

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PAMELLA ROMAN PROHMANN

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE
LÍQUIDO-GÁS NO INTERIOR DE UM ROTOR DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA RADIAL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2017

PAMELLA ROMAN PROHMANN

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE
LÍQUIDO-GÁS NO INTERIOR DE UM ROTOR DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA RADIAL**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Rigoberto E. M. Morales

Co-Orientador: M.Sc. Henrique Stel

CURITIBA

2017

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE LÍQUIDO-GÁS NO INTERIOR DE UM ROTOR DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL”, realizada pela aluna Pamella Roman Prohmann, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Rigoberto E. M. Morales
Damec, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Moisés A. M. Neto
Damec, UTFPR
Avaliador

M.Sc. Henrique Stel
NUEM/UTFPR
Co-Orientador

Prof. Dr. Dalton Bertoldi
Damec, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 05 de Julho de 2017.

RESUMO

PROHMANN, Pamella. Simulação Numérica do escoamento Bifásico de Líquido-Gás no Interior de um Rotor de uma Bomba Centrífuga Radial. 2017. 93 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal Tecnológica do Paraná. Curitiba, 2017.

Na indústria do petróleo é comum o uso de bombas centrífugas submersas como uma técnica de elevação artificial, seja para aumentar a produção ou para possibilitar a produção em poços não surgentes. Todavia, a presença de gás no fluido bombeado pode causar grande influência no desempenho da bomba, que é diretamente relacionado ao ganho de pressão e a capacidade da bomba em elevar o fluido. Uma deterioração dessa capacidade, na prática, se traduz em uma queda na produção de petróleo, resultando em perdas econômicas. No entanto, os fenômenos que levam bombas centrífugas a terem seu desempenho degradado quando operando com escoamentos bifásicos são ainda pouco compreendidos. Trabalhos existentes na literatura contam, em sua grande maioria, apenas com abordagens experimentais. Estudos por métodos numéricos são raramente encontrados, e os existentes são muito simplificados e pouco conclusivos. Nesse contexto, o presente trabalho propõe um estudo numérico, através de um programa de Dinâmica dos Fluidos Computacional ANSYS-CFX 17.2 (ANSYS, 2016), do escoamento bifásico líquido-gás no interior de um rotor de uma bomba centrífuga radial. A partir dos resultados numéricos, foi avaliado o desempenho do rotor em função de diversas variáveis, como as vazões de líquido e gás, a fração volumétrica de gás e o diâmetro da bolha de gás. Foi também investigada a dinâmica do líquido e do gás no interior do rotor, para compreender os fenômenos que levam à queda de desempenho quando uma bomba opera com escoamento bifásico. Para o desenvolvimento desse trabalho foram avaliados linhas de corrente, campos de velocidade, distribuição da fase gasosa e o comportamento do triângulo de velocidades, além das condições de funcionamento da bomba. Sendo assim, esse projeto contribui para a literatura da área de forma a agregar conhecimento sobre o escoamento bifásico no interior de um rotor de uma bomba centrífuga submersa.

Palavras-chave: Bomba centrífuga, escoamento bifásico, numérico, dinâmica dos fluidos computacional.

ABSTRACT

PROHMANN, Pamella. Simulação Numérica do escoamento Bifásico de Líquido-Gás no Interior de um Rotor de uma Bomba Centrífuga Radial. 2017. 93 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal Tecnológica do Paraná. Curitiba, 2017.

In the petroleum industry it is common the usage of electric submersible pumps as a technique of artificial lift to increase the production or to enable the production in non-natural flowing wells. However, the presence of gas in the pumped fluid may negatively influence the pump performance, which is directly related to the ability of the pump to increase pressure. In practice, the deterioration of this capacity causes a decrease on the petroleum production, which means economic loss. Nevertheless, the phenomena that cause performance degradation of centrifugal pumps under gas-liquid flows are poorly understood. The works from literature on this topic majorly rely on experimental methods. Studies with numerical methods are rarely found, while the ones that exists are simplified or not conclusive. In this context, the present work proposes a numerical study of the two-phase gas-liquid flow in a radial centrifugal pump rotor using the Computational Fluid Dynamics program ANSYS-CFX 17.2 (ANSYS, 2016). The rotor performance is evaluated as a function of several variables, such as the liquid and gas flow rates, the gas volume fraction and the gas bubble diameter. It was also investigated the dynamic of the liquid and the gas phases inside the rotor, in order to understand the phenomena that cause the decrease of the pump performance when operating with two-phase flows. Streamlines, velocity fields, gas phase distribution contours and the behavior of the velocity triangles are also examined for several operating conditions. This project contributes to the literature in this area as it adds knowledge about the two-phase flow in centrifugal pump rotors.

Keywords: electric submersible pumps, two-phase flow, numerical, Computational Fluid Dynamics

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Degradação da curva de pressão de uma Bomba Centrífuga	15
Figura 1.2 - Influência da quantidade de gás na eficiência de uma BCS	16
Figura 1.3 – Protótipo de rotor de bomba centrífuga plano, estreito e radial.	17
Figura 2.1 - Componentes de uma BCS	20
Figura 2.2 - Classificação do tipo de rotor de acordo com a rotação específica	22
Figura 2.3 - Curva de desempenho ideal vs. real de uma bomba	23
Figura 2.4 - Região de operação de uma bomba centrífuga	24
Figura 2.5 - Balanço de forças atuando sobre uma bolha no interior do canal do rotor da bomba centrífuga	28
Figura 2.6 - Curvas de desempenho da bomba como função das vazões de líquido, para diferentes vazões de gás na entrada	29
Figura 2.7 - Comparação das curvas de desempenho operando com diferentes vazões de gás	30
Figura 2.8 – Padrão de escoamento associado ao fenômeno de <i>surging</i>	32
Figura 2.9 - Padrões de escoamento identificados em função da fração volumétrica de gás	32
Figura 2.10 - Visualização dos padrões de escoamento identificados nos pontos descritos pela Figura 2.9	35
Figura 2.11 - Malha numérica computacional	37
Figura 2.12 - Curvas de altura de elevação do rotor em função da vazão de líquido, para quatro frações de vazio distintas	38
Figura 2.13 - Distribuição do gás em um plano médio entre o cubo e a coroa do rotor, para quatro condições operacionais	39
Figura 2.14 - Trajetórias das linhas de gás na periferia do rotor, tanto numérica como experimental.	40

Figura 2.15 - Comparação do tamanho da bolha entre diferentes trabalhos da literatura, modelos simulados no BEP: (a) Diâmetro da bolha vs. Fração volumétrica do gás. (b) desvio percentual entre as curvas	41
Figura 2.16 - Análise do erro da simulação com o novo modelo de tamanho de bolha comparado com dados experimentais	42
Figura 3.1 - Sistema de coordenadas para um sistema referencial rotativo (não inercial)	45
Figura 3.2 - Volume de controle genérico contendo dois fluidos e uma interface móvel que os separa	47
Figura 3.3 – Transferência de quantidade de movimento interfacial	47
Figura 3.4 - Forças de interface em escoamentos dispersos	48
Figura 3.5 - Simetria da bomba simulada	49
Figura 3.6 - Malha numérica feita no <i>software</i> Ansys Turbogrid, com detalhe do refinamento da malha nas pás	50
Figura 3.7 - Malha computacional com apenas um elemento na na direção do eixo z	51
Figura 3.8 - Condições de contorno aplicadas ao modelo	52
Figura 3.9 - Grade de testes para verificação da malha computacional	53
Figura 3.10 - Curva de pressão para escoamento monofásico	54
Figura 3.11 - Curva de eficiência para escoamento monofásico	54
Figura 3.12 - Curva de Pressão x Vazão volumétrica da mistura para teste de malha	56
Figura 3.13 - Curva de Eficiência x Vazão volumétrica da mistura do teste de malhas	56
Figura 3.14 – Arco de setor circular usado como referência entre a entrada e saída do rotor	58
Figura 3.15 - Perfil da fração volumétrica no teste de malha bifásico	58

Figura 3.16 - Perfil de velocidade do líquido no teste de malha bifásico	59
Figura 3.17 - Malha definida para o desenvolvimento desse projeto	59
Figura 4.1 – Combinação da grade de simulação	60
Figura 4.2 - Curva do ganho de pressão para bolha com diâmetro de 0,5mm Curva do ganho de pressão para bolha com diâmetro de 0,5mm	62
Figura 4.3 - Curva do ganho de pressão para bolha com diâmetro de 1,0mm	63
Figura 4.4 - Curva de ganho de pressão para bolha com diâmetro de 2,0mm	64
Figura 4.5 - Influência do diâmetro da bolha para frações de vazio baixas	64
Figura 4.6 - Curva da eficiência da bomba para bolha com diâmetro de 0,5mm	65
Figura 4.7 - Curva da eficiência da bomba para bolha com diâmetro de 1,0mm	65
Figura 4.8 - Curva da eficiência da bomba para bolha com diâmetro de 2,0mm	66
Figura 4.9 - Distribuição da fase gasosa para $\alpha = 4\%$ e $Q=0,5BEP$ variando o diâmetro da bolha	68
Figura 4.10 - Distribuição da fase gasosa para bolha com $d=1,0mm$ e $Q=0,5BEP$ variando a fração de vazio	69
Figura 4.11 - Variação da distribuição da fase gasosa para bolha com $d=2mm$ e $\alpha=6\%$ em função da vazão volumétrica da mistura	71
Figura 4.12 – Influência da variação da vazão de mistura nas linhas de corrente, a) do líquido e b) do gás, nos campos de velocidade de um escoamento com $\alpha=6\%$ e diâmetro da bolha de 2mm	72
Figura 4.13 - Exemplo de triângulo de velocidades	74
Figura 4.14 – Representação das velocidades em um rotor de bomba radial	75
Figura 4.15 - Arcos de setor circular e vetores mostrando a direção do escoamento na entrada da pá, na região central e na região de saída da pá	76
Figura 4.16 - Ângulo β na região de entrada da pá, central e região de saída, para dois diferentes escoamentos	77

Figura 4.17 - Influência da vazão volumétrica da mistura no ângulo β no arco da região central da pá

78

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Características do rotor	49
Tabela 3.2 - Dados dos testes de malha	57
Tabela 4.1 - Dados de entrada utilizados nas simulações	60
Tabela 4.2 - Degradação nas curvas de eficiência sendo representadas em porcentagem	66
Tabela 0.1 - Dados para escoamento monofásico	85
Tabela 0.2 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 1\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm	85
Tabela 0.3 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 2\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm	86
Tabela 0.4 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 4\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm	86
Tabela 0.5 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 6\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm	87
Tabela 0.6 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 1\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm	87
Tabela 0.7 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 2\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm	88
Tabela 0.8 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 4\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm	88
Tabela 0.9 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 6\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm	89
Tabela 0.10 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 1\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm	89
Tabela 0.11 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 2\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm	90
Tabela 0.12 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 4\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm	90
Tabela 0.13 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 6\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm	91

LISTA DE SÍMBOLOS

Descrição		Unidade
n_s	Velocidade específica	[-]
N	Rotação	[rpm]
H	Altura de carga	[m]
Q	Taxa volumétrica	[m ³ .s ⁻¹]
V_o	Velocidade teórica de saída	[m.s ⁻¹]
V_i	Velocidade teórica de entrada	[m.s ⁻¹]
g	Aceleração gravitacional	[m.s ⁻²]
\vec{V}	Velocidade absoluta do fluido	[m.s ⁻¹]
\vec{U}	Velocidade da pá	[m.s ⁻¹]
U_o	Velocidade da saída da pá	[m.s ⁻¹]
U_i	Velocidade de entrada da pá	[m.s ⁻¹]
\vec{W}	Velocidade relativa da corrente fluida	[m.s ⁻¹]
W_o	Velocidade relativa de saída	[m.s ⁻¹]
W_i	Velocidade relativa de entrada	[m.s ⁻¹]
p	Pressão absoluta	[Pa]
ρ	Massa específica	[kg.m ⁻³]
V	Velocidade média do escoamento	[m.s ⁻¹]
z	Altura do ponto de medição em relação a uma referência arbitrária	[m]
Δp	Variação de pressão	[Pa]
Q_g	Vazão real de gás	[m ³ .s ⁻¹]
$Q_{g,sc}$	Vazão padrão de gás	[m ³ .s ⁻¹]
ρ_g	Massa específica real	[kg.m ⁻³]
$\rho_{g,sc}$	Massa específica padrão	[kg.m ⁻³]
Q_m	Vazão da mistura	[m ³ .s ⁻¹]
Q_l	Vazão real do líquido	[m ³ .s ⁻¹]
v_s	Deslizamento entre fases	[-]
v_g	Velocidade local do gás	[m.s ⁻¹]
v_l	Velocidade local do líquido	[m.s ⁻¹]
S	Taxa de deslizamento	[-]
X	Título	[-]

\dot{m}_g	Vazão mássica de gás	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_l	Vazão mássica de líquido	[kg.s ⁻¹]
α	Fração do vazio	[-]
λ	Fração volumétrica de gás	[-]
η	Eficiência total	[-]
μ	Coefficiente de potência consumida	[-]
ϕ	Coefficiente de fluxo	[-]
u_2	Velocidade de rotação periférica do rotor	[m.s ⁻¹]
γ	Peso específico do líquido	[N.m ⁻³]
L	Potência consumida no eixo	[W]
Ω	Velocidade angular do rotor	[rad.s ⁻¹]
V_{XYZ}	Velocidade do fluido no sistema de coordenadas não inercial	[m.s ⁻¹]
r	Posição de uma partícula fluida em relação a origem do sistema não inercial de coordenadas	[m]
Γ_k	Fluxo de massa através da interface entre as fases	[-]
F_D	Força de arrasto	[N]
F_{MV}	Força de massa virtual	[N]
F_S	Força de sustentação	[N]
F_{LP}	Força de lubrificação da parede	[N]
F_{DT}	Força de dispersão Turbulenta	[N]
W	Velocidade Relativa	[m.s ⁻¹]
C	Velocidade Absoluta	[m.s ⁻¹]
U	Velocidade Tangencial	[m.s ⁻¹]
C_m	Componente meridional da velocidade absoluta	[-]
C_u	Componente tangencial da velocidade absoluta	[-]
α	Ângulo formado pela velocidade absoluta e a velocidade tangencial	[°]
β	Ângulo formado pela velocidade relativa e a tangencial	[°]
ψ	Coefficiente adimensional para altura de elevação bifásica	[-]
T_{eixo}	Torque do eixo do motor	[N.m]
P_m	Potência mecânica	[W]
P_h	Potência hidráulica	[W]

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

BCS	Bomba Centrífuga Submersa
BEP	<i>Best Efficiency Point</i> – Ponto de melhor eficiência
CAD	<i>Computer-Aided Design</i> – Desenho Assistido por Computador
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> – Dinâmica dos Fluidos Computacional
FLG	Fração Líquido-gás
NUEM	Núcleo de Escoamento Multifásico
RLGL	Razão Livre de Gás-Líquido
RLV	Razão Líquido-vapor
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
TUALP	<i>Tulsa University Artificial Lift Projects</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Caracterização do Problema	14
1.2	Objetivos	17
1.3	Justificativa	18
1.4	Estrutura do Trabalho	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1	Desempenho de Bombas Centrífugas	22
2.2	Escoamento Bifásico em Bombas	25
2.2.1	Conceitos e definições para escoamento bifásico	26
2.2.2	Estudos anteriores	27
2.3	Escoamento Bifásico em BCS usando Dinâmica dos Fluidos Computacional	36
2.4	Comentários Gerais	42
3	METODOLOGIA	44
3.1	Modelagem Matemática	44
3.1.1	Modelo Euler-Euler de dois fluidos	46
3.2	Geometria CAD	48
3.3	Modelagem Numérica	49
3.3.1	Malha computacional	50
3.3.2	Parâmetros de simulação	51
3.3.3	Testes numéricos preliminares	53
3.3.4	Testes de malha	55
4	RESULTADOS	60
4.1	Grade de Simulações	60
4.2	Análise de Desempenho	61
4.3	Campos de Escoamento	67
4.3.1	Distribuição da fase gasosa no rotor	67
4.3.2	Campos de velocidade e linhas de corrente	71
4.4	Análise do Triângulo de Velocidade	73
5	CONCLUSÕES	80
6	REFERÊNCIAS	82
	APÊNDICE A – DADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	85

1 INTRODUÇÃO

Os desafios tecnológicos na exploração e produção de óleos em águas profundas são grandes. Devido a isso, torna-se necessário o aprimoramento de técnicas de elevação artificial aplicadas para a produção de petróleos pesados e misturas de óleo e gás. Entre as técnicas possíveis de aplicação nesses cenários, há o Bombeio Centrífugo Submerso, ou *ESPs*, da nomenclatura inglesa *Electrical Submersible Pump* que, juntamente com o *gas-lift* e o *jet-pump*, formam o tripé das possibilidades atuais de elevação artificial de petróleo em águas profundas e ultra profundas (THOMAS, 2001).

As limitações quanto ao uso de bombas centrífugas submersas (BCS) estão hoje associadas à restrição de bombeio de misturas bifásicas gás-líquido com elevada concentração de gás. Há trabalhos sendo realizados nas indústrias e nos centros de pesquisa para ampliar a faixa operacional de concentração da fase dispersa (bolhas ou gotas de líquido), mas nenhuma solução definitiva foi apresentada.

Em geral, a presença de gás em rotores pode afetar o desempenho de bombas centrífugas. No caso específico de BCS's, isso pode fazer com que a bomba não seja capaz de transferir energia suficiente para elevar o fluido até a superfície, fazendo com que o sistema de elevação artificial se comporte como se estivesse subdimensionado. Isso ocorre porque o emprego de BCSs é baseado em correções empíricas das curvas de altura de elevação e eficiência obtidas para escoamento monofásico de água, dadas pelos catálogos dos fabricantes de bombas (ESTEVAM, 2002).

Já não se pode dizer o mesmo do limite de potência do motor elétrico das BCSs. Há pouco mais de uma década mencionava-se o teto de 600 kW, valor este já superado por anúncios recentes de projetos conjuntos da indústria e operadoras de petróleo (a Petrobras é um exemplo), citando potências da ordem de 1865 kW. O desenvolvimento tecnológico deve elevar ainda mais esta potência em curto e médio prazo. Entretanto, bombear fluidos muito viscosos ou misturas de óleo e gás com BCSs impõe uma penalidade ao equipamento, ou seja, a eficiência reduzida da transferência de energia de um rotor que gira em alta velocidade para o fluido de

trabalho. Assim, mesmo que a potência aumente para limites ainda superiores, a dissipação viscosa ou bloqueio devido a presença de gás (*surging*) nos canais da bomba imporá restrições para a utilização do equipamento.

Estudar os fenômenos envolvidos no escoamento de líquido-gás no interior de uma bomba é importante para entender os motivos que levam à queda de desempenho de BCSs operando com escoamento bifásico. Isso pode ajudar, por exemplo, no projeto de sistemas de bombeio mais bem dimensionados, bem como no desenvolvimento de novas bombas que sejam capazes de suportar maiores quantidades de gás sem grande degradação de desempenho.

Entretanto, são diversas as variáveis que afetam no problema, como as vazões de líquido e gás, a viscosidade do líquido, o diâmetro das bolhas, a velocidade de rotação, a tensão superficial entre as fases, a geometria da bomba, entre outros. Portanto, um estudo nesse tema requer o uso de uma metodologia que permita o controle das variáveis e, ao mesmo tempo, seja capaz de proporcionar uma análise detalhada da dinâmica do escoamento.

Nos últimos anos, com o advento da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) juntamente com os modelos numéricos e de turbulência, aplicáveis a escoamentos em bombas centrífugas, a pesquisa na área tem ganhado espaço. A vantagem do uso da simulação numérica de escoamentos em bombas centrífugas é que ela permite tanto calcular o desempenho médio de uma bomba quanto analisar detalhes do escoamento que seriam dificilmente acessíveis por métodos experimentais. Essas informações podem ser utilizadas para a elaboração de curvas de desempenho e até dar subsídios para o projeto de bombas centrífugas.

1.1 Caracterização do Problema

Um fator importante a ser considerado no método de elevação por bombeio centrífugo submerso é que bombas centrífugas são, originalmente, projetadas para escoamento monofásico e de baixa viscosidade. Dessa forma, as curvas de catálogo fornecidas pelo fabricante são levantadas através de testes com água e, portanto, a faixa de operação recomendada pelo fabricante em catálogo é dada para esse fluido.

Entretanto, é comum em poços *offshore* a existência de outras fases além do óleo que se pretende produzir. Além de água e cascalho, pode ocorrer a liberação de gases dissolvidos na medida em que o óleo perde pressão desde que deixa o reservatório. Com a liberação do gás do óleo (característica dependente do poço e da composição do petróleo), bombas centrífugas deixam de gerar o mesmo aumento de pressão que ocorreria para um escoamento monofásico, resultando assim em uma perda de desempenho. Isso acarreta uma queda na taxa de produção do poço e por consequência gera prejuízos econômicos. Tendo isso em vista, um melhor dimensionamento prévio do sistema é de grande interesse, o que passa pelo conhecimento do comportamento de bombas quando operam com escoamento bifásico (ESTEVAM, 2002).

Em situações de escoamento bifásico, a curva característica de altura de elevação de uma bomba mostra uma mudança abrupta de comportamento se comparada com uma operação normal com escoamento monofásico. Essa mudança pode causar comportamento instável do sistema, sendo esse fenômeno denominado de *surging* (BARRIOS, 2007). Na Figura 1.1, pode-se observar a comparação da curva de ganho de pressão em um escoamento monofásico e um bifásico. No último caso, é possível identificar a região de *surging*, fenômeno conhecido pela degradação na curva da bomba pelo aumento de concentração de gás em seu interior, e a região de bloqueio de gás, resultado do acúmulo e coalescência de pequenas bolhas que formam um grande bolsão de gás nos canais hidráulicos da bomba.

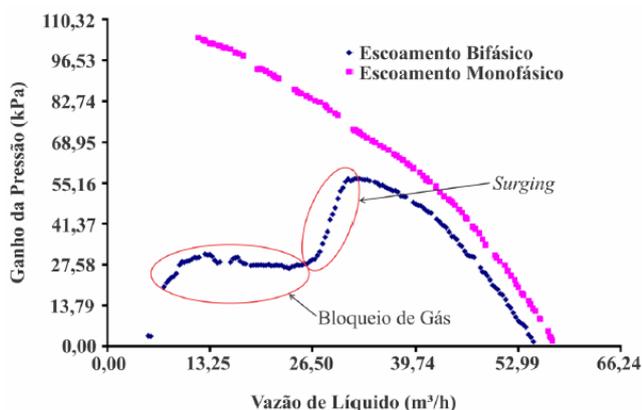


Figura 1.1 - Degradação da curva de pressão de uma Bomba Centrífuga

Fonte: (BARRIOS, 2007)

É de fundamental importância para a indústria o conhecimento e previsão do aparecimento dessas condições, pois é uma situação indesejável e que causa uma considerável queda na produção. A fim de evitar os muitos inconvenientes que o acúmulo de gás pode causar, o entendimento desse fenômeno pode levar a prevenção do mesmo.

É importante, também, levar em conta a diminuição da faixa operacional da bomba quando operando com escoamentos bifásicos. Um comparativo das curvas de eficiência de uma bomba para escoamento monofásico e bifásico com várias quantidades de gás pode ser observado na Figura 1.2. É possível constatar um deslocamento do ponto de melhor eficiência ou BEP (*Best Efficiency Point*) para a direita com o aumento da quantidade de gás, assim como uma diminuição da faixa de operação da bomba e também da eficiência máxima obtida.

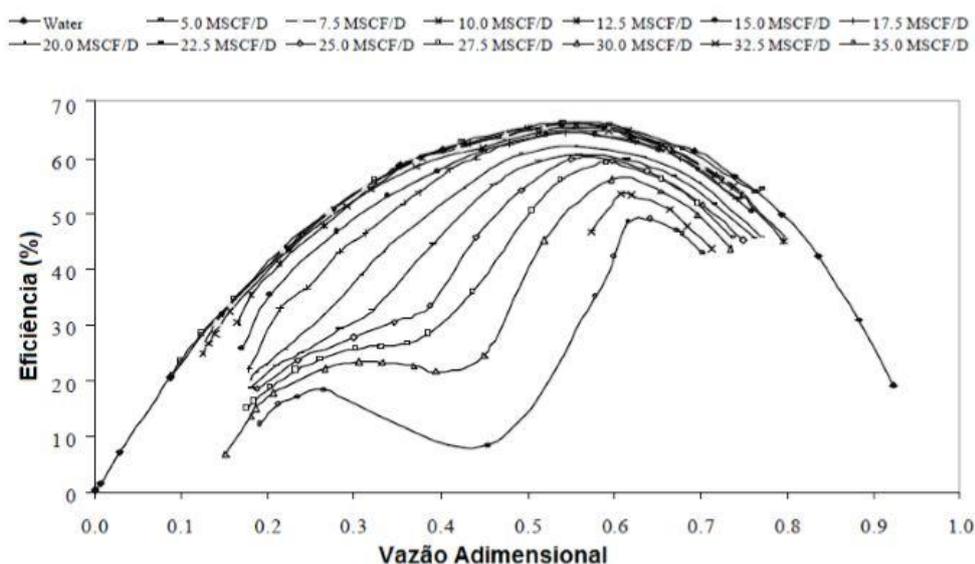


Figura 1.2 - Influência da quantidade de gás na eficiência de uma BCS

Fonte: (PESSOA, 2001)

Dessa forma, entender o comportamento do gás pode levar a realização de muitos outros estudos com foco na melhoria do desempenho não apenas de bombas centrífugas submersas, mas também de outros sistemas rotativos que podem estar sujeitos a escoamentos líquido-gás, como ocorre por exemplo na indústria nuclear (POULLIKAS, 2000).

