

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

LUCAS YUJI KASHIWAKURA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE
LÍQUIDO-GÁS EM UM ROTOR PLANO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(Tcc2)

CURITIBA

2018

LUCAS YUJI KASHIWAKURA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE
LÍQUIDO-GÁS EM UM ROTOR PLANO**

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

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

Co-orientador: M.Sc., Henrique Stel de Azevedo

CURITIBA

2018

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE LÍQUIDO-GÁS EM UM ROTOR PLANO", realizado pelo aluno(s) LUCAS YUJI KASHIWAKURA, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

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

Prof. Moisés Alves Marcelino Neto
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 10 de Dezembro de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente a minha família, especialmente aos meus pais, por sempre estarem ao meu lado, me incentivando e não deixando-me abater nos momentos de dificuldade encontrados ao longo desta caminhada. Saibam que tudo o que me tornei hoje, devo muito a dedicação de vocês.

Agradeço a minha namorada pelo seu apoio incondicional, por ser minha companheira ao longo dessa jornada, por ser minha inspiração e por me incentivar a ser sempre melhor.

Agradeço aos meus amigos, de dentro da faculdade, que estiveram juntos nessa batalha incessante em busca do tão sonhado grau de Engenheiro. Aos amigos de fora da faculdade, sou extremamente grato por estarem presentes mesmo que por vezes distantes fisicamente.

Agradeço a todos os professores, que de alguma forma, tenham agregado durante a minha formação. Em especial, agradeço ao professor Rigoberto por ter sido meu orientador ao longo de grande parte do curso e por me confiar este trabalho. Agradeço também ao mestre Henrique Stel, por me orientar durante a execução do trabalho, por compartilhar comigo um pouco do seu vasto conhecimento acerca do tema, pelas cobranças durante o processo e por estar disposto a auxiliar ainda que o tempo disponível fosse escasso.

Por fim, agradeço à UTFPR por disponibilizar as condições e infraestrutura para minha formação durante todo o curso e ao NUEM por toda a estrutura concedida para realização deste trabalho.

RESUMO

KASHIWAKURA, Lucas Yuji. **Simulação Numérica do escoamento Bifásico de Líquido-Gás em um Rotor Plano**. 110 f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

Escoamentos bifásicos de líquido-gás são frequentemente encontrados nas indústrias petrolífera e nuclear. No caso da indústria petrolífera, as bombas centrífugas são utilizadas como uma das técnicas de elevação artificial de petróleo, tendo como desafio a sua utilização no cenário da produção de petróleo em águas profundas. Sabe-se que a presença de gás no interior da bomba, pode causar uma redução abrupta do desempenho do equipamento, podendo em casos mais críticos causar o bloqueio do escoamento no rotor. Deste cenário parte a motivação para o desenvolvimento de um estudo numérico para realização de uma análise do escoamento bifásico de líquido-gás no interior rotor. Para a modelagem desta problema de alta complexidade adotou-se o Modelo Euler-Euler de dois fluidos como base para representação do escoamento bifásico líquido-gás, considerando seus efeitos interfaciais, como quebra e coalescência de bolhas, e aliando ainda o modelo polidisperso de múltiplos grupos dimensionais (*MUSIG*) a sua abordagem. A solução numérica é obtida através do programa de Dinâmica de Fluidos Computacional - Ansys® CFX®, que utiliza o Método dos Volumes Finitos baseado em elementos. Utilizou-se uma geometria simplificada de um rotor plano radial e simétrico, com o qual foram levantadas curvas de desempenho para um escoamento água-ar com vazões mássicas de gás de 0,06; 0,12 e 0,18 kg/h, velocidades de rotação entre 200 e 500 rpm e vazões de líquido normalizadas pela vazão de projeto variando entre 0,2 e 2,6. O modelo numérico utilizado foi capaz de prever satisfatoriamente a queda de desempenho da bomba, destacando-se, principalmente, os resultados obtidos para baixas vazões mássicas de gás. Observou-se uma tendência a superestimar os valores de incremento de pressão a partir do ponto de inversão. Apesar disso, o modelo foi capaz de prever corretamente a região de inversão das curvas, ainda que quantitativamente os resultados tenham apresentados grandes desvios. Qualitativamente, pode-se afirmar que a dinâmica do escoamento no interior do rotor foi reproduzida com sucesso, as imagens numéricas foram validadas junto as imagens experimentais obtidas por Stel (2018). Os efeitos de quebra e coalescência foram observados, bem como o aumento de quebra de bolhas em função das velocidades de rotação. Por fim, este trabalho contribui com a literatura através da análise detalhada dos resultados numéricos, na qual foram associadas as curvas de desempenho e dinâmica de escoamento no interior do rotor. Além de demonstrar a capacidade de reprodução de um escoamento bifásico e suas particularidades através do modelo de dois-fluidos.

Palavras-chave: Bombas centrífugas. Escoamento bifásico. Simulação Numérica. Dinâmica de fluidos computacional. Rotor plano.

ABSTRACT

KASHIWAKURA, Lucas Yuji. **Numerical Simulation of a Liquid-Gas Two-Phase Flow in a Plane Rotor**. 110 p. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Mechanical Engineering Department, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

Liquid-gas flows are usually found in oil & gas and nuclear industries. In the oil & gas industry, centrifugal pumps are used as one of the artificial elevation techniques, having as a challenge the implementation onto the oil production in deep-water. It is already known, that the presence of gas inside the pump, can cause a drastic reduction in the equipment's performance, and for critical cases it can even block the flow inside the rotor, which is named as gas locking. From these scenarios arises the motivation to develop a numerical study to analyze the liquid-gas flow inside the rotor. The modelling of this high-complexity problem was adopted an Euler-Euler model for two-phase flow, as a representation of the liquid-gas flow, considering its interfacial effects, as bubble's break and coalescence phenomenon, and also adding the polydisperse model of multiple dimensional groups (MUSIG) in its analysis. The numerical solution is acquired through the usage of Computational Fluid Dynamics program - Ansys® CFX®, which uses an element-based Finite Volume Method. A simplified geometry of a plane radial rotor is used to obtain the performance curves for a water-air flow for gas mass flow of 0,06; 0,12 and 0,18 kg/h, the rotation velocities between 200 and 500 rpm and liquid flow normalized by the design flow varying between 0,2 and 2,6. The adopted numeric model was able to predict the rotor performance drop, in which stand out the results for low mass flow. A tendency to overestimating the gain pressure values after the inversion point could be observed. In spite of it, the model was able to correctly predict the curve's inversion region, even if the results present large values deviations. Qualitatively, it is possible to affirm that the two-phase flow dynamic was successfully reproduced, the numeric images were validated with the experimental images obtained by Stel (2018). Bubble breakage and coalescence effects were observed and also the increasing of the bubble breakage owing to the rotation velocities. Ultimately, this work contributes with the literature through the detailed numeric results analysis, in which were associated the performance curves and flow dynamic inside the rotor. And also by demonstrating the capacity of the Two-Fluid Model in reproduce a two-phase flow and its particularities.

Keywords: Centrifugal pumps. Two-phase flow. Numeric Simulation. Computational Fluid Dynamics. Plane rotor.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1: Curva de desempenho para escoamentos monofásico e bifásico	15
Figura 1.2: Protótipo do rotor plano.....	18
Figura 2.1: Curva de desempenho ideal vs. real de uma bomba	21
Figura 2.2: Balanço de forças em uma bolha fluindo por um rotor	25
Figura 2.3: Acúmulo de gás na entrada do rotor para diferentes rotações.....	27
Figura 2.4: Curva de desempenho levantadas para rotação de 600 rpm.....	28
Figura 2.5: Distribuição de gás no rotor para diferentes vazões de líquido.....	30
Figura 2.6: Curva de desempenho para diferentes velocidades rotações.....	31
Figura 2.7: Modelo em acrílico da carcaça da bomba Imbil ITAP 65-330/2	32
Figura 2.8: (a) Bancada experimental e conjunto de visualização, (b) Imagem experimental.....	33
Figura 2.9: Trajetórias das bolhas no interior do rotor	35
Figura 2.10: Distribuição da fase gasosa no rotor	37
Figura 2.11: (a) Linhas de corrente do gás para fração de vazio de 0,05%; (b) Comportamento do escoamento no interior do rotor	37
Figura 2.12: Incrementos de pressão normalizados obtidos experimentalmente e numericamente, em função da fração de vazio.....	39
Figura 2.13: Trajetória das bolhas para diferentes posições iniciais	40
Figura 2.14: Comparação dos resultados experimental e numérico.	41
Figura 3.1: Sistema inercial (estático) e não-inercial (rotativo) em um rotor centrífugo genérico.....	44
Figura 3.2: Representação de um volume de controle genérico com duas fases, separadas por uma interface, em um sistema rotativo.....	47
Figura 3.3: Representação dos mecanismos decorrentes de um escoamento líquido-gás: (a) arrasto; (b) massa virtual; (c) sustentação; (d) lubrificação de parede; (e) dispersão turbulenta; (f) turbulência induzida por bolhas.	49

Figura 3.4: Distribuição de bolhas em um escoamento polidisperso; (b) distribuição relacionada a probabilidade de ocorrência de um grupo m entre os grupos de um volume analisado.	53
Figura 4.1: Domínio numérico e condições de contorno	57
Figura 4.2: Vista isométrica do rotor plano adotado no estudo.	59
Figura 4.3: Vista superior do domínio rotativo e seu canal considerado para simulação.	60
Figura 4.4: Exemplo de uma interface entre domínio rotativo e estático para uma solução multi-blocos.	61
Figura 5.1: Curvas de coeficiente de carga em função do coeficiente de fluxo para escoamento monofásico para velocidades de rotação de 200rpm e 500rpm	67
Figura 5.2: Curvas de ganho de pressão a 300 rpm para escoamento monofásico e bifásico para vazão mássica de gás de 0.06kg/h	68
Figura 5.3: Representação de alguns pontos da curva de desempenho de um escoamento bifásico para velocidade de rotação de 300rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h.....	69
Figura 5.4: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 200rpm	71
Figura 5.5: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 300rpm	71
Figura 5.6: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 400rpm	72
Figura 5.7: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 500rpm	72
Figura 5.8: Curvas de desempenho para escoamento monofásico e vazões mássica de gás constante para 0,06kg/h; 0,12kg/h; e 0,18kg/h.....	74
Figura 5.9: Linhas de corrente da fase gasosa no interior do rotor	76
Figura 5.10: Inserção de bolhas representativas no interior do rotor de acordo com o campo de frações volumétricas.....	77

Figura 5.11: Imagem representativa semelhante as imagens obtidas experimentalmente.....	77
Figura 5.12: Comparação entre o ponto 12 experimental e numérico para vazão de líquido de $2,542Q_{des}$ e vazão mássica de gás de $0,06\text{kg/h}$ a uma velocidade de rotação de 300 rpm	78
Figura 5.13: Comparação entre o ponto 8 experimental e numérico para vazão de líquido de $1,000Q_{des}$ e vazão mássica de gás de $0,06\text{kg/h}$ a uma velocidade de rotação de 300 rpm	79
Figura 5.14: Comparação entre o ponto 1 experimental e numérico para vazão de líquido de $0,206Q_{des}$ e vazão mássica de gás de $0,06\text{kg/h}$ a uma velocidade de rotação de 300 rpm	79
Figura 5.15: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de $0,06\text{kg/h}$	80
Figura 5.16: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de $0,12\text{kg/h}$	81
Figura 5.17: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de $0,18\text{kg/h}$	81
Figura 5.18: Comparação entre velocidades de rotação de 200, 300, 400 e 500 rpm para vazão mássica de gás constante de $0,06\text{ kg/h}$	83

LISTA DE ILUSTRAÇÕES – APÊNDICE A

Figura A.1: Detalhes da construção do rotor radial plano	90
Figura A.2: Rotor plano construído.....	90

LISTA DE ILUSTRAÇÕES – APÊNDICE B

Figura B.1: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 200rpm.....	91
Figura B.2: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 300rpm.....	92
Figura B.3: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 400rpm.....	92
Figura B.4: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 500rpm.....	93

LISTA DE ILUSTRAÇÕES – APÊNDICE C

Figura C.1: Escoamentos para 200rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h	101
Figura C.2: Escoamentos para 200rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h	101
Figura C.3: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h	102
Figura C.4: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h	102
Figura C.5: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h	103
Figura C.6: Escoamentos para 400rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h	103
Figura C.7: Escoamentos para 400rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h	103
Figura C.8: Escoamentos para 400rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h	104
Figura C.9: Escoamentos para 500rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h	104
Figura C.10: Escoamentos para 500rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h	104
Figura C. 11: Escoamentos para 500rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Número de nós assumidos para o teste de malha, ganho de pressão e desvios em relação a malha mais refinada	62
Tabela 2: Grade de teste considerada para as simulações numéricas	63
Tabela 3: Resumo dos modelos adotados para interações interfaciais	64
Tabela 4: Grupos dimensionais do modelo MUSIG	65
Tabela 5: Ganho de pressão experimental e numérico para 200rpm.....	93
Tabela 6: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm.....	94
Tabela 7: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm.....	94
Tabela 8: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm.....	95
Tabela 9: Ganho de pressão experimental e numérico para 200rpm e.....	95
Tabela 10: Ganho de pressão experimental e numérico para 200rpm e.....	96
Tabela 11: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm e.....	96
Tabela 12: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm e.....	97
Tabela 13: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm e.....	97
Tabela 14: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm e.....	98
Tabela 15: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm e.....	98
Tabela 16: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm e.....	99
Tabela 17: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm e.....	99
Tabela 18: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm e.....	100
Tabela 19: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm e.....	100
Tabela 20: Grupos do MUSIG para 200rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h ...	105
Tabela 21: Grupos do MUSIG para 200rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h ...	106
Tabela 22: Grupos do MUSIG para 300rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h ...	106
Tabela 23: Grupos do MUSIG para 300rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h ...	107
Tabela 24: Grupos do MUSIG para 300rpm e vazão mássica de ar de 0.18kg/h ...	107

Tabela 25: Grupos do MUSIG para 400rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h ...	108
Tabela 26: Grupos do MUSIG para 400rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h ...	108
Tabela 27: Grupos do MUSIG para 400rpm e vazão mássica de ar de 0.18kg/h ...	109
Tabela 28: Grupos do MUSIG para 500rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h ...	109
Tabela 29: Grupos do MUSIG para 500rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h ...	110
Tabela 30: Grupos do MUSIG para 500rpm e vazão mássica de ar de 0.18kg/h ...	110

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

BCS	Bomba Centrífuga Submersa
BEP	<i>Best Efficiency Point</i> – Ponto de melhor eficiência
CAD	<i>Computer-Aided Design</i> – Desenho Assistido por Computador
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> – Dinâmica dos Fluidos Computacional
HDD	<i>Hard Disk Drive</i> – Unidade de disco rígido
MUSIG	<i>Multiple Size Group</i> – Múltiplos grupos dimensionais
NUEM	Núcleo de Escoamento Multifásico
RAM	<i>Random Access Memory</i> – Memória de acesso aleatório
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
TUALP	<i>Tulsa University Artificial Lift Projects</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	Contexto do Tema.....	16
1.2	Caracterização do Problema.....	17
1.3	Objetivos.....	17
1.4	Justificativa.....	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
2.1	Definições e fundamentos básicos.....	20
2.2	Escoamentos bifásicos em bombas.....	22
2.3	Estudos experimentais.....	23
2.4	Estudos Numéricos.....	34
3	METODOLOGIA.....	43
3.1	Modelagem Matemática.....	43
3.1.1	Equações Governantes para Escoamento Monofásico em um Sistema Rotativo.....	43
3.2	Modelo Euler-Euler Não-Homogêneo (Modelo de Dois Fluidos).....	45
3.3	Modelagem de Turbulência para o Modelo de Dois Fluidos.....	51
3.4	Modelo Polidisperso de Múltiplos Grupos Dimensionais (MUSIG).....	52
3.5	Modelos de Quebra e Coalescência de Bolhas.....	54
4	MODELAGEM NUMÉRICA.....	56
4.1	Método Numérico.....	56
4.2	Definição da Domínio e Condições de Contorno.....	57
4.3	Malha computacional.....	60
4.3.1	Teste de malha.....	62
4.4	Grade de Testes e Parâmetros da Simulação Numérica.....	63
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	66
5.1	Curvas de desempenho.....	66
5.2	Comparação entre Modelo Numérico e Dados experimentais.....	75
5.3	Análise da Dinâmica do Escoamento.....	80
6	CONCLUSÕES.....	84
	REFERÊNCIAS.....	86
	APÊNDICE A – ROTOR RADIAL PLANO.....	90
	APÊNDICE B – COMPLEMENTO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS.....	91
	APÊNDICE C – DISTRIBUIÇÃO DE BOLHAS (MUSIG).....	101

1 INTRODUÇÃO

Bombas hidráulicas são máquinas de fluxo utilizadas com a finalidade de adicionar energia mecânica a um escoamento, a partir da realização de trabalho sobre o fluido. De maneira ampla, estes equipamentos são divididos em dois grandes grupos: bombas de deslocamento positivo e bombas cinéticas. Bombas centrífugas são, por definição, cinéticas, já que a energia transferida ao escoamento é proveniente do trabalho rotativo contínuo de um eixo.

Normalmente, o projeto e o dimensionamento de bombas são realizados para escoamentos monofásicos e de baixa viscosidade, majoritariamente para água. No entanto, em diversas situações esses equipamentos são utilizados para impulsionar fluidos com diferentes viscosidades e até mesmo escoamentos com mais de uma fase, como ocorre frequentemente nas indústrias nuclear e petrolífera.

Durante a extração de petróleo, o desafio é ainda maior, pois há a combinação de escoamentos multifásicos com fluidos de viscosidade elevada. Escoamentos multifásicos são comuns em poços de petróleo no leito marinho (offshore), pois variados compostos gasosos, que podem estar dissolvidos no óleo no reservatório devido às altas pressões, se dessolubilizam na medida em que o petróleo sobe para o poço. Além disso há a água conata, aprisionada junto ao óleo no interior do poço, que forma mais uma fase no escoamento. Pode haver ainda areia, hidratos, parafinas e outros sólidos que são carregados ao longo da tubulação e conseqüentemente através dos equipamentos que fazem parte da linha, uma vez que muitas dessas fases não são capazes de serem separadas do escoamento. A presença de diferentes fases no interior do rotor influencia o desempenho das bombas, afetando seu desempenho e capacidade de elevação.

Atualmente, bombas centrífugas submersas (BCS's), juntamente com o gas-lift e jet-pump são os métodos de elevação artificial mais utilizados pelas empresas de extração de óleo e gás (Barrios, 2007). A utilização de bombas centrífugas submersas é limitada ao bombeio de misturas com baixa concentração da fase gasosa, uma vez que a presença de fase gasosa em maior quantidade altera significativamente o desempenho destes equipamentos, fazendo com que a bomba

atue como se estivesse subdimensionada ao sistema, não transferindo energia suficiente para o promover o escoamento (Gülich, 2010).

Na Figura 1.1 são apresentadas as curvas de desempenho para escoamentos monofásico e bifásico; e nota-se na curva de escoamento bifásico, que com a diminuição da vazão de líquido, há uma queda drástica e repentina, havendo uma vazão de líquido limite, a partir da qual o ganho de pressão fornecido pela bomba cai abruptamente, caracterizando o que se denomina *surging*. Em casos mais severos, pode ocorrer o travamento do equipamento devido ao acúmulo de gás no interior do rotor, processo que ficou conhecido como *gas locking* (Lea e Bearden, 1982)

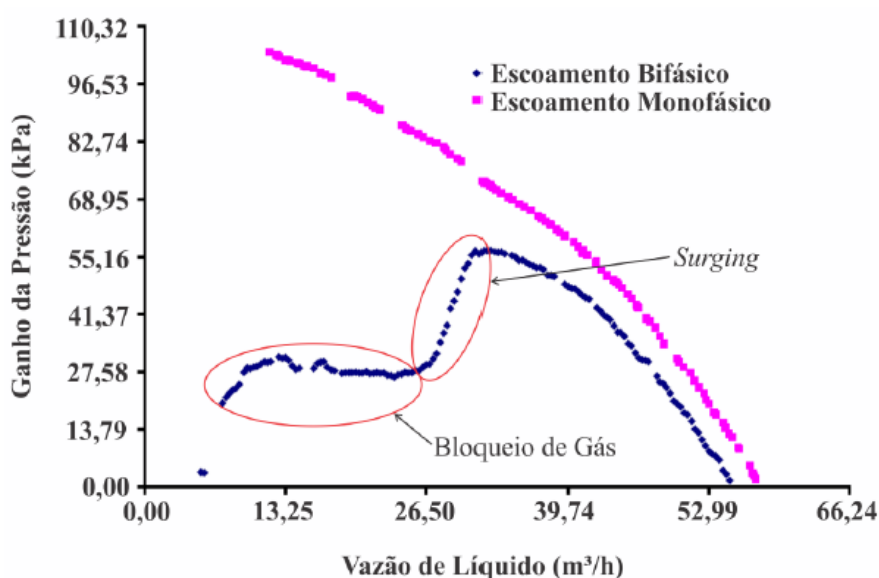


Figura 1.1: Curva de desempenho para escoamentos monofásico e bifásico
 Fonte: Barrios (2007)

Esforços são concentrados por diversos grupos de pesquisa e companhias para avaliar detalhadamente o comportamento do escoamento bifásico de líquido-gás no interior do rotor utilizando técnicas avançadas de visualização experimental, simulações numéricas e até mesmo combinando estas duas técnicas.

A análise numérica vem ganhando cada vez mais espaço entre os pesquisadores, por sua maior capacidade de reprodução de diferentes situações e possibilidade de controle de variáveis, que anteriormente seriam de grande dificuldade em um experimento. Neste contexto, o ANSYS® CFX® é atualmente um

dos programas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD - Computational Fluid Dynamics) mais utilizados para análise numérica de escoamentos em bombas centrífugas no Núcleo de Escoamento Multifásico – NUEM da UTFPR.

1.1 Contexto do Tema

Escoamentos multifásicos em bombas centrífugas são de grande interesse das indústrias nuclear e petrolífera, sendo estes setores os maiores interessados, e por isso também os maiores incentivadores e motivadores das pesquisas nesta linha. Porém, fenômenos relacionados a este escoamento, como os pontos de acúmulo de gás, coalescência de bolha e efeito da viscosidade aliado a mais de uma fase, ainda não foram compreendidos totalmente, devido à complexidade envolvida neste tipo de escoamento no interior de uma bomba e às dificuldades em reproduzir, controlar fatores e isolar fenômenos específicos em laboratório.

Estudos que buscam o entendimento da interação e fenômenos envolvidos na presença de gás no interior de bombas centrífugas foram iniciados ainda na primeira metade do século XX, mais precisamente devido ao fenômeno de cavitação (Stepanoff, 1957). Entretanto, somente décadas mais tarde surgiram estudos específicos para casos em que o escoamento líquido e gás é admitido pela bomba já na forma de escoamento bifásico, que difere do caso de cavitação. Um dos primeiros trabalhos de destaque é o de Murakami e Minemura (1974a), no qual constatou-se que a presença de gás causava uma perturbação do movimento natural do meio líquido, sendo esta a maior causa de perdas na bomba. O centro de pesquisa da Universidade de Nagoya (Japão), do qual Murakami e Minemura faziam parte, foi o berço de diversos estudos reconhecidos, como Murakami e Minemura (1974b e 1976), Minemura e Murakami (1980), Minemura et al (1985) e Minemura e Uchiyama (1993), os quais foram impulsionados pelo interesse da indústria nuclear.

No início dos anos 2000, de forma semelhante, porém com foco no uso de bombas centrífugas como técnica de elevação artificial para a indústria petrolífera, diversos trabalhos tiveram origem na Universidade de Tulsa (EUA), entre os quais merecem destaque Barrios (2007) e Gamboa e Prado (2010 e 2012). Fora destes grupos, cabe destaque ainda os estudos desenvolvidos por Estevam (2002), Caridad e Kenyery (2004) e Marsis (2012).

De maneira geral, os estudos desenvolvidos mostraram que ocorre uma degradação no desempenho da bomba em determinadas vazões quando essa opera com escoamento líquido-gás. No entanto, pouco se compreende sobre os fenômenos existentes devido à interação entre as fases líquida e gasosa. Além disso, o fato de cada bomba apresentar uma geometria distinta e parâmetros de operação diversos torna a reprodução do escoamento ainda mais trabalhosa, uma vez que fatores geométricos são relevantes a cada equipamento.

1.2 Caracterização do Problema

Até o conhecimento do autor, entre os estudos desenvolvidos até hoje, a maioria dos trabalhos são experimentais e voltados ao levantamento da curva de desempenho da bomba e determinação da faixa de operação segura do equipamento em análise, para algumas condições específicas de operação.

Devido à complexidade e a dificuldade em se isolar os fenômenos envolvidos, poucos estudos dedicam-se a estudar a física envolvida no escoamento, detendo-se apenas em encontrar parâmetros de funcionamento das bombas. Por isso, a simulação numérica surge como alternativa para auxiliar na compreensão dos fenômenos existentes, permitindo um maior controle das variáveis do processo, visualização e análise do escoamento. No entanto, poucos são os trabalhos que utilizaram ferramentas numéricas para obtenção de suas soluções, como Minemura e Uchiyama (1993), Caridad e Kenyery (2004) e Marsis (2012).

Além disso, estudos que consideram fenômenos como coalescência de bolha e efeito de altas viscosidades combinados ao escoamento multifásico são escassos. E mesmo os que façam estas considerações, ainda assim, são superficiais em análises físicas como na determinação dos pontos de acúmulo de gás e até na determinação de causas do fenômeno de *surging*, por exemplo.

1.3 Objetivos

A partir do exposto, tem-se por objetivo estudar o comportamento de escoamentos bifásicos líquido-gás no interior de um rotor de uma bomba centrífuga radial. Pretende-se avaliar a influência de fatores como vazões de cada fase, fração

de vazio e velocidade de rotação no padrão de escoamento no rotor, bem como no seu desempenho.

Busca-se ainda verificar a capacidade do Modelo de Dois Fluidos, juntamente ao modelo de balanço populacional homogêneo de múltiplos grupos dimensionais (Lo, 1996), em representar o escoamento líquido-gás em um rotor plano. Serão avaliados também os modelos de Luo e Svedsen (1996) e Prince e Blanch (1990) para quebra e coalescência de bolhas, bem como os modelos adotados para forças interfaciais, complementares ao Modelo de Dois Fluidos (Rosa, 2012).

A partir dos resultados das simulações numéricas, pretende-se levantar curvas de desempenho do rotor, bem como identificar os padrões de escoamento líquido-gás e avaliar os campos de distribuição da fase gasosa para compreensão do comportamento do escoamento líquido-gás dentro do rotor plano. Além disso, pretende-se validar as imagens numéricas com as imagens experimentais (Stel, 2018), que foram obtidas utilizando o protótipo, mostrado na Figura 1.2, idêntico ao rotor simulado no presente trabalho.



