. **15**(2): p. 301-314.
69. TANNEHILL, J.C., ANDERSON, D. A., PLETCHER, R. H., *Computational fluid mechanics and heat transfer*. Vol. 2ª Edição. 1997: Editora Hemisphere Publishing.
70. WAL, V.D., *Static and Dynamic Wetting of Porous Teflon® Surfaces*, in *Department of Polymer Chemistry*. 2006, University of Groningen: Nova Zelândia.
71. CELIK, I.B., GHIA, U., ROACHE, P.J., FREITAS, C.J., COLEMAN, H., RAAD, P.E., *Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications*. Journal of Fluids Engineering, 2008. **130**(7): p. 078001-078001-4.
72. KOPRIWA, N., BUCHBENDER, F., AYESTERÁN, J., KALEM, M., PFENNIG, A., *A Critical Review of the Application of Drop-Population Balances for the Design of Solvent Extraction Columns: I. Concept of Solving Drop-Population Balances and Modelling Breakage and Coalescence*. Solvent Extraction and Ion Exchange, 2012. **30**(7): p. 683-723.
73. OSHINOWO, L.M., QUINTERO, C. G., VILAGINES, R. D., *CFD and Population Balance Modeling of Crude Oil Emulsions in Batch Gravity Separation—Comparison to Ultrasound Experiments*. Journal of Dispersion Science & Technology, 2016. **37**(5): p. 665-675.
74. KIRVESKARI, L., *Design of horizontal phase-separators using computational fluid dynamics*, in *School of Chemical Technology*. 2016, Aalto University: Aalto University. p. 110.
75. ARAUJO, J.F.M.d., *Modelos de quebra e coalescência de gotas para o escoamento de emulsões*, in *Programa de Engenharia Química - COPPE/UFRJ*. 2010, UFRJ: COPPE. p. 277.
76. LASHERAS, J.C., EASTWOOD, C., MARTÍNEZ-BAZÁN, C., MONTAÑÉS, J. L., *A review of statistical models for the break-up of an immiscible fluid immersed into a fully developed turbulent flow*. International Journal of Multiphase Flow, 2002. **28**(2): p. 247-278.
77. LIAO, Y., LUCAS, D., *A literature review of theoretical models for drop and bubble breakup in turbulent dispersions*. Chemical Engineering Science, 2009. **64**(15): p. 3389-3406.
78. BOTHAMLEY, M., *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 2*. 2013.
79. LIU, D., LI, X., XU, S., LI, H., *CFD Simulation of Gas–Liquid Performance in Two Direction Vapour Horn*. Chemical Engineering Research and Design, 2007. **85**(10): p. 1375-1383.
80. NADERIPOUR, I., KHORSHIDI, J., *The Experimental Study on Effects of Height and Hold up on performance of Vertical Gas-Liquid Separator using Amin Contactor Tower*. Ciência e Natura; Vol 37 (2015): SPECIAL EDITION - PART 1, 2015.