1.2 Objetivos

Tendo-se em vista as motivações expostas, o objetivo do presente trabalho é entender o comportamento do escoamento bifásico líquido-gás no interior de um rotor de uma bomba centrífuga radial. Para esse fim, foram realizadas simulações numéricas utilizando a técnica da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), como forma de avaliar a distribuição das fases líquida e gasosa para diferentes condições operacionais e a sua influência no desempenho do rotor.

Para a simulação numérica foi usado um rotor “*quasi-2D*”, baseado no modelo em acrílico mostrado na Figura 1.3. Esse rotor é projetado como plano, radial e com canal axial estreito, que é uma simplificação da geometria de um rotor de bomba centrífuga real. Para esse rotor, foram resolvidas as equações de conservação de massa e quantidade de movimento para cada uma das fases utilizando o modelo Euler-Euler de dois fluidos, além de equações adicionais para modelar a turbulência da fase líquida. O programa de dinâmica dos fluidos computacional Ansys CFX 17.2 (ANSYS, 2016) foi usado para resolver numericamente o sistema de equações governantes através do Método de Volumes Finitos.

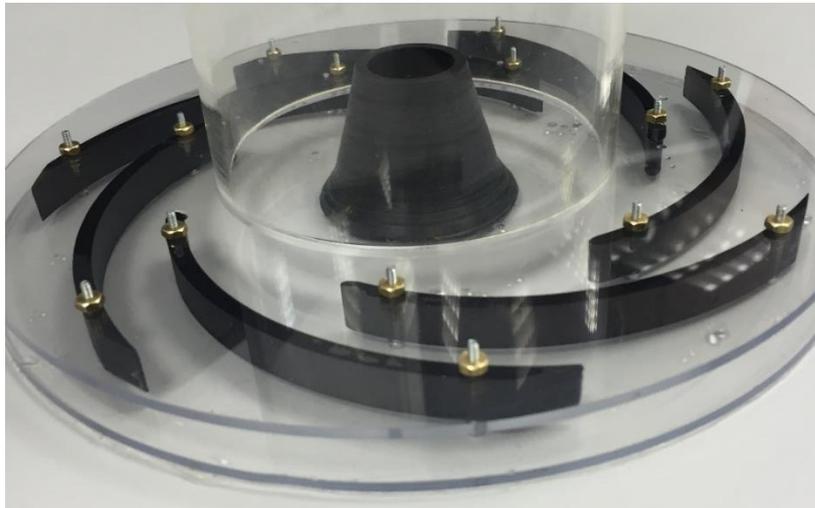


Figura 1.3 – Protótipo de rotor de bomba centrífuga plano, estreito e radial.¹

¹ As figuras, tabelas e quadros sem indicação de fonte foram compilados pelo próprio autor.

Foram levantadas curvas para avaliar o desempenho do rotor sob diversas condições de escoamento bifásico, comparando o resultado obtido com o esperado para escoamento monofásico. Através das diferenças de desempenho obtidas em cada caso, foram analisadas linhas de corrente, campos de velocidade, pressão e o comportamento do triângulo de velocidades, com a finalidade de se entender o que leva às tendências observadas.

1.3 Justificativa

A fim de avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga em condições de escoamento bifásico, grandes esforços têm sido realizados. Todavia, a modelagem desse problema é ainda um grande desafio a ser enfrentado. Para se conseguir prever o comportamento de desempenho de uma BCS sob determinadas condições é essencial o entendimento do escoamento bifásico nos canais de uma BCS, assim como a relação das características desse escoamento com a perda no incremento de pressão.

Não obstante a grande importância desse tema na prática, há uma grande deficiência nos estudos sobre escoamento bifásico em bombas centrífugas. Dos trabalhos existentes, a grande maioria consiste em abordagens experimentais. Para alguns tipos de bombas específicas foram realizados estudos de visualização da distribuição das fases na bomba, para avaliar a influência de certos parâmetros como velocidade de rotação, pressão de entrada e vazão de líquido. Entretanto, os autores não sugerem que os padrões possam ser generalizados e estendidos para outros casos, nem mesmo qualitativamente. De fato, diferenças entre distribuições das fases na bomba são observadas em muitos casos (GÜLICH, 2010), mesmo em bombas do mesmo tipo. Devida a falta de generalidade, até mesmo a definição de variáveis medidas e a padronização de nomenclaturas são influenciadas e sofrem com isso (PESSOA & PRADO, 2001)

Uma análise criteriosa da literatura revela que há um número relativamente baixo de estudos numéricos que empreguem dinâmica dos fluidos computacional para a solução de escoamentos bifásicos em bombas, sendo regularmente mencionados

problemas como o elevado custo computacional, dificuldades na definição das condições de contorno, convergência do problema e carência de equações constitutivas confiáveis para as transferências interfaciais entre líquido e gás. Por esse motivo, os estudos numéricos existentes são, ainda, relativamente simples e agregam pouca contribuição ao tema.

Levando-se em conta os aspectos citados, entende-se que o desenvolvimento desse trabalho se justifica na medida em que se insere de modo a contribuir com a literatura da área, ajudando a entender o funcionamento do gás no interior do rotor e dando suporte para potenciais trabalhos numéricos no futuro.

1.4 Estrutura do Trabalho

Capítulo 1 - Introdução: neste capítulo é abordada uma introdução ao tema, apresentando-se o problema, sua contextualização, os objetivos do trabalho e o que justifica a proposta de estudo.

Capítulo 2 – Fundamentação Teórica: são apresentados conceitos importantes sobre escoamentos em bombas centrífugas, bem como estudos já realizados sobre escoamentos bifásicos nesse tipo de equipamento.

Capítulo 3 - Metodologia: trata da modelagem matemática onde são descritas as equações que governam o escoamento no interior dos canais do rotor. São descritos também alguns parâmetros escolhidos para a modelagem numérica, além das hipóteses simplificadoras. Nesse capítulo, será ainda discutido sobre a malha computacional selecionada para o desenvolvimento do trabalho

Capítulo 4 - Resultados: São apresentados os resultados obtidos nas simulações numéricas. Uma análise do ganho de pressão no rotor e outros parâmetros de desempenho para escoamento bifásico será realizada em detalhe. Campos de velocidade e linhas de corrente no interior do rotor também serão analisados, além de um estudo sobre o triângulo de velocidade nas pás do rotor.

Capítulo 5 - Conclusão: nesse capítulo são apresentadas as conclusões a que este trabalho chegou, bem como recomendações para futuros trabalhos na área.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Bombas centrífugas são muito utilizadas para o transporte de substâncias em diversos ambientes industriais. Seu objetivo básico consiste em aumentar a pressão do fluido como forma de vencer perdas hidráulicas e colunas hidrostáticas, proporcionando assim o escoamento. Para que isso ocorra, a energia cinética advinda de um eixo acoplado a um motor é transferida para o fluido por meio de um componente rotativo, o rotor, que por sua vez descarrega o escoamento em um difusor ou uma voluta. A combinação do movimento centrífugo do rotor e do aumento de área dos canais hidráulicos converte parte dessa energia em aumento de pressão.

Para o caso específico de bombas centrífugas submersas empregadas em elevação artificial de petróleo, tem-se as seguintes características:

- São bombas de múltiplos estágio, isto é, possuem dezenas ou até mesmo centenas de estágios instalados em série;
- Cada estágio é composto por dois componentes básicos: rotor e difusor;
- Os rotores são do tipo fechado (possuem paredes que em conjunto com as pás formam os canais do rotor);
- Os rotores podem ser de fluxo misto ou radial.

No lado esquerdo da Figura 2.1 pode ser observada uma típica BCS de múltiplos estágios e no lado direito os componentes principais de apenas um estágio de BCS, o difusor e o rotor.

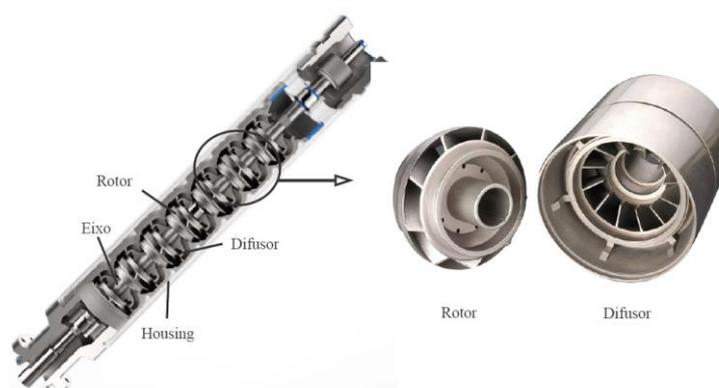


Figura 2.1 - Componentes de uma BCS

Fonte: (General Electric, 2013) e (UCT Coatings, 2013), **adaptado**

O fluido adentra no rotor de forma axial com velocidade relativamente baixa. Ao entrar em contato com o rotor, o fluido tem sua magnitude de velocidade aumentada. Dessa forma, o torque aplicado pela bomba é convertido em energia cinética. Parte dessa energia se transforma em energia de pressão quando o fluido, em alta velocidade, deixa o rotor e entra no difusor, parte estacionária da bomba.

Se comparado à entrada do rotor, o fluido deixa o difusor com maior pressão, portanto ao transitar pelo rotor e difusor de uma bomba o fluido tem sua pressão aumentada. O processo de ganho de pressão se repete uma vez que os estágios de uma BCS são montados em série, e a pressão do fluido aumenta estágio a estágio.

De acordo com a direção que o fluido deixa o rotor, as bombas centrífugas podem ser classificadas como radial, axial ou mista. As BCS usuais se mantêm apenas em tipo radial ou misto, dependendo da vazão de produção pretendida.

Sendo assim, a escolha da classificação do rotor que se deseja utilizar depende da vazão e ganho de pressão requisitados, que por sua vez são definidos pelo parâmetro velocidade específica, n_s . Ela é uma característica da geometria da bomba, e pode ser definida como a rotação necessária “n” para produzir uma altura de carga “H” com uma taxa volumétrica “Q”, de acordo com a equação (1).

$$n_s = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

Rotores axiais possuem elevado valor de velocidade específica, enquanto que um baixo valor pode ser encontrado em rotores radiais. Rotores de fluxo misto apresentam valores intermediários de velocidade específica, assim como pode ser visto na Figura 2.2.

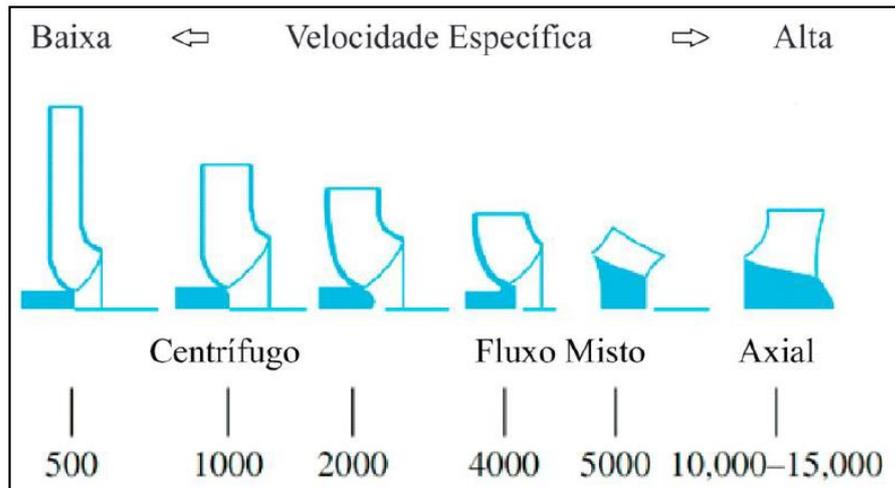


Figura 2.2 - Classificação do tipo de rotor de acordo com a rotação específica

Fonte: (WHITE, 1998), adaptado

2.1 Desempenho de Bombas Centrífugas

Devido às necessidades da indústria, muitas vezes as bombas precisam ser operadas fora das condições de vazão e eficiência para que foram projetadas. A curva principal de desempenho da bomba, que correlaciona a vazão com a altura de elevação, pode ser obtida através de um balanço de quantidade de movimento angular em um volume de controle finito. A Figura 2.3 mostra um exemplo para essa curva de desempenho, onde a curva de altura-vazão ideal pode ser encontrada através da equação (2) conhecida como equação de Euler para bombas centrífugas. (FOX, MCDONALD, & PRITCHARD, 2006).

A equação de Euler é aplicada em turbomáquinas, e, idealmente, a energia cedida pela bomba é positiva. Em sua forma mais geral, a equação de Euler pode ser vista na equação (2), onde H é obtido em função das velocidades componentes dos triângulos teóricos à entrada (i) e à saída (o) do rotor.

$$H = \frac{1}{2g} [(V_o^2 - V_i^2) + (U_o^2 - U_i^2) + (W_o^2 - W_i^2)], \quad (2)$$

onde \vec{V} é a velocidade absoluta do fluido, \vec{U} é a velocidade da pá e \vec{W} é a velocidade relativa da corrente fluida.

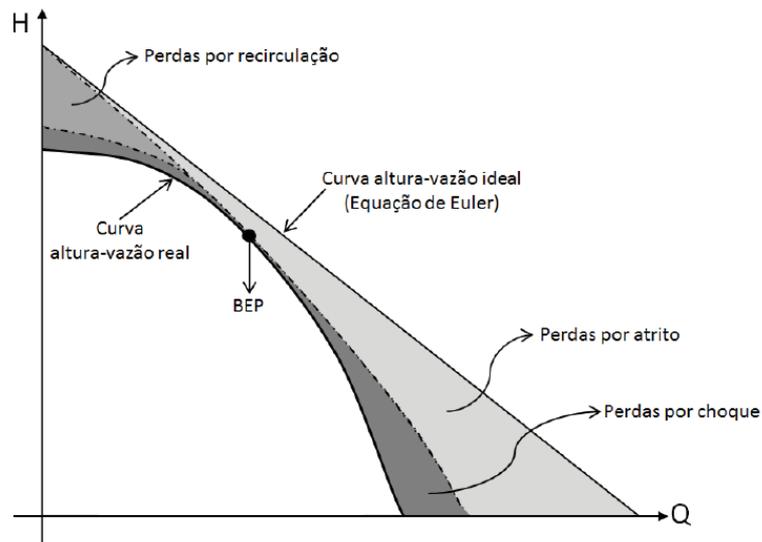


Figura 2.3 - Curva de desempenho ideal vs. real de uma bomba

Fonte: (FOX, MCDONALD, & PRITCHARD, 2006)

No entanto, a altura de carga dada pela equação de Euler pode ser degradada devido às regiões de recirculação dentro dos canais do rotor geradas pelo número finito de pás. Outras perdas também são responsáveis pela modificação na distribuição de velocidade dentro dos canais do rotor e pela dissipação de energia, tais como:

- Perdas por vazamento: sendo mais perceptível em baixas vazões, a perda por vazamento reduz a altura de carga gerada pela bomba. Essa perda ocorre em consequência às folgas existentes entre as partes fixas e móveis da bomba;
- Perdas hidráulicas: geralmente advindas de escoamentos turbulentos, as perdas hidráulicas são proporcionais ao quadrado da vazão. São perdas resultantes da resistência do escoamento ao rotor em movimento rotativo, conhecido como atrito de disco.
- Perdas por choque: ocorre ao se trabalhar com a bomba fora das condições nominais, fora do BEP. O fluido ao incidir nas pás do rotor de forma não tangencial gera perturbações no escoamento, criando regiões de recirculação pelo deslocamento da camada limite;

A norma ISSO 13709:2003, referente a bombas centrífugas para indústria de petróleo, petroquímicas e gás natural, recomenda que a operação de uma bomba centrífuga de mantenha dentro de uma faixa de valores limites, correspondente a 80% a 110% da vazão de BEP. Para melhor entendimento, tem-se na Figura 2.4 a demonstração resumida desse conceito.

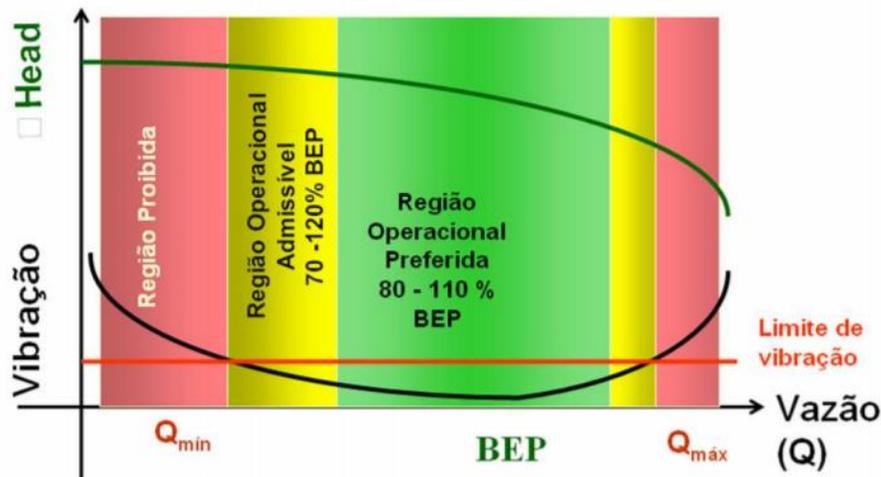


Figura 2.4 - Região de operação de uma bomba centrífuga

Fonte: (ISO 13709, 2003), adaptado

Sendo assim, através de experimentos e com instrumentos capazes de medir vazão e pressão na entrada e saída da bomba, além do conhecimento da diferença de altura entre esses pontos, pode-se obter a curva de performance real, indicada como a curva altura-vazão real da Figura 2.3, utilizando-se o princípio de conservação de energia e calculando a altura de elevação da bomba através da equação (3) (FOX, MCDONALD, & PRITCHARD, 2006).

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z \right)_o - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z \right)_i \quad (3)$$

Na equação acima, a aceleração da gravidade é representada por “g”, “p” é a pressão absoluta, a massa específica do fluido é “ρ” e a velocidade média do escoamento obtida através da vazão é simbolizado por “V”, “z” é a altura do ponto de medição em relação a uma referência arbitrária e os subscritos “i” e “o” se referem à entrada e saída da bomba respectivamente. Rigorosamente, o uso dessa equação só é válida se aplicada sob uma linha de corrente. Entretanto, o emprego de valores

médios, quando a bomba opera longe das condições de projeto, pode fugir significativamente da realidade (BRENNEN, 1994).

Por consequência das perdas de energia decorrente do funcionamento da bomba, é transferido para o fluido apenas uma parcela da potência mecânica (P_m) advinda do torque do eixo do motor (T_{eixo}). Contudo, é a potência hidráulica (P_h) aquela que é efetivamente entregue ao fluido ao ser bombeado. Assim como mostra a equação (4), a eficiência da bomba pode ser definida como a razão da potência hidráulica e a potência mecânica.

$$\eta = \frac{P_h}{P_m} = \frac{\Delta p q}{n T_{eixo}} \quad (4)$$

onde “n” é a velocidade de rotação, “q” é a vazão volumétrica e “ Δp ” é a variação de pressão na bomba.

Todavia, ao considerarmos o escoamento de um fluido como o petróleo, além das perdas anteriormente citadas, temos também dois fatores de grande influência na curva de desempenho, sendo eles a alta viscosidade e o escoamento bifásico. Há na literatura diversos trabalhos sobre o efeito da viscosidade em uma BCS e como ela prejudica a eficiência da bomba devido ao maior atrito do fluido. Há, ainda, diversas metodologias para correção de desempenho de bombas operando com fluidos de alta viscosidade, como Hydraulic Institute (1955), Stepanoff (1957), Gülich (1999) e Ofuchi (2015).

Trabalhos voltados para escoamentos bifásicos em bombas, entretanto, são significativamente mais escassos. Os trabalhos mais relevantes do tema encontrados na literatura aberta são apresentados nas seções que se seguem.

2.2 Escoamento Bifásico em Bombas

Além da influência da viscosidade do fluido no desempenho de uma bomba, a ocorrência de escoamentos bifásicos também tem grande importância em cenários de bombeio de petróleo. Sabe-se que, nessas situações, o gás tende a se acumular nos canais do rotor, o que em muito descaracteriza o projeto teórico de uma bomba, assim como seu triângulo de velocidade, degradando o desempenho da bomba.

2.2.1 Conceitos e definições para escoamento bifásico

Serão definidos nessa seção alguns conceitos frequentemente utilizados ao se tratar de um escoamento bifásico. Muitas vezes interpretações errôneas ou equivocadas são feitas sobre determinando tema ou fenômeno devido as diferentes terminologias empregadas pelos muitos autores no estudo sobre escoamento bifásico. Para o desenvolvimento desse projeto será adotada a notação definida por (GAMBOA, 2008), a fim de se manter um padrão.

- Vazão de Gás: volume de gás por unidade de tempo que entra na bomba. Quando utilizado em condições padrão é denominado de vazão padrão de gás ($q_{g,sc}$), caso contrário é considerado como vazão real de gás (q_g). A relação entra a vazão padrão e real se dá através da equação (5), onde $\rho_{g,sc}$ e ρ_g são a massa específica nas condições padrão e real, respectivamente.

$$Q_g = \frac{\rho_{g,sc}}{\rho_g} Q_{g,sc} \quad (5)$$

- Vazão da Mistura (q_m): soma das vazões reais do líquido e do gás, expressa na equação (6). Ambas são medidas à pressão e temperatura de sucção da bomba.

$$Q_m = Q_g + Q_l \quad (6)$$

- Deslizamento entre Fases (v_s): a velocidade local do gás (v_g) e a velocidade local do líquido (v_l) são geralmente diferentes. Sendo assim, o deslizamento entre fases representa a velocidade relativa entre a velocidade das duas fases, assim como mostra a equação (7).

$$v_s = v_g - v_l \quad (7)$$

- Taxa de Deslizamento (S): estabelecido como sendo a razão entre a velocidade local do gás e a velocidade local do líquido, conforme equação (8).

$$S = \frac{v_g}{v_l} \quad (8)$$

- Título (x): é o resultado da divisão da vazão mássica de gás (\dot{m}_g) pela soma da vazão mássica de líquido (\dot{m}_l) com a vazão mássica de gás, de acordo com a equação (9).

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_l} \quad (9)$$

- Fração de Vazio (α): A fração de vazio é uma variável local e instantânea, correspondente à fração ocupada em um elemento de volume pela fase gasosa. Pode ser definida como sendo a razão entre o volume de gás e o volume total da mistura. Ela também pode ser estimada em função das velocidades locais, massas específicas e vazões mássicas de cada fluido, assim como mostra a equação (10).

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (10)$$

- Fração Volumétrica de Gás (λ): é simplesmente a razão entre a vazão real de gás e a vazão total da mistura, representada pela equação 11.

$$\lambda = \frac{q_g}{q_g + q_l} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (11)$$

- Razão Livre de Gás-Líquido (RLGL): é a razão entre a vazão de gás livre nas condições padrão e a vazão de líquido nas condições do tanque de mistura, como mostra a equação (12).

$$RLGL = \frac{q_{g,sc}}{q_{l,st}} \quad (12)$$

Entretanto se essas vazões forem expressas nas condições de operação da bomba essa razão pode ser denominada como fração líquido-gás (FLG) ou razão líquido-vapor (RLV), equação (13).

$$RLV = FLG = \frac{q_g}{q_l} \quad (13)$$

Na sequência, serão apresentados os principais trabalhos que abordam o tema de escoamento bifásico em bombas centrífugas.

2.2.2 Estudos anteriores

Um dos trabalhos pioneiros no tema de escoamento bifásico em bombas centrífugas é o de Murakami e Minemura (1974). O estudo foi feito para uma bomba centrífuga usada na indústria nuclear para refrigeração de reatores de água

pressurizada. Esse estudo foi realizado a fim de estudar teoricamente as forças que governam o movimento de uma bolha. Para ajudar o estudo teórico, foi também avaliado o desempenho da bomba operando com líquido e gás em uma bancada experimental que possibilitasse a visualização (carcaça transparente) do interior da bomba. Assim como representado na Figura 2.5, o modelo usado para esse estudo foi baseado na hipótese de uma bolha escoando sozinha ao longo de uma linha de corrente, desde a entrada até a saída do rotor radial.

