

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

RAFAEL DUNAISKI

**ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO LÍQUIDO-GÁS
EM UMA BOMBA CENTÍFUGA SUBMERSA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2013

RAFAEL DUNAISKI

**ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO LÍQUIDO-GÁS
EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA SUBMERSA**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 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

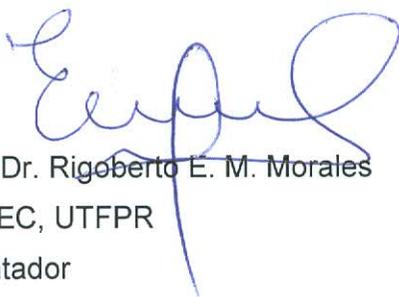
Co-Orientador: M.Sc. Henrique S. Azevedo

CURITIBA

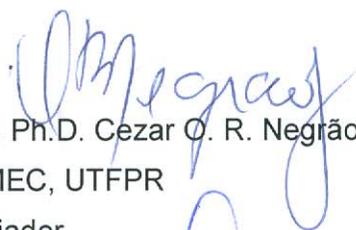
2013

TERMO DE APROVAÇÃO

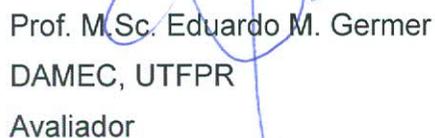
Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO LÍQUIDO-GÁS EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA SUBMERSA, realizado pelo aluno RAFAEL DUNAISKI, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.



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



Prof. Ph.D. Cezar O. R. Negrão
DAMEC, UTFPR
Avaliador



Prof. M.Sc. Eduardo M. Germer
DAMEC, UTFPR
Avaliador

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, meus pais Leonilda e Carlos e minha irmã Aline por seu apoio incondicional, que me permitiu mesmo nos momentos mais difíceis seguir em frente.

Aos meus grandes amigos da universidade Tainan, Marco, Fabricio, Allison e Bruna por suas valiosas contribuições com seu conhecimento técnico e por fazerem essa jornada muito mais divertida.

Ao meu orientador e tutor por mais da metade de minha trajetória acadêmica professor Rigoberto agradeço pela oportunidade cedida e por todo apoio durante o período que estive no LACIT.

Ao meu co-orientador Henrique Stel sempre presente com seu valioso conhecimento, um dos principais contribuintes para a execução desse projeto.

Ao LACIT e à UTFPR pela estrutura cedida, a qual permitiu que esse trabalho fosse realizado com o máximo de eficiência e aos funcionários do LACIT sempre dispostos à ajudar.

À todos os professores que fizeram parte da minha trajetória acadêmica, em especial ao professor Foggiatto, o qual me deu a primeira chance de estágio onde aprendi ferramentas preciosas para execução deste trabalho.

À todos meus colegas de turma pelo apoio sempre garantido.

"A ciência possui grande beleza. Um cientista no seu laboratório não é apenas um técnico: é também uma criança colocada perante fenômenos naturais que a impressionam como um conto de fadas."

Marie Curie

RESUMO

DUNAISKI, Rafael. Estudo Numérico do Escoamento Bifásico Líquido-Gás em uma Bomba Centrífuga Submersa. 2013. 84 f. Monografia (Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) - Curso de Graduação em Engenharia Industrial Mecânica, Universidade Federal Tecnológica do Paraná. Curitiba, 2013.

Na indústria do petróleo frequentemente se faz necessário o uso de métodos de elevação artificial. Um dos principais métodos de elevação artificial é a utilização de bombas centrífugas submersas (BCS), sistema no qual uma sequência de estágios de rotor e difusor de bomba centrífuga adiciona energia ao fluido promovendo incremento de pressão. No entanto o escoamento é multifásico, sendo que para propósitos de estudo este escoamento pode ser reduzido a bifásico com uma fase líquida e uma gasosa. Este é um desafio que se apresenta para a utilização de BCS visto que a bomba centrífuga não é projetada para operar na presença da fase gasosa. Alguns inconvenientes incorrem deste fato, como a diminuição da eficiência do sistema e o aparecimento do fenômeno de *surging*, onde o acúmulo de gás leva a uma queda abrupta do incremento de pressão fornecido pelo rotor. É de fundamental importância então para a indústria do petróleo o estudo destes fenômenos e como os mesmos afetam o funcionamento do sistema. Existem diversas abordagens para o estudo deste tipo de escoamento, sendo que neste trabalho é adotada a simulação numérica utilizando o programa de dinâmica dos fluidos computacional ANSYS-CFX. A partir da geometria de uma BCS Reda GN-7000 em CAD são geradas malhas computacionais que são utilizadas para realizar a simulação numérica do escoamento. Com estes resultados numéricos são levantadas as curvas de desempenho e de eficiência da bomba e também são apresentados os campos de escoamento e de pressão. É então realizada uma análise da influência da fase gasosa no escoamento na BCS.

Palavras-chave: Elevação artificial. Escoamento bifásico. Bomba centrífuga submersa. Métodos numéricos.

ABSTRACT

DUNAISKI, Rafael. Numerical Study of the Two-Phase Gas-Liquid Flow in an Electrical Submersible Pump. 2013. 84 p. Undergraduate Monograph in Industrial Mechanical Engineering, Federal University of Technology – Paraná, Curitiba, 2013.

In the petroleum industry, artificial lifting methods are often necessary to increase the production of old oil wells. One of the most used artificial lifting methods is the electric submersible pump (ESP). ESPs are composed by several stages of impellers and diffusers that add energy to the fluid, increasing its pressure. They generally operate under multiphase flow conditions, commonly characterized by a gaseous phase and other liquid phases. This is a challenge in the use of ESPs because such equipment is not designed to operate under the presence of the gas. Therefore some inconvenient operational conditions occur from this fact. It is observed a diminution of the system performance and an abrupt drop on the pressure gain provided by the pump. This phenomenon is called surging. Moreover, ESPs systems are also subject to a significant restriction on the optimal pump operational range when handling multiphase flows. There are several approaches to study this problem. In this work, it is considered a numerical approach using computational fluid dynamics with the aid of the commercial software ANSYS-CFX. From a computational design of the geometry of an ESP Reda GN-7000, a numerical mesh is generated and used to perform the numerical simulations. In possession of the numerical results, flow fields and performance curves are obtained. It is then carried out an analysis of how the gas phase affects the flow.

Keywords: Artificial Lifting. Two-Phase Flow. Electric Submersible Pump. Numerical Methods.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Vazão Máxima de Produção pela Profundidade do Poço para métodos de elevação artificial de alta produtividade	16
Figura 2 - Instalação típica de uma BCS em um poço produtor	17
Figura 3 - Curva de desempenho de uma BCS sob condições de escoamento bifásico	18
Figura 4 - Influência da quantidade de gás na eficiência de uma BCS	19
Figura 5 - Estágio de uma bomba de múltiplos estágios para BCS	23
Figura 6 - Bomba de fluxo radial (a) e de fluxo misto (b).....	24
Figura 7 - Motor utilizado em uma BCS	25
Figura 8 - (a) Cabo chato e (b) cabo redondo e suas respectivas estruturas.....	26
Figura 9 - Variação da altura de elevação com a vazão relativa de gás para uma bomba de único estágio com difusor em voluta	29
Figura 10 - Variação da altura de elevação com a vazão relativa de gás para a bomba com menor número de pás no rotor	30
Figura 11 - Curva de desempenho para uma BCS Reda GN-7000 com pressão de entrada de 450 psig	37
Figura 12 - Volume de controle genérico contendo dois fluidos e uma interface móvel que os separa.	40
Figura 13 - Condições de contorno aplicadas ao modelo para escoamento monofásico.....	47
Figura 14 - Condições de contorno aplicadas ao modelo para escoamento bifásico	49
Figura 15 - Modelo do difusor obtido a partir de escaneamento da bomba real, com mapa de cores para indicação dos desvios entre o modelo e o original.	50
Figura 16 - Operações para obtenção dos domínios fluidos (a) rotor e (b) difusor ...	51
Figura 17 - Domínio fluido da BCS usado nas simulações numéricas.	52
Figura 18 - Subdomínios simulados	53

Figura 19 - Malha dos Tubos Anulares	54
Figura 20 - Malha do rotor com detalhes dos refinamentos e das camadas de prismas.....	55
Figura 21 - Malha do difusor com detalhes dos refinamentos e das camadas de prismas.....	56
Figura 22 - Comparação do incremento de pressão para as malhas testadas	57
Figura 23 - Comparação do incremento de pressão para diversos passos de tempo	58
Figura 24 - Variação do incremento de pressão com a posição angular do rotor na simulação transiente	59
Figura 25 - Comparação para monofásico com Amaral (2007).....	62
Figura 26 - Curva de eficiência para 1200 rpm	63
Figura 27 - Curva de eficiência para 1800 rpm	63
Figura 28 - Curva de eficiência para 2400 rpm	64
Figura 29 - Curva de desempenho para 1200 rpm.....	65
Figura 30 - Curva de desempenho para 1800 rpm.....	65
Figura 31 - Curva de desempenho para 2400 rpm.....	66
Figura 32 - Influência da variação da Vazão Volumétrica na concentração de gás para $\lambda=4\%$ e $N=1800$ rpm	68
Figura 33 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás na concentração de gás no BEP e $N=1800$ rpm	69
Figura 34 - Influência da variação da velocidade de rotação na concentração de gás no BEP e $\lambda=6\%$	70
Figura 35 - Influência da variação da velocidade de rotação nas linhas de corrente e campo de velocidade para BEP e $\lambda=4\%$	71
Figura 36 - Influência da variação da vazão volumétrica nas linhas de corrente e campo de velocidade para $\lambda=6\%$ e $N=2400$ rpm	73
Figura 37 - Linhas de corrente no rotor e no difusor para $\lambda=6\%$ e $N=2400$ rpm.....	74

Figura 38 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás nas linhas de corrente para BEP e N=2400 rpm.....	74
Figura 39 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás no campo de velocidades para BEP e N=2400 rpm	75
Figura 40 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás no campo de pressões para BEP e N=2400 rpm.....	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação do valor médio de pressão para o estágio para as malhas testadas.....	57
Tabela 2 - Comparação do valor médio de pressão para os passos de tempo testados.....	59
Tabela 3 - Comparação de pressão entre as voltas.....	60
Tabela 4 - Dados de entrada utilizados na simulação.....	61
Tabela 5 - Dados para escoamento monofásico 1200 rpm.....	81
Tabela 6 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=2\%$ e 1200 rpm.....	81
Tabela 7 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=4\%$ e 1200 rpm.....	81
Tabela 8 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=6\%$ e 1200 rpm.....	82
Tabela 9 - Dados para escoamento monofásico e 1800 rpm.....	82
Tabela 10 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=2\%$ e 1800 rpm.....	82
Tabela 11 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=4\%$ e 1800 rpm.....	83
Tabela 12 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=6\%$ e 1800 rpm.....	83
Tabela 13 - Dados para escoamento monofásico e 2400 rpm.....	83
Tabela 14 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=2\%$ e 2400 rpm.....	84
Tabela 15 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=4\%$ e 2400 rpm.....	84
Tabela 16 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=6\%$ e 2400 rpm.....	84

LISTA DE SIGLAS

BCP	Bomba de Cavidades Progressivas
BCS	Bomba Centrífuga Submersa
BEP	<i>Best Efficiency Point</i> - Ponto de Máxima Eficiência
CAD	<i>Computer-Aided Design</i> - Desenho Assistido por Computador
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> - Dinâmica dos Fluidos Computacional
REDA	<i>Russian Electrical Dynamooof Arutunoff</i>
SDM	<i>Sauter Mean Diameter</i> - Diâmetro médio da bolha

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	Contexto do Tema.....	15
1.2	Caracterização do Problema.....	17
1.3	Objetivos.....	20
1.4	Justificativa.....	20
1.5	Conteúdo do Trabalho.....	21
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	22
2.1	Componentes de uma BCS.....	22
2.2	Curvas de Desempenho para Escoamento Bifásico de uma BCS.....	26
2.3	Modelagem do Escoamento Bifásico em uma BCS.....	31
2.3.1	Altura de elevação.....	31
2.3.2	Relações de Fechamento.....	33
2.4	Estudos Anteriores.....	34
3	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS.....	39
3.1	Modelagem Matemática.....	39
3.1.1	Modelo de Dois Fluidos.....	39
3.1.2	Modelagem da Turbulência.....	43
3.1.3	Modelo k- ϵ Padrão.....	44
3.1.4	Condições de Contorno e Hipóteses Simplificadoras.....	46
3.2	Geração da Geometria CAD.....	49
3.3	Modelagem Numérica.....	52
3.3.1	Configuração de parâmetros da simulação.....	52
3.3.2	Subdomínios.....	53
3.3.3	Geração da Malha Computacional.....	54
3.3.4	Testes de Malha.....	56
4	RESULTADOS.....	61
4.1	Grade de Simulações.....	61
4.2	Análise de desempenho.....	61
4.3	Campos de Escoamento.....	67
4.3.1	Campos de distribuição de fração volumétrica de gás.....	67
4.3.2	Campos de velocidades e linhas de corrente.....	70
4.3.3	Campos de Pressão.....	75
5	CONCLUSÕES.....	77
	REFERÊNCIAS.....	78
	APÊNDICE A - Dados obtidos nas simulações numéricas.....	81

1 INTRODUÇÃO

Poços de petróleo nos quais a pressão no fundo do poço é suficiente para superar as perdas de pressão que ocorrem para levar o fluido até a superfície são chamados de poços surgentes. Essa característica é mais comum para poços de petróleo em estágios iniciais de produção. Quando a pressão no fundo do poço não é suficiente para a elevação do óleo, diz-se que o poço é não surgente. São vários os motivos que levam a este fenômeno, entre eles a remoção do fluido do reservatório ou um aumento da resistência do escoamento do fluido. Para a produção de petróleo em poços não surgentes, ou para aumentar a taxa de produção em poços surgentes, utilizam-se métodos de elevação artificial (TAKACS, 2009).

Estes métodos são essenciais para a indústria do petróleo. Mais de 60% dos poços produtores necessitam de algum método de elevação artificial para extração do óleo. De um total de mais de 832000 poços que utilizam métodos de elevação artificial em todo o mundo, mais de 116000 fazem o uso de bombas centrífugas submersas (BCS), sendo esse um dos mais importantes métodos utilizados atualmente (LEA e MOKHATAB, 2008). Além disso, BCS's são responsáveis pela maior quantidade de líquido produzido (óleo ou água) entre todos os métodos de elevação.

BCS's são bombas centrífugas que fazem o uso de múltiplos estágios para elevar a pressão do fluido o suficiente para superar a altura de elevação e as perdas que ocorrem durante o escoamento.

A invenção e desenvolvimento do método de bombeamento centrífugo submerso são atribuídos ao russo Armais Arutunoff, no final da década de 1910 (TAKACS, 2009). Em 1911, Arutunoff fundou a REDA (*Russian Electrical Dynamoof Arutunoff*), e desenvolveu o primeiro motor elétrico com capacidade para operar submerso em um poço de petróleo. Após Arutunoff se mudar para os Estados Unidos, em 1926 foi concedida a primeira patente para o método. A primeira instalação bem sucedida de uma BCS ocorreu no mesmo ano no poço de El Dorado em Kansas (TAKACS, 2009).

Apesar de mais de 80 anos de desenvolvimento do método, muitos problemas ainda necessitam ser resolvidos. Somando isto ao fato da importância do método para a indústria petrolífera, justifica-se então o estudo do tema.

1.1 Contexto do Tema

Além da BCS, objeto de estudo neste trabalho, a indústria do petróleo utiliza diversos outros métodos de elevação artificial. Cada um deles apresenta características diferentes, sendo mais propícios para determinadas aplicações. A escolha do método de elevação depende de diversos fatores do poço como profundidade, taxa de produção desejada, propriedades do fluido, estágio de exploração, entre outras, sendo que muitas vezes mais de um método de elevação pode ser apropriado ao poço. Cabe ao engenheiro a responsabilidade de selecionar o método de elevação que torne o poço mais lucrativo, produzindo a maior quantidade de óleo possível com o menor custo (TAKACS, 2009).

Os métodos de elevação artificial mais utilizados atualmente pela indústria são: bombeamento mecânico, BCS, Injeção de gás (*gas-lift*), bombeamento por cavidades progressivas (BCP), e bomba de jato (*jet-pumping*). O método mais utilizado no mundo é o bombeamento mecânico, seguido pela utilização de BCS. As BCS's são bastante utilizadas em poços localizados nos Estados Unidos e na Rússia, e por serem responsáveis pela maior quantidade de líquido produzido entre todos os métodos de elevação mostram-se então o método ideal para poços com alta quantidade de água (PRADO, 2007).

A Figura 1 mostra um comparativo entre BCS, *gas-lift* e *jet-pumping* (métodos de elevação de alta produtividade), onde a produção máxima do poço é dada em função da profundidade do poço. Verifica-se que os três métodos fornecem grandes vazões de líquido, e que o *gas-lift* para qualquer profundidade apresenta a maior quantidade de líquido produzida. Para todos os métodos verifica-se uma grande importância da profundidade do poço na quantidade de líquido produzida (TAKACS, 2009).

Para aplicações *offshore* o método mais comumente utilizado é o do *gas-lift* (BARRIOS, 2007). As BCS geralmente são utilizadas quando a opção de *gas-lift* não

pode ser utilizada, ou deixa de ser a alternativa mais eficiente. Isso pode ocorrer, por exemplo, quando há acesso limitado à injeção de gás, baixas pressões no fundo do poço ou grandes quantidades de água (caso de poços mais antigos). BCS's geram força centrífuga para pressurizar o fluido no poço e elevá-lo de profundidades de até 6100 m ou mais, apesar de instalações de até 3000 m serem mais comuns. Sistemas de BCS podem ser a melhor escolha para poços maiores que tiveram declínio na produção e deseja-se aumentá-la. Antigos sistemas de *gas-lift* que passam a produzir maiores quantidades de água poderiam produzir uma quantidade muito maior de petróleo se reequipados com BCS (LEA e MOKHATAB, 2008).

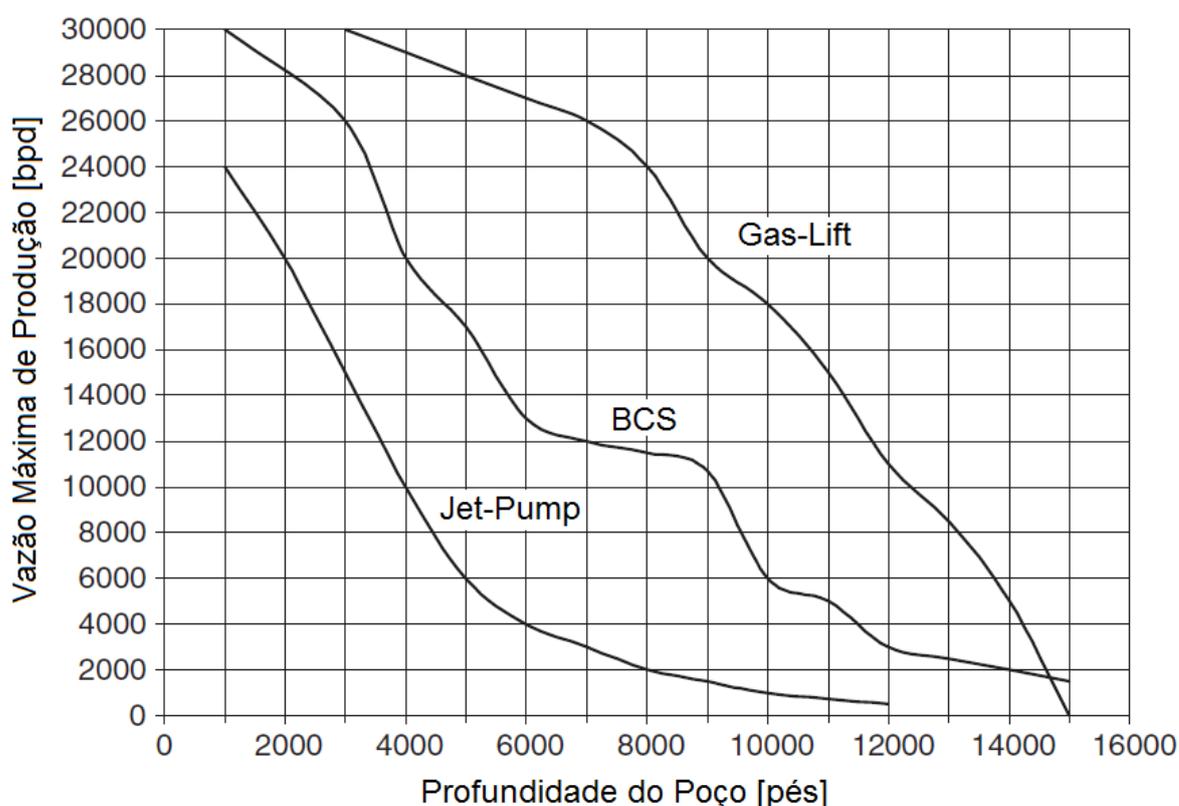


Figura 1 - Vazão Máxima de Produção pela Profundidade do Poço para métodos de elevação artificial de alta produtividade

Fonte: Takacs, 2009

Como pode ser visto na Figura 2, uma típica instalação terrestre de bombeamento centrífugo é um sistema composto por diversos componentes. Para aplicação *offshore*, este sistema torna-se ainda mais complexo por conta de diversos problemas inerentes à operação neste tipo de ambiente. Devido a esta

complexidade verifica-se o quão importante é que uma aplicação deste tipo produza o máximo possível devido ao seu custo de instalação e manutenção.

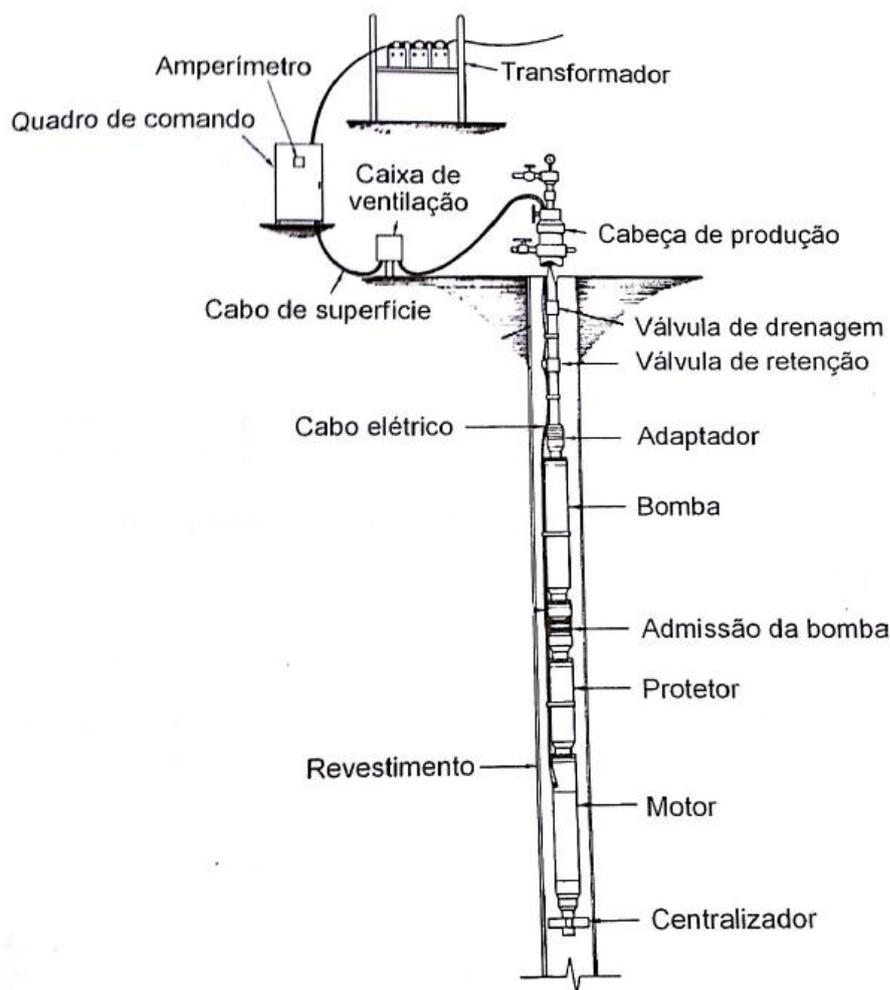


Figura 2 - Instalação típica de uma BCS em um poço produtor

Fonte: Thomas, 2001

1.2 Caracterização do Problema

Como o escoamento para extração de petróleo geralmente é multifásico, vários são os problemas que esta característica impõe ao sistema de bombeamento centrífugo submerso. A modelagem deste tipo de escoamento é complexa, portanto vários problemas ainda não foram totalmente explorados e resolvidos (BARRIOS, 2007).

Um problema comum na exploração do petróleo, é que a pressão cai à medida que o fluido escoar para cima no poço. Em algum ponto a pressão atinge o ponto de

bolha, resultando em gás dissolvido saindo da solução. Esse gás livre causa diversos problemas operacionais. A bomba não é mais capaz de gerar o mesmo aumento de pressão que ocorreria para um escoamento monofásico, resultando em uma perda de desempenho.

