

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE MATERIAIS  
NÚCLEO DE ESCOAMENTO MULTIFÁSICO

JHOAN MIGUEL CUBAS CUBAS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO BIFÁSICO AR-ÁGUA  
EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL**

DISSERTAÇÃO

CURITIBA

2017

JHOAN MIGUEL CUBAS CUBAS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO BIFÁSICO AR-ÁGUA  
EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL**

Dissertação de Mestrado apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Área de Concentração em Engenharia Térmica, do Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação, do Campus de Curitiba-CT, UTFPR.

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

Co-orientadores: Prof. Moises Alves Marcelino Neto, Dr.

Dalton Bertoldi, Dr.

CURITIBA

2017

---

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação**

---

C962e Cubas, Jhoan Miguel Cubas  
2017 Estudo experimental do escoamento bifásico ar-água  
em uma bomba centrífuga radial / Jhoan Miguel Cubas  
Cubas.-- 2017.  
151 f.: il.; 30 cm.

Texto em português, com resumo em inglês.  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Tecnológica  
Federal do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica e de Materiais, Curitiba, 2017.  
Bibliografia: p. 120-122.

1. Engenharia mecânica - Dissertações. 2. Engenharia  
térmica. 3. Bombas centrífugas. 4. Escoamento bifásico.  
5. Desempenho. 6. Visualização. 7. Malha de eletrodos.  
8. Indústria petrolífera. 9. Visualização. I. Melgarejo  
Morales, Rigoberto Eleazar. II. Marcelino Neto, Moisés  
A.. III. Bertoldi, Dalton. IV. Universidade Tecnológica  
Federal do Paraná - Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica e de Materiais. V. Título.

CDD: Ed. 22 -- 620.1

**TERMO DE APROVAÇÃO**

JHOAN MIGUEL CUBAS CUBAS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO BIFÁSICO AR-ÁGUA EM UMA  
BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL**

Esta Dissertação foi julgada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Engenharia de Ciências Térmicas, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais.

---

Prof. Paulo César Borges, Dr.  
Coordenador do Programa

**Banca Examinadora**

---

Prof. Rigoberto E.M. Morales, Dr.  
PPGEM/UTFPR

---

Prof. Paulo H. Dias dos Santos, Dr.  
PPGEM/UTFPR

---

Eng. Valdir Estevam, Dr.  
E&P-ENGP/PETROBRAS

Curitiba, 05 de julho de 2017

A minha amada família, por sempre me dar a coragem e a força nos momentos difíceis de minha vida.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pelas oportunidades que me foram dadas na vida e por ter-me permitido chegar até aqui.

A os meus Pais e Tios, por acreditar em mim e sempre ter me apoiado em todos os meus projetos, por sempre ser meu porto seguro, lugar de incentivo, conforto e carinho. Aos meus irmãos e primos.

Ao meu orientador, Professor Rigoberto, pela oportunidade e confiança em mim para a elaboração do presente trabalho. Aos meus co-orientadores, Dalton e Moisés pelo apoio durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Henrique Stel, pela paciência, pelas explicações, pelo suporte imensurável durante o desenvolvimento deste trabalho e os bons momentos de discussão do fenômeno que com certeza acrescentaram muito os conteúdos deste trabalho.

Ao professor Fábio Schneider e Reinaldo Justiniano, por toda a ajuda e o grande tempo dedicado durante a instalação e aprimoramento da bancada experimental.

Aos meus colegas e amigos do NUEM, em especial ao Edgar Ofuchi e Rafael Alves pela colaboração direta no desenvolvimento do presente trabalho, pelas dicas e valiosas sugestões em vários pontos-chaves do conteúdo deste trabalho. Também agradeço ao Fernando Castillo, Luis Marcos, Felipe Ancajima, Renzo Sabino, Hans Maldonado, Holmes, Vinícius Almeida, Rômulo Rodrigues, Ernani Kopp, Eduardo Nunes dos Santos e a todo o pessoal do NUEM, pelos momentos de diversão, pelas risadas e por tornar mais agradável a minha estadia em Curitiba.

Finalmente à UTFPR, NUEM e Petrobras pelo apoio financeiro e incentivo à pesquisa.

*“Multiphase flow is a bigger problem for any person to solve. We have to do what hyenas do, Attack the problem as a pack from all sides. Sharing data is the key”*

Professor, Barry Azzopardi

## RESUMO

CUBAS CUBAS, Jhoan Miguel. *Estudo Experimental do escoamento Bifásico Ar-Água em uma Bomba Centrífuga Radial*. Dissertação de Mestrado, Núcleo de Escoamento Multifásico, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

**Resumo.** Ao longo dos últimos anos a utilização de bombas centrífugas submersas (BCS) se tornou o segundo método de elevação artificial mais usado na indústria petrolífera. Como a produção típica dos poços petrolíferos submarinos consiste em misturas contendo óleo e gás, as bombas centrífugas estão sujeitas a operar com escoamento bifásico. A presença de gás livre no escoamento provoca instabilidades e degradação da curva de ganho de pressão da bomba. Essa degradação se torna muito grande quando ocorre o fenômeno de *surging*. Este fenômeno é caracterizado por um grande acúmulo de gás nos canais do rotor, sendo seu início identificado como um ponto na curva de ganho de pressão a partir do qual o desempenho cai de forma abrupta com a diminuição da vazão do líquido. Dependendo da fração de gás na entrada da bomba, pode ocorrer o bloqueio dos canais do rotor, fenômeno conhecido como *gas locking*, fazendo com que a vazão de líquido e o incremento de pressão sejam praticamente nulos. Portanto, é fundamental o conhecimento das condições operacionais e padrões de escoamento ligados à ocorrência de *surging* para uma operação adequada da bomba. Nesse cenário, o presente trabalho tem por objetivo avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga operando com escoamento bifásico ar-água. Para esse fim, foram levantadas as curvas de ganho de pressão de uma bomba centrífuga convencional de dois estágios com rotores de tipo radial. Os testes foram feitos utilizando água e ar como fluidos de trabalho, com frações volumétricas de gás entre 0 e 10%, velocidades de rotação entre 300 e 600 rpm, com vazões de água entre 0,2 e 1,5 vezes o ponto de máxima eficiência e uma pressão de sucção de 160 kPa. Ao mesmo tempo, foram identificados os diferentes padrões de escoamento dentro do rotor em diferentes condições operacionais. Para construção da bancada, a carcaça da bomba e o rotor original de seu primeiro estágio foram substituídos por outros de material transparente, o que permitiu fotografar a distribuição de gás na bomba com a ajuda de uma câmera de alta velocidade. Além de se utilizar o modelo homogêneo (não deslizamento) como referência para calcular a fração de vazão de entrada em cada teste, um sensor de malha de eletrodos (*wire mesh*) foi instalado na sucção da bomba com o objetivo de medir frações de vazão reais, que posteriormente foram comparadas com os resultados do modelo homogêneo e o de deslizamento (*drift flux*). As imagens obtidas foram associadas às instabilidades observadas nas curvas de desempenho da bomba, como forma de se compreender os fenômenos relacionados à queda de desempenho em operação com escoamento bifásico, em especial nas condições de *surging*. Esse procedimento, associado à medida da fração de vazão real na entrada da bomba, não apenas contribui com o entendimento do escoamento bifásico líquido-gás em bombas, como também oferece uma fonte interessante de dados de entrada e de validação de modelos teóricos e numéricos para outros trabalhos.

**Palavras-chave:** Bomba centrífuga submersas, escoamento bifásico, desempenho, visualização, sensor de malha de eletrodos.



## ABSTRACT

CUBAS CUBAS, Jhoan Miguel. *Experimental Study of Two-phase Flow Air-Water in a Radial Centrifugal Pump*. Master's Thesis, Multiphase Flow Research Center, Federal University of Technology – Paraná, Curitiba, Brazil, 2017.

**Abstract.** Over the last years the use of electric submersible centrifugal pumps (ESPs) has become the second most widely used artificial elevation method in the oil industry. As the typical production of submarine oil wells consists of mixtures containing oil and gas, the centrifugal pumps are subjected to operate with two-phase flow. The presence of free gas in the flow causes instabilities and degradation of the pump pressure-rise curve. This degradation becomes severe when the *surging* phenomenon occurs, which is characterized by large gas accumulations inside the impeller, with its initiation identified as the point in the pressure-rise curve from which the performance falls abruptly with the decrease of the liquid flow rate. Depending on the intake gas fraction, the rotor channels can be completely blocked (*gas locking*), causing the liquid flow rate and the pressure-rise to be almost null. Therefore, knowledge of operating conditions and flow patterns linked to the occurrence of surging for proper pump operation is critical. In this scenario, the present work aims to evaluate the performance of a centrifugal pump operating with two-phase air-water flow. To this end, the pressure-rise curves of a conventional two-stage centrifugal pump with radial rotors were measured. The tests were done using water and air as working fluids, with volumetric gas fractions between 0 and 10%, rotational speeds between 300 and 600 rpm, water flow rates between 0.2 and 1.5 times the best efficiency point and a suction pressure of 160 kPa. At the same time, different flow patterns were identified inside the rotor under different operating conditions. For this purpose, the pump casing and the original rotor of its first stage were replaced by equivalent transparent pieces, which allowed photographing the gas distribution inside the pump with the help of a high-speed camera. In addition to using the homogeneous (non-slip) model as a reference to calculate the inlet gas volume fraction in each test, a wire mesh sensor was installed in the intake pipe in order to measure the actual void fractions, which were later compared with the results from the homogeneous and the drift flux models. The images obtained were associated with the instabilities observed in the performance curves of the pump, as a way to understand the phenomena related to the performance degradation in two-phase flow operation, especially under surging conditions. This procedure, together with the measurement of the actual gas volume fractions in the pump intake, not just contributes to the understanding of gas-liquid flows in pumps, but also provides an interesting source of data for input and validation of theoretical and numerical models for other investigations.

**Keywords:** Electric submersible pumps, two-phase flow, performance, visualization, wire mesh sensor.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Ilustrações de: a) sistema BCS de múltiplos estágios, b) estágio individual.....	19
Figura 1.2 – Típicas curvas de desempenho de uma bomba centrífuga.....	20
Figura 1.3 – Resultados experimentais típicos do desempenho de uma bomba centrífuga .....	21
Figura 2.1 – Curvas de desempenho da bomba em função coeficiente de vazão, para diferentes razões de vazão de gás e líquido.....	26
Figura 2.2 – Vazão relativa máxima de gás $(q_s/Q)_{\text{máx}}$ na qual a bomba opera positivamente, em diferentes rotações.....	27
Figura 2.3 – Dimensões dos rotores de 3, 5 e 7 pás.....	27
Figura 2.4 – Comparação do desempenho das bombas $P_3$ , $P_5$ e $P_7$ .....	28
Figura 2.5 – Resultados da Correlação de gás livre aceitável para BCS.....	30
Figura 2.6 – Desempenho de uma bomba de fluxo misto, em função da vazão de líquido, para diferentes frações de gás.....	31
Figura 2.7 – Incremento da pressão ao longo de cada um dos estágios em função da vazão do líquido, para uma vazão de ar constante.....	32
Figura 2.8 - Fronteiras delimitadas pelo indicador de <i>surging</i> , $I_s$ , em função da fração de líquido.....	33
Figura 2.9 – Incremento da pressão em função da fração de gás, para diferentes rotações.....	35
Figura 2.10 – Mapa de desempenho de uma bomba com escoamento bifásico.....	37
Figura 2.11 – Efeito da pressão de sucção no desempenho da bomba.....	37
Figura 2.12 – Esquematização do acúmulo de gás na entrada do rotor.....	39
Figura 2.13 – Padrões de escoamento nos canais do rotor perto do bloqueio de gás.....	39
Figura 2.14 – Pontos de mudança dos padrões de escoamento em função de $q_s/Q$ : a) rotor com três pás, b) rotor com sete pás.....	40
Figura 2.15 – Comportamento das bolhas dentro do rotor.....	41
Figura 2.16 – Desempenho da bomba em 600 rpm e $4,25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$ de ar.....	42

Figura 2.17 – Imagens do comportamento do ar no rotor nas condições FS1 e FS2. ....	43
Figura 2.18 - Imagens do comportamento do ar no rotor nas condições FS3 até FS8. ....	44
Figura 2.19 – Esquema do arranjo para injeção de gás. ....	45
Figura 2.20 – Representação dos padrões de escoamento no rotor em função do incremento de pressão versus a fração de gás. ....	46
Figura 2.21 – Imagens dos padrões de escoamento no canal do rotor. ....	47
Figura 2.22 – Padrões de escoamento no canal do rotor: a) bolhas dispersas, b) acúmulo de bolhas, água - ar, c) acúmulo de bolhas, óleo – ar. ....	48
Figura 2.23 – Padrões de bolsão de gás: a) mistura água – ar, b) mistura óleo – ar. ....	48
Figura 2.24 – Padrões de escoamento no canal do rotor: a) gás segregado, água – ar, b) gás segregado, óleo - ar, c) gás intermitente, óleo – ar. ....	49
Figura 2.25 – Trajetórias típicas das bolhas no canal do rotor. ....	50
Figura 2.26 – Padrões de escoamento nos canais do rotor: a) <i>bubble flow</i> , b) <i>agglomerated bubble flow</i> , c) <i>gas pocket flow</i> , d) <i>segregated flow</i> . ....	52
Figura 3.1 – Esquema do circuito experimental. ....	57
Figura 3.2 – Vista geral da seção de testes. ....	59
Figura 3.3 – Bomba teste: a) imagem, b) esquema de corte longitudinal. ....	60
Figura 3.4 – Componentes transparentes: a) carcaça, b) rotor do primeiro estágio. ....	61
Figura 3.5 – Configuração de injeção de ar. ....	62
Figura 3.6 – Sensor <i>wire mesh</i> : a) vista da acima, b) vista do embaixo. ....	63
Figura 3.7 – a) imagem da configuração do <i>wire mesh</i> , b) esquema da configuração do <i>wire mesh</i> . ....	64
Figura 3.8 – Série temporal e PDF da fração de vazio para bolhas dispersas. ....	65
Figura 3.9 – Imagens: a) montagem conjunto de visualização, b) janela de visualização. ....	67
Figura 3.10 – Curva da bomba teste fornecida pelo fabricante. ....	73
Figura 4.1 – Análise de repetitividade para as curvas de ganho de pressão no rotor e no difusor do primeiro estágio, para diferentes velocidades de rotação. ....	77

Figura 4.2 – Resultados da análise de similaridade: a) desempenho global da bomba, b) desempenho do rotor e difusor	79
Figura 4.3 – Curvas de altura de elevação estática sob escoamento bifásico para o rotor do primeiro estágio, o difusor do primeiro estágio e o global da bomba, para diferentes velocidades de rotação, através da metodologia de vazão mássica de ar constante.....	81
Figura 4.4 – Curvas de desempenho sob escoamento bifásico do rotor, do difusor e global da bomba, para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h. ....	82
Figura 4.5 – Características geométricas do rotor e difusor do primeiro estágio da bomba teste.....	83
Figura 4.6 - Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor (EE1 até EE4 na Figura 4.4), para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h. ....	84
Figura 4.7 - Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor (EE5 até EE8 na Figura 4.4), para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h. ....	86
Figura 4.8 – Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor (EE9 até EE12 da Figura 4.4), para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h. ....	90
Figura 4.9 – Padrões de escoamento bifásico identificados no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba: a) escoamento em bolhas, b) aglomeração de bolhas, c) bolsão de gás, d) escoamento anular.....	93
Figura 4.10 – Esquema do escoamento anular no canal do rotor: a) vista longitudinal, b) vista transversal.....	96
Figura 4.11 – Resumo das estruturas de escoamento visualizadas no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba teste, para uma rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.....	97
Figura 4.12 – Frações de vazio medidas com o sensor <i>wire mesh</i> (metodologia de fração de vazio constante).....	99

Figura 4.13 – Comparação dos valores de fração de vazio do sensor <i>wire mesh</i> com os dos modelos homogêneo e <i>drift flux</i> : a) fração de vazio constante, b) vazão mássica constante .....	101
Figura 4.14 - Curvas de desempenho da bomba teste para diferentes frações de vazio e velocidades de rotação, para a metodologia de fração de vazio constante.....	103
Figura 4.15 – Influência da diminuição da fração de vazio real no desempenho da bomba e nos padrões de escoamento no rotor e difusor.....	105
Figura 4.16 – Influência da velocidade de rotação no desempenho da bomba, para diferentes frações de vazio ( $\lambda$ ).....	108
Figura 4.17 – Imagens do tamanho de bolhas, para a mesma vazão normalizada de líquido de 1,5, a mesma $\lambda=2\%$ e com diferentes rotações.....	110
Figura 4.18 – Imagens dos padrões de escoamento, para a mesma vazão normalizada de líquido de 0,5, a mesma $\lambda=2\%$ , e com diferentes rotações.....	112
Figura 4.19 – Imagens do formato do bolsão de gás nos pontos do início do <i>surging</i> , para uma $\lambda=6\%$ e diferentes velocidades de rotação.....	114

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1 – Descrição dos equipamentos principais do circuito experimental .....	58
Tabela 3-2 – Características geométricas dos componentes da bomba teste .....	60
Tabela 3-3 – Variáveis principais medidas pelo sistema de aquisição de dados.....	68
Tabela 3-4 – Parâmetros operacionais de partida - testes monofásicos .....	74
Tabela 3-5 – Grade de testes bifásico com fração de vazão constante .....	75
Tabela 3-6 - Grade de testes bifásico com vazão mássica de ar constante.....	75
Tabela A-1 - Quadro resumo da análise de visualização do comportamento das fases no rotor e no difusor .....	123
Tabela B-1 - Incertezas relativas dos instrumentos utilizados .....	134
Tabela B-2 - Incertezas relativas das variáveis experimentais calculadas .....	136
Tabela I-1 – Testes de desempenho monofásico, $\omega = 100$ rpm. ....	137
Tabela I-2 – Testes de desempenho monofásico, $\omega = 200$ rpm. ....	137
Tabela I-3 – Testes de desempenho monofásico, $\omega = 300$ rpm. ....	137
Tabela I-4 – Testes de desempenho monofásico, $\omega = 400$ rpm. ....	138
Tabela I-5 – Testes de desempenho monofásico, $\omega = 500$ rpm. ....	138
Tabela I-6 – Testes de desempenho monofásico, $\omega = 600$ rpm. ....	138
Tabela I-7 – Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 300$ rpm e $\dot{m}_g = 0,63$ kg/h .....	139
Tabela I-8 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 400$ rpm e $\dot{m}_g = 1,11$ kg/h	139
Tabela I-9 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 500$ rpm e $\dot{m}_g = 1,40$ kg/h	140
Tabela I-10 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 600$ rpm e $\dot{m}_g = 1,51$ kg/h .....	140
Tabela I-11 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 300$ rpm e $\lambda = 2\%$ .....	141
Tabela I-12 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 300$ rpm e $\lambda = 3\%$ .....	141

Tabela I-13 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 300$ rpm e $\lambda = 4\%$ .....	142
Tabela I-14 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 300$ rpm e $\lambda = 5\%$ .....	142
Tabela I-15 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 300$ rpm e $\lambda = 6\%$ .....	143
Tabela I-16 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 400$ rpm e $\lambda = 2\%$ .....	143
Tabela I-17 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 400$ rpm e $\lambda = 3\%$ .....	144
Tabela I-18 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 400$ rpm e $\lambda = 4\%$ .....	144
Tabela I-19 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 400$ rpm e $\lambda = 6\%$ .....	145
Tabela I-20 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 400$ rpm e $\lambda = 8\%$ .....	145
Tabela I-21 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 500$ rpm e $\lambda = 2\%$ .....	146
Tabela I-22 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 500$ rpm e $\lambda = 4\%$ .....	146
Tabela I-23 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 500$ rpm e $\lambda = 6\%$ .....	147
Tabela I-24 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 500$ rpm e $\lambda = 8\%$ .....	147
Tabela I-25 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 500$ rpm e $\lambda = 10\%$ .....	148
Tabela I-26 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 600$ rpm e $\lambda = 2\%$ .....	148
Tabela I-27 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 600$ rpm e $\lambda = 4\%$ .....	149
Tabela I-28 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 600$ rpm e $\lambda = 6\%$ .....	149
Tabela I-29 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 600$ rpm e $\lambda = 8\%$ .....	150
Tabela I-30 - Testes de desempenho bifásico, $P_{suc.} = 160$ kPa, $\omega = 600$ rpm e $\lambda = 10\%$ .....	150

## LISTA DE SÍMBOLOS

Letras	Descrição	Unidade
$A$	Área da seção transversal	$[m^2]$
$H$	Altura de elevação	$[m.c.a]$
$\alpha$	Fração de vazio	$[-]$
$b$	Altura do canal da bomba	$[mm]$
$\beta$	Angulo de entrada ou de saída do rotor	$[graus]$
$C_D$	Coefficiente de arrastro	$[-]$
$d_b$	Diâmetro médio da bolha	$[m]$
$F_{rw}$	Número de Froude centrífugo	$[-]$
$g$	Aceleração da gravidade	$[ms^{-2}]$
$\phi$	Coefficiente de vazão ou fluxo	$[-]$
$\psi$	Coefficiente de carga ou altura	$[-]$
$\omega$	Velocidade de rotação	$[rpm]$
$\lambda$	Fração de vazio sem deslizamento	$[%]$
$\xi$	Coefficiente de potência	$[-]$
$\eta$	Eficiência	$[-]$
$I_s$	Indicador de <i>surging</i>	$[-]$
$P_{abs}$	Pressão absoluta	$[Pa]$
$P_{dif}$	Pressão diferencial	$[Pa]$
$\rho$	Massa específica	$[kg.m^{-3}]$
$Q$	Vazão de líquido	$[m^3.s^{-1}]$
$q_s$	Vazão de gás	$[m^3.s^{-1}]$
$Q_{L,max}$	Vazão máxima da operação da bomba	$[m^3.s^{-1}]$
$r$	Raio médio do rotor	$[m]$
$T_{eixo}$	Torque no eixo	$[Nm]$
$\nu$	Viscosidade cinemática	$[m^2.s^{-1}]$
$\forall$	Volume	$[m^3]$



**Subscritos**

0	Condição monofásica
1	Entrada
2	Saída
<i>b</i>	Bolha
<i>df</i>	Diferencial
<i>e</i>	Entrada do rotor
<i>s</i>	Sucção
<i>g</i>	Gás
<i>L, l</i>	Líquido
<i>BEP, M</i>	BEP monofásico

**Siglas**

BCS	Bomba Centrífuga Submersa
BEP	Ponto de melhor eficiência ( <i>Best Efficiency Point</i> )
EE	Estrutura do escoamento
FVDF	Fração de vazio – <i>Drift flux</i>
FVH	Fração de vazio homogênea
FS	Estrutura do fluido ( <i>Flow structure</i> )
NUEM	Núcleo de Escoamentos Multifásico
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
WMS	<i>Wire Mesh</i> (Sensor de malha de eletrodos)

## SUMÁRIO

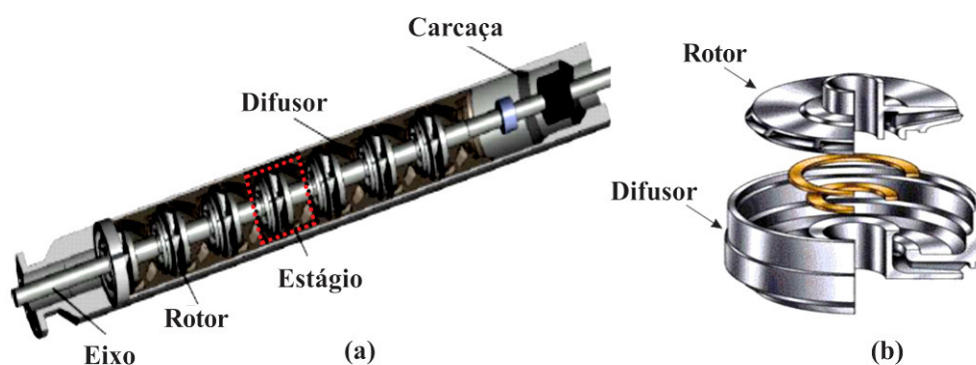
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS	xv
1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Objetivos	22
1.2 Justificativa	22
1.3 Estrutura do trabalho	23
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1 Desempenho de bombas centrífugas operando com escoamento bifásico	25
2.2 Visualização de padrões de escoamento em bombas centrífugas	38
2.3 Comentários Finais	54
3 DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL	56
3.1 Circuito experimental	56
3.1.1 Seção de testes	58
3.1.2 Linha de injeção de ar	61
3.1.3 Sensor de malha de eletrodos (WMS)	63
3.1.4 Visualização do escoamento bifásico no rotor	65
3.1.5 Sistema de aquisição e supervisão de dados	67
3.2 Procedimentos experimentais	68
3.2.1 Procedimento para escoamento monofásico	68
3.2.2 Procedimento para escoamento bifásico	69
3.3 Grade de testes experimentais	72
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
4.1 Resultados dos testes com escoamento monofásico	76
4.2 Resultados dos testes com escoamento bifásico	79
4.2.1 Influência da distribuição das fases no desempenho da bomba	80
4.2.2 Medição da fração de vazio na entrada da bomba	98
4.2.3 Influência da fração de vazio no desempenho da bomba	102
4.2.4 Influência da velocidade de rotação no desempenho da bomba	107
5 CONCLUSÕES	116
5.1 Sugestões para trabalhos futuros	119
6 REFERÊNCIAS	120
APÊNDICE A – RESUMO DA ANÁLISE DE VISUALIZAÇÃO NO ROTOR E DIFUSOR	123
APÊNDICE B – ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	132
ANEXO I – RESULTADOS EXPERIMENTAIS	137

I.1 Resultados médios dos testes com escoamento monofásico	137
I.2 Resultados médios dos testes com escoamento bifásico	139

## 1 INTRODUÇÃO

Em processos de produção de petróleo, existem em geral dois tipos de poços em função da natureza de como o óleo é elevado até a superfície. Dá-se o nome de surgente àquele cuja pressão de reservatório é suficientemente alta para que o óleo atinja naturalmente as instalações de armazenamento. Quando o poço tem longo histórico de produção, entretanto, ele pode deixar de ser surgente ou produzir a uma vazão volumétrica muito baixa tal que não seja economicamente viável. Nessas condições, são necessárias técnicas de elevação artificial.

Entre as várias técnicas de elevação artificial disponíveis, o Bombeio Centrifugo Submerso (BCS) representa o segundo método mais usado no mundo. Embora a sua aplicação seja limitada, por algumas condições operacionais desfavoráveis, esse método é amplamente usado em poços com média ou alta produtividade. O componente principal de um sistema de BCS é uma bomba de múltiplos estágios, como a mostrada na Figura 1.1. Cada estágio é composto por um rotor (parte rotativa) e um difusor (parte estacionária). O acionamento da bomba é feito por um motor elétrico, que move o eixo fazendo girar o rotor. Uma carcaça metálica envolve todo o conjunto, que é dimensionado em função do número de estágios necessários para atender às necessidades de produção de cada poço.

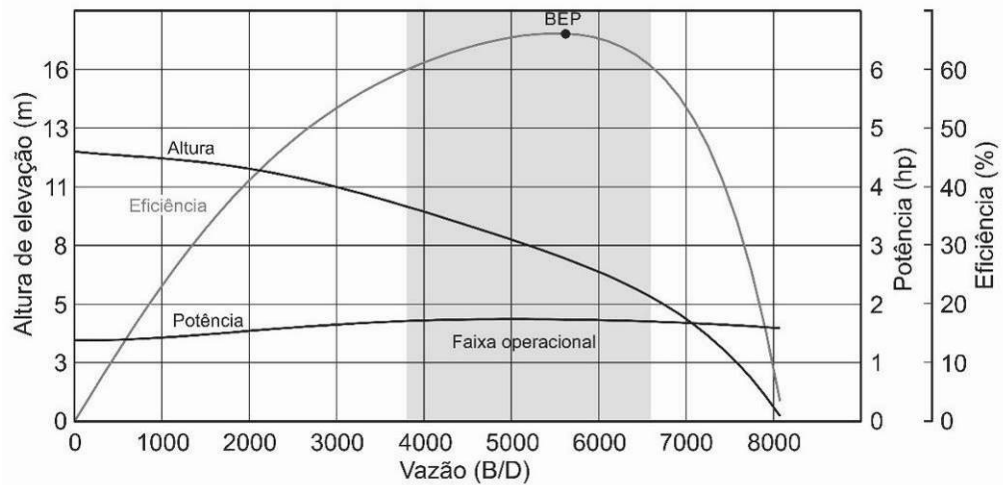


**Figura 1.1 - Ilustrações de: a) sistema BCS de múltiplos estágios, b) estágio individual**

**Fonte: Adaptado de Ofuchi, 2015**

Normalmente, os fabricantes de bombas fornecem um catálogo com curvas de altura de elevação, eficiência e potência requerida em função da vazão, como as mostradas na Figura 1.2. Para o caso de BCSs, as curvas representam o desempenho de um estágio operando com água a uma rotação de projeto. Também se recomenda uma faixa ótima de operação em torno do ponto de máxima eficiência ou “BEP” (*Best Efficiency Point*). Para operação com rotação

diferente da fornecida em catálogo, pode-se lançar mão de leis de similaridade (Stepanoff, 1967), caso a bomba opere com água.

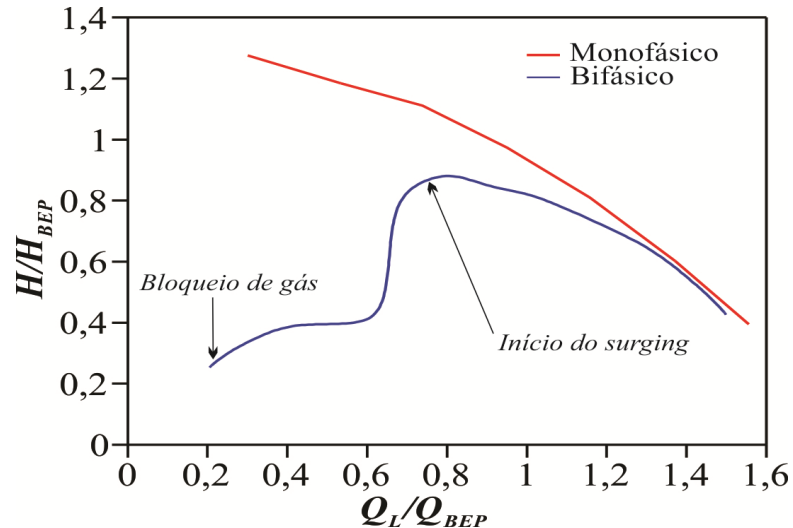


**Figura 1.2 – Típicas curvas de desempenho de uma bomba centrífuga**

Entretanto, a grande maioria dos óleos produzidos em poços submarinos tem elevada viscosidade, e seu bombeio está sujeito a uma queda de desempenho em relação à operação com água (Ofuchi, 2015). Além disso, uma quantidade significativa de gás pode ser liberada do óleo dependendo das características do poço, o que pode deteriorar ainda mais o desempenho de uma BCS. Nesses dois casos, dados de teste de bombas obtidos para água não são confiáveis, e as leis de similaridade usuais deixam de ser válidas.

A Figura 1.3 ilustra comparativamente curvas de ganho de pressão em função da vazão para uma bomba operando com escoamento monofásico e bifásico. No caso de escoamento bifásico, nota-se que, além de uma queda visível de desempenho para vazões mais altas em relação à operação com escoamento monofásico, algumas discontinuidades na curva de ganho de pressão são observadas.

Observa-se que a redução da vazão de líquido, que para escoamento monofásico gera um perfil sempre crescente no ganho de pressão, provoca, para escoamento bifásico, uma queda abrupta do desempenho da bomba em um certo ponto. A região demarcada por essa queda, indicada na figura como *surgings*, é na prática caracterizada por um comportamento instável da bomba, com flutuações de pressão na bomba e de corrente elétrica no motor.



**Figura 1.3 – Resultados experimentais típicos do desempenho de uma bomba centrífuga**

Autores como Estevam (2002), Barrios (2007), Gamboa (2008), entre outros, associaram esse fenômeno com a presença de um bolsão de gás estacionário no canal do rotor. Um aumento da quantidade de gás ou uma progressiva diminuição da vazão de líquido após a ocorrência de *surging* pode causar o bloqueio nos canais do rotor da bomba, fazendo com que o ganho de pressão seja praticamente quase nulo, fenômeno esse conhecido como *gas locking*.

Consideráveis esforços têm sido realizados para estudar o comportamento de bombas centrífugas sob a influência de gás, com o intuito de desenvolver correlações e modelos empíricos que possam prever o fenômeno de *surging* e propor faixas de operação seguras. Os estudos no tema mostram que a degradação do desempenho da bomba sob escoamento líquido-gás está relacionada com a fração volumétrica de gás, a vazão de líquido, a velocidade de rotação, a pressão de entrada da bomba, a geometria do rotor e várias propriedades dos fluidos.

No entanto, a descrição do desempenho da bomba sob condições de escoamento bifásico segue sendo um desafio complexo e um problema aberto. Assim, o conhecimento das condições operacionais e os fatores que influenciam no início de instabilidades e degradação do desempenho da bomba são muito importantes. Portanto, é de grande importância conhecer o ponto onde ocorre a inflexão (*surging*) na curva de desempenho da bomba.

Apesar da importância do tema na prática, ainda são escassos os estudos sobre a operação de bombas centrífugas com escoamento bifásico. Muitos trabalhos trazem contribuições para a compreensão do desempenho de bombas nessas condições, mas estudos de visualização de distribuição de fases dentro do canal do rotor são raros e não generalistas a

respeito dos padrões observados. Existe, ainda, uma dificuldade de se reproduzir vários resultados dos estudos existentes por não serem realizadas medições de certas propriedades necessárias nesse sentido, como a fração de vazio na entrada da bomba.

## 1.1 Objetivos

Tendo-se em vista as motivações expostas, o objetivo deste trabalho é o estudo experimental do desempenho de uma bomba centrífuga operando sob escoamento bifásico, ar – água, em diferentes condições operacionais. Utiliza-se uma bancada experimental que permite realizar, simultaneamente, medição de desempenho, visualização dos padrões de gás no rotor da bomba e medição da fração de vazio de entrada.

A bomba centrífuga em estudo é de duplo estágio do tipo radial, sendo o primeiro estágio adaptado para visualização. O desempenho da bomba é avaliado em diferentes condições operacionais, que incluem variações de velocidade de rotação, de vazão de líquido e vazão de gás. Por sua vez, o comportamento das bolhas e os padrões de escoamento nos canais do rotor do primeiro estágio são identificados por meio de uma câmera de alta velocidade. Para a medição da fração de vazio na entrada da bomba, um sensor de malha de eletrodos (*wire-mesh*) foi utilizado à montante da seção de sucção.

A identificação da distribuição de fases no rotor da bomba permite avaliar os mecanismos que levam à deterioração de seu desempenho em função da velocidade de rotação, a vazão de líquido e a vazão de gás, que são as principais variáveis operacionais neste contexto. Além disso, a medição da fração de vazio real na entrada da bomba não apenas ajuda a entender as tendências observadas, como serve de fonte de dados para alimentar modelos teóricos e numéricos. Essas informações podem ser úteis para orientar o dimensionamento de sistemas de bombas para casos onde podem ocorrer escoamentos bifásicos, bem como para propor melhorias de desempenho com alterações operacionais pontuais, auxiliar no projeto de novas bombas que possam suportar maiores quantidades de gás em operação, entre outros.

## 1.2 Justificativa

Por seu desenho compacto e boa eficiência em condições normais, bombas centrífugas continuam sendo alternativas atrativas para a elevação de fluidos nos diferentes setores da

indústria, um exemplo disso é a sua aplicação na elevação artificial de petróleo. Entretanto, é necessário conhecer o comportamento de bombas operando com escoamentos líquido-gás, que são muito comuns em poços submarinos. Uma vez que intervenções para manutenção ou troca de um sistema subdimensionado de BCS em águas profundas são extremamente custosas, um projeto prévio mais confiável e uma operação adequada do sistema já montado podem ser de grande valia na área.

Apesar do grande interesse por parte das companhias nucleares e petrolíferas, são ainda escassos os estudos sobre escoamentos bifásicos em bombas centrífugas. Fatores como a complexidade do fenômeno e o elevado número de variáveis que o influencia fazem com que os estudos existentes sejam em sua maioria limitados a análises globais de desempenho.

Análises baseadas em visualização são ainda mais escassas, e medições confiáveis da fração de vazão real na entrada da bomba, como a que este estudo se propõe, são praticamente inexistentes na literatura, assim como a interação entre o rotor e difusor. Nesse sentido, o presente trabalho pode contribuir tanto para a literatura do tema quanto para aplicações reais em engenharia.

### **1.3 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho está organizado em cinco capítulos. O Capítulo 1 – Introdução determina o tema de estudo, os objetivos do trabalho e a justificativa do porquê da escolha do tema de estudo.

O Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica apresenta uma revisão dos estudos existentes na literatura de bombas sob escoamento bifásico, especialmente daqueles relacionados com o tema de estudo. Ao quais serviram de base para a realização deste trabalho.

O Capítulo 3 – Desenvolvimento Experimental apresenta a metodologia utilizada para atingir os objetivos propostos neste trabalho experimental. São descritos o circuito experimental, a seção de testes, o funcionamento dos sensores *wire mesh* e da câmera de alta velocidade. Posteriormente, são apresentadas as metodologias experimentais usadas e seus respectivos procedimentos e também como as grades de testes.

O Capítulo 4 – Resultados e Discussões apresenta os resultados obtidos através das medições experimentais para a grade de testes utilizada. O capítulo é dividido em: resultados do escoamento monofásico e resultados do escoamento bifásico. Nos resultados bifásicos



analisa-se a influência de quatro parâmetros no desempenho da bomba: (i) a distribuição das fases no rotor e no difusor; (ii) a metodologia usada na estimativa da fração de vazio; (iii) a velocidade de rotação da bomba; e (iv) a fração de vazio baseada no modelo homogêneo.

O Capítulo 5 – Conclusões apresenta, resumidamente, os aspectos mais importantes resultantes do desenvolvimento deste trabalho, focando nas principais conclusões retiradas do capítulo de resultados. Assim, também são apresentadas as sugestões para a realização de trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo apresenta uma revisão dos estudos desenvolvidos na temática da operação de bombas centrífugas com escoamento bifásico, a fim de se ter um melhor entendimento dos fenômenos que influenciam no seu funcionamento.

Os trabalhos revisados são divididos em duas seções. A primeira trata do desempenho de bombas centrífugas operando com escoamento bifásico. A segunda aborda trabalhos de visualização de padrões de escoamento e os fenômenos gerados no interior do rotor das bombas centrífugas. Por fim, é apresentada uma contextualização da contribuição do presente trabalho, baseado nesta revisão bibliográfica.

### 2.1 Desempenho de bombas centrífugas operando com escoamento bifásico

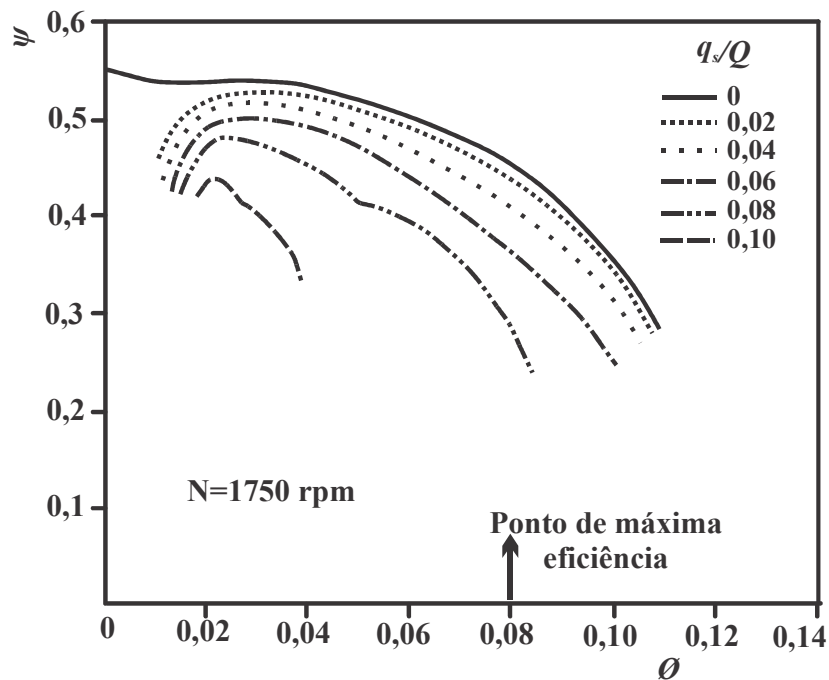
Vários estudos sobre a degradação do desempenho de bombas centrífugas que operam com líquido e gás vêm sendo realizados ao longo dos anos. Em geral, analisa-se a degradação do desempenho da bomba como resultado da diminuição de sua capacidade de elevação de pressão. Como será visto adiante, uma série de variáveis operacionais influenciam a forma e a magnitude da degradação de desempenho de bombas sob escoamentos bifásicos.

Atualmente, existem duas grandes áreas da indústria interessadas em compreender o comportamento do escoamento bifásico em bombas centrífugas. Uma delas é a indústria nuclear, onde o foco de estudo é o desempenho dos sistemas de refrigeração de seus reatores. A outra é a indústria do petróleo, onde se investiga o desempenho de bombas centrífugas usadas em poços que produzem óleo e gás sem separação prévia.

Neste contexto, o estudo de Murakami e Minemura (1974a) foi um dos primeiros a analisar a influência do ar no desempenho de uma bomba centrífuga tipo as que eram utilizadas em sistemas de refrigeração de reatores de água pressurizada (PWR). Baseados em extensos testes experimentais, os autores demonstraram que o incremento de pressão é deteriorado pela presença de gás, em certas proporções e condições de operação.

A Figura 2.1 apresenta os resultados das medições do desempenho de uma bomba operando com água e ar, onde se mostra, o coeficiente de altura de elevação,  $\psi = gH / u_2^2$  (sendo  $g$  a gravidade,  $H$  a altura de elevação bifásica e  $u_2$  a velocidade tangencial) em função do coeficiente de vazão,  $\phi = Q / (A_2 u_2)$  (sendo  $Q$  a vazão volumétrica de água e  $A_2$  a área da

saída do rotor) para várias razões de vazões volumétricas de gás e de líquido,  $q_s/Q$ . Pode-se observar que o desempenho da bomba cai com o aumento de  $q_s/Q$ . Para valores de  $q_s/Q \leq 0,04$ , as curvas de desempenho apresentam uma queda suave e contínua. A partir de  $q_s/Q > 0,04$ , os autores indicam que o desempenho cai mais rapidamente e apontam o surgimento de descontinuidades nas curvas de desempenho. Através de visualizações no interior da bomba, tema que será retomado na seção 2.2, os autores justificam a ocorrência dessas descontinuidades pela mudança abrupta do padrão de escoamento no rotor.



**Figura 2.1 – Curvas de desempenho da bomba em função coeficiente de vazão, para diferentes razões de vazão de gás e líquido.**

**Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974a**

Os autores também observaram que o aumento da rotação faz com que maiores quantidades de gás sejam suportadas. Essa análise é mostrada na Figura 2.2, onde  $(q_s/Q)_{\text{máx}}$  é a razão máxima de vazões de gás e líquido na qual a bomba ainda pode operar sem uma completa deterioração da sua capacidade de elevar pressão.  $L_2$ ,  $L_3$  e  $L_4$  representam os pontos de injeção de ar, sendo 2 e 4 o ponto mais perto e o mais distante da entrada da bomba respectivamente, enquanto que o ponto 3 é um ponto intermediário.

Foi observado que, para todas as rotações, a máxima razão de vazões volumétrica  $(q_s/Q)_{\text{máx}}$  ocorre aproximadamente em um mesmo valor do coeficiente de vazão de líquido. Esse fenômeno foi associado a uma provável quebra de bolhas em velocidades de rotação

mais altas. Um comportamento similar foi observado por Zapata (2003), que observou um aumento da janela de operação de uma bomba centrífuga submersa com o aumento da velocidade de rotação, quando essa opera com líquido e gás.

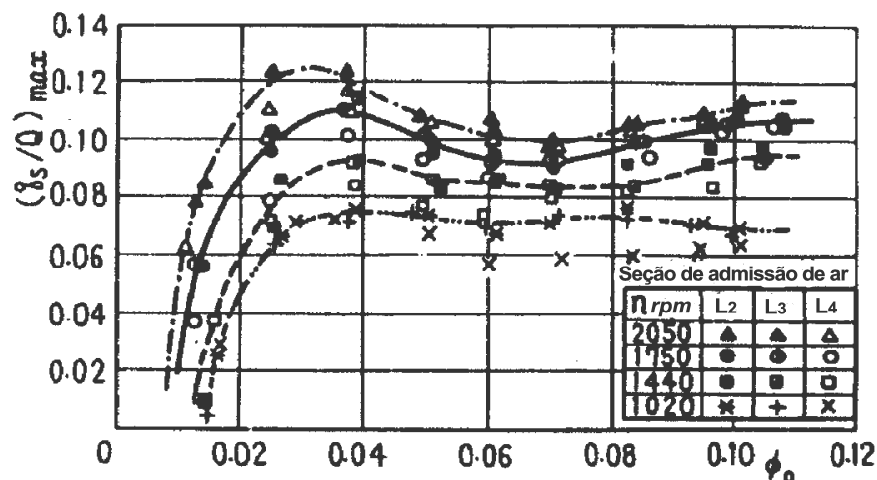


Figura 2.2 – Vazão relativa máxima de gás  $(q_s/Q)_{\max}$  na qual a bomba opera positivamente, em diferentes rotações.

Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974a

Em um estudo paralelo, Murakami e Minemura (1974b) avaliaram a influência do número de pás da bomba no seu desempenho operando com líquido e gás. A Figura 2.3 ilustra os rotores com diâmetros de entrada e saída idênticos, mas com diferentes números de pás (3, 5 e 7). As siglas  $P_3$ ,  $P_5$ ,  $P_7$  foram utilizadas para denominar cada tipo de bomba, sendo a bomba de 5 pás ( $P_5$ ) a geometria original utilizada em Murakami e Minemura (1974a).

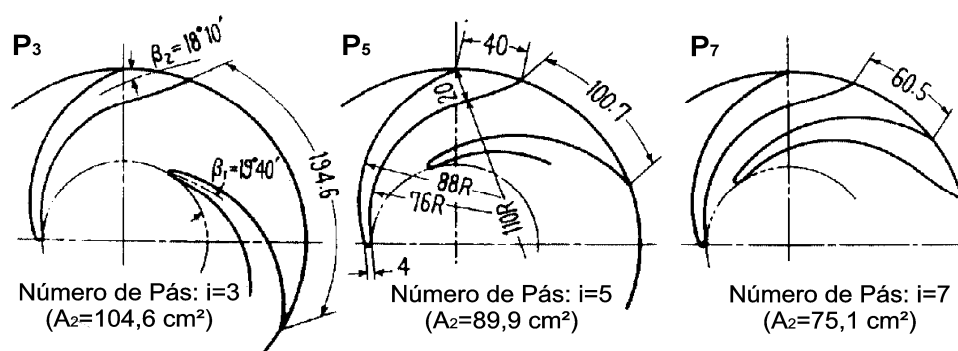
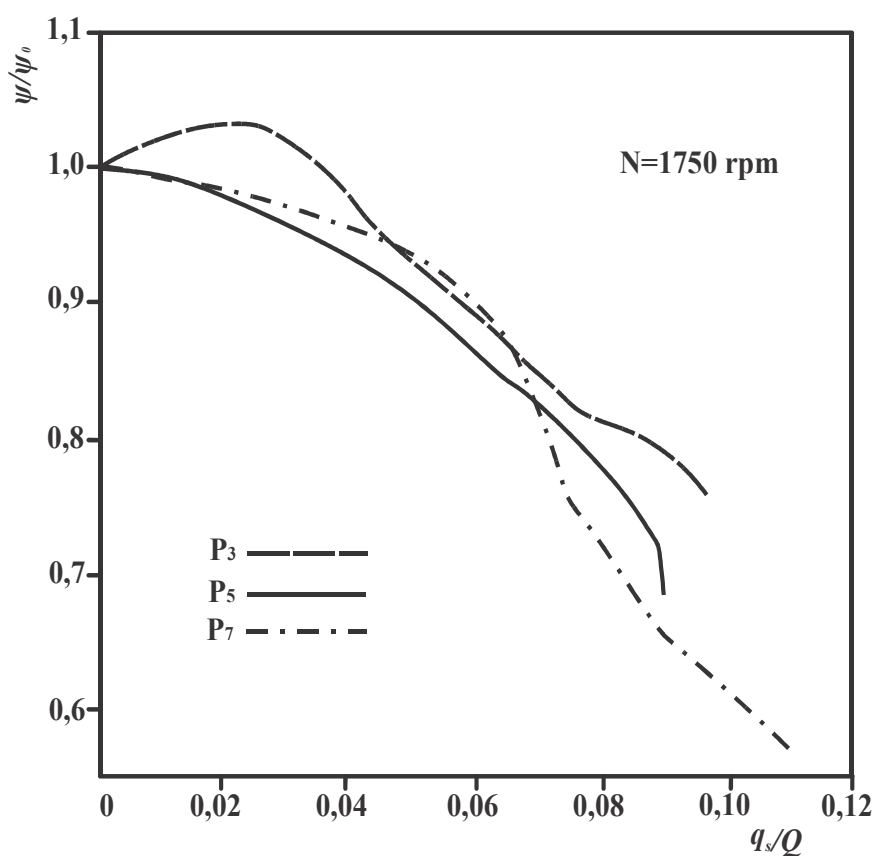


Figura 2.3 – Dimensões dos rotores de 3, 5 e 7 pás.

Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974b

A Figura 2.4 apresenta curvas de coeficiente de altura de elevação bifásico normalizado pelo seu equivalente monofásico, em função da razão entre as vazões volumétricas de gás e de líquido,  $q_s/Q$ , para os três tipos de bombas. Os autores observaram que o desempenho da

bomba com menor número de pás ( $P_3$ ) operando como escoamento bifásico foi substancialmente diferente ao das outras duas bombas ( $P_5$  e  $P_7$ ), que apresentaram comportamento similar entre si. Para baixos valores de vazão relativa de ar ( $q_s/Q \leq 0,03$ ), a bomba de três pás tem um comportamento anormal, já que a sua altura de elevação aumenta com o incremento  $q_s/Q$  em relação a sua operação com escoamento monofásico, e a potência consumida também aumenta. Já para as bombas  $P_5$  e  $P_7$  a altura de elevação sempre decrescem com o aumento de  $q_s/Q$ .



**Figura 2.4 – Comparação do desempenho das bombas  $P_3$ ,  $P_5$  e  $P_7$ .**  
**Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974b**

Os autores explicam que o comportamento anormal da bomba  $P_3$  é causado por uma peculiar influência das bolhas de ar sobre o movimento do líquido no canal do rotor. Mais especificamente, os autores sugerem que a presença das bolhas em canais mais largos como o da bomba de três pás, gera, para moderada vazão de gás, um aumento da componente tangencial da velocidade absoluta do líquido na saída do rotor, o que, de acordo com a teoria de bombas centrífugas, deve aumentar a altura de elevação (Stepanoff, 1967).

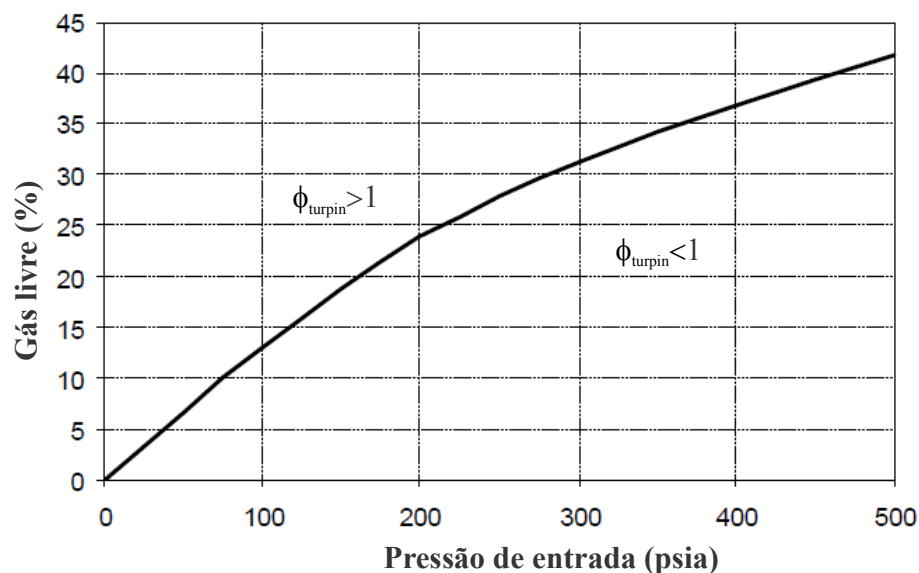
Em termos gerais, entretanto, Murakami e Minemura (1974b) verificaram que quanto maior o número de pás, maior tende a ser a quantidade permitida de ar (numa determinada faixa) sem que a bomba perca sua capacidade de operação. Contudo, os autores também afirmam que para menores números de pás diminui-se a tendência de formação de acúmulos de ar (bolsões de ar), uma vez que o canal do rotor se torna mais largo. Mais tarde, Murakami e Minemura (1976) mostraram experimentalmente que a degradação do desempenho da bomba operando com líquido e gás também pode ser afetado pela folga entre a carcaça e o rotor.

Quando se analisam os poucos relatórios internos de companhias petrolíferas, um dos primeiros estudos do desempenho em bombas centrífugas submersas operando com escoamento bifásico voltado à indústria do petróleo foi realizado por Lea e Bearden (1982). Os autores tinham por objetivo medir a altura de elevação de BCSs de múltiplo estágio sob a influência de variáveis operacionais como a velocidade de rotação, a vazão de líquido e a pressão de entrada, sem detalhes na dinâmica do escoamento ou fenômenos associados. Para isso foram testados três tipos de bombas centrífugas com diferentes estágios, sendo duas com rotor do tipo radial (com velocidades específicas,  $n_q$ , entre 10 e 100) e uma de fluxo misto (com velocidade específica,  $n_q$ , entre 75 e 200). Onde  $n_q = nQ^{1/2}/H^{3/4}$ , sendo  $n$  a velocidade de rotação,  $H$  a altura de elevação e  $Q$  a vazão volumétrica. Foram também utilizados dois tipos de misturas líquido-gás: água-ar e diesel-CO<sub>2</sub>.

Os autores observaram como o desempenho da bomba se degrada com o aumento da fração de gás, a uma pressão de sucção constante. Foi identificado um ponto máximo na curva do desempenho a partir do qual a operação da bomba tornava-se instável, estabelecendo para este fenômeno, pela primeira vez na literatura, o termo *surging* (Estevam, 2002). Os resultados experimentais também demonstram que o desempenho com escoamento bifásico para uma dada bomba é alterado pela velocidade de rotação, pressão de sucção e fração de vazão de gás na sucção.

Além disso, Lea e Bearden (1982) indicaram que a bomba de fluxo misto tem, em geral, um melhor desempenho operando com escoamento bifásico do que as bombas com rotores do tipo radial testadas. Entretanto, não são dadas explicações para essa melhora. Mais tarde, Turpin (1986), usando os resultados experimentais obtidos por Lea e Bearden, desenvolveu uma correlação empírica ( $\phi_{Turpin}$ ) em função da relação livre gás-líquido e da pressão de sucção da bomba. Correlação que posteriormente foi usada para definir se a bomba opera de

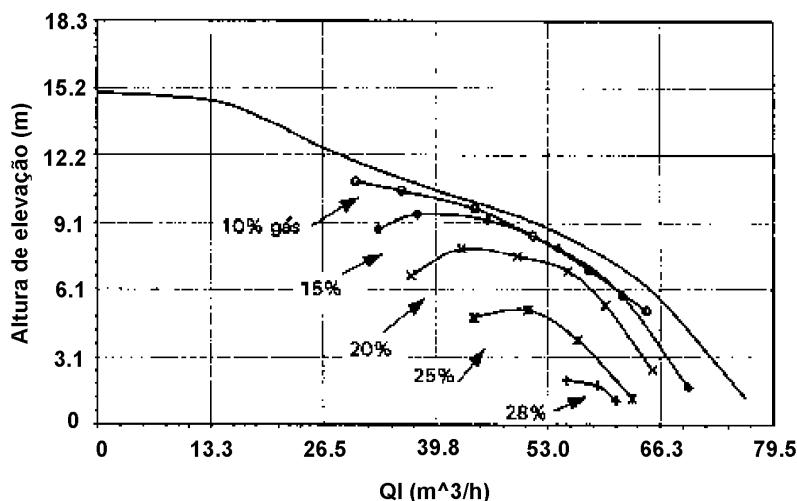
forma estável ou instável. A Figura 2.5 apresenta essa correlação proposta, quando  $\phi_{Turpin} < 1$ , a bomba opera de maneira estável apresentando uma degradação insignificante do desempenho. Enquanto que para  $\phi_{Turpin} > 1$ , a operação da bomba é instável e o seu desempenho é sensível a degradações severas.



**Figura 2.5 – Resultados da Correlação de gás livre aceitável para BCS**  
**Fonte: Adaptado de Turpin, 1 986**

Usando duas BCSs de fluxo misto e uma do tipo radial, Cirilo (1998) estudou experimentalmente a influência da fração de gás, da pressão de sucção e da velocidade de rotação no desempenho das bombas. A Figura 2.6 mostra a altura de elevação da bomba de fluxo misto GN7000 em função da vazão de líquido para diferentes frações de gás. Esses resultados mostram, como também observado para as demais bombas estudadas, uma degradação gradual da altura de elevação com o incremento da fração de gás. Esta degradação se intensifica conforme a vazão de líquido diminui até um ponto onde a inclinação da curva muda e o escoamento se torna instável, sendo essa a condição associada à ocorrência de *surging*.

Além disso, o autor aponta que, com o aumento da pressão de sucção, maiores quantidades de ar podem ser admitidas pela bomba sem que ocorra *surging*, o que na prática significa um aumento de sua janela de operação. Cirilo (1998) observou ainda, que as bombas de fluxo misto suportam em geral maiores quantidades de ar comparadas às bombas do tipo radial, confirmando a tendência anteriormente sugerida por Lea e Bearden (1982).



**Figura 2.6 – Desempenho de uma bomba de fluxo misto, em função da vazão de líquido, para diferentes frações de gás.**

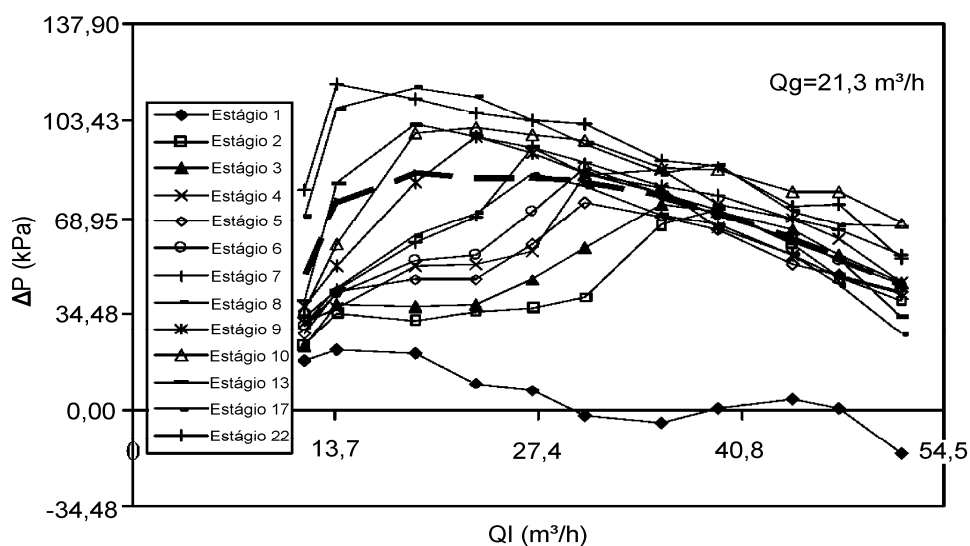
Fonte: Adaptado de Cirilo, 1998

Um dos questionamentos muito levantados em estudos do escoamento bifásico em BCSs diz respeito ao efeito do número de estágios no desempenho. Estudos como o de Lea e Bearden (1982), Cirilo (1998), entre outros, analisaram o desempenho global das BCSs como função de variáveis operacionais, sem foco no desempenho de cada um dos estágios separadamente. Ou seja, nesses estudos, as pressões foram medidas na entrada e na saída de todo o conjunto de estágios. Pessoa (2001) desenvolveu um dos primeiros trabalhos envolvidos com essa necessidade, simulando experimentalmente o escoamento líquido-gás em uma BCS de fluxo misto de 22 estágios, com a medição de diferenciais de pressão em 17 estágios a fim de observar o comportamento de seus incrementos de pressão individuais.

A Figura 2.7 mostra o incremento de pressão ao longo de cada um dos estágios instrumentados em função da vazão de líquido da bomba para uma vazão de ar constante. O autor comparou o desempenho global dos 22 estágios com o desempenho individual dos 17 estágios instrumentados. A curva tracejada indica o incremento de pressão médio dos 22 estágios, para comparação com os dados de cada estágio. Observa-se que cada estágio da bomba apresenta um desempenho diferente ao desempenho médio da bomba. Além disso, a degradação do desempenho dos últimos estágios é menor, deslocando o ponto de *surging* a vazões de líquidos menores, aumentando assim a janela de operação do estágio. Segundo o autor, o fator responsável por esse efeito é a contínua compressão de gás estágio a estágio, devido ao aumento gradual de pressão proporcionado por cada estágio.



O autor também observou que o desempenho do primeiro estágio é demasiadamente baixo, desviando-se significativamente dos demais, sugerindo que esse efeito pode ser consequência do fato de que o primeiro estágio pode sofrer influência das condições de entrada que prejudicam seu incremento de pressão. Entretanto, o autor também sugere que o primeiro estágio pode ter a função de misturar melhor as fases e quebrar as bolhas, melhorando assim o desempenho dos estágios posteriores.



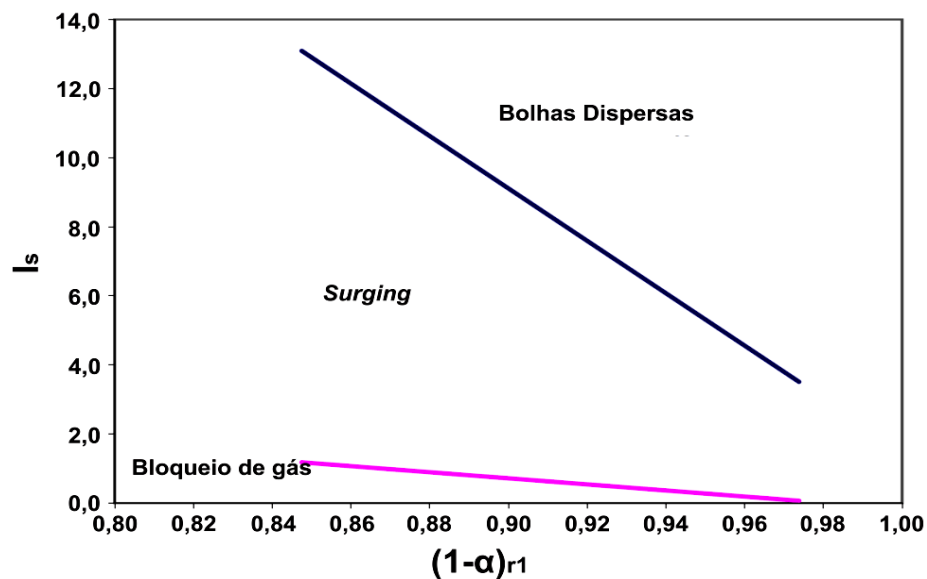
**Figura 2.7 – Incremento da pressão ao longo de cada um dos estágios em função da vazão do líquido, para uma vazão de ar constante.**

**Fonte: Adaptado de Pessoa, 2001**

Um dos primeiros trabalhos acadêmicos desenvolvidos no Brasil em bombas centrífugas operando com escoamento bifásico foi realizado por Estevam (2002). O objetivo inicial do trabalho do autor foi realizar uma montagem experimental qualitativa para verificar qual era o fenômeno físico associado ao *surging*, desenvolvendo, posteriormente, um modelo para determinar ganhos de pressão. Para isso, o autor utilizou dois tipos de bombas: um protótipo transparente construído baseado em uma BCS (DN-280) que permitiu a visualização do escoamento em seu interior, e uma bomba de grande diâmetro do tipo radial e de dois estágios que, segundo o autor, tinha características de desempenho similares aos de uma bomba aplicada em poços de petróleo. Essa última foi utilizada como simulador de BCS, avaliando experimentalmente seu desempenho operando com água e variadas frações de gás na sucção (0–15%). A utilização dessas bombas permitiu ao autor identificar as condições de escoamento em que ocorre o fenômeno de *surging* e as variáveis que influenciam nesse fenômeno.

A partir da visualização do escoamento (análise que será retomada na secção 2.2) e coleta de dados experimentais, o autor delimitou a ocorrência de *surging* definindo um número adimensional teórico chamado de Indicador de *Surging* ( $I_s$ ), que foi obtido após a aplicação do modelo de dois fluidos. Tal número adimensional relaciona a força de arrasto e a força centrífuga. A sua obtenção considerando as condições operacionais permite obter como será o desempenho da bomba nos estágios e ao longo do tempo.

Baseando-se no indicador de *surging*, o autor propôs um mapa de desempenho bifásico como é mostrada na Figura 2.8, onde se apresenta o indicador de *surging* em função da fração de líquido. Assim, se o indicador de *surging* é maior do que certos limites, isso implica que a força de arrasto é maior que a força centrífuga, então as bolhas escoam em padrão disperso através de todo o canal do rotor.



**Figura 2.8 - Fronteiras delimitadas pelo indicador de *surging*,  $I_s$ , em função da fração de líquido.**

**Fonte: Adaptado de Estevam, 2002**

Quando o indicador de *surging* é menor que um valor crítico, a força centrífuga é maior do que a força de arrasto e as bolhas não conseguem deixar o rotor coalescendo assim em um bolsão de gás que causa uma queda no desempenho da bomba, que é apontado como *surging*. Finalmente, se a força centrífuga é dominante, o bolsão de gás ocupa a maior parte da área do canal (80%) levando ao bloqueio de gás.

Dando continuidade ao estudo de Pessoa (2001) e utilizando a mesma bomba (22 estágios), Beltur (2003) realizou um trabalho teórico-experimental com o objetivo de analisar a sensibilidade do comportamento de cada estágio da bomba em relação à pressão de entrada, utilizando como fluidos de trabalho água e ar. Além disso, o autor mostrou como o comportamento médio da bomba depende do número de estágios considerados. O autor verificou que o comportamento e as condições hidrodinâmicas eram diferentes em cada estágio, bem como a potência consumida por cada um. Assim, o autor conclui que a utilização de correlações baseadas somente no desempenho médio do conjunto de bombeio pode levar a cálculos incorretos.

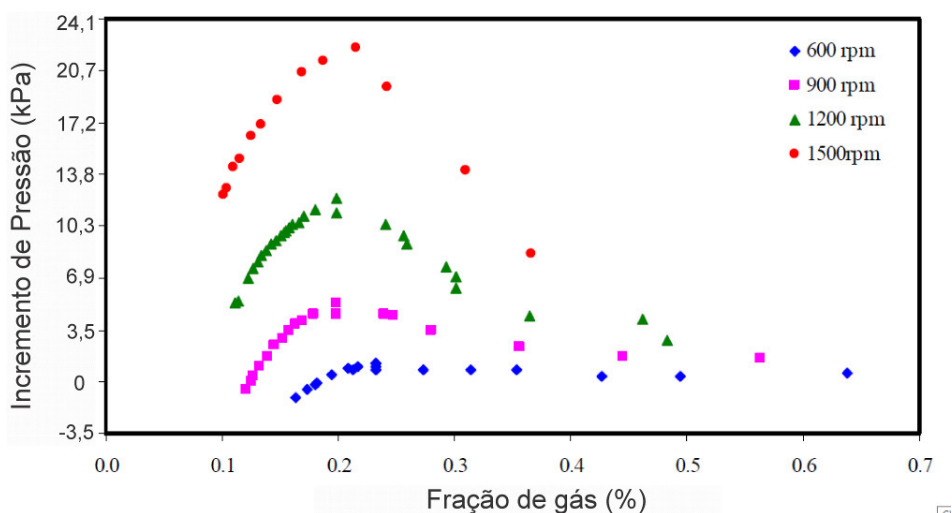
Duran (2003) realizou uma extensão dos estudos de Pessoa (2001) e Beltur (2003), testando especificamente o décimo estágio da BCS de 22 estágios operando com água e ar. Os testes foram realizados para diferentes pressões de sucção, vazões de gás e vazões de líquido. O autor observou descontinuidades na curva de altura de elevação do estágio testado, similar às mencionadas por Murakami e Minemura (1974a). No entanto, identificou três padrões de escoamento: i) bolhas dispersas, na qual o comportamento da bomba é próximo ao comportamento monofásico; ii) uma região de transição, caracterizada por elevadas flutuações de funcionamento e uma queda do ganho de pressão com a diminuição da vazão do líquido; e iii) uma região onde se tem a formação de uma bolha alongada, que apresenta uma razoável estabilidade e a curva do ganho de pressão torna-se quase plana e independente da vazão do líquido. O autor também relacionou a queda do ganho de pressão com a transição do regime de bolhas dispersas para o regime de transição, apontando que a queda de ganho de pressão é influenciada pela pressão de sucção, vazão do líquido e vazão de gás.

Barrios (2007) utilizou uma montagem adaptada similar a uma BCS operando com líquido e gás para a medição de desempenho e visualização do gás no interior de um protótipo de rotor. A autora também associou ao estudo uma análise teórica do coeficiente de arrasto para avaliação de um diâmetro máximo para ocorrência de *surging*, e testou o modelo obtido usando um modelo numérico de dinâmica dos fluidos computacional. O objetivo principal foi a identificação dos fenômenos relacionados à ocorrência do *surging* para diferentes condições operacionais, embora a autora tenha, também, associado diversas observações do escoamento no rotor com descontinuidades na curva de desempenho para condições fora da ocorrência de *surging*.

Nos testes de desempenho da autora, como já observado nos estudos anteriores, a curva de altura de elevação da bomba é degradada continuamente e afastada do comportamento

monofásico com o aumento da quantidade de gás. A Figura 2.9 apresenta o incremento de pressão em função da fração de gás para diferentes rotações. A autora observou que a velocidade de rotação tem uma grande influência no desempenho da bomba, apontando que o aumento da velocidade de rotação faz com que a bomba possa admitir maiores quantidades de gás, de modo que permitiu aumentar a sua janela de operação.

A partir dos dados experimentais obtidos, a autora sugeriu que existe um tamanho crítico (ou diâmetro crítico) para a bolha no canal do rotor que não é capaz de escoar até a saída e permanece estagnada na entrada do rotor. Baseada nessas informações, a autora criou um modelo mecanicista unidimensional que descreve a faixa operacional da bomba. O critério desse modelo parte da premissa que bolhas com tamanho menor que o crítico são levadas fora do canal do rotor, enquanto que as bolhas maiores ficam estagnadas na entrada do rotor e coalescem com outras do mesmo tamanho. Na maioria dos casos, as condições operacionais previstas para ocorrências do fenômeno do *surging* apresentaram boa concordância com os dados experimentais.



**Figura 2.9 – Incremento da pressão em função da fração de gás, para diferentes rotações.**  
**Fonte: Adaptado de Barrios, 2007**

Gamboa (2008) realizou um extenso trabalho experimental para investigar o desempenho e o padrão de escoamentos bifásicos em BCS. Para esse fim, o autor usou duas bancadas experimentais distintas. Para medições de desempenho, o autor adotou uma BCS de 22 estágios, enquanto que para observações de padrões de escoamento o autor adaptou um sistema de duplo estágio de BCS com partes em acrílico para visualização. Os testes foram

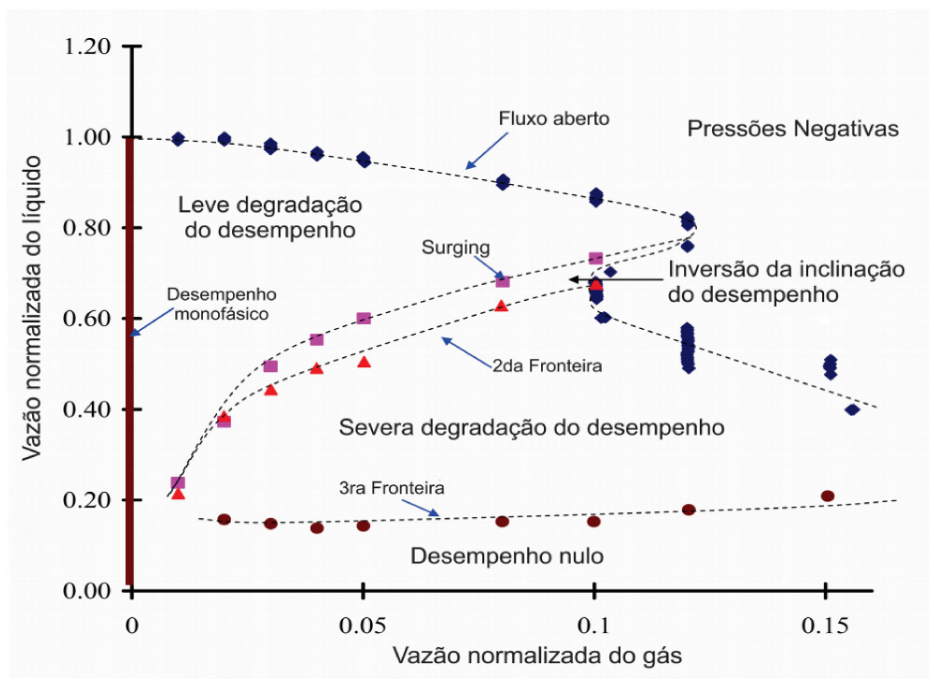
realizados utilizando diferentes combinações de fluido, tais como água e ar, água e hexafluoreto de enxofre (SF<sub>6</sub>), e ar com uma mistura de água e isopropanol.

Além de confirmar as tendências observadas pelos trabalhos anteriores, como a influência determinante da fração volumétrica de gás, da velocidade de rotação, da pressão de entrada e da vazão de líquido no desempenho geral da bomba e no ponto de *surging*, Gamboa (2008) também sugere que gases mais pesados provocam menor degradação de desempenho por diminuir a diferença relativa de massa específica entre o líquido e o gás.

Além disso, o autor observou, ao se misturar isopropanol à água, uma melhora significativa no desempenho em relação ao bombeio de uma mistura de ar e água pura. O autor discute que esse efeito pode estar relacionado a uma mudança de polarização da superfície das bolhas que dificulta a coalescência e, com isso, previne bolsões de gás. Embora o autor aponte que a mistura de isopropanol à água tenha reduzido a tensão superficial entre o líquido e o gás em comparação com a mistura de ar e água pura. Neste caso comprova-se experimentalmente que um aumento da concentração de isopropanol não traz nova melhora no desempenho. Com isso, o autor sugere que o papel da tensão superficial no bombeio de escoamentos bifásicos precisa ser melhor compreendido.

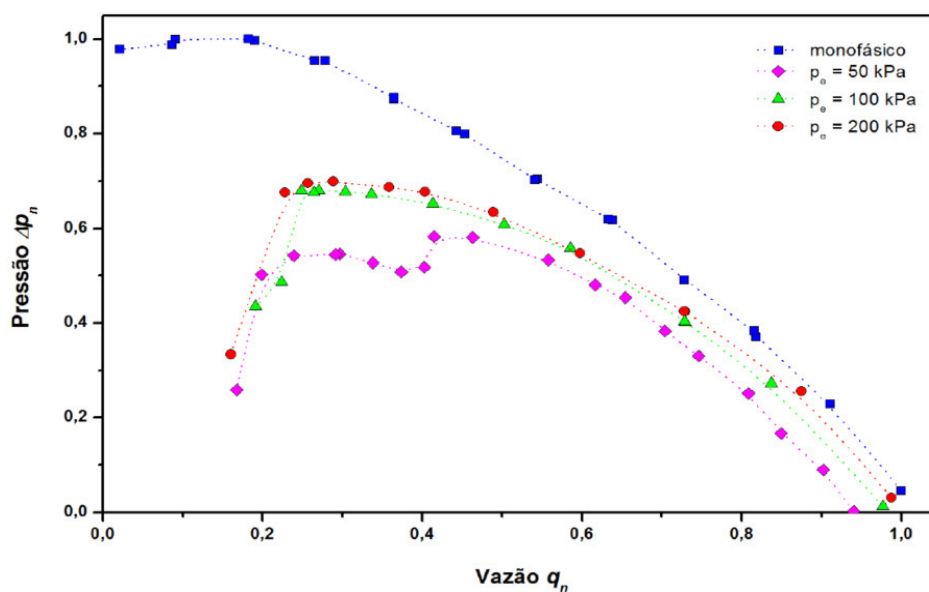
Gamboa (2008) também construiu um mapa de desempenho da bomba, para uma determinada rotação e diferentes regimes de operação. Esse mapa é uma variação do modelo proposto por Romero (1999), em que se delimita graficamente o desempenho da bomba com escoamento bifásico. A Figura 2.10 mostra o mapa proposto pelo autor, sendo expresso pela vazão volumétrica de líquido em função da vazão volumétrica de gás, as quais estão normalizadas pela vazão volumétrica máxima de líquido (onde o ganho de pressão é igual a zero).

A fronteira superior de fluxo aberto (*open flow*) corresponde a operação de bombas com vazão máxima (incremento de pressão zero). A primeira fronteira incluída é a de *surging*, obtida através dos pontos onde muda a inclinação da curva de pressão versus a vazão do líquido obtida dos testes. A segunda fronteira define a transição entre um regime no qual a degradação de altura é severa e dependente da quantidade de líquido para outro em que o desempenho se mantém constante com a vazão de líquido. A terceira fronteira compreende a vazão na qual o incremento de pressão é mínimo ou virtualmente nulo, independentemente da vazão de gás.



**Figura 2.10 – Mapa de desempenho de uma bomba com escoamento bifásico.**  
**Fonte: Adaptado de Gamboa, 2008**

Monteverde (2011) analisou a influência da rotação, da pressão de sucção e das vazões de ar e líquido no desempenho de uma BCS de rotor de tipo misto. O autor verificou que tanto o aumento da rotação como da pressão de sucção aumentam a janela de operação da bomba. A Figura 2.11 apresenta a influência da pressão de sucção no desempenho da bomba.



**Figura 2.11 – Efeito da pressão de sucção no desempenho da bomba.**  
**Fonte: Monteverde, 2011**

Segundo o autor, a melhora do desempenho ocorre porque o aumento da pressão possivelmente atua reduzindo o diâmetro das bolhas, dificultando sua coalescência. Além disso, pode-se observar que o ponto de início de *surging* é deslocado para a esquerda com o aumento da pressão de entrada.

Como visto nesta seção, a grande maioria dos trabalhos estão limitados a análises globais de desempenho, enquanto que, estudos que avaliam a influência da viscosidade e da tensão superficial no desempenho bifásico de bombas são poucos explorados e ainda inconclusivos. Entre desses poucos estudos estão os de Paternost (2013), Trevisam (2009) e Monteverde (2016), quem analisaram conjuntamente a influência da viscosidade e da presença de gás no desempenho de bombas centrífugas. Além disso, Monteverde (2016) também explorou a influência da tensão superficial no arranjo entre as fases líquido – gás, como também na degradação do desempenho bifásico.

## **2.2 Visualização de padrões de escoamento em bombas centrífugas**

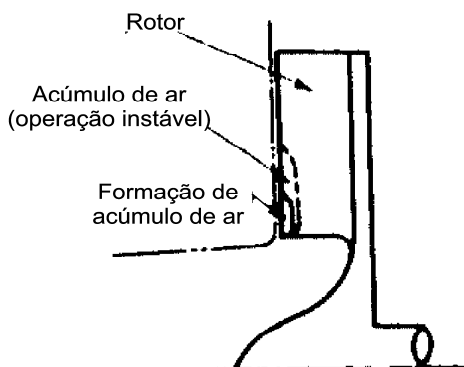
Para se ter um melhor entendimento dos fenômenos e parâmetros envolvidos com a degradação do desempenho de bombas centrífugas com escoamento bifásico, alguns autores desenvolveram estudos de visualização no interior do rotor dessas bombas. Em certos casos, os autores buscaram relacionar os fenômenos observados com as descontinuidades nas curvas de desempenho das bombas.

Um estudo pioneiro nessa área é o desenvolvido por Murakami e Minemura (1974a), já discutido na seção anterior em função dos resultados específicos de desempenho. Os autores utilizaram uma carcaça transparente e, com ajuda de uma câmera de alta velocidade, registraram fotograficamente os padrões de escoamento, o movimento e o diâmetro das bolhas dentro dos canais do rotor para diferentes condições operacionais.

Segundo os autores, a mudança do padrão de escoamento nos canais de rotor está relacionada com a queda no ganho de pressão. Para baixas vazões de ar, as bolhas nos canais do rotor escoam uniformemente distribuídas, seguindo aproximadamente as mesmas trajetórias que as linhas de corrente do líquido e movendo-se perto da face de pressão da pá do rotor.

No entanto, quando a quantidade de ar é aumentada, ocorre uma alteração no padrão de escoamento e uma descontinuidade na curva de desempenho acontece (como é mencionado na seção 2.1). A aglomeração do escoamento de bolhas é maior e uma queda de pressão negativa é criada na entrada do rotor, o que diminui a velocidade das bolhas permitindo um

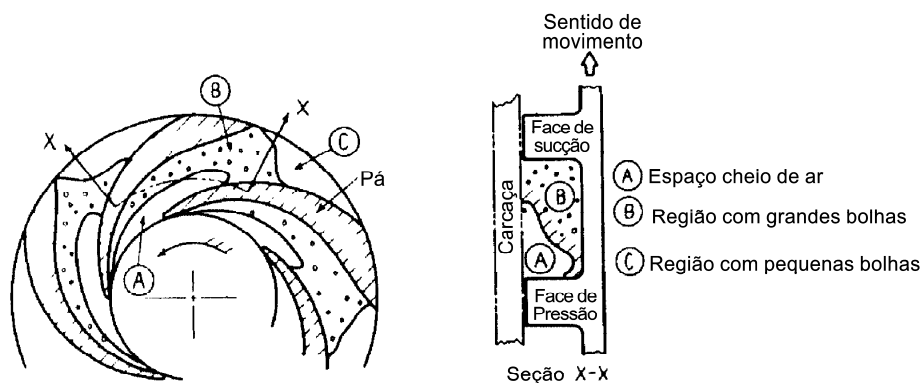
acúmulo de ar neste ponto. A Figura 2.12 esquematiza o acúmulo de bolhas na entrada do rotor. O acúmulo de ar diminui a área efetiva de passagem do líquido, incrementando sua velocidade absoluta e intensificando a degradação da altura de elevação.



**Figura 2.12 – Esquematização do acúmulo de gás na entrada do rotor.**

**Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974a**

O incremento adicional da vazão de ar a partir da condição anterior causa instabilidade na pressão da bomba e ocorrência de vibrações, e um bolsão de ar se estende a partir da entrada para a saída do rotor. Nesse ponto, o ganho de pressão se reduz bruscamente. Os autores indicam que essa redução de pressão causa um efeito instantâneo favorável, diminuindo o acúmulo de ar. Isso faz com que a bomba retorne ao funcionamento anterior, mas acumule ar novamente, tornando-se um ciclo contínuo. Aumentando-se um pouco mais a quantidade de ar, reduz-se muito o acúmulo de ar e a bomba recupera seu desempenho de maneira estável, porém com um ganho de pressão muito pequeno. Na Figura 2.13 é ilustrado o comportamento das fases perto do bloqueio de gás.



**Figura 2.13 – Padrões de escoamento nos canais do rotor perto do bloqueio de gás.**

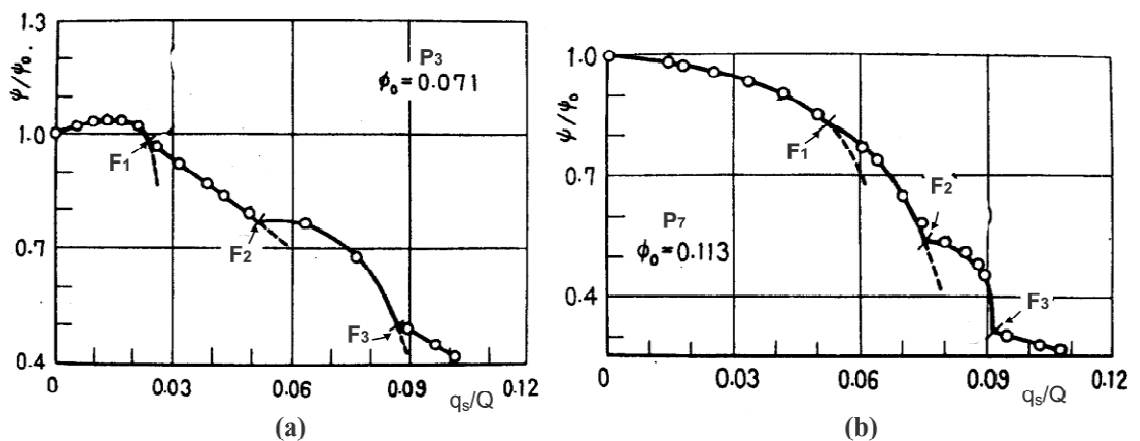
**Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974a**



Com um novo aumento de vazão de ar, um grande acúmulo de ar (bolsão de ar) é observado na entrada do rotor e junto à face de pressão, que cresce rapidamente tendendo a cobrir todo o canal do rotor. Quando um vazio preenche a entrada do canal do rotor e se estende até a saída, a bomba perde completamente sua capacidade de elevar pressão.

Como mencionado na secção 2.1, Murakami e Minemura (1974b) também estudaram a influência do número de pás no desempenho da bomba. Como apontado pelos autores, a mudança abrupta do padrão de escoamento no rotor está relacionada com o surgimento de descontinuidades ( $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ ) na curva de desempenho da bomba. A Figura 2.14 mostra as descontinuidades na curva do coeficiente de carga normalizado com seu equivalente monofásico,  $\psi/\psi_0$ , em função da razão  $q_s/Q$ , para coeficientes de vazões monofásicos,  $\phi_0$ , constantes pertos do ponto de máxima eficiência.

Entretanto, a razão volumétrica de ar ( $q_s/Q$ ) onde ocorrem tais mudanças de padrões de escoamento (pontos de descontinuidades) é modificada pelo número de pás no rotor. Os autores indicaram que no caso da bomba de 7 pás, os dois primeiros pontos de mudança dos padrões de escoamento ocorrem para maiores quantidades de ar que no caso da bomba de 3 pás, enquanto, para o último ponto a quantidade de ar é quase a mesma para ambas as bombas. Além disso, os autores observaram que o comportamento dos padrões de escoamento nas bombas de 5 e 7 pás foram iguais.



**Figura 2.14 – Pontos de mudança dos padrões de escoamento em função de  $q_s/Q$ : a) rotor com três pás, b) rotor com sete pás.**

**Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura, 1974b**

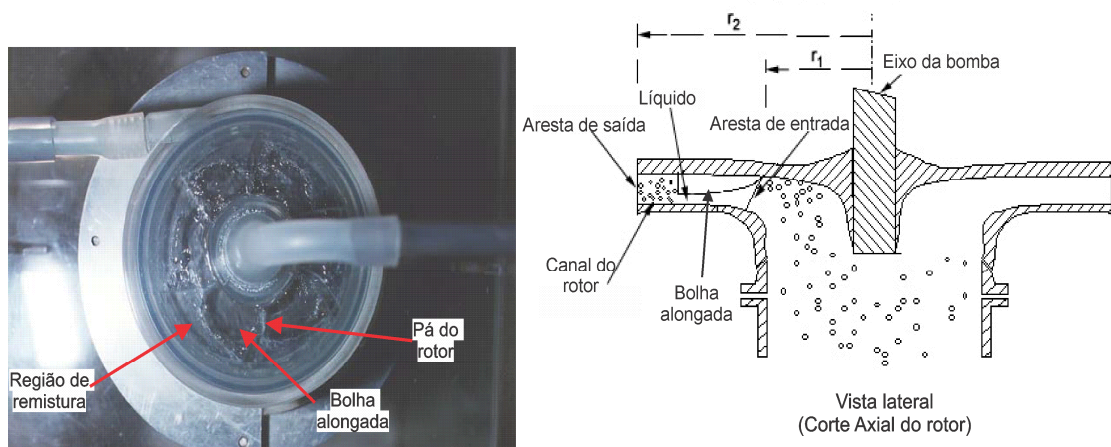
Murakami e Minemura (1974b) também realizaram medições do diâmetro médio da bolha, apontando que o diâmetro da bolha diminui com o aumento da velocidade de rotação e também diminui com o aumento do número de pás. Finalmente os autores indicam que o

tamanho médio da bolha no rotor é independente do tamanho das bolhas antes da entrada do rotor. Mas, essa afirmação nem sempre é verdadeira se consideramos os efeitos da coalescência na entrada do rotor.

Como comentado na seção 2.1, Estevam (2002) construiu um protótipo de bomba centrífuga de carcaça em acrílico transparente com geometria similar a uma de bomba centrífuga submersa. O objetivo do estudo foi visualizar e analisar qualitativamente o escoamento no interior do rotor através de uma câmera de alta velocidade, permitindo uma compreensão da fenomenologia do escoamento.

A Figura 2.15 ilustra os padrões de escoamento considerados no estudo. O autor observou que bolhas podem coalescer na entrada do canal do rotor e gerar a partir desse ponto uma bolha alongada com a presença de um filme de líquido (estratificado). Esse filme de líquido retira bolhas da bolha alongada gerando uma região de recirculação (*Entrainment*). Obtém-se, portanto, uma região povoada por bolhas dispersas de vários diâmetros. Na saída do canal do rotor, bolhas com diâmetros menores que o diâmetro crítico, seguem para o difusor enquanto que bolhas com diâmetro maior que o crítico ficam retidas ou retornam para a bolha alongada. Segundo o autor, o diâmetro crítico é aquele atingido pela bolha quando ocorre um equilíbrio entre a força de arrasto e a força centrífuga no canal do rotor.

O autor também verificou que a geração de pressão da bomba cai à medida que o tamanho da bolha de ar formada na entrada do rotor aumenta. Além disso, o autor indicou que o tamanho da bolha estacionária diminui com o aumento da rotação, da vazão do líquido e da pressão de entrada. Entretanto, ao aumentar o valor da vazão de ar, o tamanho da bolha aumenta



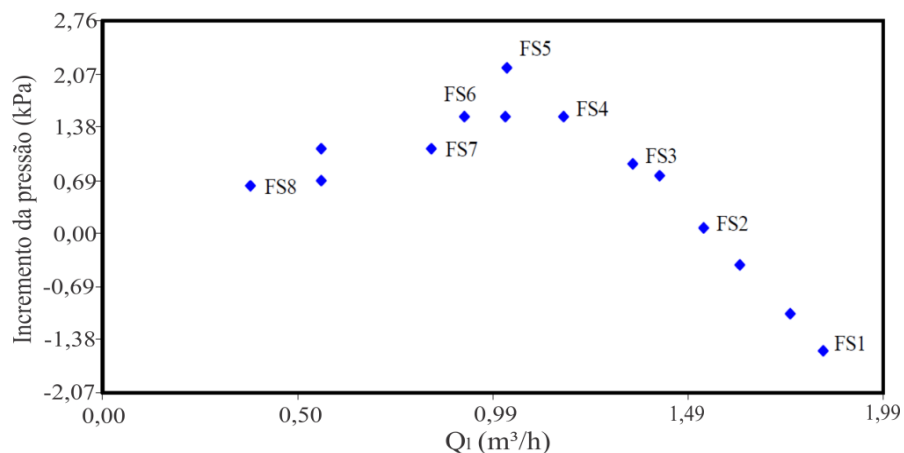
**Figura 2.15 – Comportamento das bolhas dentro do rotor.**

**Fonte: Estevam, 2002**

Finalmente, Estevam (2002) considerou dois tipos de padrões de escoamento, no canal do rotor, para a construção do mapa operacional da bomba (apresentado na seção 2.1). Para condições operacionais antes do *surging* pode-se considerar escoamento em bolhas dispersas pelo canal do rotor. Após da ocorrência do *surging* há o aparecimento de uma bolha alongada que se inicia na entrada do canal do rotor e se prolonga ao longo desse canal, dependendo das condições operacionais a qual a bomba está submetida. Se a bolha alongada atingir algo em torno de 80% do canal, temos uma faixa onde o decréscimo da vazão não determina geração de pressão (empacotamento de bolhas). Tem início, então, o bloqueio de gás.

Para seus testes de visualização, Barrios (2007) construiu um protótipo de uma BCS com modificações estratégicas que permitiram visualizar o escoamento de água e ar dentro do rotor do segundo estágio. Utilizando uma câmera de alta velocidade, a autora identificou padrões de escoamento, condições de *surging* e tamanho de bolhas. A autora analisou conjuntamente o incremento de pressão como função da vazão de líquido paralelo às observações do comportamento de bolhas de ar no rotor para quatro rotações. Essa comparação tem por objetivo associar o comportamento do desempenho da bomba com os diferentes fenômenos e padrões visualizados no rotor, principalmente nas condições de *surging*.

A Figura 2.16, mostra o desempenho da bomba para uma velocidade de rotação de 600 rpm e uma vazão constante de ar de  $4,25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$ . Paralelamente a essas medições, a estrutura de escoamento (FS) dentro do canal do rotor foi examinada em oito condições operacionais diferentes (FS1-FS8) com ajuda da câmera de alta velocidade, ou seja, cada um desses oito pontos foi avaliado por meio de fotografia de alta velocidade

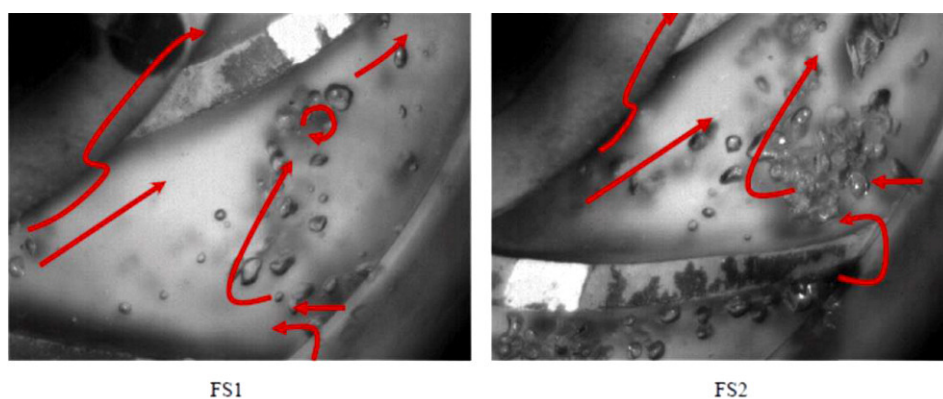


**Figura 2.16 – Desempenho da bomba em 600 rpm e  $4,25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$  de ar.**

**Fonte: Adaptado de Barrios, 2007**

A Figura 2.17 mostra as imagens resultantes das fotografias das duas primeiras condições avaliadas, onde as setas representam trajetórias e recirculações das bolhas. A autora observou que as condições FS1 e FS2 (altas vazões de líquido) provocam um padrão circulatório de bolhas na saída do rotor de canal em canal, que contornam a ponta da pá e adentram o canal seguinte junto a face de sucção. No novo canal, essas bolhas são empurradas em direção à face de pressão da pá, onde podem ser levadas para a saída ou entrar em um novo canal, tornando-se em um movimento periódico de recirculação.

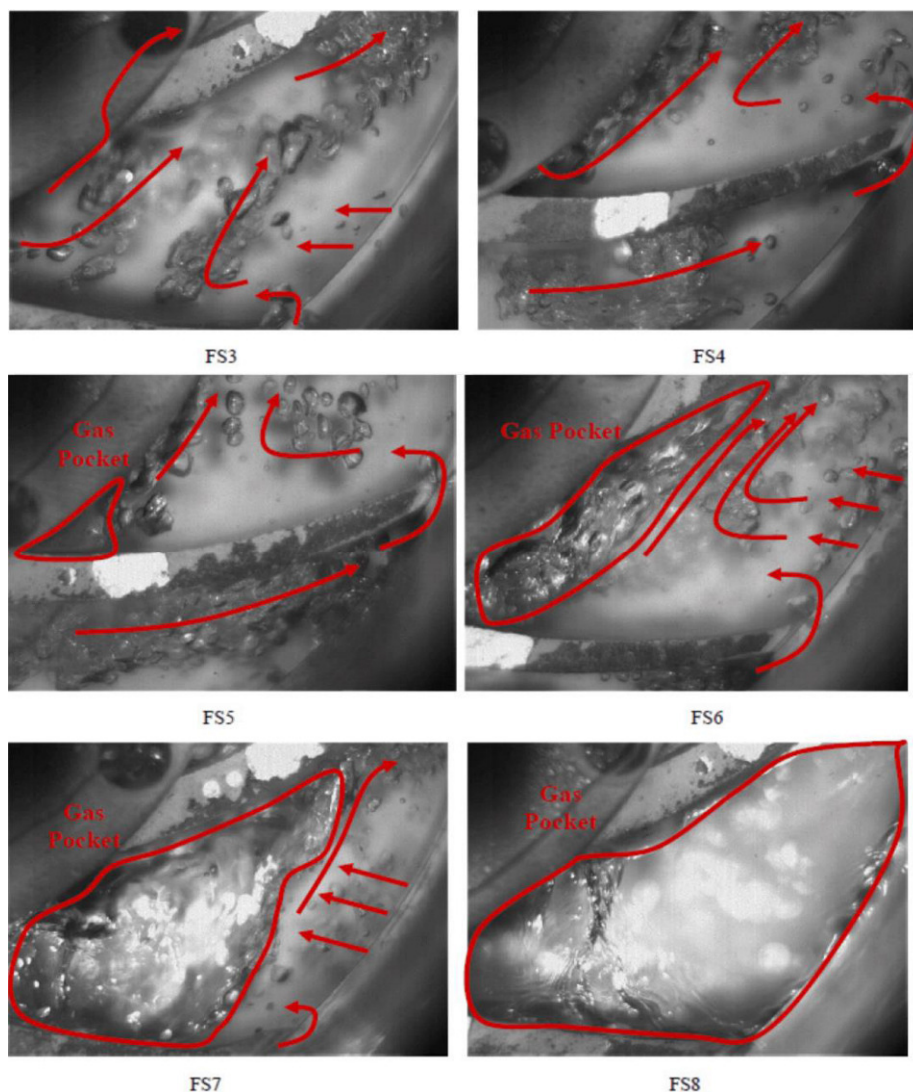
A Figura 2.18 mostra as imagens resultantes das fotografias das últimas seis condições avaliadas, onde as setas representam trajetórias e recirculações das bolhas. Na condição FS3, foram observadas bolhas maiores que indicam a ocorrência de coalescência, além de uma aglomeração maior de bolhas que se localizam na ponta da pá junto à face de pressão. A condição FS4 apresenta um acúmulo de bolhas na entrada do canal e a aproximação das trajetórias de recirculações para a entrada do canal.