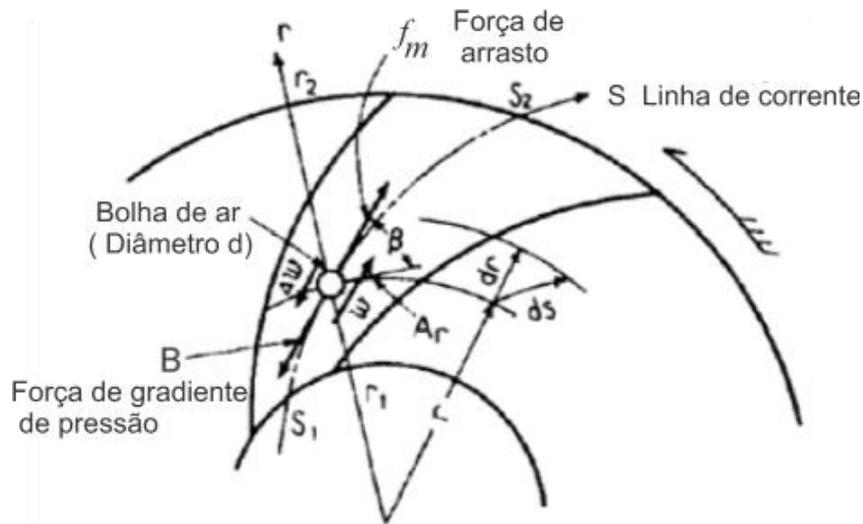


Figura 2.5 - Balanço de forças atuando sobre uma bolha no interior do canal do rotor da bomba centrífuga

Fonte: (MURAKAMI & MINEMURA, 1974)

Para diferentes razões de vazões volumétricas de gás e de líquido, q_s/Q , apresenta-se na Figura 2.6 o resultado das medições do coeficiente de carga ψ , eficiência total η e o coeficiente de potência consumida μ em função do coeficiente de fluxo ϕ , suas definições podem ser encontradas nas equações (14), (15), (16) e (17) respectivamente. É possível observar que conforme a razão de vazões volumétricas aumenta o desempenho da bomba sofre uma maior degradação.

$$\psi = \frac{gH}{u_2^2} \quad (14)$$

$$\eta = \frac{\gamma QH}{L} \quad (15)$$

$$\mu = \frac{gL}{\gamma A_2 u_2^3} \quad (16)$$

$$\phi = \frac{Q}{A_2 u_2} \quad (17)$$

onde g é a gravidade, H representa a altura de elevação aparente sobre o líquido, u_2 é a velocidade de rotação periférica do rotor, Q é a vazão volumétrica de líquido, A_2 representa a área de descarga na saída do rotor, γ é o peso específico do líquido e L é a potência consumida no eixo.

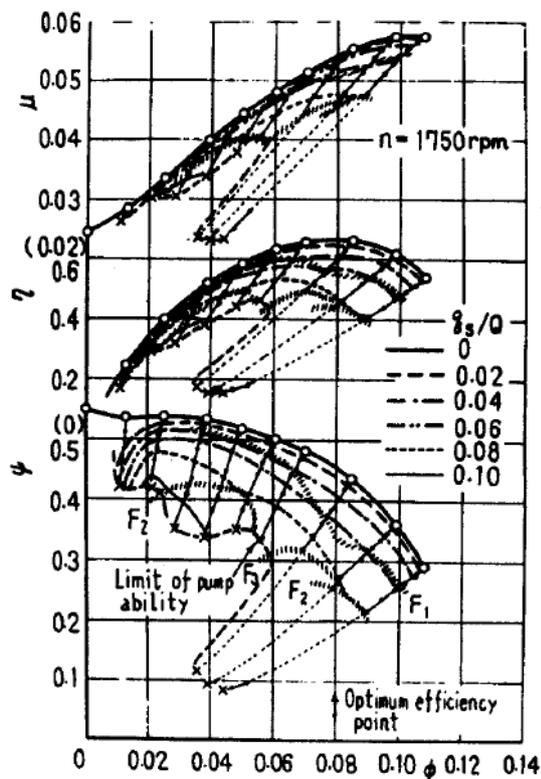


Figura 2.6 - Curvas de desempenho da bomba como função das vazões de líquido, para diferentes vazões de gás na entrada

Fonte: (MURAKAMI & MINEMURA, 1974)

Os autores puderam identificar através desse estudo que o movimento da bolha depende muito da vazão volumétrica de gás e líquido. Dependendo da vazão, é possível observar diferentes comportamentos das bolhas, um escoamento mais uniforme ou tendências a se acumular em determinadas regiões da bomba. Além disso, os autores discutiram que, sempre que foram visualizadas mudanças nos

padrões de distribuição do gás no rotor, descontinuidades na curva de desempenho da bomba eram também observadas.

Na área de escoamento bifásico de petróleo, um dos trabalhos pioneiros é o de Lea & Bearden (1982), em que os autores avaliam o desempenho de três bombas centrífugas submersas operando com escoamento bifásico. O trabalho foi dividido em duas etapas, uma em que foi assumido escoamento bifásico água-ar e outra em que se avaliou o desempenho das BCS operando com diesel-CO₂. Testes experimentais foram feitos e, como mostra a Figura 2.7, o desempenho das bombas diminui com o aumento da fração de gás livre. Foi observado por eles que em determinadas faixas de fração de gás livre a bomba opera de forma instável. Esse fenômeno foi chamado pelos autores de “*surging*”, termo até hoje usado na indústria do petróleo.

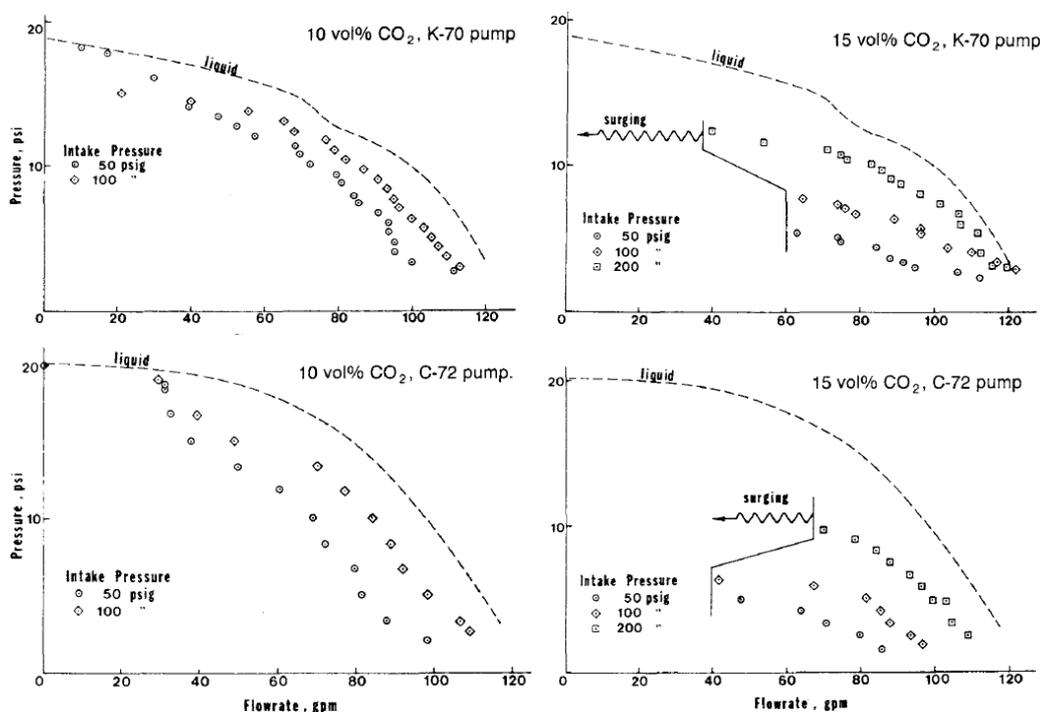


Figura 2.7 - Comparação das curvas de desempenho operando com diferentes vazões de gás

Fonte: (LEA & BEARDEN, 1982)

Desde o final dos anos 80, o grupo de pesquisa em elevação artificial de petróleo da Universidade de Tulsa (TUALP – *Tulsa University Artificial Lift Projects*) desenvolve trabalhos em parceria com empresas de petróleo sobre bombas centrífugas submersas operando com escoamento bifásico. Os trabalhos que seguiram dessa

equipe incluem a avaliação de desempenho de BCS's em função de diversas variáveis relacionadas a escoamentos bifásicos, visualização da distribuição do líquido e do gás no interior de bombas e levantamento de modelos para estimativa de desempenho nessas condições.

Exemplos de trabalhos do grupo de TUALP que avaliaram o efeito de certas variáveis no desempenho de BCS's operando com escoamento bifásico são: Cirilo (1998), que avaliou o efeito da pressão de sucção no desempenho; Pessoa (2001), que explorou o efeito do número de estágios; Zapata (2003), que investigou a influência da velocidade de rotação do rotor; Trevisan (2009), que estudou o efeito da viscosidade do líquido, entre outros.

Já os trabalhos de Barrios (2007) e Gamboa (2008), também do grupo de TUALP, merecem grande destaque por não somente abordar o efeito de diversas variáveis, mas também por associar medidas de desempenho com visualizações de escoamento.

Barrios (2007) em sua análise experimental, através de imagens de escoamento bifásico, avaliou diferentes padrões de escoamento de acordo com a condição de operação da bomba. Foram correlacionadas as curvas de desempenho com as diferentes condições de operação, tamanho da bolha e a quantidade de gás, entre outras condições de operação.

A autora concluiu, através de suas técnicas de visualização, que entre as pás na entrada e saída dos canais do rotor ocorrem recirculações de bolhas sob determinadas condições. Além disso, também foi verificado que, para determinadas combinações de vazão de líquido e gás, um acúmulo significativo de gás ocorre no canal do rotor, gerando uma súbita queda de desempenho, a qual a autora associou ao ponto de *surging*. A partir desse ponto, um progressivo desvio da curva de desempenho para escoamento monofásico é observado. O efeito de acúmulo de gás relacionado à queda de desempenho observado por Barrios (2007) está ilustrado na Figura 2.8. Nota-se que, nesse caso, um grande bolsão de gás ocupa boa parte do canal do rotor, o que afeta o movimento do líquido e, conseqüentemente, o desempenho da bomba.

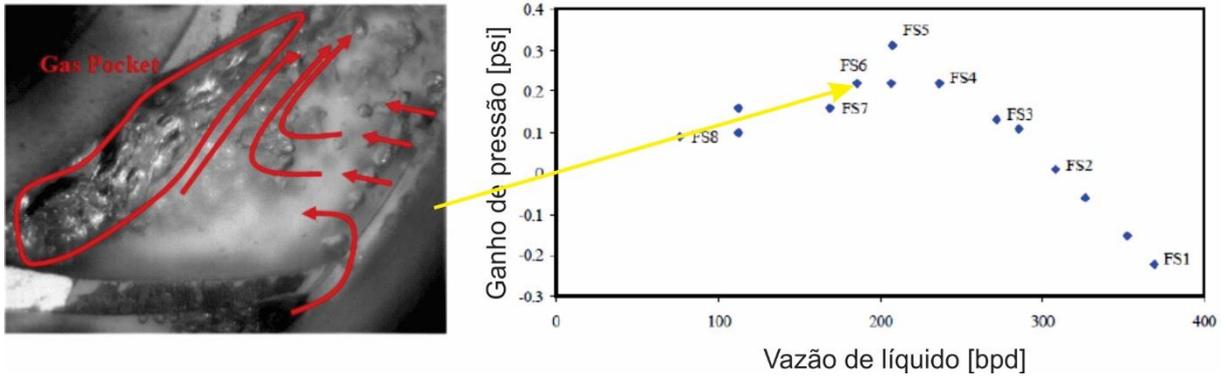


Figura 2.8 – Padrão de escoamento associado ao fenômeno de *surging*

Fonte: (BARRIOS, 2007) adaptado

Gamboa (2008) também realizou uma análise do escoamento bifásico em uma BCS através de visualização, observando a distribuição das bolhas para várias condições de operação da bomba. O autor fez algumas modificações ao protótipo transparente desenvolvido por Barrios (2007). O objetivo do seu trabalho foi detectar e descrever o comportamento do gás para os padrões do escoamento identificados.

Na Figura 2.9 tem-se o resultado do seu trabalho, onde os padrões de escoamento constatados pelo autor estão numerados de 1 a 5. O gráfico mostra o valor de incremento de pressão da bomba em função da fração volumétrica de gás em uma rotação de 600 rpm e uma vazão volumétrica de líquido normalizada de 0,6.

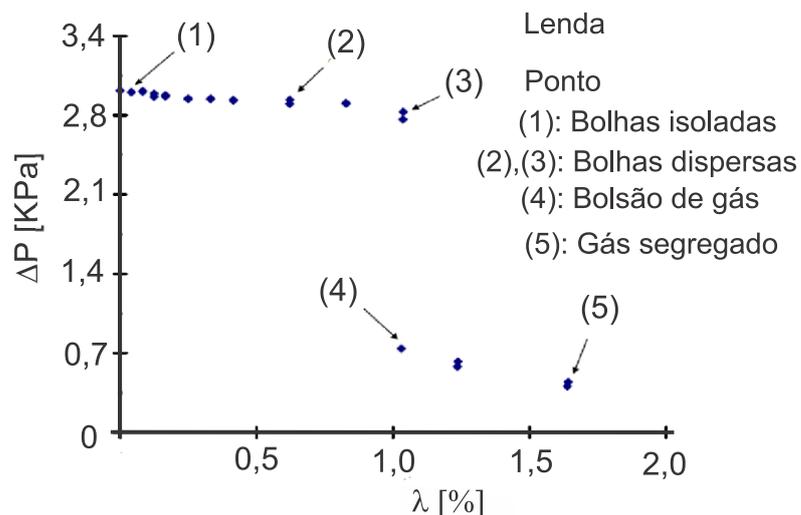


Figura 2.9 - Padrões de escoamento identificados em função da fração volumétrica de gás

Fonte: (GAMBOA, 2008)

Representa-se na Figura 2.10 cada ponto desse resultado de forma visual. No ponto (1), cuja vazão volumétrica de gás corresponde a 0,04%, foi observado um incremento de pressão muito próximo ao obtido para escoamento monofásico e não houve interação entre as bolhas dentro do canal do rotor. Foram observadas bolhas de diferentes tamanhos e formas, entretanto o diâmetro equivalente observado foi de 0,45mm, sendo assim o autor chamou essa região de “bolhas isoladas”, representado na Figura 2.10 (a).

Com o aumento da fração volumétrica de gás, houve um acréscimo significativo do número de bolhas no interior do rotor, o que causou aglomeração entre elas. Com isso, o autor denominou esse padrão de “bolhas dispersas”, e ela pode ser visualizada na Figura 2.10 (b). Três diferentes grupos foram observados nessa região, o primeiro composto por bolhas de diâmetro maior que se localizam próximas ao cubo do canal e se movem seguindo as linhas de corrente, desde a fase posterior do canal (zona de baixa pressão) para a periferia do mesmo (zona de alta pressão). O segundo grupo são as bolhas de pequeno diâmetro que se localizam próximas à coroa mas rapidamente escoam para fora do rotor. Por último, o terceiro grupo é composto por bolhas de diâmetro intermediário, que escoam na região entre a coroa e a metade da altura do canal. Nessa região, ou as bolhas são arrastadas para fora do rotor, ou adentram em uma zona de recirculação dentro do canal.

O ponto (3), retratado na Figura 2.10 (c), mostra padrões de escoamento similares aos representados pelo ponto (2), entretanto o acúmulo de gás se torna um pouco mais evidente nesse ponto. Nota-se que a fração volumétrica de gás entre o ponto (3) e (4) é a mesma, contudo os padrões de escoamento são diferentes. O ponto (4) se estabelece depois de alguns minutos da ocorrência do ponto (3), sendo que o gás, que antes se acumulava apenas em pontos restritos, agora se acumula significativamente, gerando uma queda drástica na altura de elevação da bomba. Pode-se observar então na Figura 2.10 (d) um bolsão de gás gerado por esse acúmulo de gás no interior do canal do rotor, que se estende desde o cubo até o meio do canal, perto do lado de pressão da pá. Dessa forma determinou-se então o ponto de *surging* para a velocidade de rotação e vazão de líquido testadas.

Por último, o ponto (5) se deriva pelo aumento da fração volumétrica de gás se comparado com o ponto (4). O autor constatou então um aumento do volume da bolha de gás no interior do canal do rotor, representado na Figura 2.10 (e). Esse ponto foi denominado então como “ponto segregado”, pois além da bolha de gás notou-se pequenas bolhas liberadas para fora do canal devido à quebra de bolhas, e outras sendo arrastadas pelo líquido gerando recirculações.

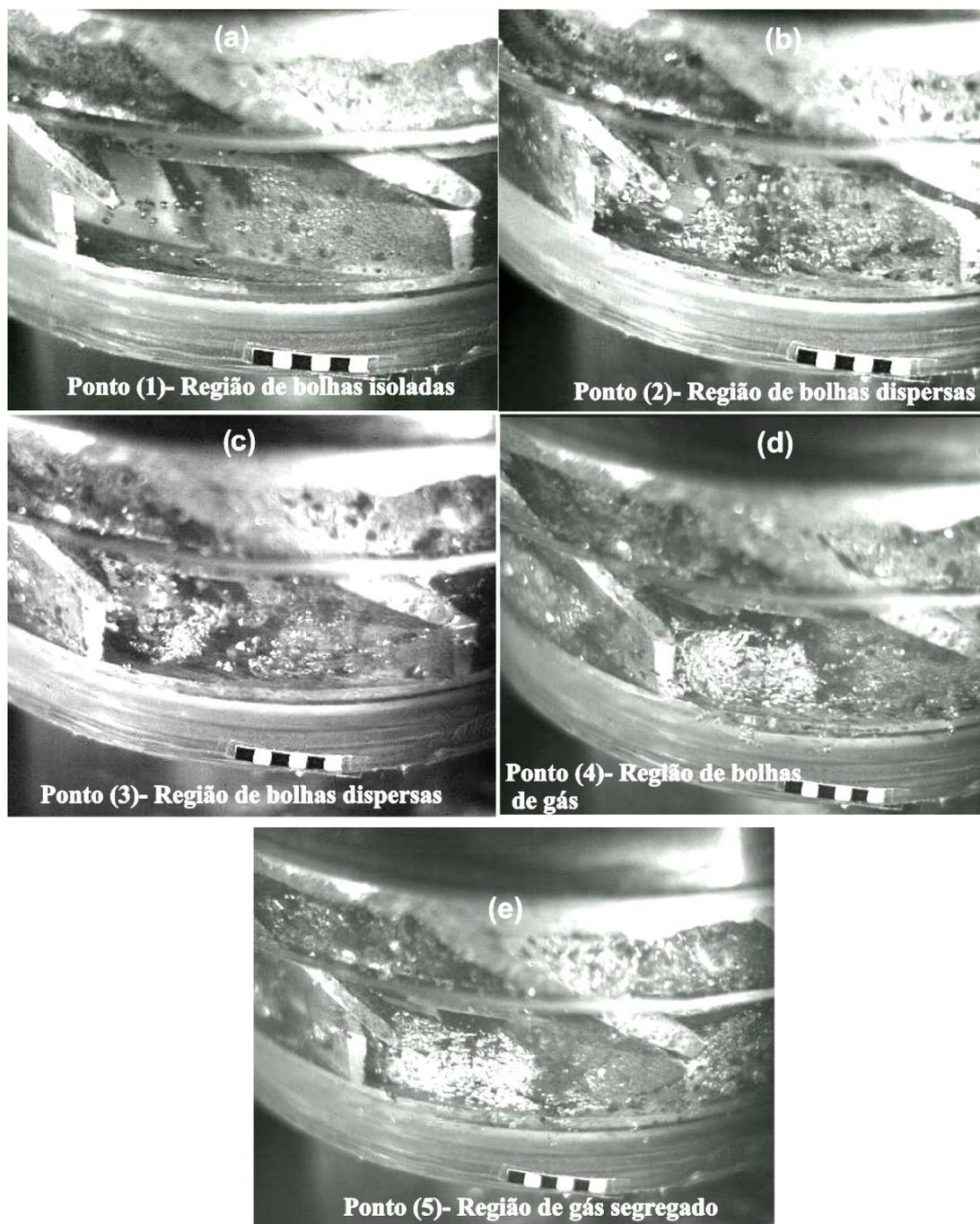


Figura 2.10 - Visualização dos padrões de escoamento identificados nos pontos descritos pela Figura 2.9

Fonte: (GAMBOA, 2008)

Por fim, Gamboa desenvolveu um mapa de padrões de escoamento e um modelo para estimativa de diâmetro de bolhas no interior de uma BCS e com isso uma metodologia para prever os limites de operação da bomba.

2.3 Escoamento Bifásico em BCS usando Dinâmica dos Fluidos Computacional

Uma vez validadas coerentemente com dados experimentais, são inúmeras as vantagens que a dinâmica de fluidos computacionais (CFD) pode proporcionar. Seu uso no presente contexto pode ser muito útil porque permite uma grande flexibilidade na definição de parâmetros muito difíceis de se controlar experimentalmente (como por exemplo diâmetros de bolhas) e ajuda significativamente na análise detalhada do campo de escoamento de líquido e gás.

Todavia, são ainda muito escassos na literatura estudos numéricos com escoamento bifásico em bombas usando esse tipo de ferramenta. A complicada geometria de uma bomba, complexidade do fenômeno de escoamento, dificuldade na definição de condições de contorno adequadas ao problema e o alto custo computacional muitas vezes associado, resultam em trabalhos de contribuição muito restrita.

Mesmo tendo pouca semelhança com soluções de CFD usuais, o trabalho desenvolvido por Minemura e Uchiyama (1993) merece destaque por ser um dos primeiros trabalhos numéricos com solução tridimensional do escoamento multifásico em bombas centrífugas. Os autores desenvolveram um método para prever o acúmulo de gás, e conseqüentemente a formação de bolsões, no interior de um rotor centrífugo. O modelo proposto foi baseado em um balanço de forças sobre cada bolha para entender seu movimento, e resolver as equações de conservação para o escoamento de líquido em um sistema rotativo.

Também no sentido de observar o acúmulo de gás no interior de um rotor pode-se citar o trabalho de Caridad e Kenyery (2004). Através do software comercial CDF ANSYS CFX (ANSYS, 2016) os autores fizeram uma simulação bifásica água-ar no rotor de uma bomba centrífuga submersa. O objetivo do trabalho foi analisar no interior do rotor a distribuição do gás além de calcular o incremento de pressão em função da fração volumétrica de gás e da vazão do líquido.

A Figura 2.11 representa a malha computacional usada para o desenvolvimento do trabalho. Os autores utilizaram para a simulação o modelo Euler-Euler não

homogêneo, explicado na seção 3.1.1, e modelo de turbulência k-e padrão. Uma pressão fixa é aplicada na entrada do domínio, que como recomendado por ANSYS (2016) é uma boa prática para melhores resultados de convergência em escoamentos em turbomáquinas. Na saída do domínio foi especificada a vazão mássica, não caracterizado pelos autores se ela se refere à vazão mássica da mistura ou vazões específicas de cada fase. Por fim, não houve comentário sobre onde a fração volumétrica foi definida.

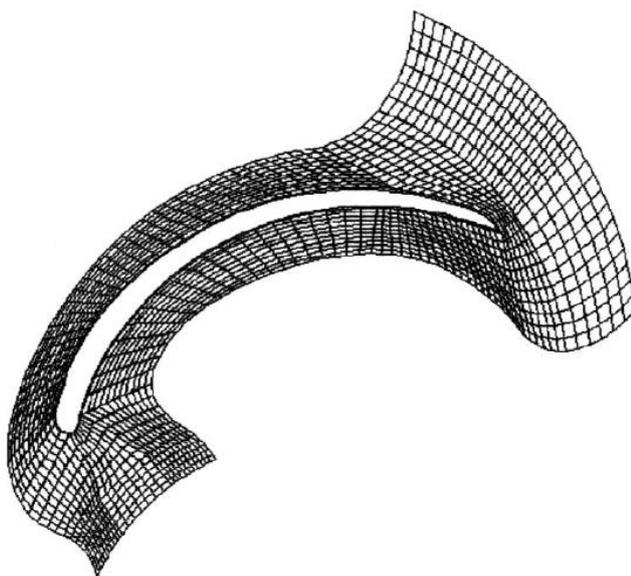


Figura 2.11 - Malha numérica computacional

Fonte: (CARIDAD & KENYERY, 2004)

Os resultados das curvas da altura de elevação em função da vazão de líquido obtidos por Caridad e Kenyery (2004) estão representados na Figura 2.12. Foram simuladas 4 diferentes frações volumétricas de gás: 0%, 10%, 15% e 17%, sendo que todas possuem dados experimentais de uma estágio de BCS para comparação. Foi utilizado diâmetro de bolha como sendo 1mm em todas as simulações numéricas. Os resultados são qualitativamente coerentes, uma vez que se observa que o aumento da fração volumétrica de gás gera uma degradação na altura de elevação do rotor. Entretanto, uma elevada disparidade ocorre na comparação entre as curvas simuladas com a curva dos testes experimentais, inclusive para escoamento monofásico. Os autores atribuem essa discordância pelo fato de terem simulado apenas o rotor, desprezando o difusor.