Em situações de escoamento bifásico a curva de desempenho mostra uma mudança abrupta indicando uma queda na altura de elevação em relação à vazão. Esta mudança inclinação na curva pode causar comportamento instável do sistema, sendo esse fenômeno denominado de *surging* (BARRIOS, 2007). O *surging* ocorre principalmente devido ao trancamento do canal do rotor por um bolsão de gás, resultado do acúmulo e coalescimento de pequenas bolhas na face de sucção das pás do rotor. A Figura 3 demonstra este fenômeno. Para uma vazão normalizada de gás e determinada rotação, com a diminuição da vazão de líquido ocorre uma diminuição da força de arrasto que atua sobre as bolhas de gás. Com a diminuição do arrasto, bolhas de tamanhos cada vez menores tornam-se estacionárias dentro do rotor, ocasionando um acúmulo de gás. No início do acúmulo verifica-se uma mudança na tendência da curva de desempenho. Isso pode levar ao trancamento do rotor por gás (preenchimento total de um ou mais canais pela fase gasosa) e uma diminuição abrupta na produção.

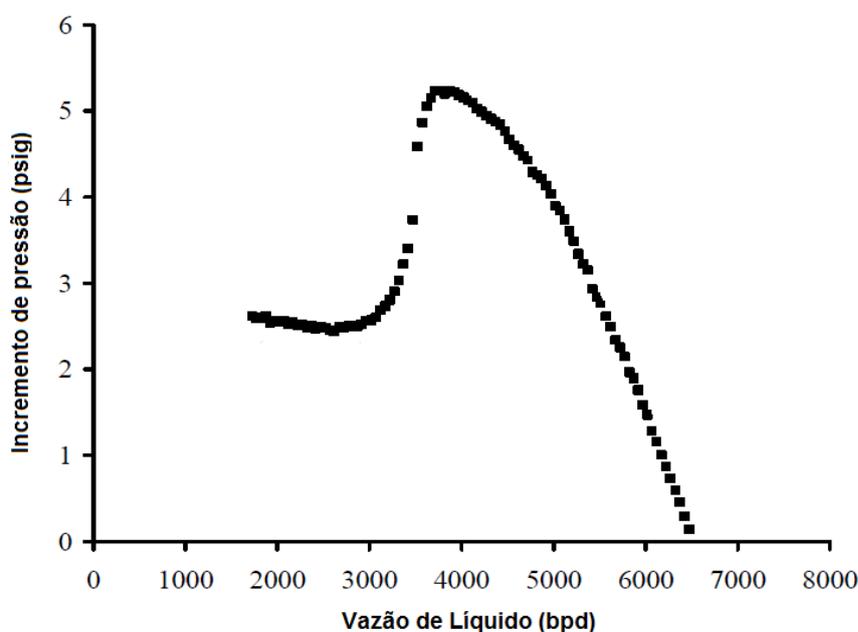


Figura 3 - Curva de desempenho de uma BCS sob condições de escoamento bifásico

Fonte: Gamboa, 2001

A previsão do aparecimento dessa condição é fundamental para a indústria do petróleo, pois se trata de uma situação indesejável com considerável queda na produção. O entendimento desse fenômeno pode ajudar a prevenir sua ocorrência, evitando diversos inconvenientes causados pelo acúmulo de gás.

Outro aspecto importante é a diminuição da faixa operacional da bomba sob condições de escoamento bifásico. A Figura 4 mostra um comparativo de curvas de eficiência de uma bomba para condições de escoamento monofásico e bifásico com várias quantidades de gás. Para escoamento bifásico verifica-se uma diminuição tanto da faixa de operação da bomba quanto da eficiência máxima obtida. Observa-se também um deslocamento para direita do ponto de máxima eficiência com o aumento da quantidade de gás. A vazão adimensional do gráfico é definida como a vazão para escoamento bifásico dividida pela vazão máxima de operação sob condições de escoamento monofásico.

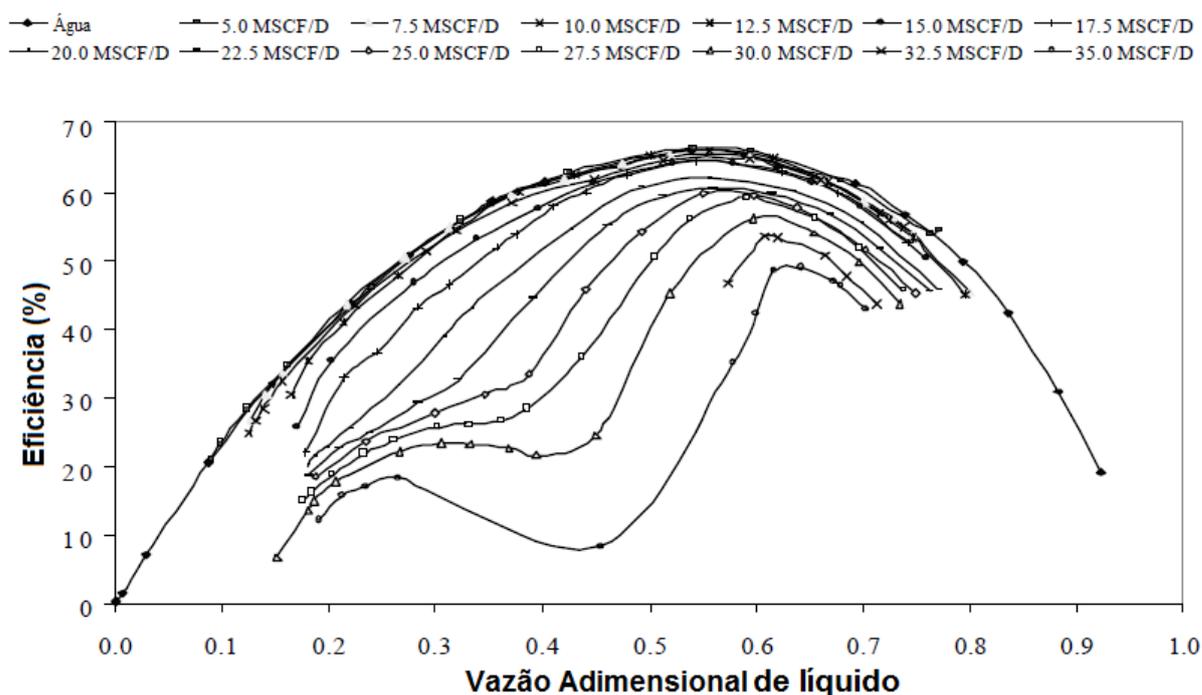


Figura 4 - Influência da quantidade de gás na eficiência de uma BCS

Fonte: Rodrigues, 2001

É importante entender como a fase gasosa afeta a eficiência e o desempenho da bomba. Esse conhecimento pode levar a realização de outros estudos com foco

em melhoria das mesmas, ou mesmo melhorar a previsão de produção das bombas com escoamento nestas características.

1.3 Objetivos

O objetivo deste trabalho é realizar o estudo numérico do escoamento bifásico líquido-gás em um estágio composto de rotor e difusor de uma BCS Reda-GN 7000. Busca-se também obter curvas de desempenho da bomba, e a observação de fenômenos inerentes ao escoamento bifásico no componente como o fenômeno de *surging* e bloqueio por gás.

Pretende-se levantar as curvas para avaliar o desempenho da BCS e aparecimento do *surging* para diversas condições de operação (vazões de líquido e gás) considerando o padrão do escoamento em bolhas dispersas (*bubbly flow*), padrão esse que representa melhor o comportamento observado experimentalmente.

1.4 Justificativa

A exploração *offshore* desempenha papel fundamental na produção de petróleo do Brasil. Relatórios da Petrobras de 2011 indicam que quase 90% de sua produção vieram da exploração de petróleo no mar (PETROBRAS, 2011).

Para aplicações *offshore* apenas alguns métodos de elevação estão disponíveis devido a limitações técnicas. Geralmente para aplicações em águas profundas apenas BCS e *gas-lift* estão disponíveis. Isso ocorre devido às altas expectativas de produção, e para compensar o alto custo da extração são necessários sistemas de alta produtividade. Dessa forma, destaca-se então a importância que a BCS desempenha na extração de petróleo no Brasil (PRADO, 2007).

Grandes esforços têm sido realizados para se avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga em condições de escoamento bifásico. Entretanto, devido à complexidade do problema a modelagem ainda é um desafio, e essa área necessita de novas pesquisas. Outro problema é que pela fato da geometria da BCS ser semi-

axial, é mais difícil de ser estudada em experimentos de visualização por questões de acesso óptico, e o CFD é uma alternativa a ser utilizada para realização de estudos. O entendimento do escoamento bifásico nos canais de uma BCS e como as características desse escoamento se relacionam com a deficiência no ganho de pressão verificada nesses casos é essencial para se conseguir prever o desempenho da BCS sob determinadas condições operacionais. Diversos estudos de escoamentos multifásicos foram realizados em bombas centrífugas utilizados na indústria nuclear, porém essas bombas diferem das BCS em diversos aspectos, justificando-se então mais estudos direcionados especificamente para BCS (BARRIOS, 2007).

1.5 Conteúdo do Trabalho

Capítulo 1 - Introdução: neste capítulo é abordada uma introdução ao tema, apresentando o problema e contextualizando o mesmo.

Capítulo 2 - Revisão da Literatura: são apresentados conceitos importantes sobre BCS e estudos já realizados sobre o tema.

Capítulo 3 - Procedimentos Metodológicos: é apresentada em detalhes a metodologia utilizada para execução deste trabalho.

Capítulo 4 - Resultados: São apresentados os resultados obtidos.

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

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo é apresentada uma revisão da literatura sobre bombas centrífugas submersas. Serão apresentados conceitos sobre a estrutura de uma BCS, estudos sobre modelagem do escoamento bifásico em uma BCS, e estudos anteriores.

2.1 Componentes de uma BCS

Inicialmente, para um melhor entendimento do funcionamento de uma BCS, faz-se necessária uma descrição das partes componentes de um típico sistema de BCS. Nesta seção serão descritos brevemente os principais componentes constituintes da instalação, suas funções e características primárias.

São duas as categorias de equipamentos que constituem um sistema de uma BCS: componentes de subsuperfície e componentes de superfície (THOMAS, 2001). Neste trabalho o foco será nos componentes de subsuperfície, pois é onde a BCS está localizada. Os principais componentes de subsuperfície são a bomba, admissão da bomba, protetor, motor elétrico e cabo elétrico. Esses componentes serão listados a seguir:

Bomba: parte principal do sistema responsável pelo acréscimo de energia que eleva o fluido. É utilizada uma bomba centrífuga de múltiplos estágios. Cada estágio, composto por um rotor (ou impelidor) e um difusor, é responsável por uma parcela do ganho de pressão total que a BCS gera. O rotor é preso a um eixo que gira ao ser impulsionado pelo motor elétrico; a energia cinética da rotação do rotor é transmitida ao fluido. O difusor tem dupla função: além de promover uma diminuição na velocidade do escoamento e um conseqüente aumento de pressão, serve para orientação do fluxo para o próximo estágio (THOMAS, 2001). Um estágio de uma BCS está representado na Figura 5.

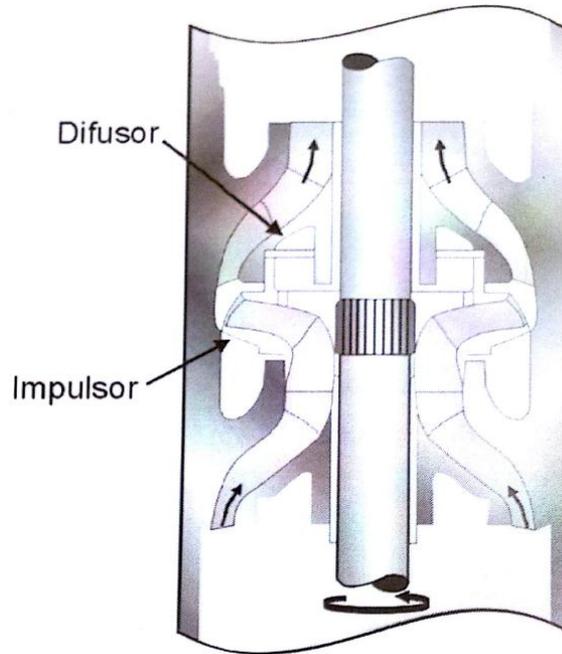


Figura 5 - Estágio de uma bomba de múltiplos estágios para BCS

Fonte: Thomas, 2001

O tipo de bomba a ser utilizado e o tamanho determinam a vazão de fluido que será bombeada pelo sistema (THOMAS, 2001). A Figura 6 mostra dois tipos de bombas utilizadas em BCS, as de fluxo radial e de fluxo misto.

A capacidade de elevação (ou *head*) é determinada pelo número de estágios. Vazões típicas de BCS variam entre 20 e 10000 m³/dia, com capacidade de elevação de até 5000 m (THOMAS, 2001). Sistemas de BCS podem atingir até 8 metros de comprimento (TAKACS, 2009).

Admissão da bomba ou *intake*: localizada na parte inferior da bomba, é responsável pelo direcionamento do fluido para o primeiro estágio da bomba. Pode ser simples ou com separador, sendo que essa escolha depende da quantidade de gás livre na entrada do primeiro estágio. Em caso de pouca quantidade de gás, que não comprometa o bombeamento do fluido, utiliza-se a forma simples. O tipo de separador de gás utilizado também depende da quantidade do mesmo. No caso de baixas vazões utiliza-se um separador estacionário, cujo princípio de funcionamento baseia-se na mudança da direção de escoamento. Se houverem maiores vazões utiliza-se um separador centrífugo, que através da aplicação de uma força centrífuga realiza a separação das fases líquida e gasosa (THOMAS, 2001).

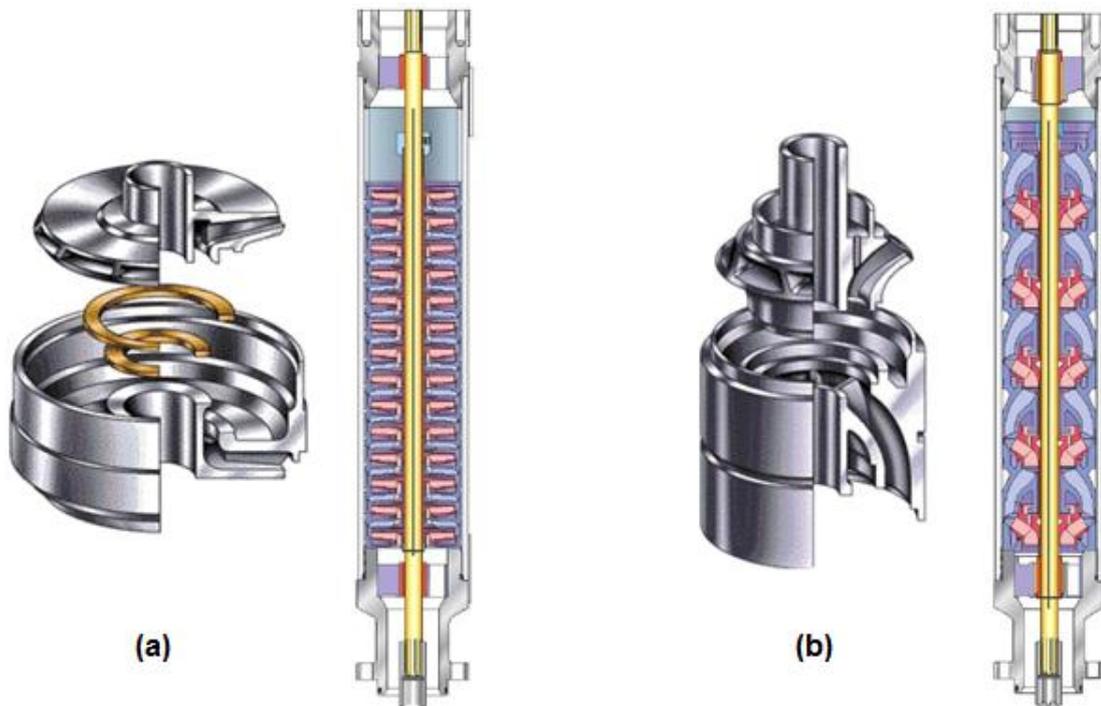


Figura 6 - Bomba de fluxo radial (a) e de fluxo misto (b)

Fonte: Prado, 2007

Motor Elétrico: componente responsável pela rotação do eixo que transmite energia para o rotor. Devido às condições de operação desses motores eles devem ser bastante resistentes: operam imersos no fluido produzido pelo poço, a altas pressões e altas temperaturas. Essa resistência para esses equipamentos é garantida com um óleo especial que preenche o motor para garantir isolamento elétrico, lubrificação e resfriamento.

Motores elétricos em sistemas BCS são trifásicos, dipolo e de indução, funcionando a uma velocidade constante de 3500 rpm para uma frequência de rede de 60 Hz. Parâmetros que devem ser levados em conta na escolha de um motor são o diâmetro do revestimento, a potência necessária, transformadores disponíveis e profundidade do poço (THOMAS, 2001).

A Figura 7 mostra uma montagem de motor elétrico.

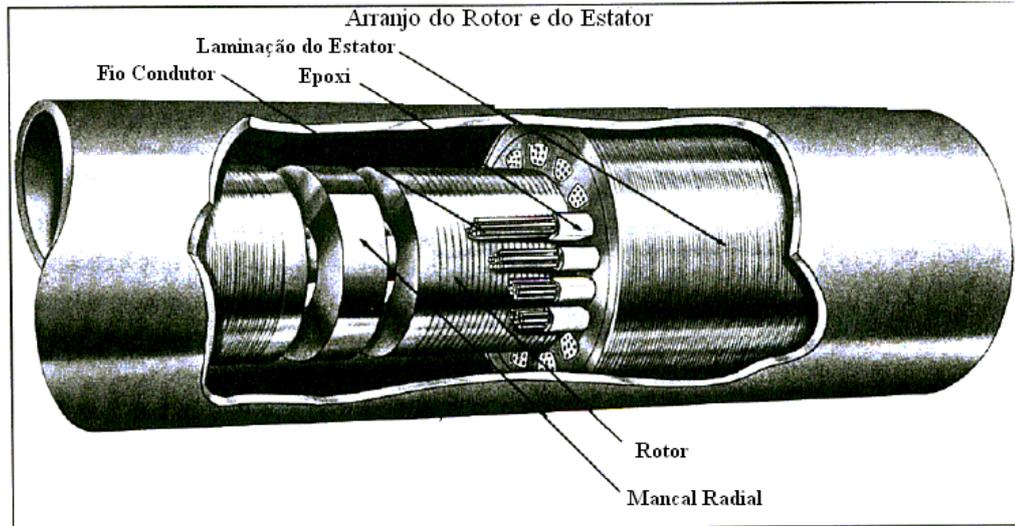


Figura 7 - Motor utilizado em uma BCS

Fonte: Prado, 2007

Protetor: instalado entre o motor e a admissão da bomba, o protetor é um dispositivo que conecta o eixo do motor ao eixo da bomba por meio de duas luvas do acoplamento e do próprio eixo do motor. As principais funções do protetor são: conectar a carcaça do motor com a carcaça da bomba, conectar eixos da bomba e do motor, prevenir a entrada do fluido produzido no motor, equalizar as pressões do fluido produzido e do motor, prover o volume necessário para a expansão do óleo do motor devido ao seu aquecimento e alojar o mancal que absorve os esforços axiais transmitidos pelo eixo da bomba (THOMAS, 2001).

Cabo elétrico: o cabo elétrico deve garantir a transmissão de energia da superfície para o motor. É um cabo trifásico com condutores de cobre ou alumínio individualmente isolados. Os condutores são cobertos com material para proteção, e finalmente protegidos de abrasão, danos químicos ou mecânicos com uma capa e uma armadura. Podem ser de dois formatos, chato ou redondo. Estes formatos são mostrados na Figura 8, juntamente com a estrutura de cada tipo de cabo. A escolha do tipo de cabo leva em conta a localização do mesmo (PRADO, 2007).

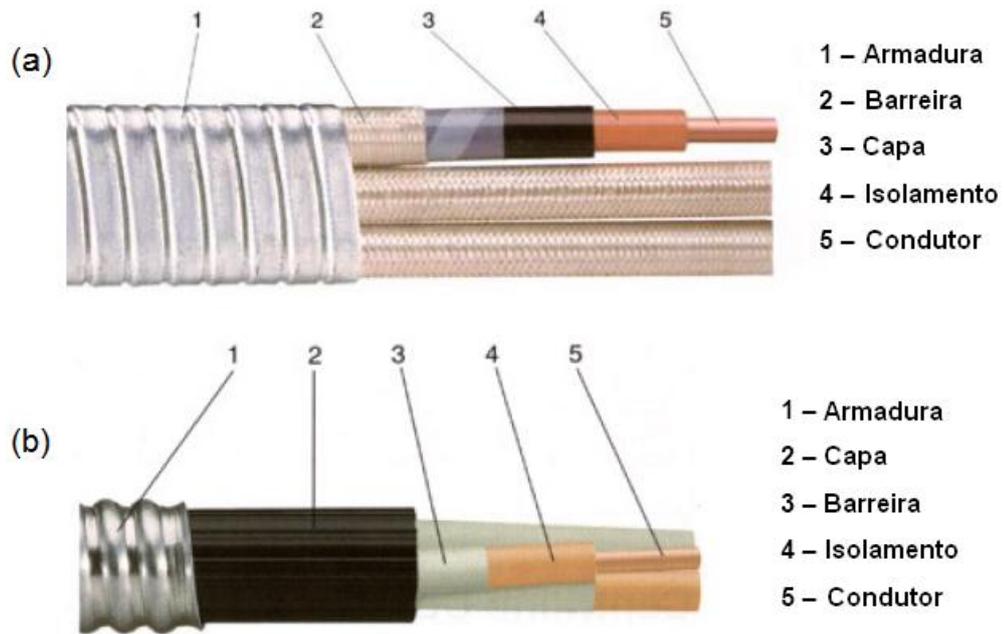


Figura 8 - (a) Cabo chato e (b) cabo redondo e suas respectivas estruturas

Fonte: Prado, 2007

Fatores que devem ser levados em consideração para o dimensionamento do cabo são a corrente elétrica que irá alimentar o motor, a temperatura de operação, a tensão da rede, o tipo de fluido a ser produzido e o espaço disponível entre a coluna de produção e o revestimento. Um cabo escolhido para uma aplicação deste tipo não deve resultar em uma queda de tensão maior que 10 volts para cada 100 metros de cabo (THOMAS, 2001).

2.2 Curvas de Desempenho para Escoamento Bifásico de uma BCS

O desempenho de uma BCS operando sob condições de escoamento bifásico difere sensivelmente do escoamento monofásico. Esta seção trata essencialmente de apresentar o comportamento de uma BCS com escoamento bifásico e suas diferenças para o escoamento monofásico. Entretanto, é necessário inicialmente estabelecer definições para alguns conceitos utilizados para o estudo do escoamento bifásico em BCS. Diferentemente do escoamento de apenas uma fase, no estudo do escoamento bifásico muitas terminologias diferentes são utilizadas, causando interpretações errôneas de um determinado tema ou fenômeno. Para

evitar este tipo de problema, neste trabalho será utilizada a notação definida por Gamboa (2008), descrita a seguir:

- Vazão Real de Gás (q_g): volume de gás por unidade de tempo que entra na bomba. É expressa em barris por dia na temperatura e pressão de entrada. Quando são utilizadas as condições padrão é chamada de vazão padrão de gás ($q_{g,sc}$). A relação entre vazão real e vazão padrão é dada pela equação (1):

$$q_g = \frac{\rho_{g,sc}}{\rho_g} q_{g,sc} \quad (1)$$

onde $\rho_{g,sc}$ é a massa específica nas condições padrão, ρ_g a massa específica nas condições de entrada da bomba e $q_{g,sc}$ a vazão para a condição padrão.

- Vazão da Mistura (q_m): é a soma da vazão real de líquido com a vazão real de gás. É expressa em barris por dia na temperatura e pressão de entrada.

- Deslizamento entre Fases (v_s): é a diferença entre a velocidade local do gás (v_g) e a velocidade local do líquido (v_l):

$$v_s = v_g - v_l \quad (2)$$

- Taxa de Deslizamento (S): é a razão entre a velocidade local do gás e a velocidade local do líquido:

$$S = \frac{v_g}{v_l} \quad (3)$$

- Título (x): é a razão entre a vazão mássica de gás (\dot{m}_g) e o somatório da vazão mássica de líquido (\dot{m}_l) com a vazão mássica de gás:

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_l} \quad (4)$$

- Fração de Vazio do Gás (α): é a quantidade local da fração volumétrica de gás, que muda em função do tempo, onde S é a taxa de deslizamento, ρ_l a massa específica da fase líquida e ρ_g a massa específica da fase gasosa:

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (5)$$

- Fração Volumétrica de Gás (λ): é a razão entre a vazão real de gás e a vazão real total, para condições dadas na entrada da bomba:

$$\lambda = \frac{q_g}{q_g + q_l} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (6)$$

- Razão Livre 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:

$$RLGL = \frac{q_{g,sc}}{q_{l,st}} \quad (7a)$$

Quando as vazões são expressas nas condições de operação da bomba essa razão é chamada de razão líquido-vapor (RLV) ou fração líquido-gás (FLG):

$$RLV = FLG = \frac{q_g}{q_l} \quad (7b)$$

Diversos estudos foram realizados para tentar determinar o efeito da fase gasosa no escoamento, sendo um dos primeiros trabalhos o de Murakami e Minemura (1974a). Apesar de seu estudo ter sido em uma bomba de único estágio de difusor em voluta, representou um importante passo no estudo do escoamento multifásico em bombas. Conforme representado na Figura 9, os autores perceberam que o desempenho da bomba tinha algumas fases bem definidas; no gráfico um ponto numerado representa uma mudança na tendência da variação da altura de elevação fornecida pela bomba ($H_{2\phi}$) em relação à proporção entre as fases gasosa e líquida. Percebe-se que inicialmente, mesmo com a presença da fase gasosa, não há perda de desempenho em relação ao escoamento monofásico. A partir do ponto 1 percebe-se uma queda mais acentuada da altura de elevação, tendência essa que se intensifica a partir do ponto 2. Do ponto 3 até o ponto 4 percebe-se que com o aumento da quantidade de gás há também um aumento na velocidade em que se

diminui a altura de elevação fornecida pela bomba. No ponto 4 a altura de elevação é próxima de zero, ocorrendo então uma recuperação até um certo nível, denotado pelo ponto 5, de onde surge nova deterioração até um ponto em que a bomba perde a capacidade de adicionar energia à mistura (ponto onde a altura de elevação $H_{2\phi}$ é nula).