Figura 1.2: Protótipo do rotor plano

Fonte: (Stel, 2018)

1.4 Justificativa

A compreensão dos fenômenos envolvidos no bombeio centrífugo de um escoamento multifásico é de grande interesse por parte de certos setores da engenharia. Através da identificação e compreensão dos motivos pelos quais ocorre a queda de desempenho de bombas nesse tipo de operação, tem-se a possibilidade de melhor dimensionar os sistemas de bombeio quando escoamentos bifásicos ocorrem inadvertidamente ou quando separadores nem sempre são viáveis, como na extração de petróleo no leito marinho (*offshore*) ou em circuitos de resfriamento de usinas nucleares.

No caso específico de elevação artificial de petróleo, perdas de rendimento de uma bomba têm reflexos econômicos diretos, já que os processos de extração e produção de petróleo envolvem grandes investimentos. Portanto, uma redução na extração de petróleo, pode acarretar em prejuízos significativos à companhia, sem contar eventuais custos associados à manutenção ou eventual troca de uma bomba centrífuga submersa (BCS), no caso do setor de extração de petróleo e gás.

Outro aspecto essencial que pode ser afetado é a segurança, em especial no caso de possível acidente em razão do superaquecimento de reatores nucleares, ocasionado pelo mal funcionamento da bomba responsável pela alimentação do sistema de resfriamento do reator. Como apontado por Poulikkas (2003), é desejável conhecer o comportamento de uma bomba operando com líquido-gás para aumentar a segurança de plantas nucleares nesses casos.

Desta forma, o presente trabalho busca contribuir, principalmente, na compreensão do fenômeno de *surging*, atrás da análise do comportamento do escoamento líquido-gás no interior da bomba, além de avaliar alguns dos modelos existentes para a representação deste complexo problema. Além disso, apresentam-se algumas comparações entre simulações numéricas e experimentais, de maneira a facilitar a visualização e o entendimento do escoamento no interior do rotor.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Bombas, de forma geral, possuem diversas aplicações em diversos setores da indústria, como: petrolífera, energética, celulose e papel e alimentícia, entre outras. Bombas centrífugas são máquinas hidráulicas operatrizes, isto é, convertem o trabalho mecânico em energia hidráulica através da ação do rotor. Esta energia, no entanto, deve ser suficiente para que o escoamento vença a coluna hidrostática e suas perdas viscosas. O trabalho mecânico é fornecido por um motor acoplado à extremidade do eixo responsável pela movimentação do rotor.

2.1 Definições e fundamentos básicos

Considerando uma máquina ideal e hipóteses simplificadoras como perdas por atrito e choques na entrada desprezíveis, número infinito de pás, espessura infinitesimal das pás e fluido incompressível, pode-se obter, a partir do princípio da conservação da quantidade de movimento para um volume de controle definido e escoamento permanente, a equação de Euler ou equação fundamental das máquinas de fluxo, apresentada na Equação 2.1 (Nelik, 1999). Ela é utilizada para o cálculo da altura de elevação teórica, H , em máquinas radiais e axiais, a partir das velocidades contidas nos triângulos de velocidades para a entrada (i) e a saída (o):

$$H = \frac{(U_o V_{t_o} - U_i V_{t_i})}{g} \quad (2.1)$$

Onde, $U = r\omega$, onde U representa a velocidade tangencial do rotor no raio r , V_t refere-se a velocidade tangencial do escoamento e g é a aceleração da gravidade.

Por se tratar de uma idealização, a curva de desempenho obtida através da equação de Euler para escoamento invíscido não considera perdas (por atrito, recirculação, vazamento, choque) existentes durante o bombeio do fluido. A variação existente entre as curvas de desempenho ideal (equação de Euler) e real é apresentada na Figura 2.1, onde ficam evidentes o modo como essas perdas

influenciam o desempenho da bomba sob análise. Nota-se que, para baixas vazões, as perdas por recirculação, ocasionadas pelas regiões de recirculação formadas no interior da bomba devido ao número finito de pás, são as perdas que mais afetam o desempenho da bomba. Para altas vazões, há uma maior influência das perdas por atrito, em função da resistência do escoamento ao rotor, sendo essas perdas associadas a escoamentos turbulentos e/ou viscosos. Para ambos os casos, as perdas por choques, advindas da utilização da bomba fora das condições nominais, afetam o desempenho, porém de maneira menos significativa.

Toda máquina de fluxo possui um ponto de máxima eficiência, sendo esse o ponto da curva de desempenho real mais próximo ao descrito pela equação de Euler. Esse ponto é mais conhecido como BEP (*best efficiency point*). Pode-se observar que as perdas para esse ponto são menores que para o restante da curva-característica.

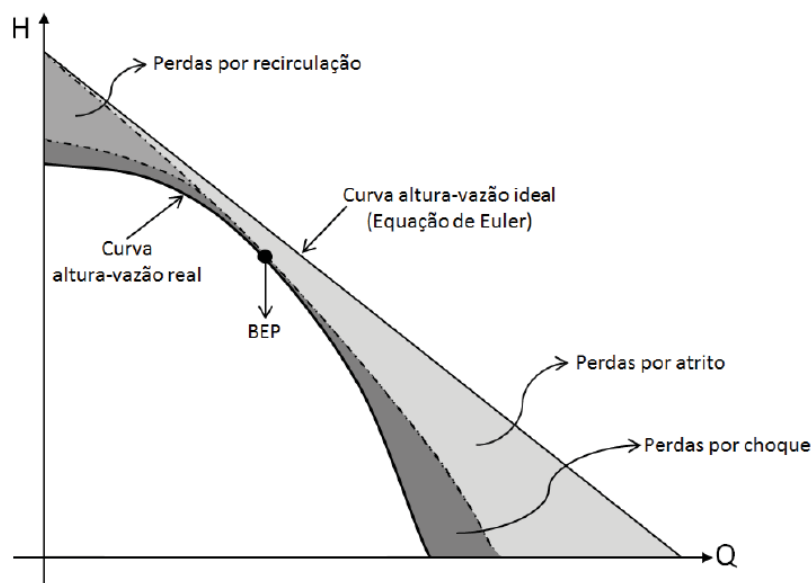


Figura 2.1: Curva de desempenho ideal vs. real de uma bomba
 Fonte: (FOX, MCDONALD, & PRITCHARD, 2006)

Uma vez demonstrada a influência das perdas para a curva característica real, nota-se a importância de se levantar a curva-característica real. A determinação da curva de desempenho de uma bomba ocorre através de experimentos, onde vazões e pressões das entradas e saídas da bomba são medidas e sabe-se a diferença de

altura. A partir do balanço de energia, utilizando a Equação 2.2 (Fox, McDonald, & Pritchard, 2006), calcula-se a altura de elevação da bomba para o ponto desejado.

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z \right)_o - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z \right)_i \quad (2.2)$$

Sendo “p” a pressão absoluta, “ρ” a massa específica do fluido, “g” a aceleração da gravidade, “ \bar{V} ” a velocidade média do escoamento obtida através da vazão, “z” a altura do ponto de medição em relação a uma referência arbitrária. O subscrito “o” refere-se a saída e “i” se referem à entrada. A utilização dessa equação é válida somente quando aplicada para uma linha de corrente. No entanto, quando as condições de operações da bomba divergem muito das ideais, a utilização de valores médios pode fazer os resultados divergirem significativamente da realidade (Brennen, 1994).

2.2 Escoamentos bifásicos em bombas

Escoamento líquido-gás estão presentes em grandes setores da indústria, sendo muitas vezes inevitável a passagem deste tipo de escoamento pelos equipamentos, que fazem parte da cadeia produtiva. Grandes variações no desempenho das bombas centrífugas estão relacionadas a presença de mais de uma fase no escoamento que passa pelo interior desses equipamentos. A descaracterização dos triângulos de velocidade, perdas hidráulicas, restrições da área útil em casos severos são algumas das consequências possíveis para escoamentos líquido-gás. Alguns fatores, decorrentes da presença de uma fase gasosa rivalizando com a fase líquida, influenciam a dinâmica do escoamento, como tensão superficial entre as fases, a relação entre as vazões de cada fase, a relação entre as massas específicas das fases e o diâmetro de bolhas dispersas no líquido (Gulich, 2010).

Diversos estudos experimentais, que serão comentados na sequência, verificaram a influência negativa do aumento de gás, medido através da fração volumétrica de gás, na capacidade de elevação de uma bomba. A fração volumétrica

sem deslizamento, apresentada na Equação 2.3, pode ser definida como a relação entre a vazão volumétrica de gás e a vazão total, dada pela soma das vazões de líquido e gás, representadas por “ Q_L ” e “ Q_g ”, respectivamente.

$$\lambda = \frac{Q_g}{(Q_g + Q_L)} \quad (2.3)$$

O acúmulo de gás nos canais do rotor acarreta severas dificuldades ao bombeio de escoamento líquido-gás, ocasionando uma queda abrupta na curva característica da bomba, conforme a vazão de líquido é reduzida. Esse fenômeno é conhecido como *surging* (Estevam, 2002). Com o gás ocupando grande parte do canal do rotor, a passagem de líquido tende a ser reduzida, amplificando o efeito deste fenômeno. O ganho de pressão se torna inferior se comparado ao bombeio monofásico. Em alguns casos, a bomba é incapaz de exercer sua função, podendo ainda ocorrer o total bloqueio da bomba pelo acúmulo de gás no rotor, sendo esse fenômeno denominado de *gas locking* (Lea e Bearden, 1982).

A maioria dos estudos desenvolvidos nesta área busca determinar uma faixa segura de operação, isto é, sem ocorrência de *surging*. São escassos, entretanto, trabalhos que busquem o entendimento dos fenômenos físicos, suas características e consequências envolvidas no bombeio de escoamentos bifásicos. Na próxima seção, serão abordados alguns dos trabalhos desenvolvidos na área, os quais servirão de base para o estudo que será realizado.

2.3 Estudos experimentais

A grande maioria dos estudos realizados até a década de 90 no presente tema foram baseados em metodologias experimentais. Os primeiros estudos são diretamente relacionados às necessidades identificadas nas indústrias, sendo os setores nuclear e petroquímico os principais influenciadores dos primeiros estudos realizados. O atendimento às demandas da indústria direcionou os estudos às aplicações técnicas, uma vez que a alta complexidade dos fenômenos envolvidos trazia grandes desafios neste meio.

O estudo de Murakami e Minemura (1974a) foi um dos primeiros estudos que buscou compreender os fenômenos envolvidos no escoamento líquido-gás e sua influência no desempenho de uma bomba, sendo motivado pela indústria nuclear. Neste estudo, foi feita uma análise do desempenho de um rotor semiaberto, radial, operando com ar e água. Os dados analisados foram obtidos a partir da construção de uma bancada experimental, na qual foi instalada uma bomba com carcaça em acrílico, que possibilitava, através do uso de uma câmera de alta velocidade, a visualização do escoamento através do rotor e a determinação do seu comportamento durante o bombeio. A análise realizada se estendia ainda a diversas condições operacionais, onde eram variados parâmetros como o coeficiente de fluxo, a eficiência total e o coeficiente adimensional de potência consumida. Além disso, os pesquisadores desenvolveram um modelo unidimensional para previsão do desempenho de uma bomba operando com o escoamento de líquido-gás.

Murakami e Minemura (1974a) constataram que o comportamento da bomba para baixas frações de gás mantinha-se praticamente inalterado, pois sua distribuição pode ser considerada uniforme e a diferença de velocidade entre fases desprezível. Constatou-se ainda que a maior parcela de perdas ocorre em razão das perturbações causadas pela presença de gás, que tem seu movimento desacelerado pela atuação das forças presente no escoamento, no interior da bomba.

O diagrama da Figura 2.2, desenvolvido por Murakami e Minemura (1974a), ilustra as forças atuantes sobre uma bolha movendo-se através de um meio líquido no canal de um rotor, auxiliando consequentemente na compreensão do fenômeno. Nota-se que as principais forças atuantes são opostas, sendo que a força de arrasto, gerada pelo movimento relativo entre as fases, tende a direcionar a bolha da região de descarga do rotor, enquanto que a força de gradiente de pressão, gerada pelo aumento de pressão do rotor, tende a conduzir a bolha a região de menor pressão, isto é a região de entrada.

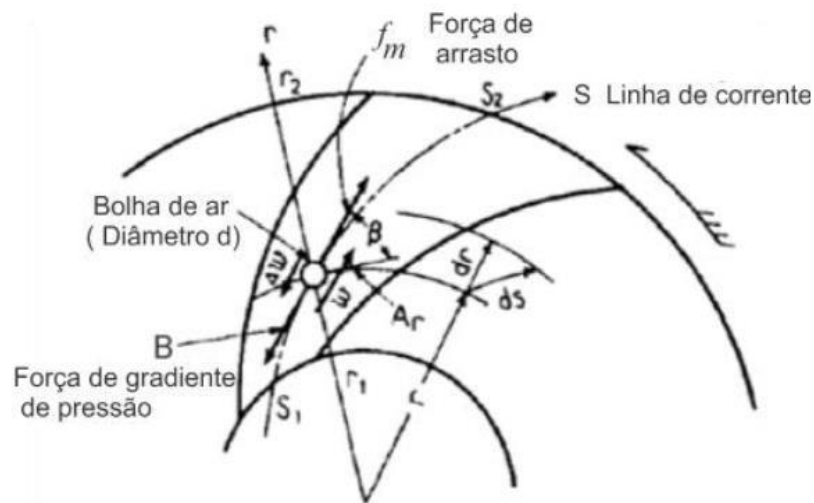


Figura 2.2: Balanço de forças em uma bolha fluindo por um rotor

Fonte: Adaptado de (MURAKAMI e MINEMURA, 1974a)

Através dos experimentos realizados, verificou-se que, com o aumento da presença da fase gasosa, a capacidade de elevação da bomba era reduzida gradualmente, sendo essa diminuição no desempenho associada a três principais fatores: ao incremento das perdas hidráulicas em função do movimento das bolhas no interior do rotor, à energia utilizada para o bombeio da fase gasosa e à redução da capacidade de transferência do rotor para essas condições.

Verificou-se ainda que, rotações mais elevadas permitiam o trabalho do rotor com uma maior quantidade de gás, antes que houvesse queda no desempenho do equipamento. A explicação dada pelos autores indicava que os níveis de turbulência gerados pelas altas rotações do rotor são responsáveis pela quebra das bolhas, aumentando assim o grau de dispersão no interior do rotor.

Murakami et al (1985), apresentaram uma análise aprofundada dos tamanhos de bolhas e sua distribuição no canal do rotor. Assim como no estudo de Murakami e Minemura (1974a), eles verificaram uma maior uniformidade na distribuição de bolha quando a bomba opera em altas rotações. Juntamente a esse estudo, eles desenvolveram um modelo de estimativa de desempenho de bombas operando com escoamentos bifásicos.

Outros estudos relevantes para essa linha de pesquisa foram desenvolvidos na Universidade de Nagoya. Murakami e Minemura (1974b) apresentaram um trabalho no qual foi avaliado o efeito do número de pás operando com escoamento bifásico. De forma semelhante, Murakami e Minemura (1976) publicaram um estudo relacionado ao efeito da folga no desempenho da bomba operando com uma mistura líquido-gás. Os autores viriam ainda a publicar outros estudos na área, sendo o estudo numérico de Minemura e Uchiyama (1993), um dos trabalhos pioneiros na aplicação da solução numérica nesta área e por isso será aprofundado na próxima seção.

Os estudos apresentados até o momento são todos voltados às bombas radiais aplicadas na indústria nuclear. Já Lea e Bearden (1982) realizaram um dos primeiros estudos voltados à indústria petrolífera. O escopo do trabalho era a análise da influência da presença da fase gasosa no desempenho de uma bomba centrífuga submersa. Devido ao caráter de engenharia do estudo, o trabalho desenvolvido não buscou analisar os fenômenos envolvidos durante o bombeio, contendo-se exclusivamente à análise de desempenho dos diferentes modelos de bombas testados.

Lea e Bearden (1982) utilizaram bombas radiais e mistas, que foram instaladas em uma bancada experimental, buscando simular um poço de petróleo. No primeiro teste, constatou-se que, para uma BCS de 5 estágios (I-42B) operando com água e gás, quedas de desempenho, relacionadas ao fenômeno de *surging*, eram percebidas a partir de uma fração de gás livre na sucção (λ) maior que 7%.

Com frações de gás entre 11% e 14%, oscilações nos resultados foram medidas, apresentando frequências de 1 a 2 segundos, e foram nomeadas de bloqueios intermitentes de gás (*“intermittent gas locking”*). Para valores acima de 17%, ocorreu o bloqueio total dos canais causando a perda quase que total da capacidade de elevação da bomba.

No segundo teste, operou-se a bomba I-42B com uma mistura diesel-CO₂ em diferentes frações de gás livre, para pressões de entrada de 50 psi, 100 psi e 400 psi. Nesse caso, observou-se o aumento da capacidade de elevação da bomba sob condições de alta quantidade de gás, quanto maior a pressão de entrada. Nota-se ainda um acréscimo na faixa de operação, uma vez que o fenômeno de *surging* tem

seu efeito reduzido. Através da comparação entre as bombas C-72 e K-70, um melhor desempenho da bomba com o rotor misto. Apesar do viés altamente operacional do estudo realizado, havendo poucas explicações para a física por trás dos comportamentos observados, o trabalho desenvolvido por Lea e Bearden é citado em diversos trabalhos por ser um dos pioneiros na área.

Estevam (2002) foi um dos primeiros estudos brasileiros no presente contexto, o qual tinha como objetivo a análise do escoamento líquido-gás em uma bomba radial. Após a análise dos fenômenos envolvidos no bombeio, o autor desenvolveu um modelo para previsão das condições de operação. No entanto, o estudo de Estevam (2002) se destaca pelas técnicas de visualização do escoamento no interior da bomba, que só foi possível devido a construção de uma bomba em escala reduzida com a carcaça em acrílico.

A Figura 2.3 apresenta o escoamento bifásico dentro do rotor nas condições de *surging*. Nota-se que, para rotação de 500 rpm, há o acúmulo de gás na entrada do rotor. Pode-se notar também que, com o aumento da rotação, houve uma diminuição do bolsão de gás, conforme já havia sido concluído por Murakami e Minemura (1974a).

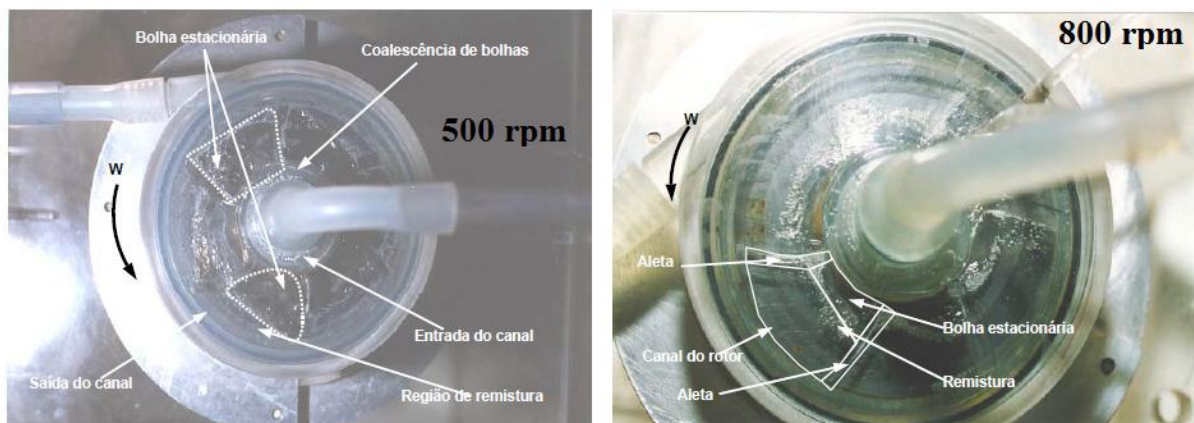


Figura 2.3: Acúmulo de gás na entrada do rotor para diferentes rotações.

Fonte: Estevam (2002)

De maneira semelhante ao ocorrido em Nagoya (Japão), que havia sido motivado pelo investimento da indústria nuclear, surgiu, a partir do investimento da indústria petrolífera, o grupo de pesquisa TUALP (*Tulsa University Artificial Lift Projects*), localizado na Universidade de Tulsa (EUA), voltado à pesquisa na área de

elevação artificial de petróleo. Entre os diversos trabalhos publicados, merece destaque o estudo de Barrios (2007), no qual a autora buscou realizar a caracterização dos fenômenos relacionados ao *surging*, a partir de medições de desempenho aliados a técnicas de visualização, além do desenvolvimento de modelagens teóricas e numéricas.

A análise da distribuição de gás no interior do rotor foi realizada pela autora através da utilização da fotografia de alta-velocidade, para oito diferentes combinações de vazões de líquido e gás. A Figura 2.4 apresenta a curva de desempenho, obtida a partir das medições para cada relação de vazões. Observa-se que, para altas vazões de líquido, a curva segue um padrão semelhante ao obtido para escoamentos monofásicos, porém com a redução da vazão de líquido e conseqüente aumento da fração de vazio, a partir do ponto FS5, nota-se um decréscimo na capacidade de elevação da bomba, que se agrava até chegar ao ponto FS8, queda essa que está associada ao fenômeno de *surging*.

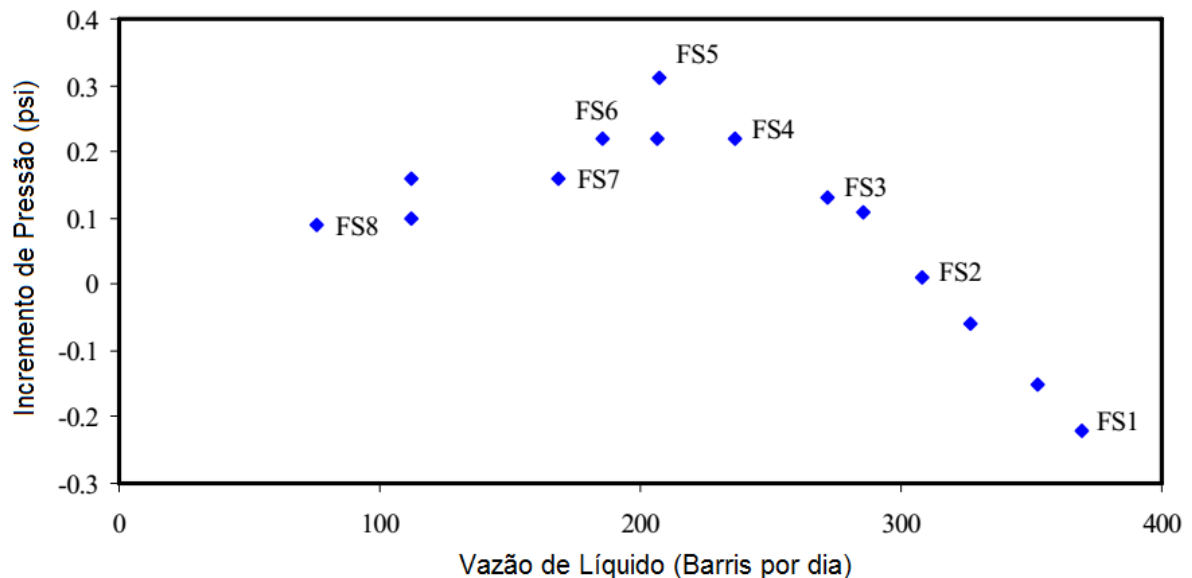


Figura 2.4: Curva de desempenho levantadas para rotação de 600 rpm

Fonte: Adaptado de (Barrios, 2007)

A partir das técnicas de visualização utilizadas por Barrios (2007), foram obtidas diversas imagens do interior da bomba, referentes aos pontos FS1 a FS8, indicados na Figura 2.4. Através da Figura 2.5, realizou-se uma análise mais aprofundada das diferentes distribuições de gás, da forma como variavam e dos

fenômenos relacionados à dinâmica da fase gasosa, conforme a vazão de líquido era modificada, uma vez que rotação e vazão de gás permaneceram constante.

Barrios (2007) observou que para altas vazões de líquido, FS1 e FS2, as bolhas próximas a região de descarga apresentam uma tendência a mudarem para o canal adjacente, seguindo próximo à face de sucção, contornando as extremidades das pás. Durante o movimento de migração entre canais, as bolhas que estão seguindo para a região de entrada do rotor, tendem a se desviarem para a face e pressão, podendo gerar inclusive um movimento periódico de migração entre os canais. Caso as bolhas estejam localizadas na entrada do canal, podem ainda recuar, adentrando apenas no canal seguinte.

Com a redução da vazão de líquido, observa-se uma tendência de acúmulo de gás na ponta da face de pressão, que pode ser verificada em FS3 e de maneira ainda mais significativa em FS4. Segundo a autora, regiões de recirculações de líquido são geradas a partir da operação da bomba com menores vazões, e estas regiões seriam responsáveis por repelir o gás, direcionando as bolhas para a face de pressão, onde elas se aglomeram.

Conforme comentado anteriormente, a partir do ponto FS5 ocorre uma perda abrupta no desempenho da bomba. Ao analisar a imagem do escoamento, a autora destaca a velocidade com que o bolsão de gás se forma, tomando conta do entorno do canal. Com o aumento da fração de gás, em FS6 e FS7, nota-se a tendência tanto das bolhas vindas da região de sucção, quanto das bolhas advindas da migração dos canais vizinhos, de coalescerem junto ao bolsão de gás, aumentando o seu tamanho, conseqüentemente causando a redução da capacidade de elevação do rotor. Por fim, há o preenchimento quase total do canal, em FS8, com o aumento do bolsão.

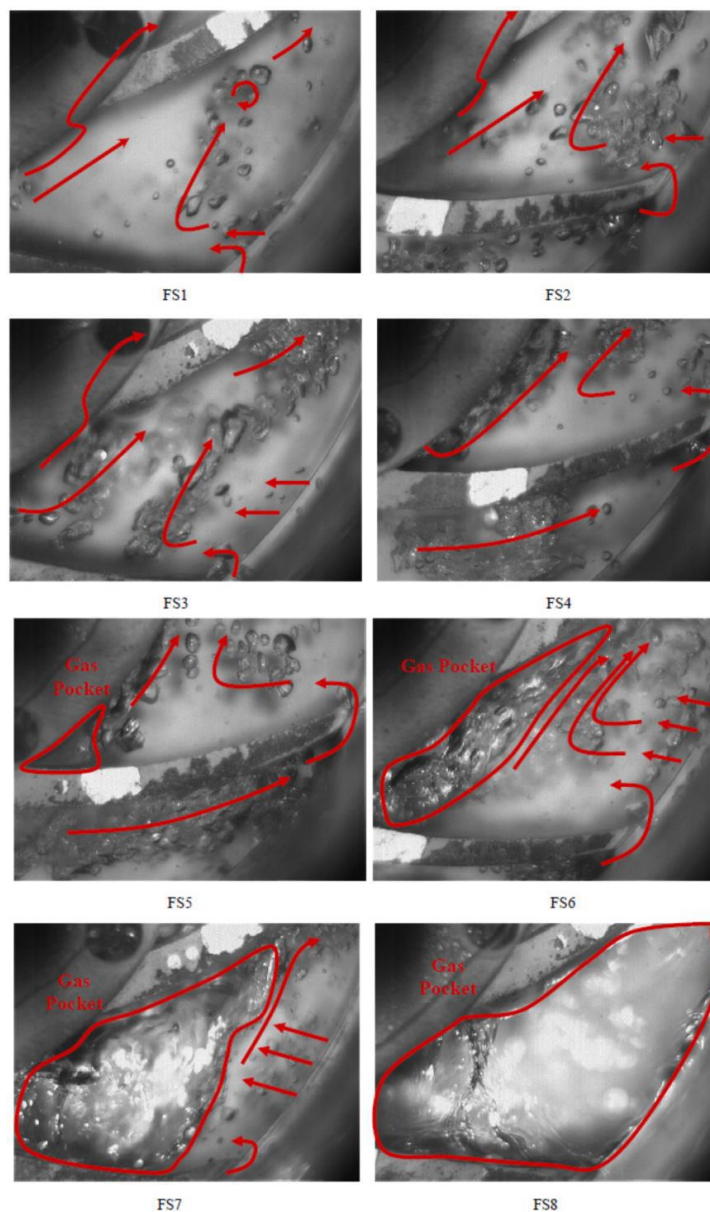


Figura 2.5: Distribuição de gás no rotor para diferentes vazões de líquido.