**Figura 2.17 – Imagens do comportamento do ar no rotor nas condições FS1 e FS2.**

**Fonte: Barrios, 2007**

Diminuindo-se a vazão de líquido até um ponto onde a fração de ar é aproximadamente 0,16%, o incremento de pressão cai abruptamente como indica as condições FS5 e FS6, onde a formação de um bolsão de ar na entrada do rotor foi observada. Nessa situação, as recirculações existentes foram intensificadas, impedindo a passagem das bolhas novas que tentam entrar no rotor, resultando em uma imediata coalescência com o bolsão de ar.

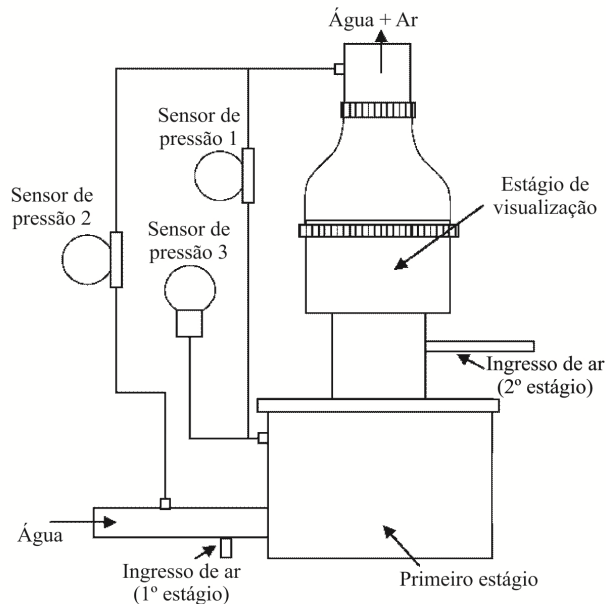


**Figura 2.18 - Imagens do comportamento do ar no rotor nas condições FS3 até FS8.**  
**Fonte: Barrios, 2007**

Na condição FS7, a autora observou que o incremento de pressão cai em quase 50% quando comparado ao desempenho monofásico. O tamanho do bolsão de ar aumenta até ocupar quase 75% da área frontal do rotor, mas a altura do bolsão é desconhecida, já que por debaixo desse, segundo a autora, pode ocorrer escoamento de líquido. Na condição FS8, quase nenhum incremento de pressão é obtido e o bolsão de ar toma o canal todo, desde a entrada até a saída, tendendo ao bloqueio da operação da bomba (*gas pocket*). A autora também aponta que para maiores velocidades de rotação, o comportamento global obtido é muito semelhante, embora as bolhas dispersas sejam menores em geral.

Gamboa (2008) realizou um estudo do comportamento das bolhas e identificação de padrões de escoamento dentro do rotor de uma BCS. O autor adaptou o protótipo de BCS de duplo estágio feito por Barrios (2007) com a finalidade de visualizar a distribuição do gás em várias partes da bomba, como na entrada dos dois estágios e na saída do rotor. O autor desenvolveu, ainda, um método para inserir o gás na entrada do primeiro ou do segundo estágio, como forma de comparar a influência do primeiro estágio na quebra de bolhas e conseqüentemente no desempenho do conjunto. Na Figura 2.19 mostra-se um esquema do arranjo usado pelo autor para inserir gás na sua bancada.

Quando o gás foi injetado diretamente no estágio de visualização, bolhas de 3,5 mm foram observadas, enquanto que bolhas de 0,5 mm foram observadas quando o gás foi injetado na entrada no primeiro estágio. Essa diferença de tamanho de bolhas se justifica, como comentado anteriormente, pelo fato de que o primeiro estágio atua na quebra de bolhas. Entretanto, como todos os outros autores estudados que sugerem esse efeito, não são dadas explicações para a mecânica desse processo. O autor também observou padrões similares aos já observados por Estevam (2002) e Barrios (2007) quando a bomba se aproxima do ponto de *surging*, isto é, a formação de um grande bolsão de gás no rotor.



**Figura 2.19 – Esquema do arranjo para injeção de gás.**  
**Fonte: Adaptado de Gamboa, 2008**

A Figura 2.20 apresenta os padrões de escoamento visualizados por Gamboa (2008), descritos em base ao incremento de pressão da bomba versus a fração de gás para uma rotação de 600 rpm, pressão de entrada de 13,8 kPa e 6,95 m<sup>3</sup>/h de vazão de líquido, com injeção de gás feita antes do primeiro estágio. Além disso, na Figura 2.21 são mostradas as imagens resultantes das fotografias de cada um desses padrões.

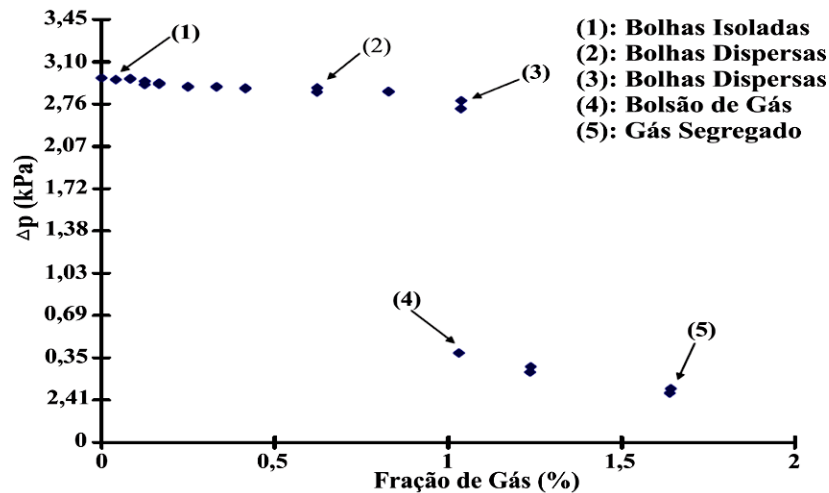
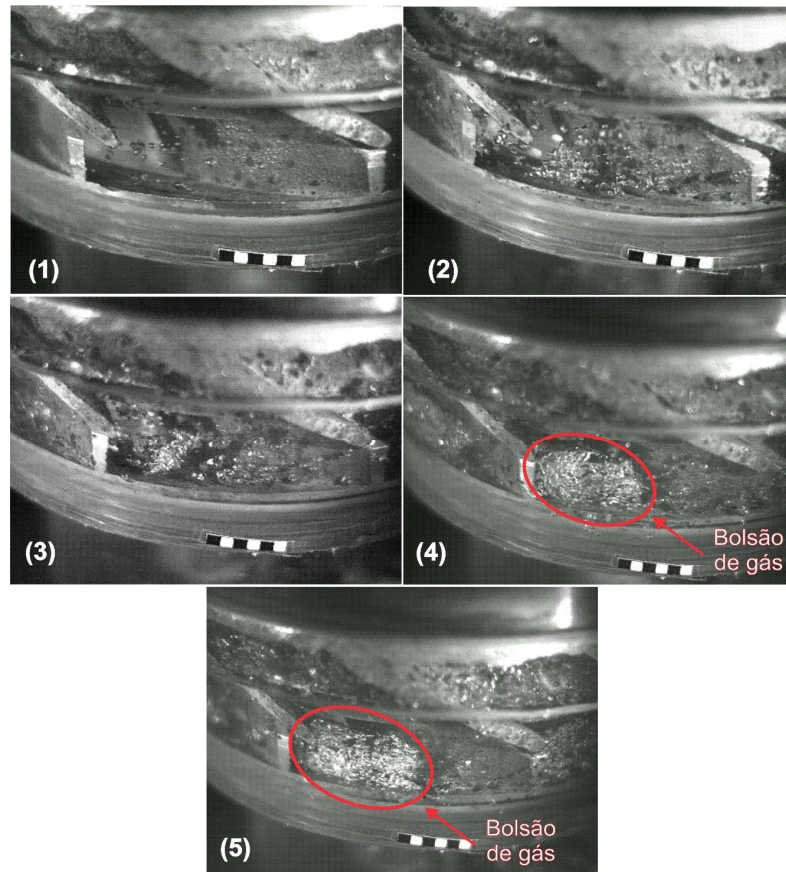


Figura 2.20 – Representação dos padrões de escoamento no rotor em função do incremento de pressão versus a fração de gás.

Fonte: Adaptado de Gamboa, 2008

O ponto (1) corresponde a baixas frações de gás e representa a existência de bolhas isoladas, sem interação entre elas. Neste caso, o incremento de pressão é o mesmo que no caso monofásico. Com o aumento da fração de gás até o ponto (2), o tamanho e número de bolhas têm um aumento significativo, tornando-se em regime de bolhas dispersas. Dependendo de seu tamanho, elas podem sair para o difusor ou ficar estacionadas, gerando acúmulo no canal do rotor.

Com um aumento adicional da fração de gás, ocorre o fenômeno de *surging*, que inicia no ponto (3) (instável) e continua até o ponto (4) (estável). Embora os pontos 3 e 4 possuam quase a mesma fração de gás, os regimes de escoamento nos dois casos são distintos. O regime em (3) é similar ao do ponto (2), enquanto que no ponto (4) se verifica a existência de um bolsão de gás do lado da face sucção da pá até o meio do canal do rotor. Aumentando-se ainda mais a fração de gás a partir do ponto (4), atinge-se um regime de gás segregado, indicado pelo autor como ponto (5), em que o desempenho da bomba já se encontra bastante deteriorado.



**Figura 2.21 – Imagens dos padrões de escoamento no canal do rotor.**  
**Fonte: Adaptado de Gamboa, 2008**

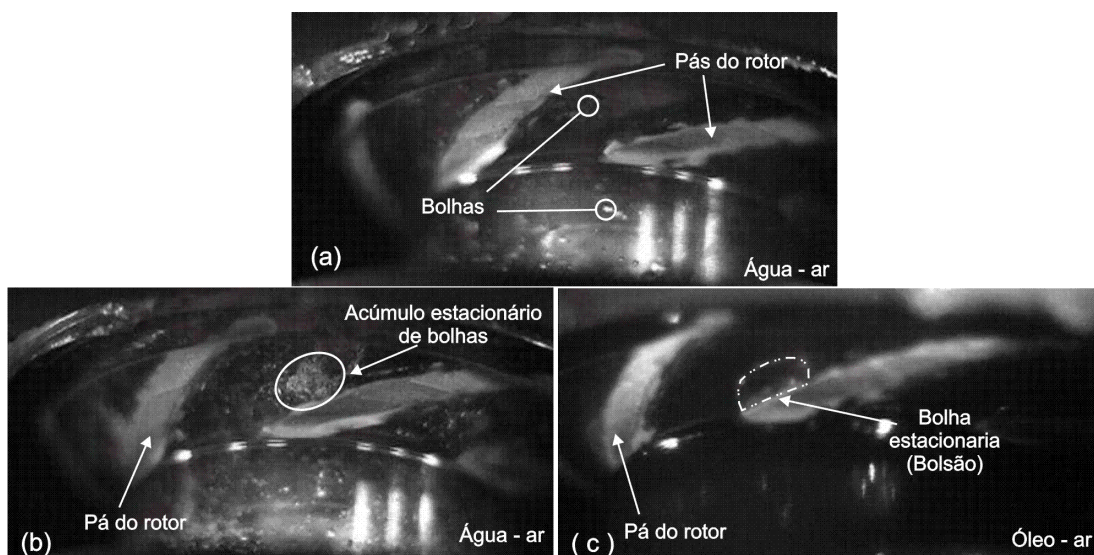
Reconstruindo o protótipo de visualização utilizado por Gamboa (2008), Trevisan (2009) avaliou o desempenho de uma BCS operando com escoamento bifásico de ar e líquidos de diferentes viscosidades. Inicialmente os testes foram realizados com água e ar, e depois com óleo e ar para diferentes condições operacionais e diferentes viscosidades. Utilizando uma câmera de alta velocidade, o autor identificou cinco padrões de escoamento, seguindo uma sequência de vazão de gás crescente, quais sejam:

Na Figura 2.22 (a) mostra-se uma imagem do padrão de bolhas dispersas (*Bubbly Flow*). Esse padrão é observado apenas nos testes de água e ar com baixas vazões de gás. Independentemente da rotação e da vazão de líquido, surgiram pequenas bolhas de ar na entrada do rotor e que tenderam a percorrer trajetória equivalente à do líquido.

Na Figura 2.22 (b) e (c) mostram-se as imagens do padrão de acúmulo de bolhas (*Agglomerated Bubbles*) para ambas as misturas, que foi observado aumentando-se a vazão de gás a partir do padrão anterior. Nele, observa-se um acúmulo de bolhas na face de pressão da pá, formando uma pequena bolha estacionária. Segundo o autor, esse comportamento foi



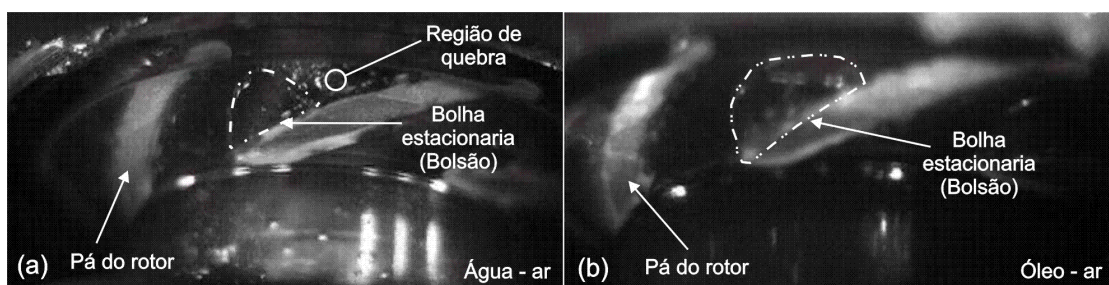
obtido pela influência da viscosidade do fluido em reduzir os efeitos da turbulência, o que favoreceu a coalescência das bolhas e estabilidade da bolha estacionária. O autor também apontou que este padrão de escoamento é responsável pelo início da degradação do desempenho da bomba.



**Figura 2.22 – Padrões de escoamento no canal do rotor: a) bolhas dispersas, b) acúmulo de bolhas, água - ar, c) acúmulo de bolhas, óleo – ar.**

**Fonte: Adaptado de Trevisan, 2009**

Na Figura 2.23, mostram-se as imagens do padrão de bolsão de gás (*Gas Pocket*), que foi observado para vazões de gás maiores que nos casos anteriores. Nesse padrão, observa-se que o tamanho da bolha estacionária aumenta, ocupando uma maior seção do canal do rotor, limitando ainda mais o escoamento do líquido. No caso dos testes com água, a bolha estacionária foi bastante instável, enquanto que para os testes com óleo se manteve estável, sem indício de quebra ou coalescência. Segundo o autor, esse padrão pode ser relacionado com o início da ocorrência de *surging*.

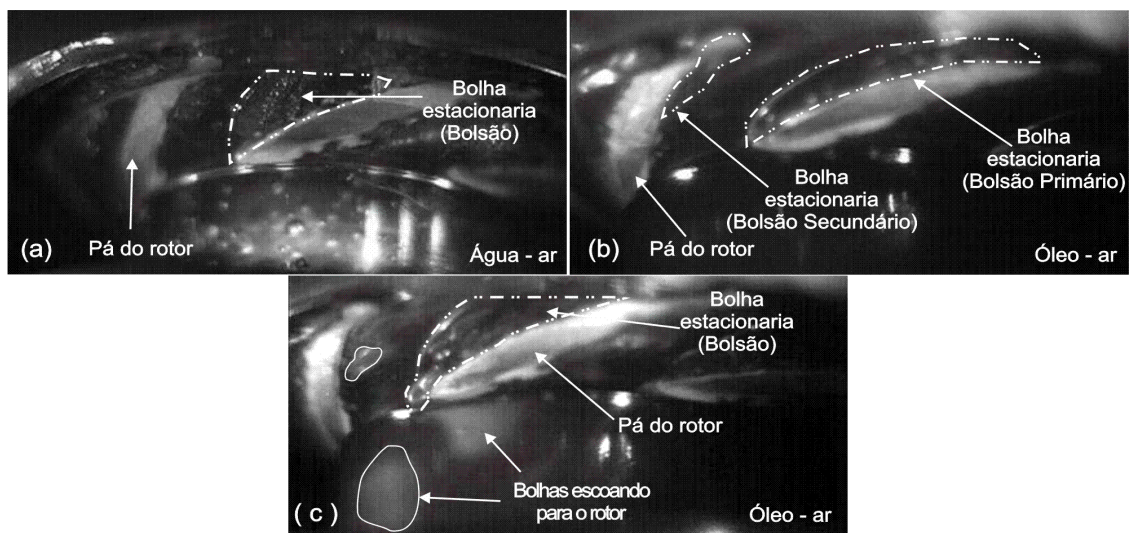


**Figura 2.23 – Padrões de bolsão de gás: a) mistura água – ar, b) mistura óleo – ar.**

**Fonte: Adaptado de Trevisan, 2009**

Na Figura 2.24 (a) e (b), mostram-se as imagens do padrão de gás segregado (*Segregated Gas*) para ambas as misturas. Esse padrão tem características muito similares às do padrão anterior (*gas pocket*), porém nesse caso o tamanho da bolha estacionária ocupa praticamente toda a região da pá. Para os testes com água, a bolha estacionária se manteve instável. Nos testes com óleo, houve a formação de outra bolha estacionária localizada na saída do rotor. Esse fato foi associado com o aumento da velocidade do líquido devido à diminuição de sua área de escoamento, onde o maior arrasto do óleo foi responsável por um acúmulo no ponto de menor pressão do canal. Neste caso, obteve-se uma maior degradação da altura de elevação.

Por fim, na Figura 2.24 (c) mostra-se uma imagem do padrão de gás intermitente (*Intermittent Gas*). Padrão observado apenas nos testes com óleo para altas vazões de gás. Embora seja muito similar ao padrão anterior, esse se diferencia pela presença de bolhas consideravelmente grandes e irregulares no canal do rotor, além da inexistência de uma segunda bolha estacionária. Isso é consequência do fato de que as bolhas irregulares empurram a segunda bolha estacionária para a saída do canal do rotor. A degradação de altura de elevação provocada por esse padrão é similar à observada no caso anterior.



**Figura 2.24 – Padrões de escoamento no canal do rotor: a) gás segregado, água – ar, b) gás segregado, óleo - ar, c) gás intermitente, óleo – ar.**

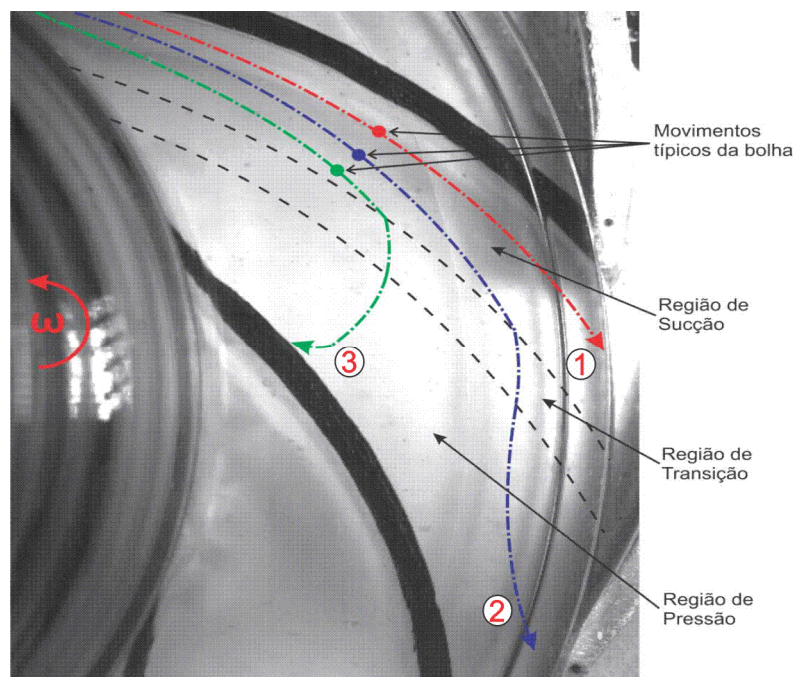
**Fonte: Adaptado de Trevisan, 2009**

Sabino (2015) avaliou o comportamento do escoamento bifásico de água e ar nos canais de uma bomba centrífuga através da análise da dinâmica de uma bolha de gás isolada e

dispersa no meio líquido (em rotação). Para esse fim, o autor construiu uma bancada experimental nas instalações do NUEM/UTFPR utilizando uma bomba centrífuga do tipo radial com dois estágios. A carcaça da bomba e o rotor do primeiro estágio originais foram substituídos por outros de geometria similar, mas com material transparente a fim de permitir a visualização das bolhas no canal do rotor.

O objetivo do estudo foi visualizar e identificar as trajetórias preferenciais das bolhas ao longo do canal do rotor através de uma câmera de alta velocidade, permitindo analisar as forças que atuam nas bolhas em condições de rotações baixas (100 – 220 RPM). Da análise das imagens, o autor conseguiu avaliar o diâmetro, a trajetória, a posição e a velocidade das bolhas ponto a ponto ao longo do canal do rotor. O autor também propôs um modelo algébrico para o cálculo do coeficiente de arrasto em diferentes condições operacionais, baseado no campo de velocidades (proveniente de simulações numéricas).

A Figura 2.25 ilustra os três tipos de trajetórias que a bolha pode seguir no rotor. O autor dividiu o canal do rotor em três regiões: região de sucção (perto da face de sucção da pá), região de transição (no centro do canal do rotor) e região de pressão (perto da face de pressão da pá). Em geral pode-se observar que as trajetórias das bolhas se caracterizam por um afastamento gradual da face de sucção da pá, sendo este desvio mais pronunciado para rotações maiores (170 e 220 rpm).



**Figura 2.25 – Trajetórias típicas das bolhas no canal do rotor.**

**Fonte: Sabino, 2015**

Ainda da Figura 2.25, pode-se observar que na trajetória (1) as bolhas no canal do rotor se mantem sempre na região de sucção até atingir a saída do rotor. Na trajetória (2) a bolha começa a escoar na região de sucção, depois muda a sua trajetória atingindo a região central e logo após a região de pressão perto da saída do rotor, onde consegue sair. Finalmente, na trajetória (3) a bolha atinge a região de pressão antes que no caso (2) e tende a recircular com direção à entrada do rotor. Este último comportamento foi pouco observado.

Finalmente, Sabino (2015) conclui que a força de arrasto e a força devido ao gradiente de pressão definem o movimento da bolha no canal do rotor. Na região de sucção, a força predominante é a de arrasto, enquanto que na região de pressão, prevalece a força devido ao gradiente de pressão.

Mais tarde, usando os dados experimentais de Sabino (2015), para validar seu modelo, Jimenez (2016) desenvolveu um modelo numérico para estudar a dinâmica de bolhas isoladas de gás no interior do rotor de uma bomba centrífuga em condições similares às testadas por Sabino (2015). O autor observou que as trajetórias numéricas das bolhas apresentavam tendências e comportamentos similares aos observado experimentalmente por Sabino (2015). Além disso, o autor também analisou a influência da força de arrasto, da força devido ao gradiente de pressão e da força de massa virtual atuando numa bolha de gás, concluindo também que o movimento da bolha é governado principalmente pela ação da força de arrasto e de pressão, as quais são função do diâmetro das bolhas.

Monteverde (2016) realizou um amplo trabalho experimental para avaliar e entender os fatores que afetam o desempenho de BCS. Para isso, o autor construiu duas montagens experimentais. Uma para avaliar o desempenho de uma BCS convencional de três estágios, sob diferentes condições operacionais e inclinações. Na outra bancada experimental, o autor usou uma bomba protótipo projetada para permitir a visualização do escoamento nos canais do rotor, possibilitando a identificação dos padrões de escoamento que ocorrem no interior dos canais do rotor. Os testes experimentais foram feitos utilizando diferentes combinações de fluido tais como água – ar, água/glicerina – ar (influência da viscosidade) e água/isopropanol – ar. Isso permitiu, ao autor, analisar a relação entre os padrões de escoamento e as propriedades dos fluidos.

Utilizando uma câmara de alta velocidade o autor identificou quatro padrões de escoamento bifásico no interior do rotor, os quais são apresentados na Figura 2.26. Esses mesmos padrões foram observados nas três combinações de fluidos, nos quais apresentaram algumas diferenças a respeito das transições entre padrões de escoamento para cada

combinação. A Figura 2.26 apresenta os diversos padrões de escoamento observados por Monte Verde, 2016. Na Figura 2.26(a) mostra-se uma imagem do padrão *bubble flow*, que foi observado, apenas, para quantidades de gás extremamente baixas e consiste de pequenas bolhas dispersas ao longo dos canais do rotor.

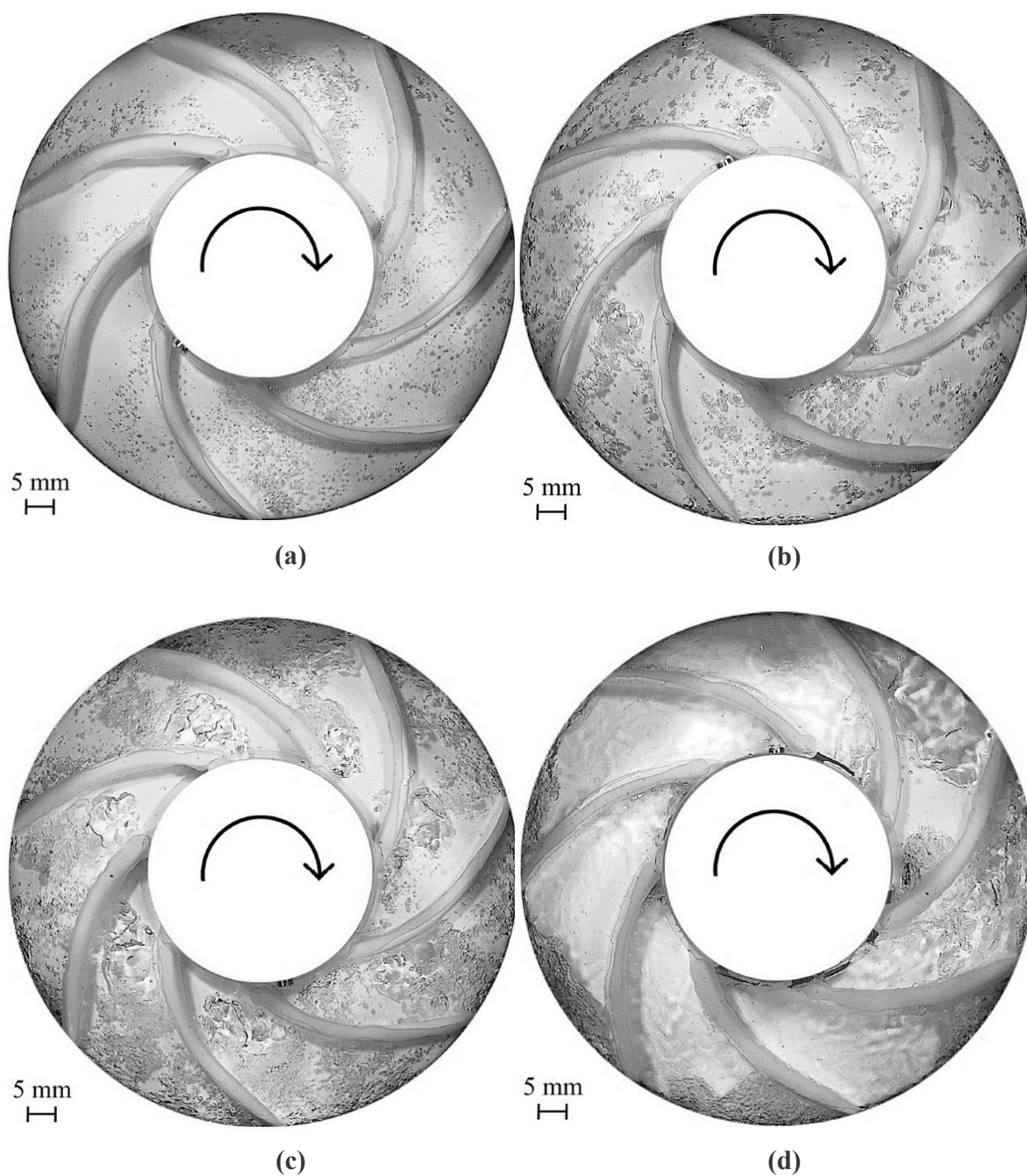


Figura 2.26 – Padrões de escoamento nos canais do rotor: a) *bubble flow*, b) *agglomerated bubble flow*, c) *gas pocket flow*, d) *segregated flow*

Fonte: Monteverde, 2016

Nesse padrão de escoamento, a interação entre as bolhas de gás é pequena e algumas bolhas apresentam formato esférico (bolhas menores) enquanto que outras apresentam um formato irregular (bolhas maiores). Segundo o autor as bolhas de gás seguem aproximadamente a mesma trajetória das partículas de água. Nessas condições a força de arrasto é suficiente para carregar o gás junto com o líquido.

Na Figura 2.26(b) mostra-se uma imagem do padrão *Agglomerated bubble flow*, que ocorre aumentando a fração de gás a partir do padrão *bubble flow*. Observa-se, que a população de bolhas aumenta, assim como seu tamanho. O espaçamento entre elas diminui tornando a interação entre elas mais evidentes causando aglomeração e dispersão de bolhas por todos os canais do rotor. As maiores bolhas, formadas da coalescência de outras bolhas tem o seu formato indefinido e são intensamente deformadas pelo escoamento. A força de arrasto já não é suficiente para carregar essas bolhas deformáveis junto com o líquido. O gradiente de pressão adverso existente no interior do rotor desacelera as bolhas que tendem a ficar estacionárias nos canais do rotor.

Na Figura 2.26(c) mostra-se uma imagem do padrão *Gas pocket flow*, que ocorre com um incremento ainda maior da vazão de gás. Observa-se, que a coalescência das bolhas aumenta, resultando em uma grande bolha de gás que ocupa uma porção significativa do canal do rotor, restringindo a área disponível para o escoamento do líquido. Conseqüentemente, a área de transferência de energia cinética para o líquido é reduzida, degradando a capacidade da bomba de gerar pressão, além de gerar instabilidade na operação da bomba. A instabilidade operacional devido a esse padrão de escoamento, é definida como *Surging*.

A interface gás-líquido dessa estrutura gasosa é intensamente deformável e instável, indicando instabilidade do escoamento. Observa-se, também, uma região de esteira a jusante da bolha estacionária. Essa região é caracterizada por um acúmulo de pequenas bolhas que se despreendem da estrutura maior e formam uma região de intensa recirculação.

Finalmente, a Figura 2.26(d) mostra uma imagem do padrão *Segregated flow*. Verifica-se que aumentando mais a vazão de gás as estruturas estacionárias, ou bolhas alongadas aumentam de tamanho na direção radial e passam a ocupar toda a extensão do rotor. As fases se segregam e o gás passa a formar uma fase contínua. A segregação do escoamento cria estruturas estacionárias de gás que ocupam desde a entrada do rotor até a região de saída. Na entrada do rotor, observa-se uma região de coalescência de bolhas. Na região próxima à saída, ocorrem instabilidades que promovem a quebra parcial da estrutura estacionária formando uma esteira de bolhas. Segundo o autor, eventualmente, essas bolhas alongadas escoam para

fora do rotor dando lugar rapidamente a outra bolha alongada, porém sem aparente período definido. Essa condição operacional é descrita em aplicações práticas como *Gas Locking*.

Para os testes de escoamento bifásico com fluido viscoso, observou-se uma degradação mais acentuada que no caso de água – ar. O padrão de *Bubble flow* foi extremadamente restrito, sendo observada, apenas, para frações de gás próximas de zero. Nesses pontos as bolhas não possuem formato esférico. O autor também indica que a quebra de bolhas foi bem limitada, devido a redução da turbulência pela viscosidade do líquido.

A redução da tensão superficial, devido à presença de isopropanol na água, aumenta a tolerância da bomba à presença de gás. O autor indica que esse aumento da tolerância da bomba está diretamente relacionado com a mudança do padrão de escoamento no rotor. A redução da tensão superficial dificulta a coalescência das bolhas e retarda a transição entre as fases, fazendo com que ela ocorra para frações de gás mais elevadas.

### **2.3 Comentários Finais**

Na presente revisão bibliográfica, foram apresentados estudos em bombas centrífugas operando com escoamento bifásico. Isso permitiu compreender e ter uma dimensão da complexidade do problema. Em geral os primeiros estudos foram realizados na indústria nuclear e posteriormente na do petróleo. A maior parte dos estudos busca quantificar a degradação do desempenho das bombas operando com escoamento bifásico em função das variáveis que afetam o problema, enquanto que um número menor de trabalhos tenta compreender a dinâmica do gás e a consequente distribuição das fases no interior das bombas.

Em uma primeira parte, foram expostos estudos experimentais que analisaram o desempenho de bombas centrífugas operando com escoamento bifásico líquido-gás. Muitos estudos buscam compreender o efeito da velocidade de rotação, da pressão de entrada, da vazão de líquido, do diâmetro das bolhas e, principalmente, da fração de gás no desempenho. As tendências observadas em função dessas condições aparentam boa concordância entre os estudos. Uma quantidade menor de trabalhos estuda a influência da geometria da bomba, como o tipo do rotor, o número de pás e a folga entre as pás e a carcaça. Estudos que avaliem o efeito da viscosidade do líquido e da tensão superficial entre as fases são escassos, e os resultados a esse respeito até o momento são inconclusivos e pouco explorados.

Estudos de visualização do comportamento das fases no interior de bombas centrífugas sob escoamento bifásico ainda são poucos. Normalmente, esses estudos buscam associar os padrões de escoamento observados no rotor com o desempenho da bomba e assim entender os fenômenos relacionados à degradação do desempenho. Porém, mais informações são necessárias nessa área. Até o momento, quase todos os estudos revisados no tema em questão usam protótipos e modificações significativas na geometria da bomba. Comparando o presente estudo e o de Sabino (2015) com os encontrados na literatura aberta, nota-se que são quase inexistentes os trabalhos nos quais se tenham feito uso de um rotor fechado confeccionado com suas dimensões reais e em material totalmente transparente para utilização em uma bomba real.

Ainda, na literatura revisada, são bem escassos, quase inexistentes, estudos que utilizaram alguma metodologia para determinação da fração de vazio na entrada da bomba, o que pode ser fundamental para compreender o padrão de escoamento na entrada do rotor e fornecer dados para validação de modelos numéricos. Na revisão bibliográfica feita da literatura aberta, não foi encontrada, também, o padrão de escoamento bifásico sob influência da interação entre rotores fechados e difusores aletados, como o existente na bomba radial do presente estudo.

Como se observa, a presente linha de pesquisa é um tema aberto que ainda está em fase inicial de desenvolvimento. Explicações para vários efeitos já observados carecem de maior suporte fenomenológico, e estudos de visualização de escoamento podem ajudar muito nesse sentido. Medições reais de fração de gás na sucção da bomba são praticamente inexistentes na literatura aberta, principalmente com o uso de sensores de malhas de eletrodos (*Wire mesh*) como se pretende neste estudo. Portanto, entende-se que o presente trabalho deve contribuir com a literatura em função de seus objetivos.



### 3 DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, é apresentada a instrumentação e a metodologia experimental utilizada no desenvolvimento do presente trabalho. Na primeira parte, é mostrado o funcionamento do circuito experimental e os detalhes de seus componentes e equipamentos. A seguir, são descritos o sensor de malha de eletrodos (*wire mesh*), o equipamento de visualização e o sistema de aquisição de dados. Finalmente, são apresentados os procedimentos experimentais e a grade de testes.

#### 3.1 Circuito experimental

A fim de atingir os objetivos do presente trabalho, foi implementada uma bancada experimental nas instalações do laboratório do Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM/UTFPR). A bancada consiste em um circuito fechado e pode ser dividida em três partes principais: armazenamento e linhas de alimentação (ar e água), a seção de testes e o sistema de aquisição de dados.

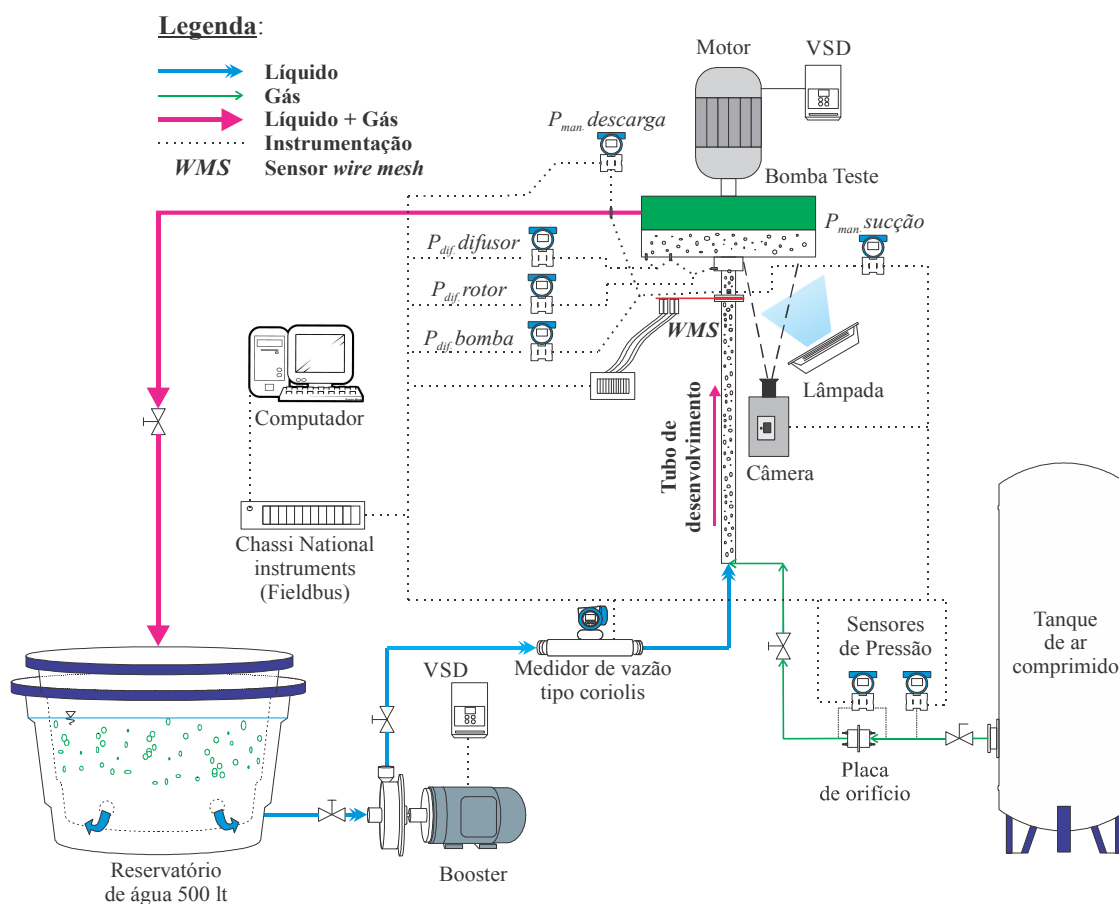
A figura 3.1 mostra o circuito experimental desenvolvido para este trabalho. Por meio de seu respectivo variador de frequência (VDS), a bomba *booster* é acionada e bombeia a água a partir de um reservatório de armazenamento de 500 litros, iniciando assim a alimentação da linha do líquido (cor azul). Essa bomba também ajuda a garantir pressões positivas na sucção da bomba teste. Um medidor de fluxo do tipo Coriolis, instalado antes do início da seção de testes, faz a medição da vazão volumétrica de líquido, bem como da massa específica da água e sua temperatura. Por sua vez, a linha de ar (cor verde) é alimentada por um tanque de ar comprimido com uma capacidade de até 500 litros a 14 bar. A vazão do ar é medida através de um arranjo entre a placa de orifício e os sensores de pressão, sendo controlada por meio de uma válvula manual do tipo agulha.

A mistura das fases é feita na entrada do tubo de desenvolvimento (início da seção de testes), que é transparente e tem um diâmetro interno ( $D$ ) de 70 mm e um comprimento de  $20D$ . No início desse tubo, o ar é inserido no circuito por meio de um arranjo de pedras porosas. Essa configuração, para as vazões de líquido e gás testadas nesse trabalho, gera um escoamento bifásico no padrão de bolhas dispersas a montante da bomba teste. A uma distância aproximada de  $2D$  antes da sucção da bomba, um sensor de malha de eletrodos (*wire*

*mesh*) de 32x32 fios é instalado para medição da fração de vazio média local na entrada da bomba.

Controlada por meio de um inversor de frequência dedicado e uma válvula manual do tipo globo instalada no tubo de descarga (que ajuda tanto no controle da vazão, quanto na regulagem da pressão de trabalho), a bomba teste é avaliada para diferentes condições de operação sob escoamento bifásico.

Após passar pela seção de testes, a mistura bifásica (cor rosa) retorna ao reservatório, onde a separação de fases é feita pela gravidade. A fim de evitar o retorno de bolhas ao circuito pela linha do líquido, foram utilizados dois reservatórios de tamanhos diferentes, sendo o reservatório menor furado na parte inferior e parcialmente submerso no reservatório maior, funcionando assim como um labirinto de separação simples e eficiente para as condições do presente trabalho.



**Figura 3.1 – Esquema do circuito experimental**

Os sinais de saída dos diferentes sensores de medição usados no circuito experimental são coletados em tempo real através da linha de instrumentação (linhas pontilhadas) e gerenciados pelo sistema de aquisição de dados. Na tabela 3.1 é apresentada uma breve descrição técnica dos principais equipamentos usados no circuito experimental.

**Tabela 3-1 – Descrição dos equipamentos principais do circuito experimental**

<i>Equipamento</i>	<i>Marca / Modelo</i>	<i>Descrição técnica</i>
Bomba teste	Imbil Itap 65-330/2	Centrífuga de duplo estágio tipo radial 36,6 m <sup>3</sup> /h @ 18,7 m.c.a., no BEP Motor WEG trifásico / 1150 RPM 220/380/440V, 60 Hz, 2,24 kW (3 HP)
Inversor de frequência	Schneider	Trifásico, 220-240V 50-60 Hz / 24,2 A / 3,73 kW (5 HP) Microprocessador com display digital
Bomba <i>Booster</i>	Thebe	Centrífuga de simples estágio 60 m <sup>3</sup> /h @ 56 m.c.a., máximas Motor WEG trifásico / 3520 RPM 220/380/440V, 60 Hz, 8,2 kW (11 HP)
Inversor de frequência	WEG	Trifásico, 200-240V 50-60 Hz / 47 A / 7,5 kW (10 HP) Microprocessador com display digital
Medidor de vazão tipo Coriolis	KROHNE Optimass 7300C	Vazão volumétrica nominal: 34,5 m <sup>3</sup> /h Temperatura de processo: -40 até 100 °C Pressão máxima: 50 bar (20 °C)
Placa de orifício	.....	Orifícios de 0,7 / 2,0 / 3,5 mm Calibração por rotâmetros (Rheotes Haake)

### 3.1.1 Seção de testes

A seção de testes foi projetada e desenvolvida para permitir, simultaneamente: a visualização do escoamento antes da bomba teste, assim como no interior do rotor do primeiro estágio; a medição da fração de vazio na entrada da bomba; a avaliação do desempenho da bomba centrífuga sob escoamento bifásico água-ar. Ela é composta pelo tubo de desenvolvimento, a pedra porosa de injeção de gás, o sensor *wire mesh*, a bomba teste (juntamente com seu motor e inversor de frequência), uma válvula de descarga e sensores de pressão.

A Figura 3.2 mostra uma imagem da seção de testes montada. O tubo de desenvolvimento, feito em acrílico, foi instalado à montante da bomba teste e fixado na sua sucção, o que permite visualizar o escoamento antes de entrar na bomba teste. Ele tem um diâmetro interno ( $D$ ) de 70 mm e um comprimento de  $20D$ , que se mostrou suficiente para permitir o arranjo das bolhas de gás na tubulação após a sua injeção a partir da pedra porosa.

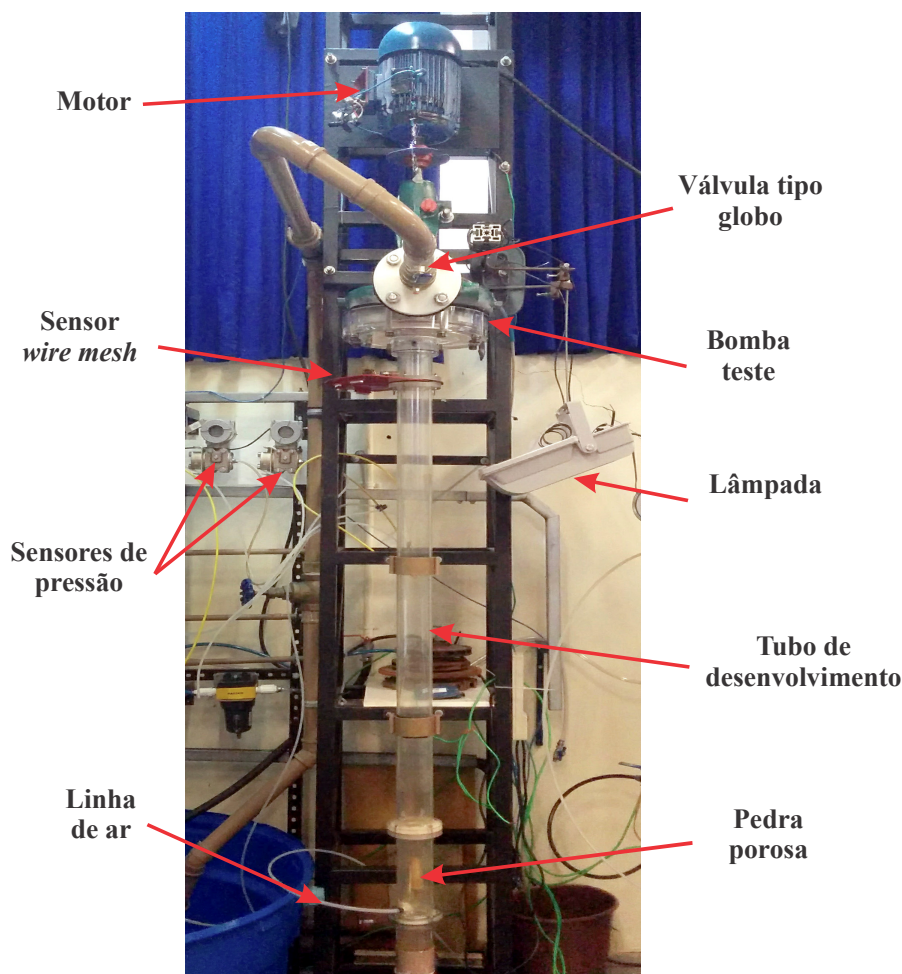


Figura 3.2 – Vista geral da seção de testes

A bomba teste é da marca Imbil®, modelo ITAP 65 330/2, é do tipo centrífuga / radial e é composta por dois estágios. Estudos como os de Estevam (2002), Amaral (2007), Paternost (2013) e Sabino (2015) também fizeram uso desse modelo de bomba. A bomba conta com dois rotores radiais de oito pás cada, um difusor radial de doze pás no primeiro estágio, um canal indutor de seis pás entre os estágios, e uma voluta na saída do segundo estágio.

Na Figura 3.3, mostra-se uma imagem da bomba teste, juntamente com um corte longitudinal para ilustração de suas partes. Na Tabela 3.2, são apresentadas as características geométricas dos diferentes componentes da bomba teste.