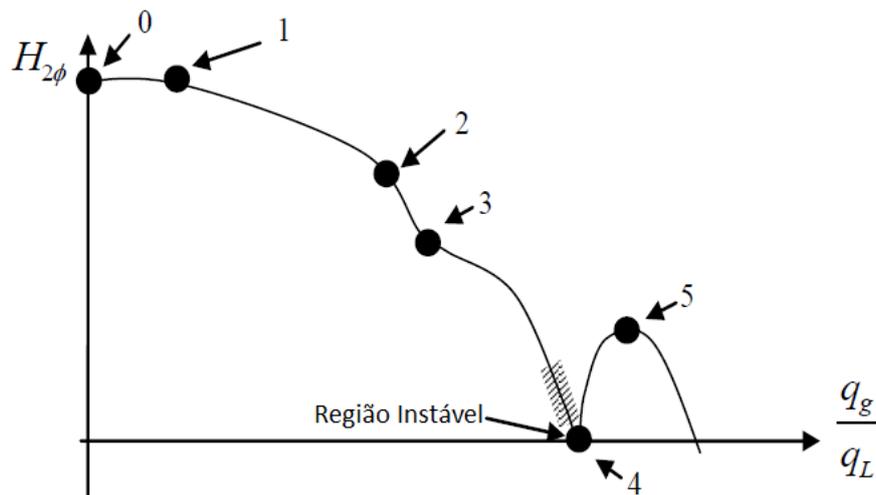


Figura 9 - Variação da altura de elevação com a vazão relativa de gás para uma bomba de único estágio com difusor em voluta

Fonte: Murakami e Minemura, 1974a

Segundo os autores, a degradação na altura de elevação ocorre por causa dos padrões de escoamento que ocorrem dentro do rotor da bomba. A transição entre padrões de escoamento leva à variação da velocidade com que da altura de elevação fornecida pela bomba diminui.

Os autores avaliaram os padrões de escoamento para diferentes condições de operação utilizando um método de fotografia de alta velocidade. A partir desse estudo identificaram quatro padrões de escoamento no rotor: bolhas isoladas, bolhas dispersas, golfadas e gás segregado. Estes padrões são observados na medida em que se aumentam as frações volumétricas de gás. Inicialmente, quando a quantidade de gás é baixa, as interações entre as pequenas bolhas de gás podem ser negligenciadas, sendo facilmente arrastadas e não influenciando o caminho da corrente de líquido, portanto a altura de elevação não se difere da situação com a presença apenas da fase líquida, sendo esse o padrão de bolhas isoladas. O aumento da fase gasosa leva ao padrão de bolhas dispersas, onde nota-se um

aumento significativo no tamanho e número de bolhas, levando a uma queda na altura de elevação. Com o incremento da quantidade de gás, acontece o coalescimento das bolhas de gás que eventualmente se acumulam na entrada dos canais do rotor e posteriormente são arrastadas pela corrente de líquido, caracterizando então o escoamento em golfadas. Nesse padrão de escoamento ocorrem muitas instabilidades. Quando o tamanho dos bolsões de gás formados atingem um equilíbrio, o escoamento chega à um ponto de estabilidade caracterizando o padrão de gás segregado. Ainda com o aumento da quantidade da fase gasosa, os bolsões de gás tomam conta de todo o canal e a altura elevação da bomba chega à zero.

Em um segundo estudo, Murakami e Minemura (1974b) compararam três bombas com rotores de tamanhos iguais, porém com número de pás distintos com o objetivo de avaliar a influência da geometria do rotor no desempenho da mesma. Eles descobriram que a bomba com menor número de pás apresentava um comportamento consideravelmente distinto das outras duas. Conforme verificado na Figura 10, o desempenho da bomba é melhorado com o aumento da quantidade de gás entre os pontos 1 e 2. Isso ocorre porque as bolhas para essas quantidades de gás direcionam o escoamento mais para a face de sucção das pás do rotor. Este resultado é amplamente aceito e já foi verificado em diversos outros estudos (GAMBOA, 2008).

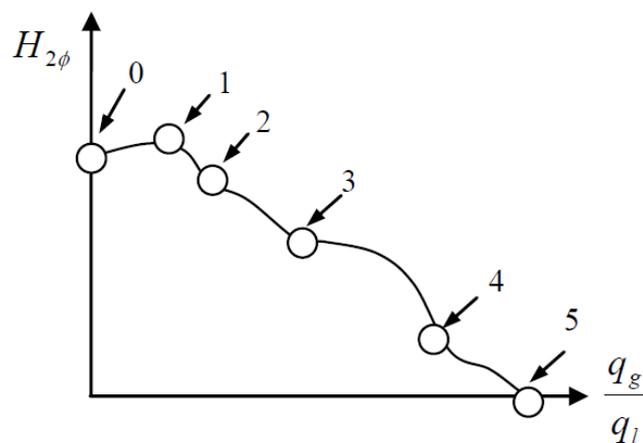


Figura 10 - Variação da altura de elevação com a vazão relativa de gás para a bomba com menor número de pás no rotor

Fonte: Murakami e Minemura, 1974b

Estudos experimentais demonstram que a presença da fase gasosa causa o mesmo efeito de diminuição da altura de elevação para um estágio de uma bomba de múltiplos estágios e para uma bomba de único estágio com voluta. Outros estudos também verificaram diferentes regiões com diferentes taxas de diminuição de altura de elevação, e apesar de diferentes classificações dessas regiões, terminam por validar os resultados obtidos por Murakami e Minemura também para BCS (GAMBOA, 2008).

Um dos primeiros estudos de escoamento bifásico em BCS foi conduzido por Lea e Bearden (1982). Os autores concluíram através de uma série de testes experimentais que havia quatro categorias de desempenho para o escoamento bifásico em uma BCS, que variavam com a fração volumétrica de gás: não interferência de gás, interferência de gás, trancamento intermitente de gás e trancamento de gás. Quando a fração volumétrica de gás é baixa o desempenho é de não interferência de gás e permanece o mesmo que para escoamento monofásico. Para maiores frações volumétricas de gás, a interferência de gás tem início, causando uma diferença considerável de desempenho em comparação com escoamento monofásico. Frações de gás ainda maiores levam a um padrão de trancamento intermitente de gás, onde a altura de elevação mostra oscilações de baixa frequência. Com o aumento de gás, chega-se a uma deterioração completa da altura de elevação, o que caracteriza o regime de trancamento de gás.

2.3 Modelagem do Escoamento Bifásico em uma BCS

Nesta seção são apresentados alguns modelos que descrevem parâmetros utilizados no estudo do escoamento bifásico em uma BCS.

2.3.1 Altura de elevação

Existem basicamente duas abordagens para avaliação da altura de elevação de uma BCS operando sob condições de escoamento bifásico: utilização de fatores de correção ou métodos numéricos.

Em métodos de fatores de correção a curva de desempenho é obtida a partir da curva de escoamento monofásico corrigida. Existem essencialmente dois métodos de correção: diretamente da curva real de desempenho para água ou

métodos de correção da curva ideal de desempenho para água. Um dos modelos mais conhecidos é o modelo homogêneo, onde se assume que a altura de elevação não é afetada pela presença de gás; encontra-se a altura de elevação diretamente da curva para água, substituindo a vazão de água pela vazão da mistura gás-líquido. O ganho de pressão então é obtido através da multiplicação da altura de elevação e massa específica da mistura (GAMBOA, 2008).

Outro método utiliza a correção diretamente da performance ideal dada pela equação de Euler. A correção é dada por um fator multiplicador bifásico (WINKS e PARKS, 1977). Este fator M , representado na equação 8, é dado pela razão entre a diferença entre a performance ideal H_{th} e o desempenho real para escoamento bifásico $H_{2\phi}$, pela diferença de performance ideal H_{th} e o desempenho real com água H . Verifica-se então que este fator não é baseado em um modelo e sim um número adimensional baseado em dados experimentais.

$$M = \frac{H_{th} - H_{2\phi}}{H_{th} - H} \quad (8)$$

Alternativamente aos métodos de correção, podem ser utilizados os métodos numéricos. Idealmente, o problema seria resolvido com a solução analítica das equações de balanço de massa e quantidade de movimento em um rotor e difusor. Entretanto, devido à complexidade do problema a solução analítica é inviabilizada, sendo necessária então a abordagem numérica. Dois tipos básicos de abordagem numérica são utilizados: modelos simplificados ou métodos de dinâmica dos fluidos computacional (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*). Nos modelos simplificados, assume-se que as linhas de corrente do escoamento seguem a geometria do rotor. Dessa forma, o escoamento é reduzido a um modelo unidimensional bifásico (GAMBOA, 2008). Já na abordagem de CFD as equações de quantidade de movimento e balanço de massa são resolvidas por meio de métodos numéricos por todo o domínio do rotor e do difusor. A especificação de condições de contorno e a escolha de modelos de turbulência também fazem parte da abordagem.

2.3.2 Relações de Fechamento

Para uma correta avaliação do desempenho de uma BCS operando sob condições de escoamento bifásico se faz necessária a utilização de relações de fechamento. Estudos recentes mostraram que apesar de terem sido utilizadas em vários estudos, relações de fechamento válidas para escoamento em tubos não são as mesmas utilizadas para escoamento em bombas (GAMBOA, 2008). Dessa forma, serão apresentadas as principais relações de fechamento para a modelagem do escoamento bifásico em BCS desenvolvidas por Gamboa (2008).

- Tamanho e Formato de Bolha: Murakami e Minemura (1974a) estudaram o tamanho de bolha em uma bomba centrífuga, medindo o tamanho da bolha no rotor para diferentes velocidades rotacionais e razões ar-água. Eles perceberam que o diâmetro médio da bolha (SMD - *Sauter Mean Diameter*) no rotor aumentava com a fração volumétrica de gás λ e propuseram a relação para o diâmetro de bolha d_{32} mostrada na equação (9):

$$\frac{d_{32}}{d_{\lambda=0,1}} = 2,3\lambda + 0,75 \quad (9)$$

onde $d_{\lambda=0,1}$ é o diâmetro da bolha pra uma fração volumétrica de gás de 0,1. Os autores descobriram que esse diâmetro é proporcional a velocidade rotacional, como mostrado na equação (10).

$$d_{\lambda=0,1} \propto N^{-\left(\frac{3}{8}\right)} \quad (10)$$

sendo que N é a velocidade rotacional. Essas relações apresentadas, entretanto, podem ser questionadas devido a uma falta de universalidade, visto que foram obtidas para um tipo específico de bomba trabalhando com uma mistura água-ar.

Estevam (2002) propôs uma abordagem utilizando um fator de atrito corrigido que leva em conta a curvatura do rotor e a velocidade rotacional. O autor partiu de uma analogia com escoamento bifásico em tubos.

Um outro método, apresentado por Barrios (2007), propõe que o tamanho da bolha na bomba é consequência do processo de quebra das bolhas que ocorre na região de entrada do rotor.

- Coeficiente de Arrasto: as correlações utilizadas para cálculo de coeficiente de arrasto para um meio infinito não são aplicáveis para bolhas em um rotor de BCS. Barrios (2007) também demonstrou que o coeficiente de arrasto em BCS não pode ser aproximado por correlações para escoamento em um tubo. Segundo a autora o coeficiente de arrasto é função também da velocidade rotacional. Ela propõe uma correlação mostrada na equação (11):

$$C_D = \frac{24}{Re_p Y} (1 + f(Re_p, Y)) \quad (11)$$

onde C_D é o coeficiente de arrasto, Re_p é o número de Reynolds da partícula e $f(Re_p, Y)$ é dado pelas equações (12a) e (12b):

$$f(Re_p, Y) = \frac{5,48}{24} (Re_p Y)^{0,427} + \frac{0,36}{24} (Re_p Y) \quad (12a)$$

$$Y = 0,00983 + 389,9 \frac{Re_p}{N^2} \quad (12b)$$

- Sustentação e outras forças: Além das relações já apresentadas outras forças podem desempenhar papel importante na dinâmica do escoamento bifásico em uma BCS. A principal dessas forças citadas por Gamboa (2008) é a de sustentação, que segundo o autor pode ter papel importante no posicionamento e na dinâmica de descolamento das bolhas de gás, mesmo sendo sua magnitude muito menor que a força de arrasto. Além disso, outras forças podem ser consideradas no estudo (como força de massa virtual e força de Basset) porém seu papel na dinâmica do escoamento em bombas ainda é desconhecido.

2.4 Estudos Anteriores

Diversos estudos têm sido realizados na área de escoamento em BCS, tanto para escoamento monofásico quanto bifásico, sendo esses estudos numéricos e experimentais. Eles contribuíram para o conhecimento atual do regime de escoamento em uma BCS e sua apresentação neste trabalho se faz importante ao revisar o que já foi efetivamente abordado nesta área.

Amaral (2007) avaliou experimentalmente o escoamento monofásico em duas BCS multiestágios e a influência da viscosidade no escoamento. A partir de duas bombas diferentes, o autor avaliou o ganho de pressão gerado e obteve as curvas de desempenho das bombas, as quais por meio de relações de similaridade foram comparadas com curvas fornecidas pelo fabricante. Além de água, também foi utilizado como fluido de trabalho glicerina a diferentes viscosidades. Os resultados demonstraram-se satisfatórios, mostrando que tanto a análise experimental quanto o uso de relações de similaridade se mostram válidos para fluidos viscosos e não viscosos.

Barrios (2007) realizou um estudo experimental da visualização de padrões de escoamento em uma bomba centrífuga submersa operando sob condições de escoamento bifásico, para posteriormente realizar uma modelagem do mesmo e através de simulações numéricas monofásicas e bifásicas verificar a validade dos experimentos e do modelo desenvolvido. Na análise experimental, por meio de fotos e vídeos do escoamento bifásico em um rotor, foram avaliados os diferentes padrões de escoamento que surgiam de acordo com a condição de operação da bomba. Foram levantadas curvas de desempenho, que foram então correlacionadas ao padrão que ocorria, assim como tamanho de bolha, quantidade de gás e outras condições de operação. A autora concluiu que o incremento de pressão da bomba desvia significativamente do desempenho para escoamento monofásico quando se diminuía a vazão de líquido e que uma queda repentina no ganho de pressão, conhecido como fenômeno de *surging*, é observada para diferentes frações de vazão de gás na entrada dependendo da velocidade, da vazão de líquido e de gás. A autora também concluiu, através de observações do escoamento bifásico, que ocorrem recirculações entre as pás na entrada e na saída dos canais do rotor; que na saída do canal algumas bolhas de gás recirculam e retornam para a entrada do canal, para posteriormente irem em direção à face de pressão das pás e então recircular para o próximo canal; verificou, também, que para maiores frações de vazão de gás as bolhas tendem a coalescer, aumentando de tamanho e uma quantidade significativa de bolhas se acumula na face de pressão das pás, coalescem e recirculam para o próximo canal e que na transição para a situação de *surging* é observado um bolsão de gás no canal.

Rodrigues (2001) conduziu uma investigação experimental do desempenho dos estágios de uma BCS operando sob escoamento bifásico. Ele descobriu que o comportamento da bomba em geral é significativamente diferente daquele observado para um dado estágio. Em outras palavras, diferentemente do que seria esperado de um arranjo em série, onde o desempenho de cada estágio é uma média do desempenho geral da bomba, o autor verificou que a contribuição de cada estágio para o ganho total de pressão da bomba varia. Ele propôs que talvez o mau desempenho observado nos primeiros estágios pode ser resultado de uma perda de pressão no canal de entrada. O autor também verificou que com o aumento da vazão de gás a ocorrência de *surging* muda de estágios superiores para estágios mais inferiores da BCS.

Um estudo sobre os efeitos da velocidade rotacional sobre o desempenho de uma BCS sob escoamento bifásico foi realizado por Zapata (2003). Nesse estudo, o autor concluiu que a velocidade rotacional possui claros efeitos sobre a transição entre alguns padrões de escoamento. Também percebeu que relações de similaridade se apresentam bem precisas para a determinação do desempenho para escoamento monofásico. Zapata (2003) encontrou que, para o caso de escoamento bifásico, com o aumento da velocidade rotacional o ponto de maior eficiência diminui, porém a faixa de operação da bomba aumenta. Finalmente, o autor demonstrou que o modelo homogêneo resulta em uma curva com desempenho superior ao verificado que ocorre na realidade para escoamento bifásico.

Duran (2003) realizou um estudo sobre os efeitos da pressão no desempenho de uma BCS operando com uma mistura água-ar. Ele concluiu que a presença do gás afeta o desempenho da BCS e os efeitos podem variar desde leve interferência até bloqueio total por gás. Os dados experimentais coletados pelo autor mostram a existência de três regimes de escoamento em um estágio de uma BCS: um primeiro regime onde o comportamento da curva de desempenho é compatível com escoamento monofásico, ou seja, com o aumento da altura de elevação há uma diminuição da vazão; em um segundo regime chamado de região de transição a altura de elevação fornecida pelo estágio diminui com o decréscimo da vazão de líquido; e finalmente um terceiro chamado de bolhas alongadas onde o aumento de pressão é muito pequeno, praticamente constante com a diminuição da vazão. O

autor também desenvolveu correlações para determinar o ganho de pressão, sendo que suas relações apresentaram resultados melhores quando comparadas com o modelo homogêneo.

Cirilo (1998) desenvolveu um estudo experimental sobre o escoamento bifásico água-ar em uma BCS. O autor descobriu que para uma determinada pressão de entrada o incremento de pressão da bomba diminuía continuamente com o aumento da fração de vazio de gás. Cirilo também observou o fenômeno de *surging* ocorrendo. Isto pode ser verificado na Figura 11, onde a partir de determinadas vazões quando há a presença de gás verifica-se uma inversão na tendência de aumento da altura de elevação com a vazão, caracterizando então o fenômeno.

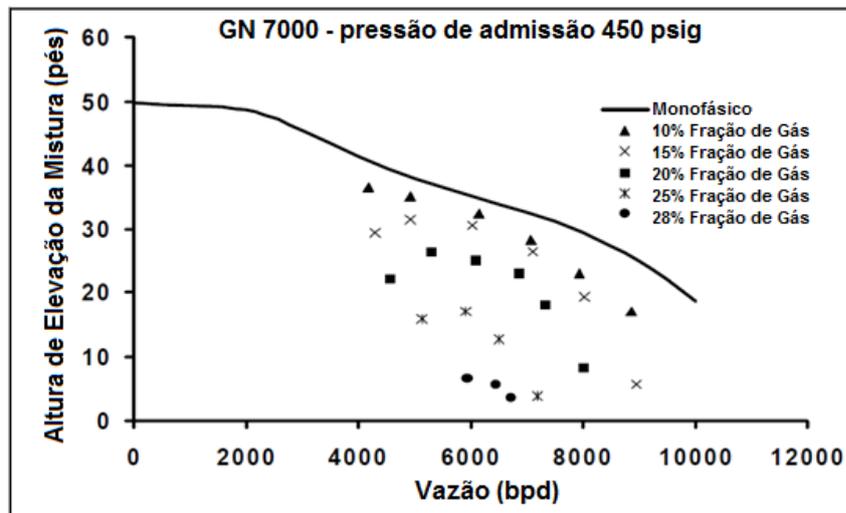


Figura 11 - Curva de desempenho para uma BCS Reda GN-7000 com pressão de entrada de 450 psig

Fonte: Cirilo, 1998

Outra importante contribuição de Cirilo (1998) foi de que seus dados experimentais suportam a existência de três padrões de escoamento em uma BCS: um padrão de bolhas dispersas sem deslizamento entre fases para baixas frações de vazio; um padrão de bolhas (bubbly flow) que produz maior perda na altura de elevação para frações de vazio intermediárias; e finalmente um padrão turbulento (churn flow) a altas frações de gás na entrada causando eventualmente o *surging*.

Desta forma, verifica-se que estudos numéricos para escoamento bifásico em BCS ainda não foram abordados de forma criteriosa, propondo-se a desenvolver um

modelo numérico consistente a ser utilizado para obtenção de dados importantes do comportamento do escoamento. Este trabalho propõe-se então a realizar um estudo deste tipo, com o objetivo de contribuir para projetos futuros.

3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Neste capítulo, serão apresentados em detalhes as etapas e os procedimentos metodológicos para a execução do projeto. Foi realizada a avaliação numérica do escoamento bifásico líquido-gás na bomba centrífuga submersa Reda GN-7000. As simulações foram realizadas utilizando o método dos volumes finitos baseado em elementos, com esquema de interpolação de alta ordem para os termos advectivos, sendo que toda a montagem do domínio, definição das condições de simulação, discretização das equações e solução do problema foi realizada através do pacote computacional ANSYS-CFX 13.0.

3.1 Modelagem Matemática

3.1.1 Modelo de Dois Fluidos

O modelo de dois fluidos é um método para descrição de escoamentos multifásicos baseado em uma abordagem média onde as fases presentes são consideradas meios contínuos e interpenetrantes.

No modelo de dois fluidos são deduzidas equações de conservação para cada fase a partir de referenciais eulerianos. Dessa forma, o modelo de dois fluidos resolve um campo de velocidade para cada fase envolvida. As fases são interpenetrantes e, em termos numéricos, podem coexistir em várias regiões do domínio; o conceito do modelo está em geral fundamentado na aplicação de médias às equações de conservação, com definição de funções que descrevem a ocorrência média das fases em pontos do domínio (funções indicadoras de fase, como a fração volumétrica), e em equações constitutivas para a modelagem das forças interfaciais que surgem da interação entre as diferentes fases.

A formulação do modelo de dois fluidos para uma mistura bifásica será descrita a seguir. Essa formulação foi obtida de Paladino (2005), onde pode ser encontrada com mais detalhes. É considerado um volume de controle genérico como mostrado na Figura 12 composto por dois fluidos imiscíveis 1 e 2.

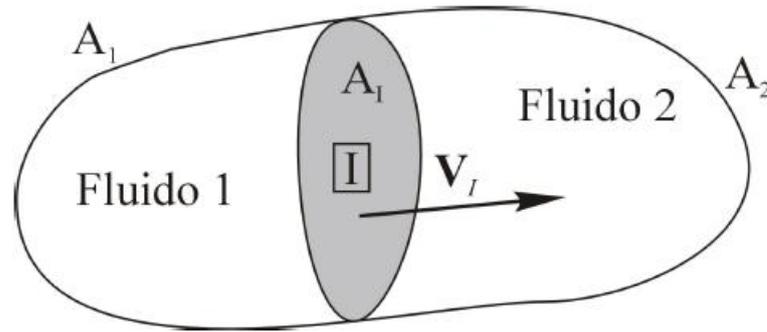


Figura 12 - Volume de controle genérico contendo dois fluidos e uma interface móvel que os separa.

Fonte: Paladino, 2005

Com base no volume de controle genérico assumido, são então escritas as equações de conservação para uma variável genérica ϕ conforme a equação (13):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i \Phi_i) + \nabla \cdot (\rho_i \mathbf{U}_i \Phi_i - \mathbf{J}_i) = S^{\phi_i} \quad (13)$$

onde a velocidade dos fluidos é chamada de U_i ($i=1,2$), enquanto a velocidade da interface I é dada por V_I , J_i é o fluxo difusivo de ϕ e S^{ϕ_i} representa os termos fontes. Dessa forma, ao se substituir ϕ por uma propriedade de interesse encontra-se uma equação de conservação para o volume de controle mostrado na Figura 12. Por exemplo, ao se substituir ϕ_i por 1, obtém-se a conservação da massa. Se $\phi_i = u_i, v_i, w_i$, onde u_i, v_i e w_i são as componentes da velocidade nas direções x, y e z respectivamente, é obtida a conservação da quantidade de movimento e as demais equações de conservação.

Para se resolver o problema utilizando as equações na forma apresentada na equação (13) seria preciso a descrição detalhada da interface entre as fases pra se conseguir as condições de contorno necessárias para a solução. Essa descrição, que em geral remonta ao entendimento da característica química e física da interface, é muito complexa e os estudos nessa área são ainda escassos.

O modelo de dois fluidos, entretanto, despreza a solução direta das interações interfaciais, baseando-se alternativamente em modelos para os efeitos médios dessas interações. Para esse tipo de modelagem são aplicadas médias às equações de conservação, processo esse que tenta descrever a probabilidade de cada uma

das fases do sistema ocupar um determinado ponto no espaço. Com esse processo de média são levantadas equações constitutivas e correlações descrevem em termos médios trocas de massa, quantidade de movimento ou energia entre as fases.