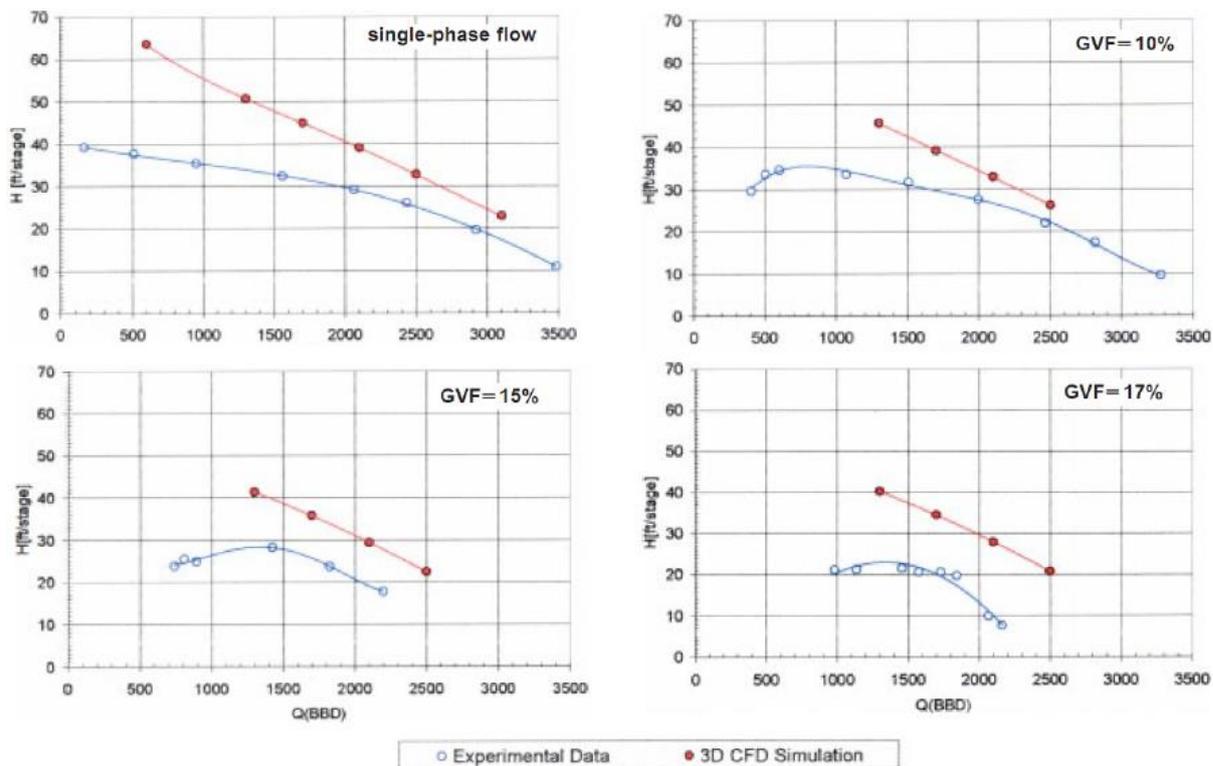


Figura 2.12 - Curvas de altura de elevação do rotor em função da vazão de líquido, para quatro frações de vazio distintas

Fonte: (CARIDAD & KENYERY, 2004)

A distribuição da fase gasosa e líquida no interior do rotor para diferentes vazões volumétricas e diferentes frações volumétricas de gás pode ser vista na Figura 2.13. Para esses casos, segundo os autores por “motivo de visualização”, todas as simulações foram feitas com diâmetro de bolha de 0,5mm. Nos quatro diferentes casos um bolsão de gás pode ser observado junto à face de pressão da pá, compreendido entre a parte central da pá e se estendendo aproximadamente até próximo a saída. Nota-se que com menores vazões volumétricas, maior se torna o bolsão de gás, e que com vazão volumétrica constante, quanto maior a fração volumétrica de gás, maior o bolsão de gás.

Ainda segundo os autores, o gás é mais eficientemente arrastado para a saída quanto maior for a vazão de líquido, conseqüentemente os bolsões de gás são mais facilmente formados com vazões mais baixas de líquido. Também, quanto maior o bolsão de gás no rotor, maior será a degradação da altura de elevação com relação

ao escoamento monofásico. Isso ocorre pois o bolsão de gás restringe a passagem do líquido, aumentando as perdas no rotor.

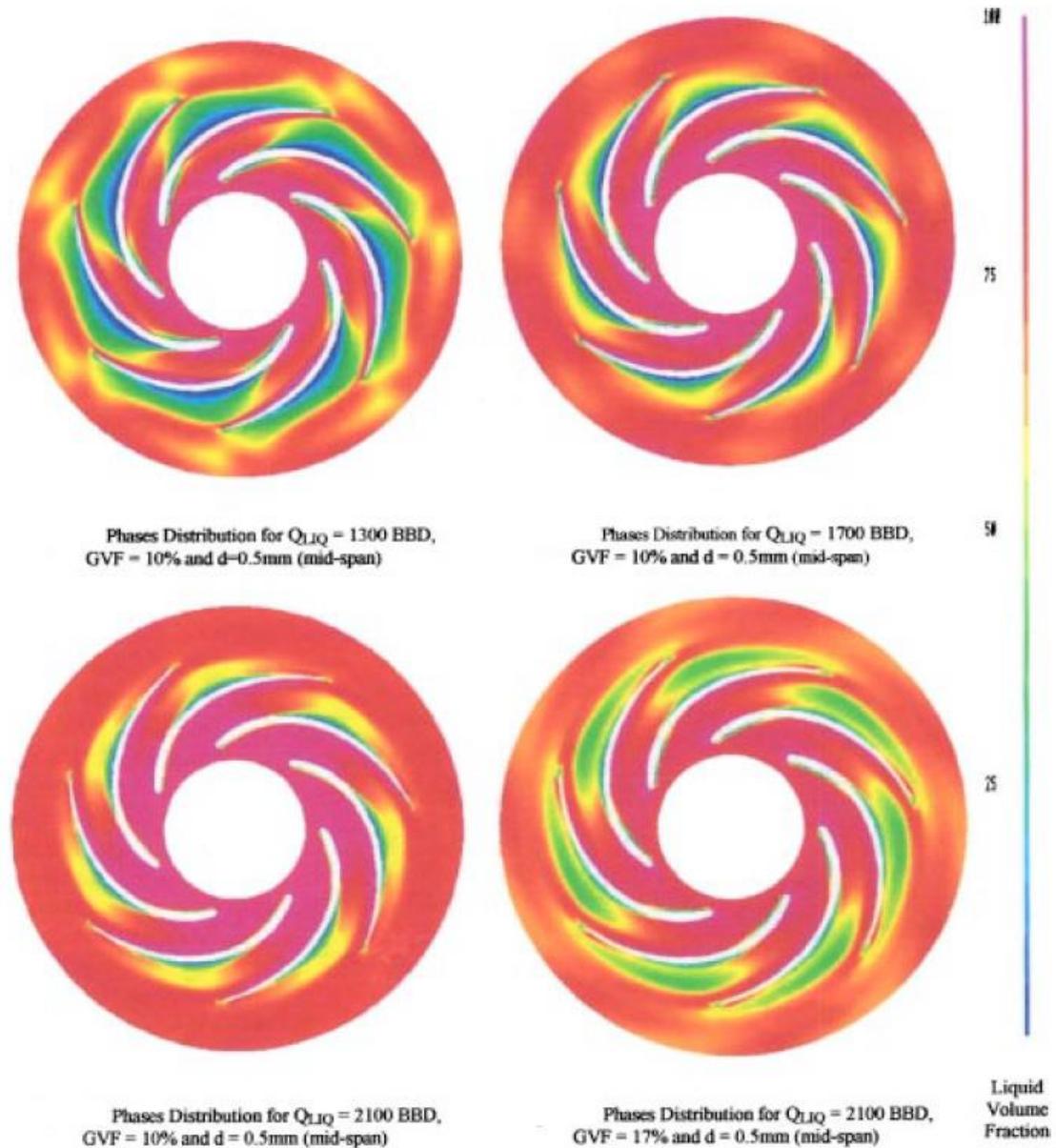


Figura 2.13 - Distribuição do gás em um plano médio entre o cubo e a coroa do rotor, para quatro condições operacionais

Fonte: (CARIDAD & KENYERY, 2004)

Além do estudo experimental citado na seção anterior, Barrios (2007) fez também um estudo numérico a fim de comparar a distribuição do gás com alguns de seus resultados experimentais e validar um modelo para o coeficiente de arrasto sobre uma bolha em um rotor centrífugo. A Figura 2.14 mostra uma comparação das

trajetórias do gás no interior do rotor obtidas numericamente e experimentalmente, com a qual a autora pode constatar que o padrão de recirculação de bolhas nos canais concorda nas duas técnicas, ainda que aproximadamente.

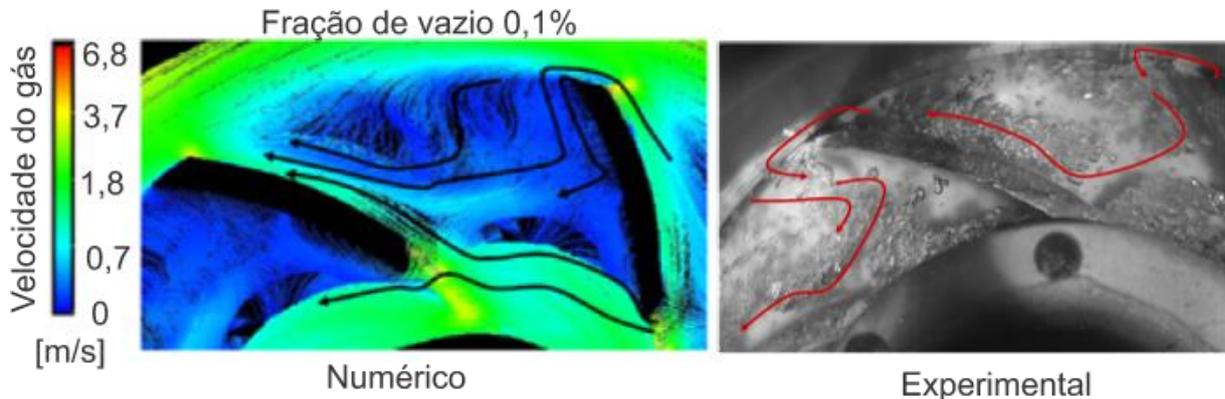


Figura 2.14 - Trajetórias das linhas de gás na periferia do rotor, tanto numérica como experimental.

Fonte: (BARRIOS, 2007), adaptado

Já Marsis (2012) apresenta um estudo em uma BCS modificada para suportar maiores frações de vazio com escoamento líquido-gás através da ferramenta de CFD. As simulações numéricas foram realizadas em uma bomba de mais de um estágio e os resultados foram validados através da comparação com dados experimentais fornecidos por outro autor. Em geral, o autor pôde constatar que o desempenho de uma bomba operando com escoamento bifásico se degrada com o aumento da vazão de gás, mas que a geometria em estudo de fato era capaz de aumentar a janela de operação da bomba.

Um dos trabalhos mais recentes da área é dos autores Zhu e Zhang (2017), da universidade de Tulsa. Os autores apresentam uma nova maneira de se definir o tamanho de bolhas em bombas elétricas submersíveis para casos com fração de vazio elevados, no qual resultados numéricos exibem boa correlação com dados experimentais.

Nesse novo método, os tamanhos de bolha simulados são modificados seguindo uma função aproximadamente linear com a fração volumétrica do gás, quando este apresenta um valor expressivo (acima de 10%, aproximadamente), seguindo uma abordagem similar a utilizada por Barrios (2007) e Gamboa (2008). Essa modificação

do tamanho de bolha é explicada devido a mudança na velocidade superficial do gás, de acordo com Tabib et. al (2008).

Com essa nova abordagem, os diâmetros de bolha coincidem com os valores simulados em CFD de maneira mais adequada (dentro de uma margem de erro de 10%) para os casos analisados, diferentemente das abordagens citadas anteriormente, onde a margem de erro chega a atingir 400%. Essa comparação pode ser vista na Figura 2.15.

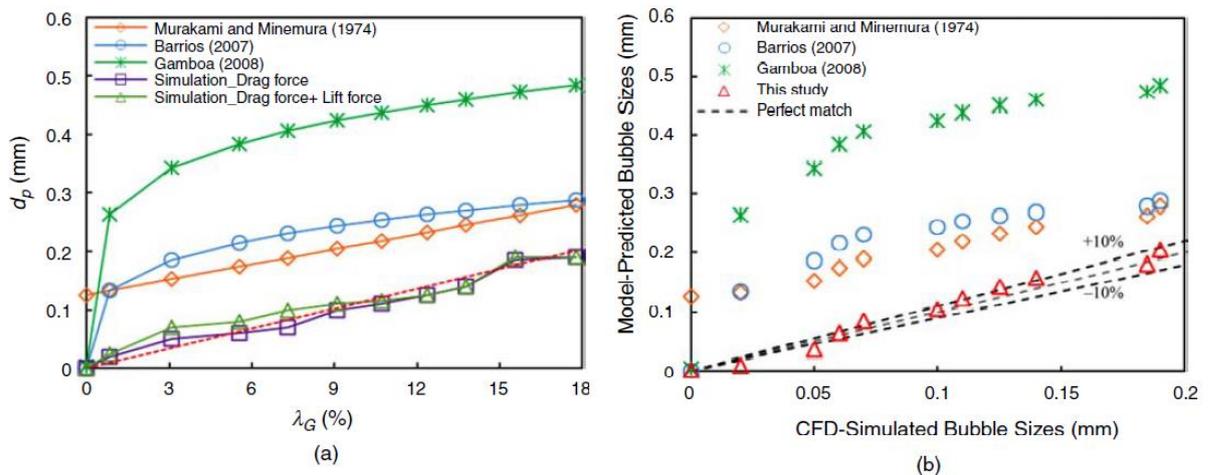


Figura 2.15 - Comparação do tamanho da bolha entre diferentes trabalhos da literatura, modelos simulados no BEP: (a) Diâmetro da bolha vs. Fração volumétrica do gás. (b) desvio percentual entre as curvas

Fonte: (ZHU & ZHANG, 2017)

Quando resultados em CFD de performance dessa bomba utilizando essa nova abordagem são comparados com resultados experimentais conduzidos por Salehi (2012), uma boa correlação é encontrada, com resultados dentro de uma margem de erro de 10%, mostrado na Figura 2.16, validando o novo método desenvolvido.

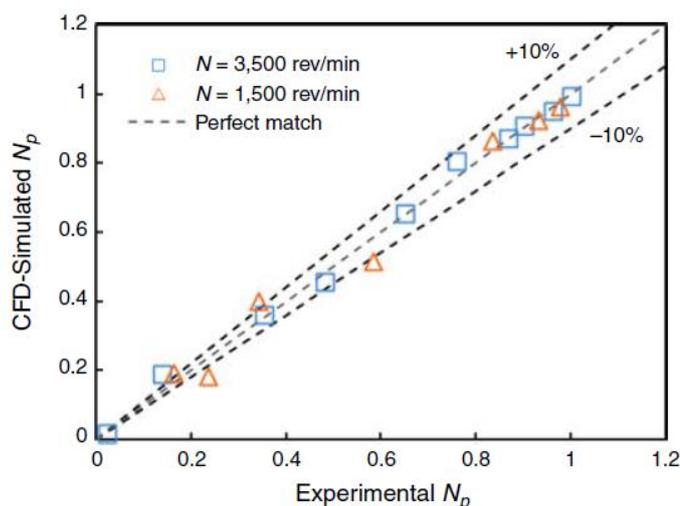


Figura 2.16 - Análise do erro da simulação com o novo modelo de tamanho de bolha comparado com dados experimentais

Fonte: (ZHU & ZHANG, 2017)

Como pode ser observado nessa seção, ferramentas numéricas ainda são muito pouco exploradas quando se trata de escoamentos bifásicos em bombas. Devida a complexidade do problema, muitas vezes os resultados são pouco comentados e os trabalhos pouco descritivos quando se trata das condições de contorno usadas para as simulações. Entretanto, mesmo com o número reduzido de trabalhos na área, o uso da dinâmica dos fluidos computacional se mostrou uma ferramenta muito útil que, se bem validada e implementada, pode trazer grandes vantagens na análise.

2.4 Comentários Gerais

Em geral, observou-se da literatura estudada que ainda são escassos trabalhos relacionados ao tema de escoamento bifásico em bombas centrífugas. Embora certos estudos que relacionam medições de desempenho e visualização de escoamento tenham ajudado a entender o efeito qualitativo da presença do gás no desempenho de bombas, pouca análise do fenômeno é em geral apresentada. A influência de certas variáveis no padrão de escoamento, como a viscosidade do líquido e o diâmetro de bolhas, é ainda muito pouco avaliada.

Embora abordagens numéricas tenham a vantagem de facilitar a implementação de condições operacionais controladas e a análise detalhada do campo de escoamento, seu uso para o presente contexto é bastante restrito. A complexidade da

geometria de bombas e a dificuldade de implementação de modelos que forneçam dados realistas fazem com que ferramentas computacionais sejam empregadas para casos muito simplificados, e que pouco contribuem para o entendimento do fenômeno.

As dificuldades expostas motivaram os objetivos propostos para o presente trabalho, no sentido de que será utilizada uma ferramenta numérica para entender o padrão de escoamento bifásico em um rotor centrífugo. Dessa forma, entende-se que este trabalho se insere de modo a contribuir com a literatura da área.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, as etapas e procedimentos metodológicos usados no desenvolvimento desse projeto serão apresentados de forma detalhada a fim de uma melhor percepção dos parâmetros escolhidos para as simulações numéricas.

Para um melhor entendimento dos fenômenos envolvidos em um escoamento bifásico no interior de uma BCS, optou-se por desenvolver o presente trabalho focando especificamente na análise do escoamento em um único rotor. Idealiza-se, para esse fim, um rotor centrífugo perfeitamente plano e radial com ângulo de entrada e saída de pá iguais, como forma de eliminar diversas complexidades geométricas de bombas reais, facilitando a análise.

Todo o trabalho foi desenvolvido com o suporte do Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). O laboratório possui todas as ferramentas fundamentais para a execução desse projeto, em especial máquinas computacionais para a realização de simulações e a disponibilidade de um programa comercial de dinâmica dos fluidos computacional adequado para o estudo, ANSYS-CFX 17.2 (ANSYS, 2016). Entretanto o trabalho escrito assim como as simulações numéricas computacionais foram realizadas em notebooks de uso pessoal, sendo eles: 1 Sony Vaio Intel® Core™ i5-2430M CPU @2.40Ghz, 1 Lenovo Intel® Core™ i5-5200U CPU @2.20Ghz 4 GB de memória RAM e 1 Acer Intel® Core™ i7-4702MQ CPU @2.20Ghz 2.20Ghz.

3.1 Modelagem Matemática

Serão apresentadas nessa seção as equações governantes do sistema empregadas pelo programa computacional ANSYS-CFX (ANSYS, 2016) a fim de modelar a fase contínua no interior de um rotor. Em seguida será apresentado brevemente o modelo Euler-Euler de dois fluidos que foi aplicado na resolução do presente projeto e por fim as condições de contorno simplificadoras do modelo que foram empregadas nas simulações numéricas desenvolvidas.

Considera-se o escoamento como turbulento, isotérmico, newtoniano e incompressível. Além disso é conveniente utilizar um sistema de coordenadas que

acompanhe o giro do rotor, que corresponde a um sistema de coordenadas não-inercial, como pode ser observado na Figura 3.1, o que facilita a construção da malha, aplicação das condições de contorno e também no processamento dos resultados.

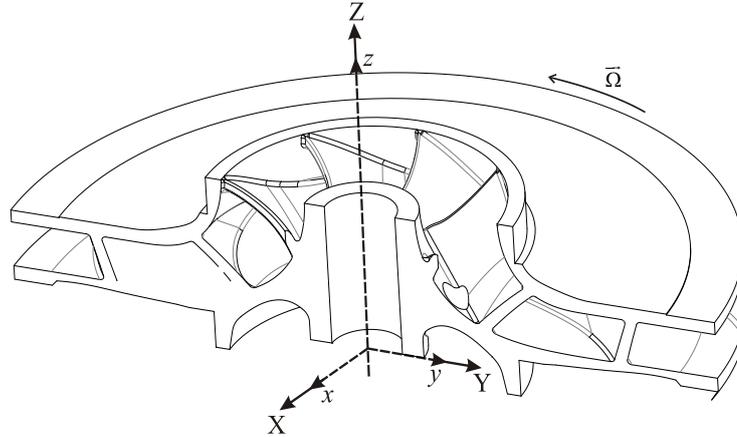


Figura 3.1 - Sistema de coordenadas para um sistema referencial rotativo (não inercial)

Assumindo-se médias de Reynolds para a modelagem da (WILCOX, 1998) e tomando-se as considerações acima, o escoamento de uma fase contínua no domínio rotativo é governado pelas equações de continuidade e de balanço de quantidade de movimento, mostradas nas equações (18) e (19) abaixo:

$$\nabla \cdot V_{xyz} = 0 \quad (18)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}_{xyz}}{Dt} = -\nabla p + \mu_{eff} \nabla^2 \cdot V_{xyz} + \rho_l g - 2\rho_l (\Omega \times V_{xyz}) - \rho_l \Omega \times (\Omega \times r) \quad (19)$$

Onde Ω é a velocidade angular do rotor, V_{xyz} é a velocidade do fluido no sistema de coordenadas não inercial, a posição de uma partícula fluida em relação a origem do sistema não inercial de coordenadas é representado por r , g representa a aceleração da gravidade, p é a pressão, ρ é a massa específica e o subscrito l faz menção ao líquido.

A aceleração temporal e advectiva do fluido estão representadas pelo termo no lado esquerdo da equação (19). Já os termos do lado direito são, respectivamente: gradiente de pressão, dissipação viscosa, o termo relativo a gravidade e os efeitos de Coriolis e centrífugo. Esses dois últimos termos surgem devido à consideração de um sistema rotativo e, portanto, não-inercial.

3.1.1 Modelo Euler-Euler de dois fluidos

Definido como um método para descrição de escoamentos multifásicos, o modelo de dois fluidos é fundamentado em uma abordagem média onde as fases presentes são consideradas meios contínuos e interpenetrantes.

Para que o modelo de dois fluidos resolva um campo de velocidade para cada fase envolvida, são deduzidas, no modelo, equações de conservação para cada fase a partir de referenciais eulerianos. Em termos numéricos, as fases podem coexistir em várias regiões do domínio, sendo consideradas como interpenetrantes. De forma geral, o conceito básico e fundamental desse modelo é a aplicação de médias às equações de conservação (PALADINO, 2005).

A equação (20) representa a equação da conservação da massa para o modelo de dois fluidos, onde o primeiro termo do lado esquerdo representa a variação da massa específica da fase k no tempo, o segundo termo é o fluxo de massa através de um volume fluido da fase k e o termo do lado direito representa o fluxo de massa através da interface entre as fases (sendo este nulo para escoamento monofásico), sendo que k pode representar qualquer uma das fases, tanto a fase líquida quanto a gasosa.

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k^X}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k^X \bar{v}_k^{X\rho}) = \Gamma_k \quad (20)$$

O fluxo de massa através da interface entre as fases “ Γ_k ” é representado pela equação (21).

$$\Gamma_k = \overline{\bar{n}_k \cdot [\rho_k (\bar{v}_k - \bar{v}_{ki})] \bar{n}_k \cdot \nabla X_t} \quad (21)$$

Figura 3.4 representa um volume de controle genérico de dois fluidos com uma interface entre eles. A equação da quantidade de movimento que representa esse volume de controle é dada pela equação (22).