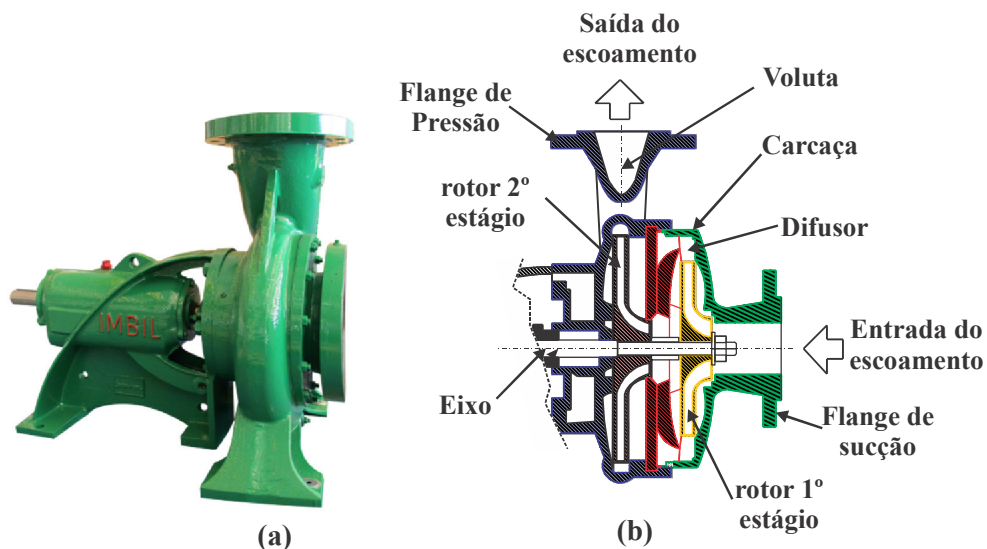


Figura 3.3 – Bomba teste: a) imagem, b) esquema de corte longitudinal

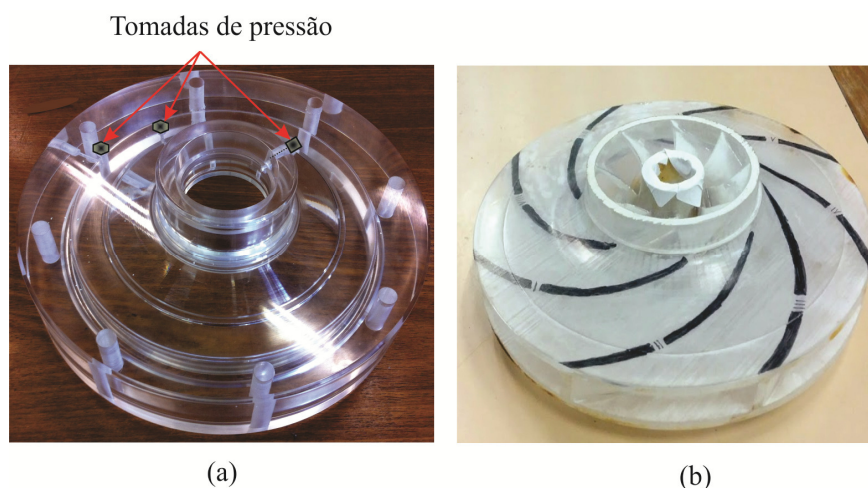
Tabela 3-2 – Características geométricas dos componentes da bomba teste

	Nº pás	Espessura (mm)		Diâmetro (mm)		Ângulo		Alt. do Canal (mm)	
		Mín.	Máx.	Interno	Externo	Entrada	Saída	Entrada	Saída
<i>Rotor 1º estágio</i>	8	3	3	80	205	22,5°	36,0°	21	12
<i>Rotor 2º estágio</i>	8	4	4	76	260	23,5°	35,0°	21	8
<i>Difusor</i>	12	3	3	205	254	----	----	18	13
<i>Bocal Indutor</i>	6	3	3	90	30	----	----	----	----

Com o propósito de visualizar a distribuição das fases no rotor da bomba, sua carcaça e o rotor do seu primeiro estágio foram substituídos por outros de material transparente. Essas peças foram reproduzidas conservando-se o máximo de fidelidade geométrica possível com as partes originais, de modo a minimizar as mudanças no desempenho da bomba teste e, ao mesmo tempo, permitir uma visualização adequada do gás no interior do primeiro estágio.

Para esse fim, a carcaça transparente foi cuidadosamente confeccionada em acrílico, porém sua superfície externa foi desenhada de forma plana para evitar efeitos indesejáveis de refração. Já o rotor foi reproduzido a partir de resina transparente por meio de impressão 3D. Esse procedimento foi possível após o levantamento da geometria original em um modelo de CAD, obtido em função de uma nuvem de pontos extraída por escaneamento a laser.

Com o objetivo de medir o ganho de pressão no rotor e difusor no primeiro estágio, a carcaça transparente foi furada em três pontos estratégicos, onde foram alojadas as tomadas de pressão. Na figura 3.4, mostram-se a carcaça e o rotor confeccionados em material transparente assim como as tomadas de pressão utilizadas para avaliar a bomba teste.



**Figura 3.4 – Componentes transparentes: a) carcaça, b) rotor do primeiro estágio**

Como mostrado em figuras anteriores, a bomba teste é instalada em uma posição vertical ascendente, com o olho do rotor voltado para abaixo. A intenção dessa configuração é obter uma distribuição de gás simétrica na sucção da bomba e, além disso, reproduzir a disposição usual de uma bomba centrífuga submersa.

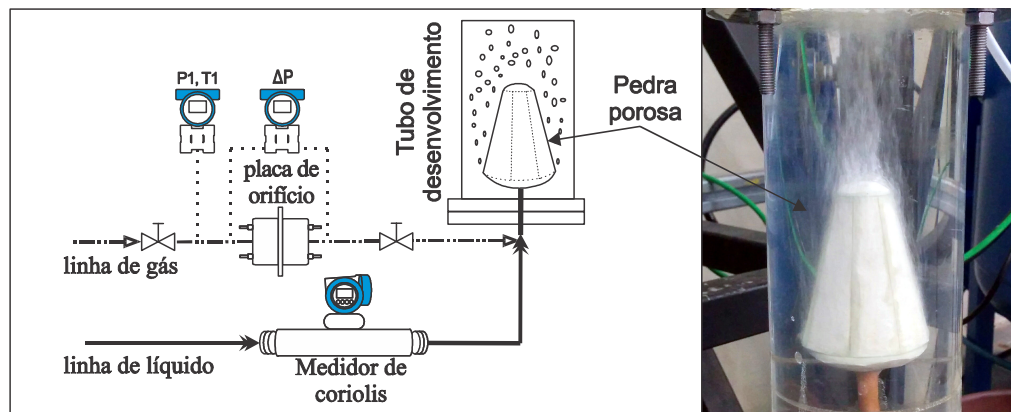
### 3.1.2 Linha de injeção de ar

A injeção de ar começa a partir do tanque de ar comprimido, com capacidade de 500 litros, que é alimentado por um compressor alternativo da marca PEG, modelo NBP-10, com potência de 1,5 kW (2 HP) e pressão máxima de 8,3 bar (120 psi). O objetivo do tanque

de ar é minimizar as oscilações de pressão causadas pelo funcionamento do compressor alternativo, garantindo um escoamento estável.

O ar é inserido no circuito experimental através de um arranjo de pedras porosas situada na parte inferior do tubo de desenvolvimento. Na Figura 3.5, mostra-se uma imagem da injeção de ar no circuito experimental através da pedra porosa, que, como se observa, ajuda na obtenção de um padrão de bolhas dispersas.

A vazão volumétrica de ar é medida por meio de um sistema de placas de orifício. A placa de orifício é um instrumento que mede a vazão de forma indireta a partir da medição da pressão, temperatura e o diferencial de pressão gerado pelo escoamento do ar através dela.



**Figura 3.5 – Configuração de injeção de ar**

Foram utilizadas três placas de orifício, com diâmetros de 0,7 mm; 2 mm e 3,5 mm. Elas foram previamente calibradas utilizando como padrão os rotâmetros da marca *Rheotest Haake*, modelo GMBH. A seleção de qualquer uma das placas de orifício dependeu da faixa de vazões de ar requeridas pelos testes, para cada condição operacional. Via de regra, vazões menores de gás implicam na seleção da placa de orifício menor.

Ainda com respeito à Figura 3.5, cabe indicar que o medidor de pressão diferencial ( $\Delta P$ ) avalia a diferença de pressão entre as duas tomadas na placa de orifício, e o medidor de pressão relativa ( $P1$ ,  $T1$ ) avalia a pressão e temperatura na entrada da placa. É importante ressaltar que os medidores de pressão utilizados possuem compatibilidade com o protocolo *Foundation Fieldbus*, proporcionando sua comunicação com o sistema supervisório.

### 3.1.3 Sensor de malha de eletrodos (WMS)

Neste trabalho se instalou um sensor de malha de eletrodos (WMS, ou *Wire Mesh Sensor*) na sucção da bomba, a fim de se obter valores de fração de vazio reais nesse ponto.

A escolha por esse sensor se baseou na sua capacidade de medição com alta resolução espacial e temporal. Ele permite medir a distribuição de fases na seção transversal da tubulação a partir de um arranjo de duas malhas de fios. Seu princípio de funcionamento consiste em captar diferenças de permissividade elétrica correspondentes a cada fase.

Embora seja um método intrusivo, essa técnica tem a vantagem de fornecer informações diretas da distribuição das fases, o que pode ser muito útil para explorar a influência dos vórtices gerados pela sucção da bomba, bem como para fornecer dados de entrada para modelos numéricos. Na Figura 3.6, é mostrada uma imagem do sensor *wire mesh* capacitivo usado neste estudo.

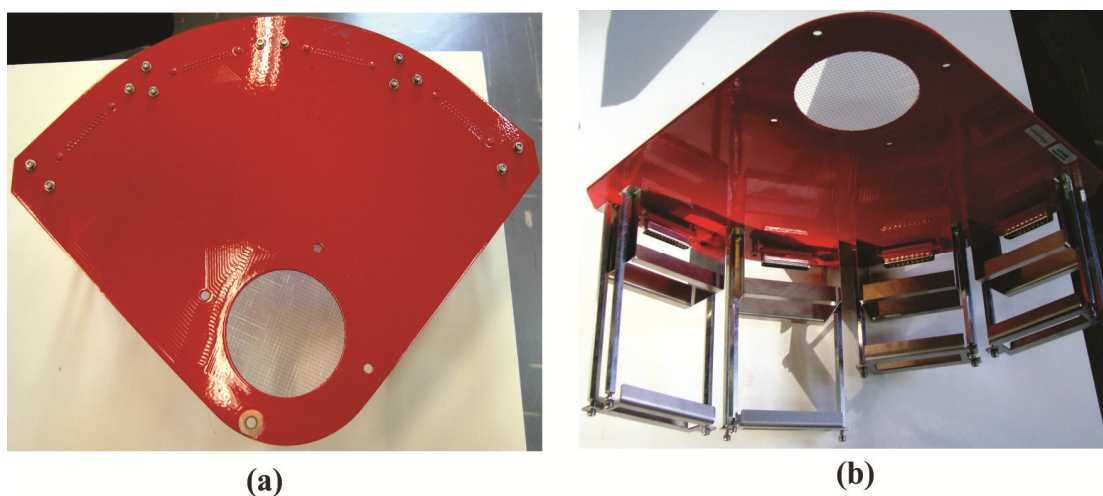
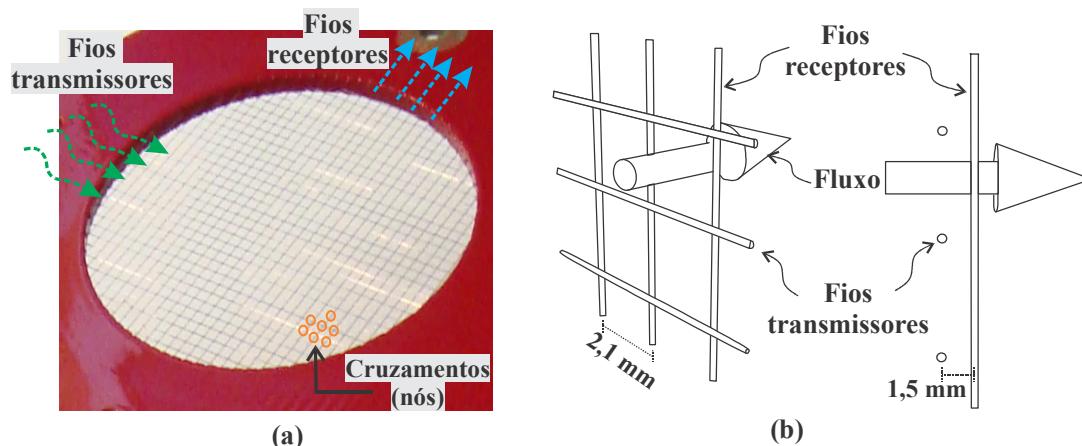


Figura 3.6 – Sensor *wire mesh*: a) vista da acima, b) vista do embaixo.

Esse sensor é composto por dois arranjos de trinta e dois eletrodos cada um (fios de aço inoxidável), onde cada eletrodo possui um diâmetro de 0,12 mm. Os arranjos de eletrodos são dispostos perpendicularmente e separados por uma distância axial de 1,5 mm, resultando em uma grade de eletrodos de 32x32. Em cada arranjo os eletrodos são igualmente espaçados a cada 2,1 mm ao longo da seção transversal. A Figura 3.7 ilustra a configuração dos arranjos de eletrodos *no wire mesh*.





**Figura 3.7 – a) imagem da configuração do *wire mesh*, b) esquema da configuração do *wire mesh***

Em linhas gerais, o processo eletrônico de operação do sensor consiste na aplicação de uma tensão nos eletrodos transmissores, enquanto os outros eletrodos transmissores, não ativos, são conectados a um potencial nulo. Esse esquema de excitação faz com que o potencial elétrico seja concentrado ao longo do eletrodo ativo, e assim as correntes medidas nos eletrodos receptores são relativas a uma dada região do sensor. Dessa forma, o sensor divide a seção transversal em sub-regiões que são interrogadas individualmente. O processo é repetido através da ativação sequencial de cada um dos transmissores, com a consequente medição de corrente nos receptores. Ao final desse processo, obtém-se os valores de capacitância para cada um dos cruzamentos, os quais correspondem à distribuição instantânea de fases na seção transversal do duto (Dos Santos, 2011).

A capacitância do cruzamento é diretamente proporcional à permissividade da substância ( $\mathcal{E}$ ) no ponto de medição. Como sugerido por Da Silva (2008), é possível adotar uma aproximação para o cálculo de fração de vazão,  $\alpha$ , de cada ponto de sensor, a partir das permissividades calculadas das fases. Então:

$$\alpha(i, j, k) = \frac{\mathcal{E}_H - \mathcal{E}(i, j, k)}{\mathcal{E}_H - \mathcal{E}_L}, \quad (3.1)$$

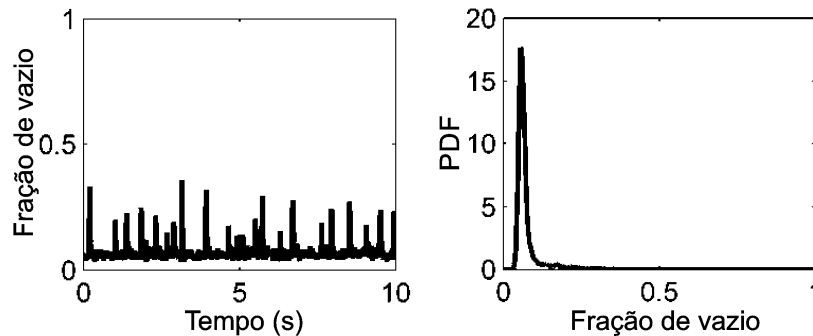
onde  $\mathcal{E}_H$  e  $\mathcal{E}_L$  são duas referências usadas para normalizar os valores medidos pelo *wire mesh*, e referem-se a permissividades de calibração com tubo cheio e tubo vazio,  $\mathcal{E}_H$  e  $\mathcal{E}_L$  respectivamente.

A fração de vazio média do escoamento na seção de medição pode ser obtida pela equação (3.2) abaixo, onde  $n$  representa a configuração de malha do sensor,  $A_{i,j}$  o coeficiente de participação do cruzamento de cada malha e  $n_f$  o número de frames de leitura:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{n_f} \sum_k \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n A_{i,j} \alpha(i,j,k) \quad (3.2)$$

Informações detalhadas a respeito do sensor *wire mesh* capacitivo podem ser encontradas em Da Silva (2008) e Dos Santos (2011).

Na Figura 3.8, é apresentado um exemplo da série temporal e a função de densidade de probabilidade (PDF) da fração de vazio para a condição de bolhas dispersas em um duto (Da Silva, 2008).



**Figura 3.8 – Série temporal e PDF da fração de vazio para bolhas dispersas**

**Fonte: Da Silva, 2008**

As medições feitas com o sensor *wire mesh* neste estudo foram realizadas com uma taxa de aquisição de 2000 Hz por um período de 30 segundos para cada ponto medido. Posteriormente, os dados obtidos foram tratados para obter a fração de vazio para cada caso.

### 3.1.4 Visualização do escoamento bifásico no rotor

Com o objetivo de visualizar e capturar, em detalhes, os padrões de escoamento e comportamento das bolhas nos canais do rotor, uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens foi utilizada. A câmera, da marca *Vision Fastcam* e modelo SA4, é capaz de fornecer uma taxa de aquisição máxima de 3600 quadros/s (*frames per second* – fps), com uma resolução máxima de 1024x1024 pixels e uma memória interna de 8 GB. A câmera conta com um *software* próprio, no qual podem ser ajustados os parâmetros de captura de imagem. Foi

usada, também, uma lente marca *Carl Zeiss* de 50 mm de distância focal e uma faixa de abertura entre  $f/1.4 - f/16$ .

O critério de escolha da taxa de aquisição e tempo de exposição da câmera foi baseado na resolução e na nitidez da imagem das bolhas no rotor, assim como na distância entre a janela de visualização e a câmera. Essa distância foi ajustada de modo que a janela de visualização pudesse englobar tanto o rotor quanto o difusor nas extensões máximas permitidas pelo ângulo de visão da lente. Nesse cenário, a distância foi mantida constante em aproximadamente 0,80 m e a captura das imagens foi feita com uma taxa de aquisição de 1000 fps.

O tempo de exposição utilizado em cada fotografia foi de  $1/6000$  segundos. Ele foi escolhido através de uma série de testes que tiveram como critério um balanço entre a quantidade de luz capturada e a nitidez das bolhas, para uma abertura constante da lente de  $f/2.8$ . A escolha da abertura, por sua vez, teve como critério um balanço entre o máximo de luz possível de se capturar, sem que, por outro lado, fosse prejudicada a profundidade de foco no rotor (que é muito restringida a altas aberturas). Por fim, o tempo total de aquisição foi aproximadamente o equivalente a 10 voltas do rotor, que varia em função da rotação.

Para auxiliar na visualização, foi usada uma lâmpada de LED de 100 W de potência, a qual foi montada de modo a se obter uma iluminação frontal homogênea da janela de visualização. Na Figura 3.9, mostra-se a montagem do conjunto de visualização e a janela visualizada.

Após a obtenção das imagens nativas da câmera, foi realizado um procedimento de pós-processamento com a finalidade de eliminar pontos de reflexo, sombras, altas-luzes, além de se aumentar o contraste e nitidez das imagens. O procedimento foi realizado com uso do programa *Adobe Lightroom*.

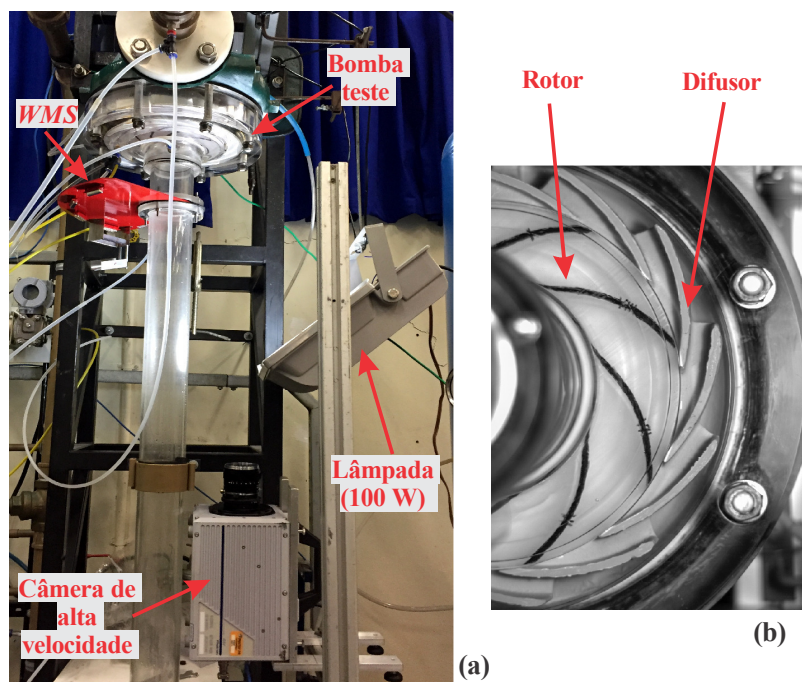


Figura 3.9 – Imagens: a) montagem conjunto de visualização, b) janela de visualização

### 3.1.5 Sistema de aquisição e supervisão de dados

A aquisição de dados no circuito experimental foi feita através de uma rede de comunicação com protocolo *Fieldbus Foundation*, e uma placa de aquisição tipo PCI, da marca *National Instruments*, acoplada a um computador. A rede *Fieldbus* permite a conexão dos medidores de vazão, pressão, temperatura, rotação, etc., com a placa de aquisição, que converte os sinais analógicos em digitais. Esses sinais obtidos são gerenciados pelo *software LabVIEW* (da *National Instruments*).

A supervisão dos dados foi feita através de uma rotina criada no programa *LabVIEW* que permitiu monitorar em tempo real as diferentes variáveis medidas no circuito experimental, além de salvar os dados dessas variáveis. Por sua vez, os dados do *wire mesh* e da câmera foram coletados e gerenciados por seus próprios programas dedicados de aquisição e de monitoramento.

A tabela 3.3 apresenta as principais variáveis medidas e monitoradas durante o experimento. As incertezas associadas aos instrumentos e as variáveis calculadas são apresentadas no Apêndice B.

Tabela 3-3 – Variáveis principais medidas pelo sistema de aquisição de dados

<i>Variável</i>	<i>Definição</i>	<i>Unidade</i>
$P_{suc}$	Pressão manométrica na sucção da bomba	<i>kPa</i>
$P_{des}$	Pressão manométrica na descarga da bomba	<i>kPa</i>
$P_{p.o}$	Pressão manométrica na placa de orifício	<i>kPa</i>
$\Delta P_{rotor}$	Pressão diferencial 1º estágio da bomba	<i>kPa</i>
$\Delta P_{difusor}$	Pressão diferencial no rotor da bomba	<i>kPa</i>
$\Delta P_{bomba}$	Pressão diferencial da bomba toda	<i>kPa</i>
$\Delta P_{p.o}$	Pressão diferencial na placa de orifício	<i>kPa</i>
$Q$	Vazão de água	<i>m<sup>3</sup>/h</i>
$T, \rho$	Temperatura e massa específica na sucção	<i>K, kg/m<sup>3</sup></i>
$\lambda$	Fração de vazão homogênea	----

### 3.2 Procedimentos experimentais

Os testes experimentais foram executados em duas etapas: a primeira apenas para escoamento monofásico e a segunda para escoamento bifásico. Como os testes contam com a medição de diversas variáveis, utilizando mais de uma técnica e exigindo o controle de alguns parâmetros, uma sequência de procedimentos foi adotada para cada etapa, sendo os principais pontos descritos a seguir.

#### 3.2.1 Procedimento para escoamento monofásico

Os testes da bomba com escoamento monofásico servem de base para testar o funcionamento da bancada, além de permitir validar as curvas de desempenho experimentais da bomba com as curvas fornecidas pelo fabricante. Além disso, os resultados desses testes serviram como referência para a comparação com os resultados de desempenho com escoamento bifásico, e também para verificar o cumprimento das leis de similaridade.

A seguir, é apresentado o procedimento adotado para a realização dos testes monofásicos com água.

- i. Inicia-se verificando a disposição das válvulas no circuito experimental: linha de ar fechada e linha de líquido aberta antes e depois da seção de testes, para garantir uma utilização adequada dos sensores.
- ii. Ligam-se os sensores de pressão, temperatura e o medidor de vazão tipo Coriolis. Em seguida, o sistema de aquisição de dados também é ligado para

verificar seu correto funcionamento e a sua comunicação com os sensores e o medidor.

- iii. Liga-se a bomba *booster* e a seguir a bomba teste. Fixa-se uma rotação para a bomba teste através de seu inversor de frequência, e aguarda-se até que o ar acumulado no circuito experimental seja eliminado. A rotação da bomba teste é mantida constante ao longo do teste.
- iv. Mantém-se a válvula, na descarga da bomba teste, completamente aberta (início dos testes), e ajusta-se a rotação da bomba *booster* de modo a garantir uma pressão positiva na sucção da bomba teste e que a vazão gerada nessa condição corresponda ao ponto de vazão máxima, que foi calculada com base na curva do fabricante e leis de similaridade.
- v. Aguarda-se a estabilização do escoamento, por um período de dois minutos.
- vi. Inicia-se a aquisição de dados para esse ponto durante um período de um minuto, com uma frequência de aquisição de 1 kHz. Nesse período, são registradas as seguintes variáveis: vazão volumétrica do líquido, pressão diferencial no rotor do primeiro estágio, no difusor e em toda a bomba, pressão na sucção e descarga da bomba teste.
- vii. Para a próxima condição operacional da bomba teste, restringe-se o escoamento através do fechamento gradual da válvula tipo globo no tubo de descarga até uma vazão desejada, e repetem-se os procedimentos v e vi.

O procedimento vii é realizado até que se atinja uma vazão mínima, quase nula, sempre tomando como referência a curva do fabricante. Nessa condição, o ganho de pressão deve ser o máximo referencial assumido para os testes, embora não correspondente ao ponto de *Shut-off* (que não foi testado neste trabalho). Para a construção das curvas de desempenho monofásico, foram coletados entre 6 e 8 pontos ao longo de cada condição. As aquisições foram feitas nas rotações de 100, 200, 300, 400, 500 e 600 rpm.

### **3.2.2 Procedimento para escoamento bifásico**

Para a avaliação da bomba teste sob escoamento bifásico, duas metodologias experimentais foram adotadas: testes a fração de vazio constante e testes com vazão mássica de ar constante. Em linhas gerais, o primeiro teste tem como prioridade avaliar o desempenho

global da bomba e o segundo tem por objetivo identificar a distribuição de fases no rotor e difusor do primeiro estágio.

Diferentemente do caso para escoamento monofásico, os testes para escoamento bifásico contam com um maior número de variáveis a controlar, além da rotação e vazão volumétrica do líquido, como por exemplo a pressão na entrada da bomba, a pressão no tanque de ar, a fração de vazio e a vazão mássica de gás. Além disso, paralelamente à aquisição dos dados de desempenho, imagens da distribuição das fases no rotor e difusor foram capturadas, assim como medições da fração de vazio na entrada da bomba através do sensor *wire mesh*.

#### ***a) Teste a fração de vazio constante***

Cada um desses testes foi feito mantendo-se constante a velocidade de rotação, a fração de vazio e a pressão de sucção (160 kPa para todos os testes). A fração de vazio foi calculada tomando-se como referência o modelo homogêneo (sem deslizamento). Para cada uma das velocidades de rotação testadas, a vazão volumétrica do líquido foi reduzida gradativamente desde uma vazão máxima até uma mínima, a baixo da qual se torna muito difícil controlar as condições operacionais com a bancada de testes disponível.

A aquisição de dados foi realizada da seguinte maneira:

- i. Inicia-se ligando os sensores de pressão, temperatura e o medidor de vazão tipo Coriolis. Em seguida, o sistema de aquisição de dados também é ligado para verificar seu correto funcionamento e a sua comunicação com os sensores e os medidores.
- ii. Posiciona-se o aparato de visualização na seção de testes. Ajusta-se a iluminação e o foco da lente, e em seguida são fixados os parâmetros para aquisição das imagens no programa dedicado da câmera de alta velocidade.
- iii. Verifica-se a pressão no tanque de ar comprimido a fim de garantir um fornecimento constante de vazão. A pressão de gás é fixada e mantida constante através de um regulador de pressão localizado na descarga do tanque.
- iv. Liga-se a bomba *booster*, deixando o líquido circular por uma hora pelo circuito experimental. No presente caso, esse procedimento ajuda não somente a eliminar os acúmulos de ar, mas também a estabilizar a condutividade elétrica da água, processo importante para o bom funcionamento do sensor *wire mesh*. Ao mesmo

tempo, a caixa eletrônica do sensor *wire mesh* é ligada, e se aguarda por uma hora até que a temperatura dos circuitos elétricos se estabilize. Apenas após esse período se julga que o sensor *wire mesh* está pronto para medição.

- v. Liga-se a bomba teste e fixa-se uma velocidade rotação constante ao longo do teste. Escolhe-se uma rotação para a bomba *booster* e uma abertura para a válvula de descarga a fim de se obter a pressão de sucção de 160 kPa e o ponto de vazão volumétrica máxima de líquido (tomando-se como referência os testes para escoamento monofásico).
- vi. Inicia-se a injeção de ar e através de uma válvula tipo agulha ajusta-se o valor dessa vazão de forma a se ter a fração de vazio desejada. Essa fração de vazio é mantida constante durante todo o teste.
- vii. Mantendo-se a velocidade de rotação, a fração de vazio e a pressão de sucção constantes, esperam-se entre dois e três minutos para que o escoamento se estabilize.
- viii. A aquisição dos dados de desempenho é feita durante um período de um minuto. Já a aquisição das frações de vazio pelo WMS dura 30 segundos, e a aquisição de imagens durante um período aproximado equivalente a 10 voltas do rotor, o qual está em função da velocidade de rotação de teste.
- ix. Fecha-se a válvula de injeção de ar e espera-se o tempo necessário para eliminar os resíduos de ar. Em seguida, usando-se o WMS, faz-se uma medida de calibração apenas com água ( $\mathcal{E}_H$ ), dado esse utilizado no processamento das medições do WMS.
- x. Para a próxima condição operacional da bomba teste, diminui-se a velocidade de rotação da bomba *booster* e regula-se a abertura da válvula de descarga até a vazão desejada, mantendo-se a pressão de sucção constante.

Os procedimentos entre vi e x são repetidos até que se atinja uma vazão de líquido mínima, a partir da qual se torna muito difícil controlar a pressão de sucção e a fração de vazio com a presente bancada experimental. Para a construção das curvas de desempenho com escoamento bifásico, foram coletados em entre 12 e 13 pontos ao longo de cada curva.



### ***b) Teste com vazão mássica de ar constante***

Cada um desses testes foi feito mantendo-se constante a velocidade de rotação, a vazão mássica de ar e a pressão de sucção (160 kPa para todos os testes). Para cada uma das velocidades de rotação testadas, a vazão de líquido foi reduzida gradativamente até o ponto mínimo testado para cada curva.

A aquisição de dados foi realizada da seguinte maneira:

- i. Realizam-se os procedimentos de i até v da seção anterior.
- ii. Inicia-se a injeção de ar e, através de uma válvula tipo agulha, ajusta-se o valor da vazão mássica de ar desejado. Essa vazão foi mantido constante durante todo o teste.
- iii. Repetem-se os procedimentos de vii até x da seção anterior.

Os procedimentos ii e iii foram repetidos até o ponto mínimo (relativo à vazão de líquido) testado em cada curva. Para a construção das curvas de desempenho sob escoamento bifásico neste teste, também foram coletados entre 12 e 13 pontos ao longo de cada curva.

A medida de calibração para o WMS com o tubo vazio ( $\epsilon_L$ ) foi feita uma vez apenas para cada velocidade de rotação testada, ao começo dos testes. Durante os testes preliminares, observou-se que o controle da condutividade da água e o aquecimento da caixa eletrônica do WMS, como indicado no procedimento iv (seção a), permitiram ter medidas mais exatas.

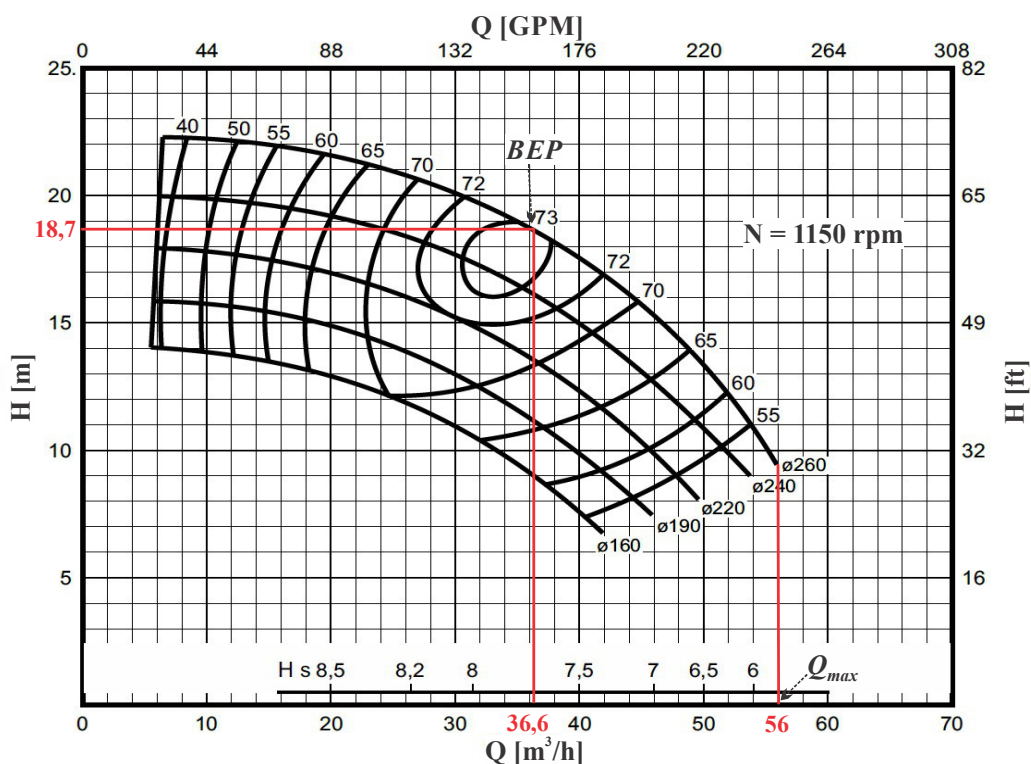
### **3.3 Grade de testes experimentais**

Os testes experimentais são focados na obtenção do desempenho da bomba teste sob escoamento bifásico, para diferentes condições operacionais. No entanto, o primeiro passo consiste na validação da curva de desempenho para escoamento monofásico da bomba teste, para a qual dados provenientes da curva de catálogo fornecida pelo fabricante estão disponíveis.

Além disso, os testes para escoamento monofásico permitem a definição de alguns limites operacionais que servem como referência para os testes com escoamento bifásico. Por exemplo, testando-se em princípio o sistema com escoamento monofásico, tem-se uma melhor sensibilidade da frequência com que se deve operar a bomba *booster* para se obter as vazões de líquido (vazões máxima) com que se iniciam cada teste.

A grade de testes foi determinada, também, com base nas limitações físicas do circuito experimental. Por exemplo, a existência de elevadas quedas de pressão no circuito, juntamente com a faixa ótima relativamente restrita do medidor do tipo Coriolis, causaram com que o limite de operação da bomba teste se desse a uma velocidade de rotação máxima de 600 rpm e uma vazão máxima de líquido de 25,7 m<sup>3</sup>/h (menor ao calculado, 29,2 m<sup>3</sup>/h). Portanto, os testes monofásicos foram realizados para velocidades de rotação de 100, 200, 300, 400, 500 e 600 rpm.

Na Figura 3.10, apresenta-se a curva de desempenho da bomba teste obtida do catálogo do fabricante. Pode-se observar que, para uma rotação nominal de 1150 rpm, o ponto de melhor eficiência (*BEP*) acontece para uma vazão de 36,6 m<sup>3</sup>/h e uma altura de elevação de 18,7 m. Além disso, pode-se ver que a vazão máxima de líquido atingida foi de 56 m<sup>3</sup>/h.



**Figura 3.10 – Curva da bomba teste fornecida pelo fabricante**

Com base nas informações do fabricante e na aplicação de leis de similaridade, foram calculados os parâmetros operacionais que serviram como ponto de partida na realização das medições de escoamento monofásico da bomba teste. Esses parâmetros operacionais são apresentados na Tabela 3.4, onde se pode observar as vazões máximas dos testes e as vazões

no BEP calculadas para cada uma das rotações utilizadas nos testes monofásicos. Na mesma tabela, também se pode observar os valores da frequência da bomba *booster*, os quais foram ajustados, durante os testes a escoamento monofásico, para garantir com que a bomba teste atinja as vazões máximas de líquido em cada teste, que marcam o início da tomada dos pontos da curva.

**Tabela 3-4 – Parâmetros operacionais de partida - testes monofásicos**

<i>Rotação bom. Teste (rpm)</i>	<i>Q-BEP (m<sup>3</sup>/h)</i>	<i>Q<sub>máx.</sub> (m<sup>3</sup>/h)</i>	<i>Freq. Booster (Hz)</i>
100	3,18	4,86	10
200	6,37	9,73	20,3
300	9,55	14,59	30
400	12,73	19,45	40
500	15,91	24,32	48
600	19,10	29,18	50*

\* Máxima frequência de trabalho da bomba *booster* ( $Q_{max.} = 25,7 \text{ m}^3/\text{h}$ )

Depois de uma série de testes preliminares com escoamento bifásico, verificou-se que, para as velocidades de rotação de 100 e 200 rpm e uma fração de vazio de 2% (mínima assumida neste trabalho), as curvas de altura de elevação com escoamento bifásico da bomba teste estavam sujeitas a uma severa degradação de desempenho. Por esse motivo e o de não cumprir com as leis de similaridade para escoamento monofásico, testes com essas velocidades de rotação foram descartadas dos testes a escoamento bifásico, ainda que tenham sido testadas para escoamento monofásico. Portanto, os testes com escoamento bifásico foram realizados para velocidades de rotação de 300, 400, 500 e 600 rpm.

Os testes com escoamento bifásico seguindo o procedimento de fração de vazio constante (seção 3.2.2(a)) foram realizados fixando-se a pressão de sucção em 160 kPa, com frações de vazio ( $\lambda$ ) entre 2% e 10% e vazões de líquido entre 0,2BEP e 1,5BEP. Tais valores de fração de vazio foram calculados com base no modelo homogêneo (não deslizamento), modelo que é muito utilizado na literatura. A Tabela 3.5 mostra a grade de testes para os testes com escoamento bifásico com fração de vazio constante.

Tabela 3-5 – Grade de testes bifásico com fração de vazio constante

<i>ROTAÇÃO</i> $\lambda$	300 rpm	400 rpm	500 rpm	600 rpm
2%	✓	✓	✓	✓
3%	✓	✓	-----	-----
4%	✓	✓	✓	✓
5%	✓	-----	-----	-----
6%	✓	✓	✓	✓
8%	-----	✓	✓	✓
10%	-----	-----	✓	✓

Os testes com escoamento bifásico mantendo-se a vazão mássica de ar constante foram feitos fixando-se a pressão de sucção em 160 kPa, considerando vazões volumétricas de líquido entre 0,2BEP e 1,5BEP e fluxos mássicos de gás de 0,63, 1,11, 1,40 e 1,51 kg/h. Cada um desses fluxos mássicos de ar foi selecionado considerando-se uma fração de vazio de 2% no ponto de vazão máxima de líquido (início dos testes), para cada uma das velocidades de rotação testadas. Para essa metodologia, foi levantada apenas uma curva de desempenho por velocidade de rotação testada. Na Tabela 3.6, mostra-se a grade de testes para a metodologia de vazão mássica de ar constante.

Tabela 3-6 - Grade de testes bifásico com vazão mássica de ar constante

<i>ROTAÇÃO</i> <i>Ar (kg/h)</i>	300 rpm	400 rpm	500 rpm	600 rpm
0,63	✓	-----	-----	-----
1,11	-----	✓	-----	-----
1,40	-----	-----	✓	-----
1,51	-----	-----	-----	✓

Com base nos parâmetros operacionais de partida e as grades de testes propostas, foram avaliados 50 pontos experimentais para escoamento monofásico e 300 pontos para escoamento bifásico. Em geral, para cada um dos pontos testados para escoamento bifásico, foram avaliadas as vazões de líquido e gás e os diferenciais de pressão no rotor, no difusor e na bomba toda. Simultaneamente, nesses pontos, também foram adquiridas as frações de vazio reais na entrada da bomba e imagens da distribuição das fases no rotor e difusor do primeiro estágio.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os principais resultados obtidos das medições experimentais com a bomba teste. Primeiramente, apresentam-se os resultados com escoamento monofásico, que são usados para validar a curva experimental de desempenho com a curva de catálogo do fabricante, assim como verificar o cumprimento das leis de similaridade em bombas.

Posteriormente, serão apresentados e analisados os resultados da avaliação da bomba teste sob escoamento bifásico. Para isso, primeiramente é feita uma análise visual da distribuição das fases no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba. Em seguida, é analisada a influência da fração de vazio e a velocidade de rotação no desempenho da bomba. Finalmente, é feita uma comparação entre os resultados das metodologias e estimativas usadas para a obtenção da fração de vazio neste tipo de estudos.

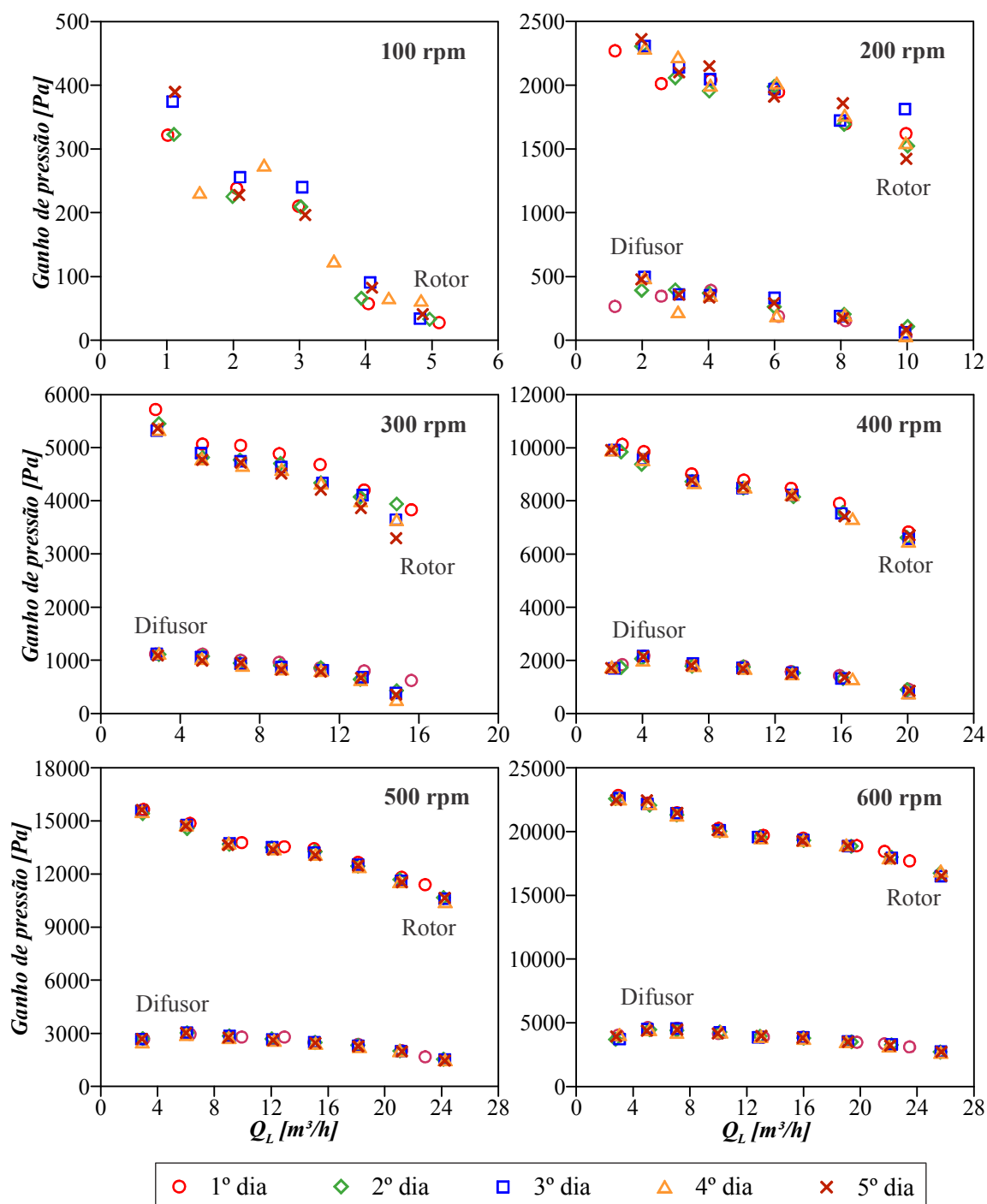
### 4.1 Resultados dos testes com escoamento monofásico

O objetivo principal dos experimentos com escoamento monofásico é a caracterização da curva de altura de elevação da bomba teste, a qual foi comparada com a curva de desempenho fornecida no catálogo do fabricante. Esses resultados também serão utilizados como referência para a comparação com o desempenho da bomba sob escoamento bifásico. Além de se obter resultados globais para a bomba teste, também foram obtidos resultados específicos para o rotor e difusor do seu primeiro estágio.

A fim de garantir medidas experimentais confiáveis, foi feita uma análise de repetitividade dessas medições. Isso permitiu avaliar os limites de operação dos sensores, bem como algumas das limitações do circuito experimental. A análise de repetitividade foi feita avaliando os resultados coletados durante cinco dias sob as mesmas condições operacionais.

Para tal, foram avaliados os resultados para o ganho de pressão no rotor e difusor, já que os valores obtidos para esses casos são significativamente menores do que o desempenho global da bomba e, com isso, estão mais próximos dos valores mínimos de fundo de escala dos transdutores de pressão. Dessa forma, pode-se verificar como as incertezas relacionadas com as medições feitas com esses instrumentos afetam os resultados.

Na Figura 4.1 são apresentados os resultados da análise de repetitividade feita para as curvas de ganho de pressão do rotor e do difusor em função da vazão de líquido. Os testes foram realizados para várias velocidades de rotação (9100, 200, 300, 400, 500 e 600 rpm).



**Figura 4.1 – Análise de repetitividade para as curvas de ganho de pressão no rotor e no difusor do primeiro estágio, para diferentes velocidades de rotação.**

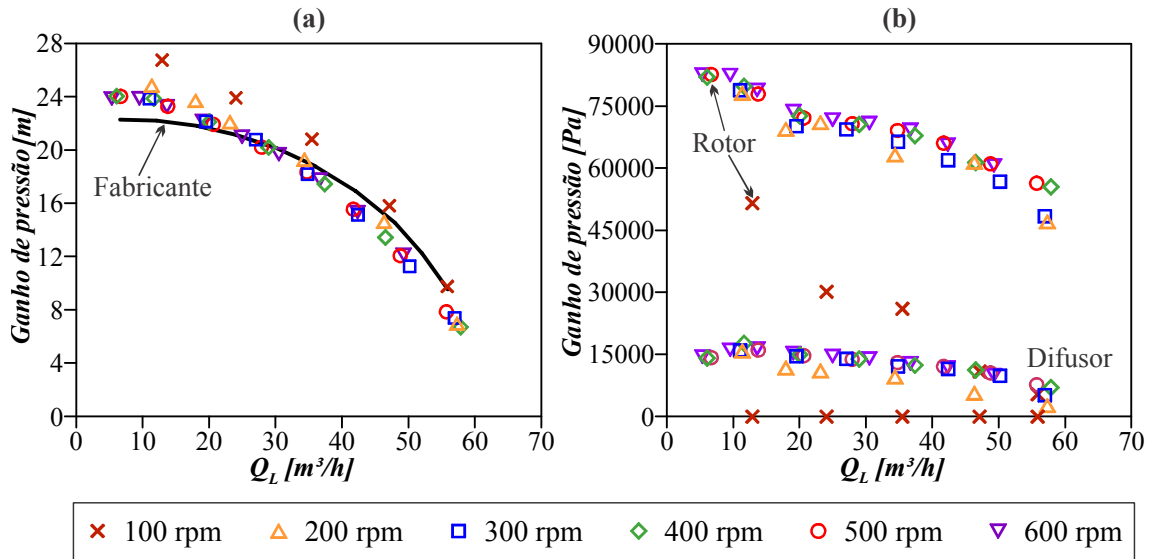
Observa-se, da Figura 4.1, que para velocidades de rotação de 300 a 600 rpm, o comportamento dos resultados é mais uniforme (ou seja, com menor dispersão entre os diferentes dias de medição), apresentando uma tendência de se colapsar em uma única curva.

Já para as velocidades de 100 e 200 rpm a repetitividade não é satisfatória, uma vez que a distribuição dos resultados é muito dispersa e apresentaram tendências diferentes para cada dia de medição. Em particular, se observou que, para 100 rpm, o ganho de pressão no difusor era praticamente nulo, o que pode significar que nessa condição o sensor de pressão não é capaz de medir o diferencial de pressão através do elemento por estar fora de sua faixa adequada.

Outra análise importante para garantir com que os experimentos forneçam resultados coerentes em casos em que a bomba teste é operada em rotações fora do valor nominal dado pelo fabricante é a verificação do cumprimento das leis de similaridade para bombas. Mais especificamente, a análise de similaridade permite determinar a mínima velocidade de rotação na qual os resultados experimentais são hidraulicamente similares aos obtidos na velocidade de rotação nominal. Para isso, foram escolhidos os testes do quinto dia, onde as curvas de ganho de pressão (global, rotor e difusor), operando em várias rotações, são reduzidas a uma rotação de referência (nominal) através das leis de similaridade. Teoricamente, se as leis de similaridade são atendidas, espera-se que os resultados se colapsem em uma única curva.

A Figura 4.2 apresenta as curvas de ganho de pressão em função da vazão do líquido (para rotações entre 100 e 600 rpm) que foram reduzidas, pelas leis de similaridade, para a rotação nominal de 1150 rpm, a qual é indicada no catálogo do fabricante. Na Figura 4.2(a) são mostrados os resultados da análise de similaridade aplicada às curvas de desempenho global da bomba nas diferentes rotações testadas. Observa-se que os resultados para as velocidades de rotação de 100 e 200 rpm são desviados da tendência dos resultados das outras velocidades de rotação, os quais tendem a se colapsar em uma única curva. Os desvios dos resultados em 100 e 200 rpm são ainda mais evidentes na Figura 4.2(b), onde são apresentados os resultados da análise de similaridade aplicada às curvas de desempenho do rotor e do difusor.

Da análise acima, conclui-se que os resultados da presente bomba testada são hidraulicamente similares para velocidades de rotação a partir de 300 rpm. Portanto, baseados nas informações da análise de repetitividade e similaridade, os testes de desempenho com escoamento bifásico são realizados com as velocidades de rotação de 300, 400, 500 e 600 rpm.