Apesar de ser possível a utilização de diversos tipos de médias (como temporais, volumétricas e de amostragem), neste trabalho será utilizado o conceito de média temporal. Assume-se um intervalo de tempo T . Ele deve ser pequeno o suficiente para se obter valores não instantâneos. Porém esse intervalo não pode ser muito grande, pois senão ele cobrirá valores médios. Sobre uma propriedade genérica ϕ na equação (14) define-se a média temporal:

$$\langle \Phi \rangle = \frac{1}{T} \int_{t-T/2}^{t+T/2} \Phi(\mathbf{r}, t) dt \quad (14)$$

onde \mathbf{r} é um vetor posição relativo ao campo de escoamento. Também é necessário definir uma função indicadora de fase, necessária para a aplicação da média temporal às equações instantâneas. Essa função é dada na equação (15):

$$X_i(\mathbf{r}, t) = \begin{cases} 1, & \text{se } \mathbf{r} \in \text{fase } i \\ 0, & \text{se } \mathbf{r} \notin \text{fase } i \end{cases} \quad (15)$$

Multiplicando-se a função indicadora de fase X_i pela equação (13), obtém-se uma equação para ambas as fases, sendo a função indicadora responsável por informar qual fase está sendo tratada. A essa multiplicação aplica-se então a média temporal apresentada na equação (14), e desenvolvendo algebricamente a expressão, obtém-se a equação generalizada para transporte da propriedade ϕ , representada na equação (16):

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle X_i \rho_i \Phi_i \rangle + \nabla \cdot \langle X_i \rho_i \mathbf{U}_i \Phi_i \rangle - \nabla \cdot \langle X_i \mathbf{J}_i \rangle - \langle X_i S^{\Phi_i} \rangle = \langle (\rho_i (\mathbf{U}_i - V_i) \Phi_i - \mathbf{J}_i) \cdot \nabla X_i \rangle \quad (16)$$

onde o termo $\rho_i (\mathbf{U}_i - V_i)$ representa a transferência de massa da fase i através da interface chamado de Γ_{ii} . O lado direito da equação corresponde à transferência através da interface da propriedade ϕ . Substituindo $\phi_i = 1$ e $\phi_i = U_i$, obtém-se

respectivamente nas equações (17) e (18), as equações de conservação da massa e balanço de quantidade de movimento:

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle X_i \rho_i \rangle + \nabla \cdot \langle X_i \rho_i \mathbf{U}_i \rangle = \langle (\rho_i (\mathbf{U}_i - \mathbf{V}_i)) \cdot \nabla X_i \rangle = \Gamma_{ii} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \langle X_i \rho_i \mathbf{U}_i \rangle + \nabla \cdot \langle X_i \rho_i \mathbf{U}_i \mathbf{U}_i \rangle - \nabla \cdot \langle X_i \mathbf{T}_i \rangle - \langle \rho_i \mathbf{g} X_i \rangle = \\ \langle (\rho_i (\mathbf{U}_i - \mathbf{V}_i) \mathbf{U}_i - \mathbf{T}_i) \cdot \nabla X_i \rangle = \mathbf{M}_{ii} \end{aligned} \quad (18)$$

onde \mathbf{g} é vetor da aceleração da gravidade, \mathbf{T}_i é o tensor tensão e \mathbf{M}_{ii} é o fluxo de quantidade de movimento através da interface.

Entretanto, da maneira como estão representadas as equações (17) e (18), não é possível a obtenção de uma solução em função das variáveis de interesse, pois o procedimento que resultou nessas equações envolveu a aplicação de médias nas variáveis nelas presentes. Para se eliminar estas médias, e então ser possível a solução das equações, define-se uma fração volumétrica da fase i , r_i , representando o volume ocupado pela fase i em uma determinada região do escoamento dividido por um volume de referência. Essa fração é definida de forma que r_i seja equivalente a $\langle X_i \rangle$, ou seja, assume-se que a fração volumétrica da fase é representada pela média temporal da fase. Dessa forma, pode ser então proposta uma média de fase da propriedade ϕ , que é uma média ponderada por $\langle X_i \rangle$. Essa média de fase é descrita na equação (19):

$$\tilde{\Phi} = \frac{\langle X_i \Phi \rangle}{\langle X_i \rangle} = \frac{\langle X_i \Phi \rangle}{r_i} \Rightarrow \langle X_i \Phi \rangle = r_i \tilde{\Phi} \quad (19)$$

De forma semelhante é definida a média mássica da propriedade ϕ . A diferença com relação à média de fase é que inclui-se a massa específica do fluido ρ_i . Dessa forma a média mássica é definida na equação (20):

$$\hat{\Phi} = \frac{\langle X_i \rho_i \Phi \rangle}{r_i \tilde{\rho}_i} \Rightarrow \langle X_i \rho_i \Phi \rangle = r_i \tilde{\rho}_i \hat{\Phi} \quad (20)$$

Aplicando as médias obtidas nas equações (19) e (20) nas equações de conservação (17) e (18) obtém-se:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \tilde{\rho}_i) + \nabla \cdot (r_i \tilde{\rho}_i \hat{\mathbf{U}}_i) = \Gamma_{ii} \quad (21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \tilde{\rho}_i \hat{\mathbf{U}}_i) + \nabla \cdot (r_i \tilde{\rho}_i \hat{\mathbf{U}}_i \hat{\mathbf{U}}_i) - \nabla \cdot (r_i (\hat{\mathbf{T}}_i + \mathbf{T}_i^t)) - r_i \tilde{\rho}_i \mathbf{g} = \mathbf{M}_{ii} \quad (22)$$

que são as equações governantes para conservação de massa e quantidade de movimento para ambas as fases no modelo de dois fluidos. \mathbf{T}_i^t é o tensor tensão de Reynolds, resultado do processo de médias para turbulência e que contabiliza as flutuações de propriedades dentro de cada fase. Os termos do lado direito das equações correspondem às transferências interfaciais de massa e quantidade de movimento, sendo nulos para o caso do escoamento monofásico.

3.1.2 Modelagem da Turbulência

A turbulência ocorre quando as forças inerciais começam a ser significativas em relação às forças viscosas, característica essa marcada pelo alto número de Reynolds. Ela gera flutuações de propriedades do campo do escoamento, que ocorrem tanto no tempo quanto no espaço, sendo um problema bastante complexo, pois é de natureza tridimensional e, além disso, consiste de diversas escalas (ANSYS, 2006).

Teoricamente, por estar em uma escala superior à definida pela hipótese de meio contínuo, escoamentos turbulentos podem ser abordados através das equações de Navier-Stokes. Entretanto, a elevada complexidade do fenômeno da turbulência impossibilita a solução dessas equações por métodos analíticos, sendo necessária a utilização de modelos para a turbulência e de métodos numéricos computacionais para a solução aproximada do conjunto de equações governantes (DENIPOTE, 2010).

A escala de tempo e de espaço que a turbulência ocorre é significativamente menor do que outros fenômenos do escoamento tratados com CFD. Portanto torna-se inviável tratar-se desse tipo de problema com uma abordagem clássica de solução numérica. Tamanhos de malha (com elementos extremamente reduzidos,

que torna o número de elementos bastante elevado) e passos de tempo muito pequenos tornam difícil a solução direta das escalas de turbulência com a tecnologia dos computadores pessoais comerciais mais comuns. Portanto faz-se necessário a utilização de modelos de turbulência.

Modelos de turbulência são "equações construídas com base experimental que tentam modelar as novas variáveis que surgem nas equações governantes (ex.: conservação da energia e quantidade de movimento) quando se substitui uma determinada variável pela soma entre sua média e sua flutuação." (DENIPOTE, 2010).

Portanto uma etapa importante na modelagem numérica é a escolha adequada de um modelo de turbulência. A seguir é descrito de maneira simplificada o modelo k-ε padrão, que foi selecionado para a modelagem deste problema.

3.1.3 Modelo k-ε Padrão

O modelo k-ε é um dos modelos mais utilizados e aplicados em códigos de CFD, sendo considerado o modelo padrão para a indústria. É comprovadamente um modelo estável e numericamente robusto. Assim como outros modelos de duas equações, fornece boas previsões para diversos escoamentos de interesse em engenharia (ANSYS, 2006).

Este modelo descreve os efeitos de transporte de propriedades turbulentas por convecção e por difusão, além da produção e destruição de turbulência. Duas equações de transporte (equações diferenciais parciais) são resolvidas, uma para energia cinética turbulenta (k) e outra pra taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ε) (VERSTEEG e MALALASAKERA, 1995).

Como já citado, o modelo k-ε padrão é um modelo de duas equações, uma para k e uma para ε, baseadas na compreensão que se há dos processos relevantes que causam alguma mudança nessas variáveis. Detalhes do processo de obtenção destas equações e de outros modelos de turbulência podem ser encontrados em Versteeg e Malalaskera (1995). As equações para este modelo se apresentam na seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } \mathbf{k} \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (23)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho\varepsilon\mathbf{U}) = \text{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{2} \quad (24)$$

Sendo que a equação (23) representa a equação de transporte para a energia cinética turbulenta (k) e a equação (24) é a de transporte para a dissipação da energia cinética turbulenta (ε). As equações (23) e (24) podem ter seus termos esquematicamente representados da seguinte forma:

$$\begin{array}{cccccc} \text{Taxa de} & & \text{Transporte de } k & & \text{Transporte de} & & \text{Taxa de} & & \text{Taxa de} \\ \text{variação de } k & + & \text{ou } \varepsilon \text{ por} & = & k \text{ ou } \varepsilon \text{ por} & + & \text{produção de } k & - & \text{destruição de } k \\ \text{ou } \varepsilon & & \text{convecção} & & \text{difusão} & & \text{ou } \varepsilon & & \text{ou } \varepsilon \end{array}$$

Os fenômenos de transporte principais nas equações (23) e (24) aparecem modelados no lado direito das equações. A produção e a destruição da energia cinética turbulenta sempre estão fortemente associadas. A taxa de dissipação ε é maior quando a taxa de produção k é maior. A equação (24) para ε assume que seus termos de produção e destruição são proporcionais aos termos de destruição e produção da equação (23) para k . O uso destas formas garante que ε cresce rapidamente quando k aumenta rapidamente e que ε decresce rapidamente o suficiente para evitar valores negativos não físicos quando os valores da energia cinética turbulenta k decrescem (VERSTEEG e MALALASAKERA, 1995).

Estas equações possuem cinco constantes ajustáveis C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$. O modelo k - ε padrão aplica valores para estas constantes que foram obtidos através dados observados em uma grande variedade de escoamentos turbulentos. Os valores para estas constantes são dados pelas equações (25) à (29):

$$C_\mu = 0,09 \quad (25)$$

$$\sigma_k = 1,00 \quad (26)$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,30 \quad (27)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad (28)$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad (29)$$

3.1.4 Condições de Contorno e Hipóteses Simplificadoras

Para a simulação foram utilizados, como fluidos de trabalho, água para a fase líquida e ar para a fase gasosa. As propriedades destes fluidos para a água são massa específica $\rho_{\text{água}} = 997 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade dinâmica $\mu_{\text{água}} = 8,899 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$.

É importante notar, entretanto, que apesar de o gás assumido nas simulações não ter sido modelado como compressível, sua massa específica foi alterada na entrada na bomba uma vez que em sistemas de bombeamento a pressão manométrica na entrada é maior do que a atmosférica. Tomando-se uma pressão de entrada manométrica de 50 kPa, como utilizada por Monte Verde (2011) e assumindo-se ar como gás ideal, as propriedades físicas do ar são dadas por: massa específica $\rho_{\text{ar50kPa}} = 1,7698 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade dinâmica $\mu_{\text{ar}} = 1,831 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$, à temperatura de ambiente de 25°C.

Como foram feitas simulações bifásicas e monofásicas (utilizando apenas água), as condições de contorno para as duas situações foram especificadas de maneira diferente.

Para escoamento monofásico as condições de contorno são descritas a seguir para cada subdomínio:

- Tubo de entrada: na entrada do tubo de entrada é especificada uma pressão de referência de 0 Pa, manométrica. A saída do tubo de entrada é uma região de interface com outro subdomínio, o rotor, esse último um subdomínio rotativo. Como há movimento relativo na interface, utiliza-se um modelo de interface para transferência de informação entre os subdomínios que leve em conta o movimento do rotor; essa condição, conhecida como *transient rotor-stator* (ANSYS, 2006), foi utilizada neste trabalho. O perfil de velocidades assumido na entrada é uniforme.

- Rotor: a entrada e a saída do rotor são interfaces rotativas utilizam a condição de *transient rotor-stator*.

- Difusor: na entrada é utilizada a condição de *transient rotor-stator*. Na saída, por se tratar de uma interface entre dois domínios estacionários (difusor e tubo de descarga), assume-se uma interface estacionária com modelo de conexão de malhas não coincidentes.

- Tubo de saída: na entrada do tubo de saída é utilizada uma conexão com o difusor na forma de uma interface estática, e na saída especifica-se a vazão mássica do fluido.

- Em todo o domínio: nas paredes sólidas é utilizada a condição de não-deslizamento e impermeabilidade.

A Figura 13 mostra esquematicamente as condições de contorno para escoamento monofásico.

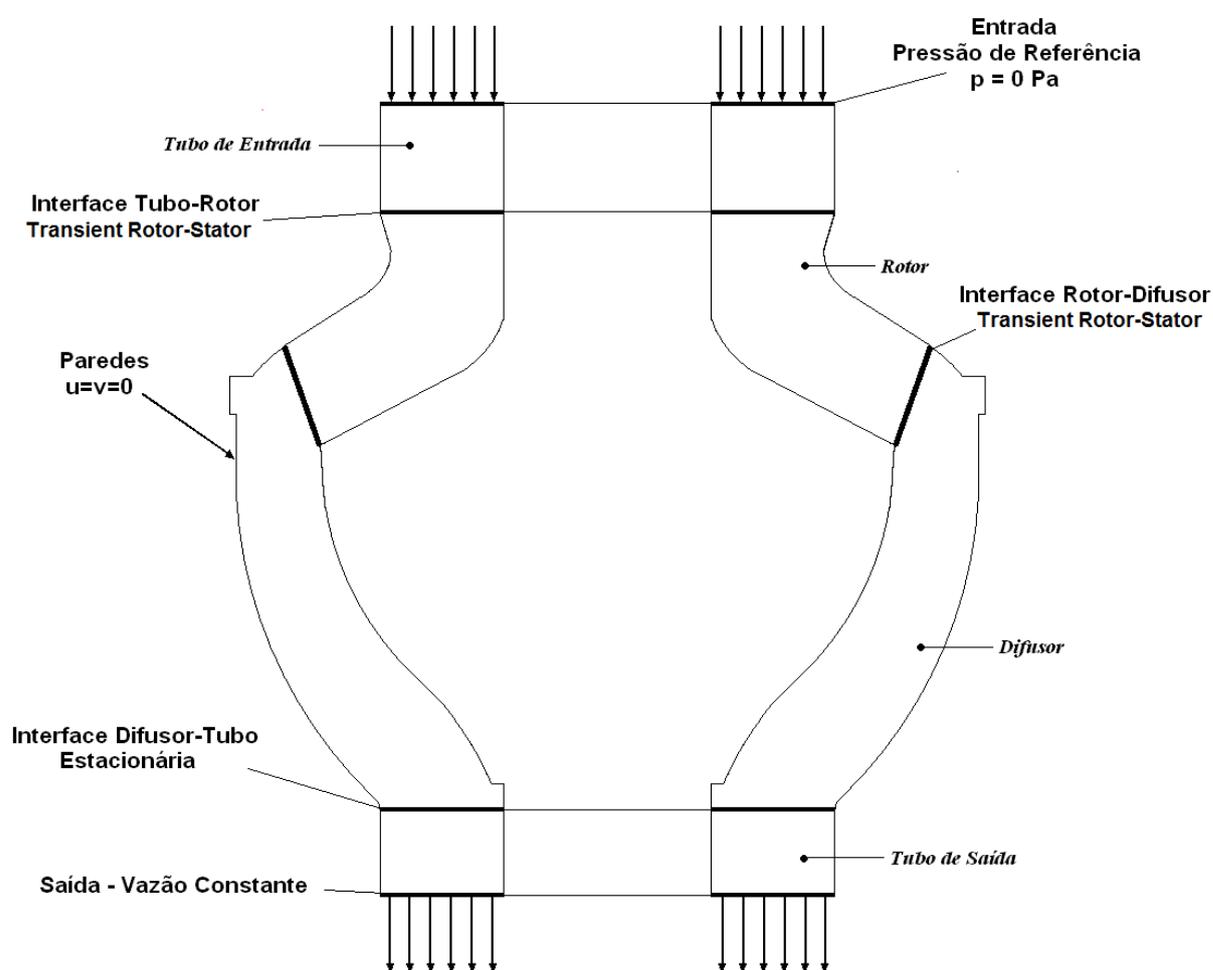


Figura 13 - Condições de contorno aplicadas ao modelo para escoamento monofásico¹

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

Para escoamento bifásico, as condições de contorno são descritas a seguir para cada subdomínio:

- Tubo de entrada: diferentemente do caso monofásico, na entrada do tubo de entrada é especificada a vazão da mistura e a fração volumétrica de gás. Procedese dessa forma porque é fundamental, nesse caso, a especificação das quantidades de líquido e gás na entrada da bomba. Na saída do tubo de entrada é utilizada a condição de interface de *transient rotor-stator* para conexão com o rotor.

- Rotor: a entrada e a saída do rotor são interfaces com os subdomínios estacionários do tubo de entrada e do difusor, que utilizam a condição de *transient rotor-stator*.

- Difusor: na entrada é utilizada a condição de *transient rotor-stator*, para conexão com o subdomínio do rotor. Na saída, uma interface estática para conexão com o domínio estacionário do tubo de saída.

- Tubo de saída: na entrada do tubo de saída é utilizada uma conexão com o difusor na forma estacionária, e na saída é especificada uma pressão de referência.

- Em todo o domínio: nas paredes sólidas é utilizada a condição de não-deslizamento e impermeabilidade.

A Figura 14 mostra esquematicamente as condições de contorno para escoamento bifásico.

Para a execução das simulações, é interessante notar que inicialmente é necessário realizar uma simulação em regime permanente que parte de um modelo aproximado para as interfaces rotativas, no lugar do modelo *transient rotor-stator*, que serve como uma condição inicial para o problema transiente. Para esse fim, é realizada primeiramente uma simulação utilizando para interface a condição de *stage*, que ao invés de movimentar de fato a interface, calcula-se para uma dada posição uma média circunferencial dos fluxos através da interface. Após ser fixado um frame de referência (ou seja, não ocorre a rotação real do domínio), se obtém a solução para regime permanente. A rotação do subdomínio rotativo, por sua vez, é modelada diretamente nas equações de conservação na forma de termos fontes.

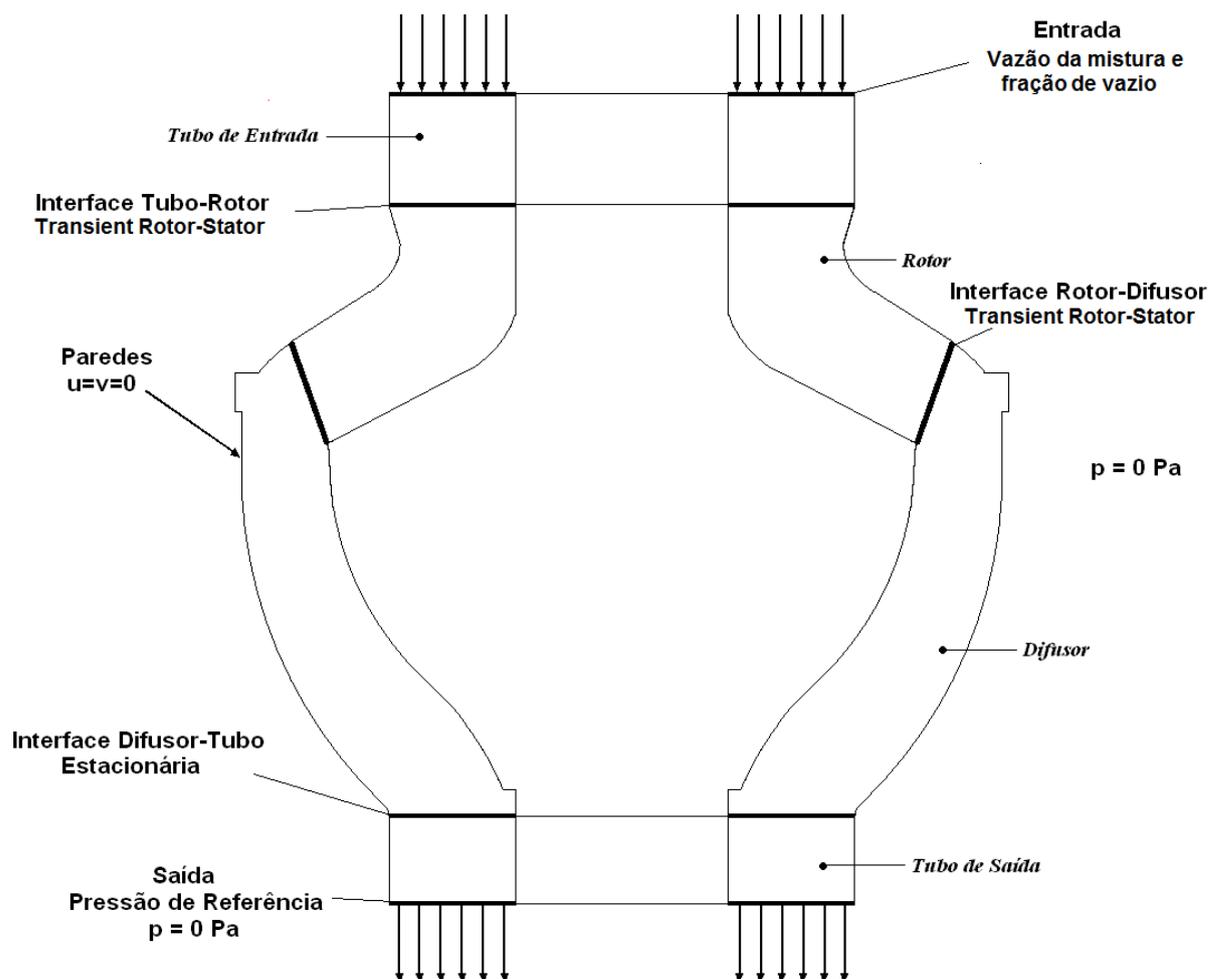


Figura 14 - Condições de contorno aplicadas ao modelo para escoamento bifásico

3.2 Geração da Geometria

O primeiro passo para obtenção do domínio fluido a ser utilizado nas simulações é a geração das geometrias do rotor e do difusor da BCS. O modelo, desenvolvido através de um programa de CAD, foi obtido a partir de um serviço de escaneamento a laser realizado por uma empresa especializada. O uso dessa tecnologia garante uma boa precisão para a aproximação da geometria da bomba, uma vez que não se dispõe dos desenhos originais de projeto. A Figura 15 mostra o resultado desse escaneamento. O mapa de cores exemplifica, para o difusor, o desvio dimensional do modelo desenhado em comparação com o escaneamento medido. O valor médio de desvio tridimensional para todo o rotor foi de 0,121 mm, enquanto que para o difusor foi de 0,115 mm. Estes desvios são pequenos perto por

exemplo das folgas existentes na bomba que estão na faixa de milímetros. É de fundamental importância manter controle sob a geometria da bomba. Foi verificado através da utilização de outro modelo CAD que resultados são alterados substancialmente quando os desvios obtidos na geometria da bomba já se encontram na faixa de alguns milímetros. É importante notar que a Figura 15 apresenta o difusor em corte, da mesma forma que foi fornecido para a empresa responsável pelo escaneamento, procedimento esse que era necessário para possibilitar a construção do modelo.

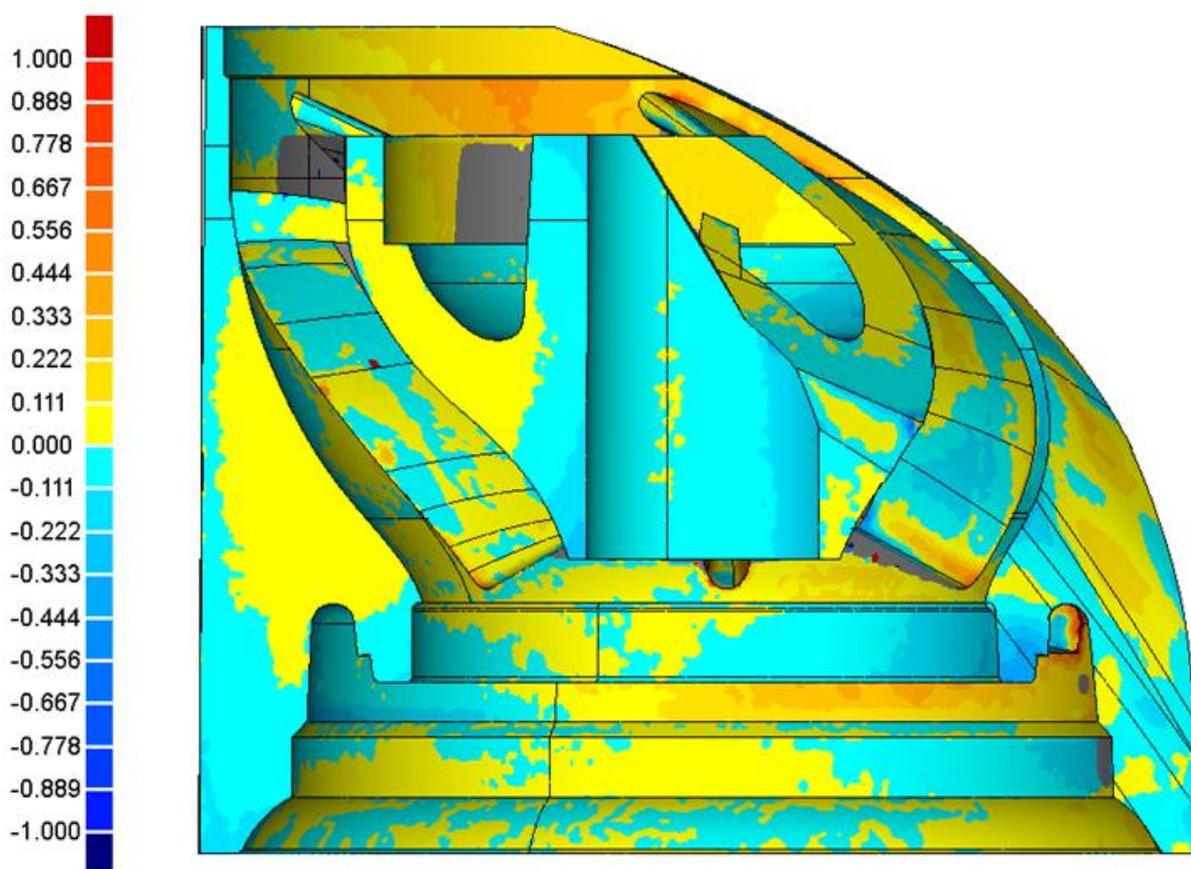


Figura 15 - Modelo do difusor obtido a partir de escaneamento da bomba real, com mapa de cores para indicação dos desvios entre o modelo e o original.