Fonte: (Barrios, 2007)

Esse experimento foi repetido para outras rotações (900rpm, 1200rpm, 1500rpm), casos em que Barrios (2007) constatou que o diâmetro médio das bolhas dispersas é consideravelmente menor para maiores velocidades de rotação, indo ao encontro dos resultados obtidos por Murakami e Minemura, (1974a) e reforçados por Minemura et al. (1985). Verificou-se ainda que, para maiores velocidades de rotação, há um aumento da janela de operação, em função da intensificação da migração e recirculação das bolhas entre os canais. De fato, nota-se na Figura 2.6

que a bomba é capaz de operar com maiores frações de vazio sem que haja a ocorrência de *surging*, quando se aumenta a velocidade de rotação.

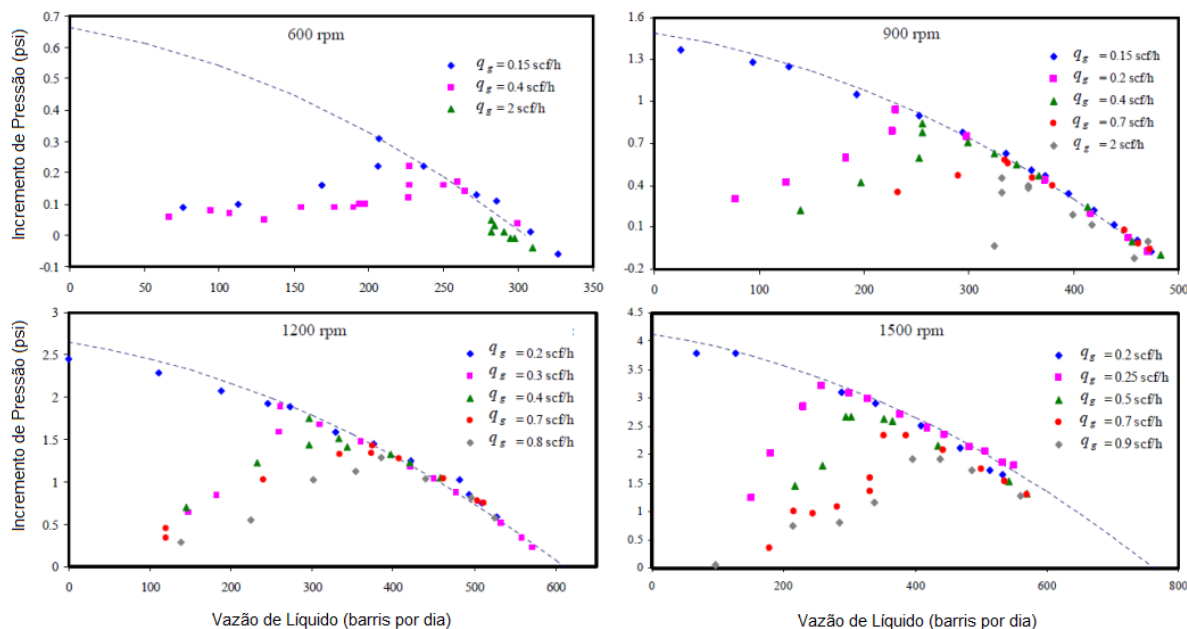


Figura 2.6: Curva de desempenho para diferentes velocidades rotações
Fonte: (Barrios, 2007)

Sabino (2015) apresentou um estudo sobre a análise numérica e experimental do escoamento líquido-gás no canal do rotor de uma bomba centrífuga. O estudo experimental teve como objetivo avaliar o comportamento da bolha escoando no interior do canal em função de sua trajetória e velocidades. Para isso, foi construída uma bancada experimental, contendo uma bomba Imbil ITAP 65-330/2. A fim de facilitar a visualização do interior do rotor, a carcaça original foi substituída por um modelo idêntico em acrílico, apresentado na Figura 2.7, e os diferentes rotores utilizados foram confeccionados em resina transparente.

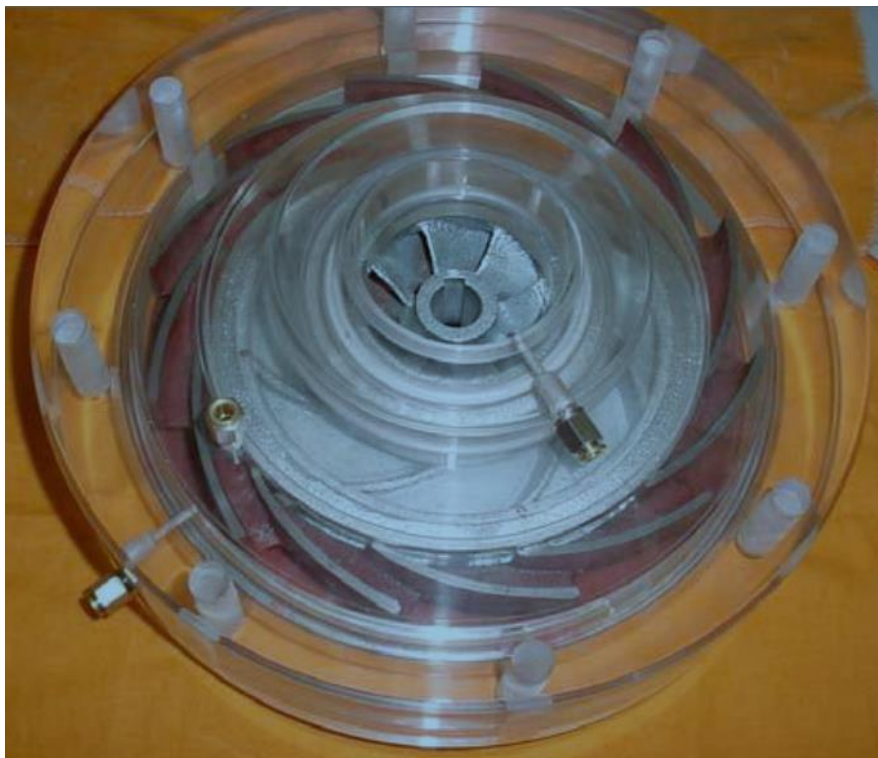


Figura 2.7: Modelo em acrílico da carcaça da bomba Imbil ITAP 65-330/2
Fonte: Sabino (2015)

Sabino (2015) constatou ainda que alguns parâmetros, como velocidade de rotação e diâmetro da bolha, possuem maior influência no comportamento da bolha. A partir dos dados experimentais e numéricos, o autor utilizou um modelo algébrico para cálculo do coeficiente de arrasto e a força de arrasto para as condições operacionais testadas.

Cubas (2017) publicou um estudo, o qual baseia-se na avaliação do desempenho de uma bomba de dois estágios, a partir de uma metodologia experimental. Posteriormente, o autor buscou reproduzir os resultados numericamente e desenvolver um modelo numérico, baseado nos dados experimentais levantados.

A bancada experimental utilizada contemplava uma bomba de dois estágios, sendo o primeiro estágio do rotor e difusor fabricado em uma resina transparente, que permitia a captação de imagens do interior do rotor, conforme mostrada na Com isso, foi possível que o autor avaliasse os padrões de escoamento no interior do rotor e difusor do primeiro estágio e efetuasse o levantamento de curvas

desempenho para diversas velocidades de rotação (300 a 600 rpm) para vazão mássica de gás constante e também para fração de vazio constante.

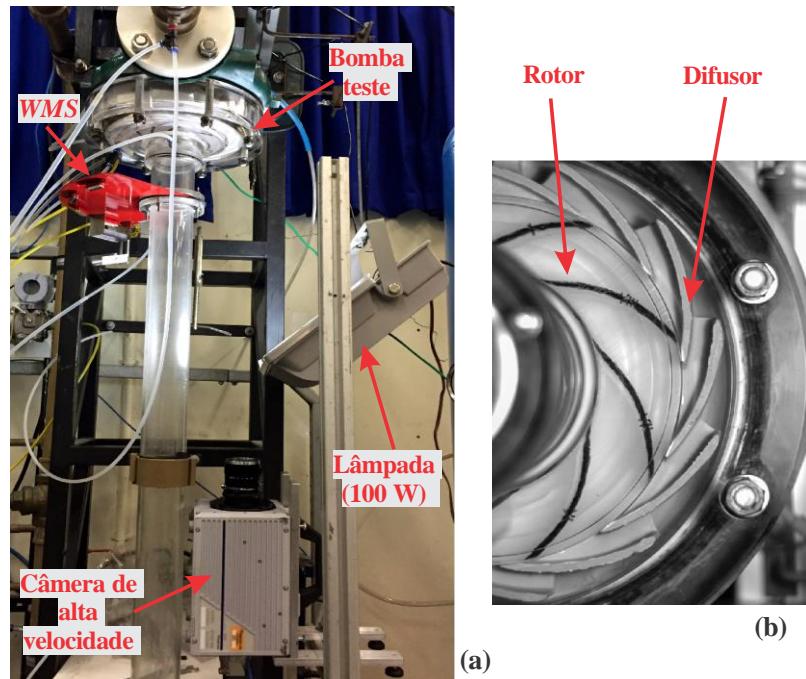


Figura 2.8: (a) Bancada experimental e conjunto de visualização, (b) Imagem experimental.

Fonte: (Cubas, 2015)

O autor notou que a degradação da bomba está relacionada diretamente com a dinâmica do escoamento no interior do rotor. Além disso, ele observou que maiores velocidades de rotação causam uma melhoria no desempenho do bomba e um aumento de sua janela de operação, indo ao encontro dos relatos de outros autores. Outro aspecto observado foi a relação inversamente proporcional entre a velocidade de rotação e o tamanho de bolhas. Através da comparação entre as metodologias adotadas, Cubas (2017) concluiu que a metodologia de vazão mássica constante caracteriza melhor o desempenho de bombas operando com um escoamento líquido-gás.

Devido à complexidade de um escoamento bifásico em bombas centrífugas, são diversos os fatores que podem influenciar o comportamento do equipamento, como velocidade de rotação, diâmetro das bolhas, viscosidade dos fluidos e fração de vazio. Além dos estudos abordados nesta seção, existem diversas outras pesquisas que buscam avaliar, através de métodos experimentais, a influência de fatores como número de pás do rotor, ângulo das pás, tamanho da folga. Aspectos

como estes são relevantes para a linha de pesquisa em bombeio bifásico, no entanto não serão abordados por fugirem do escopo do tema.

2.4 Estudos Numéricos

A utilização de métodos numéricos para solução dos mais diversos problemas de engenharia está cada dia mais difundida entre os pesquisadores, embora sejam escassos trabalhos similares desenvolvidos para análise do escoamento líquido-gás em bombas centrífugas.

Mesmo havendo limitações relacionadas a compreensão dos fenômenos intrínsecos ao escoamento, a carência de modelos confiáveis para cálculo das forças interfaciais e geometrias complexas, os estudos numéricos despontam com um grande potencial, não somente para aplicações de engenharia, mas também para estudos fenomenológicos, uma vez que o controle de parâmetros se torna mais simples e rápido, possibilitando um maior número de simulações e consequentemente maiores quantidades de dados gerados para análise.

Assim como nos estudos experimentais, Minemura e Murakami (1980) apresentaram um dos primeiros estudos numéricos realizados no presente contexto. Foi utilizada, nesse estudo, uma abordagem da classe Euler-Lagrange, a fim de acompanhar a trajetória de bolhas isoladas através do canal do rotor. Nesse estudo, os autores consideram inicialmente o escoamento como monofásico, e posteriormente adicionam o gás na forma de bolhas próximo a entrada do rotor. Ao atravessar o rotor, somente as bolhas de gás estão sob efeito do campo de escoamento de líquido, isto é, não há influência da passagem de gás sob o campo de líquido. Os resultados numéricos foram validados a partir da comparação com dados experimentais obtidos com o auxílio de uma câmera de alta-velocidade.

Buscou-se, a partir de diversos testes, determinar as trajetórias das bolhas lançadas a partir de diferentes pontos na entrada do rotor. Em geral, constatou-se que as bolhas não percorriam uma trajetória bem orientada com as linhas de corrente da fase líquida. Verificou-se, também, a influência do diâmetro na bolha no desvio de sua trajetória em relação às linhas de corrente de fase líquida, sendo observado, em geral, que as bolhas de maior diâmetro apresentaram uma tendência a um maior desvio.

Outros testes semelhantes foram realizados para verificar a trajetória das bolhas entre as pás de sucção e de pressão, conforme mostrado na Figura 2.9. Desvios foram observados, porém uma tendência de movimentação das bolhas para as proximidades da face de pressão do rotor foi identificada. De acordo com os autores, isso acontece em razão do gradiente de pressão, pois a velocidade radial das bolhas é menor que a da fase líquida. Nota-se, também, que as bolhas que se movimentam próximas a pás de sucção possuem velocidades mais elevadas.

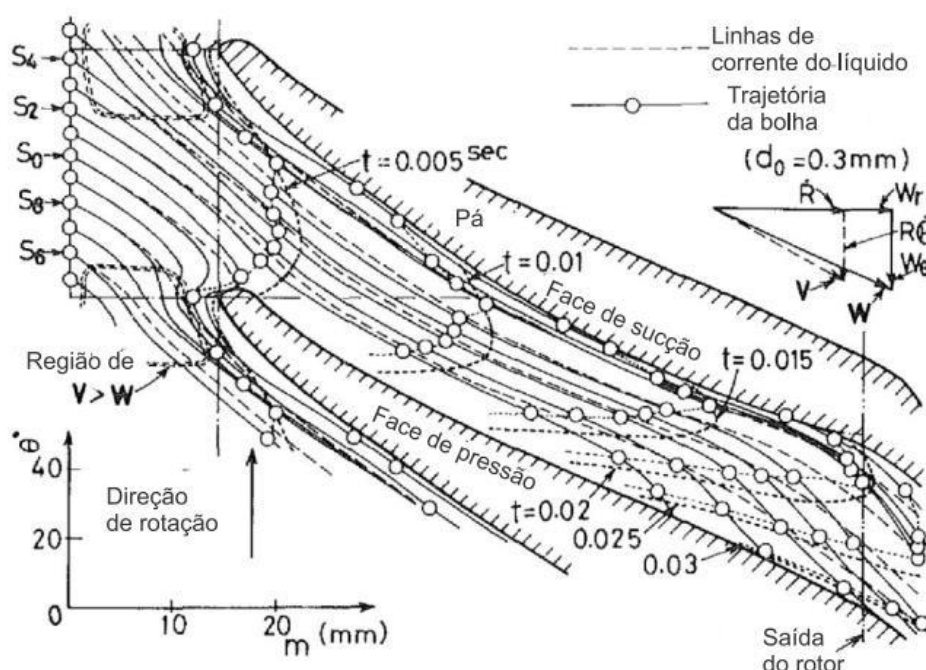


Figura 2.9: Trajetórias das bolhas no interior do rotor
 Fonte: Adaptado de (MINEMURA e MURAKAMI, 1980)

No estudo de Minemura e Uchiyama (1993), foi apresentado um modelo numérico para previsão do comportamento do escoamento bifásico impulsionado por um rotor centrífugo radial. Para o desenvolvimento do modelo, assume-se um escoamento com distribuição uniforme de bolhas, fenômenos de coalescência e quebra de bolha são desconsideradas, e o coeficiente de arrasto para uma bolha como sendo igual ao de uma partícula sólida. Utilizando esse modelo, é possível prever a trajetória de cada bolha, pois um balanço de forças é aplicado sobre cada bolha.

A solução é obtida através de cálculos iterativos, utilizando o método dos elementos finitos. Os resultados obtidos foram validados com dados experimentais. A geometria analisada era composta por apenas um dos canais, que formam o rotor e a malha selecionada era composta por elementos hexagonais. Ainda que os fenômenos de quebra e coalescência de bolhas tenham sido desconsiderados, a simplificação adotada, que propunha a substituição de um aglomerado de bolhas por uma cavidade de ar, permitiu a identificação dos pontos onde havia uma tendência de acúmulo de gás.

Juntamente ao estudo experimental apresentado anteriormente, Barrios (2007) utilizou a abordagem numérica para simular o escoamento bifásico no interior da bomba estudada. Na simulação realizada através do programa Ansys® CFX®, foi utilizado o modelo k- ϵ padrão para turbulência e condições de contorno estipulados pela autora, como pressão total fixa na entrada, um tamanho de bolha fixo em 0,36 mm e velocidades radiais do líquido e do gás na saída.

A partir dos resultados obtidos pelo modelo numérico proposto pela autora, nota-se, na Figura 2.10, a formação de um bolsão de gás para maiores frações de vazão, e uma tendência de recirculação do gás. Estes fenômenos estão coerentes com os realizados pela própria autora. Entretanto, diferente dos resultados apresentados por Murakami e Minemura (1974), não é observado a tendência de acúmulo de gás junto à face de pressão.

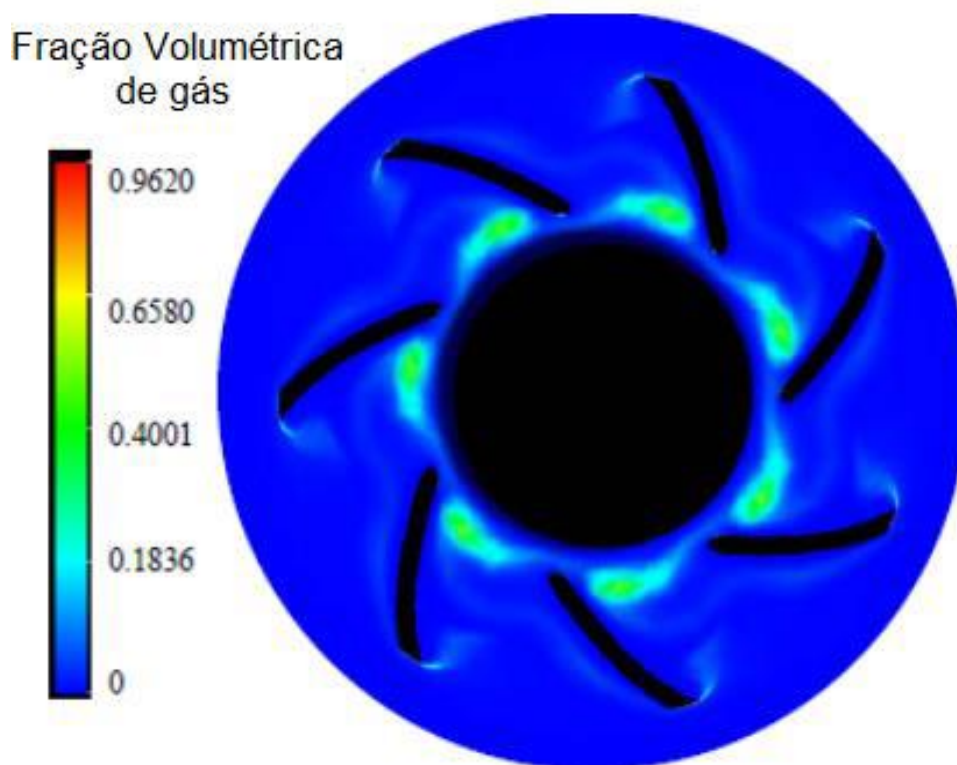


Figura 2.10: Distribuição da fase gasosa no rotor
Fonte: Adaptado de (BARRIOS, 2007)

Barrios (2007) analisou também a dinâmica do escoamento, através das linhas de corrente do gás, demonstrada na Figura 2.11, e constatou que o movimento da fase gasosa se assemelhava aos resultados experimentais obtidos através de seus próprios experimentos.

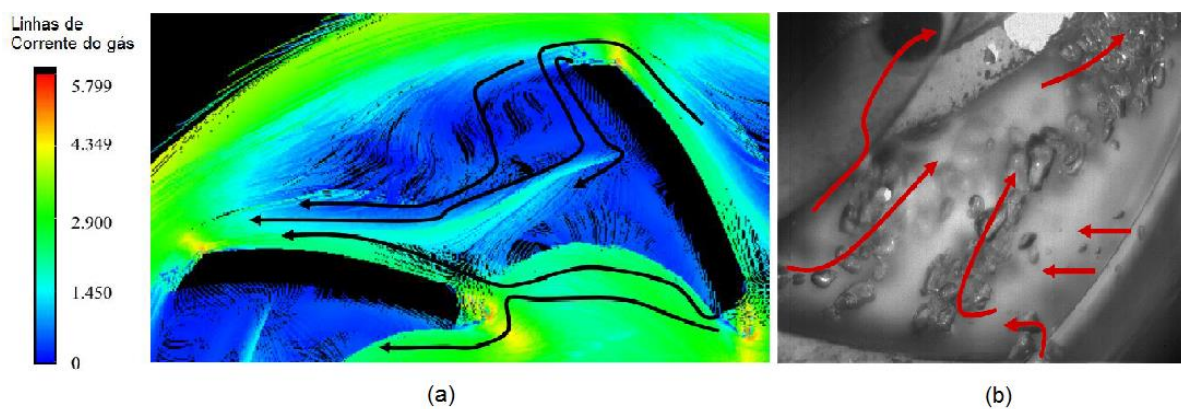


Figura 2.11: (a) Linhas de corrente do gás para fração de vazio de 0,05%; (b) Comportamento do escoamento no interior do rotor

Fonte: Adaptado de (Barrios, 2007)

O incremento de pressão fornecido pelo rotor para diferentes combinações de vazões de líquido e gás e variados tamanhos de bolhas em sua entrada foram os aspectos abordados por Caridad et al. (2008). Apesar do comportamento apresentado pela curva característica ser satisfatório, para altas vazões de líquido e fração de vazio os resultados apresentaram uma tendência de superestimar os valores de altura de elevação em relação aos dados experimentais. Os autores observaram ainda o efeito do aumento do diâmetro das bolhas, resultando na degradação do desempenho do rotor.

O estudo de Zhu e Zhang (2014) teve como tema a análise numérica do escoamento bifásico líquido-gás em bomba centrífuga submersa com três estágios. Neste estudo, utilizou-se, para cada estágio da bomba, somente um dos canais do rotor e do difusor para a simulação. A malha adotada era formada por uma malha com disposição não-estruturada de elementos tetraédricos. Foram consideradas condições de regime permanente e o movimento de rotação foi simulado através da rotação do sistema de coordenadas, ao invés da rotação real do rotor, técnica denominada "*Frozen Rotor*". Valores da pressão total na sucção e vazão mássica na região de descarga foram adotados como condições de contorno. O modelo Euler-Euler não homogêneo foi utilizado para a simulação do escoamento, sendo os modelos escolhidos para turbulência e para o coeficiente de arrasto o $k-\epsilon$ padrão e o modelo de Grace (ANSYS INC, 2016), respectivamente.

Na Figura 2.12, são apresentados os valores de incrementos de pressão normalizados em relação as frações de vazio, " λ_g ", dadas em %. Os dados obtidos na simulação apresentaram uma boa concordância com experimentos para baixos valores de " λ_g ". No entanto, há uma tendência em superestimar o incremento de pressão, para frações de vazios maiores que 10%, se comparado aos dados obtidos experimentalmente.

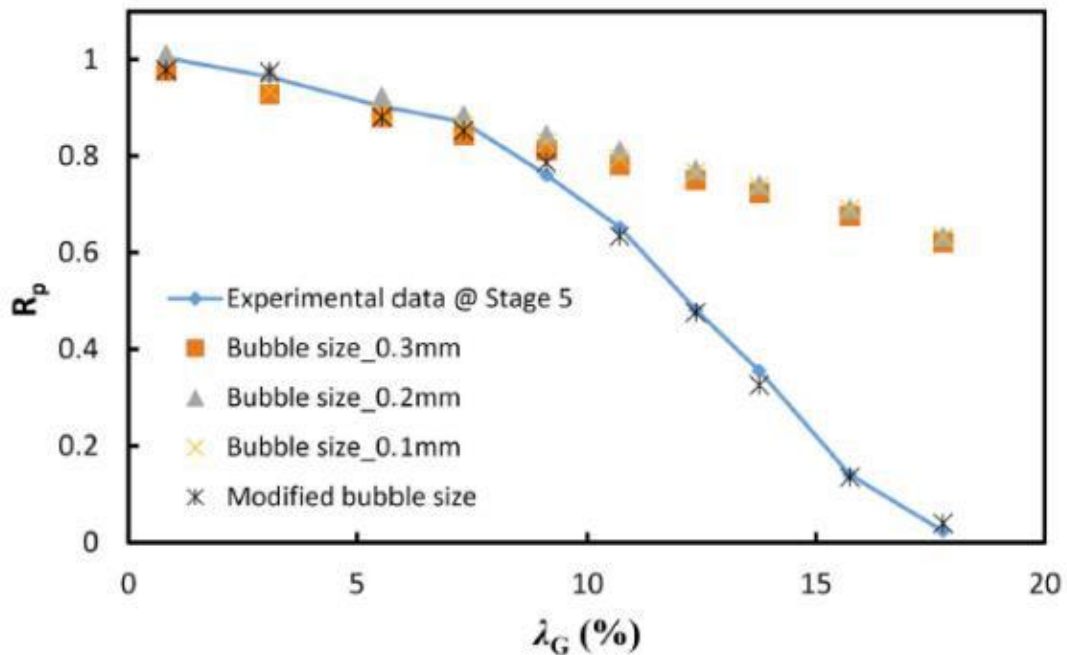


Figura 2.12: Incrementos de pressão normalizados obtidos experimentalmente e numericamente, em função da fração de vazio

Fonte: (ZHU e ZHANG, 2014)

De forma semelhante aos estudos desenvolvidos por Minemura e Murakami (1980) e Sabino (2015), o trabalho apresentado por Jiménez (2016) analisou a dinâmica de bolhas isoladas no interior de rotor de uma bomba centrífuga radial através de uma metodologia numérica. A partir da implementação do modelo Euler-Lagrange através do software Ansys® CFX®, o autor buscou levantar a trajetória de uma bolha através do canal de um rotor. Além disso verificou ainda a influência de parâmetros como velocidade de rotação, vazão de líquido, diâmetro e posição da bolha.