**Figura 4.2 – Resultados da análise de similaridade: a) desempenho global da bomba, b) desempenho do rotor e difusor**

Ainda na Figura 4.2(a), compara-se a curva de desempenho da bomba teste com a curva fornecida pelo fabricante, representada por uma linha contínua, que corresponde à rotação nominal de 1150 rpm. Considerando as velocidades de rotação a partir de 300 rpm, pode-se observar que a tendência dos resultados do desempenho global da bomba teste estão próximos da curva do fabricante. Os resultados experimentais obtidos apresentam um ligeiro incremento e decréscimo do ganho de pressão para baixas e altas vazões de líquido, respectivamente. Essa tendência pode ser justificada pela troca do seu rotor original por outro de material transparente que, embora possua a mesma geometria e dimensões que o original, pode apresentar algumas alterações de fabricação.

Como a bomba teste usada não é nova e sofreu alguns ajustes operacionais para operar em sentido vertical, ligeiros desvios entre as curvas de desempenho experimental e a curva de catálogo são aceitáveis. Portanto, considera-se que as velocidades de rotação adotadas sejam representativas para caracterizar a operação da bomba teste.

#### 4.2 Resultados dos testes com escoamento bifásico

Nesta seção, são apresentados os resultados dos testes da bomba centrífuga sob escoamento bifásico ar-água. Como explicado no capítulo anterior, duas metodologias distintas foram conduzidas a fim de se obter uma melhor compreensão e uma avaliação mais completa da degradação do desempenho bifásico da bomba. Tais metodologias consistem em



se manter um valor constante, durante o levantamento da curva de altura de elevação estática da bomba, ou a fração de vazio de gás dada pelo modelo homogêneo ou a vazão mássica de gás medida através da placa de orifício. Os testes foram realizados para velocidades de rotação de 300, 400, 500 e 600 rpm, a uma pressão manométrica de sucção constante de 160 kPa em todas as situações.

Os resultados de desempenho obtidos são apresentados de forma adimensional, onde a altura de elevação estática e a vazão de líquido são normalizados pelos seus equivalentes no ponto de máxima eficiência para escoamento monofásico ( $H_{BEP,M}$  e  $Q_{BEP,M}$ ), os quais foram obtidos por similaridade para cada uma das velocidades de rotação avaliadas. Além disso, a fração de vazio tomada como referência em cada curva,  $\lambda$ , foi obtida baseado no modelo homogêneo (sem deslizamento), onde  $\lambda = Q_g / (Q_g + Q_l)$ , sendo  $Q_g$  e  $Q_l$  as vazões volumétricas de gás e líquido, respectivamente.

#### 4.2.1 Influência da distribuição das fases no desempenho da bomba

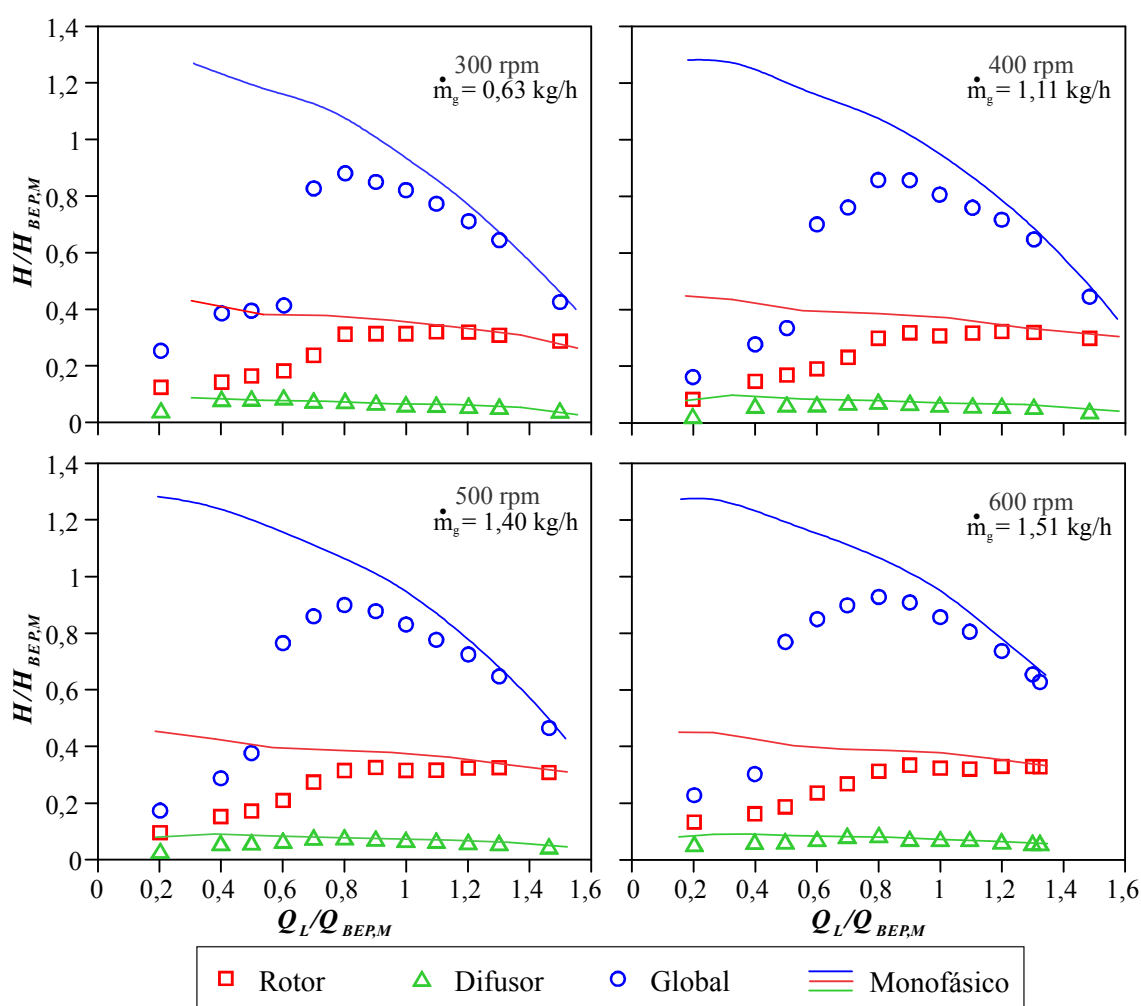
Na presente análise, são usados os resultados da metodologia de vazão mássica de gás constante, onde o objetivo principal dessa metodologia foi a visualização da distribuição das fases para identificação de padrões de escoamento e do comportamento das bolhas dentro do rotor e difusor do primeiro estágio. Essas informações serão usadas para entender o comportamento e distribuição das fases ligadas à degradação do desempenho da bomba sob escoamento bifásico, principalmente na condição de *surging*.

Para isso, a análise do desempenho sob escoamento bifásico (rotor, difusor e global da bomba) foi feita avaliando-se apenas um único valor de vazão mássica de gás para cada velocidade de rotação. Neste caso, o valor da vazão mássica de gás escolhida corresponde àquela cuja fração de vazio ( $\lambda$ ) calculada no ponto de vazão máxima de líquido – isto é, no início de cada teste – seja igual a 2%.

A Figura 4.3 apresenta as curvas de desempenho (alturas de elevação estáticas) sob escoamento bifásico do rotor, do difusor e global da bomba (primeiro estágio mais segundo estágio). Para as velocidades de rotação de 300, 400, 500 e 600 rpm, bem como suas respectivas vazões mássicas de ar, os quais se mantem constantes durante o teste. A curva de desempenho para escoamento monofásico também é apresentada como referência. Pode-se observar que, com uma redução gradativa da vazão de líquido, o que para escoamento monofásico gera um perfil sempre crescente no ganho de pressão (rotor, difusor e global),

para escoamento bifásico provoca uma queda abrupta do desempenho da bomba em uma dada vazão de líquido, efeito principalmente evidente nas curvas do rotor e da bomba toda. Já no difusor a degradação é menos severa, e a queda abrupta acontece apenas para vazões de líquido muito baixas.

O ponto a partir do qual se têm uma queda abrupta do ganho de pressão (degradação severa), é conhecido como ponto do início da condição de *surging* (Lea e Bearden, 1982). Nota-se que, para diferentes velocidade de rotação, o ponto de início de *surging* ocorre para diferentes vazões normalizadas de líquido. Posteriormente, será observado que a ocorrência desse ponto depende de outras variáveis operacionais além da velocidade de rotação.

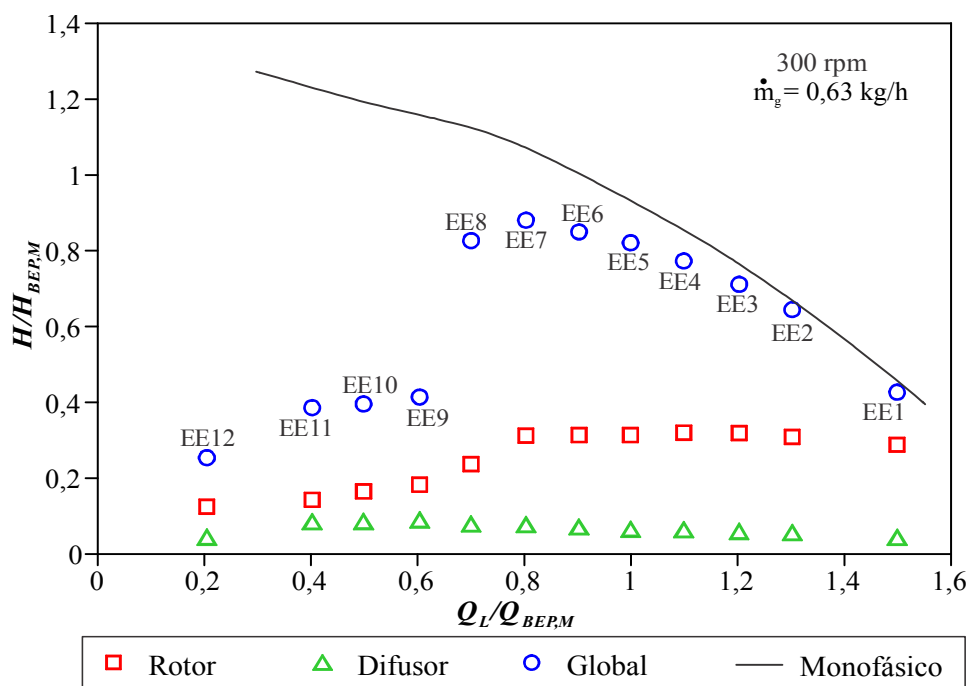


**Figura 4.3 – Curvas de altura de elevação estática sob escoamento bifásico para o rotor do primeiro estágio, o difusor do primeiro estágio e o global da bomba, para diferentes velocidades de rotação, através da metodologia de vazão mássica de ar constante.**

Outro fato importante observado é que a tendência da degradação do desempenho global da bomba (primeiro estágio mais segundo estágio) é similar à degradação do

desempenho no rotor do primeiro estágio. Para ambos casos, a degradação do desempenho passa a ser significativa em uma vazão normalizada de 1,2. Observa-se então que a capacidade de gerar pressão começa a ser afetada na medida em que se reduz a vazão de líquido a partir desse ponto, em relação ao desempenho sob escoamento monofásico. Um comportamento similar ocorre com os pontos onde se tem uma degradação severa do desempenho. Assim, entende-se que uma análise de visualização da distribuição das fases no rotor do primeiro estágio pode ser usada para caracterizar o comportamento global da bomba toda sob escoamento bifásico.

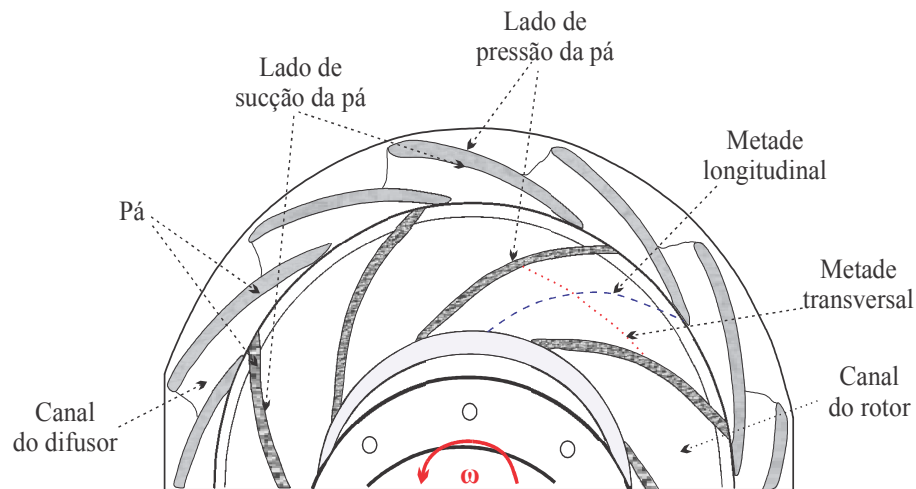
Para a realização da análise visual das estruturas de escoamento (EE) em cada um dos pontos avaliados para o levantamento da curva de desempenho bifásico, foram escolhidos os resultados obtidos para uma velocidade de rotação de 300 rpm. A Figura 4.4 apresenta as curvas de desempenho do rotor e do difusor do primeiro estágio, bem com o desempenho global da bomba e a curva para escoamento monofásico (usada como referência), levantadas para a referida velocidade de rotação de 300 rpm, a uma vazão mássica de ar constante de 0,63 kg/h.



**Figura 4.4 – Curvas de desempenho sob escoamento bifásico do rotor, do difusor e global da bomba, para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.**

Antes de se iniciar com a análise das estruturas de escoamento (EE1 até EE12) visualizadas no rotor e difusor do primeiro estágio, apresenta-se na Figura 4.5, por

conveniência, algumas das nomenclaturas usadas nas discussões que se seguem, que correspondem às características geométricas do rotor e do difusor. Pode-se ver que cada um dos canais no rotor e no difusor estão limitados pelo lado de pressão e o lado de sucção de duas pás consecutivas e as metades longitudinal e transversal dividem os canais do rotor em duas partes iguais. Na seguinte análise, as recirculações dentro do rotor e difusor serão representadas por setas.



**Figura 4.5 – Características geométricas do rotor e difusor do primeiro estágio da bomba teste.**

A Figura 4.6 mostra as imagens, obtidas com a câmera de alta velocidade, das estruturas de escoamento EE1 até EE4. Em geral, no ponto EE1, tem-se bolhas dispersas no rotor e difusor, com aglomerações pequenas em alguns canais e coalescência de bolhas praticamente escassa. No rotor, a maioria das bolhas começa a escoar pelo lado de sucção da pá, mas, na metade de sua trajetória, elas se deslocam com sentido ao lado de pressão, devido à influência de um gradiente de pressão lateral no rotor, como já reportado para a mesma bomba por Sabino (2015) e Jiménez (2016). Essas bolhas conseguem sair do rotor por uma região entre o lado de pressão e a metade longitudinal do canal. De forma global, todas as bolhas que adentram o rotor conseguem sair para o difusor. Já no difusor, as bolhas escoam predominantemente junto ao lado de pressão da pá. Nota-se maior aglomeração de bolhas no difusor do que no rotor, aglomerações essas que tendem a escoar de forma quase periódica. De uma forma geral, o ponto EE1 é caracterizado por uma degradação de desempenho praticamente desprezível em comparação com a operação a escoamento monofásico.

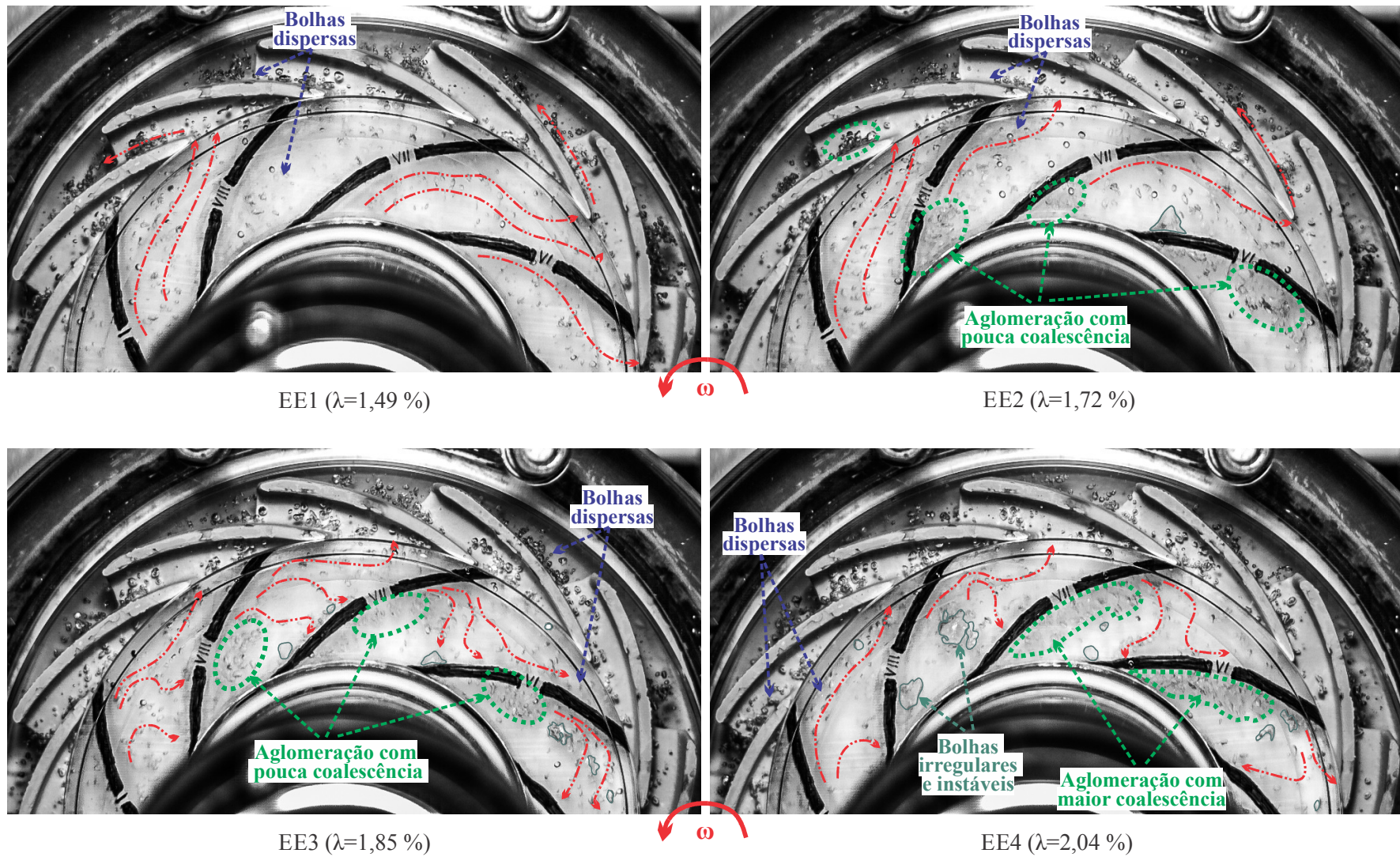


Figura 4.6 - Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor (EE1 até EE4 na Figura 4.4), para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.

Para o ponto EE2, as bolhas têm o mesmo comportamento que na condição anterior. Entretanto, tem-se um aumento da aglomeração de bolhas, principalmente na entrada do rotor e do lado de sucção da pá. Em alguns canais do rotor, observou-se coalescências isoladas, formando bolhas de maior tamanho e forma irregular. Algumas delas tendem a se manter junto ao lado de pressão da pá, perto da entrada ou da metade do canal do rotor. No difusor, as bolhas têm o mesmo comportamento que na condição anterior, porém com tamanho ligeiramente maior. O desempenho é degradado na mesma proporção que na condição anterior.

A condição EE3 também segue, em geral, os padrões observados em EE1 e EE2, com a diferença de que, nesse último caso, nota-se um aumento da população e aglomeração de bolhas no rotor, sobretudo no lado de sucção da pá. A coalescência de bolhas aumenta significativamente, sendo que em casos isolados se formam bolhas de maior tamanho na entrada do rotor (lado de sucção) e em outros na metade do rotor. Perto da metade transversal do canal do rotor, algumas bolhas recirculam, levemente, do lado de sucção para o lado de pressão com sentido à entrada do rotor, ajudando à coalescência nessa região. No difusor, as bolhas têm o mesmo comportamento que na condição EE2, embora se mostrem, agora, com um tamanho ainda maior. Elas escoam de forma menos uniforme por todo o canal do difusor sem uma trajetória preferencial. A partir desse ponto, a degradação do desempenho em relação a escoamento monofásico começa a se tornar significativa e vai aumentando gradativamente até o ponto de início de *surging*.

Para o ponto EE4, a população e a coalescência das bolhas aumentam na entrada dos canais do rotor. Em dos ou três canais, começa a se formar um pequeno bolsão de gás, no lado de pressão e/ou sucção da pá, perto da entrada. Entretanto, esse bolsão é instável, sendo formado e imediatamente quebrado, processo esse que se segue continuamente. Certos canais, entretanto, não estão sujeitos a coalescência, mas apenas a aglomeração ou dispersão de bolhas. Recirculações de bolhas são vistas tanto na metade do canal quanto na entrada do rotor, com direção ao lado de pressão da pá. No difusor, as bolhas tendem a escoar por toda a seção transversal do canal e com uma população maior que na condição anterior.

Na Figura 4.7, são apresentadas as imagens das estruturas de escoamento EE5 até EE8 indicadas na Figura 4.4. Na estrutura EE5, observa-se a formação de bolsões na entrada da maioria dos canais do rotor, junto ao lado de pressão. Esse comportamento sugere que, a partir desse ponto, a coalescência de bolhas no rotor passa a ser significativa.

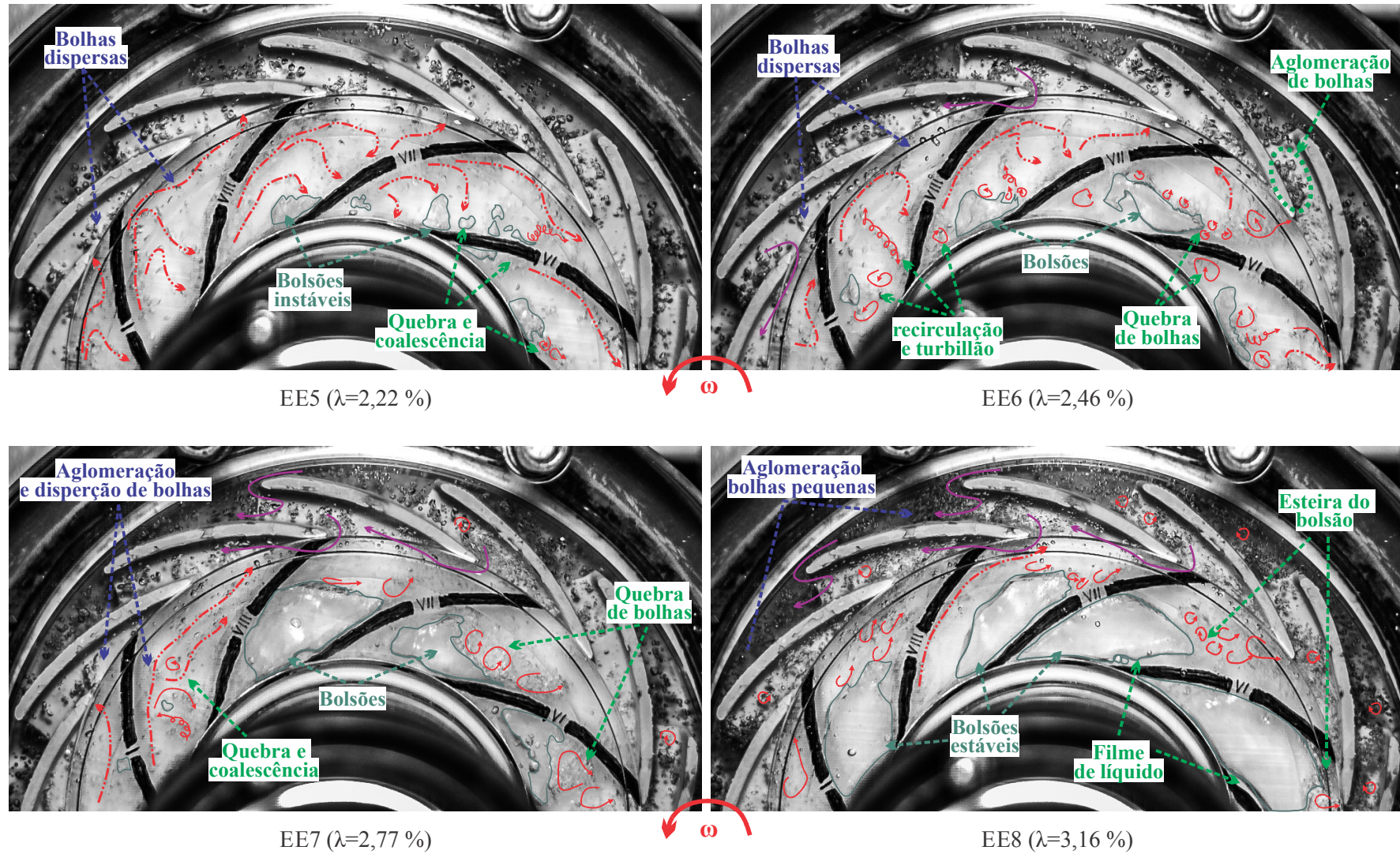


Figura 4.7 - Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor (EE5 até EE8 na Figura 4.4), para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.

Os bolsões formados são de um tamanho maior que no ponto anterior, porém são ainda muito instáveis, sendo constantemente deformados e cisalhados pela fase líquida, sendo por vezes quebrados em bolhas menores.

O movimento de recirculação de bolhas nos canais do rotor é intensificado. Além disso, ao longo de todos os canais do rotor, observou-se uma competição equilibrada entre a coalescência e quebra de bolhas. Esse mecanismo se dá de forma que, após um determinado bolsão ser formado, esse é instantaneamente cisalhado pela fase líquida e quebrado em pequenas bolhas, tornando-se um processo cíclico. Entende-se que essa quebra de bolhas está relacionada com a turbulência e a interação entre o rotor e difusor que intensificam as recirculações da fase líquida. Ainda nessa estrutura, tem-se canais onde ocorre apenas aglomeração de bolhas escoando pelo lado de sucção da pá, movimento que é até aproximadamente a saída do rotor, onde então o gás é deslocado em sentido ao lado de pressão. No difusor, o escoamento é similar ao da estrutura anterior.

Na estrutura EE6, observa-se uma intensificação das recirculações antes da metade transversal do canal do rotor, bem como a coalescência de bolhas. Continua o mecanismo periódico de coalescência e quebra de bolhas, mas agora a coalescência tende a se impor, já que os bolsões de ar na entrada dos canais (lado de pressão) apresentam um tamanho maior e não são quebrados completamente em bolhas menores. Tem-se formação de alguns bolsões no meio e na saída do rotor. Também se observa que, à jusante da metade transversal dos canais do rotor, as recirculações e a turbulência da fase líquida quebram os bolsões formados, gerando turbilhões de bolhas menores que se estendem com sentido à saída ou à entrada do canal do rotor ou em ambos sentidos. Ainda se observam bolhas dispersas escoando pelo lado de sucção da pá, quase até a saída do rotor, onde então são deslocadas para o lado de pressão; após esse movimento, algumas bolhas conseguem deixar o rotor, enquanto outras recuam com sentido à entrada do rotor.

No difusor, aumenta a população de bolhas, que aparentam ser de um tamanho menor que na estrutura anterior. Nota-se, agora, no difusor, uma tendência de bolhas pequenas em recircular de um canal para outro através da borda de entrada das pás.

No caso da estrutura EE7, tem-se um comportamento caótico das fases. As recirculações das bolhas e da fase líquida são intensificadas ao longo dos canais do rotor, bem como as formações de turbilhões de bolhas provocados pela turbulência da fase líquida. Continua o mecanismo de coalescência e quebra de bolhas, porém, na metade do número total de canais do rotor, tem-se a formação, na entrada ou no meio de cada canal, de um bolsão de



ar, o qual é ainda instável e de tamanho regular. Para entender esse efeito em particular, vale observar na Figura 4.7 que, no canal compreendido entre as pás VI e VII, a região à jusante do bolsão de gás conta com diversas pequenas bolhas distribuídas, enquanto que o bolsão do canal imediatamente à esquerda (entre as pás VII e VIII) é relativamente maior e conta com um reduzido número de bolhas à jusante. De fato, alguns desses bolsões ocupam até a metade transversal do canal, enquanto que em outros a coalescência é menor que a quebra de bolhas, onde se observam aglomerados ou dispersões de bolhas com movimento caótico.

Recirculações são também observadas nos canais do difusor, sendo que em alguns casos bolhas pequenas recirculam de um canal para outro através dos bordos de entrada e saída da pá. Tem-se também um aumento na aglomeração das bolhas que escoam pelo difusor. De acordo com a Figura 4.4, a estrutura EE7 corresponde ao ponto de máximo ganho de pressão gerado pela bomba, para as condições operacionais avaliadas.

O desempenho da bomba sob escoamento bifásico começa, então, a ser degradado severamente a partir do ponto dado pela estrutura EE8, início da condição de *surging*. Nessa condição, os bolsões de ar estão presentes em todos os canais do rotor, ocupando-os desde a entrada até um pouco adiante da sua metade transversal (aproximadamente 80%). Os bolsões são mais estáveis, sendo levemente deformados pelos lados por onde passa a fase líquida. Em alguns dos canais se dá uma separação das fases: o bolsão fica fixo junto ao lado de sucção da pá, ocupando uma metade longitudinal da pá, enquanto que pela outra metade, perto do lado de pressão, escoam a fase líquida com bolhas dispersas.

A separação das fases também pode ocorrer de forma geometricamente inversa, isto é, com o bolsão estável junto à face de pressão e o líquido com bolhas dispersas escoando pelo lado de sucção. Essa alternância se torna clara quando se compara a distribuição das fases nos canais imediatamente vizinhos contidos entre as pás VI e VIII. Na saída do rotor, os bolsões são cisalhados continuamente, formando uma esteira à jusante. Esse cisalhamento possivelmente se dá como consequência da interação entre o rotor e o difusor, o que provoca zonas de turbulência e recirculações (ainda que moderadas) em múltiplos sentidos. Em geral, tem-se um filme de líquido com bolhas dispersas que escoam ao redor dos bolsões de ar.

No difusor, as bolhas diminuem de tamanho e seu comportamento é similar ao do ponto anterior, ainda que uma maior aglomeração de bolhas nos seus canais seja observada.

Finalmente na Figura 4.8, são apresentadas as imagens das últimas estruturas de escoamento analisadas (EE9 até EE12 da Figura 4.4). Logo após a ocorrência do ponto de início da degradação severa do desempenho bifásico, tem-se a estrutura de escoamento EE9, a partir da qual a capacidade da bomba para transferir energia ao escoamento e gerar pressão cai bruscamente. Nesse ponto, o ganho de pressão da bomba é de aproximadamente 35% do valor obtido para escoamento monofásico à mesma vazão de líquido e à mesma velocidade de rotação.

Na condição EE9, os bolsões de ar são mais estáveis que nos casos anteriores e ocupam quase a totalidade do espaço de todos os canais do rotor. Isso restringe dramaticamente a passagem da fase líquida e a transferência de energia da bomba para o escoamento. Aqui, obtém-se uma segregação de fases, onde o gás é uma fase contínua que se mantém fixa desde a entrada do rotor até sua saída, enquanto que a fase líquida escoar em forma de filme ao redor desses bolsões. Na maioria dos canais, esse filme de líquido e algumas bolhas que ficam ao redor dos bolsões têm preferência por escoar pelo lado de pressão da pá, onde o filme de líquido é mais espesso. No entanto, têm-se alguns casos isolados nos quais o líquido prefere escoar pelo lado de sucção da pá, obtendo-se nesse caso um filme de líquido mais espesso junto a esse lado. Não há mais canais nos quais observa-se uma separação de fases, como no ponto anterior.

Ainda a respeito do ponto EE9, recirculações são observadas na saída do rotor, produto da interação rotor-difusor, normalmente perto do lado de pressão da pá, onde se dá um cisalhamento leve dos bolsões e formação de uma região pequena de esteira (menor que no ponto anterior). Nos canais do difusor, tem-se uma maior aglomeração de bolhas de tamanhos ainda menores que os da estrutura EE8. Algumas das bolhas que recirculam de um canal para o outro na saída do difusor conseguem recuar e atingir a saída do rotor.

Em EE10, o comportamento das fases é similar ao do ponto anterior. Os bolsões são mais estáveis e aparentam ocupar completamente alguns dos canais. As recirculações na saída do rotor são leves e se localizam perto da borda de saída, junto ao lado de pressão da pá. Nos canais do difusor, as recirculações são mais intensas e, tem-se uma maior aglomeração de bolhas. O escoamento nos canais do difusor se torna lento devido à intensa aglomeração que dificulta a passagem do líquido. Nessa condição, o desempenho do difusor também passa a ser severamente afetado, passando a influenciar na degradação do desempenho da bomba.

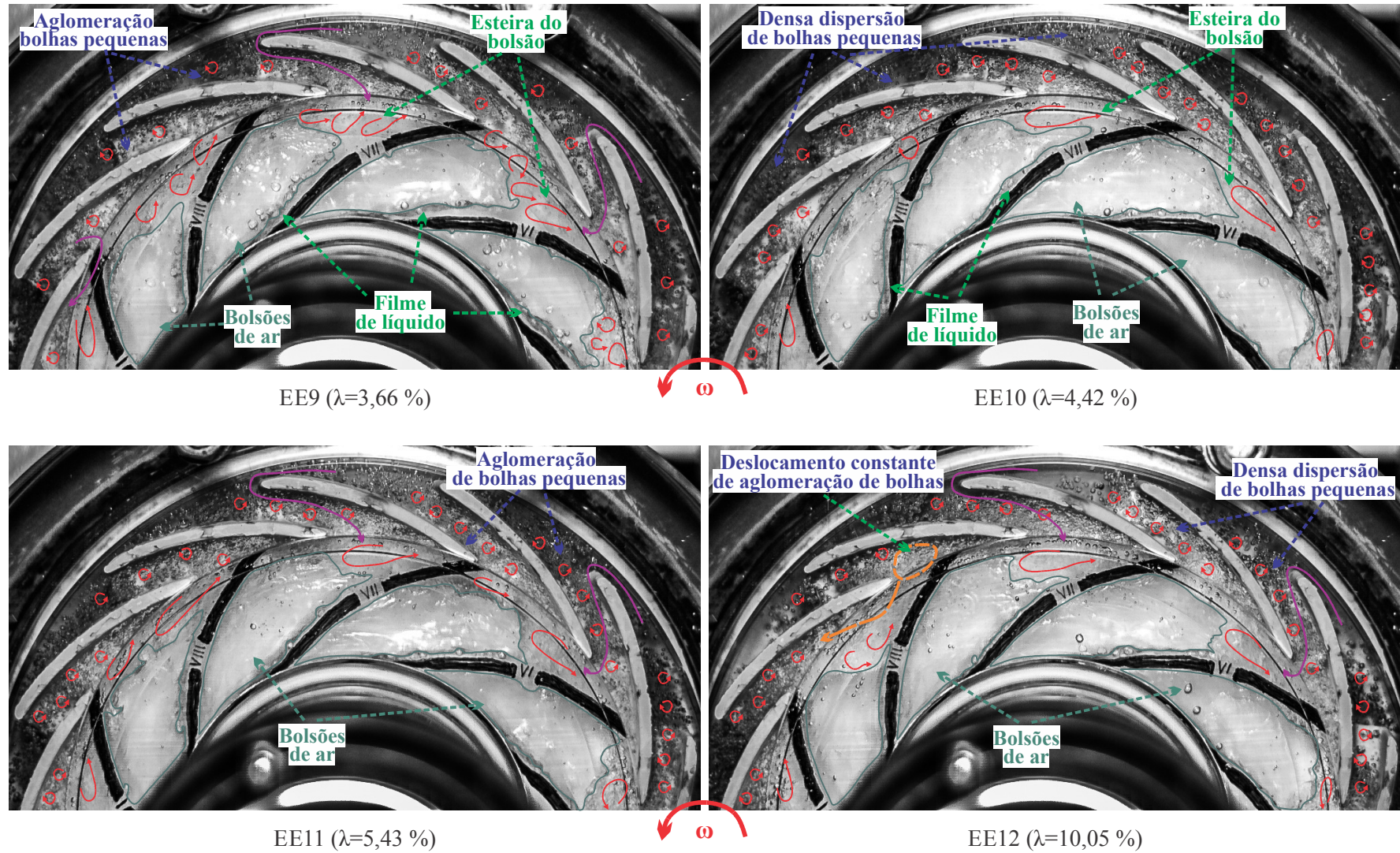


Figura 4.8 – Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor (EE9 até EE12 da Figura 4.4), para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.

Para as estruturas EE11 e EE12, o comportamento das fases nos canais do rotor é bem similar ao observado na condição anterior. Entretanto, em EE11, observa-se uma maior aglomeração de bolhas nos canais do difusor. As bolhas aparentam ter um tamanho menor que no caso anterior, escoando lentamente à jusante e, em contrapartida, recirculando intensamente de canal em canal. Nesse caso em específico, as bolhas ainda conseguem sair do difusor. Já para EE12, surge uma densa dispersão de pequenas bolhas nos canais do difusor, as quais apresentam dificuldade para sair do rotor, permanecendo quase estagnadas e recirculando no meio dos canais do difusor. Muitas dessas aglomerações de bolhas pequenas são empurradas de volta para a saída de rotor e levadas para o próximo canal do difusor, movimento esse que se segue de forma constantemente, até que algumas dessas bolhas conseguem sair do difusor. Também se observou que certas bolhas recuam desde a saída do difusor para retornar e ingressar no rotor. Nessa última condição, a degradação do desempenho da bomba foi de 80% do obtido com escoamento monofásico em ponto operacional equivalente.

Para baixas vazões de líquido (EE9 até EE12), onde a degradação do desempenho é severa, notou-se que o difusor é quem passa a determinar se essa degradação se mantém aproximadamente constante com a vazão do líquido ou se continua aumentando no sentido de bloquear completamente a operação da bomba. Com efeito, notou-se que nessas condições a mudança do comportamento das fases tem maior variação no difusor que no rotor. Como foi visto na Figura 4.4, a degradação do desempenho do difusor em EE12 é de fato quem provoca um aumento da degradação do ganho de pressão da bomba em relação ao ponto EE11.

Da análise previa, pode-se observar que a magnitude com que o desempenho da bomba é degradado está diretamente relacionada com a hidrodinâmica do escoamento, o que implica, a distribuição das fases e o comportamento das bolhas dentro do seu rotor e difusor do primeiro estágio. Entretanto, o fenômeno se torna mais complexo na medida que as diferentes condições operacionais são combinadas. Por exemplo, as recirculações na entrada dos canais do rotor, para rotações de 300 e 400 rpm, ajudam na coalescência de bolhas. Entretanto, para as rotações de 500 e 600 rpm um mecanismo equivalente ajuda na quebra de bolhas.

Outro fator muito importante no comportamento do fenômeno é a dinâmica do gás nos canais hidráulicos do rotor (coalescência e quebra de bolhas), que está relacionada com uma combinação de fatores. Entre os principais, tem-se: a gradiente de pressão da fase líquida, que freia a bolha em sentido à entrada do rotor e facilita a coalescência de gás; a força de arrasto, que em geral surge como resistência à força do gradiente de pressão em função da

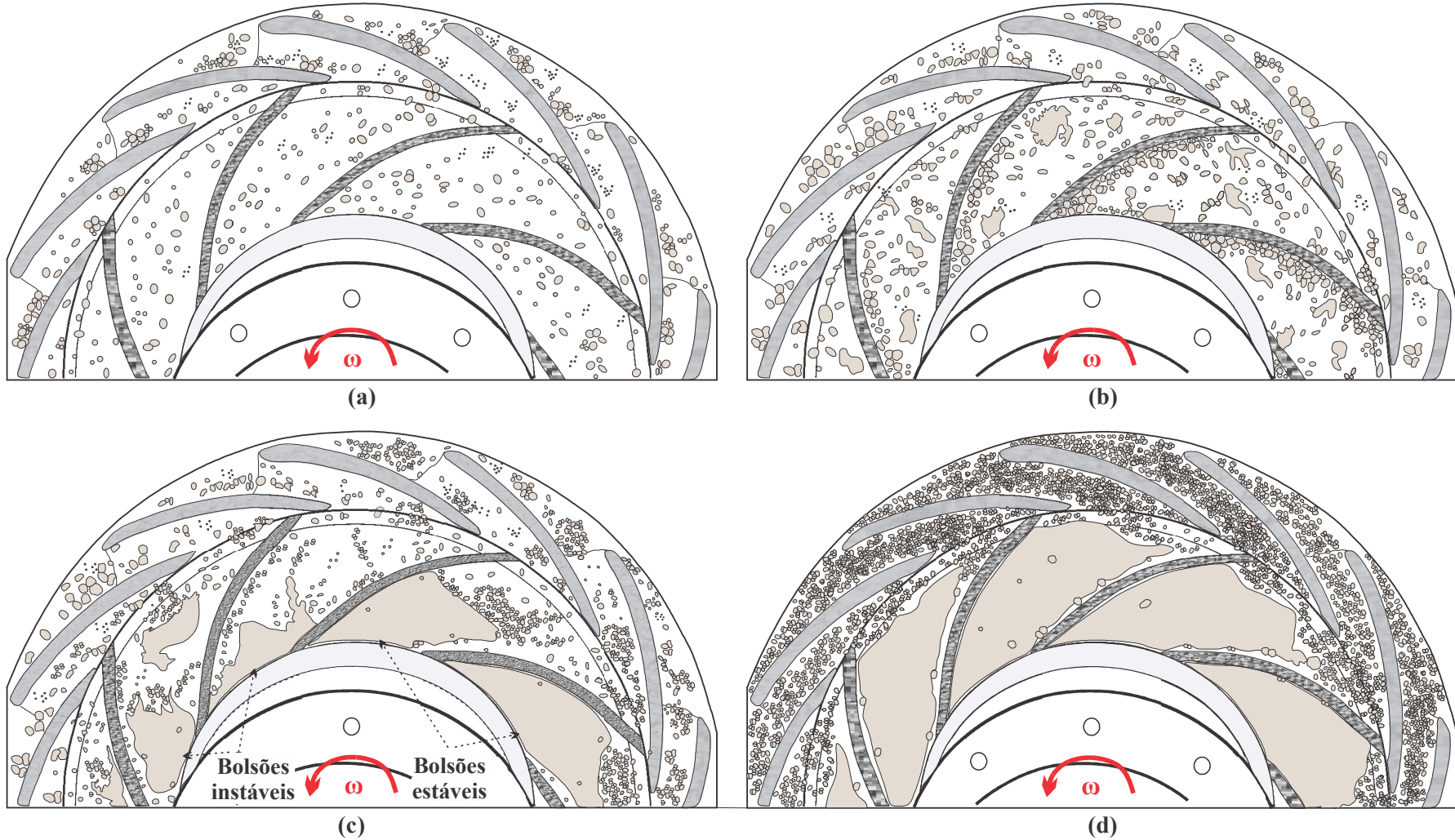
desaceleração da bolha em relação ao líquido (Jiménez, 2016), e age no sentido de empurrar o gás para fora de rotor; a turbulência da fase líquida, que em muitos casos estimula a quebra de bolhas.

Dependendo do equilíbrio entre esses mecanismos, pode-se ter uma degradação de desempenho leve ou severa. Para vazões maiores que a vazão do início do *surging* (altas vazões), tem-se em geral uma menor ocorrência de coalescência nos canais do rotor, em função de uma elevada força de arrasto que empurra as bolhas para fora. Para vazões próximas ou abaixo do ponto de *surging*, entretanto, a força devida ao gradiente de pressão aumenta muito em relação à força de arrasto, dificultando a saída do gás do rotor e, com isso, facilitando a coalescência do gás. Já o aumento da velocidade de rotação intensifica, em geral, a turbulência da fase líquida, provocando a quebra de bolhas em pequenos diâmetros, o que facilita a saída do gás do rotor.

Analisando-se especificamente o mecanismo de ocorrência de *surging*, nota-se que ele está principalmente relacionado com o tamanho e a estabilidade do bolsão de ar, bem como o número de canais do rotor nos quais os bolsões aparecem. Já no difusor, os tamanhos das bolhas diminuem e sua população aumenta tentando ocupar toda a seção transversal de seus canais.

Baseado na análise de visualização da distribuição das fases no rotor e no difusor, foram identificados quatro padrões gerais de escoamento. A fim de relacionar esses padrões com algumas propostas existentes na literatura, serão assumidas as denominações propostas por Trevisan (2009), para os três primeiros padrões, quais sejam: escoamento em bolhas (*bubble flow*), aglomeração de bolhas (*agglomerated bubbles*), bolsão de gás (*gas pocket*) e finalmente o escoamento anular (*anular flow*), que é proposta nesse estudo. Para ajudar na descrição dos padrões de escoamento identificados, na Figura 4.9 são apresentados desenhos esquemáticos de cada um desses padrões identificados no rotor e difusor da bomba teste, cujas principais características são descritas na sequência.

**a) Escoamento em bolhas (*bubble flow*):** Esse padrão foi visualizado apenas para frações de vazio baixas e altas vazões de líquido, tanto no rotor como no difusor. Aqui, o gás escoava em forma de bolhas dispersas num meio contínuo, que é a fase líquida. Observou-se pouca ou nenhuma interação entre as bolhas que, no rotor, escoam bem orientadas com a geometria das pás, mas, perto da saída são desviadas para o lado de pressão. Já no difusor, as bolhas seguem aproximadamente a mesma trajetória que as linhas de corrente da fase líquida.



**Figura 4.9 – Padrões de escoamento bifásico identificados no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba: a) escoamento em bolhas, b) aglomeração de bolhas, c) bolsão de gás, d) escoamento anular**

A população de bolhas no rotor e no difusor depende principalmente da quantidade de gás presente na bomba, enquanto que seu tamanho varia com a velocidade de rotação. Em geral, para rotações maiores, tem-se bolhas de menor tamanho. Todas as bolhas conseguem sair do rotor e do difusor no presente padrão de escoamento. Isso indica que, nesse caso, a influência da força de arrasto do líquido sobre o gás é maior que do que a do gradiente de pressão que age contra o movimento das bolhas. Nesse padrão, o desempenho da bomba é bem próximo ao obtido para escoamento monofásico, sendo sua degradação em geral menor do que 8%.

- b) Aglomeração de bolhas (*agglomerated bubbles*):** Esse padrão acontece para frações de vazio maiores que no caso do escoamento em bolhas. É observado no rotor e no difusor. É caracterizado por uma maior concentração de bolhas, especialmente do lado de sucção da pá, em todos os canais do rotor. A distância entre essas bolhas diminui, gerando uma maior interação entre elas, resultando em bolhas de maior tamanho que no padrão anterior.

Como produto dessa interação, também se observa uma maior coalescência do gás em pontos específicos, que resultam na formação de bolhas tipo pequenos bolsões e de forma irregular, sendo essas constantemente deformadas ou quebradas pela fase líquida. Alguns desses pequenos bolsões tendem a ficar fixos do lado de pressão da pá ou no meio do canal, os quais, depois de um certo período, são quebrados parcial ou totalmente, para logo serem novamente formados (mecanismo de coalescência e quebra de bolhas). Esse padrão também é caracterizado pela presença de intensa recirculações de bolhas e intensa turbulência da fase líquida nos canais do rotor.

- c) Bolsão de gás (*gas pocket*):** Padrão observado para valores de fração de vazio maiores que no padrão anterior. Esse é observado apenas no rotor, enquanto que no difusor se tem um aumento da população das bolhas (cujo comportamento se assemelha ao do padrão de aglomeração de bolhas). Aqui, tem-se um aumento da coalescência, que resulta na formação de um bolsão de gás com um tamanho significativo, localizado na entrada ou no meio do canal. Esse bolsão pode ser instável ou estável.

Os bolsões instáveis apresentam um formato irregular e são constantemente deformados pela fase líquida, sendo por vezes reduzidos até um pouco mais de sua metade. Eles normalmente atingem um tamanho que ocupa a seção do canal do rotor, quase até a sua metade transversal. Para velocidades de rotação altas (500 e 600 rpm) o formato é menos irregular. Esse tipo de formato de bolsões é observado nos pontos

que estão antes e bem próximos do ponto de início de *surging*. Dependendo da velocidade de rotação, os bolsões podem estar presentes em alguns canais do rotor (rotações baixas) ou em todos os canais do rotor (rotações altas).

Os bolsões estáveis são de um formato mais regular, isto é, tendem a se manter com um tamanho fixo. Normalmente, estão presentes em todos os canais do rotor e atingem um tamanho que ocupa a seção do canal do rotor até um pouco mais da sua metade transversal. Esse formato de bolsão está diretamente relacionado com o início do *surging* (início da degradação severa). Como já mencionado anteriormente, esses bolsões começam a restringir, de forma decisiva, a passagem da fase líquida e a transferência de energia cinética da bomba para o escoamento.