De posse do modelo desenhado da bomba, inicia-se a modelagem do domínio fluido, que é a parte de interesse para realização da simulação numérica. O domínio fluido é um modelo também produzido através de CAD que tem por objetivo demarcar, em um dado componente, as regiões de interesse na solução do escoamento, que incluem apenas aquelas preenchidas por fluido. Como no modelo

escaneado da bomba têm-se todas as partes sólidas tanto do rotor quanto do difusor, é necessário que se realize a modelagem do domínio fluido utilizando um programa de CAD. Para a realização deste trabalho foi utilizado o Solidworks 2010.

O processo básico para obtenção do domínio fluido, tanto do rotor quanto do difusor, consiste em subtrair a geometria das partes de um cilindro maior. Após sucessivos cortes e ajustes no desenho obtido a partir dessas operações obtém-se o domínio fluido. A Figura 16(a) representa esquematicamente a operação para obtenção do rotor, enquanto a Figura 16(b) a do difusor.

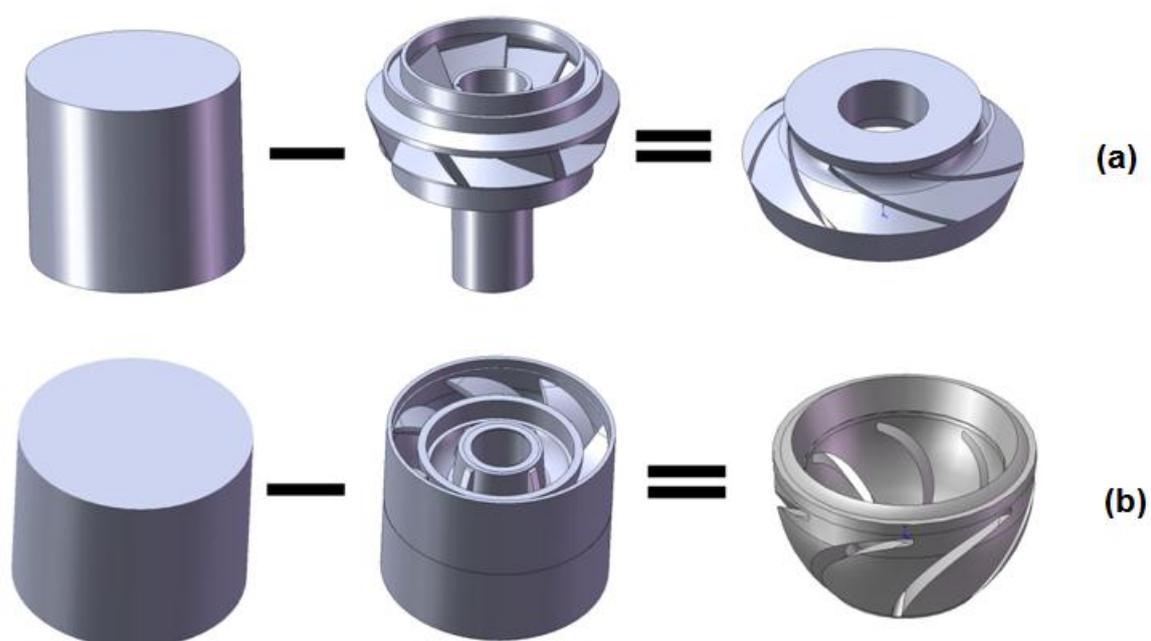


Figura 16 - Operações para obtenção dos domínios fluidos (a) rotor e (b) difusor

Além dos subdomínios do rotor e do difusor também foram criados dois subdomínios de tubos anulares, que compõem os já referidos tubos de entrada e saída do domínio. A montagem completa do domínio fluido com rotor, difusor e tubos de entrada e saída é mostrada na Figura 17.

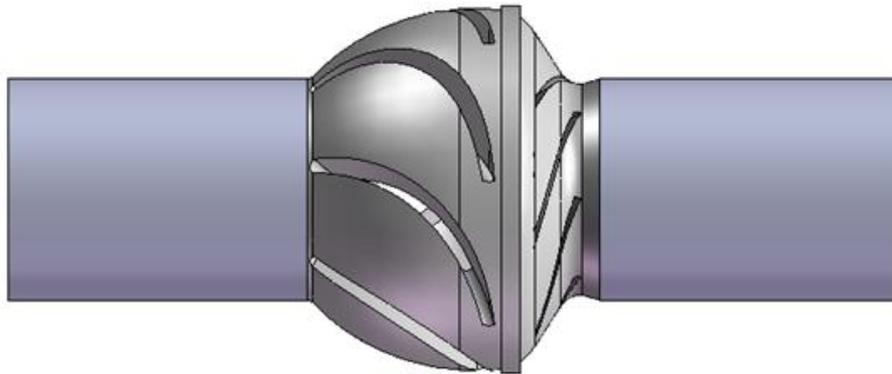


Figura 17 - Domínio fluido da BCS usado nas simulações numéricas.

3.3 Modelagem Numérica

De posse do domínio fluido foi realizada a confecção da malha numérica a ser utilizada nas simulações. Para esse fim, é utilizado o programa ANSYS ICEM-CFD. São realizados testes de malha para a obtenção da mesma. Esses testes têm como objetivo alcançar uma malha com a qual se obtém resultados com desvio muito pequeno em relação a malhas mais finas e que proporcione o menor custo computacional possível. Com a utilização do programa ANSYS-CFX 13.0, implementa-se o modelo numérico e as condições de contorno do problema.

3.3.1 Configuração de parâmetros da simulação

Além das propriedades dos fluidos, algumas outras variáveis inerentes ao escoamento bifásico tiveram que ser definidas. Foi utilizado um modelo de bolhas dispersas, onde é necessário fornecer como condição de entrada, além da fração volumétrica de gás, o diâmetro médio das bolhas de gás dispersas na fase líquida (d_b). Baseando-se no trabalho de Barrios (2009), que realiza um estudo do diâmetro da bolha como função da rotação em uma BCS semelhante, aproximou-se o tamanho de bolha para a faixa de rotações utilizadas nestas simulações como sendo de $d_b = 0,5$ mm.

Foram realizados testes para definir os outros parâmetros que seriam utilizados. Para a força de arrasto no escoamento bifásico foi escolhido o modelo de Ishii-Zuber (ANSYS, 2006), por ser o melhor para modelagem de arrasto de partículas fluidas densamente dispersas em um meio contínuo. Foi utilizado também

um coeficiente de tensão interfacial entre as fases líquida e gasosa de 0,071 N/m. A força de arrasto é particularmente importante para esse tipo de simulação, pois ela é a força primordial na interação entre as fases e no conseqüente acúmulo de gás no rotor.

3.3.2 Subdomínios

Para esta simulação foi utilizada a metodologia de múltiplos blocos, onde cada parte da bomba é considerada como um subdomínio numérico de forma separada. Sendo assim, o programa ANSYS-CFX 13.0 considera separadamente cada um destes subdomínios fazendo a transferência de informação entre eles pelas interfaces. Para este trabalho foram estabelecidos quatro subdomínios: o tubo de entrada, o rotor, o difusor e o tubo de saída. Esses subdomínios estão demonstrados na Figura 18. Nestes blocos o rotor é considerado como um subdomínio rotativo, e uma velocidade de rotação foi aplicada a ele. Os demais são considerados subdomínios estacionários. Foi modelado e simulado apenas um estágio da bomba, composto por um único rotor e um difusor.

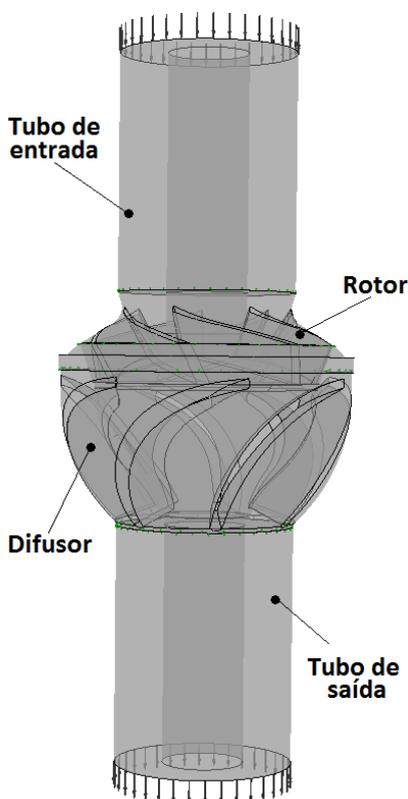


Figura 18 - Subdomínios simulados

3.3.3 Geração da Malha Computacional

Inicialmente, foi modelada a malha do tubo anular, sendo a mesma malha utilizada para a entrada e para a saída, uma vez que ambos os trechos tem geometrias idênticas. Esses tubos tem uma geometria relativamente simples e foi utilizada uma malha não-estruturada, para a elaboração dos mesmos. A Figura 19 mostra a malha dos tubos anulares após modelagem no Icem CFD.

Também é importante observar que devido ao fato desses tubos de entrada e saída terem a função basicamente de direcionar e ordenar o escoamento e afastar a condição de contorno da entrada do rotor e da saída do difusor, não foi necessário um alto nível de refinamento dos elementos.

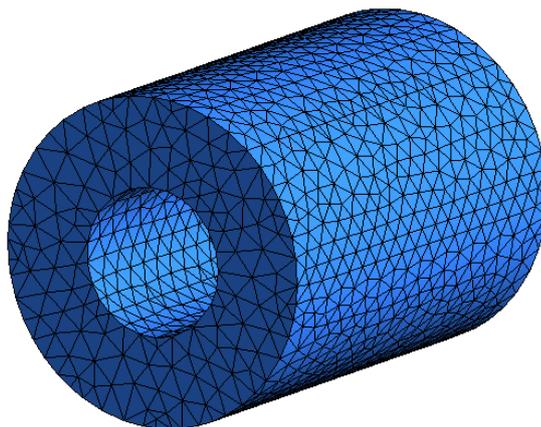


Figura 19 - Malha dos Tubos Anulares

Já as malhas do rotor e difusor exigiram tratamento mais elaborado. Por serem mais complexas, foram criadas malhas não-estruturadas de elementos tetraédricos. Em algumas superfícies é necessário um maior refinamento da malha, para garantir um bom funcionamento do modelo de turbulência e uma boa descrição do escoamento em regiões mais críticas, como as pontas das pás, por exemplo. Também as regiões de interface entre domínios têm a malha refinada para garantir a caracterização do escoamento no local.

Além disso, em regiões de interface entre fluido e superfícies sólidas, é criada uma camada estruturada de prismas com determinada espessura e essa camada é dividida de forma a garantir com que os primeiros nós adjacentes à parede se localizem a uma dada distância desejada da fronteira, o que é necessário para um bom funcionamento do modelo de turbulência.

Na malha do rotor, as superfícies do *hub* e *shroud* (sendo que o *hub* é a superfície interior do rotor e *shroud* a exterior) foram tratadas com a criação da camada de prismas, para uma melhor uniformização dos pontos de cálculo nessas regiões. Além disso, as saídas dos canais e a região das pontas das pás tiveram os elementos refinados para garantir um bom preenchimento da malha na região. O resultado final da criação da malha do rotor é exibido na Figura 20.

A malha do difusor foi tratada de maneira semelhante à malha do rotor. As partes internas das pás do difusor também tiveram a criação da camada de prismas. Nas pontas das pás houve o refinamento dos elementos. Na Figura 21 é mostrado o resultado final da criação da malha no difusor.

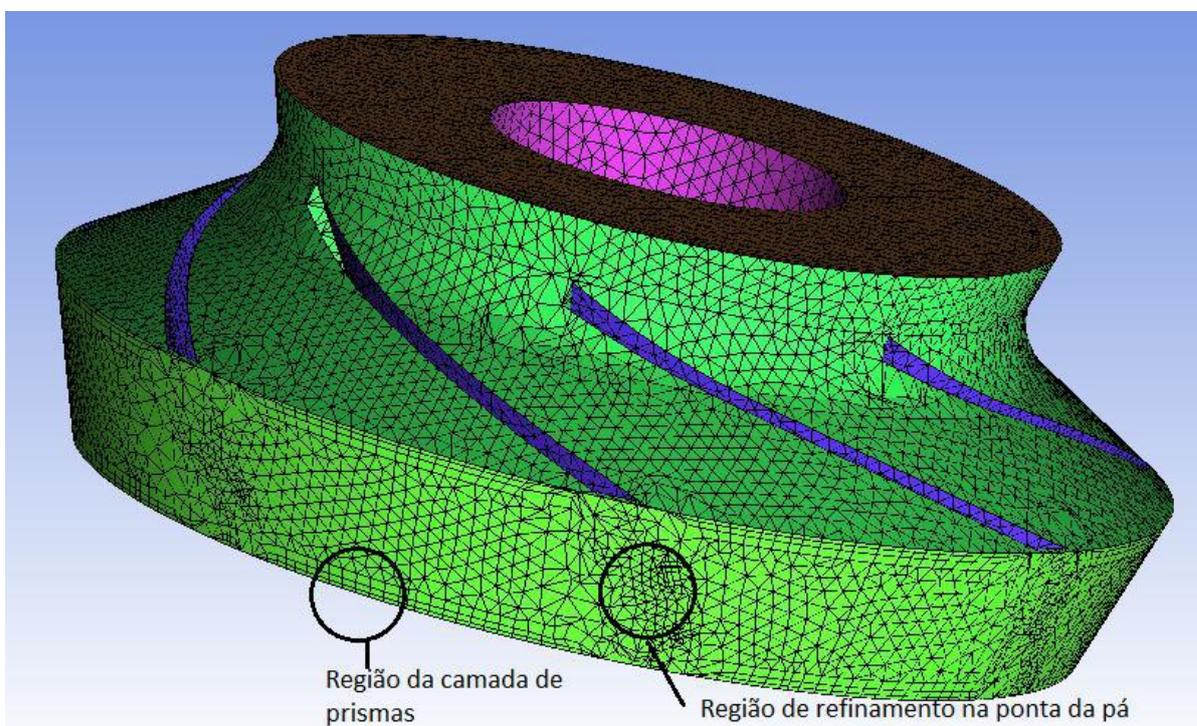


Figura 20 - Malha do rotor com detalhes dos refinamentos e das camadas de prismas.

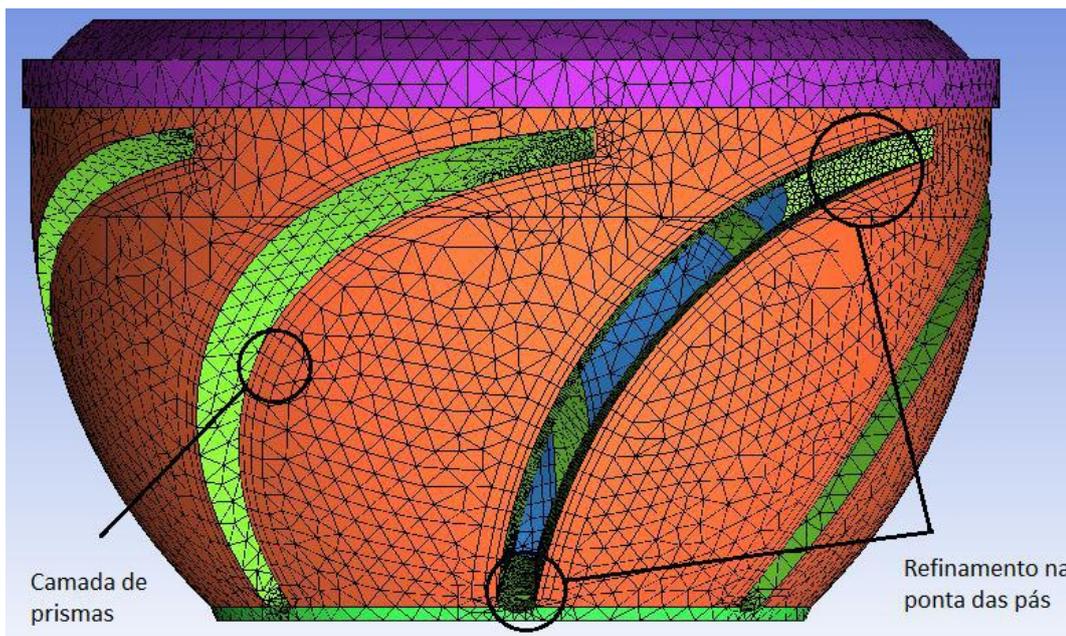


Figura 21 - Malha do difusor com detalhes dos refinamentos e das camadas de prismas.

3.3.4 Testes de Malha

Os testes de malha são realizados durante a etapa de modelagem numérica com o objetivo de se obter um modelo que apresente o melhor resultado com o menor custo computacional possível. Esses levam à escolha de parâmetros importantes para a simulação numérica, como número de elementos da malha, tempo do passo de tempo para a simulação em regime transiente, e número de voltas necessárias para o sistema atingir o regime periódico permanente e então ser possível a análise do resultado obtido. Nas seções seguintes serão apresentados os resultados obtidos para os testes de malha executados.

3.3.4.1 *Teste de número de elementos*

Este teste tem como objetivo determinar quantos elementos são necessários na discretização da malha para que o resultado se apresente confiável. São criadas malhas cada vez mais refinadas e resultados de parâmetros globais (como aumento de pressão fornecido pelo estágio) obtidos em simulações semelhantes são comparados. Quando os valores destes parâmetros globais não são alterados significativamente (em valores definidos para este trabalho como 1%) em relação à malha mais refinada testada, determina-se que a malha tem número de elementos

suficientes para uma correta caracterização do fenômeno. A Figura 22 mostra comparações entre variações de pressão para as malhas testadas.

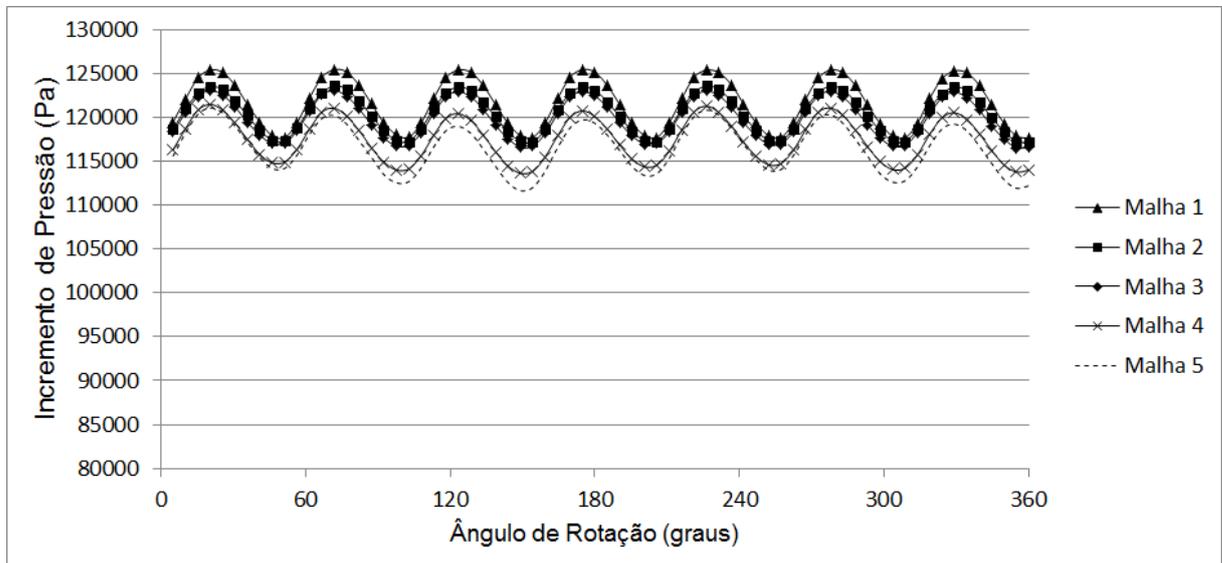


Figura 22 - Comparação do incremento de pressão para as malhas testadas

A Tabela 1 mostra a variação percentual entre o incremento de pressão obtido nas diversas malhas com relação à malha mais refinada (malha 5). A variação de 0,86% entre as malhas 4 e 5 justifica a escolha da malha 4 para o difusor e rotor. A malha selecionada possui 27807 elementos para cada tubo (entrada e saída), 648441 elementos no rotor e 591823 elementos no difusor, totalizando 1295878 elementos para todo o estágio.

Tabela 1 - Comparação do valor médio de pressão para o estágio para as malhas testadas

Malha	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4	Malha 5
Média ΔP (Pa)	114807	115141	114905	113713	112610
Diferença (%)	4,46	3,38	2,88	0,86	0,00

3.3.4.2 Teste de passo de tempo

Neste teste, verifica-se qual o maior passo de tempo que pode ser utilizado com a obtenção de um resultado ainda confiável se comparado a passos de tempo mais refinados. Esse tem impacto muito grande no tempo computacional, uma vez que o tempo de simulação de um problema transiente aumenta na mesma proporção

em que se diminui o passo de tempo, para um dado tempo físico total de simulação (ou número de voltas totais da bomba).

Apesar de ser implementado como um passo de tempo, em termos práticos esse passo é traduzido em uma quantidade em graus que o rotor é rotacionado a cada passo de tempo. Dependendo da velocidade de rotação, se obtém um tempo total de simulação. Os intervalos de rotação testados foram: $51,42^\circ$, $20,57^\circ$, $10,28^\circ$, $5,14^\circ$ e $2,57^\circ$. A Figura 23 mostra a variação do incremento de pressão fornecido pelo estágio com a posição do rotor em graus a partir de uma posição inicial.

Verifica-se que a partir de $5,14^\circ$ não há mais variação significativa nos valores obtidos para pressão, justificando então sua escolha como valor a se rotacionar o rotor a cada passo de tempo. O valor desse passo de tempo depende da velocidade de rotação e é calculado com base nesse valor de variação angular.

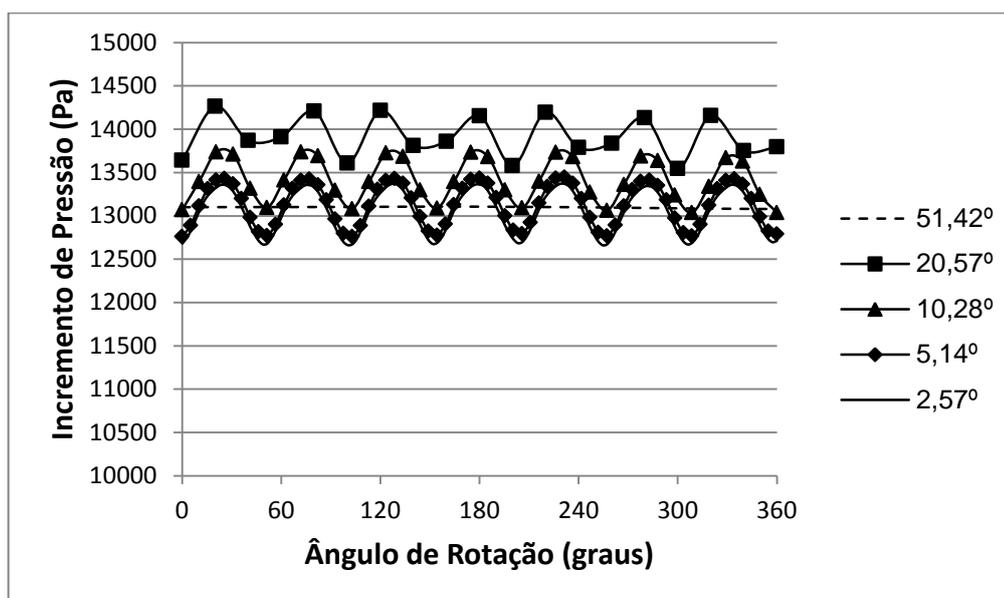


Figura 23 - Comparação do incremento de pressão para diversos passos de tempo

Para comprovar o resultado obtido pelo gráfico mostra-se na Tabela 2 a comparação entre valores médios de pressão para cada passo de tempo escolhido e a diferença percentual obtida com relação ao menor valor de passo testado ($2,57^\circ$). O valor escolhido apresentou desvio menor que 1%, sendo então selecionado como passo de tempo a ser utilizado.