Qualitativamente, os resultados obtidos por Jimenez (2016) foram condizentes com os apresentados por Minemura e Murakami (1980). Observou-se a influência do tamanho do diâmetro da bolha em sua trajetória, sendo que há uma tendência de bolhas de maior diâmetro desviarem mais acentuadamente, na direção da face de pressão, em comparação à trajetória inicial. Sob certas condições, observou a tendência de bolhas acima de 1 mm em retornar à sucção do rotor, podendo acarretar na aglomeração de gás na zona de sucção da bomba e conseqüente redução do desempenho. O autor também verificou a influência do ponto de partida na trajetória da bolha. Na Figura 2.13, observa-se que bolhas com

partida próxima a face de sucção tendem a deixar o rotor mais facilmente, enquanto que bolhas que partem do lado de pressão tendem a se direcionarem à face de pressão, podendo inclusive ocorrer o retorno e acumularem de gás na entrada do rotor.

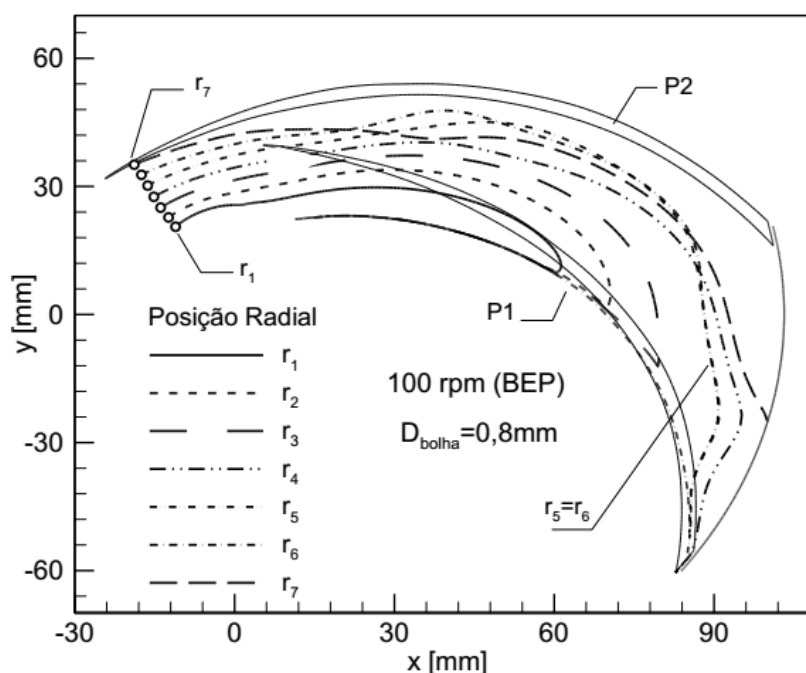


Figura 2.13: Trajetória das bolhas para diferentes posições iniciais

Fonte: Adaptado de (JIMÉNEZ, 2016)

Mendoza (2017) apresentou um estudo numérico, no qual buscou a reprodução dos dados e imagens experimentais obtidos por Cubas (2017). Para tanto, aplicou-se o modelo Euler-Euler de Dois Fluidos, aliado ao modelo polidisperso de múltiplos grupos dimensionais (*MUSIG*). A geometria e as condições testadas foram as mesmas adotadas nos experimentos realizados por Cubas (2017).

A partir das simulações numéricas, foram levantadas curvas de desempenho para escoamento monofásico e bifásico, as quais foram comparadas aos resultados experimentais. Além disso, foi realizada uma avaliação da dinâmica do escoamento no interior da bomba, na qual verificou-se a capacidade de previsão do modelo numérico e foram analisados alguns parâmetros do escoamento, como padrões de escoamento, distribuição e tamanho de bolhas, campos de forças, os quais foram

analisados qualitativamente e as imagens obtidas no pós-processamento foram comparadas as imagens experimentais, conforme mostrado na Figura 2.14.

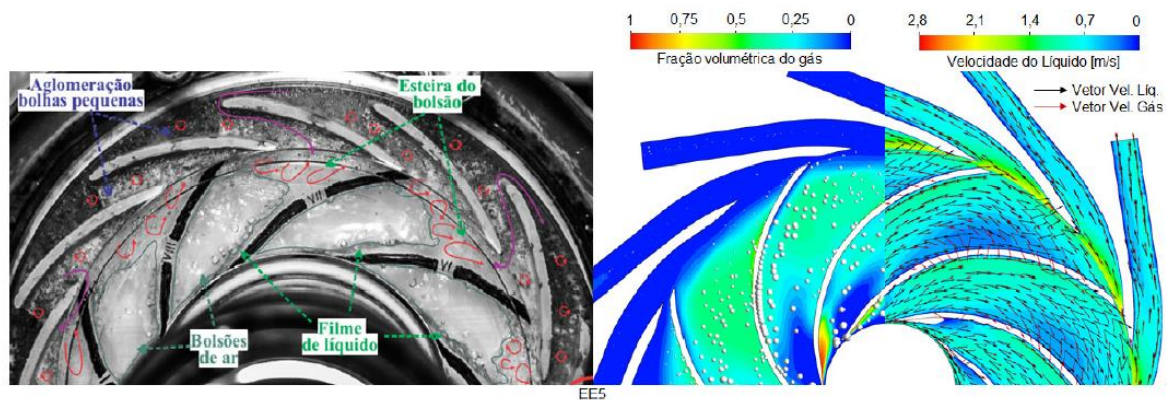


Figura 2.14: Comparação dos resultados experimental e numérico.

Fonte: (Mendoza, 2017)

Os resultados obtidos por Mendoza (2017), de forma geral, foram satisfatórios tanto para obtenção das curvas de desempenho, quanto para na descrição do escoamento no interior do rotor. Evidenciando assim a robustez do modelo e capacidade de previsão relacionado a dinâmica do escoamento, ainda que haja a possibilidade de otimizar os modelos utilizados para modelagem das forças interfaciais e os fenômenos de quebra e coalescência.

Ainda que os estudos numéricos existentes sejam escassos e adotem diversas hipóteses simplificadoras, nota-se uma evolução na reprodução dos fenômenos anteriormente verificados através de análises experimentais. Os resultados obtidos demonstram o potencial existente na utilização de programas computacional para análise da dinâmica de fluidos, no entanto, fica evidente a necessidade de aprimoramento dos modelos existentes. A validação dos modelos numéricos é de grande importância e geralmente ocorre através da comparação dos resultados obtidos no estudo numérico com os dados dos estudos experimentais.

Levando-se em conta os estudos abordados nessa secção, é notória a carência de estudos que façam uso da solução numérica para melhor entendimento da dinâmica do escoamento líquido-gás em bomba. Nesse sentido, o presente trabalho tem como objetivo a reprodução de fenômenos recorrentes para um escoamento líquido-gás no interior de um rotor através da utilização de um modelo numérico de dinâmica dos fluidos computacional com geometria simplificada.

Os estudos abordados neste capítulo, foram inicialmente voltados ao desenvolvimento de conceitos básicos de bombas centrífugas, porém fundamentais para o estudo, como Gülich (2010) e Pritchard, Fox e McDonald (2011). Após as definições básicas, buscou-se abordar os estudos mais relevantes na avaliação de desempenho e fenomenológica do escoamento bifásico líquido-gás em bombas, sendo os estudos divididos de acordo com seu caráter (experimental ou numérico), buscando criar uma linha cronológica do desenvolvimento ocorrido nesta linha de pesquisa.

Nota-se que os incentivos iniciais para os estudos surgiram, principalmente, a partir de problemas na indústria. Voltada à indústria nuclear, na Universidade de Nagoya destacam-se os trabalhos desenvolvidos por Murakami e Minemura (1974a, 1980, 1983, 1993). Voltados a indústria petrolífera, os trabalhos desenvolvidos na Universidade de Tulsa, como Barrios (2007) e Zhu e Zhang (2014), e os trabalhos desenvolvidos no NUEM, como Cubas (2015) e Mendoza (2017) são de grande relevância.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, serão apresentados de forma detalhada e definidos os métodos utilizados para o desenvolvimento desse trabalho, passando por exemplo pela escolha de modelos, geometria, entre outros.

Utilizou-se para este projeto, um computador com 8GB de memória RAM, com um processador Intel® Core™ i7-4790K CPU @4.00GHz de oito núcleos e 1GB de armazenamento em seu HDD, no qual foi instalada a versão 18.1 do *software* de dinâmica dos fluidos computacional, Ansys® CFX®.

Além disso, os dados experimentais utilizados para validação, obtidos por Stel (2018), foram obtidos em testes realizados no NUEM com um rotor que possui dimensões idênticas às simuladas e superfícies totalmente transparentes, possibilitando a captura de imagem do escoamento dentro do canal do rotor. A seguir serão apresentadas e elucidadas as etapas que compõem a metodologia adotada para o desenvolvimento do projeto.

3.1 Modelagem Matemática

Nesta subseção são apresentados e definidos os modelos matemáticos implementados ou relevantes para o trabalho. Além das equações governantes relacionadas a situação em questão, como conservação da massa e quantidade de movimento. Busca-se ainda elucidar a modelagem dos mecanismos recorrentes para um escoamento bifásicos, bem como as escolhas dos modelos de turbulência.

Aborda-se ainda aspectos do modelo polidisperso para múltiplos grupos dimensionais, além dos modelos adotados para representação dos fenômenos de quebra e coalescência de bolhas.

3.1.1 Equações Governantes para Escoamento Monofásico em um Sistema Rotativo

Para obtenção das equações governantes em um sistema rotativo, considera-se, como ponto de partida, o escoamento monofásico de um fluido newtoniano. Assume-se ainda o escoamento como isotérmico. Considerando um rotor centrífugo genérico, mostrado na Figura 3.1, são sobrepostos dois sistemas de referências,

sendo um inercial (estático), descrito por (X, Y, Z) e o outro não-inercial (rotativo), representado por (x, y, z) .

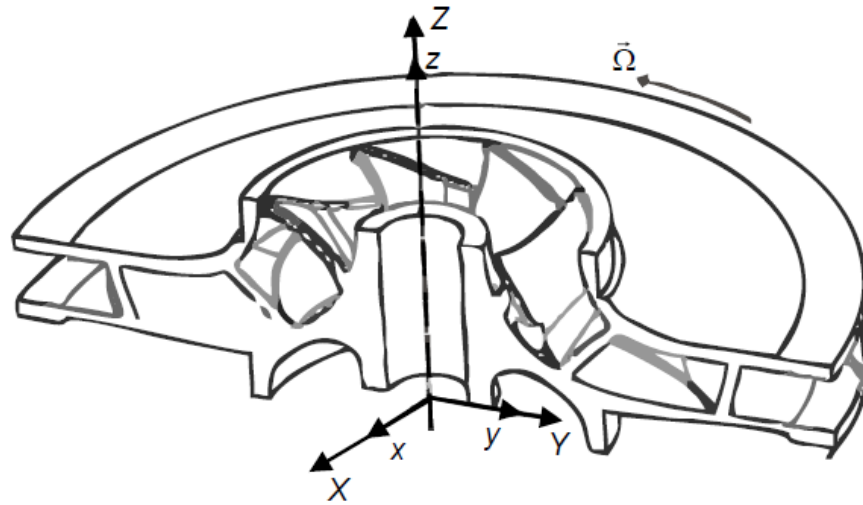


Figura 3.1: Sistema inercial (estático) e não-inercial (rotativo) em um rotor centrífugo genérico.

Fonte: (Prohmann, 2017)

A partir da hipótese do contínuo (Batchelor, 2000), da hipótese de Boussinesq para o tensor de Reynolds (Wilcox, 1998) e considerando as médias de Reynolds para modelagem de turbulência, resulta em um sistema de equações representado pelos balanços de massa (continuidade) e quantidade de movimento (momentum linear), apresentados de forma genérica para um sistema não-inercial nas Equações 3.1 e 3.2, respectivamente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \vec{V}_{xyz}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} \vec{V}_{xyz}) = \\ = -\nabla p + \mu_{eff} \cdot \nabla^2 \vec{V}_{xyz} - 2\rho \cdot (\vec{\Omega} \times \vec{V}_{xyz}) - \rho \cdot \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \end{aligned} \quad (3.2)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, t é o tempo, \vec{V}_{xyz} é o vetor velocidade relativa ao sistema de coordenadas rotativo ou não-inercial, p é a pressão, $\vec{\Omega}$ é o vetor velocidade angular, \vec{r} é o vetor posição de uma partícula fluida e μ_{eff} é a viscosidade efetiva do fluido, respectivamente, sendo o último termo dado pela soma das viscosidades molecular e turbulenta, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$.

A viscosidade molecular é uma propriedade física do fluido de trabalho, enquanto a viscosidade turbulenta está relacionada as tensões adicionais que surgem em virtude das flutuações do campo de velocidade (Pope, 2000), sendo obtida através de média de Reynolds e da hipótese de Boussinesq.

Em virtude da adoção de um sistema não-inercial na balanço de quantidade de movimento linear, ocorre o surgimento de termos correspondentes aos efeitos Coriolis e centrífugo, representados pelos dois últimos termos da Equação (3.2), respectivamente. No entanto, para um sistema inercial ou estático, esses termos se anulam e $\vec{V}_{XYZ} \equiv \vec{V}_{xyz}$. Essa consideração permite a adoção das Equações (3.1) e (3.2) como genéricas para as situações inerciais e não-inerciais, sendo as propriedades vetoriais tomadas com relação ao sistema adotado e o vetor velocidade dado por \vec{V}_{xyz} .

3.2 Modelo Euler-Euler Não-Homogêneo (Modelo de Dois Fluidos)

Na seção anterior, as equações governantes de balanço de massa e quantidade de movimento para escoamento monofásico foram apresentadas pelas Equações 3.1 e 3.2, respectivamente. Para os escoamentos que apresentem mais de uma fase, é necessário utilizar um modelo, que propicie a obtenção de informações sobre as fases existentes em determinada região e a interação existente entre elas.

Os estudos envolvendo escoamentos bifásicos apresentam elevado grau de dificuldade. Entre as diversas modelagens já desenvolvidas, foram utilizadas diferentes abordagens e o grau de detalhamento altamente dependente dos fatores escolhidos e informações de entrada, como padrão de escoamento e velocidades das fases.

Modelos mais simplistas, como os modelos black-box (Shoham, 2006), são utilizados para cálculos de queda de pressão em tubulações. Esses modelos utilizam abordagens unidimensionais e desconsideram o movimento relativo entre fases, por isso seus resultados não oferecem detalhes do campo de escoamento e as interações entre fases. Já os modelos de solução diretas são extremamente complexos e possuem um elevado custo computacional, porém são capazes de fornecer detalhes complexos do escoamento e interações das fases. Para diversos

casos de Engenharia, o elevado custo computacional pode inviabilizar sua utilização, uma vez que se torna uma ferramenta pouco prática (Rosa, 2012).

Dependendo das variáveis de interesse, modelos lagrangianos ou eulerianos apresentam-se como opções viáveis computacionalmente para obtenção de soluções detalhadas para o campo de escoamento em análise. Para análises focadas na obtenção de trajetórias e interações de partículas isoladas em um meio contínuo, é recomendável a utilização dos modelos lagrangianos. Enquanto isso, o modelo euleriano é normalmente utilizado para descrição de um campo de propriedades como função do referencial, geralmente fixo, e do tempo, para um dado volume de controle.

Entre os métodos existentes para descrição de escoamentos multifásicos, o Modelo de Dois Fluidos (Ishii e Hibiki, 2006) aborda as fases existentes em determinado escoamento através de seus campos médios. Essa abordagem é expressa pela interposição das fases, uma contínua e uma dispersa, sendo ambas expressas por referenciais eulerianos. Para isso, são aplicadas as frações volumétricas de cada fase, obtidas pelo processo de médias, para ponderação das equações de transporte médias, podendo ser interpretadas como a probabilidade de ocorrência de uma fase no tempo e espaço definidos. (Rzehak et al, 2012). A utilização do conceito de médias tende a suavizar a ocorrência das fases no espaço. No entanto, para a obtenção de um modelo mais completo são necessários modelos complementares relacionados às interações entre fases, resultando na adição de equações constitutivas complementares.

O volume de controle adotado no Modelo de Dois Fluidos apresenta duas fases $i = 1, 2$, separadas por uma interface I . Conforme mostrado na Figura 3.2, o volume de controle move-se em um sistema rotativo no qual existe ainda um vetor posição e um vetor velocidade.

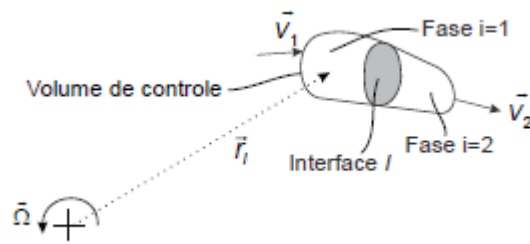


Figura 3.2: Representação de um volume de controle genérico com duas fases, separadas por uma interface, em um sistema rotativo.

Fonte: (Stel, 2018)

A aplicação de um processo de médias sobre as equações locais de transporte, equivalentes as Equações 3.1 e 3.2 mostradas na subseção anterior, possibilita tratar os meios como interpenetrantes, sobre os quais se torna mais conveniente a aplicação de forças e gradientes.

No desenvolvimento do modelo são apresentadas duas importantes variáveis, a função indicadora de uma fase genérica i (X_i) e a fração volumétrica da fase i (α_i). A primeira variável é proveniente de uma função degrau, sendo assim, seu valor local assume valores 1 ou 0, dependendo se há ou não a presença da fase i .

A segunda variável representa a probabilidade de ocorrência da fase i no tempo e espaço. Ela pondera não somente as fases, mas também suas interações. A fração volumétrica é por definição a média da função indicadora de fase, representada por $\alpha_i = \overline{X_i}$. A soma das frações volumétricas de todas as fases de um escoamento sempre resultará em uma unidade, $\sum \alpha_{i,j,k,\dots} = 1$. Mais especificamente para os escoamentos bifásicos, a soma é dada por $\alpha_i + \alpha_j = 1$.

Além da aplicação de médias sobre as equações governantes, adota-se ainda a utilização de diversas propriedades de médias, bem como diversas considerações a respeito das interações interfaciais (Rosa, 2012). O procedimento detalhado do extenso procedimento pode ser encontrado nos trabalhos de Ishii e Hibiki (2006) e Rosa (2012). Como resultado do desenvolvimento do Modelo de Dois Fluidos, obtêm-se as equações de continuidade, apresentada na Equação 3.3, e de quantidade de movimento, mostrada na Equação 3.4, ambas para fase genérica "i":

$$\frac{\partial \alpha_i \rho_i^X}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\alpha_i \rho_i^X \vec{V}_i^{X\rho} \right) = \Gamma_i \quad (3.3)$$

O primeiro termo à esquerda da igualdade representa a variação mássica da fase i no volume de controle, o segundo termo refere-se ao fluxo de massa da fase i através do volume de controle. Enquanto o termo a direita da equação relaciona-se a troca de massa interfacial, dada por Γ_i .

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha_i \rho_i^X \vec{V}_i^{X\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\alpha_i \rho_i^X \vec{V}_i^{X\rho} \vec{V}_i^{X\rho} \right) = & -\nabla \left(\alpha_i p_i^X \right) + \alpha_i \left(\mu_i^X + \mu_{i,t}^X \right) \cdot \nabla^2 \vec{V}_i^{X\rho} + \\ & + \alpha_i \rho_i^X \vec{g} - \alpha_i \rho_i^X \left(\vec{\Omega}^{X\rho} \times \vec{V}_i^{X\rho} \right) - \alpha_i \rho_i^X \vec{\Omega}^{X\rho} \times \left(\vec{\Omega}^{X\rho} \times \vec{r}^{X\rho} \right) + \vec{M}_i + \vec{V}_i^m \Gamma_i \end{aligned} \quad (3.4)$$

À esquerda da Equação 3.4 são apresentadas as acelerações temporal (1) e convectivas (2) da fase i , respectivamente, que são igualadas a soma dos seguintes termos na sequência apresentada: o gradiente de pressão (3), o tensor de tensões relacionados a efeitos laminares e turbulentos (4), a força gravitacional (5), os efeitos Coriolis (6) e Centrífugo (7), além da trocas de quantidade de movimentos em decorrência das tensões interfaciais (8) e ainda a troca de massa através da interface (9).

Ao compararmos as equações de balanço de quantidade movimento para um escoamento monofásico e para o Modelo de Dois Fluidos, nota-se que na Equação 3.4 surgem dois termos (8) e (9). Considerado a hipótese razoável da não existência de troca de massa interfacial para um escoamento água-ar sob condições de pressão e temperatura próximas as ambientes, tem-se que termo (9) é nulo ($\Gamma_i = \vec{V}_i^m \Gamma_i = 0$).

O termo \vec{M}_i (9) relaciona-se as trocas de quantidade de movimento em função das tensões superficiais, faz-se, portanto necessária a utilização de modelos para obtenção deste termo, uma vez que o mesmo não possui solução analítica para o presente cenário.

A interação entre fases é um dos tópicos de grande relevância acerca do Modelo de Dois Fluidos, além disso, possui elevada complexidade em função do número de modos como essas relações interfaciais ocorrem. Com isso, usualmente,

o termo \overline{M}_i é desmembrado e os diferentes mecanismos que os compõem são analisados separadamente.

Para o contexto no qual este trabalho encontra-se inserido, o Modelo de Dois Fluidos é utilizado para a modelagem de um escoamento líquido-gás, no qual a fase gasosa, considerada dispersa, encontra-se inserida em um meio contínuo constituído pela fase líquida. Na Figura 3.3, são apresentados seis efeitos relevantes na relação entre fases para esse padrão de escoamento. Os mecanismos apresentados são: (a) arrasto; (b) massa virtual; (c) sustentação; (d) lubrificação de parede; (e) dispersão turbulenta; (f) turbulência induzida por bolhas.

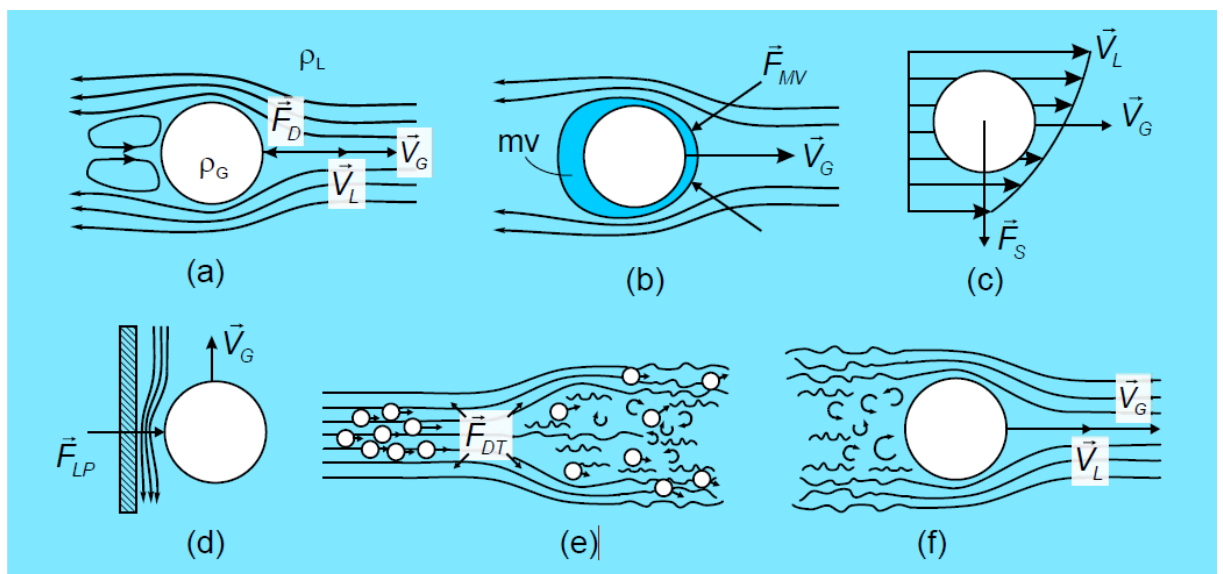


Figura 3.3: Representação dos mecanismos decorrentes de um escoamento líquido-gás: (a) arrasto; (b) massa virtual; (c) sustentação; (d) lubrificação de parede; (e) dispersão turbulenta; (f) turbulência induzida por bolhas.

Fonte: (Stel, 2018)

A superposição linear das cinco forças apresentadas (a) a (e) constituem o termo \overline{M}_i , apresentado na Equação 3.5, que possui unidade de força por volume.

$$\overline{M}_i = \alpha_k \frac{\overline{F}_D + \overline{F}_{MV} + \overline{F}_S + \overline{F}_{LP} + \overline{F}_{DT}}{\nabla_p}, \quad (3.5)$$

onde a fração volumétrica, α_k pondera a atuação de cada força dentro de um volume ocupado parcialmente pela fase gasosa, assim como no Modelo de Dois Fluidos, esse efeito é tomado a partir da média. O volume de uma bolha é representado por ∇_p .

A modelagem das forças, apresentadas na Figura 3.3, é realizada individualmente e diferentes modelos foram desenvolvidos para cada uma delas. A força de arrasto, \vec{F}_D , apresentada na Figura 3.3-(a), representa a resistência sofrida pela bolha em movimento através do meio contínuo. Considerando uma bolha esférica de diâmetro, d_b , e velocidade relativa $|\vec{V}_G - \vec{V}_L|$, a força do líquido atuando sobre a bolha é dada por:

$$\vec{F}_{D,LG} = -\frac{1}{2} C_D \cdot \rho_L \cdot (\vec{V}_G - \vec{V}_L) \cdot |\vec{V}_G - \vec{V}_L| \cdot \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (3.6)$$

A análise e cálculo da força de arrasto é objeto de estudo de diversos autores, Schiller e Naumann (1933); Modelo de Grace (Clift et al, 1978); Ishii e Zuber (1979) são alguns dos trabalhos existentes, que apresentam diferentes expressões para determinação do coeficiente de arrasto, representado por C_D . O modelo adotado no presente trabalho será o Modelo de Grace (Clift, et al, 1978).

Mostrada na Figura 3.3-(b), a força de massa virtual representa a quantidade de massa de líquido deslocada pela passagem da bolha, atrelada a sua correspondente aceleração e sua expressão é definida pela Equação 3.7.

$$\vec{F}_{MV,cd} = -C_{MV} \cdot m_L \cdot \left(\frac{D_G \vec{V}_G}{Dt} - \frac{D_L \vec{V}_L}{Dt} + 2\vec{\Omega} \times (\vec{V}_G - \vec{V}_L) \right), \quad (3.7)$$

onde a massa total de líquido deslocada pela bolha é dada por $m_L = \rho_L \pi d_b^3 / 6$ e o coeficiente de massa virtual é dado por C_{MV} , sendo seu valor normalmente assumido na literatura como 0,5.