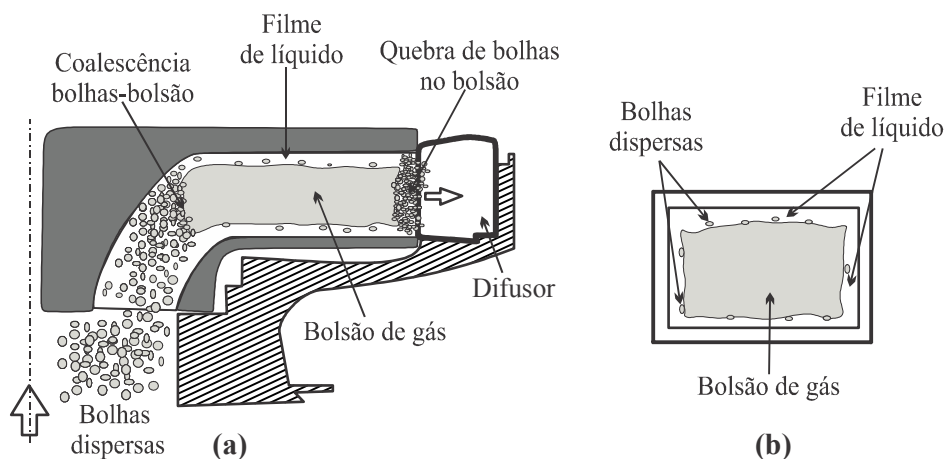
Tanto os bolsões instáveis quanto os estáveis apresentam, na região situada à jusante, um acúmulo de bolhas pequenas, formando uma esteira. Notou-se que esse efeito se deve a um produto das recirculações e a turbulência da fase líquida, que quebra constantemente a parte traseira dos bolsões.

- d) Escoamento anular (*annular flow*):** Esse padrão ocorre para uma fração de vazão ainda maior que a do padrão anterior. Geralmente é observado em vazões de líquido baixas, com exceção para condições de operação a frações de vazão extremamente elevadas, casos em que a curva de desempenho pode ser severamente degradada mesmo para altas vazões de líquido. Esse padrão é também observado somente no rotor, enquanto que no difusor se tem uma densa dispersão de bolhas pequenas ocupando toda a seção transversal dos seus canais.

Nesse padrão de escoamento, os bolsões de ar são mais estáveis e ocupam quase na sua totalidade a seção do canal, em todos os canais do rotor. Assim, grande parte do gás se separa do líquido formando uma fase contínua que ocupa uma região desde a entrada do rotor até sua saída (bolsão estacionário alongado) e, a fase líquida, escoam em forma de filme ao redor desses bolsões. A Figura 4.10 mostra o arranjo de fases desse padrão, onde, na entrada do rotor, tem-se uma zona de intensa coalescência entre o bolsão alongado e as bolhas dispersas provenientes da tubulação de sucção. Perto da saída do rotor, o bolsão alongado é constantemente quebrado, surgindo então uma esteira à jusante com uma densa dispersão de bolhas pequenas.



Como a área útil do canal é quase completamente ocupada pelo bolsão alongado, a transferência de energia cinética do rotor para o escoamento é significativamente reduzida, causando uma degradação severa no desempenho da bomba.



**Figura 4.10 – Esquema do escoamento anular no canal do rotor: a) vista longitudinal, b) vista transversal**

Na Figura 4.11 apresenta-se um resumo das estruturas de escoamento visualizadas no interior do rotor e do difusor do primeiro estágio da bomba teste para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar constante de 0,63 kg/h. Observa-se como a distribuição e o comportamento das fases muda em função de diferentes condições operacionais. Além disso, no apêndice A, é apresentada uma tabela com o resumo da análise de visualização feita para as velocidades de rotação de 400, 500 e 600 rpm.

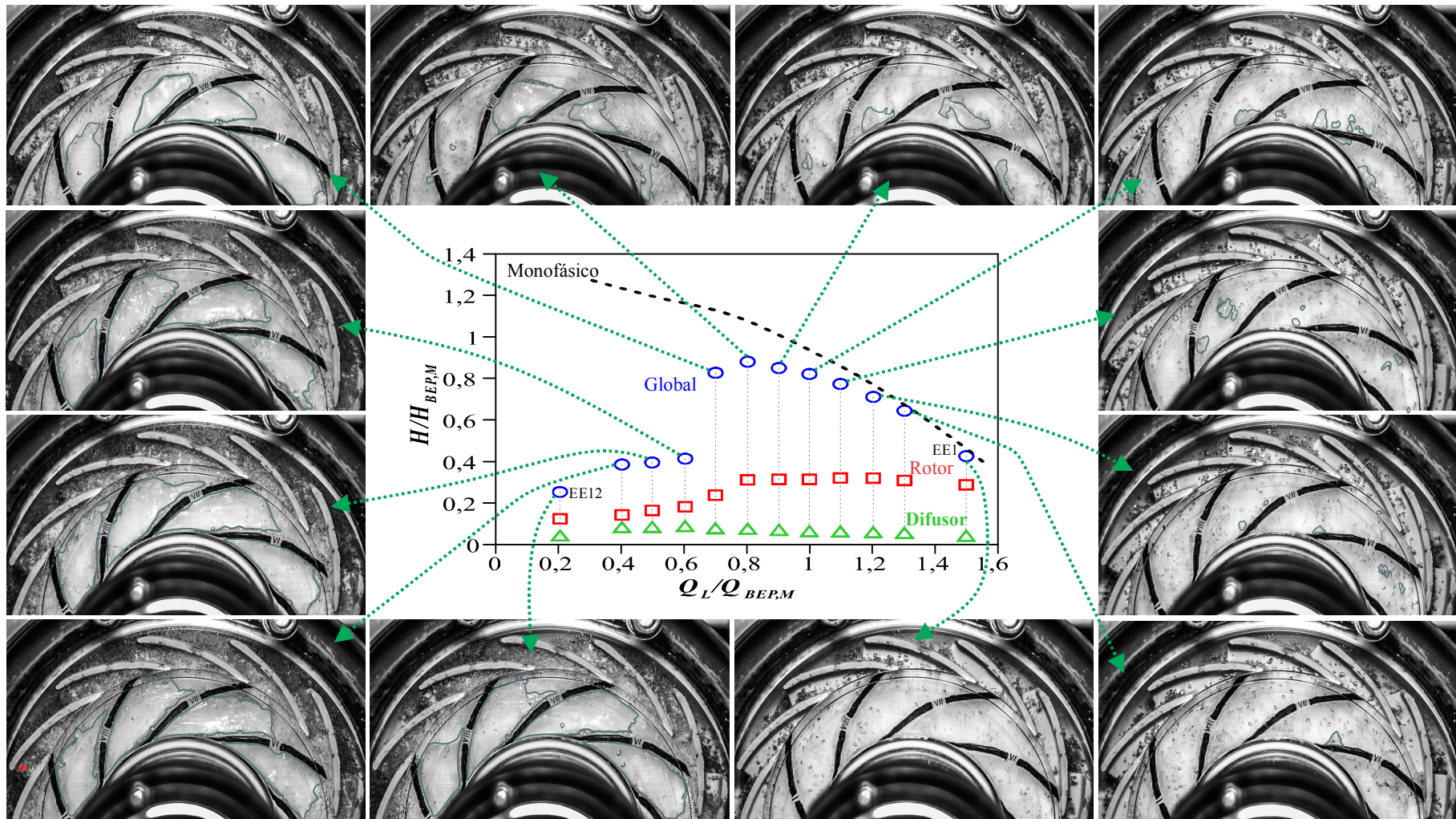


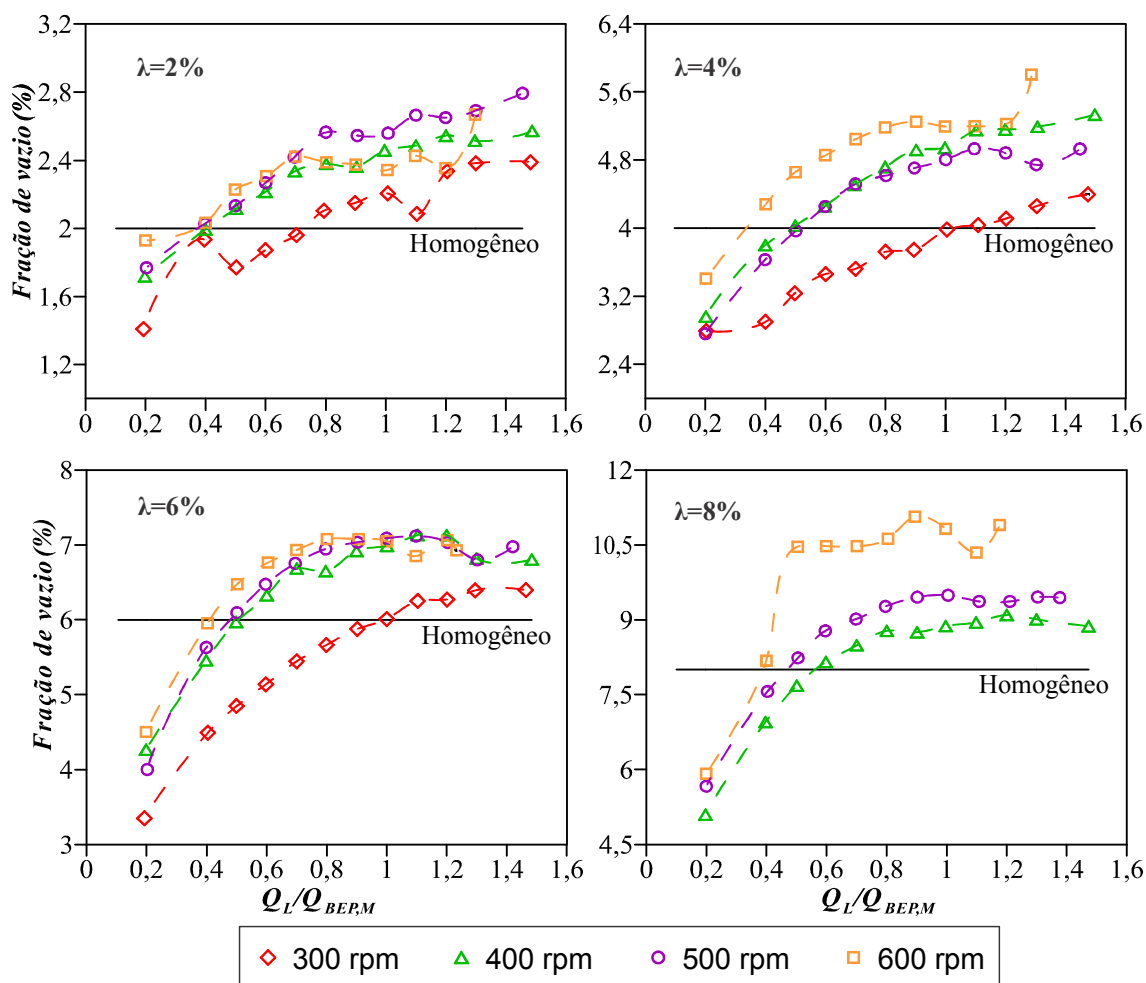
Figura 4.11 – Resumo das estruturas de escoamento visualizadas no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba teste, para uma rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h

#### 4.2.2 Medição da fração de vazio na entrada da bomba

Um fator importante para se entender a degradação do desempenho de bombas centrífugas sob escoamento bifásico é a fração de vazio a qual o escoamento da bomba está submetido. A maioria dos estudos da literatura sobre a operação de bombas sob escoamento bifásico usa o modelo homogêneo (sem deslizamento de fases) para calcular a fração de vazio na entrada da bomba. Não se sabe, entretanto, se os resultados obtidos se utilizando esse método como parâmetro é capaz de bem representar a fração de vazio real de operação em cada caso.

Como já mencionado anteriormente, o modelo homogêneo foi utilizado como referência para o levantamento de diversas curvas de operação. Esse parâmetro é interessante, por um lado, por seu uso consistente com grande parte da literatura da área e, por outro, por ser relativamente mais simples de se monitorar e controlar em tempo real durante as simulações. No entanto, todos os pontos operacionais testados neste trabalho contaram com a medição simultânea da fração de vazio local na entrada da bomba através do sensor de malha de eletrodos (*wire mesh sensor* - WMS). Com isso, pode-se não apenas estimar a fração de vazio real na entrada da bomba, como comparar os resultados dados pelo sensor com a estimativa dada pelo modelo homogêneo ou por outros modelos que buscam contemplar o deslizamento entre as fases, como o de *Drift flux*,  $\alpha$ , para escoamento vertical (Zuber e Findlay, 1965).

Baseado nos resultados obtidos através da metodologia de levantamento da curva com frações de vazio homogênea constante,  $\lambda$ , a Figura 4.12 mostra os valores correspondentes obtidos para a fração de vazio medida com o sensor *wire mesh* em função da vazão normalizada de líquido, para  $\lambda = 2\%$ ,  $4\%$ ,  $6\%$  e  $8\%$ , para cada uma das velocidades de rotação testadas. Em geral, para a maioria dos casos, pode se notar que, para as velocidades de rotação entre 400 e 600 rpm, os resultados obtidos com o sensor WMS são bem próximos entre eles e apresentam uma tendência e comportamento similar, enquanto que para 300 rpm os resultados da fração de vazio são menores, desviando-se e mostrando um comportamento diferente ao das outras velocidades de rotação. Um comportamento similar foi observado para os outros casos ( $\lambda = 3\%$ ,  $10\%$ ) que não são mostrados na figura. Isso pode indicar que os resultados obtidos para as frações de vazio real são sensíveis às velocidades de rotação, não sendo objetivo deste trabalho essa análise.



**Figura 4.12 – Frações de vazio medidas com o sensor *wire mesh* (metodologia de fração de vazio constante)**

Além disso, pode-se observar que, para vazões acima da vazão de líquido na qual o valor dado pelo modelo homogêneo equivale ao dado pelo sensor, o modelo homogêneo subestima a fração de vazio em comparação com a medida dada pelo sensor. Em contrapartida, para as vazões de líquido abaixo da vazão de interseção o modelo homogêneo passa a sobrestimar significativamente a fração de vazio real na entrada da bomba. Para a maioria das velocidades de rotação testadas, a vazão de líquido para a qual o valor dado pelo modelo homogêneo equivale ao dado pelo sensor são relativamente baixas, situadas mais especificamente em uma faixa de vazões normalizadas de 0,4 a 0,5. Uma exceção ocorre para o caso de 300 rpm, na qual a equivalência entre os modelos ocorre para uma vazão normalizada significativamente maior (próxima a 1,0)

A diferença de resultados entre o modelo homogêneo e o sensor *wire mesh* pode ser atribuída à definição do modelo homogêneo, que pressupõe que as fases líquida e gasosa escoam com a mesma velocidade, embora se saiba que essa condição raramente será atendida

na prática. Em particular, o escoamento vertical ascendente no tubo de entrada, no final do qual é realizada a medida com o sensor *wire mesh*, é caracterizado por uma velocidade média maior da fase gasosa que da líquida, resultado da ação da força de empuxo. Entretanto, a força de arrasto, que age como resistência ao movimento relativo entre as fases, equilibra a força de empuxo e faz com que as bolhas atinjam uma velocidade terminal em relação ao meio contínuo (líquido). Caso a velocidade terminal seja de uma ordem de magnitude significativamente menor que a velocidade absoluta das fases na tubulação, espera-se que o modelo homogêneo forneça estimativas razoáveis da fração de vazio real, o que de fato ocorre para vazões de líquido altas.

Ainda da Figura 4.12, de forma geral, nota-se uma diminuição contínua da fração de vazio dada pelo sensor *wire mesh* na medida em que se diminui a vazão de líquido, mantida a fração de vazio do modelo homogêneo em um valor constante, tornando-se em um certo ponto menor que os valores do modelo homogêneo. Isso indica que a utilização do modelo homogêneo como parâmetro de referência para o levantamento de curvas de desempenho bifásico em bombas apresenta algumas limitações na estimação de fração de vazio ou a vazão volumétrica do gás. Na maioria dos casos, tende-se a subestimar os resultados reais. Dependendo da magnitude da diminuição da fração de vazio real e do ponto de intersecção de resultados, pode-se obter uma caracterização inadequada do comportamento da bomba sob escoamento bifásico, já que uma diminuição indesejada da fração de vazio, para a metodologia de fração de vazio homogênea constante, poderia levar à obtenção de curvas de desempenho impróprias ao comportamento real da bomba.

Na Figura 4.13, mostra-se a comparação dos valores de fração de vazio obtidos, para os testes de fração de vazio constante (a) e vazão mássica de ar constante (b). Os valores de fração de vazio são comparados entre os resultados gerados pelo sensor *wire mesh* e os valores estimados pelos modelos homogêneo e *Drift flux*, (Zuber e Findlay, 1965), sendo  $\alpha = J_g / (C_0 J + V_b)$ , nos quais  $J_g$  e  $J$  as velocidades superficiais de gás e da mistura, respectivamente,  $C_0$  o coeficiente de distribuição de fluxo (1,19) e  $V_b$  a velocidade terminal da bolha (0,25 m/s). Em ambos os casos, são mostrados resultados para velocidades de rotação de 400 rpm e 600 rpm.

Pode-se observar que o comportamento dos resultados para a metodologia de vazão mássica constante (Figura 4.13(b)) é o mesmo que para fração de vazio constante (Figura 4.13(a)). Em geral, os resultados do sensor *wire mesh* são maiores que o do modelo

homogêneo para vazões de líquido altas, e menores para vazões de líquido baixas. Porém, na metodologia de vazão mássica constante, os resultados do sensor *wire mesh* e o modelo homogêneo apresentam um comportamento similar entre si para quase toda a faixa analisada. Já, em ambas metodologias os resultados do sensor *wire mesh* e o modelo homogêneo são mais próximos entre si, enquanto que a fração de vazio é subestimada pelo modelo de *Drift flux* em todos os casos.

Além disso, pode se notar que, em ambos os procedimentos, o ponto onde acontece a intersecção entre os resultados do sensor *wire mesh* e do modelo homogêneo são muito próximos para cada uma das velocidades de rotação. Por exemplo, em 400 rpm o ponto de intersecção para ambas metodologias ocorre aproximadamente em uma vazão normalizada de 0,5 e 6% de fração de vazio, em quanto que para 600 rpm esse cruzamento ocorre em uma vazão normalizada de aproximadamente 0,4 e 6%. Um comportamento semelhante foi observado para as outras velocidades de rotação.

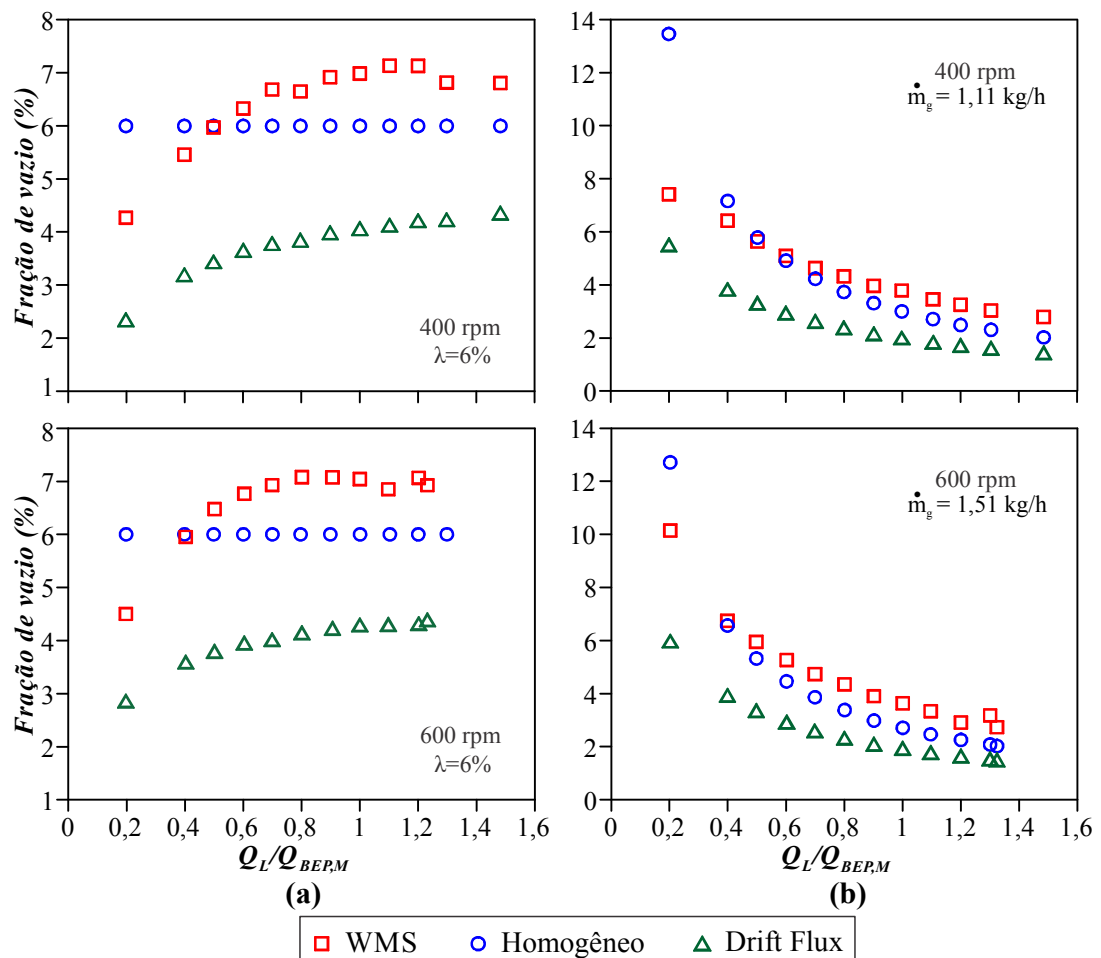


Figura 4.13 – Comparação dos valores de fração de vazio do sensor *wire mesh* com os dos modelos homogêneo e *drift flux*: a) fração de vazio constante, b) vazão mássica constante

Consistentemente, na metodologia de fração de vazio constante, para a velocidade de rotação de 400 rpm, o ponto de intersecção entre os resultados a vazão mássica de ar é de 1,15 kg/h, que é semelhante ao valor testado com a metodologia de vazão mássica de ar constante (1,11 kg/h). Já para 600 rpm, tem-se uma vazão mássica de ar de 1,45 kg/h no ponto de intersecção, que é bem próximo ao valor testado com a metodologia de vazão mássica de ar constante (1,51 kg/h) na mesma velocidade rotação. Essa semelhança no comportamento dos resultados indica que existe uma boa concordância e equivalência entre as metodologias experimentais usadas (especialmente para vazões de líquido normalizadas maiores que 0,4 ou 0,5) e que, apenas no ponto de intersecção, o escoamento se comporta como homogêneo. Isso também mostra que, independentemente da metodologia experimental usada para o levantamento de curvas de desempenho bifásico em bombas, o sensor *wire mesh* fornece resultados semelhantes, indicando assim uma operação adequada em trabalhos deste tipo.

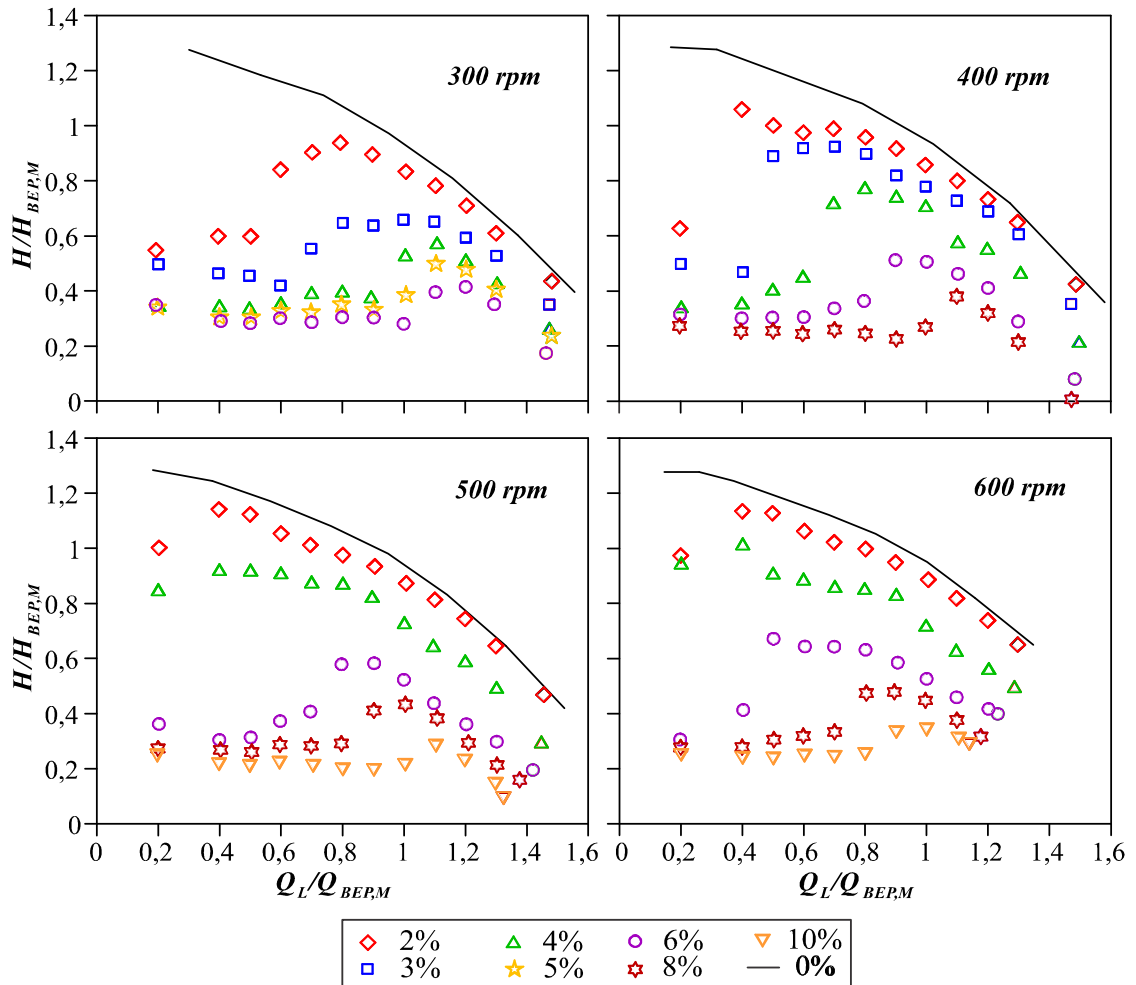
#### 4.2.3 Influência da fração de vazio no desempenho da bomba

Para esta análise, são usados os resultados da metodologia de fração de vazio constante ( $\lambda$ ). Como na seção anterior, os resultados são apresentados de forma adimensional, onde o ganho de pressão e a vazão de líquido são normalizados pelos seus equivalentes no ponto de máxima eficiência ( $H_{BEP,M}$  e  $Q_{BEP,M}$ ) para escoamento monofásico em cada uma de suas velocidades de rotação correspondentes.

A Figura 4.14 mostra as curvas de desempenho da bomba teste operando com diferentes frações de vazio (modelo homogêneo,  $\lambda$ ), com pressão de sucção de 160 kPa e velocidades de rotação entre 300 e 600 rpm. Em geral, pode se observar que, para todas as velocidades de rotação e frações de vazio testadas, o desempenho bifásico se desvia constantemente do desempenho monofásico, conforme a vazão do líquido vai diminuindo. Uma das razões para esse comportamento é que, com a diminuição da vazão do líquido, o gradiente de pressão gera uma maior força resultante sobre as bolhas no sentido da entrada do rotor, força essa que passa a predominar sobre a força de arrasto que age no sentido de empurrar a bolha para fora do rotor. Como visto na seção 4.2.1, essa tendência pode produzir um acúmulo de gás nos canais do rotor, diminuindo assim a área de passagem da fase líquida e prejudicando a capacidade do rotor em elevar pressão.

Também se pode ver que, com o aumento da fração de vazio, o desvio da curva sob escoamento bifásico se acentua ainda mais em relação à curva de escoamento monofásico. O aumento da fração de vazio implica em uma maior população de bolhas no rotor e difusor,

aumentando assim a interação e a frequência de coalescência entre elas. Isso originará a formação de bolhas de maior tamanho, as quais apresentam uma maior tendência a ficar dentro do canal do rotor e coalescer com outras bolhas, impedindo assim o escoamento livre da fase líquida, inclusive para altas vazões de líquido.



**Figura 4.14 - Curvas de desempenho da bomba teste para diferentes frações de vazio e velocidades de rotação, para a metodologia de fração de vazio constante**

Além disso, pode-se notar que o ponto de início de *surging* acontece em diferentes vazões normalizadas de líquido, dependendo da fração de vazio ( $\lambda$ ) na entrada da bomba e da velocidade de rotação. Por exemplo, numa mesma velocidade de rotação, a vazão de líquido que marca o início de *surging* recua para vazões de líquido maiores, conforme se aumenta a fração de vazio. Conseqüentemente, a uma mesma fração de vazio, o ponto de início do *surging* avança para vazões de líquido menores conforme se aumenta a velocidade de rotação. Abaixo do ponto de *surging*, o ganho de pressão da bomba passa a ser praticamente constante



na medida que se diminui a vazão de líquido; na maioria desses casos (principalmente em valores de  $\lambda$  altos), a degradação do desempenho foi de mais do 60% em relação à curva de escoamento monofásico.

As curvas de fração de vazio de 2% levantadas para as velocidades de rotação de 500 e 600 rpm apresentam um comportamento bem próximo ao de escoamento monofásico. Normalmente, esse tipo de comportamento está ligado a um escoamento com pouca aglomeração (sem coalescência) ou dispersão de bolhas.

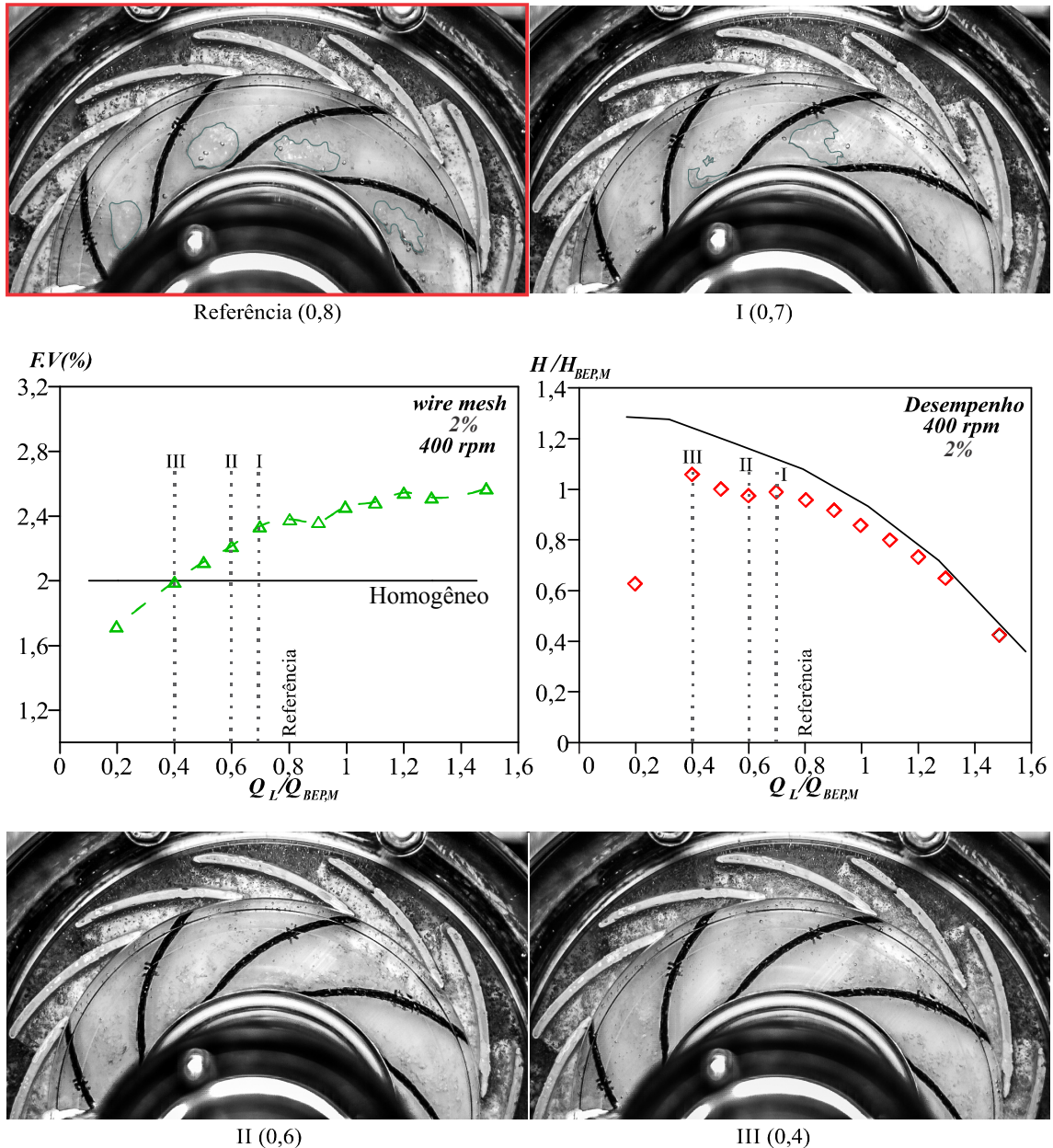
Já para frações de vazio maiores que 4% o ganho de pressão da bomba é degradado em quase 50% com respeito ao obtido para escoamento monofásico começa já para a máxima vazão de líquido testada, sendo que a magnitude dessa degradação aumenta ainda mais para menores vazões de líquido. Em geral, nessas frações de vazio, incluindo 4%, o padrão de escoamento observado nos canais do rotor foi o de bolsão de gás. Nesse caso, a degradação severa do desempenho está ligada à presença de um bolsão de gás que tenta ocupar quase toda a seção transversal em todos os canais do rotor, embora ainda se observe um espesso filme de líquido que escoar pelo lado de pressão da pá. Entretanto, a espessura desse filme diminui na medida em que a fração de vazio aumenta.

Na Figura 4.14, também se pode observar que, nos casos de degradação severa, para todas as velocidades de rotação, na vazão de líquido de 0,2 (ponto final da curva), tem-se um ligeiro incremento no ganho de pressão, que vai de 5% a 15%, dependendo da condição operacional. Uma das causas disso, possivelmente, foi a diminuição não desejada da fração de vazio que foi observada para a metodologia de fração de vazio constante (subseção 4.2.2).

Ainda, pode-se notar que algumas das curvas de desempenho apresentam mais de uma descontinuidade, ou seja, mais de duas mudanças de curvatura. Isso foi observado, por exemplo, para as curvas de desempenho com frações de vazio de 2 %, para as velocidades de rotação de 400, 500 e 600 rpm, e também para a curva com  $\lambda = 4\%$  para 600 rpm. Baseado na análise da subseção 4.2.2, entende-se que esse comportamento seja consequência da diminuição indesejada da fração de vazio conforme se diminui a vazão de líquido, algo que de acordo com a Figura 4.13 ocorre claramente para a metodologia de  $\lambda$  constante. Um comportamento similar é observado em alguns estudos da literatura como de Verde (2011), quem usou essa metodologia.

Como indicado no estudo de Murakami e Minemura (1974a), essas descontinuidades têm a ver com as mudanças de padrões de escoamento no interior do rotor, as quais por sua

vez são regidas pelas vazões de líquido e a fração de vazio. Esse tipo de ligação é apresentado na Figura 4.15, onde se correlacionam as frações de vazio obtidas com o sensor *wire mesh* com as descontinuidades na curva de desempenho, para uma fração de vazio (modelo homogêneo) de  $\lambda=2\%$  e 400 rpm. Ao mesmo tempo, sob as mesmas condições operacionais, são mostradas as imagens do padrão de escoamento nas descontinuidades.



**Figura 4.15 – Influência da diminuição da fração de vazio real no desempenho da bomba e nos padrões de escoamento no rotor e difusor**

Ali, pode-se observar que, até uma vazão de líquido normalizada de 0,8 (da direita para a esquerda), as frações de vazio (dadas pelo sensor *wire mesh*) apresentam uma diminuição muito leve. A partir desse ponto, visualizou-se que o padrão de escoamento começa a mudar para um padrão oposto ao que normalmente acontece. Isto é, para vazões de líquido ligeiramente menores que 0,8, para a qual se esperaria um aumento da coalescência e, conseqüentemente, um aumento no tamanho de bolsão de ar e da degradação do desempenho, o que ocorre de fato é uma diminuição da coalescência e uma redução dos bolsões, de tal sorte que o gás passa a se organizar na forma de uma dispersão ou aglomeração de bolhas.

Por exemplo, na vazão de líquido normalizada de 0,8, adotada como referência, bolsões de gás de tamanho regular são visualizados na maioria dos canais do rotor. Entretanto, na vazão de líquido de 0,7 (descontinuidade I), observou-se uma diminuição no tamanho do bolsão, que passou a aparecer em apenas um ou dois canais, enquanto que nos outros canais predomina uma aglomeração e coalescência de bolhas. É a partir dessa vazão de líquido (0,7, normalizada) que a fração de vazio começa a cair de forma mais acentuada. Já para a vazão de líquido normalizada de 0,6 (descontinuidade II), somente se observou coalescência e uma significativa aglomeração de bolhas de formato irregular em todos os canais do rotor. Para a vazão de líquido de 0,4 (descontinuidade III), para a qual se obtém um dos valores mais baixos de fração de vazio real, observou-se apenas padrões de aglomeração (sem coalescência) e dispersão de bolhas em todos os canais do rotor, e o tamanho dessas bolhas é menor que nas outras vazões analisadas. Além disso, essa vazão de líquido corresponde ao máximo ganho de pressão de toda a curva, após uma leve queda em 0,6. Um comportamento similar foi observado nas descontinuidades das outras curvas.

Com isso, pode se notar que, para este tipo de trabalho, o levantamento de curvas de desempenho com a metodologia com frações de vazio homogênea constante,  $\lambda$ , leva à obtenção de resultados que não representam as frações de vazio reais, bem como de curvas que podem caracterizar inadequadamente o desempenho da bomba, já que uma diminuição indesejada da fração de vazio, como observada na Figura 4.15, muda significativamente os padrões de escoamento na bomba em um sentido que não é fisicamente esperado. Esse comportamento pode atrasar a degradação do desempenho da bomba e gerar falsas janela de operação, que na prática podem levar a projetos de sistemas de bombeio superdimensionados. No entanto, dependendo da aplicação e das estimativas requeridas, entende-se que na faixa em que os resultados do *wire mesh* são maiores, o modelo homogêneo pode oferecer uma caracterização aproximada da fração de vazio real na entrada da bomba.

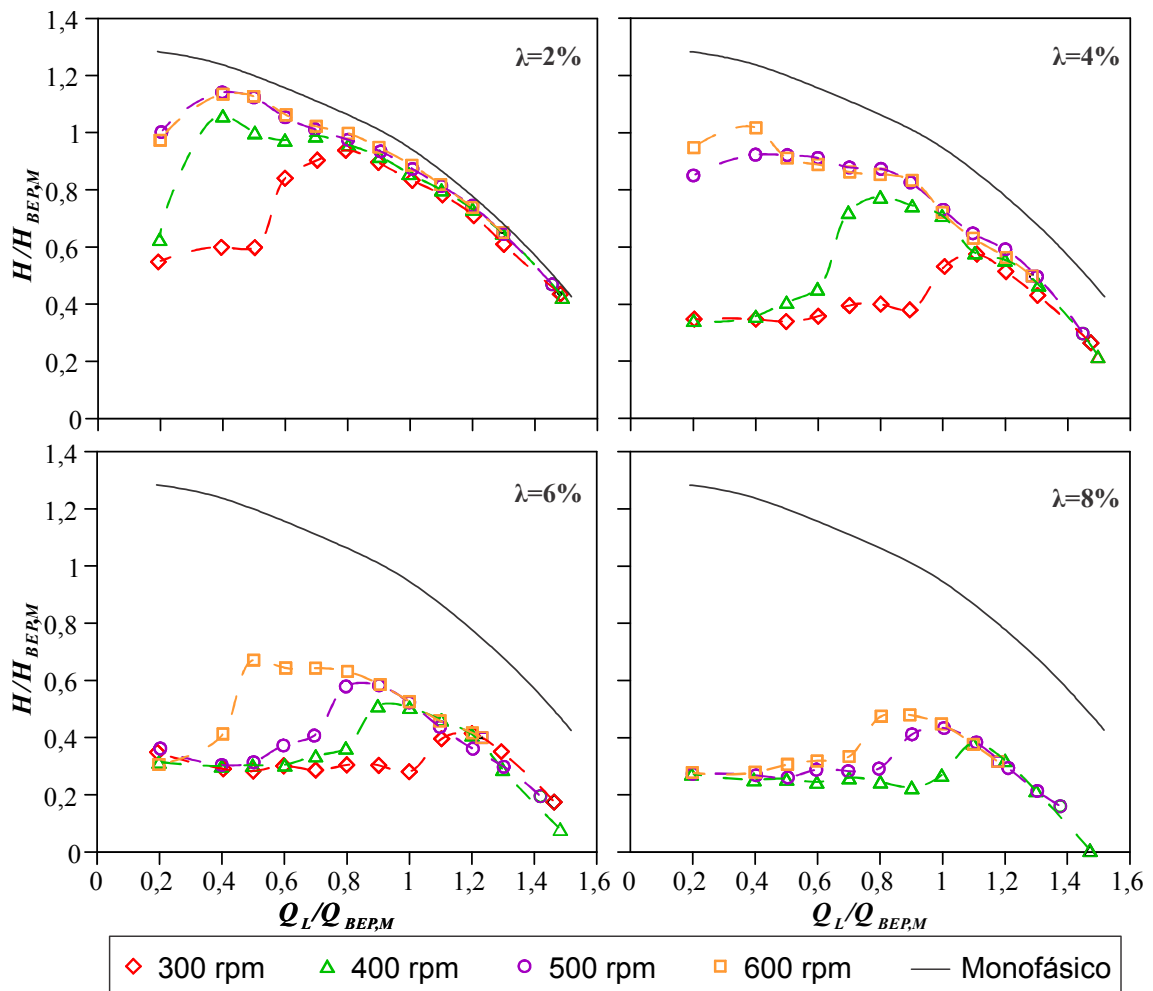
Por outro lado, cabe ressaltar a importância do sensor *wire mesh* na medição da quantidade de gás real a qual a bomba foi submetida. Os resultados desse sensor permitiram analisar o tipo de resultados fornecidos pelo modelo homogêneo, um dos mais utilizados nestes tipos de trabalhos, quando é adotado como referência para o levantamento de curvas de bombas sob escoamento bifásico. Do mesmo modo, também permitiu comparar duas metodologias diferentes no levantamento de curvas de desempenho bifásico, com fração de vazio homogêneo constante e com vazão mássica de ar constante, e observar com qual delas é possível obter estimativa mais realista do comportamento da fração de vazio na entrada da bomba. Baseado nos objetivos e nas condições operacionais deste trabalho, a metodologia de vazão mássica constante de ar é a mais recomendável para caracterizar o desempenho de bombas centrífugas sob escoamento bifásico, pois o comportamento da fração de vazio na entrada da bomba apresentou um comportamento fisicamente esperado, isto é que a fração de vazio aumenta na medida em que se diminui a vazão do líquido.

Finalmente, análises baseadas em medições da fração de vazio média real na entrada da bomba, como a que foi feita neste trabalho, são ainda praticamente quase inexistentes na literatura. Isso não apenas ajuda a entender as tendências observadas, como serve de fonte de dados para alimentar modelos teóricos e numéricos. Essas informações podem ser úteis para orientar o dimensionamento de sistemas de bombas para casos onde podem ocorrer escoamentos bifásicos, bem como auxiliar no projeto de novas bombas que possam suportar maiores quantidades de gás em operação, entre outros.

#### **4.2.4 Influência da velocidade de rotação no desempenho da bomba**

Em geral, a melhora ou a degradação do desempenho bifásico de uma bomba centrífuga está sujeita às propriedades das fases e às condições de operação da bomba. O ponto de operação da bomba, a velocidade de rotação e o diâmetro das bolhas, são alguns dos parâmetros principais observados que vão definir o comportamento e o destino da fase gasosa. Dependendo da combinação e balanço desses parâmetros, pode se ter coalescência e formação de bolsões que prejudicam o desempenho, ou uma quebra de bolhas que produz uma melhora no desempenho. Então, sendo a velocidade de rotação um desses parâmetros importantes, nesta seção será avaliada sua influência sobre o desempenho da bomba, como também nos padrões de escoamento nos canais do seu rotor e difusor.

A Figura 4.16 mostra curvas de altura de elevação normalizada em função da vazão normalizada de líquido para frações de vazio (modelo homogêneo,  $\lambda$ ) de 2, 4, 6 e 8%, para as diferentes velocidades de rotação testadas (300 rpm até 600 rpm). De modo geral, pode se observar que, para todas as frações de vazio ( $\lambda$ ), o aumento da velocidade de rotação provoca uma melhora no desempenho da bomba sob escoamento bifásico, mantidas as demais condições operacionais equivalentes. Essa melhora é mais claramente observada para as frações de vazio de 2, 4 e 6%, para as quais se notou que, quando a velocidade de rotação aumenta, os pontos de início de *surging* são deslocados para a esquerda, ou seja, para vazões de líquidos mais baixas. Na prática, essa mudança representa um aumento da janela de operação da bomba em condições livres de ocorrência de *surging*.



**Figura 4.16 – Influência da velocidade de rotação no desempenho da bomba, para diferentes frações de vazio ( $\lambda$ )**

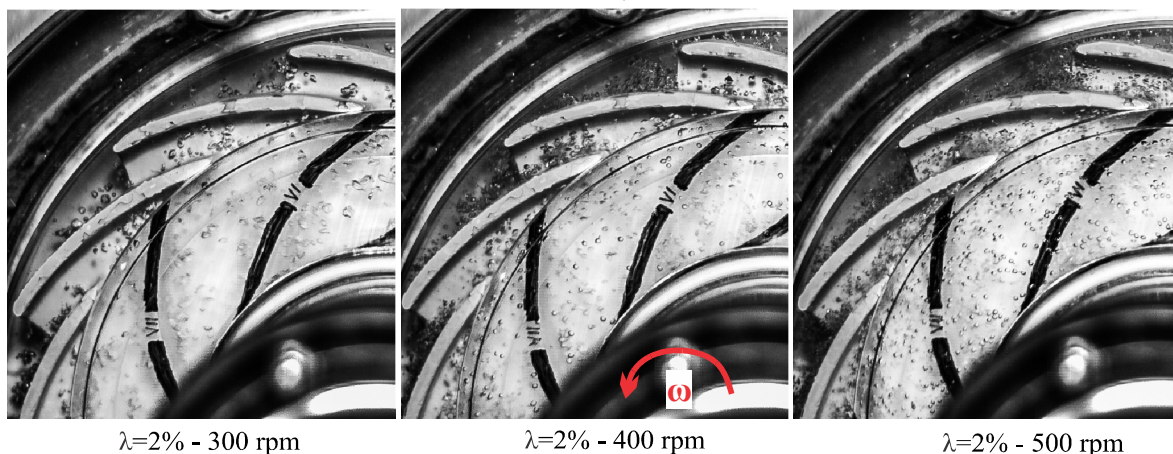
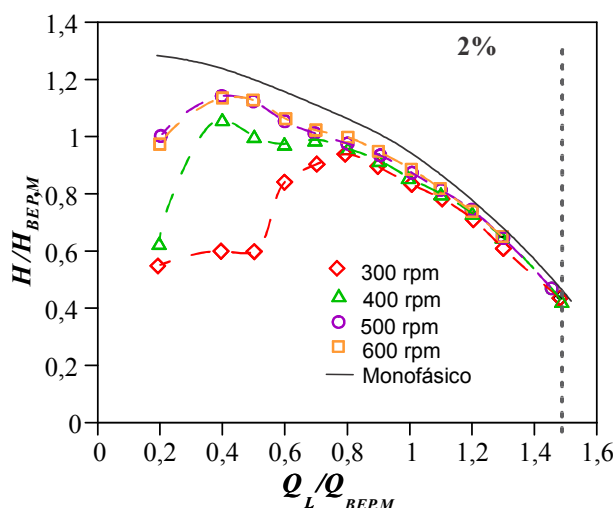
No entanto, para  $\lambda=8\%$ , a janela de operação não apresenta um aumento muito significativo em relação às condições anteriores (2%, 4% e 6%), pois nessa fração de vazão a coalescência e a formação de grandes bolsões é intensa no rotor, assim como a aglomeração de bolhas no difusor. Isso dificulta o escoamento da fase líquida, limitando o arrasto das bolhas e diminuindo a área de atuação (no rotor) dos mecanismos de quebra de bolhas, normalmente intensificados com o aumento da rotação, o que faz com que esse efeito tenha reduzida influência no presente contexto. Comportamento similar foi observado para  $\lambda=10\%$  (não mostrado na figura), onde a diferença entre janelas de operação foi ainda menor. Assim mesmo, na figura, confirma-se que o aumento da fração de vazão, em geral, sempre influencia no sentido de degradar o desempenho da bomba sob escoamento bifásico, distanciando continuamente a curva de ganho de pressão daquela obtida para escoamento monofásico.

Além disso, pode-se observar que, para todos os casos, a faixa na qual o desempenho apresenta um comportamento similar ao obtido para escoamento monofásico, para o qual ocorre um aumento do ganho de pressão com a diminuição da vazão do líquido, a influência da velocidade de rotação é quase imperceptível. Em particular, as curvas de desempenho para as rotações de 500 e 600 rpm, na fração de vazão de 2%, praticamente se colapsam entre si, mesmo abaixo do ponto de *surging*. Isso acontece porque, em ambos os casos, tem-se um comportamento bastante similar das fases no rotor e no difusor, com apenas algumas variações nos tamanhos e população das bolhas.

As melhoras no desempenho da bomba obtidas com o aumento da velocidade de rotação estão diretamente relacionadas com os efeitos produzidos sobre as bolhas e a distribuição de fases no rotor e difusor. Alguns dos efeitos mais importantes identificados com o aumento da rotação são a influência no diâmetro e formato das bolhas, a influência na transição dos padrões de escoamento, aumento da turbulência e intensificação do campo centrífugo. Imagina-se que os efeitos da turbulência são aparentemente predominantes para vazões de líquido altas, e provoquem cisalhamento e quebra de bolhas. Em contrapartida, para vazões de líquido baixas, os efeitos do campo centrífugo são predominantes (as fases tendem a se segregar). Outro efeito interessante é que a turbulência e as recirculações causadas pela interação entre o rotor e o difusor parecem se intensificar com o aumento da velocidade de rotação, principalmente para vazões de líquido muito baixas.