Tabela 2 - Comparação do valor médio de pressão para os passos de tempo testados

Ângulo de Rotação (°)	51,42	20,57	10,28	5,14	2,57
Média ΔP (Pa)	13097,04	13911,13	13415,69	13126,75	13044,33
Diferença (%)	6,22	-3,56	-2,15	-0,63	0,00

3.3.4.3 Teste de número de voltas

O teste de número de voltas tem como objetivo determinar quantas voltas do rotor são necessárias para se atingir o regime de funcionamento da bomba, sem interferência da condição inicial. Para a realização do teste foram simuladas sete revoluções completas do rotor, e em seguida foram comparados os resultados médios de pressão para cada volta com relação à volta anterior, buscando então uma mínima variação que não justificasse mais a continuação da simulação. Os resultados do teste são exibidos graficamente na Figura 24, que representa a variação de pressão com o ângulo de rotação do rotor em relação à sua posição inicial.

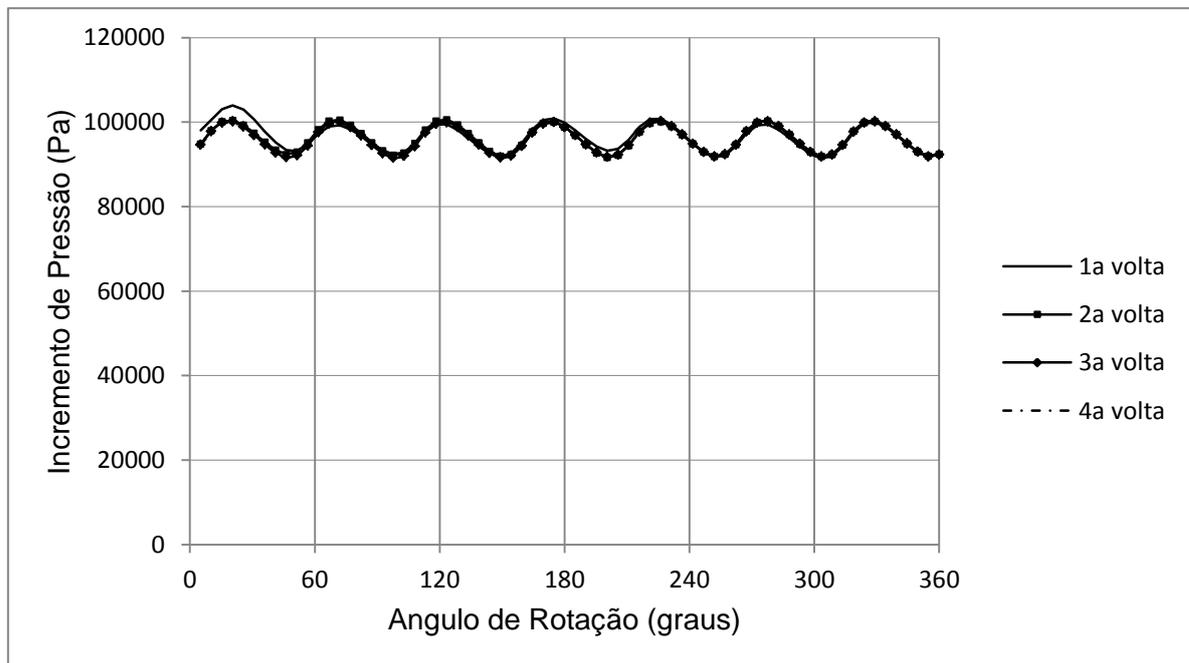


Figura 24 - Variação do incremento de pressão com a posição angular do rotor na simulação transiente

Pode-se verificar na Figura 24 que a partir da terceira volta praticamente não há variação no perfil de pressão obtido, significando que o regime periódico

permanente foi alcançado. Sendo assim pode ser determinado que 3 voltas são suficientes para a caracterização do escoamento. A Tabela 3 mostra a média de pressão das voltas comparando a diferença percentual entre elas. Pode-se verificar uma variação percentual muito pequena entre a segunda e a terceira voltas, justificando então a escolha de 3 voltas como suficientes para obtenção do regime permanente.

Tabela 3 - Comparação de pressão entre as voltas

Número da volta	Média de Incremento de Pressão (Pa)	Diferença em relação à anterior (%)
1	96465	---
2	96230	0,243
3	96193	0,039

4 RESULTADOS

Nesse capítulo serão mostrados e analisados os resultados obtidos a partir das simulações realizadas. Foram levantadas curvas de desempenho para um estágio (incremento de pressão por vazão da mistura), curvas de eficiência e apresentados campos representativos de concentração de gás (distribuição da fração volumétrica de gás), velocidade da fase líquida, linhas de corrente e distribuição de pressão.

4.1 Grade de Simulações

A grade de simulações com os valores que foram utilizados de entrada para velocidades de rotação, vazão da mistura, e frações volumétricas de gás na entrada da bomba são apresentadas na Tabela 4:

Tabela 4 - Dados de entrada utilizados na simulação

Frações Volumétricas de Gás (λ)	0%, 2%, 4%, 6%
Velocidades de Rotação (N)	1200 rpm, 1800 rpm, 2400 rpm
Vazões Volumétricas da Mistura (Q)	1,99 m ³ /h - 44,40 m ³ /h

Esses valores foram baseados no trabalho de Monte Verde (2011) com os quais a princípio se pretendia comparar os resultados desse trabalho. As vazões volumétricas utilizadas são variáveis e dependem da velocidade de rotação e fração de gás. Foram utilizadas oito vazões para cada fração de gás. As tabelas completas com todas as vazões utilizadas e resultados de altura de elevação e eficiência obtidos estão presentes no Apêndice A.

4.2 Análise de desempenho

A partir dos dados obtidos nas simulações e apresentados no Apêndice A, foram levantadas curvas representativas do desempenho da BCS. A curva de desempenho mostra a variação do incremento de pressão fornecido pelo estágio com relação à vazão de mistura que é aplicada na entrada. Dessa forma, para cada fração volumétrica de gás na entrada e para cada velocidade de rotação é obtida uma curva, variando-se a vazão da mistura e obtendo-se na simulação o incremento de pressão correspondente.

Inicialmente, com o objetivo de verificar a consistência do modelo foram realizadas simulações monofásicas, que posteriormente foram comparados com o trabalho de Amaral (2007). O resultado destas comparações pode ser visto na Figura 25 para as rotações de 1800 e 2400 rpm:

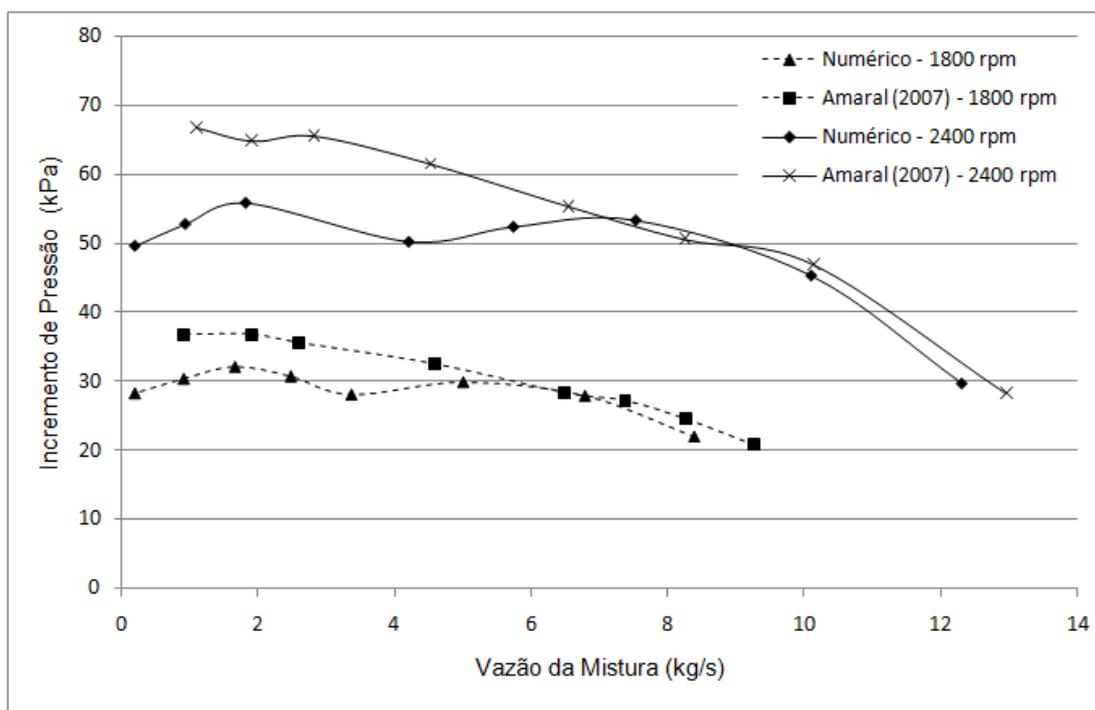


Figura 25 - Comparação para monofásico com Amaral (2007)

A comparação dos resultados para escoamento monofásico tem como objetivo verificar a consistência do modelo. Como é muito difícil reproduzir as condições com as quais o experimento foi realizado, é esperado algum desvio dos dados numéricos com relação ao trabalho de Amaral (2007), entretanto os valores percentuais para os maiores desvios nas duas rotações analisadas ficaram na faixa de 18%. Isto representa valores aceitáveis, comprovando a validade do modelo para o caso monofásico. Este erro foi obtido para menores vazões. Para vazões maiores, e em especial no caso do BEP (*Best Efficiency Point*, ou o ponto de máxima eficiência) o desvio percentual foi muito menor, sendo que para o ponto de máxima eficiência foi menor que 2% em ambos os casos.

Sabendo como o modelo se comporta para escoamento monofásico, foram realizadas as simulações para escoamento bifásico. As figuras 26 a 28 mostram as

curvas de eficiência obtidas, sendo que cada uma é representativa de uma velocidade de rotação do rotor.

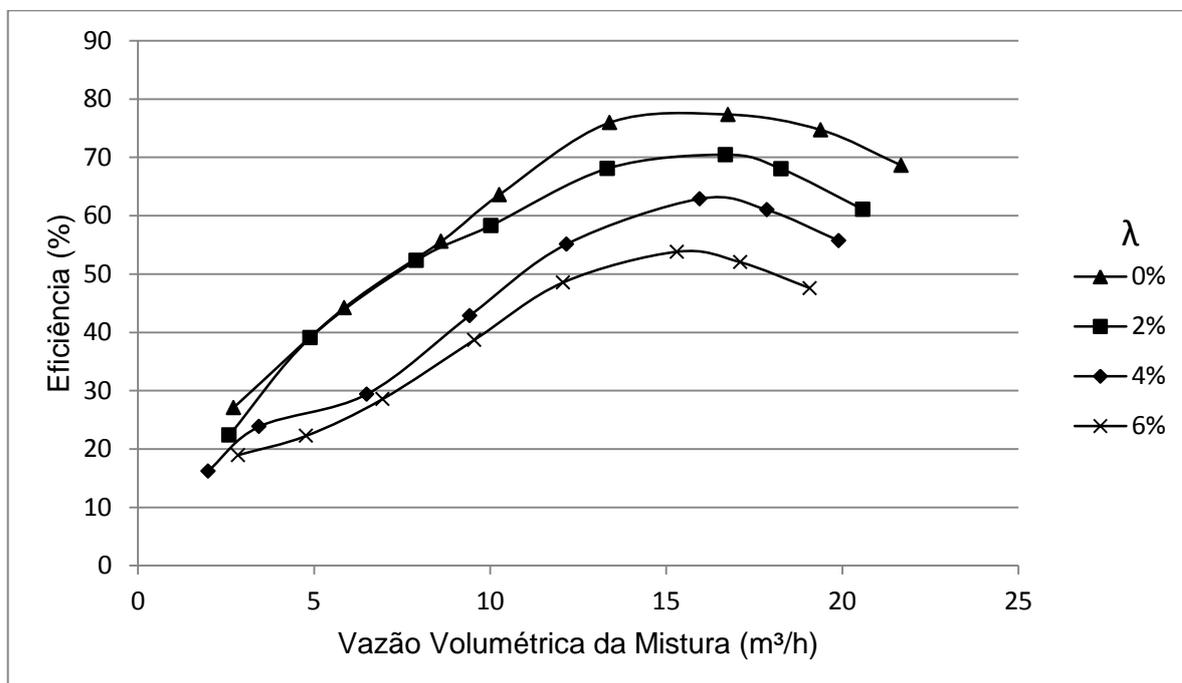


Figura 26 - Curva de eficiência para 1200 rpm

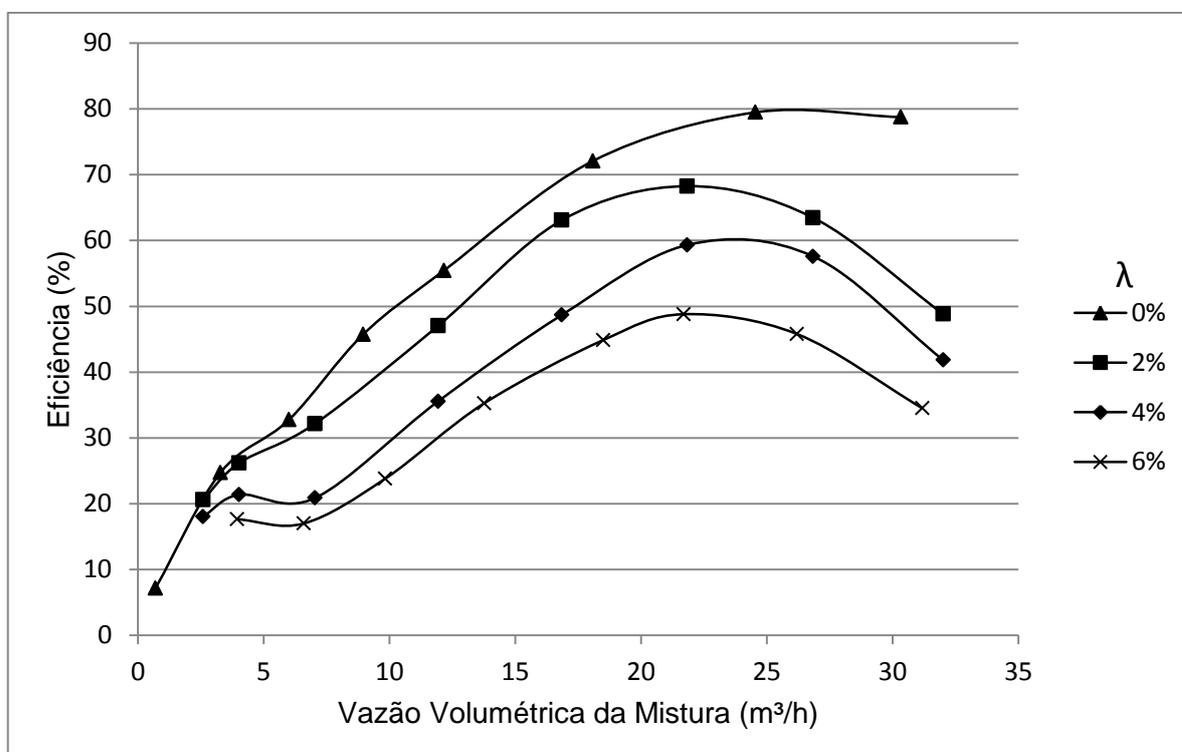


Figura 27 - Curva de eficiência para 1800 rpm

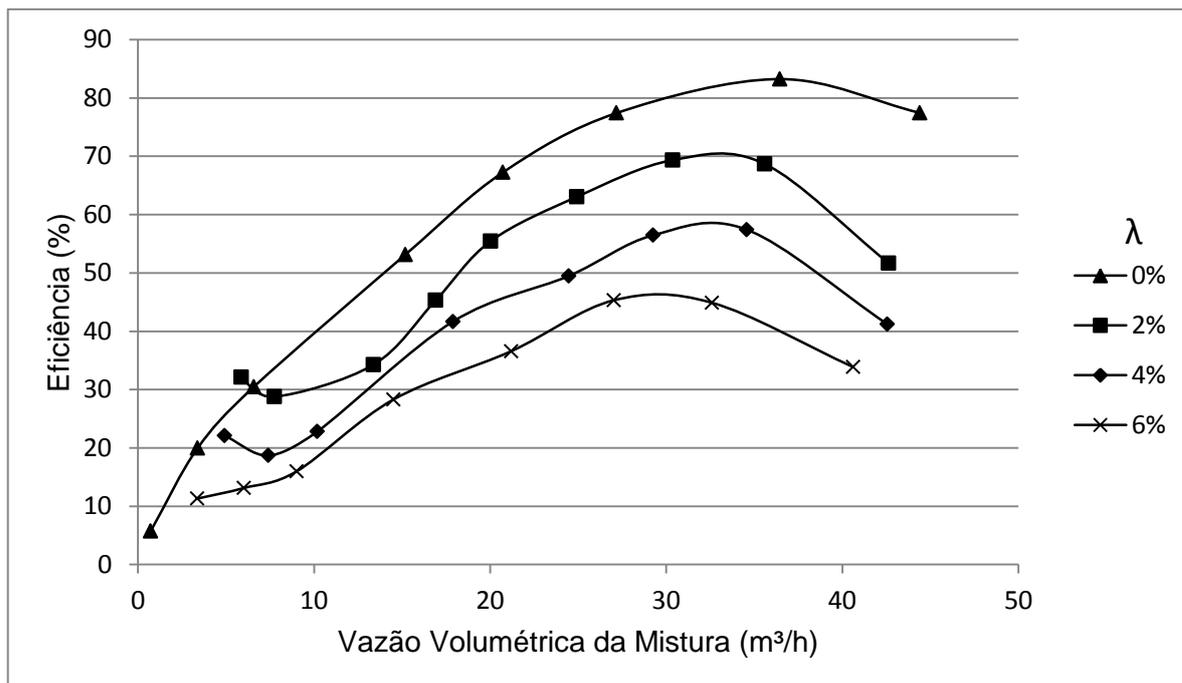


Figura 28 - Curva de eficiência para 2400 rpm

Pode-se facilmente identificar em cada uma destas curvas que há uma diminuição da eficiência para um aumento da quantidade de gás. Isso é esperado visto que a bomba não é projetada para operar sob a presença da fase gasosa, portanto uma quantidade maior de gás diminui a eficiência obtida para a BCS. Foi observado também que o ponto de máxima eficiência apresenta a tendência de se deslocar para a esquerda com o aumento da quantidade de gás, ou seja, para uma quantidade maior de gás obtém-se o ponto de BEP com uma vazão menor da mistura. Isso pode ser explicado de forma que com uma maior quantidade relativa de gás (uma maior fração volumétrica de gás), mais cedo, ou seja com uma vazão volumétrica da mistura menor, ocorre um acúmulo de gás significativo nos canais do rotor que ocasiona uma queda na eficiência da BCS. É importante notar que essa tendência é contrária daquela observada na Figura 4 (deslocamento do BEP para direita) presente no trabalho de Rodrigues (2001). Deve-se destacar que não é possível fazer uma comparação direta, visto que no presente trabalho é imposta uma vazão volumétrica da mistura e fração volumétrica de gás na entrada, enquanto no trabalho de Rodrigues (2001) é mantida uma vazão de gás constante variando-se a vazão de líquido, portanto dentro de cada curva há variação da fração volumétrica de gás na entrada. Pode ser verificado também que com o aumento da velocidade

de rotação há uma diminuição no valor do BEP. A seguir, nas figuras 29 a 31 são apresentadas as curvas de ganho de pressão no estágio da bomba para as três rotações estudadas.

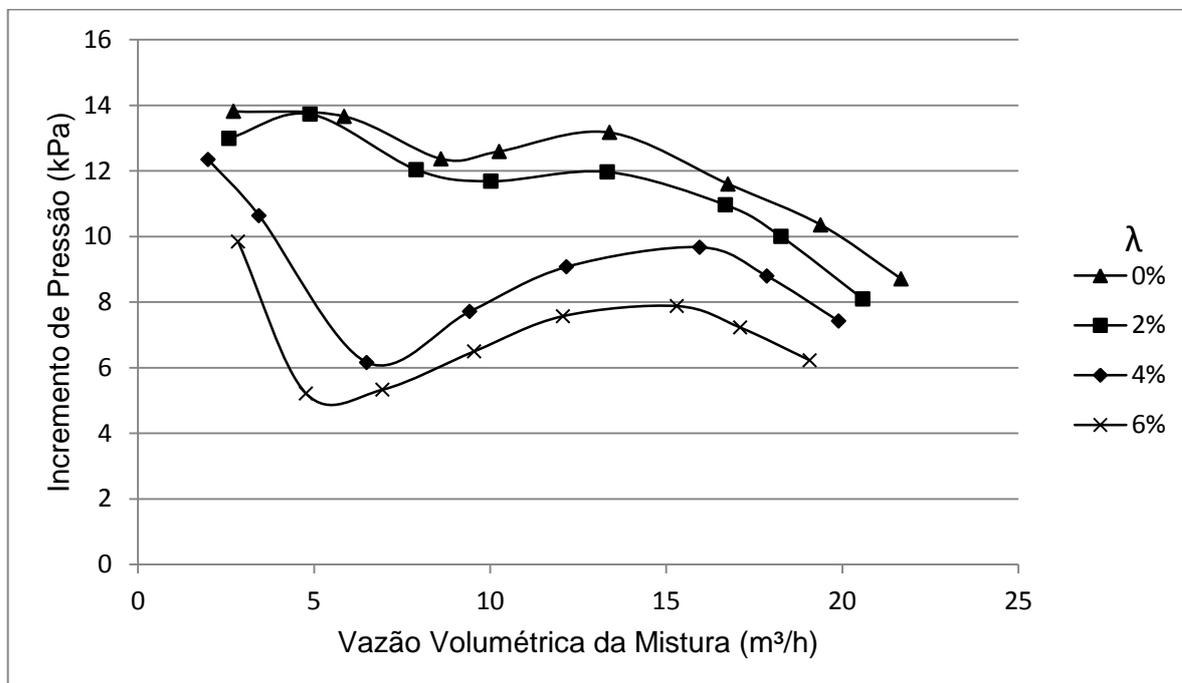


Figura 29 - Curva de desempenho para 1200 rpm

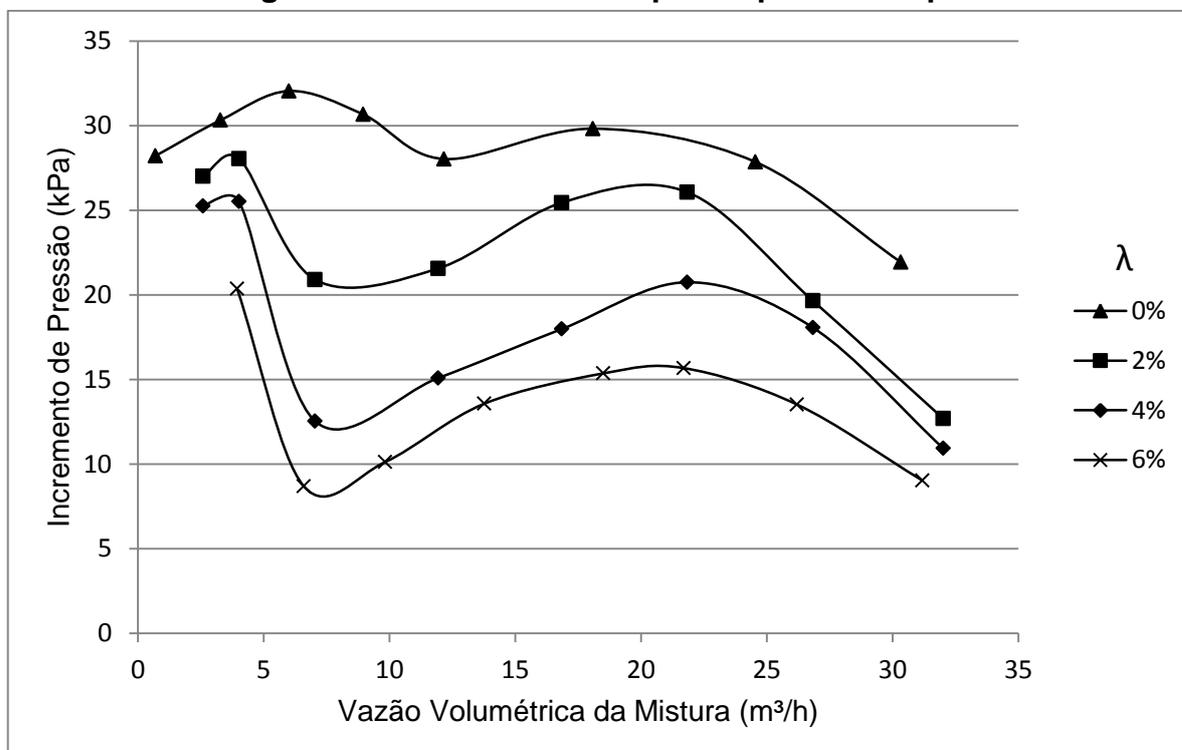


Figura 30 - Curva de desempenho para 1800 rpm

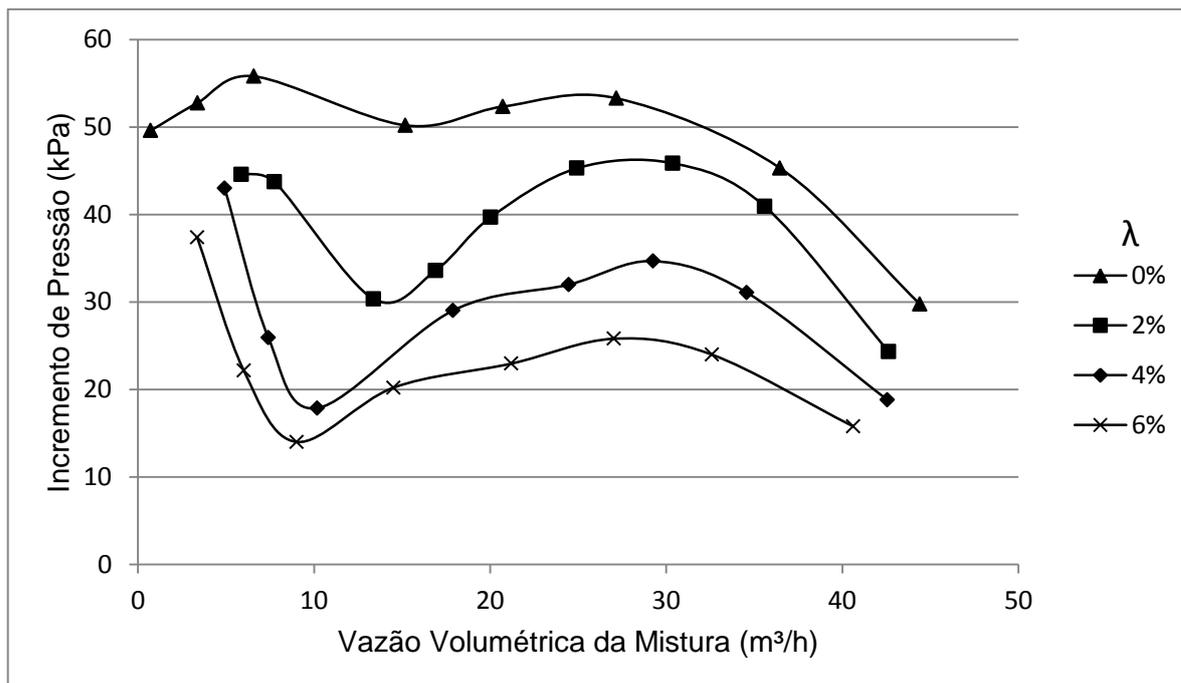


Figura 31 - Curva de desempenho para 2400 rpm

Comparando todas as curvas, percebe-se que há um padrão de comportamento característico. Analisando-se as curvas no sentido decrescente da vazão volumétrica da mistura, observa-se um incremento na altura de elevação atingindo um valor máximo em um ponto próximo ao BEP. Então há uma queda até um valor de aproximadamente 30% do BEP. A partir de então há um novo aumento no incremento de pressão fornecido com a diminuição da vazão da mistura. Esses movimentos na curva como queda e novo aumento tornam-se mais claros e perceptíveis com uma maior velocidade de rotação e maior quantidade de gás. É interessante notar que essa queda no incremento de pressão para uma posterior elevação foi observada em todas as curvas sem exceção. Mesmo para o caso de escoamento monofásico as mesmas tendências são observadas (como foi visto na Figura 25), apesar de terem menor intensidade. Esse comportamento está provavelmente associado ao início da formação de largas recirculações da fase líquida nos canais do rotor quando se diminui a vazão do ponto de máxima eficiência.