Já a força de sustentação, \vec{F}_S , está associada a variação de velocidade da fase líquida no entorno de uma bolha, essa diferença de velocidade gera uma força que translada a bolha lateralmente, deslocando assim sua trajetória, conforme apresentado na Figura 3.3-(c). Esse mecanismo é válido para os casos onde a bolha encontra-se suficientemente distante da parede e é definido usualmente pela seguinte expressão:

$$\vec{F}_{S,LG} = -C_S \cdot \rho_L \cdot \frac{\pi d_b^3}{6} \cdot \left[(\vec{V}_G - \vec{V}_L) \times \text{rot}(\vec{V}_L) \right], \quad (3.8)$$

onde C_S é o coeficiente de sustentação e $rot(\overline{V}_L)$ é o rotacional de \overline{V}_L . Existem diferentes modelos para cálculo do coeficiente de sustentação, sendo adotado para este trabalho, o modelo de Tomiyama (1998).

Para escoamentos próximos as paredes, as condições de não-deslizamento causam uma severa redução da velocidade da fase líquida. Uma bolha que passa próxima a parede está sujeita a elevados gradientes de velocidade, pois o filme de líquido próximo a parede está muito devagar, principalmente, se comparado ao escoamento mais afastado da bolha. Essa gradiente de velocidade gera uma diferença de pressão que tende a afastar a bolha da parede, forçando-a para longe da superfície de não-deslizamento que permanece lubrificada pela fase líquida, essa força é denominada força de lubrificação de parede, representada na Figura 3.3-(d), e sua expressão é dada por:

$$\overline{F}_{LP} = -C_{LP} \frac{\rho_L \left| (\overline{V}_G - \overline{V}_L) - [\overline{n}_w \cdot (\overline{V}_G - \overline{V}_L)] \overline{n}_w \right|^2}{2} \left(\frac{\pi d_b^2}{4} \right) \overline{n}_w, \quad (3.9)$$

sendo C_{LP} , o coeficiente de lubrificação de parede e \overline{n}_w , um vetor unitário normal à parede. No presente trabalho, utiliza-se o modelo Antal et al. (1991) para cálculo de C_{LP} .

A força de dispersão turbulenta, \overline{F}_{DT} , ilustrada na Figura 3.3-e, relaciona-se a turbulência da fase contínua, em detrimento de flutuações de velocidade gerados por turbilhões, que atuam sobre a fase dispersa, tendendo a dispersa-las. O modelo de Burns et al. (2004) foi adotado para cálculo dessa força.

O último efeito, ilustrado na Figura 3.3-(f), refere-se a turbulência induzida pela passagem das bolhas, e sua introdução no modelo ocorre através de modificações no modelo de turbulência, sendo assim ele não entra no equacionamento como uma força. Na subseção seguinte, serão discutidas as considerações relacionadas a modelagem de turbulência para o Modelo de Dois Fluidos.

3.3 Modelagem de Turbulência para o Modelo de Dois Fluidos

A modelagem de turbulência possui elevada complexidade, ainda que para escoamentos monofásicos. Conforme definido anteriormente, a viscosidade efetiva

para um escoamento monofásico é representado pela soma das viscosidades laminar e turbulenta.

Diversos são os modelos desenvolvidos para modelar os efeitos de turbulência em um escoamento bifásico, alguns utilizam o conceito de médias de Reynolds, como modelo $k-\varepsilon$ padrão (Launder e Spalding, 1974). Outros utilizam abordagens diretas ou de grandes escalas. No entanto, utiliza-se para o presente trabalho o modelo $k-\omega$ SST, sua formulação abrange conceitos encontrados nos modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ padrão (Menter, 1994). Essa combinação gera um modelo robusto, que apresenta boas previsões e representações das regiões de separação, além de não ser um computacionalmente proibitivo, o tornando um dos modelos mais utilizados atualmente.

Para escoamentos multifásicos, um efeito adicional é apresentado na modelagem de turbulência e refere-se ao efeito representado na Figura 3.3-(f), conhecido por turbulência induzida por bolhas. Devido a sua grande significância em muitos casos, esse efeito deve ser modelado.

Os modelos criados se utilizam de diferentes conceitos em busca da representação desse feito. O modelo desenvolvido por Sato e Sekoguchi (1975) baseia-se na hipótese da superposição linear de efeitos para obtenção de uma viscosidade turbulenta aparente, $\mu_{t,ap}$, correspondente à soma da turbulência da fase contínua, μ_t , e a viscosidade relacionada a passagem das bolhas, $\mu_{t,ib}$. Ao substituir o termo de viscosidade turbulenta demonstrado no cálculo da viscosidade efetiva, temos a seguinte expressão:

$$\mu_{t,ap} = \mu_t + \mu_{t,ib} \quad (3.10)$$

Ao substituir o termo de viscosidade turbulenta demonstrado no cálculo da viscosidade efetiva, pelo termo de viscosidade turbulenta aparente, $\mu_{t,ap}$, temos a seguinte expressão:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t + \mu_{t,ib} \quad (3.11)$$

3.4 Modelo Polidisperso de Múltiplos Grupos Dimensionais (MUSIG)

Nas seções anteriores, foram abordados alguns aspectos sobre a interação entre as fases, que compõem o escoamento em análise. Sabe-se, no entanto, que

há interações na própria fase dispersa, isto é, as bolhas dispersas interagem entre si e influenciam na interação entre fases.

No capítulo 2, foram mostrados alguns estudos que demonstraram a existência dos efeitos de quebra e coalescência de bolhas dentro de um rotor. Além disso, o cálculo de variáveis importantes, como força de arrasto, dependem do diâmetro das bolhas, que variam em função das condições de operação da bomba e suas variáveis operacionais. Por essa razão, a adoção de um modelo monodisperso, no qual se assume uma fase dispersa com diâmetro constante, pode acarretar em grandes desvios nos resultados das simulações.

Para tanto, adota-se para solução do presente trabalho, o modelo de múltiplos grupos dimensionais, conhecido por MUSIG (Lo, 1996). Este modelo polidisperso baseia-se em uma teoria de balanço populacional, na qual é considerado um número finito de grupos dimensionais. Aliado ao modelo de Dois Fluidos, a utilização do MUSIG apresenta uma distribuição de probabilidades de ocorrência de diferentes grupos em meio a região do escoamento analisada.

Na Figura 3.4, mostra-se um escoamento polidisperso com diversos grupos dimensionais, M , onde “ m ” representa apenas um dos grupos existentes. Definida por N_m , a densidade de distribuição representa a probabilidade de ocorrência o grupo genérico “ m ” em um dado ponto do escoamento.

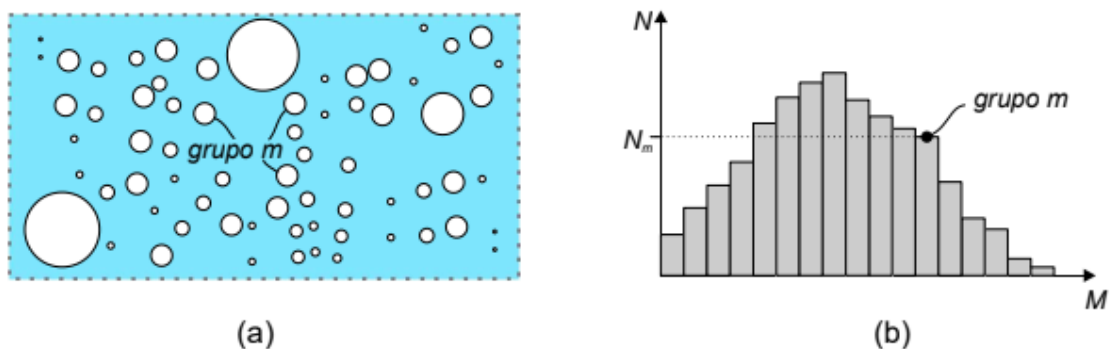


Figura 3.4: Distribuição de bolhas em um escoamento polidisperso; (b) distribuição relacionada a probabilidade de ocorrência de um grupo m entre os grupos de um volume analisado.

Fonte: (Stel, 2018)

Advinda da teoria de balanço populacional e aplicada ao Modelo de Dois Fluidos, a equação de continuidade, apresentada de forma genérica para um grupo

genérico “m”, é uma função da fração de tamanho desse grupo específico em um dado volume, $f_m = N_m / \alpha_i$, e por ser escrita como:

$$\frac{\partial \alpha_i \rho_i^x f_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_i \rho_i^x \vec{V}_i^{x\rho} f_m) = B_m^c - D_m^c + B_m^q - D_m^q \quad (3.11)$$

O primeiro termo a esquerda da igualdade da Equação 3.11 representa a taxa de crescimento da fração de tamanhos, f_m , do grupo “m” em um dado volume; enquanto que o segundo termo representa o fluxo de f_m através do volume. No outro lado da equação, são apresentados os termos de taxa de nascimento e de mortalidade do grupo m, representado por B_m e D_m , respectivamente. Os termos apresentam ainda os sobrescritos “c” e “q” relacionados ao modo de nascimento e mortalidade, sendo “c” aplicado aos casos de coalescência (junção de bolhas menores formando bolhas maiores) e “q” para os casos de quebra de bolhas (separação de bolhas maiores formando bolhas menores), para o grupo m.

Os fenômenos de quebra e coalescência estão relacionados às interações existentes da fase dispersa com ela própria e também com a fase contínua, e seus termos devem ser calculados a partir de modelos específicos. No presente trabalho, consideram-se dois modelos distintos para quebra e coalescência, suas análises ocorrem aos pares e ao final as taxas são integradas para obtenção das taxas totais de nascimento e morte. Os modelos adotados estão apresentados nas próximas subseções.

3.5 Modelos de Quebra e Coalescência de Bolhas

Apesar da solução dos modelos desenvolvidos para quebra e coalescência de bolhas ocorrer aos pares no modelo polidisperso (MUSIG), sabe-se que os fenômenos envolvidos são bastante diferentes e por isso cada um necessita de uma modelagem específica.

O modelo de quebra de bolhas, desenvolvido por Luo e Svedsen (1996), considera que as quebras de bolhas ocorrem em virtude de turbilhões gerados pela turbulência associada ao escoamento da fase líquida, que geram oscilações na superfície das bolhas, causando sua deformação e eventualmente ocasionando a quebra, quando a energia é suficientemente grande para que ocorra a separação da

bolha. Para formulação desse modelo, os autores consideraram o campo de turbulência ao redor da bolha como isotrópico e que a quebra de uma bolha sempre resultará em novas duas bolhas de menor tamanho.

Prince e Blanch (1990) formularam um modelo de coalescência, que é tomado como referência para esse trabalho, no qual os choques causados pela turbulência do escoamento da fase líquida e a força de empuxo são apontados para os grandes responsáveis pelo processo de coalescência de bolhas, que pode ser descrito de forma sucinta em três etapas principais: aproximação das bolhas formando um filme de líquido entre elas; posteriormente o filme de líquido é drenado até que atinja uma espessura crítica e, finalmente, o filme é rompido e as bolhas coalescem.

No presente trabalho, os modelos adotados para cálculos de forças foram utilizados sem modificações, isto é, conforme modelo original. No entanto, sabe-se que um ajuste dos coeficientes de ajuste dos modelos podem eventualmente melhorar os resultados obtidos, o que as torna um possível objeto de estudo.

4 MODELAGEM NUMÉRICA

A modelagem numérica é utilizada para solução de problema de engenharia há algumas décadas. No entanto, antes do invento do computador os modelos adotados costumavam ser extremamente trabalhosos e demandavam um tempo grande ainda que para situações simples. O advento do computador possibilitou o crescimento na utilização de modelos numéricos no campo de pesquisa e desenvolvimento, e a complexidade dos modelos adotados cresceu juntamente com a capacidade de processamento dos computadores.

Diversos métodos e programas voltados a solução numérica foram criados nas últimas décadas e possibilitaram a aplicação de modelos cada vez mais complexos. Nesta seção serão definidos aspectos de grande relevância para a solução do presente trabalho, como: o método de solução adotado, definição da geometria, condições de contorno, a escolha da malha e definição dos modelos adotados, de forma a retratar a situação-problema da forma otimizar, sem que haja um elevado custo computacional, que possa ser proibitivo aos testes.

O *software* de dinâmica dos fluidos Ansys® CFX® (Ansys, 2018), as equações governantes, descritas na seção anterior são aplicadas a um domínio discretizado e são solucionadas utilizando o método dos volumes finitos, o qual será explanado na sequência.

4.1 Método Numérico

Para a obtenção da solução numérica, utiliza-se o método do volumes finitos baseado em elementos, que consiste basicamente da aplicação de equações sobre um domínio discretizado por elementos de volume de controle finitos, onde a aplicação das equações governantes sobre o domínio analisado, sobre o qual ocorre

a integração, discretização e linearização, resulta em um sistema algébrico, que é resolvido computacionalmente e sua solução numérica é obtida através de um processo iterativo.

O desenvolvimento dos cálculos não está abrangido no escopo do presente trabalho, portanto não será apresentado. No entanto, o método é amplamente descrito por diversos autores, como Patankar (1980), Versteeg e Malalsekera (2007), Yeoh e Tu (2009) e Ansys (2018), os quais podem ser consultados se necessário.

4.2 Definição da Domínio e Condições de Contorno

O domínio fluido adotado para o presente trabalho é composto por 3 partes principais: o tubo de sucção (estático), o rotor plano (rotativo) e câmara de descarga (estático). Na Figura 4.1, são apresentados os domínios descritos, bem como as condições de contorno adotadas.

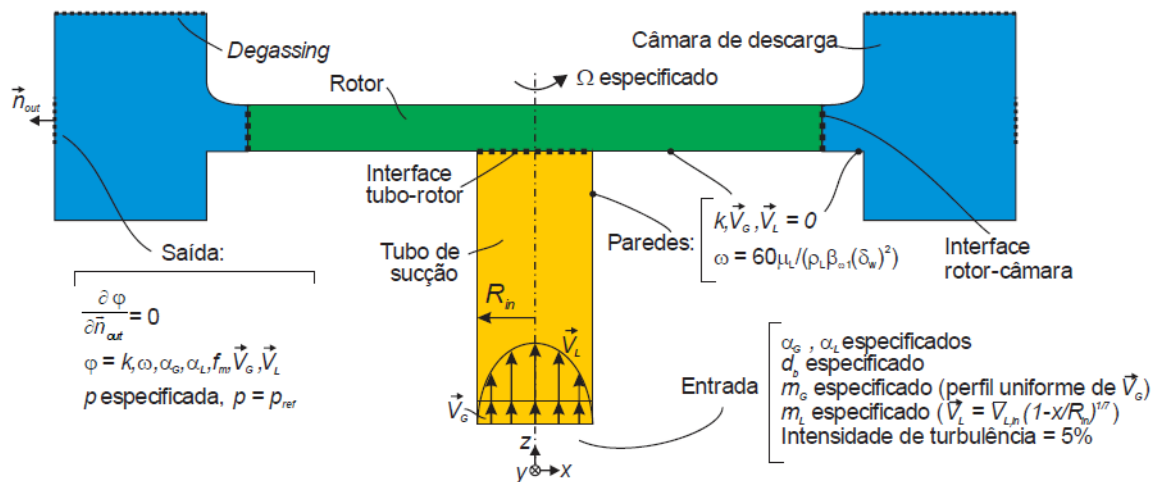


Figura 4.1: Domínio numérico e condições de contorno

Fonte: (Stel, 2018)

Conforme as condições desejadas para simulação, parâmetros de entrada importantes, como: as vazões mássicas as frações de fase de ambas as fases, além da velocidade angular do rotor, devem ser especificados. Para a fase gasosa, assume-se um perfil uniforme de velocidade, onde o diâmetro das bolhas (d_b) na

entrada, baseado em observações experimentais, deve ser especificado. Já para a fase líquida, um perfil de velocidade é obtido em função da velocidade média de entrada, sendo aproximado por um escoamento turbulento (Fox et al., 2016). Para tanto, assume-se uma intensidade de 5% para turbulência na entrada, para efeito de cálculo dos valores correspondentes para k e ω (Ansys, 2018).

Na saída, adota-se uma condição de gradiente nulo (Patankar, 1980) para as variáveis, exceto a pressão manométrica de referência, p_{ref} , que deve ser especificada. Considera-se ainda o topo da câmara como uma superfície de *degassing*, na qual permite-se a passagem somente da fase gasosa. Além disso, os efeitos de rugosidade superficial nas paredes são desprezados, a partir da consideração das paredes como lisas. E as propriedades turbulentas adotadas são baseadas no padrão do modelo SST para a parede (Menter, 1994), sendo $k=0$ e $\omega = 60\mu_L / (\rho_L \beta_{\omega 1} (\delta_w)^2)$, onde δ_w representa a distância mínima entre um nó computacional e a parede.

Buscando facilitar a análise, foi escolhida uma geometria simplificada para o desenvolvimento do estudo, ao menos se comparada a rotores centrífugos reais, conforme mostrada na Figura 4.2. A geometria adotada consiste em uma idealização de um rotor perfeitamente plano e radial, com características como: ângulos de entrada e saída da pá, iguais e sem o uso de difusores com aletas ou volutas assimétricas na saída. Maiores detalhes sobre a construção do rotor são apresentadas no APÊNDICE A.

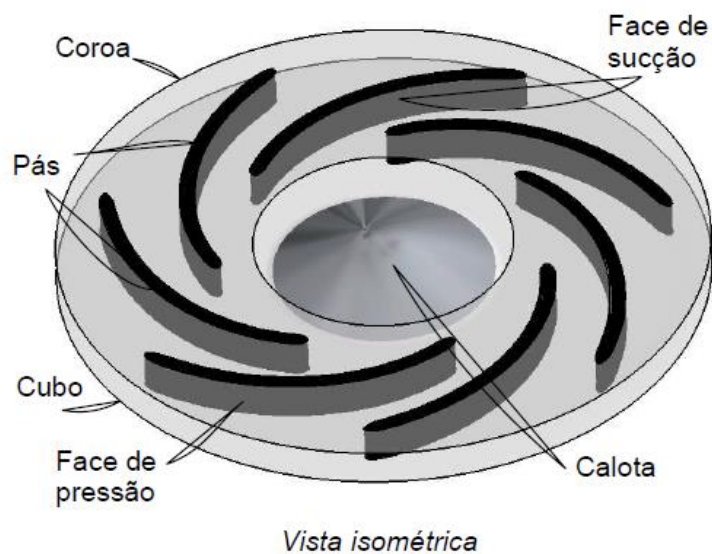


Figura 4.2: Vista isométrica do rotor plano adotado no estudo.

Fonte: (Stel, 2018)

Um protótipo do rotor plano em acrílico foi fabricado para a montagem da bancada experimental, localizada no laboratório do NUEM, a fim de facilitar a visualização do escoamento no interior do rotor. Enquanto isso, para as simulações numéricas adota-se um modelo em CAD para geração do domínio fluido de interesse.

Devido a geometria simétrica do rotor plano na direção azimutal, reduz-se o domínio analisado, visando a redução do tempo computacional, para tanto o domínio considerado abrange somente $1/7$ do tubo de sucção e da câmara de descarga, além de se restringir a um dos canais do rotor, conforme demonstrado na Figura 4.3. Portanto o domínio simulado é equivalente a $1/7$ da bancada experimental montada para testes no NUEM.

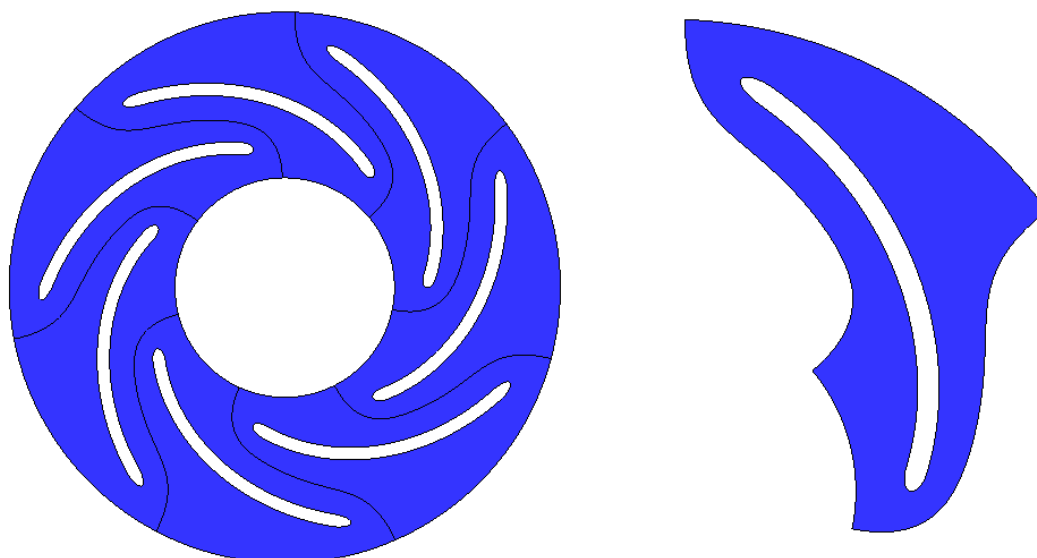


Figura 4.3: Vista superior do domínio rotativo e seu canal considerado para simulação.

Fonte: (Prohmann, 2017)

4.3 Malha computacional

A partir da definição do domínio de interesse, construiu-se com auxílio do programa Ansys® ICEM CFD® a malha sobre o domínio fluido. Sabe-se que a escolha da malha impacta diretamente no tempo de simulação, portanto deve-se realizar o teste de malha, que será apresentado na subseção seguinte.

O programa Ansys® CFX® adota uma metodologia de múltiplos sistema de referência (MRF), na qual cada uma das partes, que compõem o domínio fluido, é considerada como um domínio numérico independente e a conexão entre os domínios ocorre através de interfaces. A Figura 4.4 exemplifica a interface entre os subdomínios rotativo e estático. Devido ao movimento relativo entre os domínios, a malha podem ser desconexas. Além disso, a interface entre os domínios pode apresentar um desalinhamento das regiões não sobrepostas (Int1 e Int2).

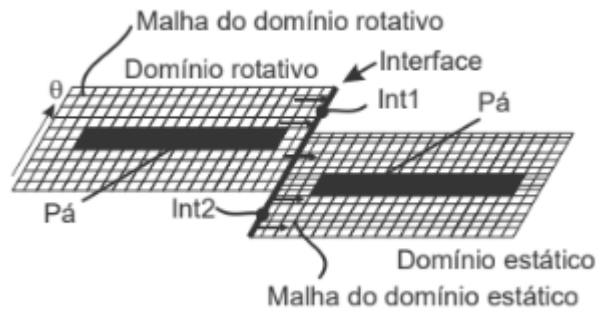


Figura 4.4: Exemplo de uma interface entre domínio rotativo e estático para uma solução multi-blocos.

Fonte: (Stel et al, 2015)

Para solucionar os problemas apresentados, o programa se utiliza de algumas ferramentas para interpolação entre os domínios. No que concerne a desconexão entre malhas, utiliza-se o algoritmo de interface geral de malha (GGI, *General Grid Interface*) para garantir o balanço de fluxos através da interface. Já nos casos de desalinhamento, utiliza-se o método *pitch change*, que garante que não exista perda de informação (ANSYS, 2018). Adota-se ainda uma conexão do tipo 1:1 para as interfaces periódicas dos três domínios existentes, esse tipo de conexão direta só é aplicável a casos onde haja uma simetria rotacional ou translacional entre os nós contidos na interface.

Além dos problemas de conexões existentes em uma solução multi-bloco, outro ponto que deve ser discutido é a forma de solução do movimento do domínio rotativo. Para o presente trabalho, é considerado o modelo *Frozen Rotor* para o domínio rotativo, no qual o elemento rotativo é mantido parado, enquanto o sistema de coordenadas do próprio domínio é movimentado. Apesar do modelo não captar a interação transiente entre os subdomínios, em virtude das conexões do rotor a um tubo e a câmara com uma geometria praticamente simétrica, os resultados obtidos para esse modelo tendem a se aproximarem muito dos resultados obtidos para um modelo transiente rotativo.

A metodologia MRF prevê a criação de malhas diferentes para cada um dos domínio numéricos: tubo de sucção, rotor e câmara de descarga. Gerou-se, portanto, uma malha mais refinada para a região do rotor do que para as regiões adjacentes (tubo de sucção e a câmara de descarga). Com o auxílio do programa Ansys® ICEM CFD®, o método robusto (Octree), ou *Robust (Octree)* como

encontrado no programa, foi utilizado para a geração de malhas não-estruturadas do tipo tetraédricas/mistas (*Tetra/Mixed Mesh*).

4.3.1 Teste de malha

A escolha da malha é pautada pela comparação entre diferentes malhas geradas, entre as quais uma das malhas oferece resultados suficientemente satisfatórios, aliada ao menor número de elementos contidos em sua estrutura. Como o enfoque do trabalho consiste no levantamento das curvas de desempenho do rotor plano e uma análise qualitativa do escoamento em seu interior, considerou-se para o teste de malha o incremento de pressão do rotor.

Para realização do teste de malha, foram geradas cinco malhas distintas para o rotor, que é a região de maior interesse e duas malhas para as regiões adjacentes. Na Tabela 1 são apresentados os números de nós existentes em cada malha testada, juntamente com o ganho de pressão, Δp_{rotor} , obtido em cada simulação. Vale ressaltar, neste caso, que as comparações de desvio entre as malhas são feitas para mesmas condições, adotando a malha mais fina como a malha de referência para cálculo do desvio associado. Buscando cobrir um intervalo maior dos pontos de testes definidos, foram definidas três condições operacionais distintas para teste, para as seguintes vazões de líquido normalizadas e velocidades de rotação: $1,0Q_{des}$ a 200 rpm, a segunda condição a $1,5Q_{des}$ a 400 rpm e a terceira a $2,0Q_{des}$ a 500 rpm. Cada um dos pontos escolhidos foi submetido a cinco combinações de malhas, que são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1: Número de nós assumidos para o teste de malha, ganho de pressão e desvios em relação a malha mais refinada

	Nº de nós			1,0Qdes, 200rpm		1,5Qdes, 400rpm		2,0Qdes, 500rpm	
	Tubo	Rotor	Câmara	Δp_{rotor}	Desvio (%)	Δp_{rotor}	Desvio (%)	Δp_{rotor}	Desvio (%)
Malha 1	21262	39791	21624	906,55	6,4302	3369,85	9,3440	3467,42	25,2454
Malha 2	21262	67950	21624	887,53	4,1966	3350,75	8,7242	3284,93	18,6538
Malha 3	21262	93135	21624	864,88	1,5380	3275,36	6,2780	3223,01	16,4172
Malha 4	38096	154076	41597	861,74	1,1692	3068,22	-0,4432	2827,37	2,1264
Malha 5	38096	230081	41597	854,07	-	3085,35	-	2768,5	-

Para todas as condições testadas, assumiu-se pressão atmosférica na saída da câmara, massa específica do gás (ρ_G) igual a $1,2 \text{ kg/m}^3$, massa específica do líquido (ρ_L) igual a 999 kg/m^3 e viscosidade dinâmica do líquido igual a 1 cP ou $0,001 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Adotou-se como condições de entrada, $\alpha_G = 2\%$, $d_b = 2 \text{ mm}$ e a partir do uso do modelo homogêneo, a vazão mássica do gás foi calculada como $\dot{m}_G = \rho_G \cdot Q_L \cdot \alpha_G / (1 - \alpha_G)$.