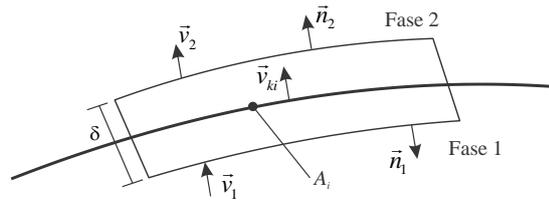


Figura 3.2 - Volume de controle genérico contendo dois fluidos e uma interface móvel que os separa

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k^X \vec{v}_k^{X\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k^X \vec{v}_k^{X\rho} \vec{v}_k^{X\rho}) \quad (22)$$

$$= -\nabla(\alpha_k P_k^X) + \nabla \cdot (\alpha_k \bar{T}_k^X) + \alpha_k \rho_k^X \vec{g}^{X\rho} + \vec{M}_{ki} + \vec{v}_{ki}^m \Gamma_k$$

onde tem-se do lado esquerdo a representação da aceleração temporal e convectiva, enquanto que do lado direito o primeiro termo representa o gradiente de pressão, seguido pelo tensor de tensões, força gravitacional e os dois últimos termos são a quantidade de movimento interfacial devido às tensões das fases sobre a interface, definido pela equação (23) e representado graficamente pela Figura 3.3, e a quantidade de movimento interfacial devido a transferência de massa.

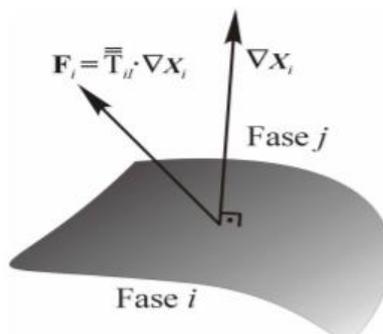


Figura 3.3 – Transferência de quantidade de movimento interfacial

Fonte: (PALADINO, 2005)

$$\vec{M}_{ki} = -\vec{n}_k \cdot \overline{\overline{T}_k} \cdot \vec{n}_k \cdot \nabla X_k + \vec{n}_k \cdot \overline{\overline{P}_k} \cdot \vec{n}_k \cdot \nabla X_k \quad (23)$$

O modelo Euler-Euler é definido então pelas equações (20) e (22) em conjunto com condições de contorno específicas para cada caso. Entretanto, equações constitutivas são necessárias para o fechamento do sistema. Sendo assim, tem-se na equação (24) a quantidade de movimento interfacial devido às tensões das fases sobre a interface sendo representado em função das forças atuantes no sistema (F_d) e o volume da partícula (∇_p).

$$\overline{M}_{ki} = -\alpha_k \frac{\overline{F}_d}{\nabla_p} \quad (24)$$

As forças de interface se dão baseadas na análise das forças sobre as partículas submersas numa corrente fluida, como ilustra a Figura 3.4. Na equação (25), tem-se o somatório das principais forças interfaciais comumente consideradas na literatura no contexto do modelo de Dois Fluidos:

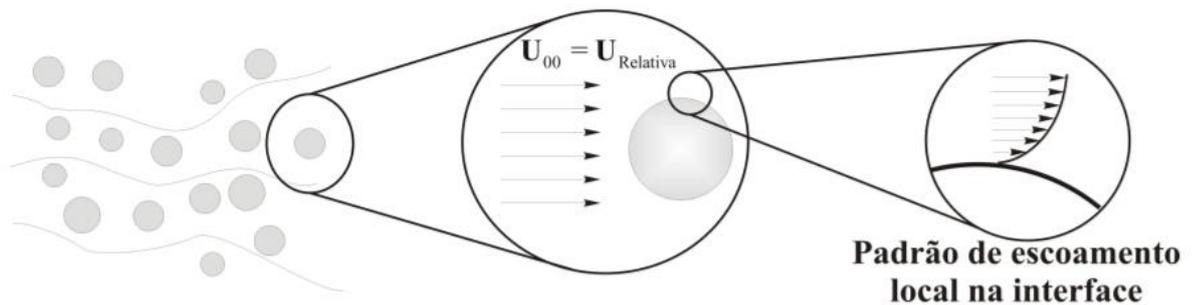


Figura 3.4 - Forças de interface em escoamentos dispersos

Fonte: (PALADINO, 2005)

$$\overline{F}_d = \overline{F}_D + \overline{F}_{MV} + \overline{F}_S + \overline{F}_{LP} + \overline{F}_{DT} \quad (25)$$

onde F_D representa a força de arrasto, F_{MV} a força de massa virtual, F_S força de sustentação, F_{LP} força de lubrificação da parede e F_{DT} força de dispersão Turbulenta. Todos os modelos de força podem ser encontrados em ANSYS (2016). Para o presente trabalho o modelo usado para força de arrasto é o de *Schiller Naumann*, não há força de lubrificação, para a força de dispersão turbulenta foi usado o modelo de *Favre* e para a força de sustentação usou-se o modelo e *Legendre Magnaudet*.

3.2 Geometria CAD

O modelo CAD foi obtido através do *software* Ansys BladeGen (ANSYS, 2016), programa específico para geração de turbo máquinas. Sua escolha foi feita devido à possibilidade de criação de geometrias com desenho otimizado para máquinas centrífugas e também pela integração com os *softwares* para geração de malha e simulação numérica.

O rotor escolhido para simulação possui uma simetria geométrica, como pode ser observado na Figura 3.5, sendo assim para a execução desse trabalho utilizou-se

apenas um canal do rotor. Na Tabela 3.1 estão especificadas algumas características desse rotor. O ângulo da pá é o mesmo para entrada e saída com o intuito de manter a simplicidade, sem curvatura axial e mantendo apenas a curvatura tangencial, para que o modelo 2D pudesse ser considerado. A vazão mássica de design foi definida baseando-se nas simulações com escoamento monofásico mostradas na seção 3.3.3.

Tabela 3.1 - Características do rotor

Número de Pás	7
Espessura da Pá	4mm
Diâmetro interno de entrada do rotor	70,1 mm
Diâmetro externo de saída do rotor	176 mm
Ângulo de entrada e saída da pá (β)	21,5°
\dot{m}_{BEP} de design	0,0102 [kg/s].

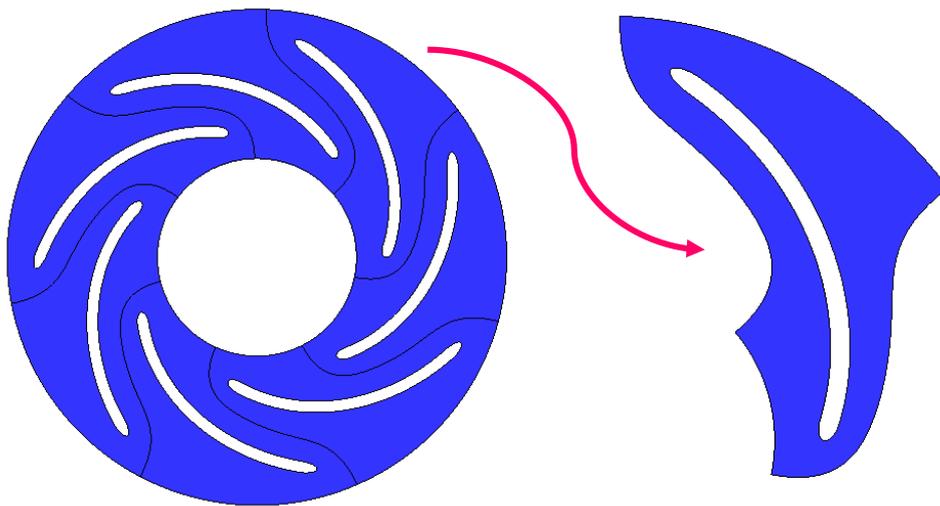


Figura 3.5 - Simetria da bomba simulada

3.3 Modelagem Numérica

Nessa seção será discutida a geração da malha, métodos utilizados para trabalhar com um domínio 2D, testes preliminares para convergência do problema e verificação da malha numérica, além de testes de malha com o objetivo de alcançar o melhor custo benefício computacional.

3.3.1 Malha computacional

Com o problema já modelado e o domínio do fluido já extraído, foi feita a confecção da malha numérica por meio do *software* Ansys Turbogrid 17.2 (ANSYS, 2016). Como pode ser visto na Figura 3.6, nessa primeira etapa da confecção da malha, fez-se a malha com dois elementos na direção z, mínimo permitido pelo *software*.

Com o objetivo de usar o modelo de turbulência corretamente, a simulação numérica requer uma malha numérica refinada próxima a parede, demonstrado no detalhe da Figura 3.6. Um valor de y^+ próximo de 1 nos nós próximos a parede é sugerido pelo programa ANSYS (2016) para que isso ocorra e os nós se encontrem na subcamada limite laminar.

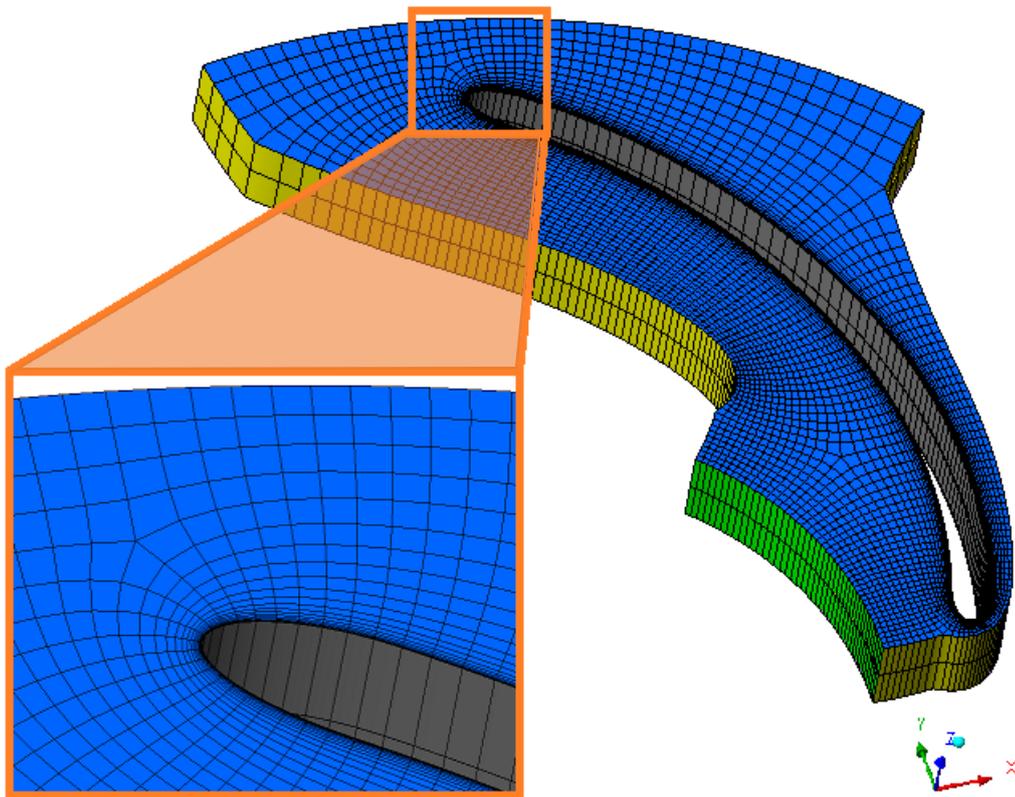


Figura 3.6 - Malha numérica feita no *software* Ansys Turbogrid, com detalhe do refinamento da malha nas pás

Como o objetivo de que não haja deslocamento do escoamento na direção z, optou-se por adaptar a malha no *software* Ansys ICEM-CFD (ANSYS, 2016), onde foi excluída uma “camada” de elementos, deixando apenas 1 elemento na direção do

eixo Z, não podendo então o fluido se deslocar nessa direção. Essa mudança na malha pode ser observada na Figura 3.7.

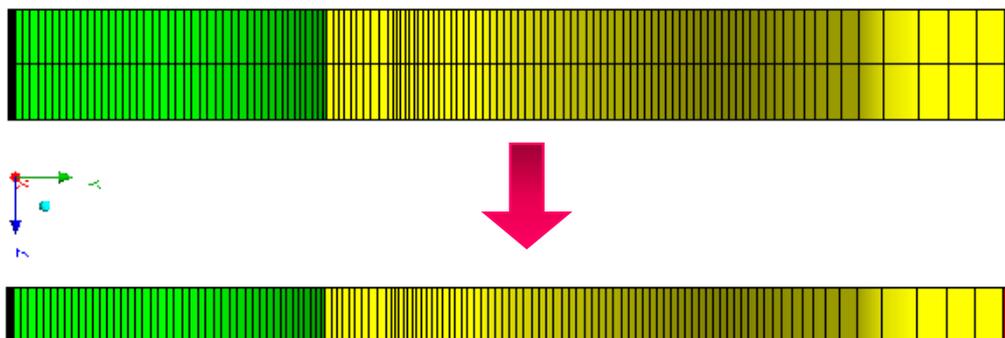


Figura 3.7 - Malha computacional com apenas um elemento na na direção do eixo z

O programa ANSYS® CFX® (ANSYS, 2016) exige esse procedimento para que se possa simular o problema efetivamente como bidimensional, que é uma hipótese considerada neste estudo. Nesse caso, o domínio de interesse fica restrito às coordenadas X e Y e é desprezada a solução em Z.

3.3.2 Parâmetros de simulação

As simulações numéricas foram feitas através de CFD, Dinâmica dos Fluidos Computacional. O modelo simulado pode ser visto na Figura 3.8, onde pode ser observado que devido a geometria simétrica da bomba, apenas 1/7 da mesma foi usado nas simulações. A seguir serão apresentadas as condições de contorno para cada superfície do rotor, que são elas: pá, entrada, saída, *hub*, *shroud*.

Foram utilizados nas simulações dois fluidos de trabalho. Para o líquido foi selecionado a água líquida, e por sua vez o ar como a fase gasosa. As propriedades físicas definidas para esses fluidos são: a massa específica da água como sendo $\rho_l = 997 \text{ kg/m}^3$ e a massa específica do gás, $\rho_g = 1.185 \text{ kg/m}^3$. Considera-se, também, que a variação da massa específica do ar ao longo do domínio é desprezível.

A turbulência da fase líquida é modelada através do modelo de turbulência SST (MENTER, 1994) e, para a fase gasosa, o modelo algébrico de fase dispersa (ANSYS, 2016). O coeficiente de tensão superficial entre água e ar foi fixado como $\sigma = 0.071 \text{ N/m}$.

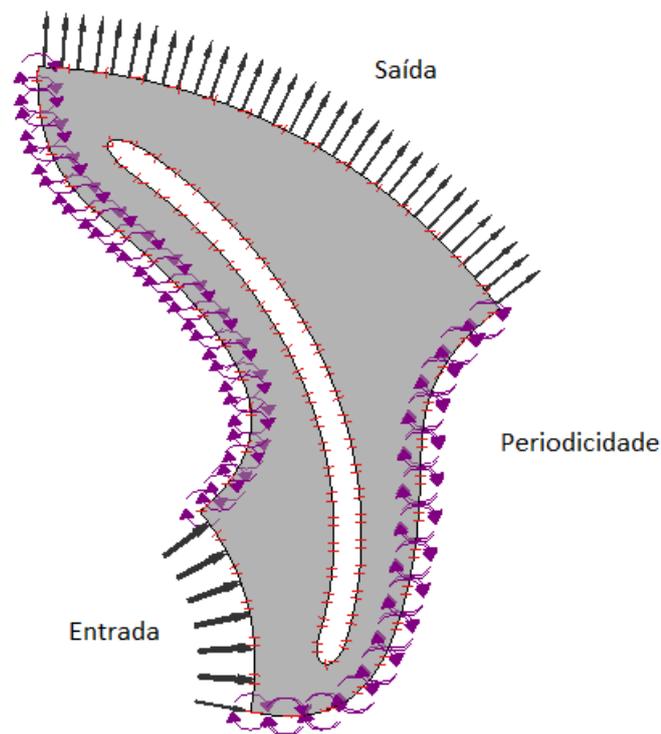


Figura 3.8 - Condições de contorno aplicadas ao modelo

Na entrada do rotor é determinado, para cada simulação, a vazão mássica do líquido como constante, enquanto que a vazão do gás é determinada de acordo com a equação (26), que corresponde à vazão de gás obtida com modelo de não-deslizamento entre as fases (SHOHAM, 2006). Também são definidas na entrada do rotor a fração de vazio “ α ” e o diâmetro das bolhas da fase gasosa.

$$\dot{m}_g = \left(\frac{\alpha}{1-\alpha} \right) \dot{m} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \quad (26)$$

Como condição de contorno de saída do rotor é definida uma pressão manométrica estática de $P_{ref} = 0$ Pa, enquanto que a pressão de referência do domínio corresponde a 1 atm. Um domínio rotativo é definido no rotor, enquanto que a superfície da pá do rotor recebe uma condição de contorno de não-deslizamento e parede lisa. Já para as laterais do domínio, assume-se uma condição de periodicidade rotacional, consistente com a simetria tangencial do rotor, o que permite simular apenas 1/7 da geometria e, assim, obter grande redução de tempo computacional.

Como a intenção do presente trabalho é simular o modelo como se fosse 2D, foi fixado no *hub* e no *shroud* condições de contorno de simetria, dessa forma não é considerado gravidade no modelo e não há solução do escoamento no sentido do eixo Z.

3.3.3 Testes numéricos preliminares

Com o intuito de verificar e se familiarizar melhor com o modelo numérico implementado no programa computacional Ansys CFX 17.2 (ANSYS, 2016), foi simulada uma grade de testes de acordo com a Figura 3.9, com escoamento monofásico. Variou-se a viscosidade do fluido com três diferentes baixas rotações para verificação de convergência. Foram levantadas as curvas de eficiência e incremento de pressão, ambas versus vazão volumétrica, para as nove combinações de casos, que podem ser verificadas nas Figuras 3.10 e 3.11.

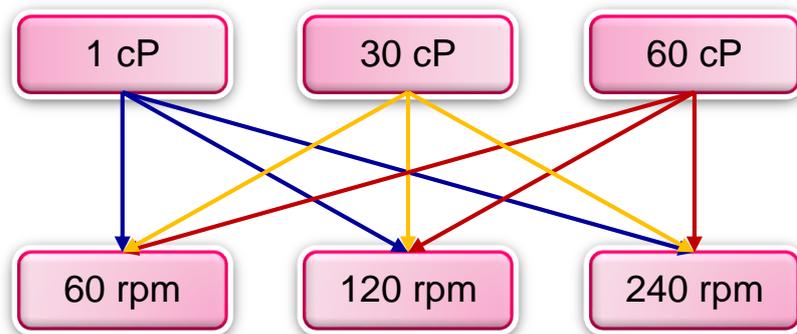


Figura 3.9 - Grade de testes para verificação da malha computacional

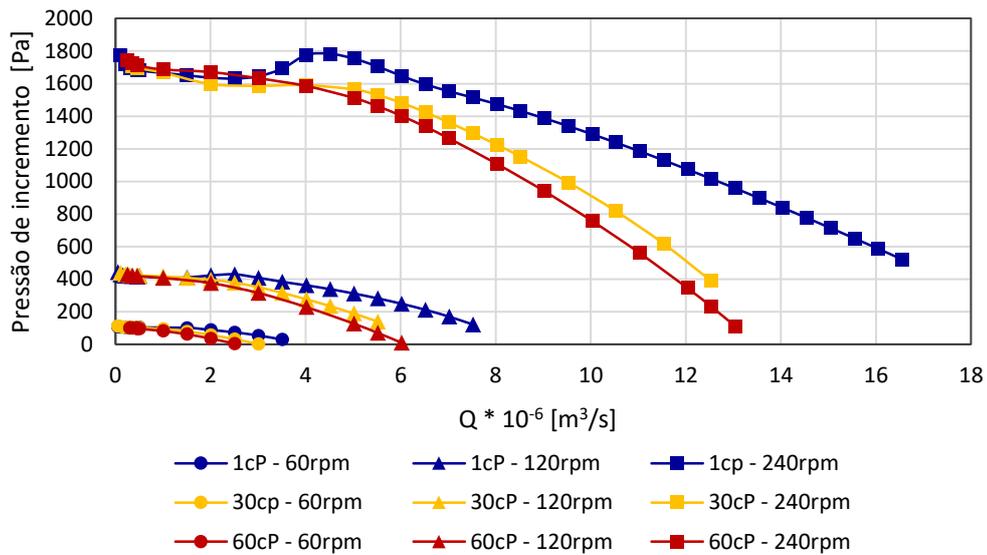


Figura 3.10 - Curva de pressão para escoamento monofásico

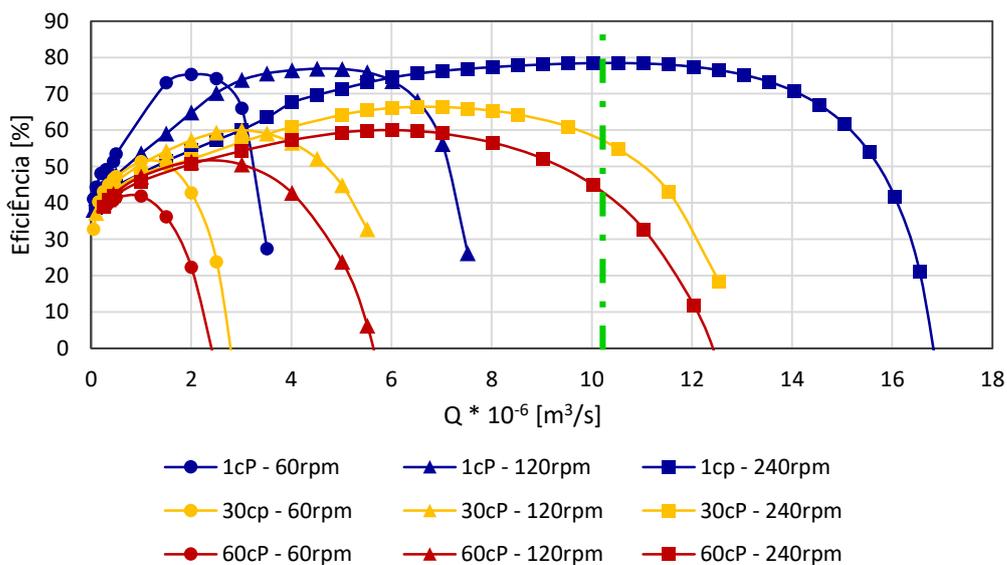


Figura 3.11 - Curva de eficiência para escoamento monofásico

O escoamento se comportou de forma adequada para as simulações com escoamento monofásico e atingiu-se a convergência em todos os casos. Pode ser observada uma queda na pressão com o aumento da viscosidade do fluido de trabalho.

Com as simulações para escoamento monofásico foi possível obter alguns dados de entrada necessários para o escoamento bifásico. Um dos mais relevantes,

demostrado com uma linha tracejada verde na Figura 3.11, é o Q_{BEP} , que corresponde à vazão volumétrica no ponto de máxima eficiência, e através da equação (27) foi calculado a vazão mássica de BEP (sigla do termo em inglês usual na literatura, *Best Efficiency Point*).

$$Q_l = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} \quad (27)$$

onde $\rho_l = 997 \text{ kg/m}^3$, massa específica da água, e foi calculado o $\dot{m}_{BEP} = 0,0102 \text{ [kg/s]}$. Vale ressaltar que essa vazão é apenas válida para uma altura de canal de $z = 0,5 \text{ mm}$, que foi assumida no presente modelo.

3.3.4 Testes de malha

O objetivo do teste de malha é averiguar se os resultados não estão sendo influenciados pelo número de elementos da malha selecionada.

O teste de malha foi realizado primeiramente com escoamento monofásico com uma rotação de 240rpm. Foram testadas 8 diferentes malhas, mudando-se apenas o número de elementos, sendo a malha 1 a de menor número de elementos e a 8 com maior refinamento. A curva de ganho de pressão versus vazão volumétrica da mistura foi levantada para cada caso pode ser verificada na Figura 3.12 e a curva da eficiência das malhas está representado na Figura 3.13. Como o ponto de máxima eficiência (BEP) já foi identificado, os resultados foram normalizados com base na vazão volumétrica da mistura no BEP.