Na grande maioria dos casos não foi possível a observar o *surging*. Pode-se observar uma tendência de queda no incremento de pressão para vazões baixas

nos casos de 2% e 4% de fração volumétrica de gás para 1800 rpm. Possivelmente para os outros casos o fenômeno de *surging* aconteceria apenas para vazões mais baixas do que as simuladas. Do contrário, seriam necessárias simulações com maiores frações volumétricas de gás de entrada, o que não faz parte do escopo do presente trabalho.

4.3 Campos de Escoamento

Esta seção apresenta alguns campos de escoamento obtidos através das simulações. São apresentados campos de velocidade, linhas de corrente, campos de pressão e distribuição de fração volumétrica de gás.

4.3.1 Campos de distribuição de fração volumétrica de gás

São apresentados nas figuras a seguir os campos de distribuição de fração volumétrica do gás no rotor da bomba centrífuga. Os planos são obtidos a partir de um plano médio entre o *hub* e o *shroud* do rotor.

A Figura 32 mostra uma comparação entre campos obtidos para três vazões de mistura diferentes (a 75% do BEP, no BEP e 25% acima do BEP) onde é mantida constante a fração volumétrica de gás em $\lambda=4\%$ e a velocidade de rotação em $N=1800$ rpm. Dessa forma é possível avaliar a influência da vazão volumétrica da mistura sobre a distribuição do gás. Percebe-se que para uma vazão menor que o BEP há um acúmulo maior de gás, e que a tendência é que ele se concentre na face de sucção das pás do rotor. Com o aumento da vazão, o gás presente é arrastado para fora do rotor, portanto é menos notável a acumulação do mesmo. Entretanto, mesmo no BEP é possível verificar que há gás acumulado na face de sucção, e que esse gás se concentra perto da saída do canal. Para um valor de vazão superior ao BEP, nota-se uma que a quantidade de gás no canal reduz significativamente. Nesse último caso, a maior parte da fase gasosa foi carregada para fora do rotor devido à força de arrasto promovida pela fase líquida. Uma pequena quantidade de gás ainda esta localizada na saída do rotor na face de sucção.

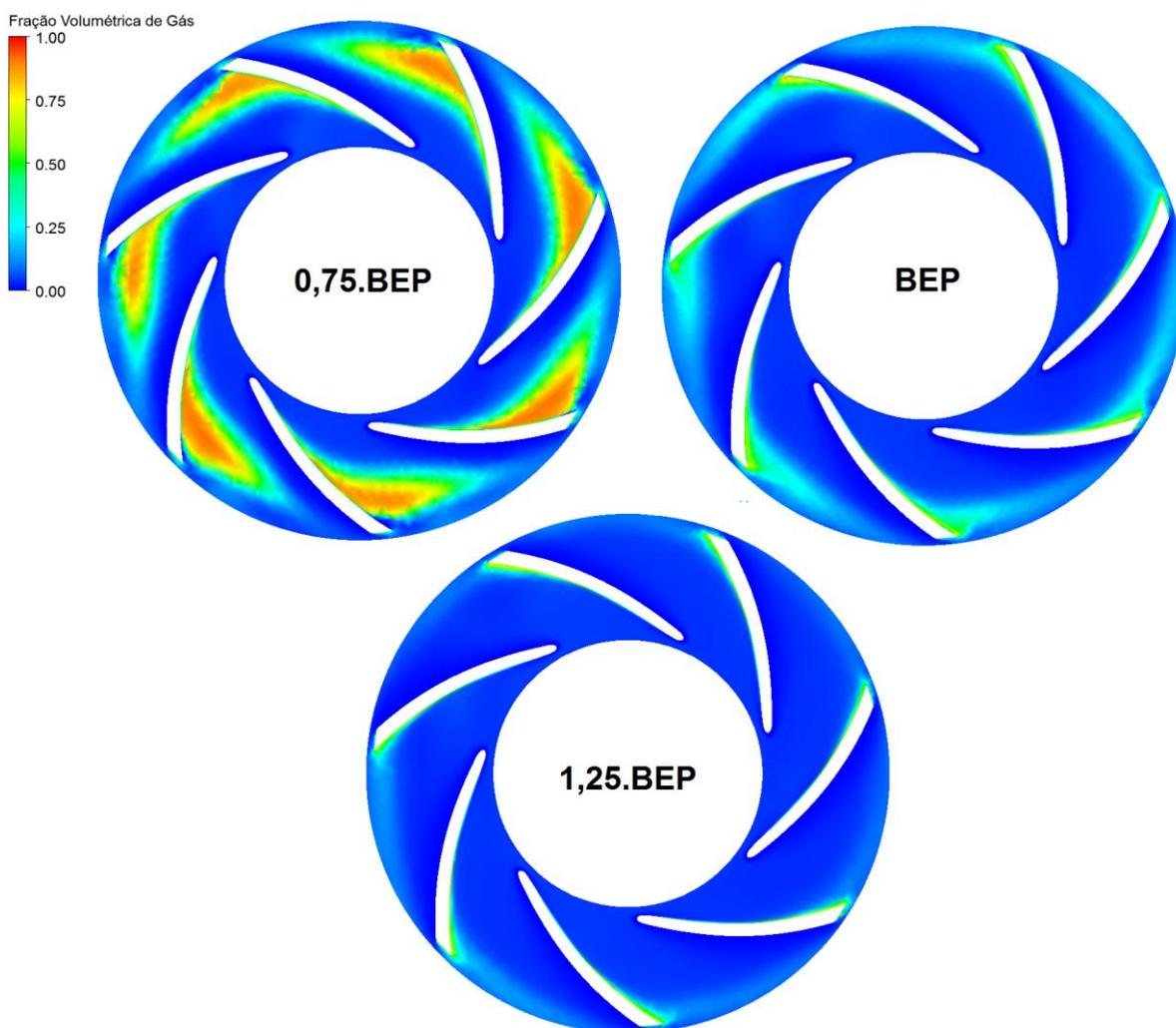


Figura 32 - Influência da variação da Vazão Volumétrica na concentração de gás para $\lambda=4\%$ e $N=1800$ rpm

A Figura 33 tem como objetivo realizar uma comparação entre três condições onde é mantida constante a velocidade de rotação em 1800 rpm. A vazão da mistura é próxima ao BEP para os três casos, e é variada a fração volumétrica de gás na entrada da bomba, buscando-se avaliar a influência desse parâmetro. Percebe-se que com o aumento da quantidade de gás que entra na bomba há a tendência de acúmulo do mesmo na face de sucção. O aumento dessa quantidade de gás pode levar ao *surging* e trancamento total do canal por gás, situações essas que precisam de uma fração volumétrica de gás superior àquelas utilizadas para realização das simulações neste trabalho.

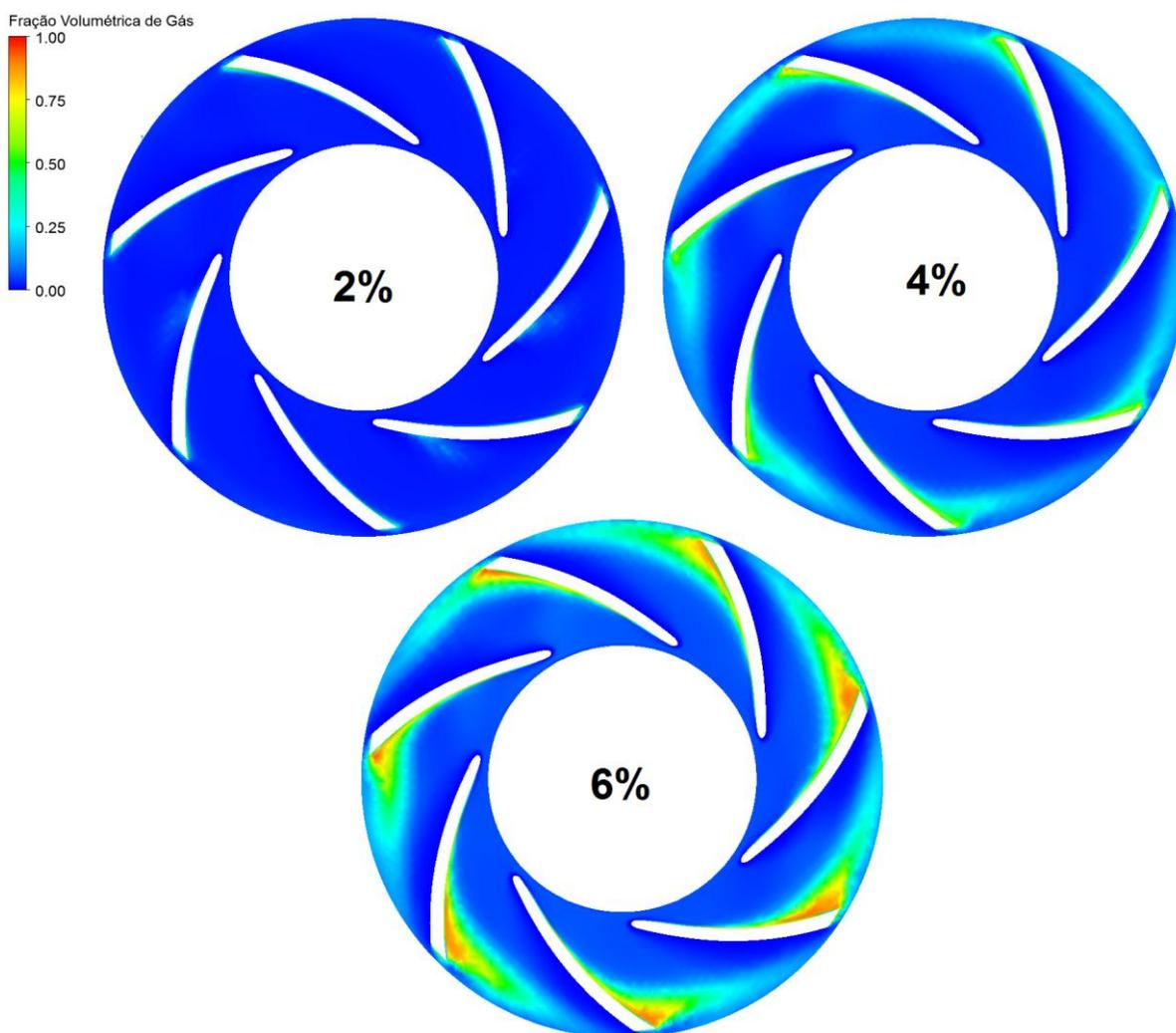


Figura 33 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás na concentração de gás no BEP e N=1800 rpm

Na Figura 34 são utilizadas vazões de BEP enquanto é mantida constante a fração volumétrica de gás na entrada da BCS para três rotações diferentes. Percebe-se que não há uma variação significativa tanto na quantidade de gás acumulada quanto na posição onde esse gás se acumula, tendendo a se concentrar junto à face de sucção em uma posição próxima à saída dos canais do rotor. Essa semelhança está relacionada à similaridade operacional da bomba para diferentes rotações, portanto apesar da variação de velocidade rotacional o padrão de escoamento é semelhante nos três casos, fazendo com que os campos de concentração de gás sejam também semelhantes.

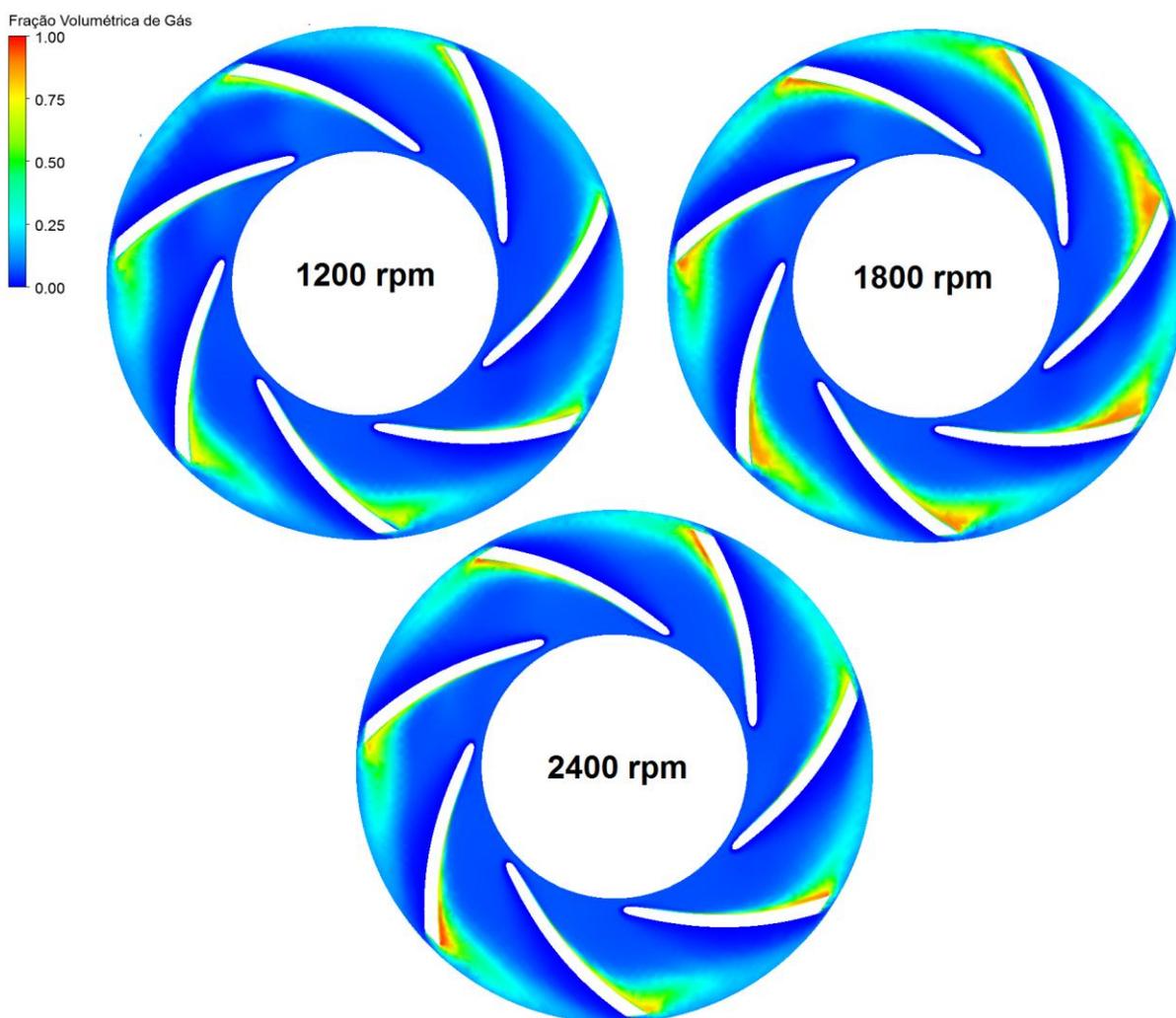


Figura 34 - Influência da variação da velocidade de rotação na concentração de gás no BEP e $\lambda=6\%$

4.3.2 Campos de velocidades e linhas de corrente

Por ter massa específica muito maior que a da fase gasosa, o comportamento da fase líquida é determinante para configuração do campo de velocidades do escoamento. Sendo assim, os campos de velocidade mostrados nessa seção são tomados para a fase líquida. São utilizados planos no rotor para visualização dos campos.

Na Figura 35 são comparados os campos de velocidade e as linhas de corrente para as três rotações estudadas, sempre em uma vazão próxima ao BEP e com uma fração volumétrica de gás constante de 4%.

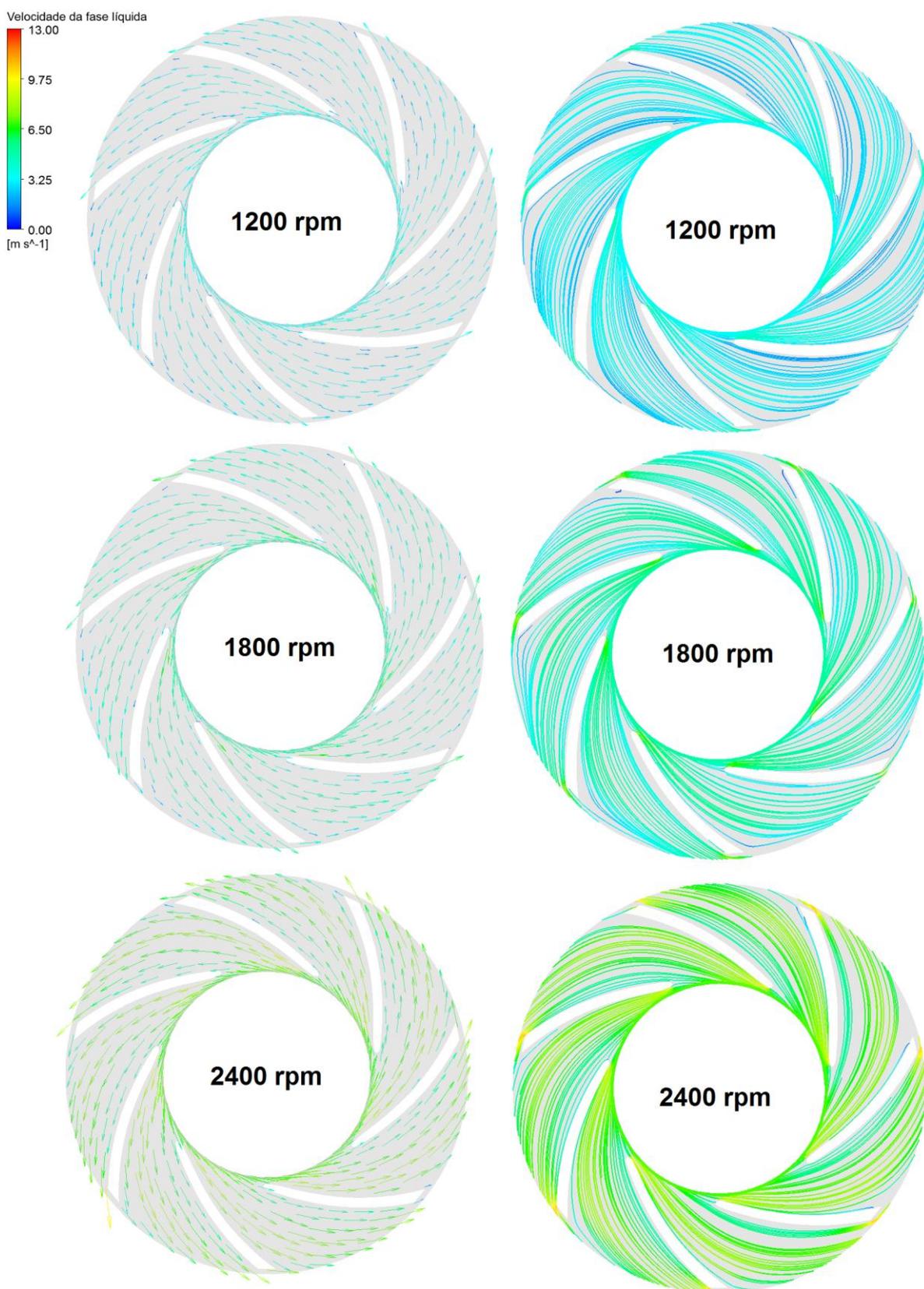


Figura 35 - Influência da variação da velocidade de rotação nas linhas de corrente e campo de velocidade para BEP e $\lambda=4\%$

Pode ser observado na Figura 35 que a variação que ocorre é com relação à magnitude das velocidades observadas, exatamente como observado no escoamento monofásico, não se observando influência da fase gasosa.

Uma comparação para campos de velocidade e linhas de corrente entre diversos valores de vazão volumétrica da mistura para rotação e fração volumétrica de gás constantes é apresentada na Figura 36. É verificado um comportamento semelhante ao esperado para escoamento monofásico. Em uma vazão menor que do BEP são observados focos de recirculação localizados principalmente na face de sucção perto da saída dos canais do rotor. Conforme verificado na seção anterior, pode-se constatar que essas recirculações ocorrem aproximadamente na mesma região onde há o acúmulo de gás. A Figura 37 mostra uma visualização tridimensional do rotor e do difusor com linhas de corrente para uma vazão menor e outra próxima ao BEP. Verifica-se que também ocorrem recirculações no difusor, sendo essas observadas em uma região próxima a saída do mesmo.

Em uma vazão próxima ao BEP o escoamento se mostra bem ordenado, sem a presença de recirculações. As linhas de corrente seguem o canal do rotor. Verifica-se na Figura 37 que o mesmo padrão de ordenação também ocorre no difusor, onde as linhas de corrente seguem o canal.

Para uma vazão maior que o BEP são observados maiores valores de velocidade, sendo que a orientação no escoamento é mantida. Entretanto, como observado nas curvas de desempenho, há um menor incremento de pressão para esse ponto com relação ao ponto de eficiência máxima devido ao aumento das perdas por atrito em função do aumento da velocidade.

Nas Figuras 38 e 39 são apresentados campos de velocidade e linhas de corrente para diversas frações volumétricas de gás, verificando sua influência. Aparentemente não há influência da quantidade de gás no campo de velocidade do líquido. Isso ocorre, possivelmente, porque as frações volumétricas de gás utilizadas neste trabalho não foram suficientes para causar um acúmulo de gás que levasse a um desvio na direção do escoamento do líquido. O gás presente no rotor é rapidamente arrastado pela corrente de líquido ou não coalesce em quantidade suficiente para que haja o trancamento dos canais do rotor. Essa deve ser a razão pela qual não foi observado o *surging* e nem bloqueio por gás nas curvas de

desempenho.