Observa-se que as malhas mais grosseiras (Malhas 1, 2 e 3) apresentam grandes desvios quando comparadas à malha mais refinada (Malha 5), sendo que a Malha 1 apresenta desvio de até 25%. Nota-se ainda que, à medida que as malhas são mais refinadas, os desvios percentuais reduzem consideravelmente.

A Malha 4 apresentou uma mínima divergência em relação a Malha 5, ainda que o domínio no Rotor possua cerca de 80000 nós a menos que a malha mais fina. Tendo em vista o objetivo do presente trabalho relacionado ao levantamento de curvas de desempenho e análise qualitativa dos escoamentos no rotor, assume-se que Malha 4 satisfaça as necessidades deste trabalho, no que se refere a obtenção de resultados independentes do número de nós. Portanto, os testes serão realizados adotando-se a Malha 4 para simulações numéricas.

4.4 Grade de Testes e Parâmetros da Simulação Numérica

A definição da grade de testes foi baseada na possibilidade de comparação e futura validação dos dados numéricos juntos aos dados experimentais fornecidos pelo NUEM. Esses dados serviram para definir os dados de entrada das simulações, sendo adotadas vazões mássicas de gás e faixa de vazões de líquido semelhantes às testadas experimentalmente, conforme apresentado na Tabela 2.

Tabela 2: Grade de teste considerada para as simulações numéricas

Velocidades de rotação, n [rpm]	Faixa de vazões de líquido, Q_L	Faixa de vazões mássicas de gás, \dot{m}_G [kg/h]
200; 300; 400; 500	$0,2Q_{des} - 2,6Q_{des}$	0; 0,06; 0,12; 0,18

Embora a ferramenta de dinâmica dos fluidos computacional usada não se restrinja à simulação de pontos com maiores velocidades de rotação - por exemplo a 1000 rpm ou acima, como é comum em bombas reais - as velocidades testadas neste trabalho, bem como as vazões de líquido e gás simuladas, buscam reproduzir estritamente a grade de testes fornecida pelo NUEM, obtidos junto à bancada experimental lá instalada, onde testes a altas velocidades de rotação não foram realizados devido a limitações operacionais.

Foram apresentados anteriormente diversos modelos relacionados a interações interfaciais, mas diversos parâmetros importantes desses modelos precisam ser definidos para as simulações numéricas. A Tabela 3, a seguir, apresenta os modelos escolhidos para a sequência do estudo.

Tabela 3: Resumo dos modelos adotados para interações interfaciais

Interação Interfacial	
Mecanismo	Modelo
Força de arrasto	<i>Grace</i> ; ($C_D = -0,5$)
Força de massa virtual	$C_{MV} = 0,5$; Eq. 3.7
Força de sustentação	<i>Tomiyama</i>
Força de lubrificação de parede	<i>Antal</i> ; ($C_1 = -0,01$; $C_2 = 0,05$)
Força de dispersão turbulenta	<i>Burns</i> ; ($C_{TD} = 1$)
Turbulência induzida pela passagem de bolhas	<i>Sato</i>

Tomando como referência o estudo desenvolvido por Mendoza (2017), foram escolhidos os modelos de Grace (Clift et al., 1978), Tomiyama (1998), Antal et al. (1991) e Burns et al. (2004) foram escolhidos para cálculos das forças de arrasto, sustentação, lubrificação de parede e dispersão turbulenta, respectivamente. O modelo de Sato e Sekoguchi (1975) é adotado para cálculo da turbulência induzida por bolhas. O modelo de massa virtual é apresentado na Equação 3.7 com $C_{MV} = 0,5$.

No que se refere ao modelo MUSIG homogêneo, são adotados 6 grupos dimensionais, que variam entre 0,5 e 4 mm, conforme mostrado na Tabela 4. A faixa de tamanhos de bolhas foi determinada em função de visualizações de dados experimentais, aliado a literatura já existente.

Tabela 4: Grupos dimensionais do modelo MUSIG

Grupo Dimensional	d_b [mm]
1	0,5
2	1,0
3	1,5
4	2,0
5	3,0
6	4,0

Para os mecanismos de quebra e coalescência, complementares ao modelo polidispersos *MUSIG*, são adotados os modelos de Prince e Blanch (1990) e Luo e Svendsen (1996), respectivamente.

Após todas as definições de modelos, parâmetros, grade de testes, e testes de sensibilidade de malha, tem-se um modelo para continuidade do estudo através das simulações numéricas. Na próxima seção serão abordados e discutidos os resultados obtidos para os testes realizados.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção dedica-se a apresentação e compilação dos principais resultados obtidos nas simulações numéricas realizadas para o presente trabalho. Os dados experimentais fornecidos pelo NUEM são utilizados como parâmetros de entrada para as simulações e também para comparações entre os resultados numéricos e experimentais.

Primeiramente, são apresentadas e analisadas as curvas de desempenho levantadas com o auxílio da ferramenta computacional Ansys® CFX®, inicia-se a análise pelo escoamento monofásico como forma de validação do modelo numérico adotado, então os resultados numéricos para um caso de escoamento bifásico específico são confrontados com os pontos experimentais para elucidação do fenômeno de *surging*.

Posteriormente, apresentam-se as curvas de desempenho para todas as condições testadas e seus resultados são discutidos. Por fim, uma análise qualitativa sobre a dinâmica do escoamento no interior do rotor é apresentada e aspectos relacionados ao comportamento do escoamento bifásico são abordados através de imagens obtidas no pós-processamento.

5.1 Curvas de desempenho

Na Figura 5.1 são apresentadas, de forma adimensional, as curvas de ganho de pressão experimentais e numéricas em função da vazão de líquido para escoamento monofásico no rotor plano operando com quatro velocidades de rotação entre 200 e 500 rpm. Dois coeficientes são definidos para a representação adimensional dos resultados obtidos, sendo o coeficiente de carga (ψ^p) definido por $\psi^p = (\Delta p / \rho_L) / (\omega \cdot D_{out})^2$ e o coeficiente de fluxo, ϕ , dado por $\phi = Q_L / (\omega \cdot D_{out})^2$, sendo o diâmetro de saída do rotor, $D_{out} = 0,176$ m.

As curvas apresentadas têm por objetivo a validação do modelo numérico para escoamento monofásico, onde destaca-se a concordância atingida através da utilização de modelos numéricos. Nota-se ainda que os resultados numéricos

apresentaram uma leve tendência a subestimar os pontos experimentais, há ainda uma pequena redução de ψ^p para velocidades de rotação menores.

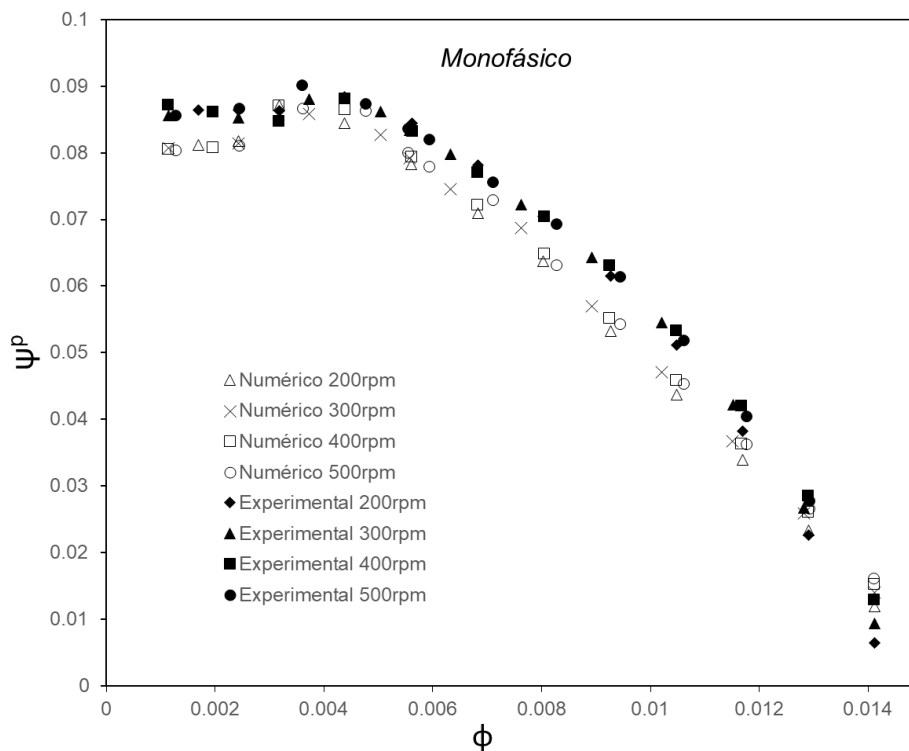


Figura 5.1: Curvas de coeficiente de carga em função do coeficiente de fluxo para escoamento monofásico para velocidades de rotação de 200rpm e 500rpm

Na Figura 5.2 são postos lado-a-lado os ganhos de pressão experimentais e numéricos em função da vazão de líquido para escoamentos monofásicos e bifásicos, a uma velocidade de rotação de 300 rpm, sendo a curva levantada para escoamento bifásico a uma vazão mássica de gás constante de 0,06 kg/h. A fim de facilitar a comparação entre as curvas, os ganhos de pressão apresentados foram normalizados em função do incremento de pressão para o ponto de projeto de um escoamento monofásico, representado por $\Delta p_{des, mono}$. Já as vazões de líquido foram ponderadas em função da vazão de projeto, Q_{des} , calculada para cada rotação.

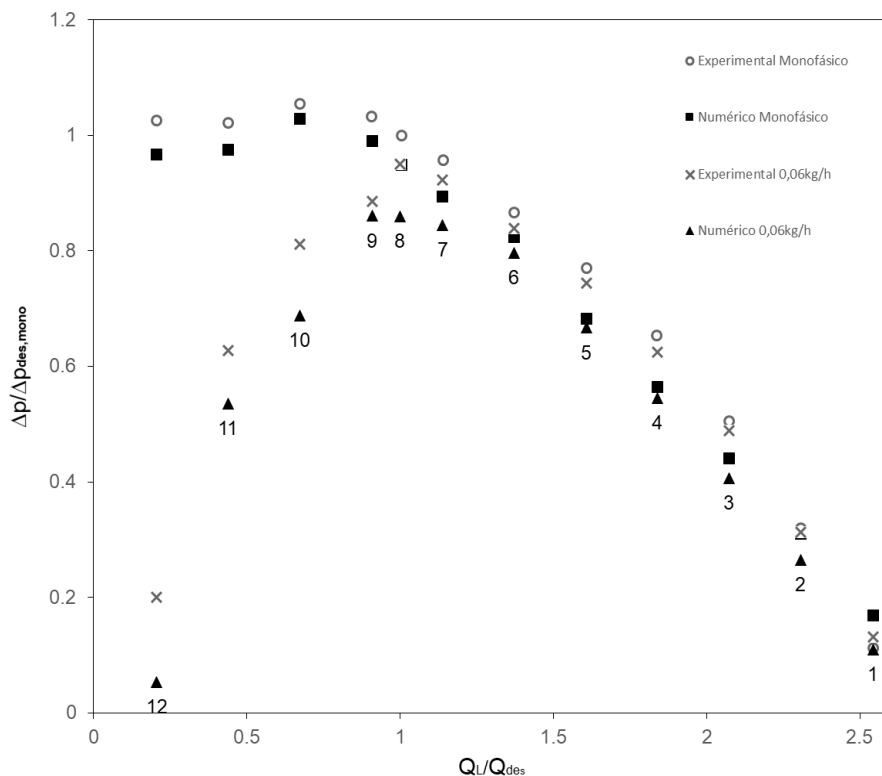


Figura 5.2: Curvas de ganho de pressão a 300 rpm para escoamento monofásico e bifásico para vazão mássica de gás de 0.06kg/h

Observa-se que entre os pontos 1 e 7, a curva de desempenho para escoamento bifásico comporta-se de modo similar a curva de desempenho para um escoamento monofásico. Isso ocorre, em virtude da baixa quantidade de gás presente, uma vez que nestas situações, há uma elevada vazão de líquido e uma baixa fração de vazio. O ponto 8 corresponde ao ponto de inversão da curva, isto é o ponto de máxima pressão para o escoamento bifásico. Inicia-se, então, a condição de *surging*, na qual ocorre uma distribuição da fase gasosa em toda a extensão do canal do rotor. Com a diminuição da vazão do líquido, há uma queda abrupta no desempenho da bomba, degradando-se de forma rápida até o ponto 12, onde o desempenho da bomba é correspondente a 1/5 do valor usual para escoamento monofásico.

Buscando facilitar a visualização e compreensão do escoamento, foram compiladas algumas imagens geradas no pós-processamento dos resultados na Figura 5.3, que representam diferentes pontos da curva de desempenho para escoamento bifásico para as mesmas condições apresentadas na Figura 5.2.

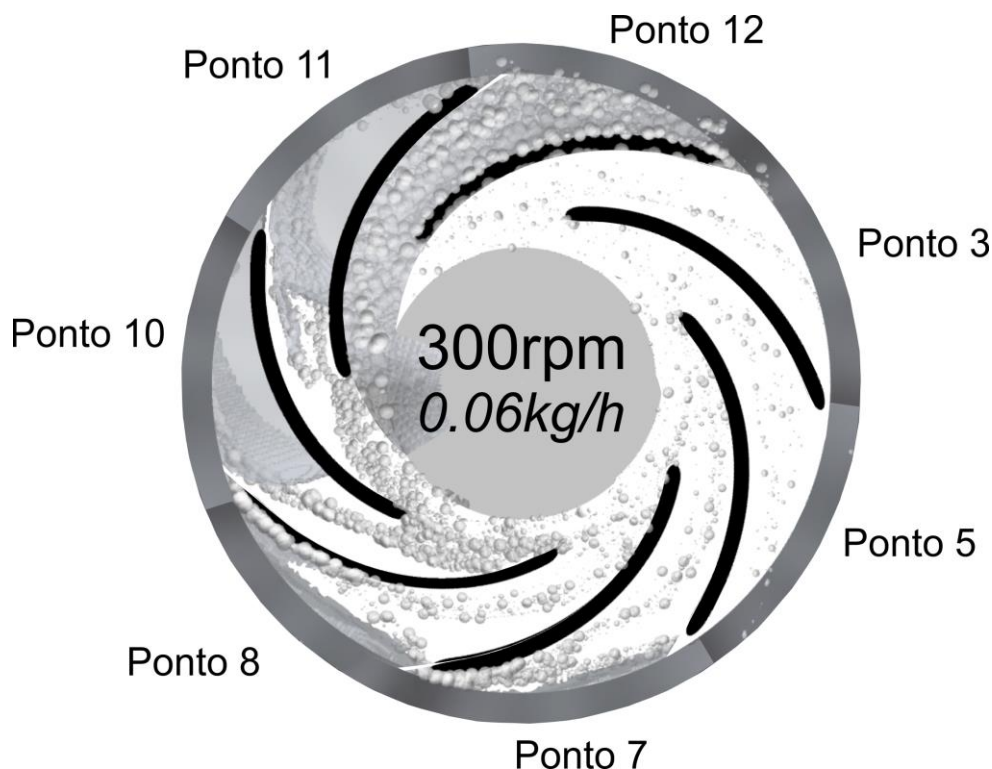


Figura 5.3: Representação de alguns pontos da curva de desempenho de um escoamento bifásico para velocidade de rotação de 300rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h

Observa-se que o escoamento para o ponto 3 apresenta uma tendência da fase gasosa em escoar por uma estreita trajetória ao longo do canal, sendo que na região de entrada há uma tendência de aproximação da face de pressão e ao deslocar-se em direção a saída, sua trajetória tende a deslocar-se na direção da face de sucção da pá. Assim como o ponto 3, o ponto 5 apresenta um padrão de escoamento de bolhas dispersas, onde a fase gasosa distribui-se em uma maior região do canal. Já o ponto 7, as bolhas distribuídas ocupam grande parte do canal e inicia-se um acúmulo de bolhas de gás, que tendem a coalescer na ponta da pá na região próxima à saída. Nota-se ainda a aparição de pequenas bolhas, que formam um perfil alongado, provenientes do canal vizinho anterior, na região próxima a face de sucção. Esse fenômeno de recirculação de bolhas entre os canais também foi observado por Cubas (2017), onde essas bolhas tendem a se deslocarem para os canais vizinhos de maneira cíclica.

No ponto 8, nota-se que o padrão de escoamento predominante é o de bolhas dispersas, no entanto, o acúmulo de bolhas na face de pressão da bomba, aliado ao fenômeno de coalescência, causa o aumento das bolhas presentes próximos a

região de saída do rotor. Este ponto representa o ponto de inversão da curva de desempenho, a partir do qual, inicia-se a queda de desempenho característica do fenômeno de *surging*.

Para o ponto 10, é possível a identificação de um bolsão definido, que ocupa a maior parte da região de saída. A trajetória das bolhas menores é deslocada para uma zona mais próxima da face de sucção e percebe-se ainda um aumento na concentração de bolhas na entrada do rotor. O ponto 11 não apresenta grandes diferenças em relação ao ponto anterior, há somente um ligeiro aumento do bolsão na região de saída. No ponto 12, nota-se um típico caso de *gas locking*, onde a fase gasosa ocupa praticamente todo o volume do canal, restando apenas pequenos filmes para passagem do escoamento da fase líquida, por este motivo o desempenho da bomba é reduzido de forma tão severa.

Uma vez elucidado o modo de ocorrência do *surging*, através da descrição de alguns dos pontos ao longo da curva de desempenho para uma dada rotação e vazão mássica da fase gasosa.

As curvas de desempenho obtidas numericamente para cada uma das velocidades rotacionais simuladas são apresentadas nas Figura 5.4 à Figura 5.7. No Apêndice B estão descritos os dados médios de ganho de pressão das simulações numéricas e experimentais, bem como a diferença absoluta e percentual entre eles. Também são apresentados os gráficos confrontando os valores experimentais e numéricos para incrementos de pressão.

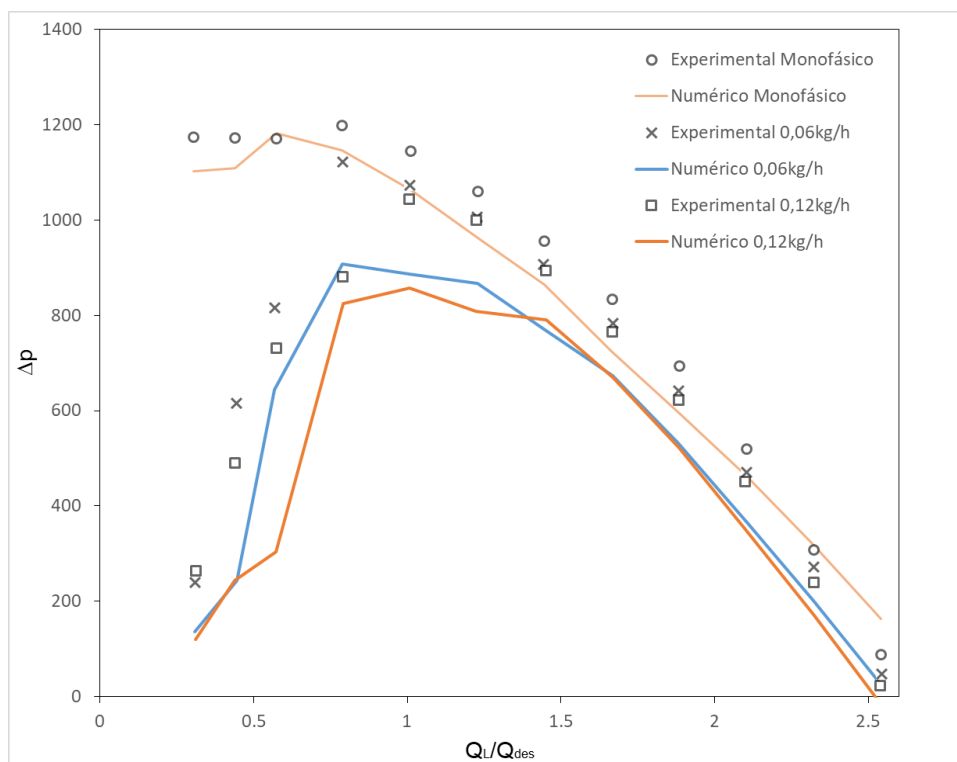


Figura 5.4: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 200rpm

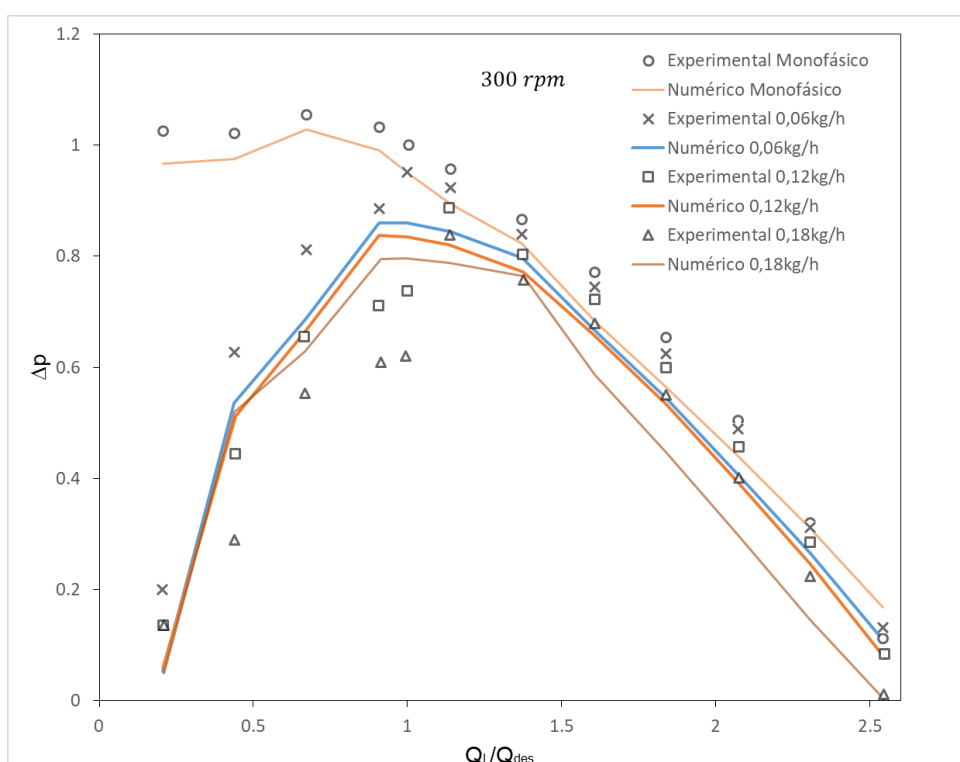


Figura 5.5: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 300rpm

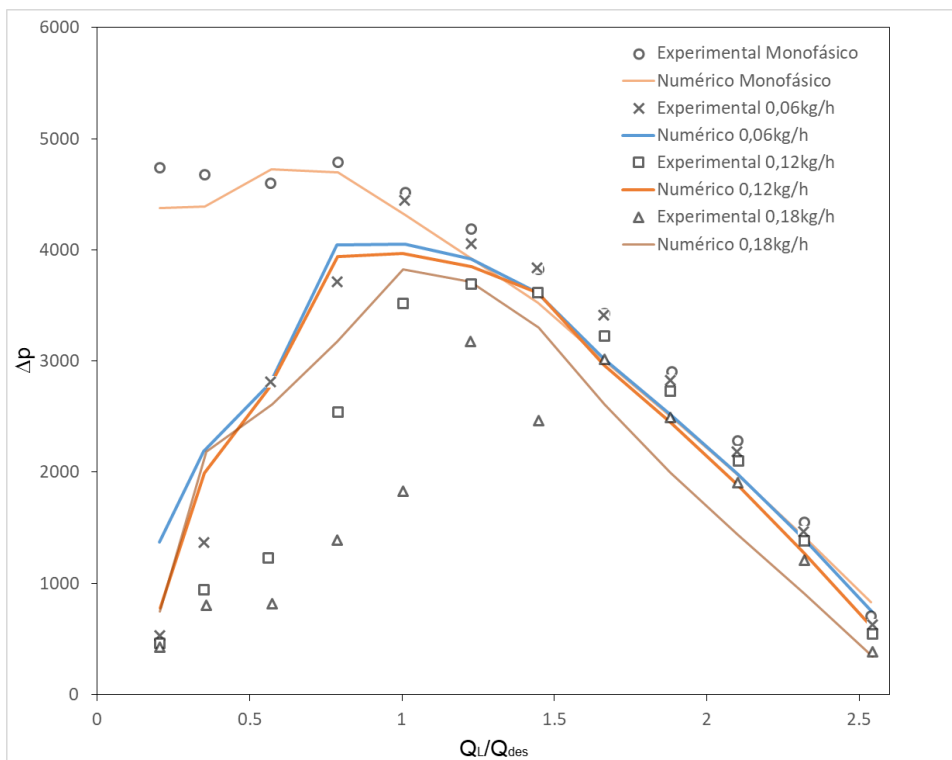


Figura 5.6: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 400rpm

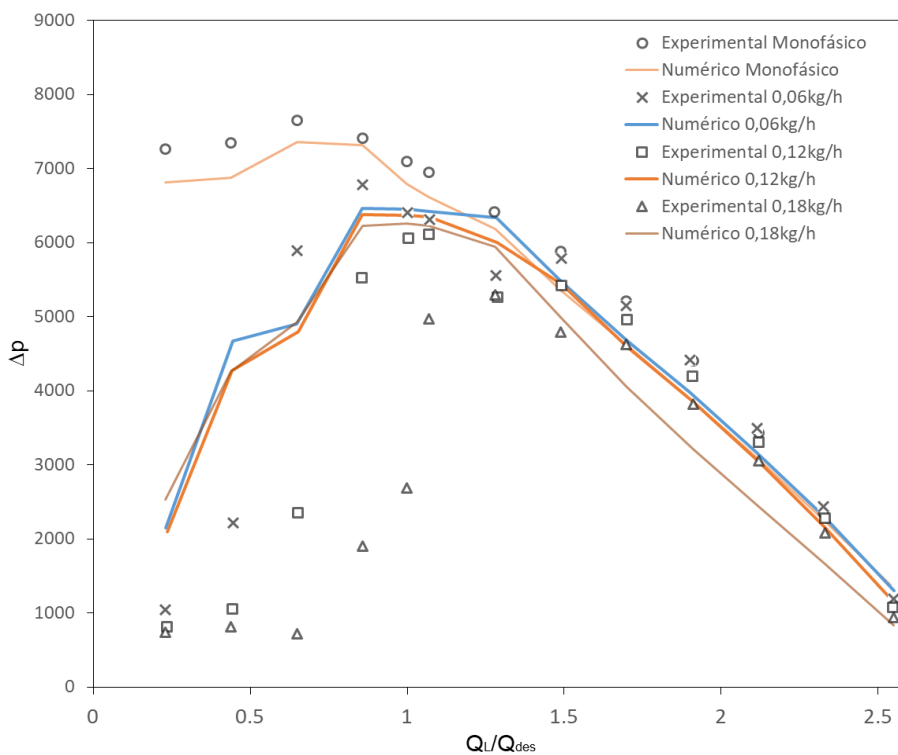


Figura 5.7: Curvas de desempenho experimentais e numéricas para o rotor plano operando a 500rpm

De forma geral, pode-se afirmar que o modelo numérico previu de maneira satisfatória o desempenho do rotor radial para os casos simulados. Os casos monofásicos, inicialmente simulados como forma de validação do modelo, apresentaram uma boa concordância com pontos experimentais, com desvios máximos de 10% para todas as velocidades de rotação simuladas.