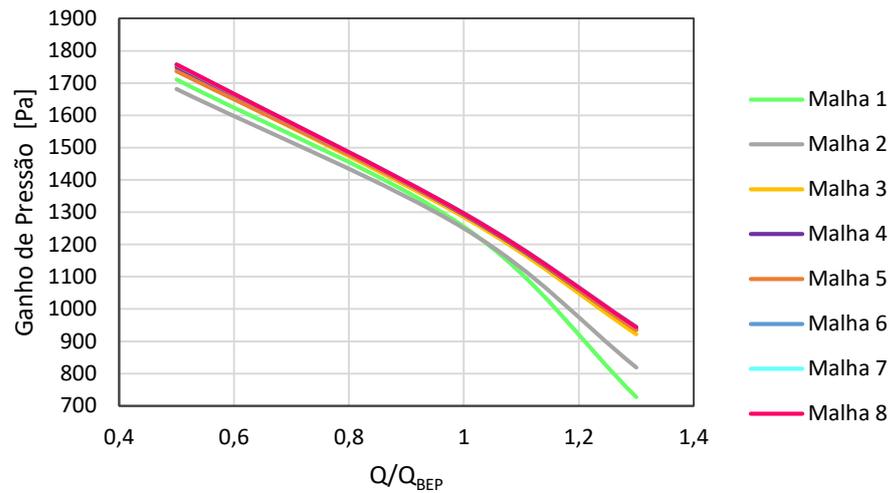


Figura 3.12 - Curva de Pressão x Vazão volumétrica da mistura para teste de malha

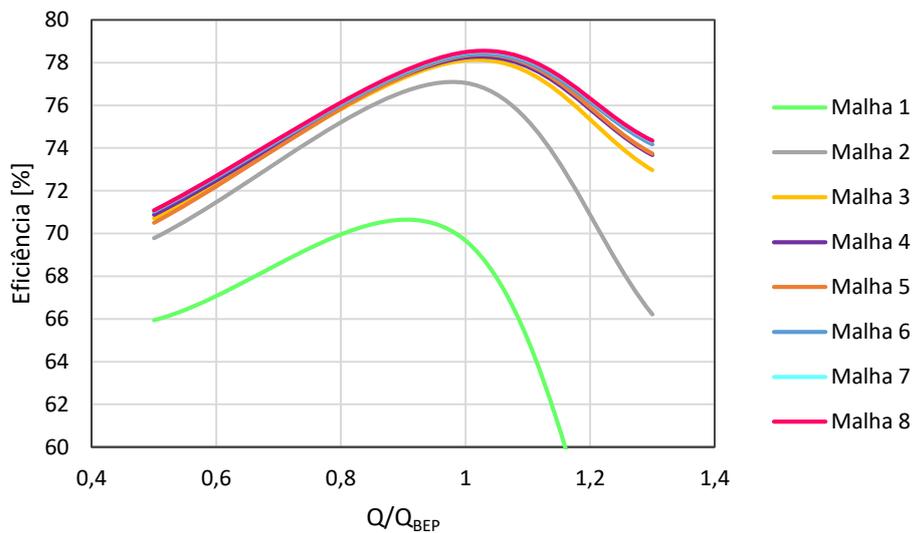


Figura 3.13 - Curva de Eficiência x Vazão volumétrica da mistura do teste de malhas

O número de elementos de cada malha pode ser observado na segunda coluna da Tabela 3.2. Como a malha 8 é a mais refinada, ela foi usada como base para avaliar a qualidade e confiabilidade das demais. Nas três colunas da direita da tabela abaixo está a divergência em porcentagem das malhas de 1 a 7 em relação a 8, considerando os valores encontrados para a eficiência da bomba nas vazões volumétricas de BEP, 0,5-BEP e 1,3-BEP.

Tabela 3.2 - Dados dos testes de malha

<i>Malha</i>	<i>Número de elementos</i>	<i>0,5-BEP</i>	<i>BEP</i>	<i>1,3-BEP</i>
1	1447	7,82%	12,67%	59,84%
2	5691	1,87%	1,86%	12,28%
3	19550	0,53%	0,50%	1,89%
4	29658	0,30%	0,32%	0,91%
5	42197	0,85%	0,20%	0,83%
6	71560	0,10%	0,16%	0,24%
7	109417	0,03%	0,04%	0,04%
8	150846	0,00%	0,00%	0,00%

Pelos testes executados com o escoamento monofásico, optou-se por usar a malha de número 4, com 29658 elementos. Essa escolha se deve pelo fato desta ter um erro menor que 1% se comparada com uma malha com um maior refinamento. Essa escolha de malha é importante pois ela tem grande influência no tempo computacional para convergência dos problemas bifásicos, sendo necessário encontrar o equilíbrio entre um bom resultado e o tempo computacional.

Após a escolha da malha com o escoamento monofásico, a malha foi testada com escoamento bifásico considerando gás à $\alpha=2\%$ com diâmetro de bolha de 1mm. Nessa fase, foram testadas as malhas 1, 4 e 8, que correspondem às malhas de menor número de elementos, a malha escolhida para escoamento monofásico e a malha com maior número de elementos, respectivamente. Foram então levantados perfis de fração volumétrica do gás e de velocidade do líquido sobre a curva mostrada na Figura 3.14, que corresponde a um arco de setor circular de referência localizado exatamente na metade da extensão radial do rotor. Os resultados podem ser verificados nas Figuras 3.15 e 3.16.

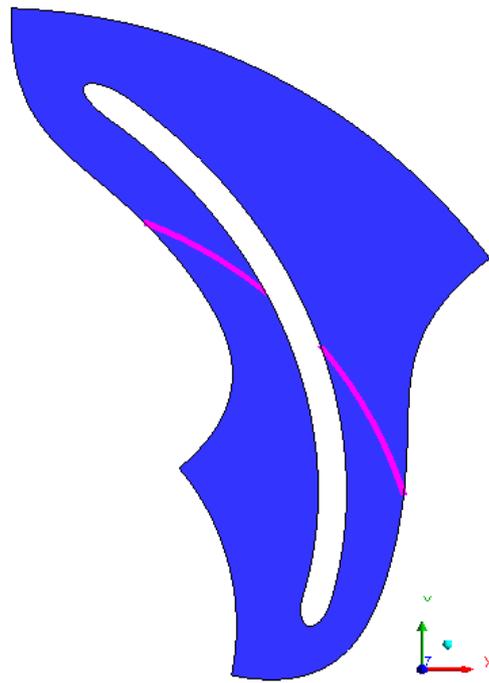


Figura 3.14 – Arco de setor circular usado como referência entre a entrada e saída do rotor

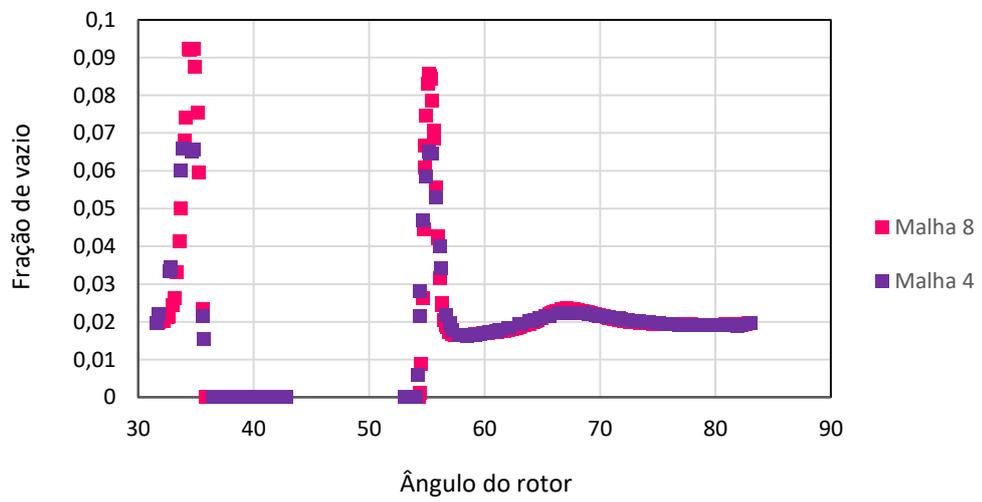


Figura 3.15 - Perfil da fração volumétrica no teste de malha bifásico

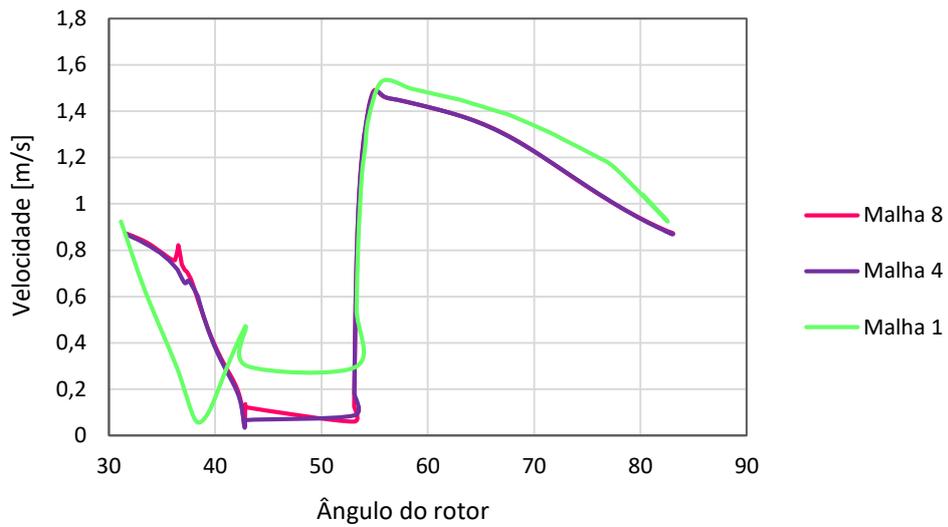


Figura 3.16 - Perfil de velocidade do líquido no teste de malha bifásico

Levantando-se o perfil de velocidade do líquido e o perfil da fração volumétrica, julgou-se que a malha 4 é a melhor malha considerando tempo e custo computacional versus resultados satisfatórios e de baixa porcentagem de erro. Sendo assim todo o presente projeto foi desenvolvido tendo a malha 4 como base. Na Figura 3.17 pode-se observar a distribuição dos elementos na malha.

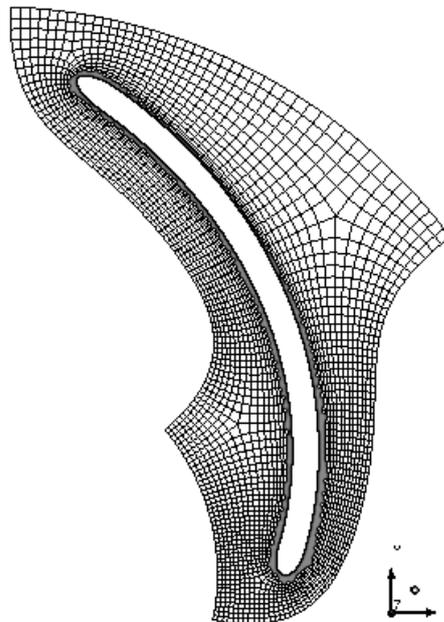


Figura 3.17 - Malha definida para o desenvolvimento desse projeto

4 RESULTADOS

Nesse capítulo serão apresentados a definição da grade de simulação e em seguida os resultados decorrentes de cada simulação. Curvas de desempenho (incremento de pressão por vazão volumétrica da mistura) e curvas de eficiência serão apresentadas em um primeiro momento. Logo em seguida os campos representativos da distribuição do gás, campos de velocidade e linhas de corrente também serão mostrados. Por fim, um estudo dos triângulos de velocidade será realizado.

4.1 Grade de Simulações

No total foram feitas treze diferentes combinações de parâmetros, variando-se entre quatro valores de fração de vazio combinados com três diferentes diâmetros de bolha, além da curva de escoamento monofásico. Os dados de entrada podem ser verificados na Tabela 4.1 e suas combinações estão representadas na Figura 4.1

Tabela 4.1 - Dados de entrada utilizados nas simulações

Fração de vazio (α)	0%, 1%, 2%, 4%, 6%
Diâmetro da bolha de gás	0,5mm, 1mm, 2mm
Vazões mássicas da mistura (\dot{m}), em porcentagens do valor de BEP	0,5·BEP, 0,6·BEP, 0,7·BEP, 0,8·BEP, 0,9·BEP, 1,0·BEP, 1,15·BEP, 1,3·BEP

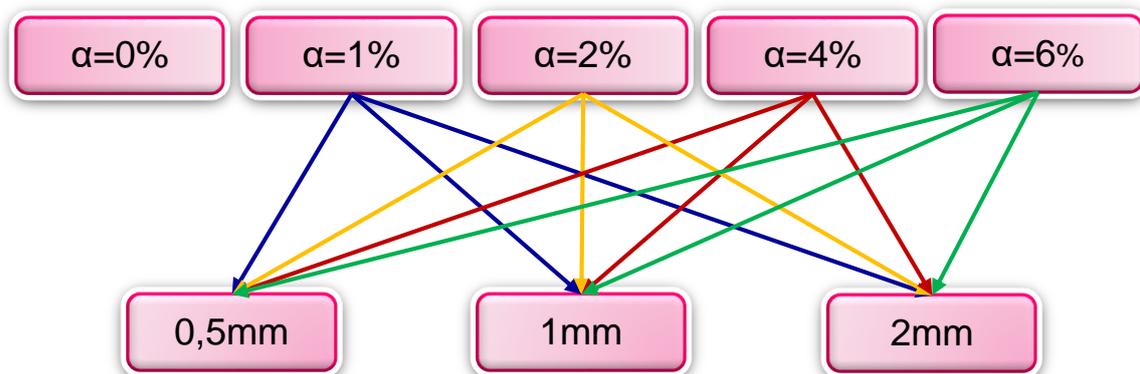


Figura 4.1 – Combinação da grade de simulação

Como fluido utilizou-se apenas a água e ar e a rotação selecionada para analisar os resultados foi de 240rpm. As tabelas completas dos resultados obtidos nas simulações estão disponíveis no Apêndice A.

Não foram realizadas simulações com vazões mássicas menores do que as indicadas devido à dificuldade de convergência e estabilidade do escoamento para vazões muito baixas.

4.2 Análise de Desempenho

As curvas de desempenho foram levantadas baseando-se nos dados encontrados nas simulações e apresentados no Apêndice A. Levantou-se uma curva para cada diâmetro de bolha e observou-se a influência da fração de gás na mistura. Em todas as análises o escoamento monofásico foi usado como base de comparação.

Na sequência serão apresentadas as curvas de desempenho que mostram o incremento de pressão gerado pelo rotor em função da vazão volumétrica normalizada da mistura.

Na Figura 4.2 tem-se as curvas de pressão para bolha com diâmetro de 0,5mm. Pode-se observar uma queda de pressão à medida que se aumenta a fração de gás. Entretanto, neste caso, a quantidade de gás assumida nos testes não foi suficiente para provocar o fenômeno de *surging* nos canais do rotor. Como já era de se esperar, a degradação da curva do escoamento bifásico com relação ao escoamento monofásico é menor para vazões acima do BEP e maior para vazões abaixo do BEP. Vazões baixas são mais propícias a perdas por recirculações, por exemplo.

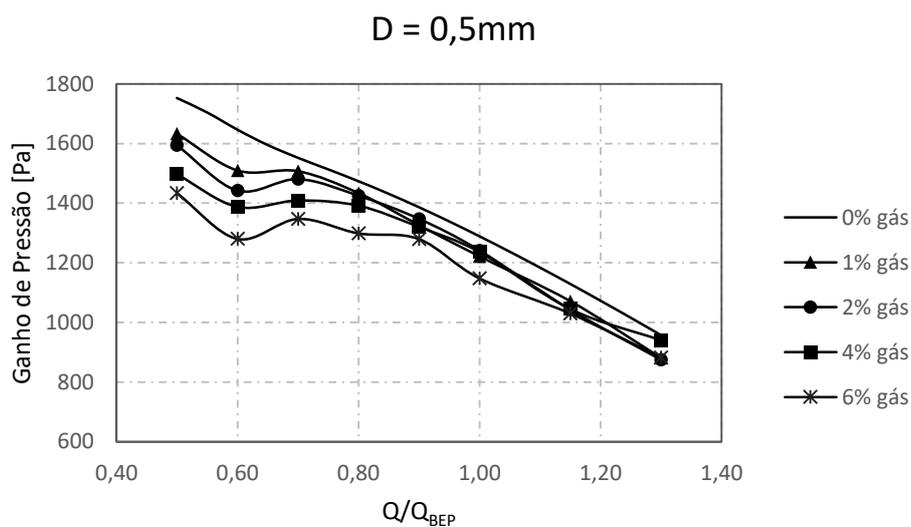


Figura 4.2 - Curva do ganho de pressão para bolha com diâmetro de 0,5mm

Ao observarmos a Figura 4.3, que mostra o ganho de pressão para bolhas com 1,0mm de diâmetro, nota-se uma diferença significativa se comparado com a Figura 4.2. Em particular, observa-se que no ponto de 0,5-BEP tem-se uma queda de pressão em relação ao escoamento monofásico para as frações de vazio acima de 2%. Isso significa que começa a ocorrer um aumento significativo de acúmulo de gás no interior do rotor. Uma análise mais aprofundada a respeito do acúmulo de gás nos canais do rotor será feita nas próximas seções.

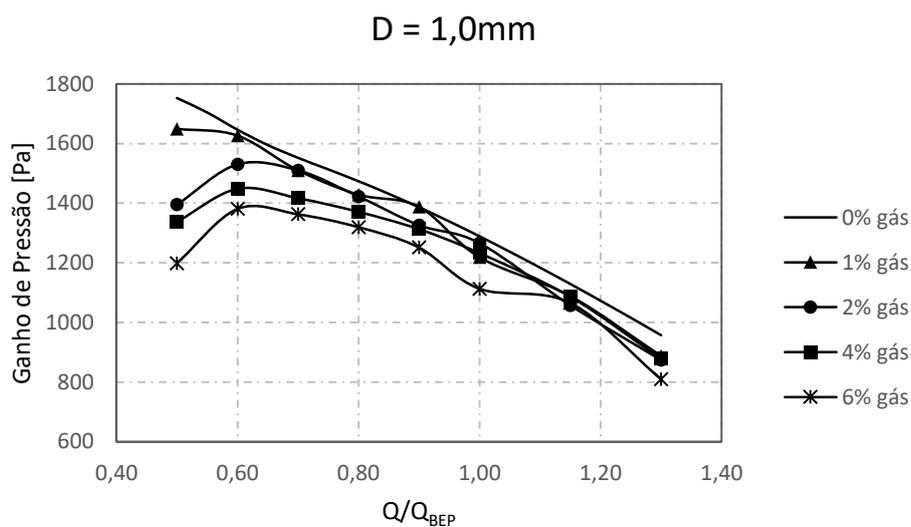


Figura 4.3 - Curva do ganho de pressão para bolha com diâmetro de 1,0mm

A Figura 4.4 representa o incremento de pressão para bolhas com diâmetro de 2,0mm. Para esse diâmetro de bolha, observou-se, para todas as frações de gás testadas nas simulações, a ocorrência de uma queda abrupta de desempenho do rotor consistente com o fenômeno de *surging*, sendo essa queda de pressão identificada a partir do ponto de 0,6.BEP.

Nota-se, ao comparar a Figura 4.3 com a Figura 4.4, que, com o aumento do diâmetro da bolha, o ponto de início de *surging* tem um leve deslocamento para a direita na curva, isso é, o acúmulo de gás ocorre com vazões cada vez maiores e mais próximas ao ponto de BEP.

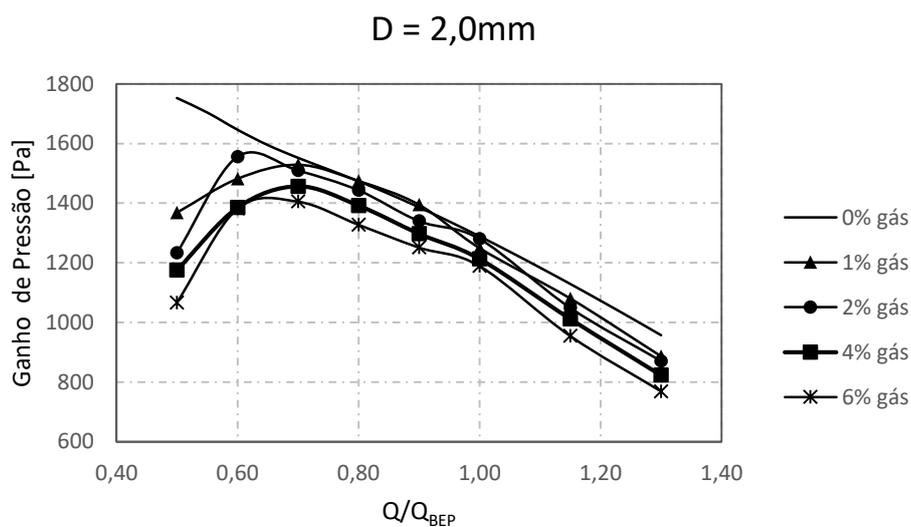


Figura 4.4 - Curva de ganho de pressão para bolha com diâmetro de 2,0mm

Foi observado também, como mostra a Figura 4.5, que para frações de vazio mais baixas como 1% e 2% o diâmetro da bolha não apresenta efeito significativo para vazões volumétricas superiores a 0,7·BEP. Os resultados obtidos nas simulações mostram uma variação percentual, segundo a equação (28), de menos de 5% para vazões acima de 0,7·BEP

$$\text{Variação (\%)} = \frac{\text{Valor de Referência} - \text{Valor avaliado}}{\text{Valor de Referência}} \times 100 \quad (28)$$

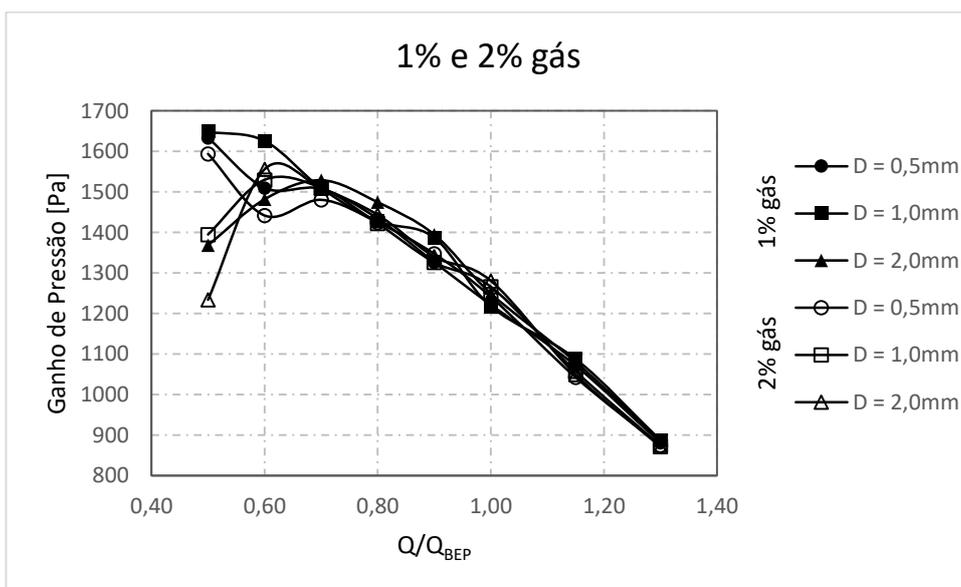


Figura 4.5 - Influência do diâmetro da bolha para frações de vazio baixas

Nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 estão representadas as curvas de eficiência do rotor simulado, sendo que cada uma representa um diâmetro de bolha diferente, sendo eles 0,5mm, 1,0mm e 2,0mm respectivamente.