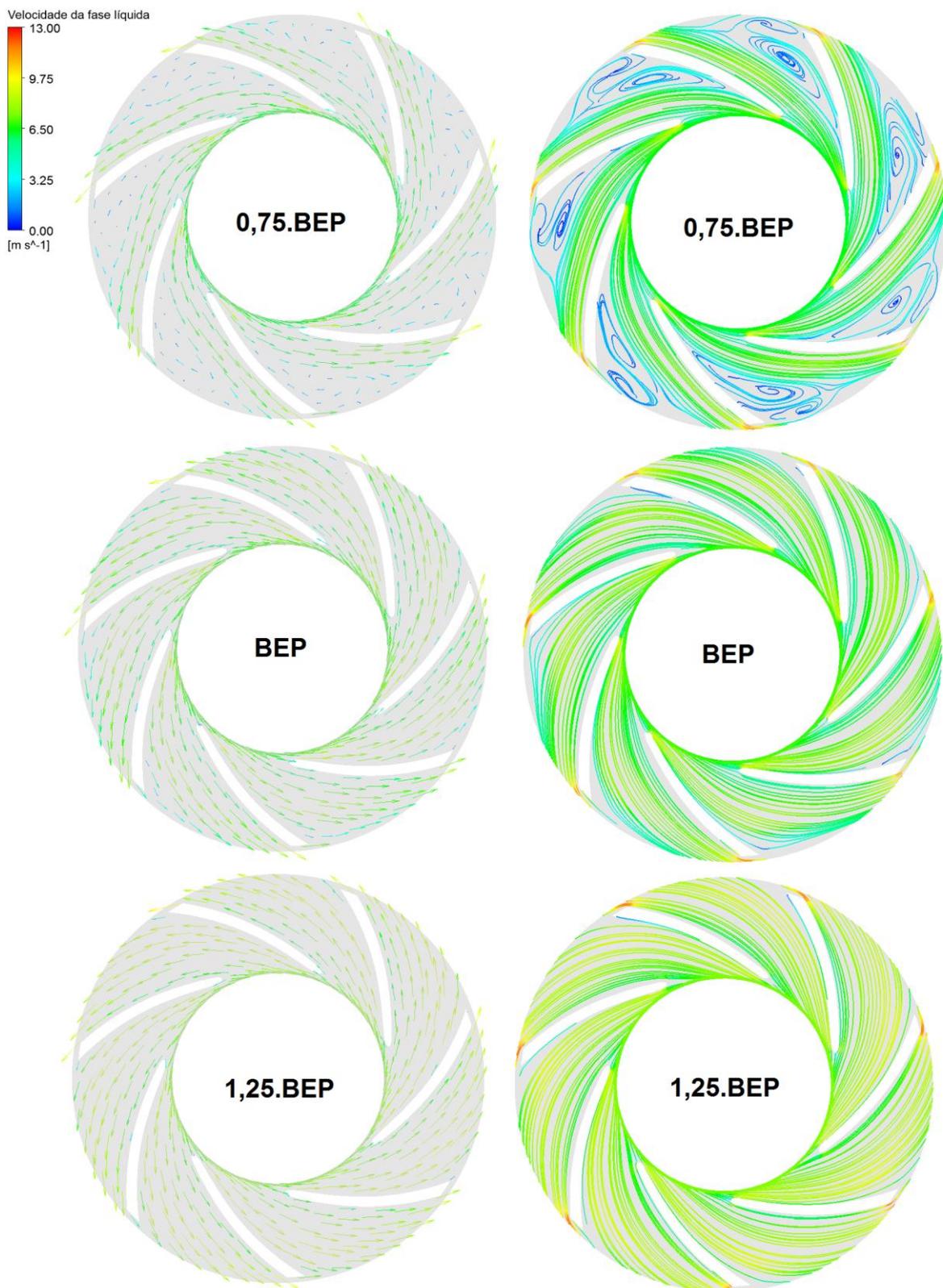


Figura 36 - Influência da variação da vazão volumétrica nas linhas de corrente e campo de velocidade para $\lambda=6\%$ e $N=2400$ rpm

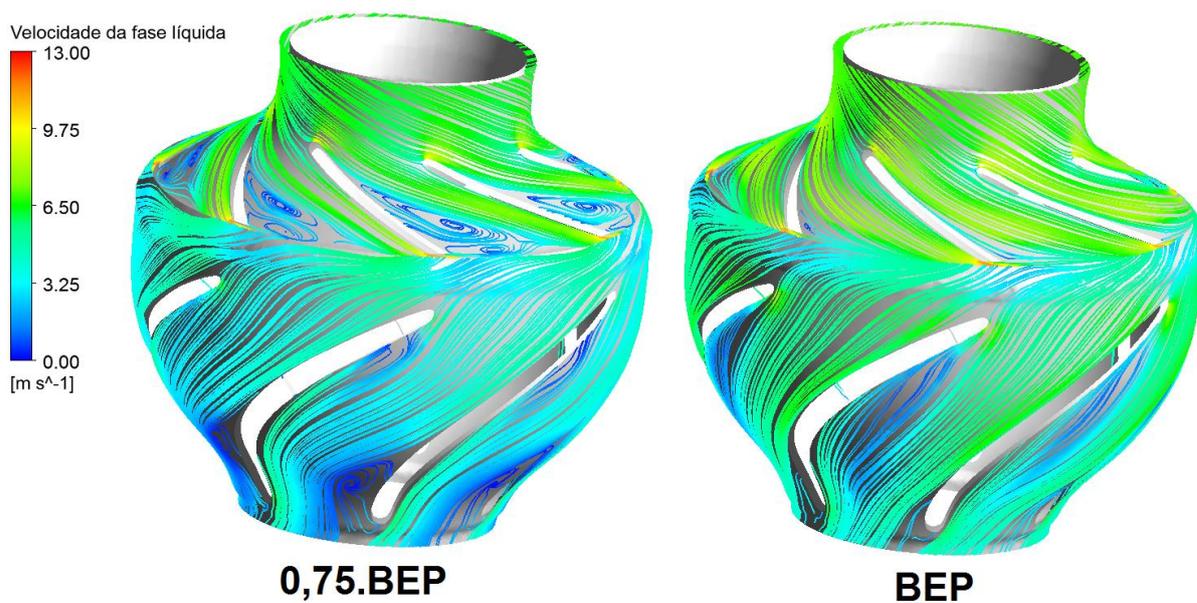


Figura 37 - Linhas de corrente no rotor e no difusor para $\lambda=6\%$ e $N=2400$ rpm

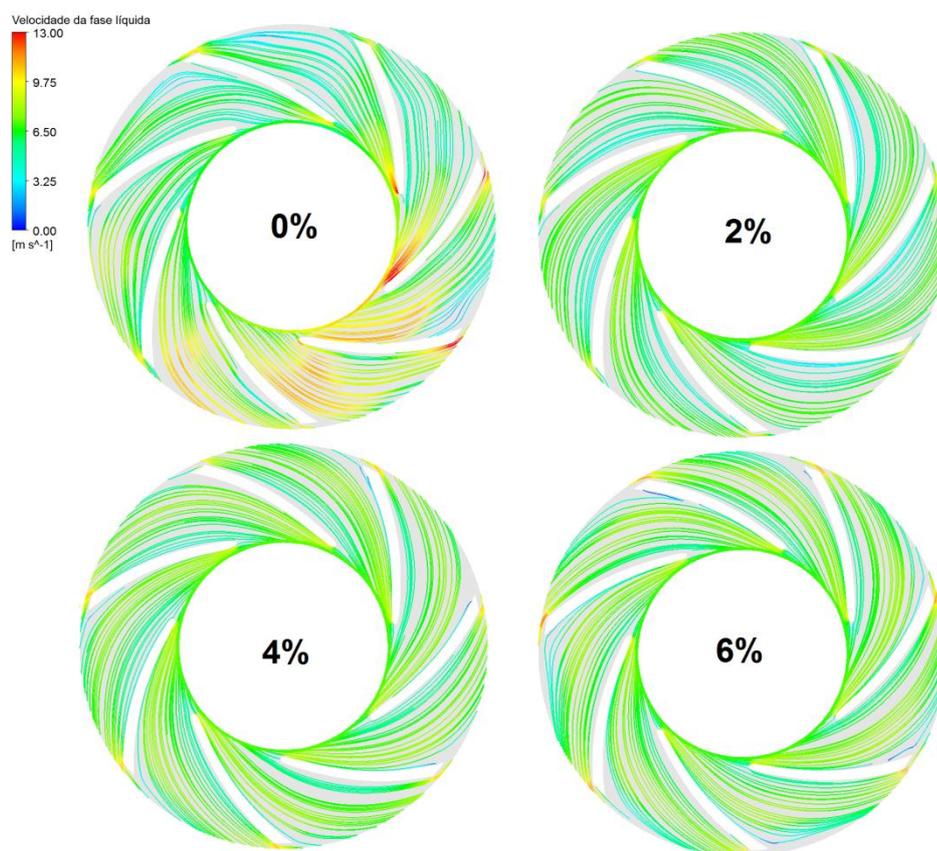


Figura 38 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás nas linhas de corrente para BEP e $N=2400$ rpm

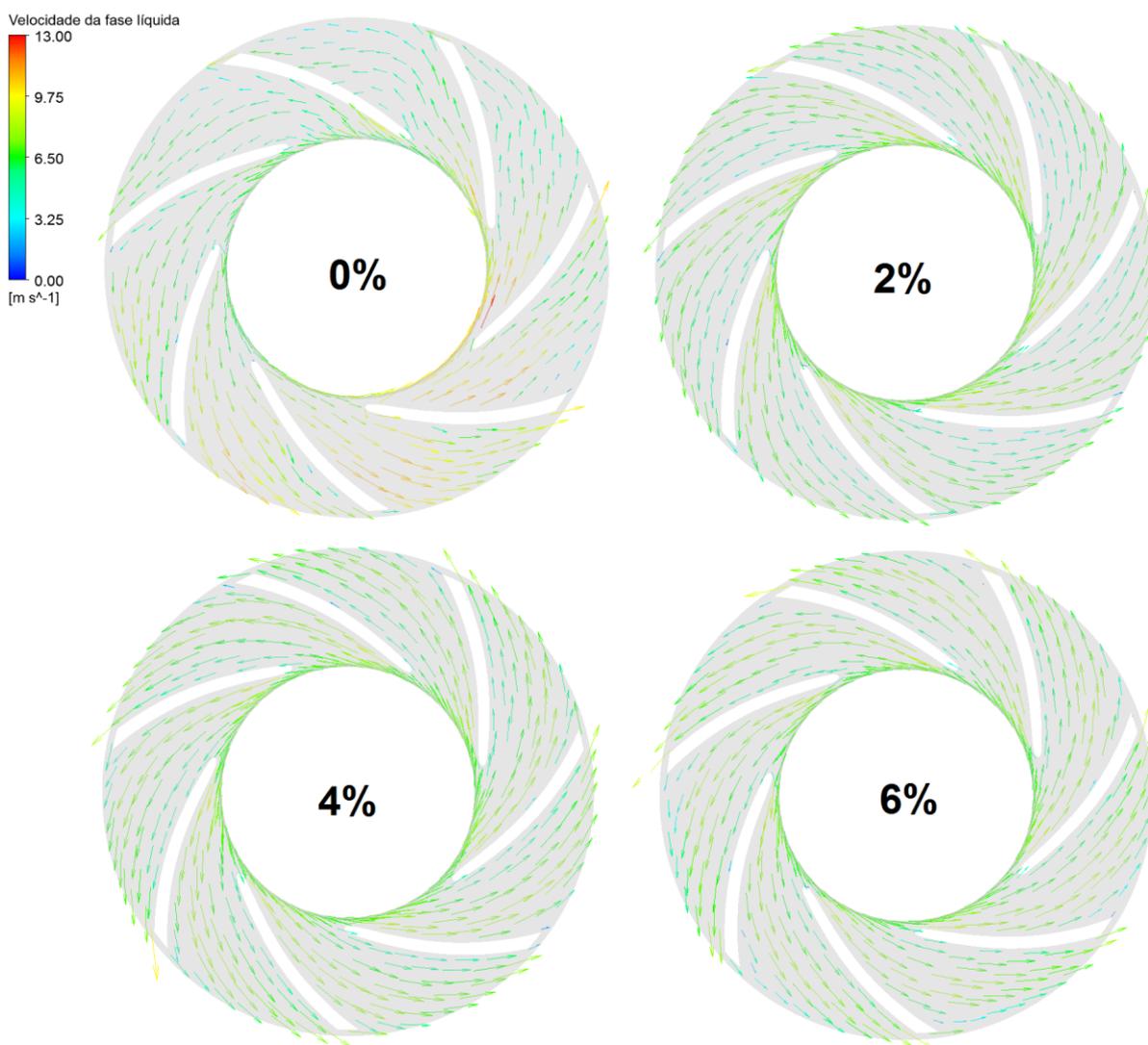


Figura 39 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás no campo de velocidades para BEP e $N=2400$ rpm

4.3.3 Campos de Pressão

Os efeitos nos campos de pressão da velocidade rotacional e vazão podem ser verificados nas curvas de desempenho na seção anterior. Observa-se que uma maior velocidade de rotação leva a um maior incremento de pressão, exatamente como no caso de escoamento monofásico. Na figura 40 são apresentados campos de pressão em um plano médio no rotor e em uma visualização tridimensional para todo o estágio (tubos de entrada e saída, rotor e difusor). Para todos os casos foi mantida constante a velocidade de rotação e utilizada uma vazão da mistura próxima ao BEP.

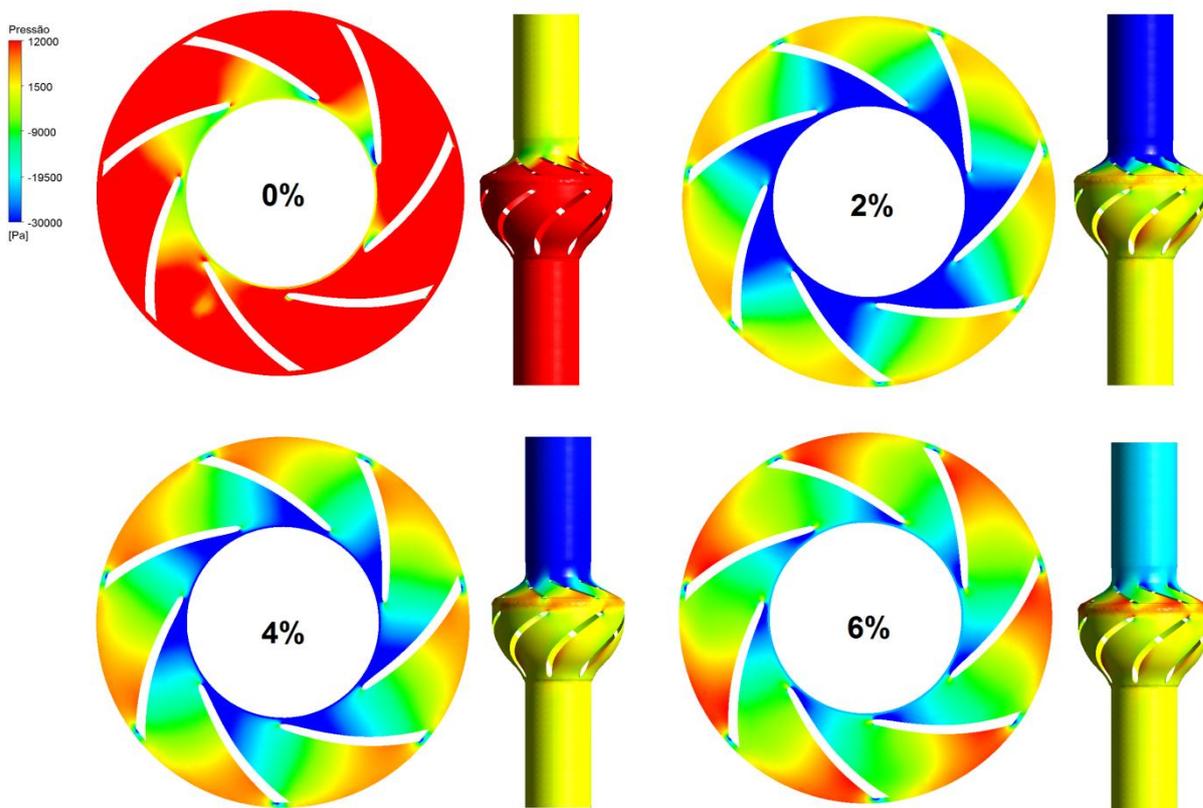


Figura 40 - Influência da variação da Fração Volumétrica de Gás no campo de pressões para BEP e N=2400 rpm

Pode ser verificado que para o caso de escoamento bifásico, uma menor quantidade de gás causa um maior incremento de pressão. Dentro do rotor é onde ocorre a maior parte do aumento de pressão, sendo que o difusor tem seu papel na BCS mais relacionado ao direcionamento de fluxo do que ao ganho de pressão.

Os resultados apresentados nesta seção mostram então como a fase gasosa afeta o escoamento em uma BCS. Verifica-se que o principal efeito é no aumento de pressão fornecido pelo estágio.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado um estudo numérico do escoamento bifásico utilizando água e ar em uma bomba centrífuga submersa. Foram realizadas simulações numéricas utilizando o programa ANSYS-CFX, onde foram variadas velocidade de rotação da bomba, fração volumétrica de gás e vazão volumétrica da mistura. Foram então levantadas curvas de desempenho e eficiência, e campos de pressão, concentração de gás, velocidades e linhas de corrente.

Foi observado que o gás degrada significativamente o desempenho da bomba. Tanto o incremento de pressão fornecido pela bomba quanto a eficiência da mesma diminuíram de forma relevante quando alguma quantidade de gás estava presente. Observou-se que o ponto de máxima eficiência recuou com o aumento da presença de gás, indicando uma redução na faixa operacional da BCS. Verificou-se também que a fase gasosa pouco influencia a direção e velocidade do escoamento da fase líquida, que se comporta praticamente da mesma forma que para o caso de escoamento monofásico, padrão esse muito provavelmente relacionado às baixas frações de gás estudadas. Não foi possível verificar os fenômenos de *surging* e bloqueio por gás. Possivelmente maiores quantidades de gás retratariam tais fenômenos.

Dada a pronunciada variação no desempenho da bomba mesmo para quantidades pequenas de gás, nota-se que é importante controlar esse fator em operações reais. Variações mesmo que pequenas na quantidade da fase gasosa podem provocar restrições significativas na operação de uma BCS. Este trabalho demonstra a importância de se entender o efeito do gás no escoamento em uma bomba centrífuga.

Apesar de não ser possível realizar comparações quantitativas, as comparações qualitativas com trabalhos da literatura validam os resultados aqui obtidos. Para trabalhos futuros recomenda-se uma maior variação na faixa de frações volumétricas de gás abordadas, tentando dessa forma conseguir observar o *surging* e o bloqueio por gás. Para comparação com trabalhos da literatura é interessante conseguir utilizar como entrada os mesmos parâmetros utilizados em trabalhos experimentais, fato que não foi possível de ser realizado neste trabalho.

REFERÊNCIAS

AMARAL, Gilmar D. L. **Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos**. 2007. 260f. Tese (Mestrado em Ciências e Engenharia do Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.

ANSYS. **Ansys CFX Theory Guide**, 2006. Disponível em: <<http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS%5FCFX/help/Theory/index.htm>> Acesso em: 18 mar. 2013.

CIRILO, Roberto. **Air-Water Flow Through Electric Submersible Pumps**. 1998. 144f. Tese (Mestrado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 1998.

BARRIOS, Lissett J. **Visualization and Modeling of Multiphase Performance Inside an Electrical Submersible Pump**. 2007. 267f. Tese (Doutorado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 2007.

DENIPOTE, Juan P. G. M. **Simulação Numérica do Escoamento em Bomba Centrífuga Submersa**. 2010. 189f. Monografia (Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) - Curso de Graduação em Engenharia Industrial Mecânica, Universidade Federal Tecnológica do Paraná. Curitiba, 2010.

DURAN, Javier. **Pressure Effects on ESP Stages Air-Water Performance**. 2003. 171f. Tese (Mestrado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 2003.

GAMBOA, Jose. **Prediction of the Transition in Two-Phase Performance of an Electrical Submersible Pump Visualization**. 2008. 286f. Tese (Doutorado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 2008.

LEA, James F. e BEARDEN, J. L. Effect of Gaseous Fluids on Submersible Pump Performance. **Journal of Petroleum Technology**. v.34, n.12, p. 2922-2930, dez. 1982.

LEA, James F. e MOKHATAB, Saeid. Considerations on Electric Submersible Pumps Technology. **Pumps and Systems**. Birmingham, EUA, p. 70-80, fev. 2008.

MONTE VERDE, William. **Estudo Experimental de Bombas de BCS Operando com Escoamento Bifásico Líquido Gás**. 2011. 153f. Tese (Mestrado em Ciências e Engenharia do Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

MURAKAMI, Mitsukiyo and MINEMURA, Kiyoshi. Effects of Entrained Air on the Performance of Centrifugal Pumps (2nd Report, Effects of number of Blades). **Bulleting of the JSME**. Japão, v.17, n.110, p.1047-1055, ago. 1974a. Disponível em: <http://ci.nii.ac.jp/els/110002360371.pdf?id=ART0002637910&type=pdf&lang=en&host=cinii&order_no=&ppv_type=0&lang_sw=&no=1336508115&cp=>> Acesso em: 10 mar. 2012

MURAKAMI, Mitsukiyo and MINEMURA, Kiyoshi. Effects of Entrained Air on the Performance of Centrifugal Pumps (2nd Report, Effects of number of Blades). **Bulleting of the JSME**. Japão, v.17, n.112, p.1286-1295, out. 1974b. Disponível em: <http://ci.nii.ac.jp/els/110002360400.pdf?id=ART0002638196&type=pdf&lang=en&host=cinii&order_no=&ppv_type=0&lang_sw=&no=1336508002&cp=>> Acesso em: 10 mar. 2012

PALADINO, E. E. **Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial**. 2005. 220f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

PETROBRAS. **Relações com o investidor - Destaques operacionais**, 2011. Disponível em: <<http://www.investidorpetrobras.com.br/pt/destaques-operacionais/producao/producao-mensal-de-oleo-e-gas-natural-brasil-e-internacional/producao-mensal-de-oleo-e-gas-natural-brasil-e-internacional.htm>> Acesso em: 02 fev. 2012.

PRADO, Maurício G. **Electrical Submersible Pumping - Course**, Rio de Janeiro, 2007.

RODRIGUES, Rui F. P. **Experimental Investigation of Two-phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages**. 2001. 220f. Tese (Mestrado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 2001.

TAKACS, Gabor. **Electrical Submersible Pump Manual**, 1 ed. Massachusetts, EUA: Elsevier, 2009.

THOMAS, José E. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**, 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2001.

VERSTEEG, H. K. MALALASEKERA, W. **An introduction to Computational Fluid Dynamics**, 1 ed. Malásia: Pearson Prentice Hall, 1995.

WINKS, R. W. e PARKS, C. E. **One-third scale air-water pump program test program and pump performance**. 1977. 196f. Relatório Técnico - Babcock and Wilcox Co., Lynchburg, EUA, 1977.

ZAPATA, Luis C. **Rotational Speed Effects on ESP Two-Phase Performance**. 2003. 219f. Tese (Mestrado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 2003.

APÊNDICE A - DADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Tabela 5 - Dados para escoamento monofásico 1200 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
21,67	8,7	68,6
19,39	10,4	74,7
16,76	11,6	77,4
13,39	13,2	76,0
10,26	12,6	63,6
8,61	12,4	55,6
5,86	13,7	44,2
2,71	13,8	27,1

Tabela 6 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=2\%$ e 1200 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
20,58	8,1	61,1
18,26	10,0	68,1
16,68	11,0	70,5
13,33	12,0	68,1
10,02	11,7	58,3
7,90	12,0	52,3
4,89	13,7	39,1
2,59	13,0	22,4

Tabela 7 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=4\%$ e 1200 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
19,90	7,4	55,7
17,86	8,8	61,0
15,95	9,7	62,9
12,17	9,1	55,1
9,42	7,7	42,9
6,50	6,2	29,4
3,44	10,6	23,8
1,99	12,3	16,2

Tabela 8 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=6\%$ e 1200 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
19,08	6,2	47,6
17,10	7,2	52,0
15,30	7,9	53,8
12,07	7,6	48,6
9,55	6,5	38,7
6,94	5,3	28,5
4,77	5,2	22,2
2,84	9,8	19,0

Tabela 9 - Dados para escoamento monofásico e 1800 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
30,33	21,9	78,8
24,54	27,9	79,5
18,09	29,8	72,1
12,17	28,0	55,5
8,95	30,7	45,7
6,00	32,1	32,8
3,28	30,3	24,7
0,69	28,2	7,1

Tabela 10 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=2\%$ e 1800 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
32,66	12,7	48,8
28,71	19,6	63,5
21,65	26,1	68,3
18,61	25,5	63,1
12,83	21,6	47,0
7,86	20,9	32,2
4,80	28,1	26,2
2,94	27,0	20,6

Tabela 11 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=4\%$ e 1800 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
32,01	10,9	41,8
26,84	18,1	57,6
21,84	20,7	59,3
16,85	18,0	48,7
11,93	15,1	35,6
7,04	12,5	20,9
4,02	25,5	21,4
2,58	25,3	18,0

Tabela 12 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=6\%$ e 1800 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
31,18	9,0	34,5
26,20	13,5	45,8
21,69	15,7	48,8
18,50	15,4	44,9
13,76	13,6	35,3
9,83	10,1	23,8
6,59	8,7	17,0
3,94	20,4	17,6

Tabela 13 - Dados para escoamento monofásico e 2400 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
44,40	29,8	77,5
36,45	45,3	83,2
27,18	53,3	77,4
20,72	52,4	67,2
15,19	50,2	53,2
6,57	55,8	30,5
3,38	52,8	20,0
0,72	49,6	5,8

Tabela 14 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=2\%$ e 2400 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
42,63	24,3	51,7
35,59	41,0	68,7
30,37	45,9	69,4
24,92	45,3	63,1
20,03	39,7	55,5
16,90	33,6	45,3
13,37	30,4	34,3
7,75	43,7	28,8

Tabela 15 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=4\%$ e 2400 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
42,56	18,8	41,2
34,58	31,1	57,4
29,25	34,7	56,5
24,46	32,0	49,5
17,89	29,0	41,7
10,18	17,9	22,8
7,40	25,9	18,7
4,92	43,0	22,1

Tabela 16 - Dados para escoamento bifásico $\lambda=6\%$ e 2400 rpm

Vazão Volumétrica (m ³ /h)	Incremento de Pressão (kPa)	Eficiência (%)
40,62	15,8	33,9
32,59	24,0	44,9
27,02	25,8	45,3
21,19	23,0	36,6
14,50	20,2	28,3
9,01	14,0	16,0
6,01	22,2	13,1
3,36	37,4	11,3