Para os escoamentos bifásicos, observa-se que as faixas com maiores vazões de líquido apresentam um crescimento do ganho de pressão com a diminuição da vazão de líquido, de forma similar ao escoamento monofásico. Essa tendência de crescimento é interrompida a uma determinada vazão, a partir da qual ocorre um decréscimo no incremento de pressão, em detrimento do fenômeno de *surging*, citado anteriormente nos trabalhos apresentados na Seção 2.

Ao analisar os pontos de inversão das curvas, nota-se que para baixas vazões mássicas de gás, os resultados obtidos para os modelos utilizados apresentam boas concordâncias, tanto no que diz respeito a faixa de ocorrência da inversão do ganho de pressão, quanto relacionada aos desvios entre os valores obtidos. Observa-se que, para os dados experimentais, quanto maiores as vazões mássicas de gás, menores são as faixas de operação apresentadas para o rotor, isto é, os pontos de inversão do incremento de pressão tendem a deslocar-se para a direita da curva, onde estão localizadas as maiores vazões da fase líquido. Portanto, pode-se afirmar que o aumento da vazão mássica de gás causa a redução da janela de operação para escoamentos a uma mesma velocidade de rotação.

Na Figura 5.8 são apresentadas as curvas de desempenho para escoamento monofásico e escoamentos bifásicos com vazões mássicas de gás constantes (0,06 kg/h; 0,12 kg/h e 0,18 kg/h). Onde os resultados plotados foram ponderados em função do incremento de pressão e vazão de líquido de projeto para um escoamento monofásico, representados por $\Delta p_{des, mono}$ e Q_{des} , respectivamente, permitindo uma melhor avaliação de diferentes condições de escoamento.

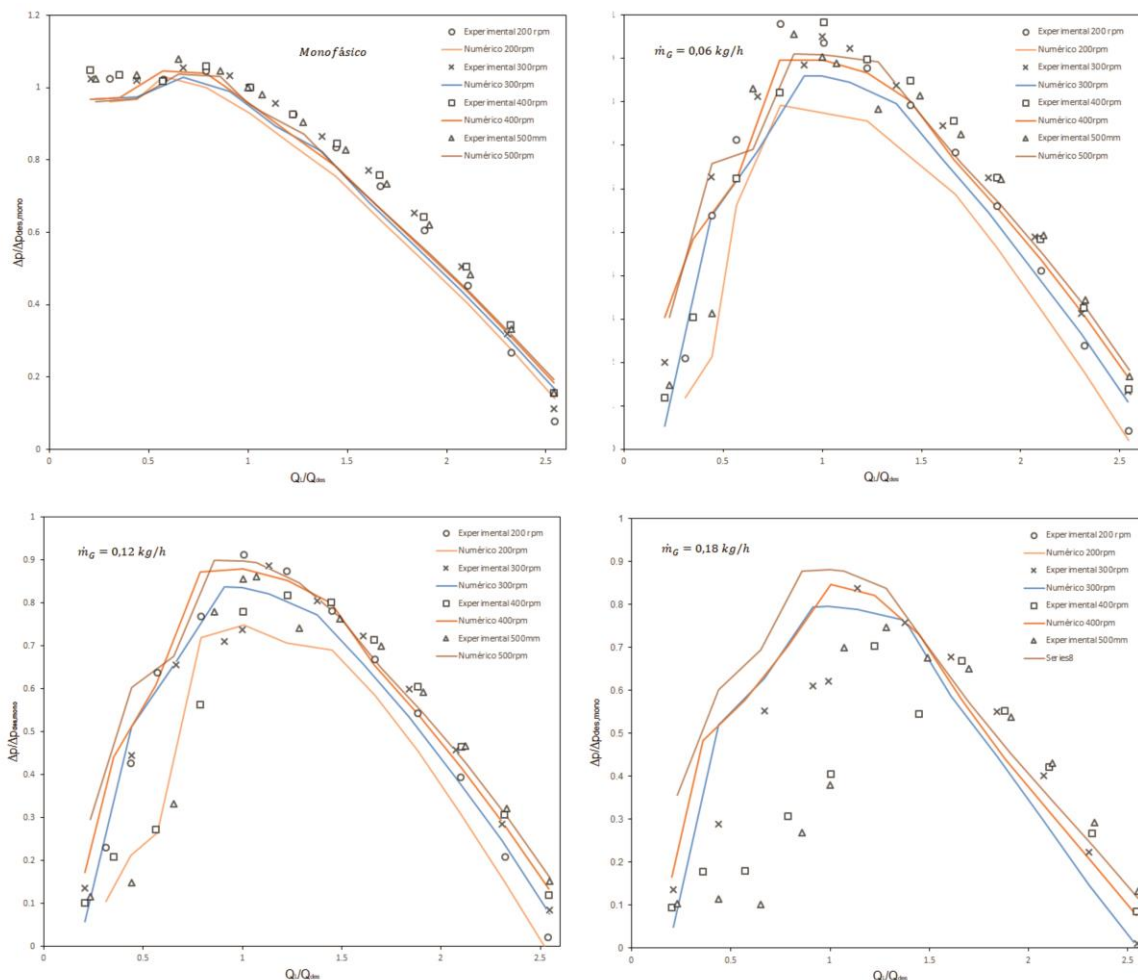


Figura 5.8: Curvas de desempenho para escoamento monofásico e vazões mássica de gás constante para 0,06kg/h; 0,12kg/h; e 0,18kg/h.

Observa-se uma tendência do modelo em subestimar os valores de incremento de pressão a velocidade de rotação de 200rpm, inclusive nos pontos após a queda de desempenho do rotor e independentemente da vazão mássica da fase gasosa simulada. Para os casos de 300rpm, os dados numéricos apresentam um excelente ajuste aos pontos experimentais para vazão mássica de ar de 0,06kg/h e 0,12kg/h, enquanto os pontos para vazão mássica de ar de 0,18kg/h apresentaram uma tendência a sobrestimar o incremento de pressão para os pontos após o ponto de inversão da curva.

Os resultados obtidos para velocidades de rotação de 400rpm e 500rpm apresentam comportamentos semelhantes entre si e possuem duas fases distintas bem definidas. Em ambos os casos, os dados numéricos apresentam uma concordância aceitável para os casos com maiores vazões de líquido, ainda que

haja uma tendência a subestimar os valores de ganho de pressão. No entanto, para os pontos após os pontos de inversão das curvas, nota-se uma tendência a superestimar os valores de ganho de pressão, independentemente das vazões mássicas de gás consideradas.

Nota-se ainda que os pontos de *surging* encontram-se entre as vazões mássicas normalizadas de líquido entre 0,8 e 1,1, independentemente das rotações e vazões mássicas. Entretanto, observa-se que os pontos de inversão apresentam uma tendência a reduzir a janela de operação quanto maior for a presença de gás no escoamento. Desvios relevantes são mostrados para vazões mássicas de gás de 0,12kg/h e 0,18kg/h, independentemente da rotação. Percebe-se, no entanto, que os desvios para operação a 400rpm e 500rpm são ainda mais significativos, uma vez que há um deslocamento da faixa de ocorrência dos pontos de inversão para os resultados experimentais.

Observa-se ainda, que os dados obtidos para a degradação do desempenho do rotor possuem elevados desvios para pontos com vazões mássicas abaixo de 0,8, principalmente para as rotações de 400rpm e 500rpm, que apresentam média de desvios de até 150% em relação a referência.

As curvas levantadas possibilitam uma comparação direta entre o modelo numérico e experimental. No entanto, o presente trabalho propõem ainda uma análise da dinâmica do escoamento bifásico no interior do rotor, através da análise de imagens obtidas no pós-processamento dos resultados numéricos. Para tanto, nas próximas subseções serão analisados alguns fatores relacionados a dinâmica do escoamento e a concordância entre modelo numérico e experimental.

5.2 Comparação entre Modelo Numérico e Dados experimentais

Buscando facilitar a compreensão do escoamento no interior do rotor, bolhas representativas foram adicionadas ao campo de frações volumétricas gerados com o auxílio do *CFD-Post*. Esse artifício permite a visualização do interior do rotor, de forma semelhante a obtida na bancada experimental construída no NUEM. Possibilitando assim a comparação entre as imagens, a fim de comprovar a eficácia na representação do escoamento.

O processo para adição das bolhas baseia-se na inclusão de vetores, no formato esférico de diâmetro médio “ d ” para sua representação, onde a quantidade adotada para a representação de cada grupo de bolhas é calculada a partir do modelo polidisperso MUSIG e fração volumétrica da fase gasosa.

Apresentadas na Figura 5.9, as linhas de corrente do gás servem como guia para a distribuição das bolhas, que são adicionadas sobre as linhas de corrente e de acordo com o campo de frações volumétricas, mostrado na Figura 5.10. As regiões, que apresentam frações volumétricas maiores que 0,5 são substituídas por uma representação volumétrica de um bolsão de ar.

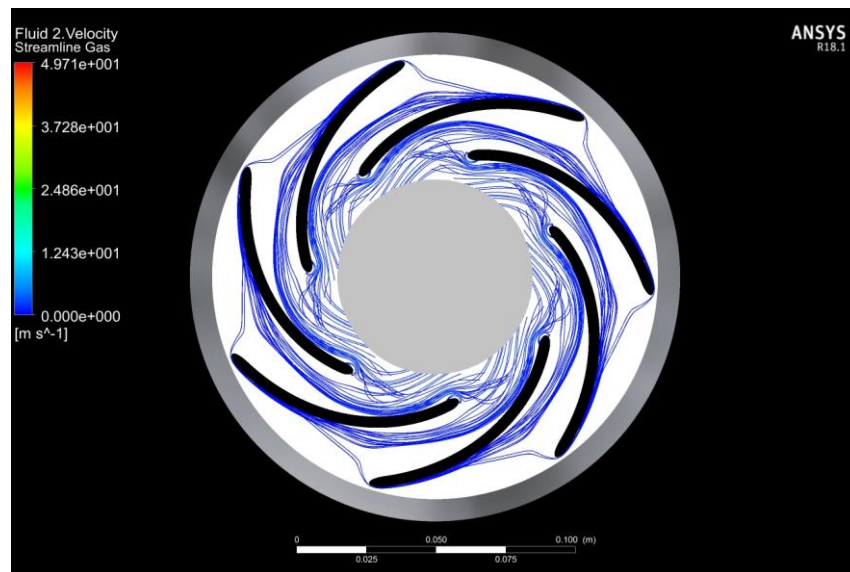


Figura 5.9: Linhas de corrente da fase gasosa no interior do rotor

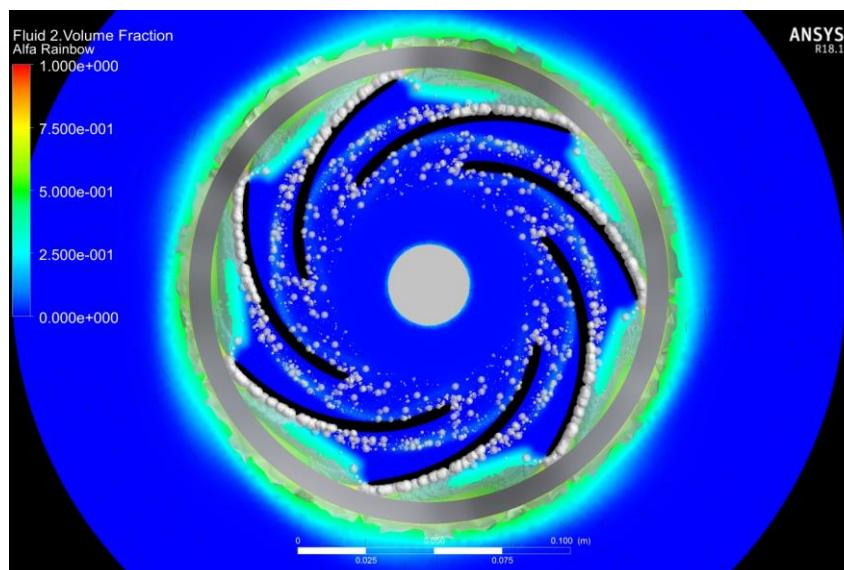


Figura 5.10: Inserção de bolhas representativas no interior do rotor de acordo com o campo de frações volumétricas.

A Figura 5.11 mostra o escoamento no interior do rotor através de uma possibilidades de representação, que aproxima a imagem obtida numericamente da maneira retratada experimentalmente.

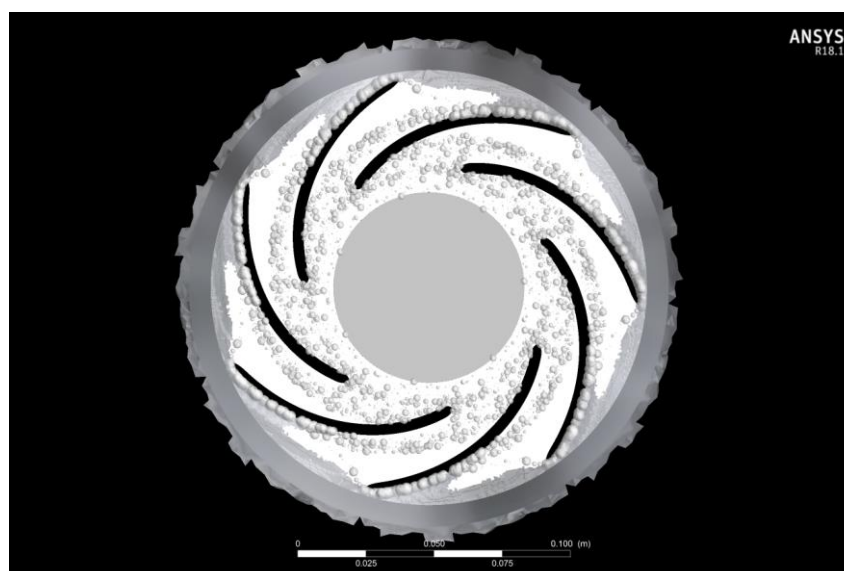


Figura 5.11: Imagem representativa semelhante as imagens obtidas experimentalmente

Nas Figura 5.12, Figura 5.13 e Figura 5.14, são comparados os resultados de três pontos obtidos tanto para a simulação numérica, quanto para o experimental. As condições de operação para os dados apresentados são as mesmas apresentadas

na Figura 5.2, velocidade de rotação de 300rpm e vazão mássica da fase gasosa de 0,06 kg/h, sendo retratados os pontos 12, 8 e 1, respectivamente.

Nota-se que na Figura 5.12, o resultado numérico apresenta uma representação similar ao experimental, onde é possível observar a formação de um corredor, onde concentra-se a passagem das bolhas através do canal. No entanto, percebe-se que as bolhas apresentadas estão em menor quantidade e apresentam tamanhos relativamente menores para o resultado numérico. Essa tendência pode representar um excesso de quebras de bolha pelo modelo de Luo e Svendsen (1996).



Figura 5.12: Comparação entre o ponto 12 experimental e numérico para vazão de líquido de $2,542Q_{des}$ e vazão mássica de gás de 0,06kg/h a uma velocidade de rotação de 300 rpm

Para a Figura 5.13, observa-se que o modelo numérico retrata o preenchimento do canal com o padrão de bolhas dispersas. Além disso, há um acúmulo de bolhas na face de pressão da pá, já próxima a saída do rotor. O modelo numérico apresenta também o desprendimento de bolhas para o canal vizinho, esse fenômeno também pode ser visualizado, de forma tímida, na imagem experimental.



Figura 5.13: Comparação entre o ponto 8 experimental e numérico para vazão de líquido de $1,000Q_{des}$ e vazão mássica de gás de $0,06\text{kg/h}$ a uma velocidade de rotação de 300 rpm

Por fim, na Figura 5.14, o modelo numérico foi capaz de prever o preenchimento do canal pela fase gasosa. A representação do bolsão de gás é apresentada pela inserção de um volume nas regiões do campo de fração de vazio com valores acima de 0.5, por isso a imagem apresenta bolhas plotadas em função da fração de vazio e linhas de correntes da fase gasosa ao mesmo tempo que o bolsão é representado.

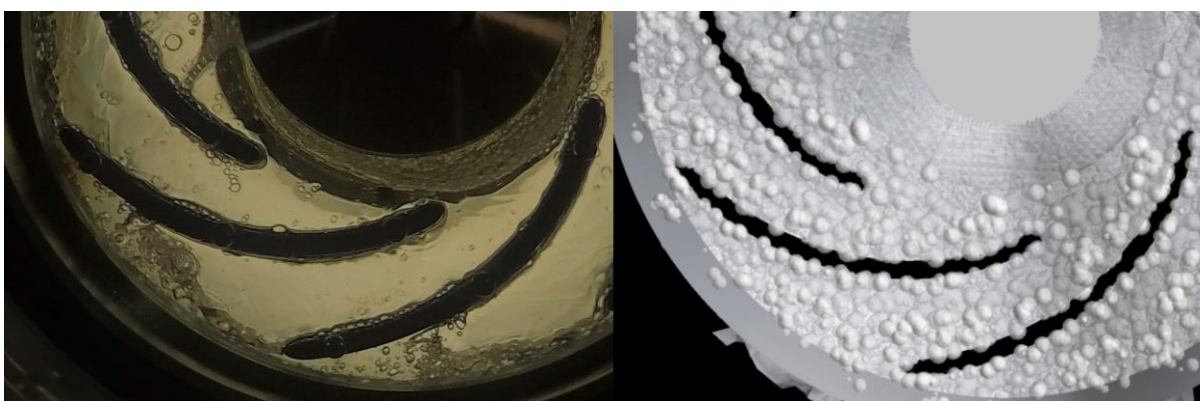


Figura 5.14: Comparação entre o ponto 1 experimental e numérico para vazão de líquido de $0,206Q_{des}$ e vazão mássica de gás de $0,06\text{kg/h}$ a uma velocidade de rotação de 300 rpm

Portanto, pode-se afirmar que as imagens obtidas a partir das simulações numéricas se aproximam dos casos experimentais observados. Ainda que, quantitativamente, os resultados numéricos apresentem desvios significativos em

relação aos experimentais. Sendo assim, na próxima subseção, será realizada uma análise da dinâmica do escoamento no interior do rotor.

5.3 Análise da Dinâmica do Escoamento

A análise da dinâmica do escoamento para o presente trabalho restringe-se somente as imagens geradas através do pós-processamento dos resultados das simulações numéricas, utilizando o *CFD-Post*. As representações dos pontos simulados, mostrados entre a Figura 5.15 e a Figura 5.17, apresentam uma compilação de diversas simulações realizadas e organizadas para velocidade de rotação de 300rpm e vazões mássicas de gás de 0,06; 0,12 e 0,18 kg/h.

Buscando facilitar a análise da dinâmica do escoamento bifásico, em cada canal do rotor plano, foi alocado um ponto simulado diferente. Na representação adotada foram adicionadas bolhas representativas, conforme técnica comentada anteriormente. As representações e as quantidades de bolhas calculadas para cada grupo do *MUSIG*, em cada uma das simulações, estão apresentadas no APÊNDICE C.

- 300 rpm

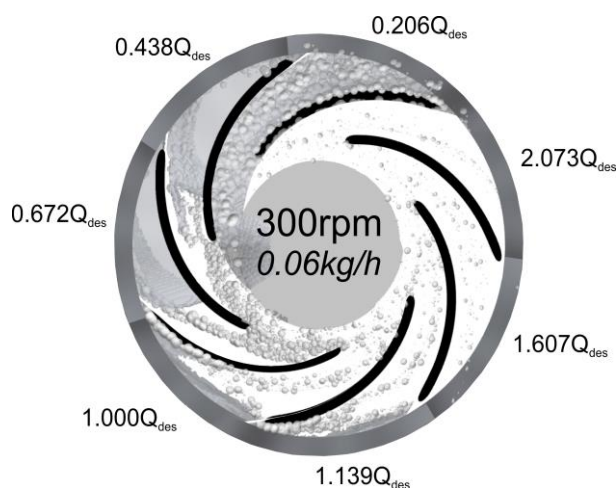


Figura 5.15: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h

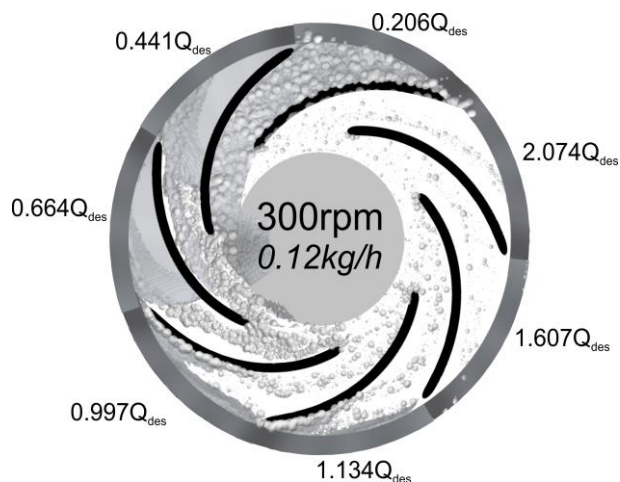


Figura 5.16: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h

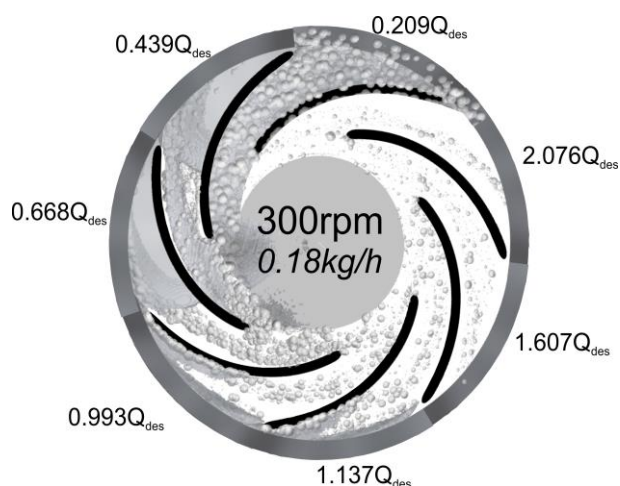


Figura 5.17: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h

Ao analisar o desenvolvimento dos escoamentos no interior do rotor para as diferentes condições apresentadas e relaciona-las as imagens obtidas as curvas de desempenho levantadas, observa-se que, de forma geral, a queda de desempenho da curvas levantadas estão associadas ao acúmulo da fase gasosa no interior do canal. No entanto, percebe-se uma pequena variação do comportamento da fase gasosa entre vazões de gás estudadas. Esse comportamento relaciona-se aos modelos adotados para o presente trabalho e justifica ainda que parcialmente o comportamento semelhante entre as curvas de desempenho obtidas, conforme mostrado na Figura 5.5.

Para os pontos de inversão da curva de desempenho, nota-se a ocorrência de fenômenos em comum, que corroboram com os principais estudos citados. Primeiramente, há uma grande dispersão da fase gasosa ao longo do canal, havendo um maior acúmulo da fase gasosa na entrada do canal, em especial próxima a face de sucção da ponta da pá. Outra característica comum aos casos simulados, refere-se a formação de pequenos bolsões na face de pressão das pás, em detrimento da coalescência de bolhas na região próxima a saída do canal do rotor. Nota-se ainda a ocorrência do desprendimento desses bolsões e sua migração para canal vizinho, esse fenômeno é relatado por Barrios (2007).

Na Figura 5.18, observa-se a influência da velocidade de rotação sobre o comportamento do escoamento para uma mesma vazão mássica de gás. Nota-se que maiores velocidades de rotação possibilitam uma maior quebra das bolhas, evitando assim um acúmulo exagerado de gás no interior da bomba, que pode ser notada através do tamanho das bolhas e principalmente através do processo de formação dos bolsões de gases. Para os casos com baixas velocidades de rotação, observa-se uma tendência de formação dos bolsões de gás, a partir do ponto de inversão da curva. Este aumento na quebra de bolhas, em virtude do aumento da velocidade de rotação, já havia sido observado por Murakami e Minemura (1974a) e Cubas (2017).

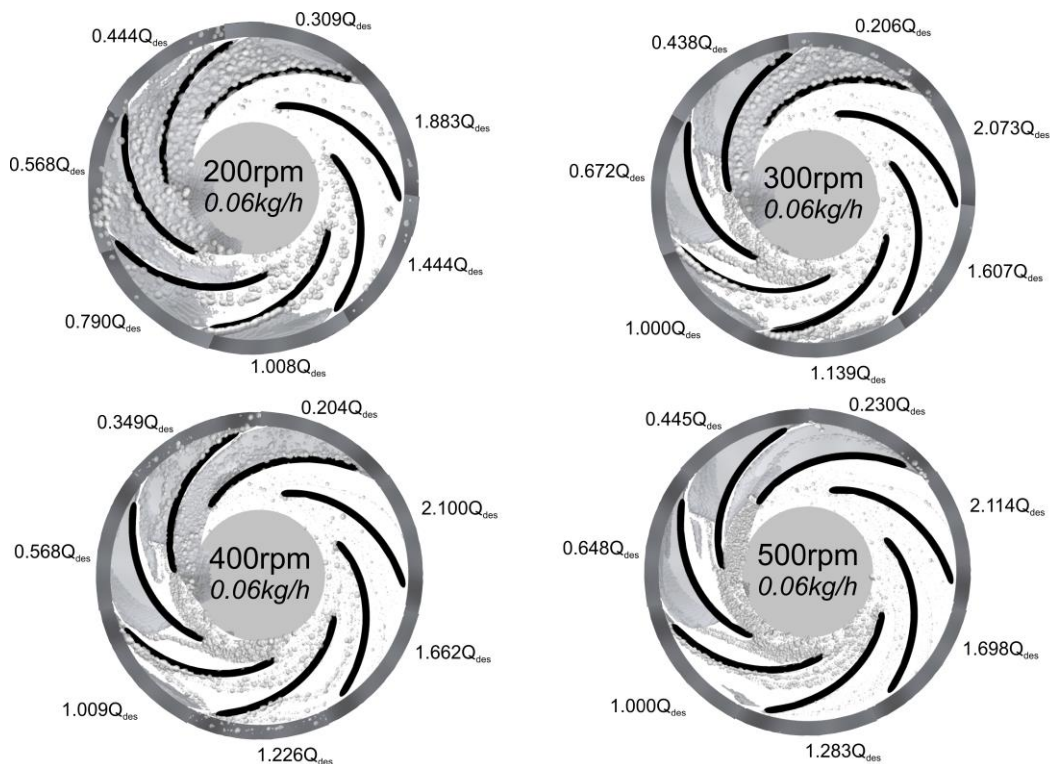


Figura 5.18: Comparação entre velocidades de rotação de 200, 300, 400 e 500 rpm para vazão mássica de gás constante de 0,06 kg/h

De forma geral, pode-se afirmar que, qualitativamente, as imagens obtidas numericamente descrevem grande parte das nuances a respeito das curvas de desempenho levantadas e aproximam-se das imagens experimentais obtidas por Stel (2018). No entanto, sabe-se que para maiores vazões mássicas de gás, há um desvio de grau elevado com relação aos resultados experimentais, indicando que possíveis melhorias aos modelos adotados podem otimizar resultados de maneira quantitativa e, conseqüentemente, conferir uma melhor representação do comportamento do escoamento estudado.