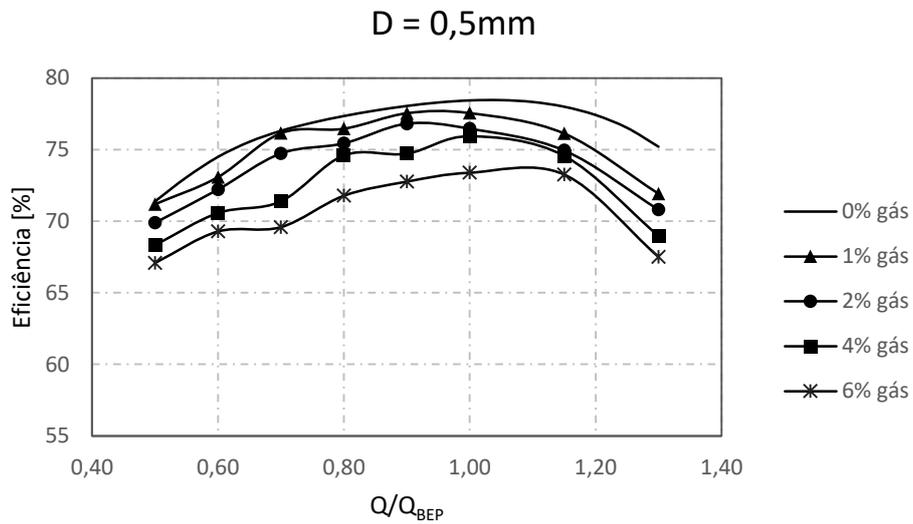


Figura 4.6 - Curva da eficiência da bomba para bolha com diâmetro de 0,5mm

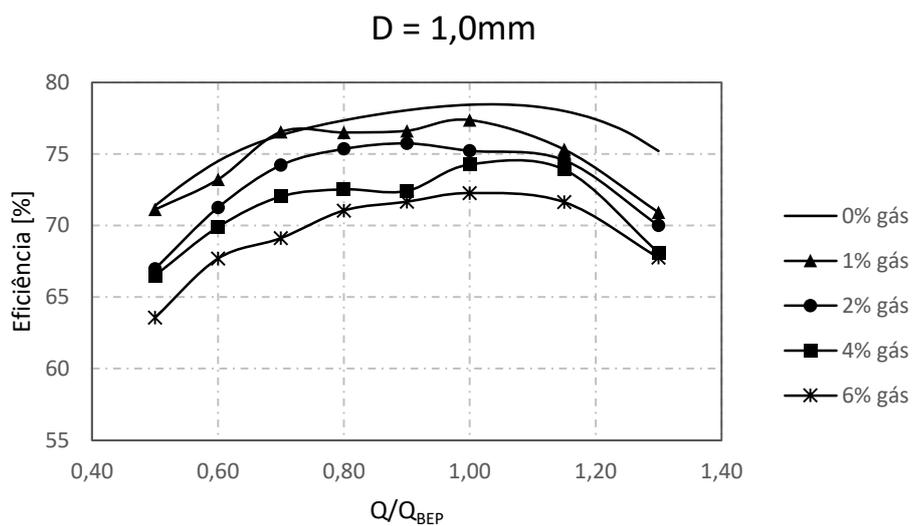


Figura 4.7 - Curva da eficiência da bomba para bolha com diâmetro de 1,0mm

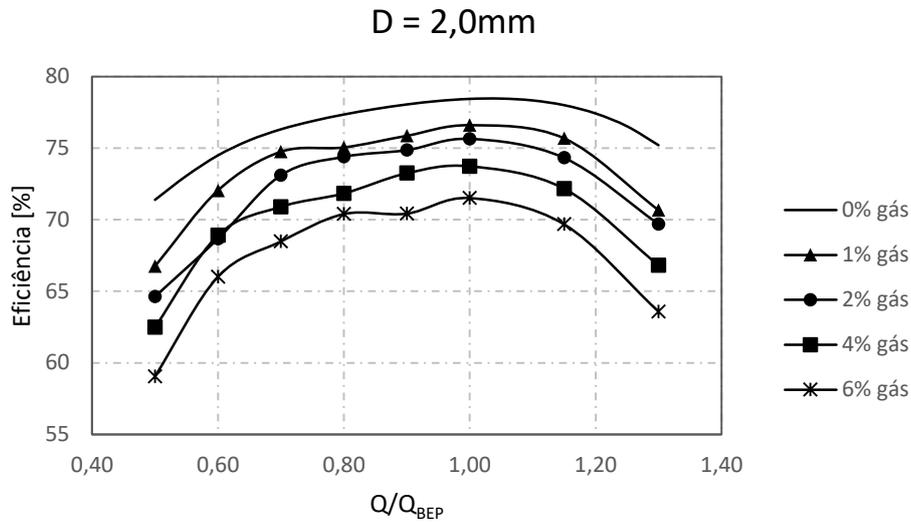


Figura 4.8 - Curva da eficiência da bomba para bolha com diâmetro de 2,0mm

Devido ao fato que uma bomba não é projetada para operar com gás em seu interior, observa-se uma degradação da eficiência da bomba com o aumento da quantidade de gás no escoamento. Isto é, quanto maior a quantidade de gás no escoamento ou maior o diâmetro da bolha, menor a eficiência da bomba. Isto está representado na Tabela 4.2, onde se pode observar a degradação das curvas de eficiência em relação ao escoamento monofásico em números, de acordo com a equação (28).

Tabela 4.2 - Degradação nas curvas de eficiência sendo representadas em porcentagem

	0%	1%	2%	4%	6%
0mm	0%	-	-	-	-
0,5mm	-	1,51%	2,92%	4,97%	7,32%
1,0mm	-	1,91%	4,29%	6,51%	8,99%
2,0mm	-	3,62%	5,62%	8,12%	11,52%

4.3 Campos de Escoamento

Esta seção apresenta as análises referentes aos campos de escoamento obtidos através das simulações. Linhas de corrente, campos de velocidade e campos de distribuição de fração volumétrica de gás serão discutidos nas subseções a seguir. Apesar de se ter simulado apenas um sétimo da geometria da pá, as figuras apresentadas nessa seção serão em 360°, para melhor visualização e entendimento do resultado.

4.3.1 Distribuição da fase gasosa no rotor

Serão apresentadas nas figuras que se seguem os campos de distribuição da fase gasosa no interior do rotor simulado. Como as geometrias do *hub* e o *shroud* são simétricas e não há influência da direção *z* no escoamento, os resultados foram obtidos a partir de um plano no próprio *shroud*.

A Figura 4.9 aborda o efeito da variação do diâmetro da bolha na distribuição do gás no rotor, mantendo-se uma fração de gás de 4% para os três casos e uma vazão volumétrica de mistura de 50% do BEP, que corresponde ao ponto de *surging* identificado em seções anteriores. Nota-se que com o aumento do diâmetro da bolha o gás se acumula em bolsões de gás de maior tamanho nos canais do rotor.

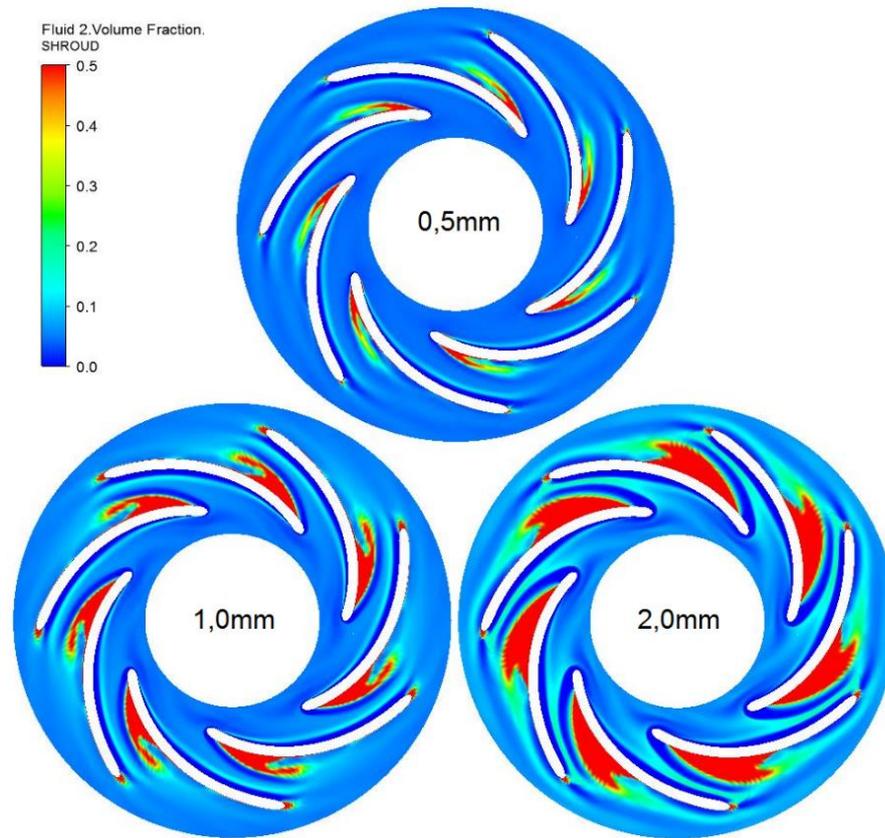


Figura 4.9 - Distribuição da fase gasosa para $\alpha = 4\%$ e $Q=0,5BEP$ variando o diâmetro da bolha

Diferente do caso anterior, a Figura 4.10 faz uma comparação entre os campos obtidos com um diâmetro de bolha de gás fixo no valor de 1mm, na vazão de 50% do BEP. Nesse caso avaliou-se a influência da fração volumétrica do gás. Observa-se que com o aumento da vazão de gás há uma maior tendência do gás se acumular próximo à ponta de entrada da pá na sua face de pressão, formando bolsões de gás cada vez maiores.

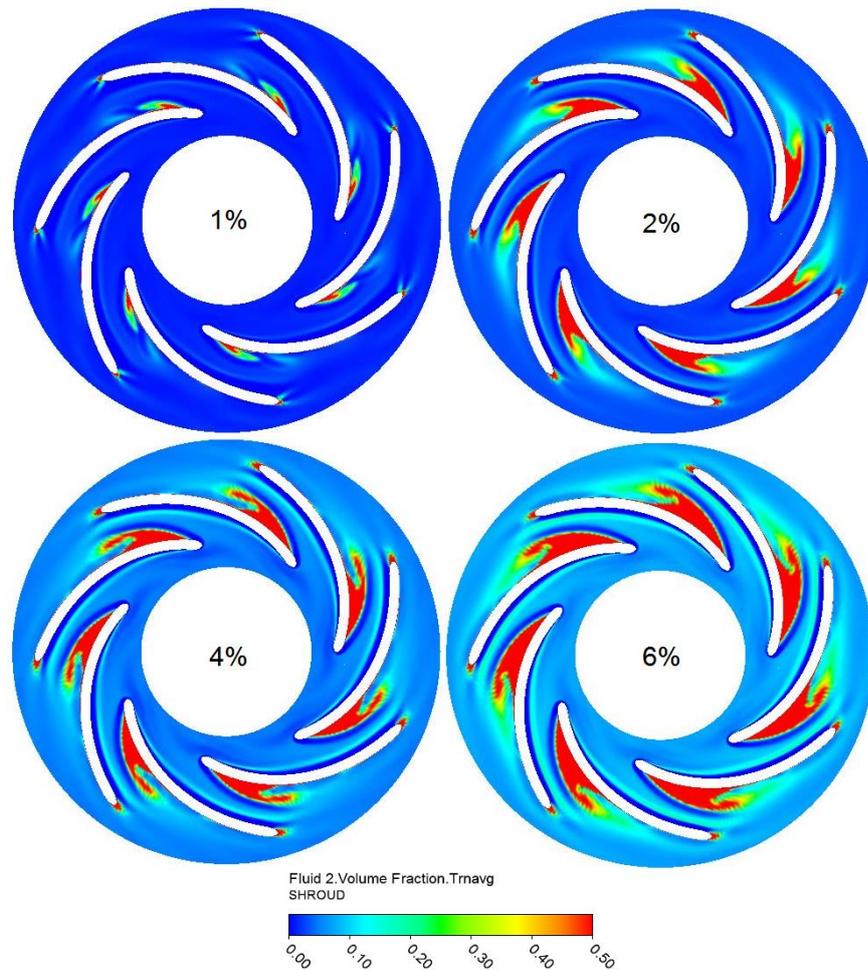


Figura 4.10 - Distribuição da fase gasosa para bolha com $d=1,0\text{mm}$ e $Q=0,5\text{BEP}$ variando a fração de vazio

Na Figura 4.11 pode ser observado a distribuição da fração gasosa para toda a curva de incremento de pressão. Foi selecionado o caso com o maior diâmetro de bolha de gás e maior fração de vazio, com o intuito que o acúmulo de gás fosse melhor identificado, visualizado e analisado. Isso é, as condições de simulação foram: diâmetro de bolha de 2mm e fração volumétrica do gás de 6% .

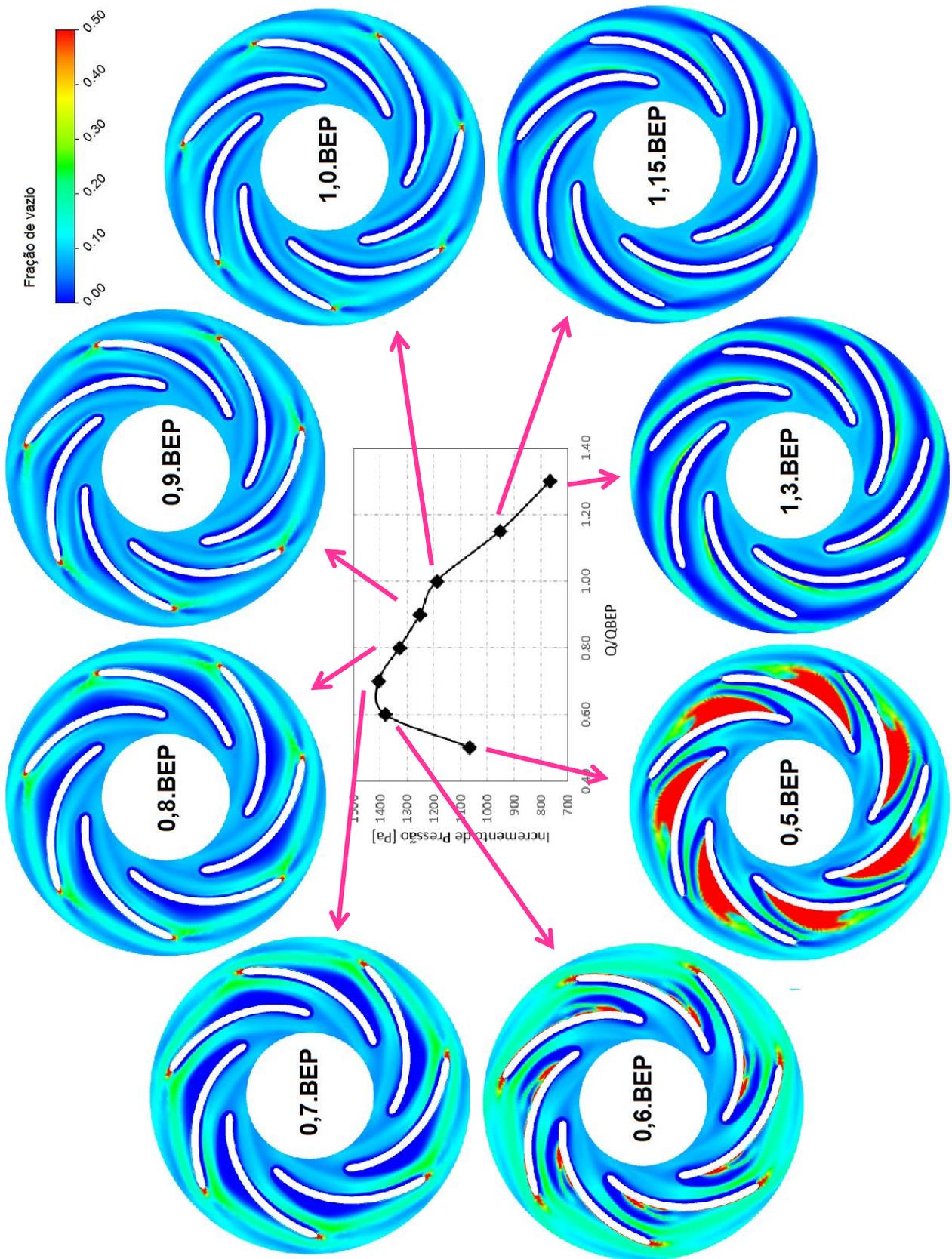


Figura 4.11 - Variação da distribuição da fase gasosa para bolha com $d=2\text{mm}$ e $\alpha=6\%$ em função da vazão volumétrica da mistura

O gás mostra uma região de preferência de escoamento em todas as vazões de mistura simuladas, que depende em geral da vazão de gás. Pode ser observado que, desde a vazão de BEP, há uma tendência do gás em se acumular na ponta de saída da pá. Quanto menor a vazão volumétrica da mistura, maior essa concentração de gás.

Do ponto de vazão de mistura de $1,0\cdot\text{BEP}$ até $0,7\cdot\text{BEP}$, a região de preferência do gás se mostra junto à face de sucção da pá, o que posteriormente será confirmado através da análise das linhas de corrente. Na vazão de mistura de $0,6\cdot\text{BEP}$ o comportamento do gás começa a mudar, tal que se observa que uma fina camada de acúmulo de gás na face de pressão da bomba e um pequeno bolsão de ar começa a ser formado. Nesse ponto, o incremento de pressão do rotor começa a ser degradado de forma mais significativa.

A mudança do padrão de escoamento entre os pontos de $0,6\cdot\text{BEP}$ e $0,5\cdot\text{BEP}$ é abrupta, e um enorme bolsão de gás encontra-se agora na face de pressão da pá do rotor. Estima-se que, para vazões de líquido ainda menores, o completo fechamento do canal do rotor deve ocorrer. Entretanto, não foram simuladas vazões menores que $0,5\cdot\text{BEP}$ neste trabalho pois, nessas condições, as simulações se tornam muito instáveis e o custo computacional é alto.

4.3.2 Campos de velocidade e linhas de corrente

Linhas de corrente são aquelas desenhadas em um campo de escoamento de forma que, num dado instante de tempo, são tangentes à direção do escoamento em cada ponto do campo (FOX, MCDONALD, & PRITCHARD, 2006). Por serem tangentes aos vetores velocidade em cada ponto, elas passam a ser muito úteis para entender o padrão de escoamento ao longo do domínio de interesse.

Na Figura 4.12 são comparados os campos de velocidade e linhas de corrente no escoamento com fração de vazio de 6% e diâmetro da bolha correspondente a 2mm. O lado esquerdo da figura, representado pela letra “a”, são linhas de corrente no campo de velocidade do líquido, enquanto que o lado direito, representado pela

letra “b”, são as linhas de corrente da fase gasosa. Três diferentes vazões de mistura estão sendo mostradas: 1) 0.5BEP; 2) 0,7BEP; e 3) 1.3BEP.

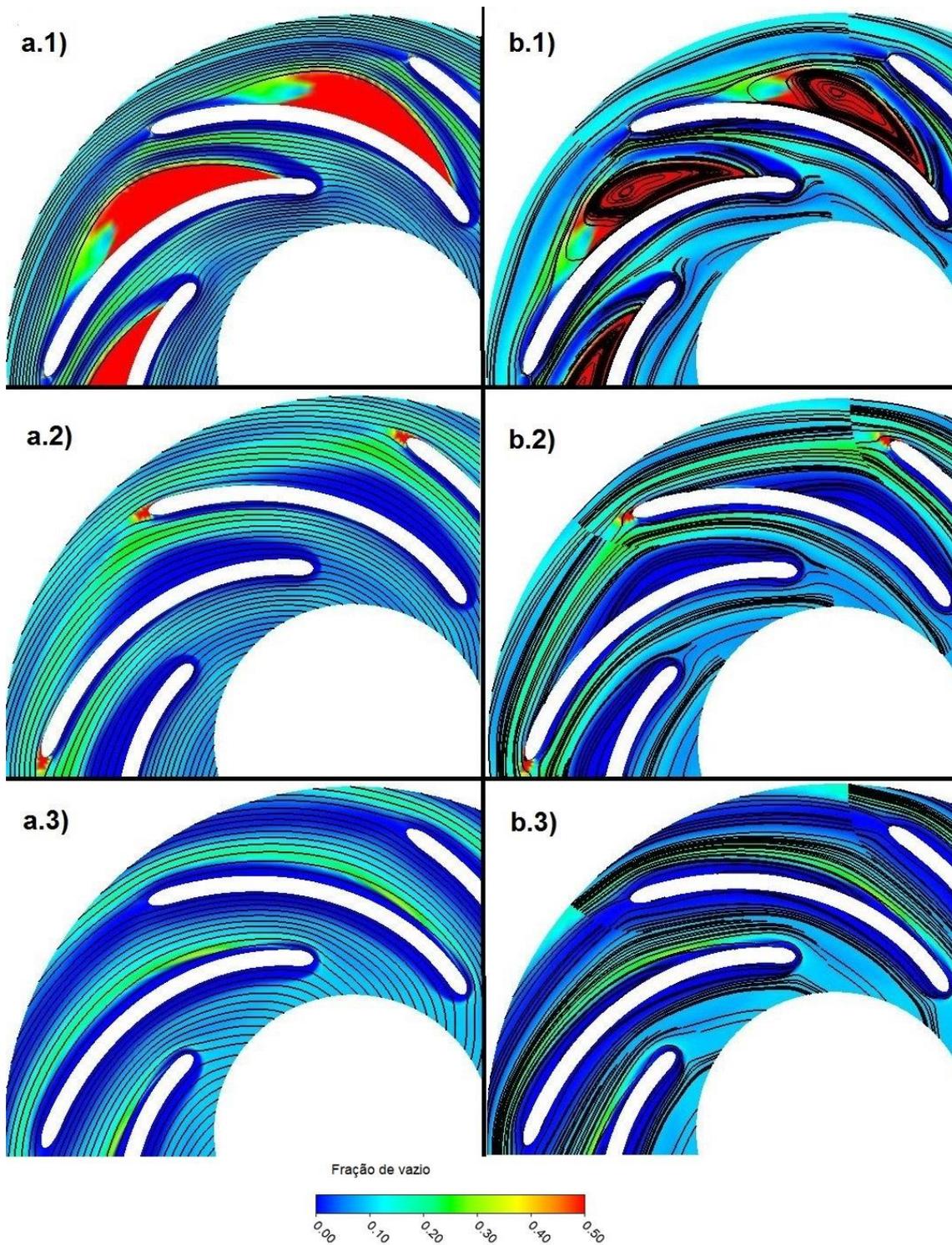


Figura 4.12 – Influência da variação da vazão de mistura nas linhas de corrente, a) do líquido e b) do gás, nos campos de velocidade de um escoamento com $\alpha=6\%$ e diâmetro da bolha de 2mm

As Figuras 4.12 a.3 e b.3 representam o escoamento com vazão volumétrica da mistura de 1,3BEP. Nesse ponto é possível observar que tanto o gás quanto o líquido escoam de forma orientada com a geometria do rotor, sem desvios significativos. Na vazão volumétrica de 0,7·BEP as linhas de corrente do líquido (a.2) não mudam de comportamento se comparado com o padrão dado pela vazão volumétrica de 1,3·BEP, isto é, continuam escoando de forma orientada em todo o canal do rotor. Entretanto, as linhas de corrente do gás sofrem uma leve mudança de comportamento, observando-se nesse ponto uma tendência do gás em escoar mais próximo à face de sucção da pá, mesmo comportamento observado na distribuição da fase gasosa da Figura 4.11.

O padrão para a vazão volumétrica de 0,5·BEP é representado imagens a.1 e b.1 na Figura 4.12. Nesse ponto, observa-se um comportamento bem diferente das linhas de corrente tanto do gás quanto do líquido se comparado com outras vazões volumétricas de mistura. Agora, tem-se o bolsão de gás já formado, e observando as linhas de corrente do líquido (a.1) pode-se ver que o líquido desvia do bolsão de gás, enquanto que o gás (b.1) mostra comportamento de recirculação dentro do bolsão. Isso é, o gás que se acumula no rotor causa um desvio na direção do escoamento do líquido, resultando em uma queda no desempenho do rotor.

4.4 Análise do Triângulo de Velocidade

O triângulo de velocidades é formado essencialmente por 3 velocidades. Elas podem ser representadas graficamente pela Figura 4.13 e de forma vetorial conforme a equação (29).

- Velocidade Relativa representado por “W”
- Velocidade Absoluta representado por “C”
- Velocidade Tangencial representado por “u”

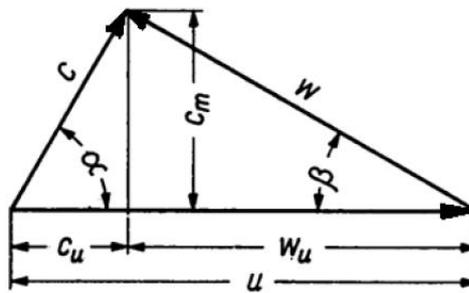


Figura 4.13 - Exemplo de triângulo de velocidades

onde “C”, “W” e “u” são as velocidades citadas acima, C_m é a componente meridional da velocidade absoluta, C_u é a componente tangencial da velocidade absoluta, α é o ângulo formado pela velocidade absoluta e a velocidade tangencial, comumente chamado de ângulo do escoamento absoluto, e por fim β é o ângulo formado pela velocidade relativa e a tangencial, conhecido também por ângulo do escoamento relativo e ângulo construtivo.

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{u} \quad (29)$$

O ângulo β de entrada e saída da pá são os responsáveis pela caracterização da forma da pá. Além disso eles possuem alta influencia na construção do triângulo de velocidades, sendo assim são grandes responsáveis pela troca de energia entre o fluido e o rotor. A forma como é “montado” o triângulo de velocidade na entrada e saída das pás de um rotor esta representada na Figura 4.14.

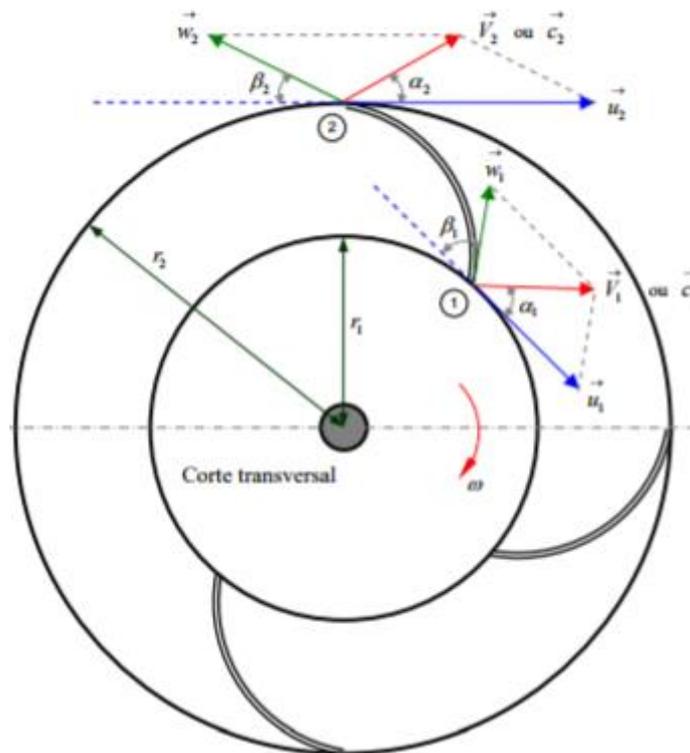


Figura 4.14 – Representação das velocidades em um rotor de bomba radial

Fonte: (CAMPOS, 1996)

A fim de entender a relação entre o escoamento e o ângulo β de um rotor, para um escoamento de vazão volumétrica de $1,3 \cdot \text{BEP}$, diâmetro de bolha de 2mm e fração de vazio de 6%, fez-se uma análise em três diferentes pontos da pá. Foi traçado um arco de setor circular na entrada da pá, um na região central e por fim um na região de saída da pá. Além disso, foram plotados vetores sobre esses arcos na direção do escoamento, como mostra a Figura 4.15. Na Figura 4.16 tem-se os valores do ângulo β encontrados nos arcos definidos. São também mostrados os valores de β para o escoamento de vazão volumétrica de $1,3 \cdot \text{BEP}$ mas com diâmetro de 0,5mm e fração volumétrica do gás de 1% para fim de comparação.