A influência da velocidade de rotação sobre o tamanho da bolha é mostrada na Figura 4.17, onde se apresentam as imagens visualizadas para uma mesma fração de vazão,  $\lambda=2\%$ , à mesma vazão de líquido normalizada, 1,5, e três velocidades de rotação diferentes, 300, 400 e

500 rpm. Pode se notar que, nessas três condições operacionais, tem-se um padrão de escoamento em bolhas com algumas aglomerações. No entanto, para a velocidade de rotação de 300 rpm, tem-se bolhas de maior tamanho e de um formato irregular, as quais podem ser produto de coalescências isoladas. Nessa condição, tem-se pequena população de bolhas.



**Figura 4.17 – Imagens do tamanho de bolhas, para a mesma vazão normalizada de líquido de 1,5, a mesma  $\lambda=2\%$  e com diferentes rotações**

Contudo, observa-se que, com o aumento da velocidade de rotação, o diâmetro das bolhas diminui e a sua população aumenta. Esse comportamento é observado no rotor e no difusor. Além disso, o formato dessas bolhas tende a ser mais regular, assumindo formas esféricas ou elípticas. Essa diminuição no tamanho das bolhas pode ser atribuída à turbulência da fase líquida, pois, com o aumento da rotação, aumenta a velocidade absoluta do escoamento nos canais hidráulicos e, conseqüentemente, a turbulência. Em geral, a turbulência dificulta a coalescência entre as bolhas e ajuda na quebra de bolhas maiores em

outras menores, permitindo assim que a fase líquida consiga arrastar as bolhas fora do rotor com mais facilidade do que nos casos com rotações baixas.

Por outro lado, também se observou que a tendência das bolhas de se deslocarem do lado de sucção para o lado de pressão da pá, durante seu trajeto no rotor, também diminui ao se aumentar a velocidade de rotação. Isso indica que, nessas condições de operação, a força de arrasto aumenta junto com a rotação e é maior do que o gradiente de pressão, pelo qual as bolhas conseguem sair do rotor seguindo a curvatura da geometria das pás. Isso sugere uma influência positiva do aumento da rotação sobre a força de arrasto. Sabino (2015), em seu trabalho, também observou que o aumento da rotação produz uma maior força de arrasto. Cabe indicar que esse comportamento foi visualizado, apenas, para vazões muito altas de líquido, nas condições de operação analisadas.

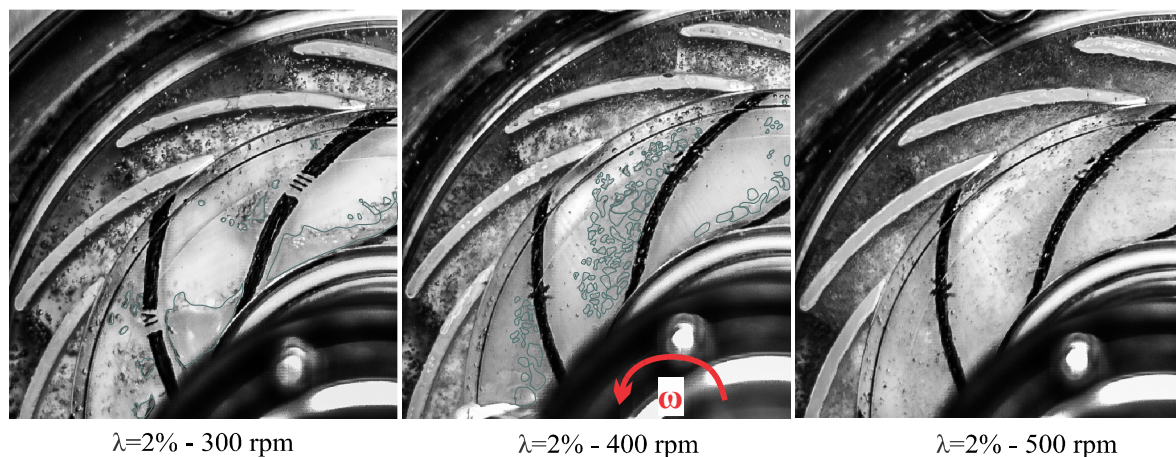
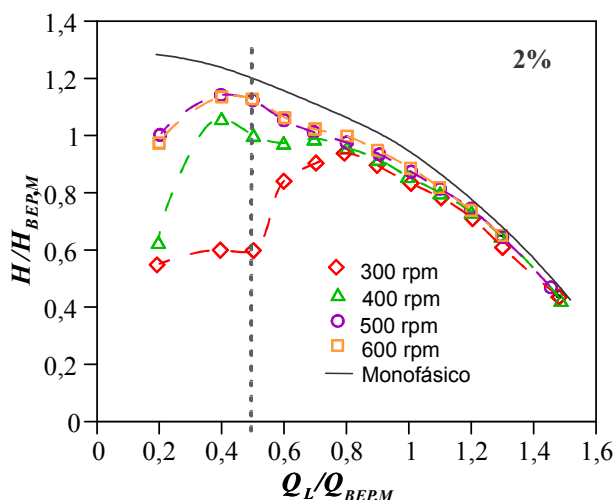
Além de ocasionar mudanças no diâmetro das bolhas, o aumento da rotação também influencia no comportamento entre os padrões de escoamento. Isso pode ser observado na Figura 4.18, na qual se apresentam as imagens dos padrões de escoamento no rotor e difusor, para uma mesma fração de vazio,  $\lambda=2\%$ , e uma mesma vazão de líquido normalizada, 0,5, para velocidades de rotação de 300, 400 e 500 rpm. Embora os três testes avaliados sejam realizados a uma mesma pressão de sucção (160 kPa), à mesma vazão de líquido e à mesma fração de vazio, a análise de visualização revela padrões de escoamento diferentes em cada caso. Para 300 rpm, tem-se um padrão de bolsão de gás; para 400 rpm, tem-se um padrão de aglomeração de bolhas (coalescência moderada); já para 500 rpm, tem-se escoamento em bolhas, com aglomeração, porém sem coalescência.

Como apontado na seção 4.2.1, cada padrão de escoamento está associado a uma determinada degradação de desempenho. Em geral, quanto maior a acumulação e permanência do gás no rotor, maior a degradação do desempenho. Então, como observado nas imagens para as três rotações, quanto maior a velocidade de rotação, menor o acúmulo de gás no rotor, o que vai diminuir a degradação do desempenho da bomba.

A diferença de padrões de escoamento entre as velocidades de rotação pode ser atribuída, como uns dos principais fatores, à magnitude com que atuam os efeitos resultantes do campo centrífugo e de pressões da fase líquida que, para as condições de operação mostrada na figura, correspondem a uma condição de baixa vazão de líquido ou *partload*. Nessa condição de operação, Gülich (2010) indica que as recirculações da fase líquida são consequência do campo centrífugo, e que elas podem promover a mistura de fases e assim melhorar a capacidade de manuseamento de gás de uma bomba. Portanto, como é sabido, o



incremento da velocidade de rotação intensifica o campo centrífugo na bomba, intensificando assim as recirculações, as quais por sua vez geram uma quebra contínua de bolhas, diminuindo seu tamanho.



**Figura 4.18 – Imagens dos padrões de escoamento, para a mesma vazão normalizada de líquido de 0,5, a mesma  $\lambda=2\%$ , e com diferentes rotações**

Via de regra, a diminuição no tamanho das bolhas é benéfica para que elas consigam sair do rotor com menor dificuldade. Esse efeito é mostrado no trabalho de Jiménez (2016), onde o autor verificou que as bolhas com diâmetros menores conseguem sair do rotor com uma maior facilidade do que as de maior diâmetro, evitando assim a recirculação de bolhas e consequentemente a formação de bolsões de gás.

O comportamento acima comentado foi confirmado através das imagens visualizadas na condição de operação mostrada na Figura 4.18, onde se observou que a intensidade das recirculações, em toda a seção dos canais do rotor, se tornou maior com o aumento da velocidade de rotação, o que levou a uma intensa quebra de bolhas e evitou a formação de

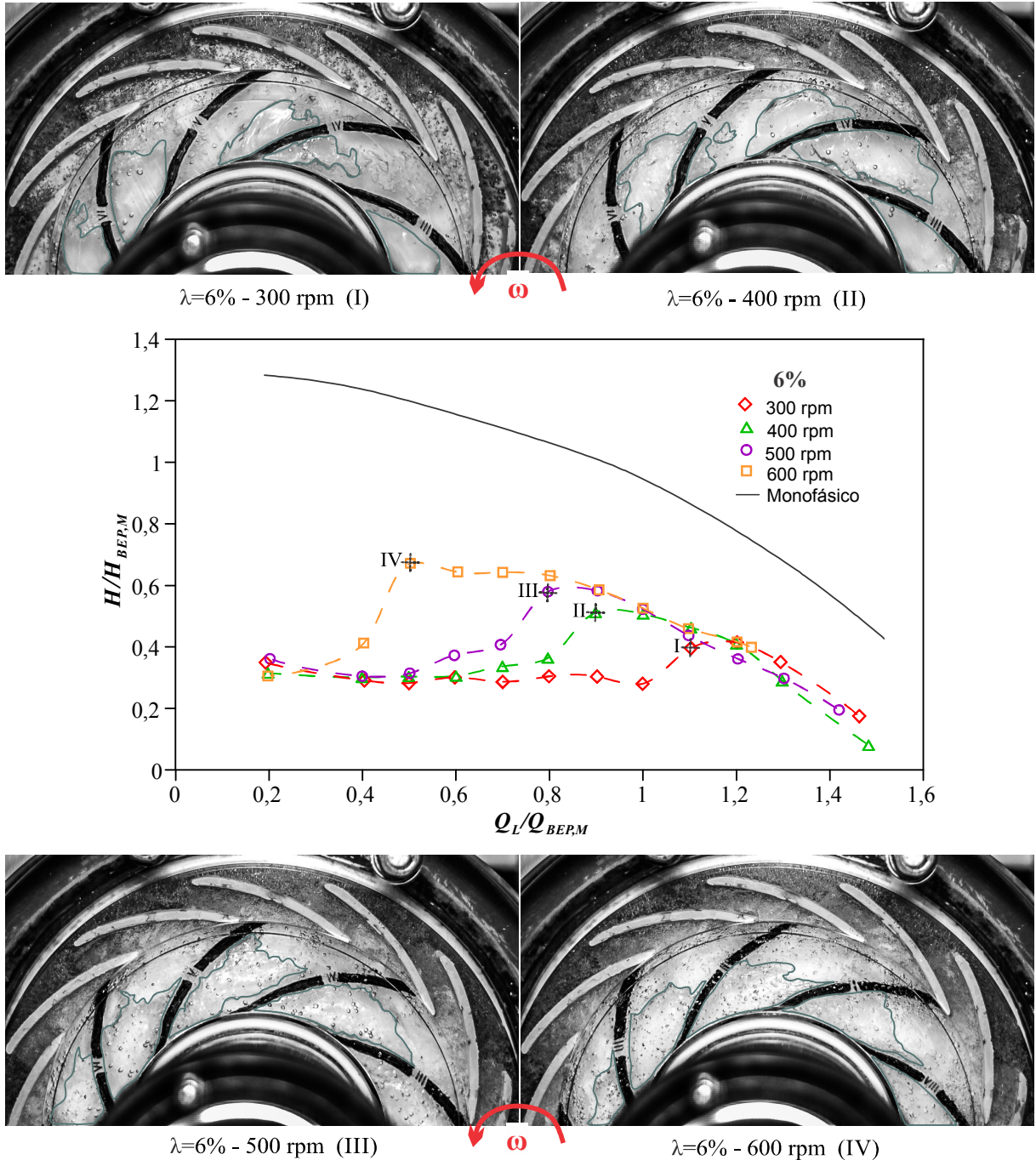
bolsões de gás. Isso pode ser visto, na mesma figura, para uma velocidade de rotação de 500 rpm, na qual o tamanho, no rotor e difusor, e a população das bolhas no rotor diminuíram em comparação com as outras velocidades de rotação, de 300 e 400 rpm, nas quais se tem a formação de bolsões e fortes aglomerações com coalescência, respectivamente.

Na análise de visualização feita na subseção 4.2.1, foi observado que o início de *surging* está ligado à formação de bolsões de gás em todos os canais do rotor, ocupando a seção do canal em mais de sua metade transversal. Comportamento similar foi observado para todas as outras velocidades de rotação. No entanto, o formato e o comportamento desses bolsões mudam com o aumento da rotação. Na Figura 4.19, apresenta-se as imagens do formato dos bolsões de gás nas condições de início de *surging*, a uma mesma fração de vazão de  $\lambda=6\%$  e com velocidades de rotação de 300, 400, 500 e 600 rpm

Pode-se observar que, nas rotações de 300 e 400 rpm, os bolsões de gás são instáveis e continuamente deformados com a passagem da fase líquida. Em alguns canais, a fase líquida tem energia suficiente para atravessar o bolsão, dividindo-o em dois ou empurrando o bolsão contra uns dos lados dos canais, para logo escoar pela outra metade do canal do rotor. A quebra desses bolsões é leve, dando lugar, em poucos casos, a outros bolsões menores que tendem a se manter recirculando e coalescendo perto da saída do rotor.

Com o aumento da velocidade de rotação para 500 e 600 rpm, observa-se que os bolsões de gás são mais estáveis e tendem a ocupar os canais do rotor de forma mais homogênea, ou seja, os bolsões se mantêm praticamente fixos desde a entrada do rotor até um pouco mais da metade transversal de sua seção, sem sofrer deformações consideráveis com a passagem da fase líquida em forma de filme ao seu redor. A quebra de bolhas é intensa à jusante do bolsão, onde, na interface entre a fase líquida e gasosa, surge uma densa dispersão de bolhas pequenas.

Essa mudança no formato dos bolsões de gás pode ser atribuída ao gradiente de pressão adverso ao escoamento no rotor, o qual aumenta quadraticamente com o aumento da velocidade de rotação. Isso faz com que a força devido ao gradiente de pressão aumente e seja maior para velocidades de rotação altas. Portanto, a intensidade com que essa força age sobre o bolsão de ar, empurrando-o e comprimindo-o em sentido da entrada do rotor, é maior para as velocidades de rotação de 500 e 600 rpm do que para 300 e 400 rpm.



**Figura 4.19 – Imagens do formato do bolsão de gás nos pontos do início do *surging*, para uma  $\lambda=6\%$  e diferentes velocidades de rotação**

Entende-se que, por esse motivo, os bolsões de gás, para as velocidades de rotação altas, são mais estáveis e ocupam os canais do rotor de um modo mais uniforme, dividindo-os em duas regiões bem definidas: uma região ativa, à jusante do bolsão, e outra quase inativa, que é ocupada pelo bolsão. Além disso, notou-se que o aumento da velocidade de rotação faz com que as bolhas que surgem como produto da quebra à jusante do bolsão de gás consigam sair do rotor, pois a vazão da fase líquida aumenta proporcionalmente com a velocidade de

rotação. Isso permite com que, nessa parte do rotor, a fase líquida ganhe um pouco de energia cinética, o que vai ajudar a diminuir a degradação. Já para as rotações mais baixas, a maioria dessas bolhas tende a ficar no rotor, sujeitas à recirculação e coalescência.

Em geral, a melhora do desempenho da bomba devido ao aumento da velocidade de rotação pode ser atribuída à intensificação da turbulência e das recirculações da fase líquida, que promovem a quebra de bolhas e atrasam a formação de bolsões. Porém, dependendo do ponto de operação da bomba, a quebra de bolhas é causada por dois fenômenos diferentes. Por exemplo, para vazões de líquido abaixo do ponto de melhor eficiência, são as recirculações da fase líquida, produto do campo centrífugo (Gulich, 2010), que promovem quebra de bolhas e mistura de fases. Por sua vez, para as vazões de líquido altas, atribui-se a quebra de bolhas à turbulência da fase líquida.

Por outro lado, sabe-se que o incremento da velocidade de rotação também aumenta o gradiente de pressão quadraticamente, enquanto que a vazão do líquido aumenta linearmente, de acordo com a teoria de similaridade em bombas. Assim, o aumento da força de gradiente de pressão é maior do que da força de arrasto. Porém, a força de arrasto é proporcional ao diâmetro da bolha ao quadrado, enquanto que a força de gradiente de pressão é proporcional ao diâmetro ao cubo. Isso faz com que a força líquida do gradiente de pressão que age sobre as bolhas, em 500 e 600 rpm, seja reduzida. Então, como foi notado, o incremento da rotação promove a quebra e redução do tamanho das bolhas, reduzindo assim a influência da força de gradiente de pressão sobre elas, o que permite que a fase líquida possa arrastar a fase gasosa para fora do rotor com maior facilidade. É importante indicar que o comportamento e a magnitude de cada um desses parâmetros podem ser sensíveis aos pontos de operação da bomba.

Está claro que, além do descrito, existem outros vários parâmetros que influenciam no presente contexto, bem como mecanismos associados que, dada a complexidade do fenômeno e da geometria de bombas, passam a ser muito difíceis de se identificar, visualizar e descrever de forma concisa. Isso faz o estudo do comportamento de escoamentos bifásicos em bombas centrífugas um tema ainda em aberto e em desenvolvimento. Novos trabalhos que apresentem resultados em diferentes condições de operação, em diferentes geometrias de bombas e que lancem mão de outras metodologias de estudo podem ser muito úteis para contribuir com o entendimento do tema.

## 5 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou um estudo experimental do escoamento bifásico ar-água em uma bomba centrífuga radial. O objetivo principal foi avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga de duplo estágio e do tipo radial, operando sob escoamento bifásico em diferentes condições operacionais, que incluem variações da velocidade de rotação, vazão de gás e de líquido. Para isso, foi usada uma bancada experimental que permitiu realizar, simultaneamente, a medição do desempenho da bomba, a visualização da distribuição de fases e o comportamento das bolhas no rotor e difusor, assim como a medição da fração de vazio real na entrada da bomba mediante o sensor *wire mesh*.

Duas metodologias foram usadas para avaliar o desempenho da bomba sob escoamento bifásico. A metodologia com vazão mássica de ar constante permitiu identificar, de uma forma mais direta, a distribuição das fases e comportamento das bolhas no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba, para diferentes condições operacionais. Já a metodologia com fração de vazio constante permitiu avaliar a influência da fração de vazio e do aumento da velocidade de rotação no desempenho da bomba. Embora ambas as metodologias sejam diferentes e apresentem algumas limitações, foi possível caracterizar satisfatoriamente o desempenho bifásico da bomba com ambas, alcançando-se assim os objetivos deste trabalho.

Baseado na análise de visualização, foram identificados quatro padrões de escoamento nos canais de rotor: escoamento em bolhas (*bubble flow*), aglomeração de bolhas (*agglomerated bubbles*), bolsão de gás (*gas pocket*) e escoamento anular (*annular flow*).

No entanto, no difusor apenas se observou escoamento em bolhas. Embora, para altas frações de gás ou a baixas vazões de líquido, uma forte aglomeração de bolhas tenha sido observada nos canais do difusor, uma escassa coalescência entre elas foi notada em todos os casos. Para vazões de líquidos baixa e altas velocidades de rotação, essa aglomeração, nos canais do difusor, se tornava em uma densa dispersão de bolhas muito pequenas.

Especialmente nos casos de vazões de líquido altas (maiores que o BEP), observou-se que as bolhas têm preferência por escoar pelo lado de sucção da pá do canal do rotor. Entretanto, na maioria dos casos, na metade de sua trajetória ou perto da saída do rotor, elas se deslocam com sentido ao lado de pressão da pá, onde conseguem sair do rotor. Esse comportamento das bolhas de terem sua trajetória abruptamente desviada pode ser atribuída

ao gradiente de pressão que tenta frear as bolhas quando se aproximam da saída do rotor. Quando a vazão de líquido diminui ligeiramente, mas ainda se mantém acima e perto do ponto de máxima eficiência, algumas dessas bolhas tendem a recircular pelo lado de pressão, com sentido à entrada do rotor, começando assim as coalescências de bolhas nessa região. Já no difusor as bolhas têm uma preferência a escoar pelo lado de pressão da pá.

O início de ocorrência do fenômeno de *surging* está ligado ao padrão de bolsão de gás (*gas pocket*). Para que esse fenômeno aconteça, entretanto, o bolsão de gás tem que estar presente em todos os canais do rotor, e ocupar a seção do canal um pouco mais da sua metade transversal (80%). Caso se tenha um ou mais canais sem bolsão, a degradação do ganho de pressão da bomba não é suficiente para caracterizar a ocorrência de *surging*. Já os casos nos quais se atingiu a máxima degradação do desempenho foram aqueles onde se observou o padrão de escoamento anular no rotor, e os canais do difusor estavam completamente tomados por uma aglomeração de bolhas pequenas, menores que no caso do início do *surging*.

Através da metodologia com fração de vazão constante, observou-se que na maioria das condições operacionais os resultados obtidos para a fração de vazão com o sensor *wire mesh* foram maiores que os resultados obtidos com o modelo homogêneo. Entretanto, observou-se que para vazões de líquido muito baixas os resultados dados pelo sensor passam a decair significativamente, tornando-se em um certo ponto menores que os valores do modelo homogêneo. Esses resultados sugerem que a adoção do modelo homogêneo como parâmetro para levantamento da curva de desempenho de bombas sob escoamento bifásico pode levar a subestimar a fração de vazão real na bomba a altas vazões de líquido, demonstrando assim janelas de operação não tão realistas a respeito do comportamento da bomba em condições reais. No entanto, entende-se que na faixa em que os resultados do *wire mesh* foram maiores, o modelo homogêneo pode ser usado para obter uma caracterização aproximada da quantidade de gás real a qual a bomba está submetida.

Para a metodologia com vazão mássica constante de ar, entretanto, os resultados do sensor *wire mesh* e os do modelo homogêneo apresentaram tendência muito similar, com um aumento da fração de vazão na medida em que se diminui a vazão do líquido, o qual é fisicamente esperado. Entende-se que, dependendo da aplicação, o uso da metodologia de vazão mássica constante de ar pode ser mais recomendável para obter caracterizações do desempenho de bombas centrífugas operando com escoamento bifásico, sendo possível nesse caso obter uma estimativa mais realista do comportamento da fração de vazão na bomba através do cálculo dado pelo modelo homogêneo.

Em um outro momento, as frações de vazio medidas com o sensor *wire mesh* foram comparadas com os resultados do modelo homogêneo e o modelo de *Drift flux*. Foi observado que, para ambas as metodologias de testes, os resultados obtidos com o sensor *wire mesh* ficam mais perto dos resultados do modelo homogêneo do que os obtidos pelo modelo *Drift flux*, sendo que esse último subestimou a fração de vazio na entrada da bomba em todas as situações testadas. No entanto, na metodologia de fração de vazio constante, os resultados do modelo *Drift flux* apresentaram a mesma tendência qualitativa dos resultados do sensor *wire mesh*, isto é, a fração de vazio diminui quando a vazão de líquido diminui.

Avaliou-se a influência da fração de vazio no desempenho da bomba, onde se observou que o aumento da fração de vazio gera, em todos os casos, um aumento na degradação do desempenho da bomba. Também se observou que o aumento da velocidade de rotação influencia positivamente no sentido de diminuir sua degradação em comparação com o obtido para escoamento monofásico. Com o aumento da rotação, o ponto de início de *surging* é deslocado para a esquerda da curva de desempenho, indicando que o *surging* ocorrerá para vazões de líquido mais baixas, aumentando assim a janela de operação da bomba e a sua tolerância à presença de gás. No entanto, para frações de vazio altas - especificamente 8% e 10%, neste trabalho - a melhora obtida com o aumento da rotação não é muito significativa. Isso sugere que a proporção com que vai melhorar o desempenho, baseado no aumento da rotação, vai depender também da fração de vazio.

A melhora do desempenho, com o aumento da rotação está diretamente relacionada com a diminuição do tamanho das bolhas, bem como com a mudança e comportamento dos padrões de escoamento no rotor e no difusor. Foi observado que, com o aumento da rotação, aumenta a intensidade das recirculações da fase líquida, as quais provocam uma quebra constante de bolhas, o que facilita a saída do gás do rotor, dificultando a coalescência e retardando a transição entre padrões de escoamento.

Finalmente, este estudo experimental contribui ao entendimento dos fenômenos que estão por detrás da degradação do desempenho de bombas centrífugas sob escoamento bifásico, principalmente aqueles relacionados com a mudança entre os padrões de escoamento e o comportamento das bolhas no interior do rotor e difusor, que estão ligados com a velocidade de rotação, vazão de líquido e fração de vazio. Outra contribuição importante, que ainda não foi explorada na literatura, foi a medição de frações de vazio médias reais na entrada da bomba, o que permitiu analisar os resultados de frações de vazio de modelos

tipicamente usados na literatura de bombas sob escoamento bifásico, assim como obter resultados que sirvam de fonte de dados para alimentar modelos numéricos.

### **5.1 Sugestões para trabalhos futuros**

Alguns pontos que não foram abordados no desenvolvimento do presente estudo experimental são sugeridos para trabalhos futuros:

1. Fazer um estudo numérico baseado nos resultados do presente trabalho. Ele pode ajudar no teste de desempenho sob condições extremamente difíceis de se controlar em experimentos, como a fração de vazio local de entrada, o diâmetro das bolhas, entre outros. Além disso, ferramentas numéricas podem ser úteis para avaliar o padrão de escoamento em pontos de difícil acesso visual em experimentos, como é o caso do segundo rotor e da voluta da bomba no presente trabalho.
2. Desenvolver trabalhos experimentais para uma faixa maior de rotações.
3. Analisar a influência da velocidade de rotação na medição da fração de vazio na entrada da bomba.
4. Analisar a influência da viscosidade na medição da fração de vazio na entrada da bomba.



## 6 REFERÊNCIAS

- ALVES, R. F., “**Estudo do escoamento bifásico Líquido Gás em golfadas com leve mudança de direção**”, Dissertação de Mestrado, UTFPR – Curitiba, 2015.
- AMARAL, G. D. L., “**Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos**”, Dissertação de Mestrado – Unicamp, Campinas, 2007.
- BARRIOS, L. J., “**Visualization and Modeling of Multiphase Performance inside an Electrical Submersible Pump**”. PhD Dissertation – The University of Tulsa, Oklahoma, 2007.
- BELTUR, R., “**Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages**”. MS Dissertation, The University of Tulsa, Oklahoma, 2003.
- CARIDAD, J., and KENYERY, F. “**CFD Analysis of Electric Submersible Pumps (ESP) Handling Two-Phase Mixtures**”, Journal of Energy Resources Technology, 126.2 (2004): 99-104
- CIRILO, R., “**Air-Water Flow Through Electrical Submersible Pumps**”. MS Dissertation, The University of Tulsa, 1998.
- DA SILVA, M. J. D., “**Impedance Sensors for Fast Multiphase Flow Measurement and Imaging**”. PhD Dissertation, Technische Universität Desden, 2008.
- DOS SANTOS, E. N., “**Técnicas para extração de parâmetros de escoamento bifásico em regime intermitente utilizando o sensor *wire mesh***”. Dissertação de Mestrado, UTFPR – Curitiba, 2011.
- DOS SANTOS, E. N., “**Development and Application of Wire-Mesh Sensors for High-Speed Multiphase Flow Imaging**”. Tese de Doutorado, UTFPR – Curitiba, 2015.
- DURAN, J.; M. Prado, “**ESP Stages Air-Water Two-Phase Performance – Modeling and Experimental Data**”. SPE 87627, 2003.
- ESTEVAM, V., “**Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico**”. Tese de Doutorado – Unicamp, Campinas, 2002.

- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J., **“Introduction to Fluid Mechanics”**. Wiley, 7a edition, 2011.
- GAMBOA, J., **“Prediction of the Transition in Two-Phase Performance of an Electrical Submersible Pump”**. PhD Dissertation – The University of Tulsa, Oklahoma, 2008.
- GULICH, J. F., **“Centrifugal Pumps”**, Springer, Berlin 2<sup>a</sup> edition, 2010.
- JIMÉNEZ, F. C. A., **“Análise Numérica da Dinâmica de uma Bolha Isolada de Gás no Rotor de uma Bomba Centrífuga”**. Dissertação de Mestrado, UTFPR, Curitiba, 2016.
- LEA, J. F. and BEARDEN, J.L., **“Effect of Gaseous Fluids on Submersible Pump Performance”**. SPE 9218, 1982.
- MONTE VERDE, W., **“Estudo Experimental de Bombas de BCS Operando com Escoamento Bifásico Gás-Líquido”**. Dissertação de Mestrado, Unicamp – Campinas, 2011.
- MONTE VERDE, W., **“Bombas Centrífugas Submersas: Visualização do Escoamento Bifásico Gás – Líquido, Operação com Fluido Viscoso e Modelagem de Desempenho”**. Tese de Doutorado, Unicamp – Campinas, 2016.
- MURAKAMI, M. and MINEMURA, K., **“Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump (First Report, Performance and Flow Conditions)”**. Bulletin of the JSME, Vol. 17, No 110, 1974a: 1047-1055.
- MURAKAMI, M. and MINEMURA, K., **“Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump (Second Report, Effect of number of blades)”**. Bulletin of the JSME, Vol. 17, No 112, 1974b: 1286-1295.
- MURAKAMI, M. and MINEMURA, K., **“Effects of running clearance of semi-open impeller pumps under air admitting conditions”**. Bulletin of the JSME, Vol. 19, No 136, 1976: 1141-1148.
- OFUCHI, E. M., **“Desenvolvimento de um Método para Correção de Curvas de Desempenho em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos”**. Dissertação de Mestrado, UTFPR – Curitiba, 2015.
- PATERNOST, G. M. **“Estudo Experimental sobre Bomba Centrífuga operando com Fluido Viscoso e Escoamento Bifásico Gás-Líquido”**. Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas, 2013

- PESSOA, R. “**Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages**”, MS Thesis, The University of Tulsa, 2001.
- RODRIGUES, R., F., P., “**Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages**”. PhD Dissertation, The University of Tulsa, Oklahoma, 2001.
- ROMERO, M. “**An Evaluation of an Electric Submersible Pumping System for High GOR Wells**”, MS Dissertation, The University of Tulsa (1999).
- SABINO, R. H. G., “**Análise da Dinâmica de uma Bolha de Gás em uma Bomba Centrífuga**”. Dissertação de Mestrado, UTFPR, Curitiba, 2015.
- STEPANOFF, A. J. “**Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application**”. 2a Edição. John Wiley & Sons, New York, 1967.
- SUN, D., and PRADO, M.G. “**Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electric Submersible Pumps**”. PhD Dissertation, The University of Tulsa, Oklahoma, 2002.
- THOMAS, J., E., “**Fundamentos da engenharia do petróleo**”. Interciência – Petrobras, Rio de Janeiro, 2001.
- TREVISAN, F. E., “**Modelling and Visualization of Air and Viscous Liquid in Electrical Submersible Pump**”. PhD Dissertation – The University of Tulsa, Oklahoma, 2009.
- TURPIN, J. LEA, J. and BEARDEN, J. “**Gas-Liquid through Centrifugal Pumps-Correlation of Data**”. Proceeding of the Third International Pump Symposium (1986). 13-20.
- VUOLO, J. H., “**Fundamentos da Teoria de Erros**”. Editora Edgard Blucher, 2<sup>a</sup> ed. 1996.
- ZAPATA, L. C., “**Rotational speed effects on ESP two-phase performance**”. MS Dissertation – The University of Tulsa, Oklahoma, 2003.
- ZUBER, N. and FINDLAY, J. A., “**Average volumetric concentration in two – phase flow systems**”. Journal of Heat Transfer, 87 (1965.). 453–468.

## APÊNDICE A – RESUMO DA ANÁLISE DE VISUALIZAÇÃO NO ROTOR E DIFUSOR

**Tabela A-1 - Quadro resumo da análise de visualização do comportamento das fases no rotor e no difusor**

Vazão de Líquido	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
1,5BEP	<p>Bolhas dispersas no rotor e difusor. Todas as bolhas conseguem sair do rotor.</p> <p>No rotor, as bolhas começam a escoar perto da face de sucção da pá, mas na metade de sua trajetória elas se deslocam com sentido à face de pressão, atingindo a saída do rotor.</p> <p>Tem-se algumas aglomerações de bolhas nos canais do rotor, mas quase nenhuma coalescência.</p> <p>No difusor, as bolhas escoam predominantemente junto à face de pressão da pá. Nota-se maior aglomeração de bolhas que no rotor.</p>	<p>Observam-se apenas bolhas dispersas em alguns canais do rotor, enquanto que em outros passa a ocorrer aglomerações de bolhas.</p> <p>A maioria das bolhas começam a escoar pela face de sucção, mas, na metade de sua trajetória elas se deslocam com sentido ao lado de pressão, atingindo a saída entre esse lado e a metade longitudinal do rotor.</p> <p>Coalescência escassa. Todas as bolhas conseguem sair do rotor.</p> <p>No difusor, as bolhas escoam perto do lado de pressão, ocupando a metade longitudinal do canal. Notam-se aglomerados de bolhas que escoam de forma intermitente.</p>	<p>Observam-se apenas bolhas dispersas em alguns canais do rotor, enquanto que em outros passa a ocorrer aglomerações de bolhas.</p> <p>A maioria das bolhas escoam perto do lado de sucção da pá, sendo que algumas delas se afastam para o lado de pressão da pá, com sentido à saída do rotor. A coalescência nesta condição é escassa.</p> <p>Todas as bolhas conseguem sair do rotor.</p> <p>No difusor, as bolhas escoam perto do lado de pressão, ocupando a metade longitudinal do canal. Notam-se aglomerados de bolhas que escoam de forma intermitente.</p>	

Vazão de Líquido	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
1,3BEP	<p>Maior aglomeração de bolhas, começando na entrada da bomba. Coalescências isoladas passam a ocorrer, formando bolhas dispersas de maior tamanho. Delas, algumas tendem a se manter junto à face de pressão da pá, perto da entrada do rotor.</p> <p>No difusor, tem-se uma aglomeração maior de bolhas.</p>	<p>O comportamento das bolhas é o mesmo que no ponto anterior (nesta rotação). Nota-se que algumas bolhas conseguem sair do rotor pelo lado de sucção.</p> <p>Tem-se um aumento da aglomeração na entrada do rotor (lado de sucção). Em alguns canais, observou-se a coalescência de bolhas que resultou em outras de maior tamanho e forma irregular. Elas se encontram na metade ou perto da saída do canal do rotor.</p> <p>O comportamento das fases no difusor é o mesmo que no ponto anterior (nesta rotação).</p>	<p>Aglomeração intensa de bolhas na entrada do rotor (lado de sucção). Em alguns canais, coalescências isoladas formam pequenos bolsões instáveis no lado de sucção ou de pressão da pá, no meio e na saída desses canais. Esses bolsões tendem a sair do rotor, mas são quebrados na saída do rotor.</p> <p>No difusor, tem-se um aumento do tamanho das aglomerações de bolhas, que escoam à jusante de forma intermitente e tendem a ocupar quase toda a seção transversal dos canais.</p>	<p>Grande aglomeração de bolhas nos canais do rotor, com a maioria delas escoando pelo lado de sucção da pá. Em alguns canais, tem-se uma leve coalescência de bolhas, o que produz a formação de pequenos bolsões instáveis que tentam sair do rotor, mas são quebrados ao longo do canal do rotor (entrada, metade e saída). Todas as bolhas conseguem sair do rotor.</p> <p>No difusor, as bolhas têm preferência por escoar pelo lado de pressão da pá, ocupando mais da metade da seção transversal do canal.</p>
1,2BEP	<p>Aumenta a população e aglomeração de bolhas no rotor, especialmente na entrada, com preferência por escoar pela face de sucção da pá. A coalescência também aumenta.</p> <p>Aparecem bolhas de tamanho maior (ainda que não na forma de bolsões) e de forma irregular na entrada de alguns canais do rotor (face de pressão), e em outros na saída e na metade do canal.</p>	<p>Tem-se um aumento da coalescência e em alguns canais são formados bolsões pequenos e instáveis na entrada do rotor, junto ao lado de sucção e/ou de pressão. Alguns bolsões tentam sair do rotor, mas são quebrados perto da saída, principalmente em função da turbulência da fase líquida e da interação rotor-difusor.</p> <p>Perto da metade do canal do rotor, algumas bolhas recirculam do lado de sucção para o lado de pressão (no sentido da entrada do rotor), onde as maiorias coalescem. No difusor, as aglomerações de bolhas escoam de forma intermitente e com maior frequência que no ponto anterior (nesta rotação). Tendem a escoar no canal todo.</p>	<p>Observa-se coalescência e uma maior frequência de formação de bolsões instáveis na maioria dos canais do rotor. Esses se formam na entrada e/ou na saída do rotor (lado de sucção e/ou pressão) e no meio de canal.</p> <p>Esses bolsões são maiores que os do ponto anterior (nesta rotação). Alguns desses bolsões tentam sair do rotor, mas são quebrados perto da saída deste. No difusor, as aglomerações escoam de forma mais uniforme e ocupam quase toda a superfície dos canais do difusor. Recirculações muito leves na saída do difusor são observadas.</p>	<p>Aumento da coalescência. Tem-se uma maior frequência de formação de bolsões pequenos e instáveis em quase todos os canais, especialmente na entrada do rotor, junto ao lado de sucção da pá.</p> <p>Também se nota uma constante quebra desses bolsões desde a entrada até a saída do rotor; como não se identificou recirculações de bolhas, essa quebra deve estar associada à turbulência da fase líquida. No difusor, tem-se uma maior aglomeração de bolhas que tendem a ocupar toda a seção do canal.</p>

Vazão de Líquido	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
1,1BEP	<p>Maior coalescência na entrada dos canais do rotor. Em alguns canais (dois ou três), começa a se formar um bolsão pequeno na entrada, junto ao lado de pressão da pá.</p> <p>Ainda são observados canais onde não há coalescência, mas apenas aglomeração ou dispersão de bolhas. Notam-se pontos de recirculação de bolhas na entrada (que ajudam na sua coalescência) e na metade do canal, com direção ao lado de pressão da pá.</p> <p>No difusor, as bolhas tendem a escoar por toda a seção transversal do canal.</p>	<p>Comportamento das fases parecido ao ponto anterior (nesta rotação). Recirculações de bolhas na metade e na saída do canal do rotor. Aumenta a coalescência, e a formação de pequenos bolsões instáveis junto ao lado de pressão é observada em um maior número de canais. Ainda se nota um aglomerado de bolhas escoando pelo lado de sucção, que, no entanto, são deslocados para o lado de pressão perto da saída.</p> <p>Nesta condição, começa a competição entre a coalescência e quebra de bolhas na maioria de canais do rotor. Já o comportamento do difusor, entretanto, é ainda similar ao do ponto anterior.</p>	<p>É observada forte turbulência, além de recirculações que se propagam desde a saída até quase a entrada do rotor.</p> <p>A coalescência se intensifica e os bolsões continuam crescendo, mas ainda são instáveis. Os bolsões são formados na entrada dos canais do rotor, do lado de sucção e/ou lado de pressão da pá. Nota-se, entretanto, que o líquido tende a cisalhar a superfície livre do bolsão, gerando novas bolhas dispersas.</p> <p>Em alguns canais do rotor, os bolsões tendem a se esticar pelo lado de sucção até a saída, mas em seguida são quebrados, formando uma esteira nessa região.</p> <p>O bolsão é constantemente formado e cisalhado.</p> <p>No difusor, o comportamento das fases é muito similar ao ponto anterior (nesta rotação).</p> <p>Coalescência em todos os canais, mas formação de bolsões em apenas alguns.</p>	<p>Os bolsões da entrada dos canais do rotor aumentam em tamanho, mas ainda são instáveis. Eles são constantemente deformados, esticados em sentido à saída e quebrados pela alta velocidade e turbulência do líquido, formando assim uma esteira turbulenta à jusante do bolsão. Isso acontece ao longo do lado de sucção da pá, enquanto que o líquido é forçado a escoar pelo lado de pressão.</p> <p>As recirculações de bolhas no rotor ainda são imperceptíveis.</p> <p>No difusor, tem-se maior aglomeração de bolhas que no ponto anterior (nesta rotação).</p>

Vazão de Líquido	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
<b>1BEP</b>	<p>A coalescência aumenta, e então se observa a formação de bolsões na entrada da maioria dos canais do rotor. Esse bolsão é de maior tamanho que no caso anterior (nesta rotação). Aparecem recirculações na saída do rotor, enquanto que as recirculações da entrada se intensificam. Tem-se uma competição equilibrada entre coalescência e quebra de bolhas em quase toda a seção transversal de todos os canais do rotor, especialmente na entrada. Ainda se observam canais com aglomeração de bolhas (junto à face de sucção).</p> <p>No difusor, as bolhas tendem a escoar por toda a seção transversal dos canais.</p>	<p>A coalescência aumenta. Em quase a metade dos canais do rotor, o bolsão aumenta de tamanho e tenta se manter fixo na entrada do canal, junto ao lado de pressão, mas ainda é instável. Em outros canais, tem-se um bolsão junto ao lado de sucção, o qual tenta se esticar até a saída, mas em seguida é quebrado. Tem-se recirculações na saída dos canais do rotor. Em alguns deles, observa-se uma constante coalescência e quebra de bolhas. Algumas bolhas escoam pelo lado de sucção quase até a saída onde são deslocadas em sentido ao lado de pressão.</p> <p>No difusor, nota-se uma maior aglomeração de bolhas que no ponto anterior (nesta rotação).</p>	<p>O comportamento das bolhas é bem similar ao ponto anterior (nesta rotação), mas o bolsão é um pouco maior e a quebra de bolhas se intensifica. Os bolsões são cisalhados e ao mesmo tempo comprimidos até a entrada do canal. Além disso, nota-se que, em alguns canais, os bolsões são quebrados completamente, dando lugar a aglomeração e dispersão de bolhas. A quebra de bolhas aparenta se tornar mais intensa que a coalescência neste caso.</p> <p>Os canais do difusor são completamente ocupados por aglomerados de bolhas que escoam através dele.</p>	<p>Comportamento similar ao do ponto anterior (nesta rotação), porém com uma maior coalescência de bolhas. Em alguns canais, tem-se a formação de dois bolsões, um na entrada (lado de sucção) e o outro perto da saída (lado de pressão), e em alguns casos até mesmo no meio do canal. À jusante do bolsão, é observada intensa quebra de bolhas e formação de esteiras, especialmente junto ao lado de sucção da pá. O líquido escoar pelo lado de pressão.</p> <p>Comportamento das bolhas similar ao ponto anterior (nesta rotação).</p>
<b>0,9BEP</b>	<p>Recirculações intensificadas nos canais do rotor, bem como a coalescência de bolhas. Em geral, os bolsões tendem a aumentar de tamanho, mas outros aparecem no meio e/ou na saída do rotor. Continua o mecanismo de coalescência e quebra mútua de bolhas.</p>	<p>Notam-se algumas recirculações de bolhas na entrada dos canais do rotor (que ajudam na sua coalescência), enquanto que na saída do rotor se observa intensa recirculação e quebra de bolhas. Em alguns canais, forma-se um bolsão instável e de forma irregular, que tenta ocupar mais da metade transversal do canal. Outros bolsões de tamanho regular são formados no meio do canal, mas que são reduzidos a um aglomerado de bolhas conforme ficam perto da saída.</p>	<p>A coalescência tenta se impor à quebra de bolhas, e assim um bolsão tende a se manter fixo na entrada de alguns canais do rotor, especialmente perto do lado de sucção (mas, as vezes, junto ao lado de pressão). As recirculações continuam e ainda são intensas, provocando a quebra total do bolsão em alguns canais. Em alguns canais do rotor, tem-se bolsões na entrada que ocupam menos da metade transversal do canal. À jusante desse bolsão, tem-se a formação de uma esteira.</p>	<p>Observam-se recirculações desde a metade até a saída nos canais do rotor. Os bolsões são constantemente quebrados na saída, no meio e as vezes na entrada do rotor. Os tamanhos dos bolsões parecem diminuir (devido ao cisalhamento da fase líquida) em relação aos do ponto anterior (nesta rotação), sendo que alguns deles ficam fixos na entrada (lado de sucção), no meio ou perto da saída (lado de pressão) dos canais do rotor.</p>

	<p>No difusor, tem-se coalescências fracas, com bolhas de um tamanho maior que no caso anterior (nesta rotação). Nota-se, agora, uma tendência das bolhas em recircular de um canal para outro através da borda de entrada do difusor.</p>	<p>Na maioria de canais do rotor, a coalescência se mostra mais intensa que o mecanismo de quebra de bolhas, embora se observe que em pelo menos dois ou três canais os bolsões são completamente quebrados em dispersões. No difusor, os diâmetros das bolhas dos pontos de aglomeração aumentam ligeiramente.</p>	<p>Neste ponto, continua o mecanismo de quebra e coalescência constante de bolhas. Aparecem algumas recirculações na entrada do difusor.</p>	<p>Em alguns canais, observa-se que os bolsões são completamente quebrados em bolhas menores. Neste ponto, começa a competição entre a coalescência e quebra de bolhas. O líquido escoam majoritariamente pelo lado de pressão da pá.</p>
0,8BEP	<p>Recirculações intensificadas na saída do rotor. Na metade do número total de canais do rotor, tem-se a formação de um bolsão de ar. Em algum desses canais, os bolsões ocupam a metade transversal da seção do canal.</p> <p>Recirculações são observadas nos canais do difusor. Em alguns canais, bolhas pequenas recirculam de um canal para outro através dos bordes de entrada e saída da pá. Aumenta a aglomeração de bolhas.</p>	<p>As recirculações de líquido tendem a se propagar desde a saída dos canais até um pouco mais da metade transversal do canal, cisalhando constantemente os bolsões nesta região. A coalescência aumenta e, na maioria dos canais do rotor, forma-se um bolsão na entrada que ocupa a metade transversal do canal, porém com comportamento ainda instável.</p> <p>Alguns desses bolsões tentam se esticar até a saída, mas são imediatamente quebrados quase até sua metade. Em alguns canais, a fase líquida escoam pela metade longitudinal do canal deslocando o bolsão para o lado de pressão ou sucção e as vezes atravessa o bolsão, partindo-o em dois. Em um ou dois canais, entretanto, não se observam bolsões. A aglomeração de bolhas no difusor aumenta, e o canal todo é ocupado.</p>	<p>Tem-se um aumento da coalescência, o que permite a formação de bolsões de tamanho regular que atingem a metade transversal da maioria dos canais do rotor. Eles resistem à quebra provocada pelo cisalhamento da fase líquida, mantendo-se mais estáveis na entrada do rotor. São quase inexistentes os canais onde ocorra uma quebra total do bolsão.</p> <p>As recirculações na saída do rotor continuam propagando-se quase até a metade transversal do canal. O líquido e algumas bolhas tendem a escoar pelo lado de pressão, entre o bolsão e a pá. Tem-se recirculações na entrada do difusor e deslocamento de bolhas de um canal para o outro pela borda de entrada da pá. A aglomeração de bolhas aumenta, escoando de um jeito divagar.</p>	<p>As recirculações se propagam por quase todo o canal. A quebra de bolhas continua com maior intensidade, de modo que em alguns canais do rotor o bolsão de gás é reduzido a bolhas dispersas. Em outros canais, parte do bolsão cisalhado se mantém na entrada do rotor.</p> <p>Os canais do difusor ficam completamente ocupados pela aglomeração de bolhas que escoam lentamente recirculando. Isso faz com que parte do líquido que não consegue atravessar o difusor seja deslocado para o lado de sucção da pá no canal do rotor, por onde tenta retornar à entrada do rotor, provocando assim o cisalhamento e redução do tamanho do bolsão.</p>