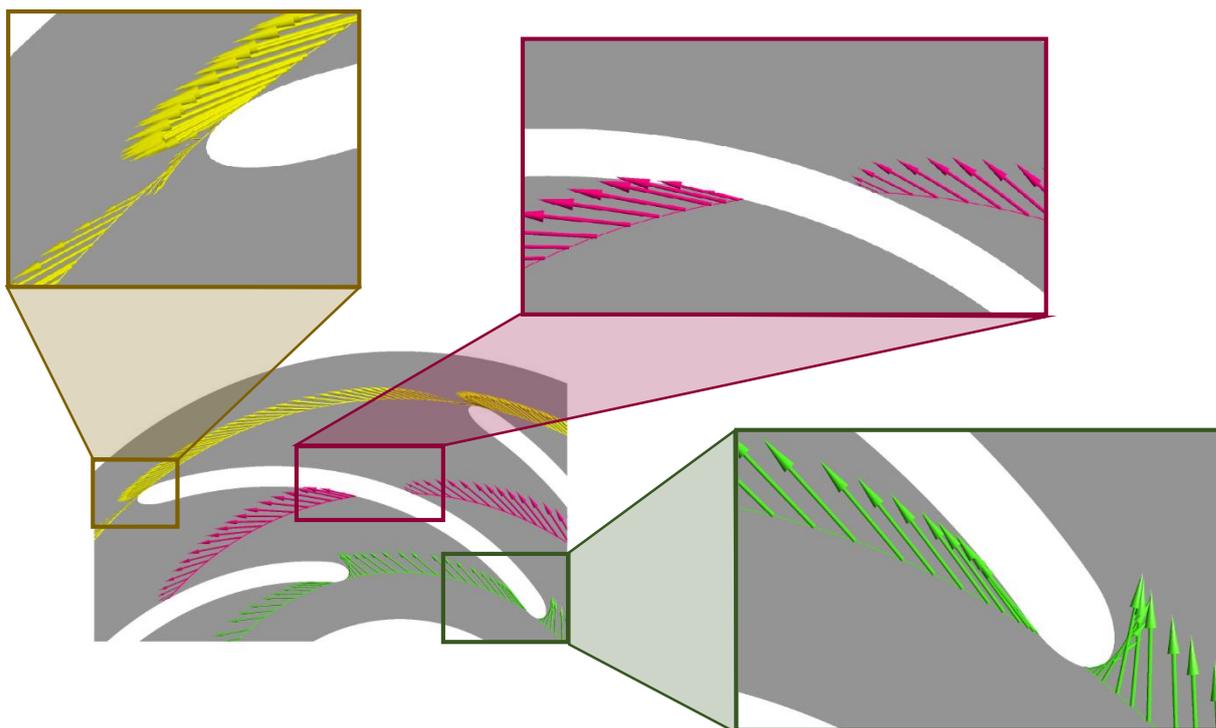


Figura 4.15 - Arcos de setor circular e vetores mostrando a direção do escoamento na entrada da pá, na região central e na região de saída da pá

Na região central da pá, observa-se um escoamento uniforme e tangente à pá, e o escoamento não muda sua direção por praticamente toda a extensão do arco circular. Esse comportamento é ligeiramente diferente na entrada e na saída do rotor, onde, ao redor das pontas da pá, o escoamento sofre um desvio de sua direção. Na entrada do canal, esse desvio corresponde ao contorno natural do escoamento ao redor do bordo de ataque; na saída, o escoamento sofre um pequeno desvio devido à esteira deixada pela passagem da pá. Esse padrão é observado mesmo para escoamentos monofásicos e, para as condições da Figura 4.15, a presença da fase gasosa pouco altera o comportamento do líquido.

Na Figura 4.16 são mostrados os valores do ângulo β nos arcos circulares indicados na Figura 4.15. Na região central, os valores de β permanecem próximos ao do projeto ($\beta=21,5^\circ$), enquanto que nas pontas das pás há um desvio, principalmente no escoamento próximo a pá. Como explicado anteriormente, esse padrão ocorre mesmo para escoamentos monofásicos, e para escoamentos bifásicos é independente do diâmetro da bolha ou da fração volumétrica do gás, desde que não haja bolsão de gás no interior do canal do rotor.

Uma análise da influência da vazão volumétrica da mistura no ângulo β é feita na Figura 4.17. Onde se fixou o diâmetro da bolha em 2mm e fração volumétrica do gás em 6%. Optou-se por essa combinação para mostrar o comportamento de β quando ocorre a formação de bolsão de gás no escoamento.

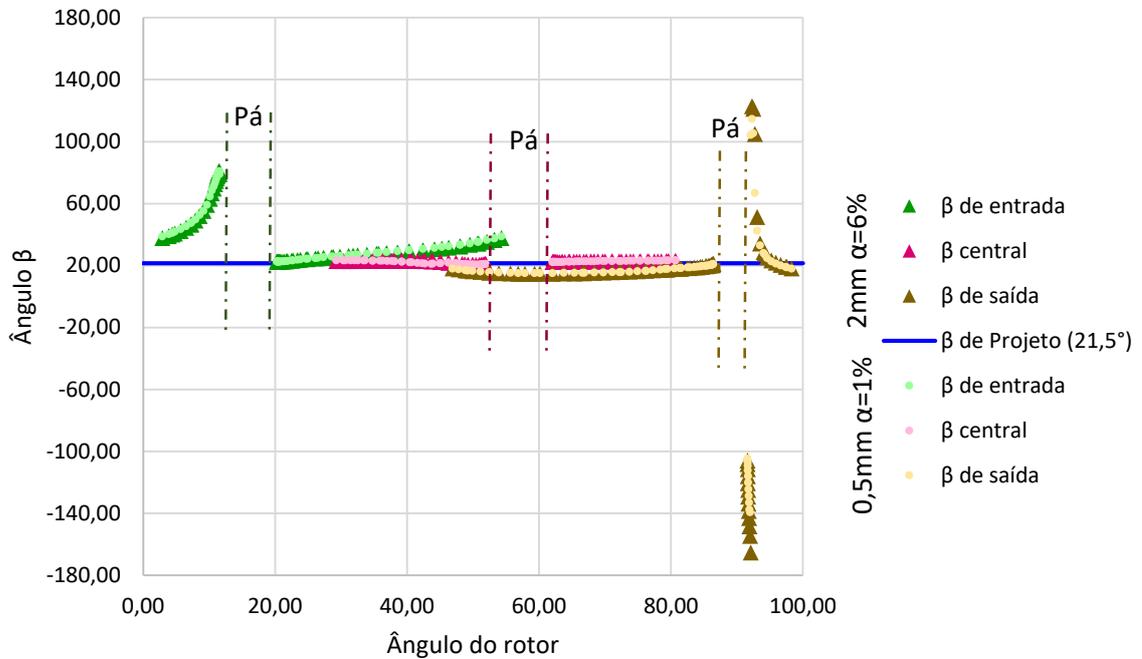


Figura 4.16 - Ângulo β na região de entrada da pá, central e região de saída, para dois diferentes escoamentos

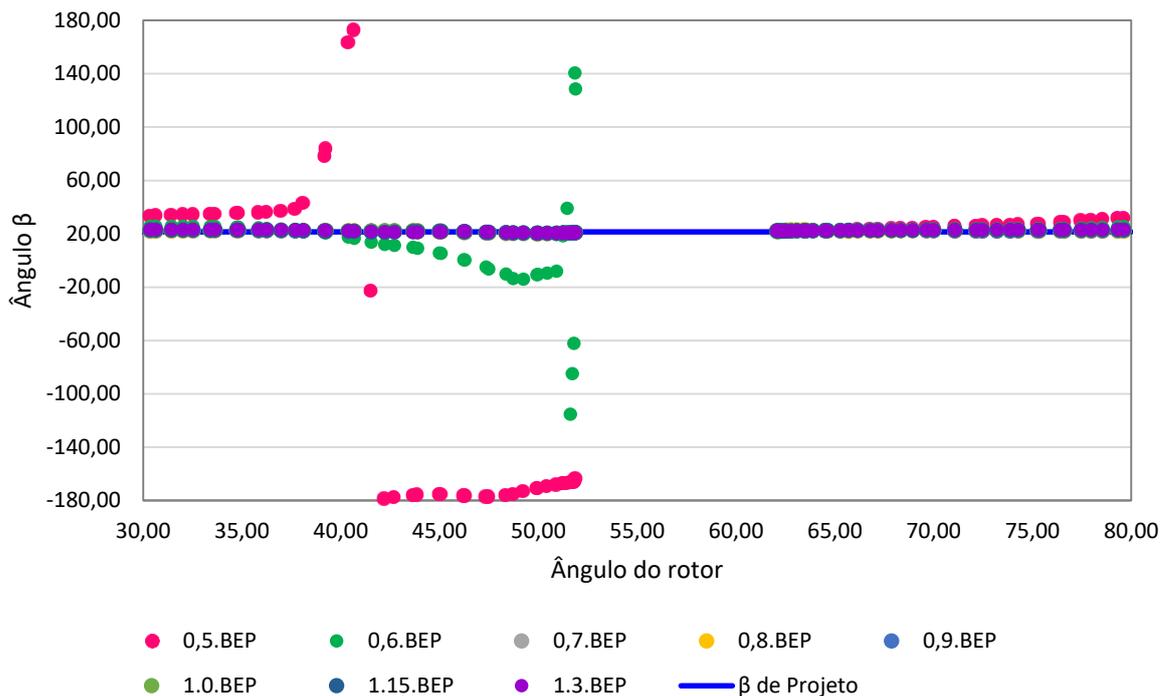


Figura 4.17 - Influência da vazão volumétrica da mistura no ângulo β no arco da região central da pá

Para o escoamento em análise na Figura 4.17 sabe-se que o bolsão de gás começa a se formar, segundo a Figura 4.11, na vazão volumétrica de mistura de 0,6·BEP, exatamente o ponto onde tem-se um desvio de direção no escoamento e o ângulo β se distancia do valor projetado. No escoamento de 0,5·BEP o bolsão de gás está ainda maior, o que resulta em um β ainda mais distante do projetado. Entretanto, para as outras vazões volumétricas observadas o valor do ângulo β tende a convergir com o projetado, mostrando um escoamento alinhado tangencialmente com a pá, evitando quedas bruscas no incremento de pressão e eficiência do rotor no interior de uma bomba.

Informações como essas obtidas na análise do triângulo de velocidade podem no futuro guiar na decisão da faixa de operação da bomba, ou até mesmo ajudar engenheiros no desenvolvimento de novos rotores que sejam próprios para escoamento bifásico.

Além disso, os resultados aqui obtidos mostram como o aumento de gás no interior do rotor pode resultar em uma degradação do incremento de pressão por ela fornecida e também na eficiência do rotor. Tanto a fração volumétrica de gás quanto

o diâmetro da bolha possuem influência significativa para degradação da performance do rotor. Também se pode observar que baixas vazões volumétricas de mistura podem ser prejudiciais para o desempenho da bomba, pois quanto mais baixa a vazão, maior a dificuldade do líquido em escoar e “expulsar” o gás dos canais do rotor. Sendo assim, quanto menor a vazão de mistura, mais fácil de se atingir o ponto de *surging*, isso é, formar os bolsões de gás no interior do rotor.

5 CONCLUSÕES

É clara a necessidade de diversas áreas da indústria em melhor entender o funcionamento de equipamentos que operam com escoamentos bifásicos. Como discutido ao longo desse trabalho, essa é uma preocupação de companhias de petróleo que empregam bombas centrífugas em facilidades de produção, já que os custos envolvidos nessas instalações são muito altos, e quaisquer melhorias na área podem trazer benefícios significativos.

Analisando-se a literatura da área, nota-se que são ainda escassos estudos preocupados com a compreensão do comportamento de bombas operando com escoamentos bifásicos. Embora já se conheça o efeito de certas variáveis operacionais no processo e o padrão geral de distribuição de escoamentos líquido-gás no interior de bombas, falta um maior entendimento da física do problema que permita conhecer melhor o desempenho de bombas nessas condições e, eventualmente, propor melhorias. Ferramentas computacionais podem trazer grandes vantagens nessa tarefa, no entanto são ainda raramente exploradas para esse fim.

Sendo assim, o presente trabalho realizou um estudo numérico de escoamento bifásico água-ar em um rotor de uma bomba centrífuga radial. Através do software ANSYS-CFX foram realizadas as simulações numéricas, variando a fração volumétrica do gás, diâmetro da bolha e vazão volumétrica da mistura. Como resultado foram levantadas curvas de desempenho (incremento de pressão) e eficiência, além de uma análise nos campos de escoamento como concentração de gás, campos de velocidade e linhas de corrente, e por último analisou-se o triângulo de velocidade no escoamento.

Observou-se que o gás influencia significativamente no desempenho do rotor, sendo notada uma degradação tanto da curva de incremento de pressão quanto da eficiência do rotor em função da presença de gás no escoamento. Também foi observado que a fase gasosa pouco ou nada influencia na direção do escoamento da fase líquida, desde que o bolsão de gás devido as baixas vazões não comece a ser formado. A partir do ponto que se começa a formar o bolsão de gás, seu crescimento se torna abrupto, e a fase gasosa passa a influenciar na direção de escoamento do

líquido. Não há escoamento de líquido no interior do bolsão, onde se observa apenas recirculação da fase gasosa.

Com a análise do triângulo de velocidades foi possível compreender como um escoamento que flui com um ângulo β próximo ao de projeto tende a ter uma melhor performance, enquanto que um ângulo β de escoamento longe do de projeto possui escoamento sem direção definida, causando recirculações e degradação no desempenho da bomba.

A importância de se entender a influência e efeito do gás no escoamento no interior de um rotor de bomba centrífuga é comprovado nesse trabalho, pois demonstrou-se como pequenas quantidades de gás causam degradação significativa no desempenho da bomba. Além disso, observou-se claramente como bolsões de gás se formam rapidamente no interior do canal do rotor e mudam o comportamento do escoamento de forma radical.

Sendo assim esse trabalho contribui de forma significativa para a literatura sobre bombas centrífugas submersas, de forma a agregar valor na área de estudos numéricos. O intuito é entender como cada variável envolvida no escoamento bifásico contribui de maneira diferente na degradação de performance de um rotor, por isso é importante o estudo de cada variável de forma isolada.

No presente trabalho estudou-se a influência do diâmetro da bolha e frações de vazio em diferentes vazões de mistura. Sugere-se primeiramente para um trabalho futuro a validação dos resultados aqui obtidos de forma experimental. Além disso, sugere-se estudar outras variáveis de forma isolada, como a viscosidade do fluido, o efeito da pressão de entrada e como esta interfere na massa específica do gás, estudar o efeito da pressão superficial nas bolhas de gás, como a velocidade de rotação interfere no escoamento, definir e usar um modelo numérico para prever a quebra e coalescência de bolhas, estudar mais a fundo e fazer um teste criterioso de forças interfaciais no contexto do Modelo de Dois-Fluidos, entre outros.

6 REFERÊNCIAS

- ANSYS. (2016). ANSYS Academic Research. *Help System, CFX Documentation, Release 17.2*. ANSYS, Inc.
- BARRIOS, L. J. (2007). *Visualization and Modeling of Multiphase Performance Inside an Electrical Submersible Pump*. 267f. Tese (Doutorado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA.
- BRENNEN, C. (1994). *Hydrodynamics of Pumps*. Oxford: Oxford University Press.
- CAMPOS, M. C. (1996). Apostila de Máquinas Hidráulicas. Curitiba: UFPR.
- CARIDAD, J., & KENYERY, F. (2004). CFD Analysis of Electric Submersible Pumps (ESP) Handling Two-Phase Mixtures. *Journal of Energy Resources Technology*, 126-2, 99-104.
- CIRILO, R. (1998). Air-Water Flow Through Electrical Submersible Pumps. Oklahoma: Dissertação de Mestrado, The University of Tulsa.
- ESTEVAM, V. (2002). *Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico*. Campinas: Tese de Doutorado – Unicamp.
- FOX, R., MCDONALD, A., & PRITCHARD, P. (2006). *Introdução à Mecânica dos Fluidos* (6 ed.). Rio de Janeiro: LTC.
- GAMBOA, J. (2008). Prediction of the Transition in Two-Phase Performance of an Electrical Submersible Pump. Oklahoma: Tese de Doutorado – The University of Tulsa.
- General Electric. (2013). *High Efficiency Submersible Pumps*. Fonte: http://www.geenergy.com/products_and_services/products/electric_submersible_pumping_systems/highefficiencypumps.jsp
- GÜLICH, J. (2010). *Centrifugal Pumps*. Berlin: Springer-Verlag.
- HYDRAULIC INSTITUTE STANDARDS. (1955). *Determination of Pump Performance When Handling Viscous Liquid* (10ª ed.).

- ISO 13709. (2003). Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries.
- LEA, J., & BEARDEN, J. (1982). Effect of Gaseous Fluids on Submersible Pump Performance. *SPE 9218*.
- MARSIS, E. (2012). *CFD Simulation and Experimental Testing of Multiphase Flow Inside the MVP Electrical*. Texas A&M University: PhD Dissertation.
- MENTER, F. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering. *AIAA, J.* 32, 1598–1605.
- MINEMURA, K., & UCHIYAMA, T. (1993). Three-Dimensional Calculation of Air-Water Two-Phase Flow in Centrifugal Pump. *Journal of Fluid Engineering*, 115, 766-771.
- MURAKAMI, M., & MINEMURA. (1974). Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump. *Bulletin of the JSME*, 17, 1047-1055.
- OFUCHI, E. (2015). Desenvolvimento de um método para correção de curvas de desempenho em bombas centrífugas submersas operando com fluidos viscosos. Curitiba: Dissertação de Mestrado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- PALADINO, E. E. (2005). *Estudo do escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- PESSOA, R. (2001). *Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages*. Oklahoma: Dissertação de Mestrado, The University of Tulsa.
- PESSOA, R., & PRADO, M. (2001). *Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages*. SPE 71552.
- POULLIKKAS, A. (2000). Two phase flow performance of nuclear reactor cooling. *Progress in Nuclear Energy*, 2(36), 123-30. doi:10.1016/s0149-1970(00)00007-x
- PRADO, M. G. (2007). *Electrical Submersible Pumping - Course*. Rio de Janeiro.

- REYNOLDS, O. (1985). On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. Em *Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A* (Vol. 186, pp. 123-164).
- SABINO, R. (2015). *Análise da Dinâmica de uma Bolha de Gás em uma Bomba Centrífuga*. Curitiba, Paraná, Brasil: Dissertação do Mestrado, UTFPR.
- SHOHAM, O. (2006). *Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes*. SPE.
- STEPANOFF, A. J. (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application* (2ª ed.). New York: John Wiley & Sons.
- THOMAS, J. E. (2001). *Fundamentos de Engenharia de Petróleo, 2 ed.* Rio de Janeiro: Interciência.
- UCT Coatings. (2013). *ESP Fundamentals*. Fonte: <http://www.uctcoatings.com/applications-industries/oil-and-gas/the-abcsof-esps/>
- WHITE, M. F. (1998). *Fluid Mechanics* (4ª ed.). McGraw-Hill.
- WILCOX, D. C. (1998). *Turbulence Modeling for CFD* (2ª ed.). La Canadá, CA, E.U.A: DCW Industries.
- ZAPATA, L. (2003). *Rotational speed effects on ESP two-phase performance*. Oklahoma: Dissertação de Mestrado – The University of Tulsa.
- ZHU, J., & ZHANG, H.-Q. (2017). Numerical Study on Electrical-Submersible-Pump Two-Phase Performance and Bubble-Size Modeling. University of Tulsa.

APÊNDICE A – DADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Todas as simulações foram feitas com uma rotação de 240rpm e considerando o valor da vazão mássica no BEP como $\dot{m}=0,0101745$ kg/s (valor encontrado na simulação monofásica e usado como referência nas simulações bifásicas).

Tabela 0.1 - Dados para escoamento monofásico

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1753,21	71,39
0,60	1646,94	74,49
0,70	1552,68	76,31
0,80	1474,16	77,35
0,90	1386,76	78,05
1,00	1289,32	78,44
1,15	1129,39	78,00
1,30	957,54	75,21

Tabela 0.2 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 1\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1633,05	71,18
0,60	1509,81	73,08
0,70	1507,49	76,16
0,80	1434,03	76,47
0,90	1326,43	77,55
1,00	1221,39	77,56
1,15	1071,18	76,13
1,30	880,83	71,92

Tabela 0.3 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 2\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1594,06	69,90
0,60	1441,94	72,22
0,70	1480,60	74,74
0,80	1424,93	75,44
0,90	1347,29	76,81
1,00	1241,39	76,46
1,15	1042,70	74,95
1,30	874,71	70,81

Tabela 0.4 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 4\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1496,39	68,32
0,60	1387,30	70,56
0,70	1408,63	71,38
0,80	1391,31	74,59
0,90	1320,09	74,71
1,00	1236,10	75,93
1,15	1045,28	74,56
1,30	940,61	68,96

Tabela 0.5 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 6\%$ e diâmetro da bolha 0,5mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1433,50	67,08
0,60	1280,07	69,28
0,70	1346,99	69,58
0,80	1298,61	71,78
0,90	1279,58	72,77
1,00	1147,92	73,39
1,15	1030,20	73,27
1,30	882,87	67,50

Tabela 0.6 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 1\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1648,90	71,11
0,60	1626,34	73,21
0,70	1509,79	76,53
0,80	1428,21	76,49
0,90	1387,67	76,61
1,00	1217,97	77,36
1,15	1088,12	75,31
1,30	887,32	70,92

Tabela 0.7 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 2\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1394,77	66,96
0,60	1529,75	71,25
0,70	1509,95	74,21
0,80	1422,28	75,35
0,90	1326,03	75,74
1,00	1265,93	75,22
1,15	1057,35	74,57
1,30	873,68	70,00

Tabela 0.8 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 4\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1337,18	66,50
0,60	1448,14	69,90
0,70	1416,74	72,03
0,80	1370,84	72,53
0,90	1312,53	72,42
1,00	1232,29	74,27
1,15	1086,08	73,91
1,30	877,83	68,11

Tabela 0.9 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 6\%$ e diâmetro da bolha 1,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1198,41	63,55
0,60	1380,86	67,68
0,70	1362,83	69,11
0,80	1319,66	71,04
0,90	1251,38	71,65
1,00	1113,04	72,25
1,15	1065,35	71,63
1,30	809,43	67,74

Tabela 0.10 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 1\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1368,53	66,75
0,60	1481,98	72,04
0,70	1529,10	74,75
0,80	1474,75	75,05
0,90	1395,04	75,86
1,00	1249,60	76,60
1,15	1080,48	75,68
1,30	886,68	70,67

Tabela 0.11 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 2\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1233,76	64,63
0,60	1556,25	68,67
0,70	1509,75	73,11
0,80	1443,74	74,39
0,90	1340,29	74,86
1,00	1280,78	75,65
1,15	1049,17	74,32
1,30	871,05	69,70

Tabela 0.12 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 4\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1176,19	62,48
0,60	1385,00	68,92
0,70	1456,52	70,91
0,80	1391,98	71,84
0,90	1297,25	73,25
1,00	1213,09	73,74
1,15	1011,85	72,18
1,30	822,93	66,81

Tabela 0.13 - Dados para escoamento bifásico $\alpha = 6\%$ e diâmetro da bolha 2,0mm

PORCENTAGEM DA VAZÃO MÁSSICA DE BEP [KG/S]	INCREMENTO DE PRESSÃO [PA]	EFICIÊNCIA [%]
0,50	1066,59	59,05
0,60	1381,93	66,01
0,70	1405,43	68,48
0,80	1327,92	70,40
0,90	1251,43	70,43
1,00	1189,64	71,52
1,15	954,81	69,68
1,30	769,26	63,58