Vazão de Líquido	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
0,7BEP	<p>Bolsões de gás estão presentes em todos os canais do rotor e ocupam mais da metade transversal (aprox. 80%) dos canais. Em alguns canais se dá a separação das fases: o bolsão fica fixo junto ao lado de pressão da pá, enquanto o escoamento de líquido com bolhas dispersas escoam pelo lado de pressão da pá, ou vice-versa.</p> <p>Em geral, tem-se um filme de líquido com bolhas que escoam ao redor dos bolsões de gás. Na saída do rotor, os bolsões são quebrados continuamente, formando uma esteira à jusante. Essa quebra é causada pela interação entre o rotor e difusor, que provoca recirculações em múltiplos sentidos. Os bolsões são quase estáveis.</p> <p>No difusor, o comportamento das bolhas similar ao do ponto anterior (nesta rotação), ainda que uma maior aglomeração de bolhas nos seus canais seja observada.</p>	<p>Em praticamente todos os canais do rotor o bolsão é mais estável, ocupando um pouco mais da metade transversal do canal. À jusante, o bolsão é constantemente cisalhado pelas recirculações na saída, formando-se uma esteira.</p> <p>Um filme de líquido com bolhas dispersas escoam ao redor dos bolsões, sendo que a preferência do líquido (lado mais espesso do filme) é escoar pelo lado de pressão entre o bolsão e a pá. Em certos casos, o bolsão está junto ao lado de pressão, quando então o líquido escoam entre o bolsão e o lado de sucção da pá.</p> <p>Tem-se recirculações leves na entrada dos canais do difusor.</p>	<p>As recirculações na saída dos canais do rotor diminuem de intensidade e os bolsões na entrada são mais estáveis. Na maioria dos canais, o bolsão ocupa quase até a metade transversal do canal, enquanto que em outros canais o bolsão tenta ocupar todo o espaço.</p> <p>As recirculações nos canais do difusor, bem como o deslocamento de bolhas de um canal para o outro, se intensificam. A aglomeração de bolhas aumenta e ocupa toda a seção dos canais do difusor. Assim, o escoamento no difusor começa a ser caracterizado por uma densa dispersão de bolhas. O escoamento no difusor começa a se espumar.</p> <p>Na saída do rotor, algumas bolhas tentam sair pelo lado de pressão da pá, enquanto que outras tendem a recircular na região de esteira.</p>	<p>Na maioria dos canais do rotor, tem-se intensos movimentos de recirculação que se propagam desde sua saída até quase a metade transversal do canal, cisalhando e reduzindo os bolsões de gás até um tamanho no qual esse se mantenha praticamente estável. Os bolsões tendem a ocupar toda a seção de entrada, sendo que alguns deles se estendem até a metade transversal do canal.</p> <p>Em um ou dois canais, o bolsão é quebrado totalmente, para depois voltar a se formar, em mecanismo periódico de coalescência e quebra de bolhas. Um filme de líquido com bolhas dispersas escoam ao redor desses bolsões. À jusante dos bolsões aparece uma densa dispersão de pequenas bolhas (tipo espuma).</p> <p>No difusor, tem-se a recirculação de algumas bolhas, que se movimentam de um canal para outro através da borda de entrada das pás.</p>
	<p>Os bolsões ocupam quase em sua totalidade a seção dos canais do rotor (nesta rotação). Como no caso anterior, tem-se um filme de líquido com algumas bolhas dispersas que escoam ao redor dos bolsões. Esses bolsões são mais estáveis.</p>	<p>Em quase todos os canais do rotor o bolsão tende a ocupar quase todo o canal (cerca de 80%), sendo os bolsões em geral mais estáveis. As recirculações na saída do rotor são de intensidade relativamente moderada. À jusante, o bolsão é constantemente cisalhado na região de saída do rotor, formando uma região de esteira.</p>	<p>O bolsão é mais estável e aumenta de tamanho, até ocupar quase a totalidade do espaço da maioria dos canais do rotor. Em um ou dois canais, o bolsão pode vir a ocupar todo o canal durante algumas revoluções do rotor.</p>	<p>O comportamento é similar ao do ponto anterior (nesta rotação), com a diferença de que, neste ponto, o bolsão ocupa mais da metade da maioria do total dos canais do rotor.</p>

<p><b>0,6BEP</b></p>	<p>Na maioria dos canais do rotor, pelo lado de pressão da pá, o filme de líquido é mais espesso, o que permite uma maior área de escoamento de líquido e de bolhas dispersas por esse lado.</p> <p>Um padrão de recirculação é ainda encontrado na saída do rotor, normalmente perto do lado de pressão da pá, onde se dá a quebra de bolhas e formação de uma região de esteira (menor que no ponto anterior).</p> <p>Tem-se uma maior aglomeração de bolhas nos canais do difusor. Algumas das bolhas que recirculam de um canal para o outro na saída do difusor conseguem recuar e atingir a saída do rotor.</p>	<p>Um filme de líquido com bolhas dispersas escoam ao redor dos bolsões, onde a preferência do líquido (lado mais espesso do filme) é escoar pelo lado de pressão entre o bolsão e a pá.</p> <p>Ainda se observam um ou dois canais onde as fases são separadas, com o bolsão deslocado para o lado de pressão enquanto que o líquido e bolhas dispersas escoam pelo lado de sucção ou vice-versa.</p> <p>Observam-se recirculações ao longo dos canais do difusor e deslocamento de bolhas de um canal para o outro, através da borda de entrada das pás.</p>	<p>Um filme de líquido com bolhas dispersas escoam ao redor dos bolsões, sendo a preferência do líquido (lado mais espesso do filme) escoar pelo lado de pressão entre o bolsão e a pá.</p> <p>Em alguns casos, o bolsão é dividido longitudinalmente em dois com a passagem do líquido. As recirculações na saída dos canais do rotor diminuem, assim como sua região de influência.</p> <p>As recirculações ao longo dos canais do difusor se intensificam.</p>	<p>À jusante dos bolsões, a interface entre o gás e o líquido é ondulada e contém densa dispersão de pequenas bolhas (tipo espuma).</p> <p>Tem-se um filme de líquido ao redor dos bolsões, sendo que na maioria dos casos esse filme é mais espesso do lado de pressão da pá, onde se tem um escoamento predominante de líquido e bolhas.</p> <p>No difusor, a aglomeração de bolhas é ainda maior em todos os canais. São observadas recirculações intensas no canal todo, e continua o deslocamento de bolhas de um canal para outro.</p>
<p><b>0,5BEP</b></p>	<p>Os bolsões são mais estáveis parecem ocupar completamente alguns canais. O comportamento das bolhas é similar ao do ponto anterior (nesta rotação).</p> <p>Observam-se recirculações mais intensas nos canais do difusor, com uma maior aglomeração de bolhas. Essa aglomeração intensa dificulta a passagem do líquido.</p>	<p>Em todos os canais do rotor o bolsão é um pouco maior que no ponto anterior, sendo também estável. São observadas recirculações na ponta de saída da pá, junto ao lado de pressão, onde o bolsão é constantemente cisalhado, formando uma esteira.</p> <p>Não tem mais canais nos quais se dá uma separação de fases (líquido para um lado e o gás para o outro) como no ponto anterior (nesta rotação). O filme tem o mesmo comportamento que no ponto anterior, mas em alguns casos sua espessura diminui.</p>	<p>O bolsão é mais estável e aumenta seu tamanho, tendendo a ocupar a totalidade do canal da maioria dos canais do rotor. Em um ou dois canais, entretanto, o bolsão ocupa pouco mais da metade transversal do canal.</p> <p>Um filme de líquido com bolhas dispersas escoam ao redor dos bolsões, onde a preferência do líquido (lado mais espesso do filme) é escoar pelo lado de pressão entre o bolsão e a pá. Como no caso anterior (nesta rotação), pode ocorrer a divisão de alguns bolsões pelo líquido, em duas partes.</p>	<p>Em quase todos os canais do rotor o bolsão tende a ocupar todo o espaço. Em um ou dois canais, o bolsão ocupa menos da metade transversal do canal.</p> <p>A interface entre o bolsão e o líquido fica perto da entrada do difusor, de tal forma que uma dispersão de pequenas bolhas avança para o difusor (tipo espuma).</p>

	<p>A partir deste ponto, o difusor também aparenta influenciar na degradação do desempenho da bomba.</p>	<p>Recirculações ocorrem nos canais do difusor. Observam-se deslocamentos de bolhas de um canal para o outro através da borda de entrada das pás.</p>	<p>Notam-se recirculações leves na saída do rotor, perto do lado de pressão. Começa a se formar uma densa dispersão de pequenas bolhas (tipo espuma) junto à interface entre o bolsão e o líquido à jusante. Intensificam-se as recirculações na entrada dos canais do difusor e os canais são completamente ocupados pela aglomeração de bolhas.</p>	<p>Aumentam as recirculações nos canais do difusor, com muita aglomeração de bolhas.</p>
<p><b>0,4BEP</b></p>	<p>No rotor, as fases têm comportamento similar ao ponto anterior. Entretanto, observa-se uma maior aglomeração nos canais do difusor e recirculações intensas.</p>	<p>O comportamento das fases no rotor é similar ao do ponto anterior (nesta rotação). Recirculações são vistas apenas perto do lado de pressão, próximo à borda de saída. Os canais do difusor são completamente ocupados pela aglomeração de bolhas que não deixam escoar livremente a fase líquida. Tem-se, com isso, maior influência do difusor na degradação do desempenho da bomba. Recirculações na entrada e saída dos canais do difusor são observadas.</p>	<p>O bolsão ocupa quase a totalidade de todos os canais do rotor. Recirculações leves na saída do rotor são observadas junto ao lado de pressão. A região com densa dispersão de pequenas bolhas (tipo espuma) aumenta, impedindo a visualização da fase líquida à jusante do bolsão (esteira). Aumenta a aglomeração de bolhas nos canais do difusor, fazendo com que as bolhas se movam muito lentamente adiante. Acredita-se que, a partir deste ponto, o difusor começa a influenciar na degradação do desempenho da bomba, já que o aglomerado de bolhas restringe o escoamento de líquido e o escoamento parece ser retido pelo difusor.</p>	<p>O bolsão ocupa quase a totalidade do espaço de todos os canais do rotor. Recirculações intensas ao longo dos canais do difusor são observadas. A densa dispersão de bolhas pequenas (tipo espuma) atravessa o difusor.</p>

Vazão de Líquido	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
0,2BEP	<p>No rotor, as fases têm comportamento similar ao dos últimos pontos (nesta rotação). A aglomeração de bolhas ocupa os canais do difusor. Recirculações intensas desde a entrada até a saída dos canais do difusor são observadas. Entretanto, observa-se que certas bolhas recuam desde a saída do difusor para retornar e ingressar no rotor.</p>	<p>Surge uma densa dispersão de bolhas pequenas (tipo espuma) nos canais do difusor. Algumas bolhas na saída do canal do difusor tendem a entrar no próximo canal, com sentido ao rotor. O escoamento no difusor é do tipo pulsante (puxa e empurra continuamente). (Bolsão de gás entre rotor e carcaça)</p>	<p>No rotor, as fases têm comportamento similar ao do último ponto (nesta rotação). Algumas bolhas no difusor se deslocam de um canal para o outro, tanto na sua entrada quanto na saída. Uma densa dispersão de bolhas pequenas (tipo espuma) é observada ao longo de todo o difusor. O escoamento no difusor é do tipo pulsante (puxa e empurra continuamente). (Bolsão de gás entre rotor e carcaça)</p>	<p>No rotor, as fases têm comportamento similar ao do último ponto (nesta rotação). Algumas bolhas no difusor se deslocam de um canal para o outro, tanto na sua entrada quanto na saída. Uma densa dispersão de bolhas pequenas (tipo espuma) é observada ao longo de todo o difusor. (Bolsão de gás entre rotor e carcaça)</p>

## APÊNDICE B – ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Erros ou incertezas sempre estão presentes quando medições experimentais são feitas. Por isso, a confiabilidade dos resultados experimentais está associada ao grau de incerteza das variáveis medidas. A incerteza pode ser definida como um indicativo de quanto um valor pode diferir do valor verdadeiro do mensurado. Se uma grandeza é determinada a partir de medição, o resultado é sempre uma aproximação do valor real.

Os erros podem ser de dois tipos: fixos e aleatórios. O erro fixo (ou sistemático), que pode ser devido à calibração do instrumento, causa repetidas medições incorretas da mesma quantidade em cada tentativa, podendo ser eliminado por uma correta calibração ou correção adequada. O erro aleatório (não repetitivo) é diferente para cada leitura e, portanto, não pode ser eliminado. O objetivo da análise de incerteza é estimar o erro aleatório provável nos resultados experimentais.

Para o cálculo das incertezas deste trabalho, vamos considerar que os equipamentos utilizados foram corretamente calibrados de forma a eliminar os erros fixos. Dessa forma, o objetivo da análise de incerteza será estimar o erro aleatório. Para analisar a influência desse erro, é necessário em primeiro lugar estimar o intervalo de incerteza de cada variável medida, para em seguida analisar a propagação dessas incertezas nos resultados calculados. A seguir é apresentada a metodologia para o cálculo das incertezas, que é baseada nas metodologias de Vuolo (1996) e Fox *et al.* (2011).

De forma geral, uma grandeza  $R$  pode ser expressa em função de outras grandezas como  $R=R(x_1, x_2, x_3)$ . O efeito sobre  $R$  da incerteza de grandeza  $x_i$  é dado por:

$$\delta R_i = \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \quad (\text{B.1})$$

Enquanto a variação relativa de  $R$  é dada por:

$$\frac{\delta R_i}{R} = \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i = \frac{x_i}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} \frac{\delta x_i}{x_i} \quad (\text{B.2})$$

Utilizando-se a notação de incerteza relativa, temos:

$$u_{R_i} = \frac{x_i}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} u_{x_i} \quad (\text{B.3})$$

onde,

$$u_{R_i} = \frac{\delta R_i}{R} \quad e \quad u_{x_i} = \frac{\delta x_i}{x_i} \quad (\text{B.4})$$

Considerando o efeito combinado de todas as incertezas das grandezas  $x_i$  em  $R$ , a incerteza relativa de  $R$  pode ser expressa como:

$$u_R = \pm \left[ \left( \frac{x_1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} u_{x_1} \right)^2 + \left( \frac{x_2}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} u_{x_2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{x_n}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} u_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.5})$$

Quando a grandeza  $R$  pode ser expressa na forma de produto das variáveis medidas, tal como na Equação B.6,

$$R = x_1^a \cdot x_2^b \cdot x_3^c \dots x_n^m \quad (\text{B.6})$$

então a incerteza relativa de  $R$  pode ser expressa como:

$$u_R = \pm \left[ (a.u_{x_1})^2 + (b.u_{x_2})^2 + \dots + (m.u_{x_n})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.7})$$

As incertezas relativas representam um valor de incerteza em relação ao valor médio, ou seja, essa incerteza é uma fração do valor médio. Deve-se ressaltar que a incerteza de medição aumenta quanto menor forem os valores lidos em relação ao fundo de escala.

Para calcular a propagação de incerteza para as variáveis de interesse, inicialmente é necessário definir quais são as incertezas de cada um dos instrumentos de medição utilizados e de algumas variáveis de entrada. As incertezas dos instrumentos usados no circuito experimental são consideradas igual à precisão dada conforme catálogo do fabricante e fichas técnicas de calibração. Esses valores são apresentados na Tabela B-1.

Como indicado por Vuolo (1996), nos casos específicos em que não se tem maiores informações sobre a incerteza de uma medida, é comum utilizar como a incerteza padrão a metade da menor escala de divisão do instrumento usado para medi-la. Então, a incerteza do diâmetro interno da tubulação ( $D$ ) é calculada como a metade da menor escala do instrumento usado em sua medição, 0,05 mm para o paquímetro. Para obter a incerteza relativa esse valor foi dividido pelo diâmetro da tubulação (70 mm).

Tabela B-1 - Incertezas relativas dos instrumentos utilizados

<i>Mesurando</i>	<i>Incertezas Relativas</i>
Diâmetro do tubo da seção de teste ( $D$ )	$\pm 0,036\%$
Vazão volumétrica de líquido ( $Q_L$ )	$\pm 0,40\%$
Massa específica do líquido ( $\rho_L$ )	$\pm 0,40\%$
Vazão volumétrica de gás na placa de orifício ( $Q_{gpo}$ )	$\pm 5,00\%$
Pressão na placa de orifício ( $P_{po}$ )	$\pm 0,15\%$
Pressão na entrada da bomba ( $P_s$ )	$\pm 0,20\%$
Pressão atmosférica ( $P_{atm.}$ )	$\pm 0,20\%$
Diferencial de pressão da bomba toda ( $\Delta P_{bom.}$ )	$\pm 0,30\%$
Diferencial de pressão do rotor ( $\Delta P_r$ )	$\pm 0,26\%$
Diferencial de pressão do difusor ( $\Delta P_d$ )	$\pm 0,25\%$
Temperatura na entrada da bomba ( $T_s$ )	$\pm 0,20\%$
Temperatura na placa de orifício ( $T_{po}$ )	$\pm 0,15\%$
Sensor <i>Wire Mesh</i> *	$\pm 5,00\%$

\* Baseado na tese de Dos Santos (2015)

As incertezas relativas da vazão volumétrica do líquido, massa específica do líquido, medidores de pressão e temperatura são obtidas a partir de informações fornecidas pelos fabricantes.

Para avaliar a incerteza da vazão volumétrica de gás na placa de orifício é considerada a incerteza do instrumento usado como referência e o erro máximo encontrado no processo de calibração. O instrumento usado como referência na calibração foi um rotâmetro, graduado de 0 a 100 SKT com uma escala menor de 1 SKT, então a sua incerteza padrão é estimada como metade dessa escala. Sabendo-se que nas medições, mais críticas, foram usados valores de no mínimo 10 SKT, a incerteza relativa do rotâmetro é estimada como  $0,5/10 = 0,05$  ou seja 5%. O erro máximo no processo de calibração foi de 2,5%. Segundo Vuolo (1996), a incerteza pode ser estimada por  $2,5/3 = 0,83\%$ . Dessa forma, a incerteza relativa da vazão volumétrica de gás na placa de orifício foi calculada considerando as duas incertezas citadas anteriormente através da raiz quadrada da soma de seus quadrados.

Com os valores apresentados na Tabela B-1 e usando as Equações B.5 e B.7 é calculada a propagação de incertezas das seguintes variáveis:

- Altura de elevação estática ( $H$ )

$$H_i = \frac{\Delta P_i}{\rho_L \cdot g} \quad (B.8)$$

- Altura de elevação estática normalizada (escoamento bifásico)

$$H_{norm} = \frac{H}{H_{BEP,M}} \quad (\text{B.9})$$

- Vazão volumétrica de líquido normalizada

$$Q_{norm} = \frac{Q}{Q_{BEP,M}} \quad (\text{B.10})$$

- Vazão volumétrica de gás na entrada da bomba

$$Q_{gs} = \frac{(P_{po} + P_{atm}) \cdot (T_s + 273,15)}{(P_s + P_{atm}) \cdot (T_{po} + 273,15)} \cdot Q_{gpo} \quad (\text{B.11})$$

- Vazão volumétrica da mistura

$$Q_m = Q_{gs} + Q_L \quad (\text{B.12})$$

- Fração de vazão Homogênea

$$\lambda = \frac{Q_{gs}}{Q_m} \quad (\text{B.13})$$

- Massa específica do gás na entrada da bomba

$$\rho_g = \frac{(P_{gs} + P_{atm})}{R \cdot (T_s + 273,15)} \quad (\text{B.14})$$

- Velocidade superficial do gás e da mistura

$$J_g = \frac{4 \cdot Q_{gs}}{\pi \cdot D^2} \quad e \quad J_m = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot D^2} \quad (\text{B.15})$$



- Velocidade terminal da bolha

$$V_b = 1,53 \left[ \frac{g \cdot \sigma (\rho_L - \rho_g)}{\rho_L^2} \right]^{1/4} \quad (\text{B.16})$$

- Fração de vazio – *Drift flux* (Zuber e Findlay, 1965 )

$$\alpha = \frac{J_g}{C_0 \cdot J_m + V_b} \quad ; \quad C_0 = 1,19 \quad (\text{B.17})$$

Finalmente, as incertezas relativas obtidas para essas variáveis de interesse (Equações B.8 até B17) são apresentadas na Tabela B-2.

**Tabela B-2 - Incertezas relativas das variáveis experimentais calculadas**

<i>Variável</i>	<i>Incertezas Relativas</i>
Altura de elevação estática da bomba toda ( $H_{bom}$ )	$\pm 0,50\%$
Altura de elevação estática do rotor ( $H_r$ )	$\pm 0,48\%$
Altura de elevação estática do difusor ( $H_d$ )	$\pm 0,47\%$
Altura de elevação normalizada ( $H/H_{BEP,M}$ )	$\pm 0,71\%$
Vazão volumétrica de líquido normalizada ( $Q/Q_{BEP,M}$ )	$\pm 0,57\%$
Vazão volumétrica de gás na entrada da bomba ( $Q_{gs}$ )	$\pm 5,00\%$
Vazão volumétrica da mistura ( $Q_m$ )	$\pm 0,86\%$
Fração de vazio homogênea ( $\lambda$ )	$\pm 5,10\%$
Massa específica do gás na entrada da bomba ( $\rho_g$ )	$\pm 0,25\%$
Velocidade superficial do gás ( $J_g$ )	$\pm 5,01\%$
Velocidade superficial da mistura ( $J_m$ )	$\pm 0,86\%$
Velocidade terminal da bolha ( $V_b$ )	$\pm 0,22\%$
Fração de vazio - <i>drift flux</i> ( $\alpha$ )	$\pm 5,10\%$

## ANEXO I – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste anexo são apresentados os valores medidos em cada um dos testes realizados no circuito experimental.

### I.1 Resultados médios dos testes com escoamento monofásico

Tabela I-1 – Testes de desempenho monofásico,  $\omega = 100$  rpm.

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$H_{bomba}$ (m.c.a)
4,820	998,039	33,904	0	732,095	0,075
4,066	998,063	90,848	0	1086,089	0,111
3,043	998,140	239,937	0	1311,413	0,134
2,106	998,178	255,647	0	1540,621	0,157
1,087	998,254	374,216	0	1779,524	0,182
0	998,579	408,193	0	1849,931	0,189

Tabela I-2 – Testes de desempenho monofásico,  $\omega = 200$  rpm.

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$H_{bomba}$ (m.c.a)
9,932	998,047	1812,751	61,89628	2518,523	0,257
7,977	998,121	1723,128	188,0074	4156,269	0,424
5,995	998,204	1970,162	332,8164	5607,833	0,573
4,056	998,306	2046,536	350,9767	6621,054	0,676
3,118	998,338	2139,541	360,8731	7031,069	0,718
2,068	998,386	2307,464	496,298	7257,019	0,741

Tabela I-3 – Testes de desempenho monofásico,  $\omega = 300$  rpm.

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$H_{bomba}$ (m.c.a)
14,836	998,161	3643,693	386,040	5141,078	0,525
13,168	998,214	4107,646	680,581	7197,946	0,735
11,149	998,269	4336,912	812,674	10281,434	1,050
9,090	998,307	4635,828	871,930	12329,042	1,259
7,031	998,381	4743,866	932,045	13616,561	1,390
5,047	998,448	4897,241	1054,771	14881,540	1,519
2,817	998,535	5321,356	1120,595	15986,280	1,632

Tabela I-4 – Testes de desempenho monofásico,  $\omega = 400$  rpm.

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$H_{bomba}$ (m.c.a)
20,068	998,399	6574,513	774,621	8148,512	0,832
16,008	998,487	7529,569	1315,731	16240,791	1,658
13,048	998,557	8234,567	1530,324	20733,521	2,117
10,037	998,605	8481,936	1714,413	24007,792	2,451
7,042	998,667	8761,677	1881,920	26128,145	2,667
4,031	998,732	9569,345	2160,799	28249,073	2,883
2,298	998,775	9914,146	1697,350	28503,307	2,909

Tabela I-5 – Testes de desempenho monofásico,  $\omega = 500$  rpm.

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$H_{bomba}$ (m.c.a)
24,225	999,283	10600,362	1523,997	14835,090	1,513
21,162	999,299	11611,184	1997,790	22520,899	2,297
18,141	999,320	12511,489	2300,507	28868,192	2,945
15,043	999,365	13200,106	2510,883	34261,835	3,495
12,072	999,392	13511,041	2655,524	37974,037	3,873
9,077	999,435	13724,840	2856,837	40505,517	4,131
6,049	999,477	14774,025	3050,183	43067,431	4,392
2,852	999,523	15555,595	2677,996	44385,338	4,527

Tabela I-6 – Testes de desempenho monofásico,  $\omega = 600$  rpm.

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$H_{bomba}$ (m.c.a)
25,673	1000,051	16495,728	2753,053	30994,783	3,159
22,213	1000,103	17926,934	3326,640	40693,542	4,148
19,128	1000,094	18843,037	3537,398	47271,709	4,818
15,983	1000,108	19345,836	3878,304	52558,889	5,357
12,804	1000,133	19557,324	3870,843	56229,500	5,731
10,109	1000,153	20118,842	4261,998	59099,138	6,023
7,049	1000,193	21451,493	4559,336	62427,621	6,362
4,994	1000,206	22166,718	4500,396	63671,388	6,489
3,042	1000,205	22612,508	3718,650	63854,139	6,508

## I.2 Resultados médios dos testes com escoamento bifásico

### ➤ Metodologia mantendo a vazão mássica de ar constante

**Tabela I-7 – Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 300$  rpm e  $\dot{m}_g = 0,63$  kg/h**

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	FVH ( $\lambda$ )** (%)	FVDF ( $\alpha$ )* (%)	WMS (%)
14,31	3584,05	543,93	5306,43	27,87	1,49	1,04	1,898
12,43	3842,51	703,12	8023,24	28,50	1,72	1,17	2,228
11,49	3974,53	747,44	8853,05	28,89	1,85	1,24	2,377
10,49	3983,29	799,83	9618,52	29,32	2,04	1,34	2,496
9,54	3903,09	814,61	10211,95	29,64	2,22	1,43	2,515
8,62	3900,46	886,28	10572,33	29,96	2,46	1,55	2,735
7,67	3877,97	964,90	10953,80	30,60	2,77	1,69	3,016
6,69	2951,86	982,44	10276,20	31,02	3,16	1,85	3,324
5,76	2269,56	1115,94	5148,54	31,26	3,66	2,05	3,576
4,76	2042,77	1067,20	4913,96	31,44	4,42	2,32	3,814
3,84	1773,08	1054,72	4793,86	31,72	5,43	2,63	4,459
1,95	1544,13	552,98	3148,45	32,10	10,05	3,57	6,360

\* Fração de vazio baseado no modelo *Drift Flux*; \*\* Fração de vazio baseado no modelo Homogêneo.

**Tabela I-8 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 400$  rpm e  $\dot{m}_g = 1,11$  kg/h**

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	FVH ( $\lambda$ ) (%)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
18,90	6599,23	936,23	9833,18	35,22	2,02	1,44	2,788
16,61	7043,08	1269,69	14302,77	35,71	2,30	1,61	3,031
15,27	7122,09	1343,00	15823,41	36,06	2,49	1,71	3,249
14,06	6985,09	1372,41	16771,87	36,31	2,71	1,84	3,449
12,70	6782,96	1431,03	17776,01	36,62	2,99	2,00	3,788
11,48	7025,85	1566,20	18899,64	36,88	3,30	2,16	3,962
10,18	6585,97	1665,14	18918,93	37,24	3,73	2,38	4,32
8,93	5096,61	1588,85	16773,54	37,33	4,23	2,63	4,623
7,64	4210,81	1475,05	15465,08	37,40	4,90	2,94	5,083
6,40	3721,67	1449,52	7380,34	37,42	5,78	3,31	5,64
5,10	3234,17	1366,66	6116,58	37,44	7,16	3,83	6,412
2,53	1814,73	560,66	3562,83	37,47	13,45	5,51	7,416

Tabela I-9 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 500$  rpm e  $\dot{m}_g = 1,40$  kg/h

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	FVH ( $\lambda$ ) (%)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
23,29	10657,94	1659,99	16052,72	28,87	2,04	1,53	2,685
20,71	11218,84	2056,80	22367,24	30,03	2,28	1,68	2,902
19,13	11167,43	2189,15	25039,52	30,76	2,47	1,79	3,199
17,47	10905,48	2362,02	26803,72	31,48	2,72	1,95	3,53
15,91	10876,09	2433,34	28667,24	32,04	2,97	2,10	3,817
14,35	11221,20	2593,82	30311,43	32,47	3,29	2,28	4,125
12,73	10859,20	2757,52	31035,36	33,46	3,72	2,52	4,548
11,14	9437,86	2716,07	29672,53	33,78	4,23	2,80	4,955
9,56	7209,20	2342,98	26390,01	34,02	4,88	3,13	5,443
7,94	5925,76	2133,62	12974,26	34,33	5,82	3,57	5,991
6,35	5246,38	2046,13	9917,77	34,48	7,19	4,17	6,988
3,21	3296,44	1080,17	5974,49	34,67	13,33	6,17	10,65

Tabela I-10 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 600$  rpm e  $\dot{m}_g = 1,51$  kg/h

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	FVH ( $\lambda$ ) (%)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
25,27	16347,49	2955,52	31241,37	29,40	2,02	1,50	2,729
24,82	16384,51	3012,94	32566,29	31,12	2,07	1,53	3,179
22,90	16396,54	3277,03	36659,65	32,17	2,25	1,64	2,912
20,92	15919,37	3659,65	40034,58	33,63	2,46	1,77	3,336
19,10	16045,07	3675,63	42572,75	34,46	2,71	1,93	3,628
17,21	16581,22	3705,16	45123,63	34,94	2,98	2,09	3,897
15,30	15540,82	4384,20	46085,24	35,95	3,38	2,32	4,347
13,34	13288,82	4228,23	44590,49	36,18	3,85	2,59	4,737
11,48	11744,41	3680,32	42179,43	36,42	4,46	2,92	5,257
9,50	9261,37	3271,04	38165,48	36,73	5,32	3,35	5,946
7,61	8047,80	3202,68	15004,86	36,80	6,57	3,94	6,735
3,86	6598,58	2782,21	11288,91	36,80	12,18	5,97	10,14

➤ Metodologia mantendo a fração de vazio homogênea (FVH) constante

Tabela I-11 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 300$  rpm e  $\lambda = 2\%$

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
14,15	3537,63	499,86	5410,24	32,85	0,82	1,37	2,39
12,41	3832,98	681,35	7562,55	33,34	0,74	1,37	2,38
11,50	3897,97	775,66	8804,79	37,75	0,66	1,29	2,34
10,54	4008,81	844,44	9699,16	37,82	0,61	1,27	2,09
9,61	3995,38	862,34	10330,48	38,49	0,55	1,25	2,21
8,58	4046,00	929,70	11108,64	38,47	0,49	1,21	2,15
7,58	4037,64	1022,84	11628,30	38,42	0,44	1,19	2,10
6,71	4104,61	975,87	11214,35	35,25	0,39	1,14	1,96
5,72	4173,43	1028,30	10434,61	35,34	0,33	1,09	1,87
4,79	4225,83	1115,66	7424,84	35,45	0,28	1,03	1,77
3,78	4325,81	1092,44	7437,86	35,52	0,22	0,95	1,94
1,84	2571,39	1196,72	6797,60	35,74	0,11	0,67	1,41

Tabela I-12 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 300$  rpm e  $\lambda = 3\%$

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
14,08	2554,45	474,71	4356,48	29,33	1,27	2,09	3,43
12,42	3696,17	641,39	6556,82	29,80	1,12	2,05	3,34
11,47	3668,09	673,23	7374,51	30,45	1,03	2,00	3,15
10,50	3526,84	696,77	8104,23	30,86	0,94	1,97	3,19
9,54	3612,77	774,15	8186,28	31,23	0,86	1,93	3,07
8,60	3558,86	846,42	7923,65	31,54	0,77	1,87	3,02
7,65	3833,13	922,46	8044,80	32,12	0,68	1,80	2,95
6,67	3917,28	1009,04	6879,91	32,39	0,60	1,76	2,85
5,72	2728,66	972,46	5208,93	32,55	0,51	1,68	2,67
4,75	2639,84	1320,20	5652,50	32,72	0,42	1,56	2,42
3,78	2542,03	1225,86	5765,31	32,86	0,33	1,42	2,28
1,92	2322,12	1372,40	6168,08	33,15	0,17	1,03	2,07

Tabela I-13 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 300$  rpm e  $\lambda = 4\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
14,07	2448,04	419,57	3289,29	25,27	1,72	2,78	4,40
12,45	2696,03	322,44	5357,24	25,79	1,52	2,72	4,26
11,47	2866,84	489,57	6377,34	37,45	1,36	2,61	4,11
10,58	2752,62	525,39	7131,51	37,54	1,25	2,57	4,04
9,59	2981,18	682,52	6615,97	27,34	1,16	2,57	3,98
8,54	2673,33	675,67	4723,18	27,68	1,04	2,51	3,75
7,64	2769,10	790,72	4981,83	28,51	0,93	2,44	3,72
6,68	2526,73	831,28	4919,89	28,72	0,81	2,33	3,52
5,73	2173,50	1063,14	4446,94	29,03	0,70	2,26	3,46
4,75	2119,20	1160,72	4221,42	29,27	0,58	2,09	3,23
3,82	2242,74	1168,84	4320,77	29,44	0,46	1,91	2,90
1,94	2035,89	1393,10	4322,84	29,76	0,24	1,41	2,79

Tabela I-14 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 300$  rpm e  $\lambda = 5\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
14,14	2388,04	369,61	2954,08	27,33	2,18	3,50	5,69
12,42	2721,05	378,43	5043,27	27,88	1,90	3,40	5,48
11,48	2759,14	449,03	5943,59	28,26	1,75	3,34	5,42
10,55	2923,28	598,78	6205,90	28,62	1,61	3,28	5,30
9,62	2758,14	681,32	4787,80	28,93	1,47	3,22	5,14
8,61	2485,52	743,80	4127,10	29,19	1,32	3,16	5,04
7,61	2294,85	739,32	4355,74	29,71	1,17	3,05	4,82
6,66	2127,21	725,38	4010,16	29,95	1,03	2,97	4,64
5,74	1957,46	937,00	4077,36	30,12	0,88	2,80	4,31
4,80	1942,26	959,61	3786,60	30,34	0,72	2,60	4,00
3,81	1853,71	999,65	3785,78	30,51	0,58	2,38	3,72
1,90	2021,82	1249,04	4228,77	30,82	0,29	1,69	2,81

Tabela I-15 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 300$  rpm e  $\lambda = 6\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{protor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
13,97	23,70	2178,80	0,22	22,01	2,66	4,22	6,40
12,36	330,80	4377,77	0,45	23,40	2,35	4,13	6,39
11,47	467,52	5165,80	0,53	23,89	2,16	4,04	6,27
10,53	511,58	4932,41	0,50	24,32	1,99	3,99	6,25
9,54	609,59	3495,16	0,36	24,69	1,80	3,90	6,01
8,61	604,45	3780,66	0,39	25,02	1,61	3,79	5,88
7,63	635,76	3790,70	0,39	25,70	1,44	3,69	5,66
6,69	664,75	3570,99	0,36	26,04	1,25	3,53	5,44
5,70	763,70	3750,51	0,38	26,31	1,07	3,37	5,14
4,77	960,57	3520,49	0,36	26,61	0,90	3,19	4,85
3,86	1016,12	3618,84	0,37	27,00	0,71	2,89	4,49
1,84	1352,43	4347,76	0,44	27,34	0,34	2,01	3,35

Tabela I-16 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 400$  rpm e  $\lambda = 2\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{protor}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
18,94	6440,79	977,18	9385,25	29,04	1,13	1,44	2,57
16,50	7039,67	1241,78	14359,68	29,77	0,98	1,40	2,52
15,28	7269,31	1368,23	16204,01	30,37	0,91	1,39	2,55
14,01	7281,57	1424,71	17692,72	30,69	0,83	1,35	2,49
12,69	7306,49	1458,97	18960,51	31,14	0,75	1,34	2,46
11,48	7470,02	1593,20	20271,62	31,82	0,68	1,31	2,36
10,21	7509,04	1741,19	21171,72	32,02	0,60	1,27	2,38
8,88	7587,89	1826,33	21853,14	32,14	0,52	1,23	2,34
7,63	7509,81	1982,69	21534,91	32,25	0,45	1,18	2,22
6,39	7351,97	2023,17	22119,35	32,30	0,38	1,13	2,12
5,08	8112,76	2250,04	23409,53	32,35	0,30	1,06	1,99
2,51	7280,81	1998,98	13857,11	32,44	0,15	0,76	1,72



Tabela I-17 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 400$  rpm e  $\lambda = 3\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
18,73	4424,17	1228,24	7796,14	34,74	1,66	2,13	3,57
16,55	6829,87	1257,81	13414,99	26,56	1,53	2,15	3,60
15,29	6855,30	1375,90	15211,70	35,48	1,35	2,06	3,55
13,99	6387,79	1431,43	16043,53	38,05	1,22	2,01	3,55
12,70	6715,62	1430,90	17226,29	28,20	1,15	2,02	3,49
11,48	7052,40	1566,55	18129,12	28,51	1,04	1,98	3,42
10,23	7231,69	1722,91	19865,64	29,14	0,92	1,93	3,34
8,94	7241,78	1926,69	20424,07	29,42	0,80	1,86	3,18
7,62	7011,94	1946,84	20318,73	29,67	0,69	1,79	3,07
6,38	6635,39	2029,52	19685,07	29,82	0,58	1,71	2,94
5,13	5258,20	1950,69	10373,56	29,99	0,46	1,58	2,76
2,55	4986,85	1858,00	11018,36	30,17	0,22	1,14	2,17

Tabela I-18 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 400$  rpm e  $\lambda = 4\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
19,06	3146,79	720,54	4795,19	32,53	2,30	2,89	5,33
16,63	4701,09	1215,39	10330,35	36,19	1,96	2,78	5,19
15,26	5172,08	1146,53	12251,06	36,60	1,81	2,76	5,16
14,03	5289,16	1100,33	12796,85	36,96	1,65	2,70	5,15
12,70	5810,60	1456,48	15659,44	38,38	1,50	2,66	4,94
11,48	6527,07	1506,45	16439,92	34,63	1,38	2,65	4,92
10,17	6039,28	1597,88	17124,59	35,51	1,21	2,55	4,72
8,88	5167,47	1572,31	15931,19	35,61	1,06	2,50	4,51
7,61	4932,10	1726,96	10011,98	35,68	0,90	2,36	4,26
6,35	4699,87	1765,86	8972,16	35,70	0,76	2,26	4,03
5,09	4150,87	1743,34	7897,41	35,69	0,61	2,11	3,80
2,57	4358,82	1771,18	7573,36	35,69	0,31	1,57	2,96

Tabela I-19 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 400$  rpm e  $\lambda = 6\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
18,88	1484,52	49,05	1784,56	27,97	3,52	4,36	6,81
16,53	3107,01	722,34	6406,39	29,47	3,05	4,23	6,82
15,28	3648,94	949,26	9078,32	30,71	2,85	4,21	7,13
14,04	4031,65	956,56	10229,56	31,30	2,58	4,13	7,13
12,74	4008,03	1011,41	11199,24	31,61	2,35	4,06	6,99
11,44	4279,79	1088,03	11312,25	31,99	2,11	3,99	6,92
10,14	4176,11	1138,27	8038,70	32,87	1,85	3,85	6,65
8,91	3680,24	1235,30	7443,48	33,02	1,65	3,79	6,69
7,64	3616,80	1219,35	6742,05	33,18	1,42	3,66	6,33
6,35	3612,91	1363,30	6712,40	33,31	1,15	3,44	5,97
5,07	3426,08	1469,18	6639,40	33,44	0,93	3,20	5,46
2,52	3882,66	1860,79	6970,24	33,60	0,46	2,35	4,27

Tabela I-20 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 400$  rpm e  $\lambda = 8\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
18,74	1012,47	-24,12	140,04	29,41	4,76	5,87	8,87
16,54	2239,71	262,47	4753,11	31,37	4,12	5,67	9,01
15,28	2500,63	478,88	7082,22	32,03	3,84	5,69	9,10
13,98	2568,95	753,80	8405,58	32,42	3,50	5,56	8,95
12,69	2827,18	759,05	5952,32	32,92	3,17	5,48	8,87
11,47	3183,06	894,56	4995,97	33,40	2,86	5,35	8,75
10,20	3196,89	970,20	5438,28	34,97	2,53	5,22	8,78
8,91	2806,51	1045,97	5739,84	35,13	2,22	5,08	8,49
7,61	2841,43	1135,37	5407,52	35,25	1,90	4,90	8,15
6,37	2953,43	1166,84	5635,19	35,36	1,59	4,66	7,68
5,04	2903,91	1220,56	5599,72	35,44	1,26	4,31	6,95
2,50	3251,00	1608,81	6042,44	35,60	0,61	3,14	5,10

Tabela I-21 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 500$  rpm e  $\lambda = 2\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{protor}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
23,15	10486,12	1669,45	16161,63	36,89	1,36	1,46	2,79
20,69	10657,96	2271,44	22256,39	37,63	1,22	1,44	2,69
19,08	11361,06	2229,26	25646,14	38,01	1,10	1,40	2,65
17,51	11450,63	2346,13	28028,35	38,33	1,02	1,40	2,67
16,03	11603,49	2452,65	30072,99	38,55	0,92	1,36	2,56
14,41	11805,60	2556,38	32182,32	38,72	0,83	1,35	2,55
12,74	11840,11	2544,05	33580,65	39,46	0,74	1,33	2,56
11,07	12331,53	2613,85	34833,64	39,48	0,65	1,31	2,42
9,54	12474,01	2596,76	36278,86	39,48	0,55	1,25	2,27
7,94	12611,49	2510,57	38669,97	39,43	0,46	1,18	2,13
6,33	12682,50	2430,51	39297,72	39,34	0,37	1,12	2,03
3,22	6977,96	2267,69	34495,74	39,22	0,18	0,84	1,77

Tabela I-22 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 500$  rpm e  $\lambda = 4\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{protor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
23,04	5161,36	1395,88	10261,62	33,33	2,76	2,92	4,93
20,72	7291,34	1908,07	17128,54	34,09	2,45	2,86	4,75
19,09	8087,33	2071,91	20411,39	35,09	2,27	2,85	4,88
17,43	8278,76	2177,79	22335,06	35,83	2,10	2,83	4,93
15,92	8689,95	2460,26	25169,85	36,32	1,88	2,76	4,81
14,27	10222,23	2501,23	28475,24	36,59	1,70	2,73	4,71
12,75	10368,78	2750,76	30103,36	37,48	1,51	2,66	4,62
11,14	9603,19	2817,23	30271,37	37,60	1,34	2,63	4,52
9,54	10088,17	2867,24	31406,39	37,68	1,12	2,49	4,26
7,97	10001,06	2794,57	31752,54	37,68	0,95	2,42	3,97
6,35	9252,32	2903,11	31787,60	37,66	0,74	2,23	3,63
3,18	7685,15	2371,55	29275,86	37,61	0,39	1,78	2,76

Tabela I-23 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 500$  rpm e  $\lambda = 6\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{protor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
22,59	4253,84	604,98	6739,37	31,48	4,16	4,42	6,98
20,72	4752,50	1118,33	10281,18	32,85	3,78	4,34	6,80
19,15	4697,13	1461,25	12463,97	33,33	3,47	4,28	7,03
17,47	4653,17	1657,13	15086,39	33,85	3,21	4,27	7,12
15,91	4843,85	1635,39	18048,87	32,29	2,91	4,16	7,09
14,36	5841,93	1783,92	20108,52	32,70	2,64	4,11	7,03
12,68	6070,34	1953,21	19986,50	33,74	2,32	4,01	6,95
11,06	5711,77	2131,09	14045,11	33,91	2,03	3,94	6,75
9,49	5695,42	2129,62	12862,91	34,05	1,73	3,78	6,47
7,97	5631,27	2181,71	10837,83	34,12	1,47	3,66	6,09
6,35	5718,71	2125,84	10507,52	34,15	1,16	3,42	5,63
3,22	6184,20	2285,53	12468,34	34,20	0,58	2,61	4,00

Tabela I-24 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 500$  rpm e  $\lambda = 8\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{protor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
21,91	3434,70	160,64	5519,59	35,36	5,41	5,80	9,45
20,73	3620,64	522,84	7359,56	36,09	5,11	5,78	9,46
19,26	3751,94	896,59	10125,17	36,56	4,74	5,72	9,37
17,64	3771,98	1286,68	13203,94	37,09	4,32	5,62	9,37
15,98	3940,82	1312,64	14937,23	37,39	3,93	5,58	9,49
14,35	4209,60	1524,15	14175,95	37,60	3,53	5,49	9,45
12,66	4781,49	1544,25	10038,21	38,30	3,11	5,36	9,27
11,11	4490,92	1624,99	9753,28	38,38	2,72	5,24	9,01
9,49	4555,75	1790,21	9914,49	38,39	2,33	5,08	8,78
8,03	4712,09	1858,61	8979,00	38,37	1,96	4,86	8,24
6,41	4904,97	1899,00	9246,72	38,34	1,57	4,60	7,56
3,17	5354,28	2517,98	9433,75	38,25	0,78	3,53	5,67

Tabela I-25 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 500$  rpm e  $\lambda = 10\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{Protor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
21,07	2642,50	32,36	3238,01	28,11	6,83	7,36	10,63
20,66	2904,97	94,80	5007,17	29,24	6,66	7,30	10,79
19,07	3035,70	450,02	7941,29	30,36	6,15	7,26	11,25
17,57	3234,95	794,14	9792,82	31,50	5,60	7,11	11,47
15,98	3389,58	1017,91	7397,52	32,11	5,06	7,00	11,71
14,36	3589,52	1143,94	6775,11	32,58	4,58	6,94	11,76
12,75	3787,75	1134,62	6820,08	32,86	4,08	6,83	11,65
11,21	3763,10	1176,12	7256,80	33,24	3,60	6,68	11,13
9,47	3536,40	1460,46	7660,07	33,42	3,05	6,51	10,95
7,94	3579,30	1610,05	7241,80	33,54	2,53	6,18	10,18
6,34	3757,32	1420,88	7457,06	33,62	2,05	5,87	9,58
3,13	4785,30	2313,25	8569,59	33,75	1,01	4,52	7,19

Tabela I-26 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 600$  rpm e  $\lambda = 2\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{Protor}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
24,77	16123,62	3039,25	32419,37	28,43	1,48	1,49	2,67
22,91	16482,60	3264,84	36743,95	29,72	1,35	1,46	2,36
20,97	16679,35	3483,18	40738,91	31,24	1,25	1,46	2,43
19,19	17100,77	3541,66	44067,06	32,22	1,12	1,42	2,34
17,17	17684,41	3510,16	47151,17	32,96	1,01	1,40	2,38
15,32	17928,48	3637,94	49558,15	34,69	0,89	1,37	2,39
13,36	17783,36	4041,69	50765,46	35,27	0,77	1,33	2,42
11,50	18145,84	4126,59	52719,83	35,78	0,67	1,31	2,31
9,52	18149,40	3955,71	55973,35	36,20	0,55	1,25	2,23
7,64	18507,04	3213,15	56324,55	36,34	0,45	1,19	2,03
3,81	9517,84	2788,15	48326,62	36,42	0,22	0,93	1,93

Tabela I-27 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 600$  rpm e  $\lambda = 4\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
24,56	9407,89	2634,03	24772,05	32,65	2,96	3,01	5,80
22,95	9337,39	2860,53	28019,03	33,91	2,73	2,94	5,22
20,95	9851,62	3063,39	31313,81	34,94	2,50	2,92	5,20
19,06	11326,22	3429,35	35808,74	35,90	2,26	2,87	5,19
17,21	14219,06	3804,30	41342,61	36,38	2,03	2,83	5,25
15,25	12948,57	3827,96	42368,50	37,44	1,81	2,79	5,18
13,39	13114,91	3593,45	42773,07	37,78	1,57	2,71	5,05
11,46	13109,39	3438,07	44071,50	38,05	1,35	2,63	4,85
9,55	12898,65	3395,98	45161,54	38,20	1,13	2,53	4,66
7,65	16597,88	3360,35	50438,99	38,41	0,89	2,38	4,28
3,85	8926,33	2622,09	46973,21	38,53	0,45	1,89	3,41

Tabela I-28 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 600$  rpm e  $\lambda = 6\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
23,53	6464,20	1857,78	19787,40	39,19	4,24	4,39	6,93
22,95	6682,35	2017,26	20637,58	40,43	4,08	4,32	7,06
20,96	6717,90	2306,14	22758,87	40,86	3,75	4,30	6,85
19,10	6537,48	2110,45	26154,01	30,67	3,52	4,30	7,05
17,30	7237,76	2578,40	29111,69	31,28	3,19	4,23	7,08
15,30	7790,36	2719,82	31385,62	33,39	2,81	4,15	7,08
13,36	7832,87	2980,20	31924,63	33,76	2,43	4,02	6,93
11,53	7908,35	2825,48	31964,34	33,98	2,12	3,96	6,76
9,58	8351,75	2810,09	33350,31	34,14	1,75	3,80	6,48
7,69	9065,47	3273,99	20506,68	34,24	1,45	3,59	5,95
3,77	9378,02	2995,29	15200,32	34,26	0,70	2,86	4,50

Tabela I-29 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 600$  rpm e  $\lambda = 8\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
22,47	5249,74	1584,98	15756,05	28,46	5,71	6,02	10,90
20,99	5352,45	1802,84	18717,32	29,82	5,24	5,88	10,35
19,02	5372,81	2033,66	22300,76	31,12	4,79	5,85	10,83
17,09	5904,76	2101,93	23822,80	32,03	4,27	5,74	11,07
15,35	6026,15	2138,52	23596,83	32,54	3,87	5,67	10,63
13,37	6086,93	2294,91	16607,67	33,02	3,35	5,53	10,47
11,43	6183,07	2398,10	15837,31	33,65	2,87	5,40	10,48
9,60	6403,65	2561,24	15213,73	33,98	2,39	5,20	10,47
7,63	7691,09	2434,71	13836,52	34,28	1,89	4,89	8,18
3,79	8090,38	3533,74	13766,58	34,50	0,94	3,85	5,92

Tabela I-30 - Testes de desempenho bifásico,  $P_{suc.} = 160$  kPa,  $\omega = 600$  rpm e  $\lambda = 10\%$ 

$Q_L$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{rotor1}$ (Pa)	$\Delta P_{difusor}$ (Pa)	$\Delta P_{bomba}$ (Pa)	$T_{sucção}$ (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	FVDF ( $\alpha$ ) (%)	WMS (%)
21,75	4973,59	1509,84	14401,90	28,05	7,02	7,36	9,97
21,10	5091,10	1546,20	15356,50	29,78	6,80	7,33	10,61
19,11	5042,21	1708,68	17034,60	31,18	6,16	7,25	10,61
17,23	5189,39	2096,63	16577,16	32,42	5,46	7,07	11,08
15,29	5122,49	1996,28	12611,61	33,88	4,82	6,94	11,27
13,38	5161,35	1964,19	12090,31	34,16	4,24	6,83	11,20
11,52	4984,18	2109,24	12317,12	34,43	3,65	6,66	10,93
9,59	5569,95	2265,41	11760,15	34,58	3,06	6,47	10,73
7,66	5902,39	2537,28	11872,58	34,67	2,43	6,11	10,14
3,84	7775,13	2549,10	12462,79	34,72	1,24	4,93	7,94