6 CONCLUSÕES

O bombeio de escoamentos multifásicos é encarado como um problema na indústria, uma vez que esse tipo de operação está normalmente associado à operação instável e degradação de desempenho do equipamento. Entende-se que qualquer melhoria obtida a partir de informações sobre o comportamento do escoamento bifásico no interior de um rotor, será de grande valia para a indústria.

O estudo numérico desenvolvido para o presente trabalho, visa o levantamento das curvas de desempenho, representação e análise da dinâmica do escoamento, a partir da utilização de dados experimentais, concedidos pelo NUEM, como parâmetros de entrada. Para tanto, aplicou-se o método dos volumes finitos a uma geometria simplificada. Na qual foi implementado o Modelo Euler-Euler de dois fluidos para solução numérica das equações governantes para campos médios e constitutivas para efeitos interfaciais, incluindo ainda o modelo polidisperso de múltiplos grupos dimensionais (MUSIG) para modelagens da variação de tamanhos de bolhas, através dos modelos de quebra e coalescência.

As simulações numéricas foram inicialmente realizadas para escoamentos monofásicos, onde os resultados obtidos apresentam um excelente ajuste em relação aos dados experimentais. Para os casos bifásicos simulados, as curvas de desempenho levantadas apresentaram ajustes satisfatórios. Prevendo o crescimento do ganho de pressão com a diminuição da vazão de líquido, de forma semelhante ao monofásico, até o ponto de inversão da curva e após esse ponto, inicia-se o processo de queda de desempenho do rotor, em razão do fenômeno de *surgings*.

Para os casos com vazões mássicas de gás de 0,06 kg/h, o modelo prevê corretamente a faixa de vazão de ocorrência da inversão da curva. Entretanto, para as vazões mássicas de gás de 0,12 e 0,18 kg/h, os resultados obtidos apresentam um deslocamento com relação a inversão da curva, além de uma tendência a superestimar os incrementos de pressão a partir da ocorrência do *surgings*. Processo no qual foi descrito pelo modelo numérico de forma menos abrupta que os dados experimentais.

Uma avaliação minuciosa do escoamento para 300 rpm e vazão mássica de gás foi realizada, o que possibilitou correlacionar o comportamento da curva de

desempenho a algumas características do escoamento. Realizou-se ainda uma comparação entre as imagens experimentais e numéricas, na qual foi possível comparar inclusive a distribuição e os tamanhos de bolhas.

A análise, então, foi expandida para outras condições, onde foram colocados lado a lado diversos pontos de uma mesma curva para comparação, entre eles o ponto de *surging*. Então relacionou-se a queda de desempenho com fatores da dinâmica do escoamento, como: o preenchimento do canal com fase dispersa, acúmulo de gás na face de pressão, formação de bolsões.

Os desvios apresentados entre os resultados numéricos e experimentais, podem ser justificados pela extrapolação dos modelos adotados para forças interfaciais, bem como para quebra e coalescência, no interior de bombas centrífugas. A utilização dos modelos mostrou-se válida, no entanto, ajustes aos modelos atuais podem otimizar os resultados obtidos.

Tem-se, portanto, um estudo relevante para previsão de desempenho e compreensão do escoamento bifásico no interior de uma bomba, a partir de uma metodologia que contempla a utilização de um modelo polidisperso, contemplando os fenômenos de quebra e coalescência. Futuros projetos podem agregar ao estudo a otimização dos modelos adotados, melhoria dos resultados e uma maior compreensão de outros fatores associados a dinâmica de escoamento. Para tanto, seguem algumas sugestões para estudos futuros:

- Testes para condições operacionais, com maiores vazões mássicas de ar ou diferentes rotações;
- Utilização de outras calibrações para os modelos de forças interfaciais, possivelmente o testes de outros modelos existentes;
- Utilização de outros coeficientes para os modelos de quebra e coalescência;
- Estudo de outros parâmetros da dinâmica do escoamento.

REFERÊNCIAS

- ANSYS. (2016). ANSYS Academic Research. *Help System, CFX Documentation, Release 17.2*. ANSYS, Inc.
- ANTAL, S. P.; & LAHEY, R. T.; & FLAHERTY, J. E. (1991). *Analysis of Phase Distribution in Fully Developed Laminar Bubbly Two-Phase Flow*. International Journal of Multiphase Flow, v. 7, p. 635-652.
- BARRIOS, L. J. (2007). *Visualization and Modeling of Multiphase Performance Inside an Electrical Submersible Pump*. 267f. Tese (Doutorado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA.
- BATCHELOR, G. K. (2000). *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press.
- BRENNEN, C. (1994). *Hydrodynamics of Pumps*. Oxford: Oxford University Press.
- BURNS, A.D.; & FRANK, T.; & HAMILL, I.; SHI, J.M. (2004) *The Favre averaged drag model for turbulence dispersion in Eulerian multi-phase flows*. In: Proc. 5th Int. Conf. On Multiphase Flow, ICMF2004, Yokohama, Japan.
- CAMPOS, M. C. (1996). *Apostila de Máquinas Hidráulicas*. Curitiba: UFPR.
- CARIDAD, J., & KENYERY, F. (2004). *CFD Analysis of Electric Submersible Pumps (ESP) Handling Two-Phase Mixtures*. Journal of Energy Resources Technology, 126-2, 99-104.
- CIRILO, R. (1998). *Air-Water Flow Through Electrical Submersible Pumps*. Oklahoma: Dissertação de Mestrado, The University of Tulsa.
- CLIFT, R.; & GRACE, J. R.; & WEBER, M. E. (1978). *Bubbles, Drops and Particles*. New York: Academic Press.
- CUBAS, J.M.C. (2017) *Estudo Experimental do escoamento Bifásico Ar-Água em uma Bomba Centrífuga Radial*. Curitiba: Dissertação de Mestrado, UTFPR, 2017.
- ESTEVAM, V. (2002). *Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico*. Campinas: Tese de Doutorado – Unicamp.
- FOX, R., MCDONALD, A., & PRITCHARD, P. (2006). *Introdução à Mecânica dos Fluidos* (6 ed.). Rio de Janeiro: LTC.
- GAMBOA, J. (2008). *Prediction of the Transition in Two-Phase Performance of an Electrical Submersible Pump*. Oklahoma: Tese de Doutorado – The University of Tulsa.
- GÜLICH, J. (2010). *Centrifugal Pumps*. Berlin: Springer-Verlag.

HYDRAULIC INSTITUTE STANDARDS. (1955). *Determination of Pump Performance When Handling Viscous Liquid* (10^a ed.).

ISHII, M.; & HIBIKI, T. (2006). *Thermo-Fluid Dynamics of Two-Phase Flow*. New York: Springer.

ISHII, M.; & ZUBER, N. (1979). *Drag Coefficient and Relative Velocity in Bubbly, Droplet or Particulate Flows*. *AIChE Journal*, v. 25, p. 843-855.

JIMÉNEZ, F. (2016). *Análise Numérica da Dinâmica de uma Bolha Isolada de Gás no Rotor de uma Bomba Centrífuga*. Curitiba: Dissertação de Mestrado, UTFPR.

LEA, J., & BEARDEN, J. (1982). Effect of Gaseous Fluids on Submersible Pump Performance. *SPE* 9218.

LO, S. M. (1996) *Application of Population Balance to CFD Modeling of Bubbly Flow via the MUSIG Model*. AEA Technology, AEAT-1096.

LUO, H.; & SVENDSEN, H. (1996) *Theoretical Model for Drop and Bubble Breakup in Turbulent Dispersions*. *AIChE Journal*, v. 42, p. 1225-1233.

MARSIS, E. (2012). *CFD Simulation and Experimental Testing of Multiphase Flow Inside the MVP Electrical*. Texas A&M University: PhD Dissertation.

MENDOZA, C. (2017). *Simulação Numérica do escoamento bifásico Líquido-Gás em uma Bomba Centrífuga Radial*. Curitiba: Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

MENTER, F. (1994). *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering*. *AIAA, J.* 32, 1598–1605.

MINEMURA, K.; & MURAKAMI, M. (1980). *A Theoretical Study on Air Bubble Motion in a Centrifugal Pump impeller*. *ASME Journal of Fluids Engineering*, v. 102, p. 446-453.

MINEMURA, K.; & MURAKAMI, M.; & KATAOKA, T. (1983). *Pressure Distribution in a Centrifugal Impeller Handling Air-Water Mixtures*. *Bulletin of the JSME*, v. 26, No. 220, p. 1727-1734.

MINEMURA, K., & UCHIYAMA, T. (1993). *Three-Dimensional Calculation of Air-Water Two-Phase Flow in Centrifugal Pump*. *Journal of Fluid Engineering*, 115, 766-771.

MURAKAMI, M., & MINEMURA, K. (1974a). *Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump*. *Bulletin of the JSME*, 17, 1047-1055.

MURAKAMI, M.; & MINEMURA, K. (1974b). *Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump (Second Report, Effects of Number of Blades)*. *Bulletin of the JSME*, p. 1286-1295.

MURAKAMI, M.; & MINEMURA, K. (1976). *Effects of Running Clearance of Semi-Open Impeller Pumps under Air Admitting Conditions*. Bulletin of the JSME, p. 1141-1148.

NELIK, L. (1999). *Centrifugal and rotary pumps: fundamentals with applications / Lev Nelik*. ISBN 0-8493-0701-5.

PATANKAR, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Philadelphia, PA, USA: Taylor & Francis.

POULLIKKAS, A. (2000). Two phase flow performance of nuclear reactor cooling. *Progress in Nuclear Energy*, 2(36), 123-30. doi:10.1016/s0149-1970(00)00007-x

PRADO, M. G. (2007). *Electrical Submersible Pumping - Course*. Rio de Janeiro.

PRINCE, M. J.; & BLANCH, H. W. (1990). *Bubble Coalescence and Break-up in Air-Sparged Bubble Columns*. AIChE Journal, v. 36, p. 1485-1499.

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

REYNOLDS, O. (1985). On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. Em *Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A* (Vol. 186, pp. 123-164).

ROSA, E. S. (2012) *Escoamento Multifásico Isotérmico - Modelos de Multifluidos e de Mistura*. Porto Alegre: Bookman.

SABINO, R. (2015). *Análise da Dinâmica de uma Bolha de Gás em uma Bomba Centrífuga*. Curitiba, Paraná, Brasil: Dissertação do Mestrado, UTFPR.

SATO, Y.; & SEKOGUCHI, K. (1975). *Liquid velocity distribution in two-phase bubble flow*. International Journal of Multiphase Flow, V. 2, P. 79–95.

SCHILLER, L.; & NAUMANN, Z. (1935). *A Drag Coefficient Correlation*. VDI Zeitung, v. 77, p. 318-320.

SHOHAM, O. (2006). *Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes*. SPE.

STEL, H. et al. (2015). *Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump*. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2015. 41-54.

STEL, H. (2018). *Estudo Numérico e Experimental do Escoamento Bifásico Líquido-Gás em um Rotor Plano*. Projeto de Tese, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

- STEPANOFF, A. J. (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application* (2^a ed.). New York: John Wiley & Sons.
- THOMAS, J. E. (2001). *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*, 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência.
- TOMIYAMA, A. (1998) *Struggle with Computational Bubble Dynamics*. Third International Conference on Multiphase Flow, Lyon, France, 1998.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2nd. ed. Harlow: Pearson.
- WILCOX, D. C. (1998). *Turbulence Modeling for CFD* (2^a ed.). La Canada, CA, E.U.A: DCW Industries.
- YEOH, G. H.; & TU, J. (2009). *Computational Techniques for Multi-Phase Flows*. Oxford: Elsevier.
- ZHU, J., & ZHANG, H.-Q. (2017). *Numerical Study on Electrical-Submersible-Pump Two-Phase Performance and Bubble-Size Modeling*. University of Tulsa.

APÊNDICE A – ROTOR RADIAL PLANO

Nesta seção serão apresentados detalhes da construção do rotor radial plano, como ângulos de entrada e saída das pás, raios de construção, espessura do rotor. Sendo os pontos mostrados na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** e o modelo construído na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

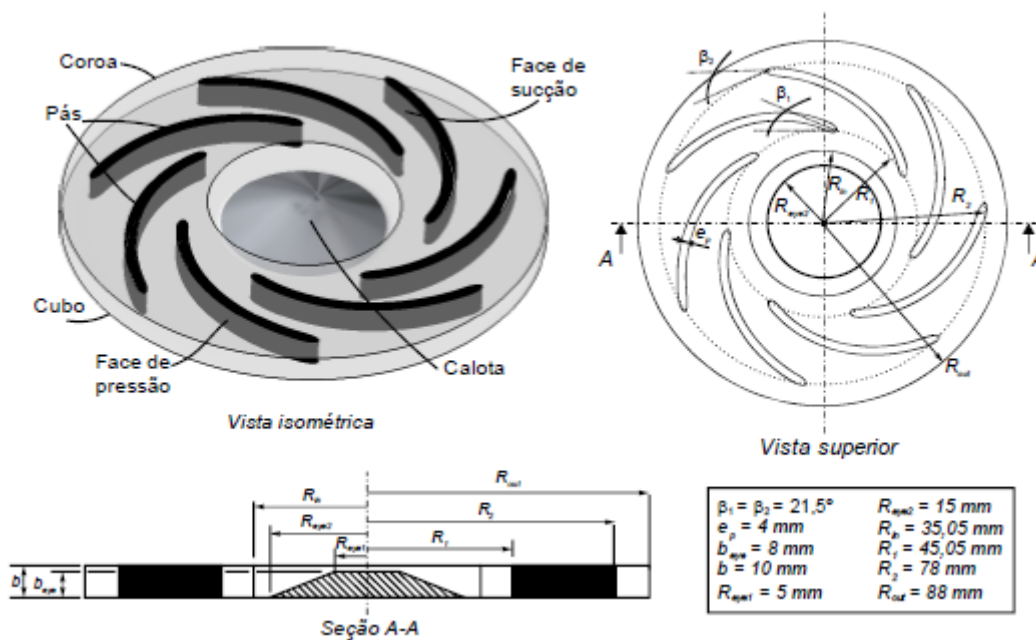


Figura A.1: Detalhes da construção do rotor radial plano



Figura A.2: Rotor plano construído

APÊNDICE B – COMPLEMENTO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS

Neste apêndice são apresentados os gráficos gerados para comparação dos resultados experimentais e numéricos, mostrados nas Figuras B.1, B.2, B.3 e B.4. Além dos valores obtidos para os resultados numéricos e sua comparação com os resultados experimentais.

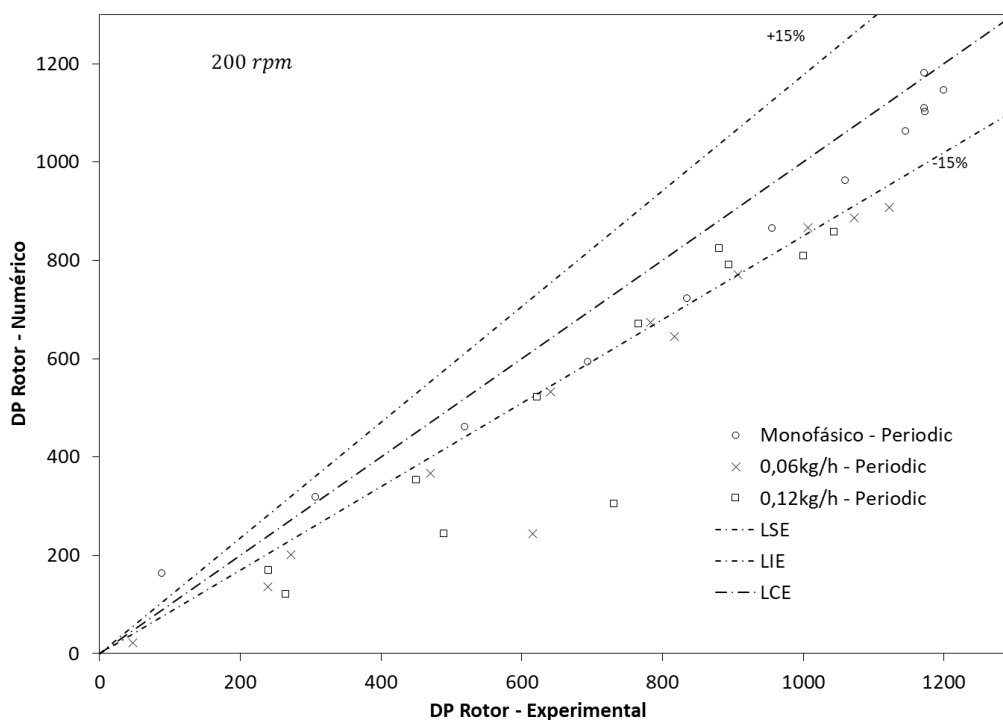


Figura B.1: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 200rpm

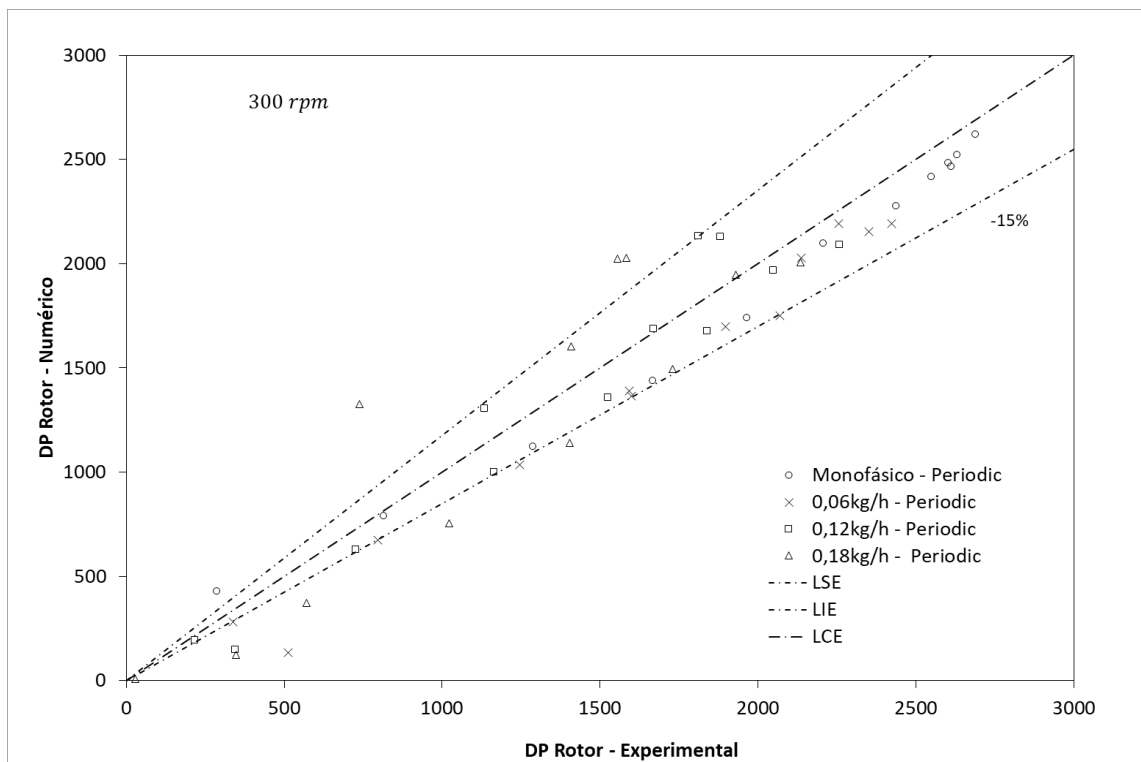


Figura B.2: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 300rpm

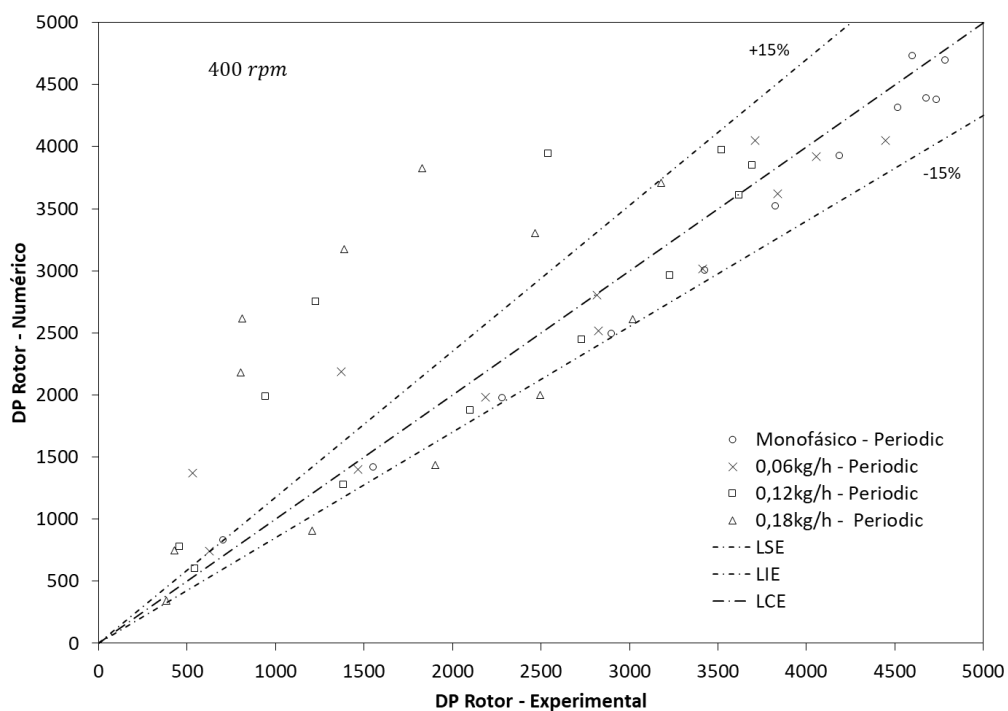


Figura B.3: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 400rpm

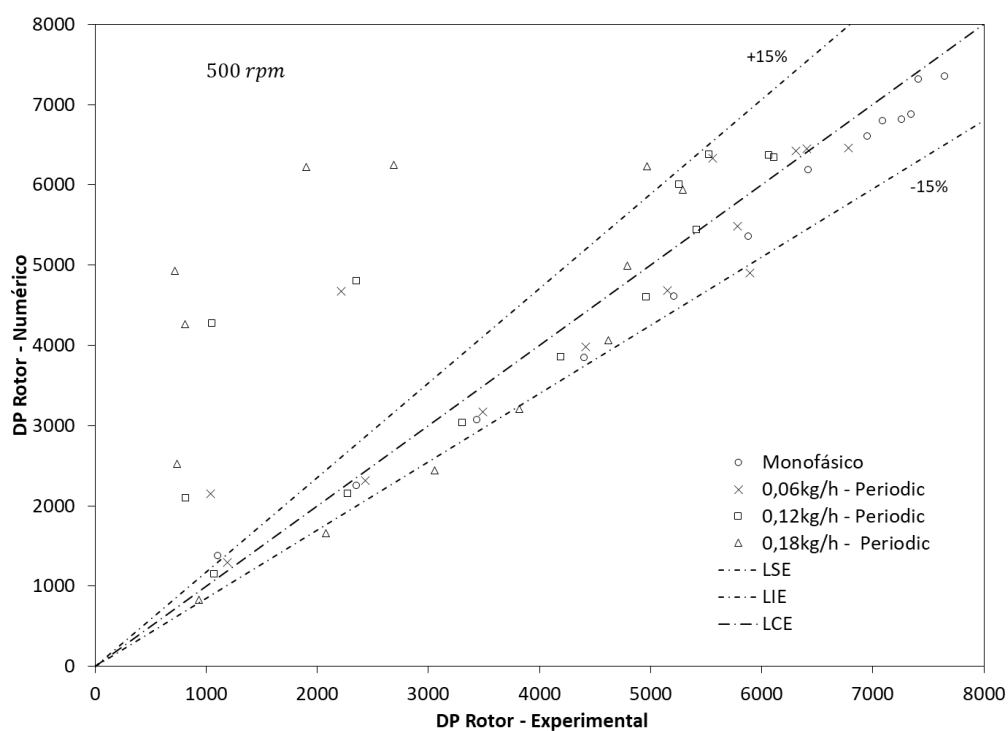


Figura B.4: Comparação entre os incrementos de pressão numéricos e experimentais para velocidade de rotação de 500rpm

B.1 – Escoamento monofásico

Tabela 5: Ganho de pressão experimental e numérico para 200rpm

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.305	1173.57	1101.80	71.77	6.12
0.438	1172.29	1109.14	63.15	5.39
0.573	1171.68	1181.84	10.16	0.87
0.788	1199.15	1145.75	53.40	4.45
1.010	1145.60	1062.76	82.84	7.23
1.230	1060.13	962.11	98.02	9.25
1.445	955.86	864.93	90.93	9.51
1.668	834.45	722.90	111.55	13.37
1.887	693.95	592.89	101.06	14.56
2.106	519.05	460.77	58.28	11.23
2.324	306.96	317.69	10.73	3.50
2.542	88.06	162.64	74.58	84.69

Tabela 6: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.206	2612.71	2464.80	147.91	5.66
0.438	2601.73	2484.62	117.11	4.50
0.672	2688.72	2620.69	68.03	2.53
0.908	2630.20	2523.72	106.48	4.05
1.004	2547.95	2418.62	129.33	5.08
1.139	2438.24	2278.26	159.98	6.56
1.372	2206.92	2097.72	109.20	4.95
1.607	1964.53	1740.68	223.85	11.39
1.838	1666.40	1439.73	226.67	13.60
2.073	1287.47	1123.33	164.14	12.75
2.307	815.72	789.88	25.84	3.17
2.542	287.58	428.56	140.98	49.02

Tabela 7: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.204	4737.23	4375.29	361.94	7.64
0.352	4676.60	4391.38	285.22	6.10
0.570	4600.06	4728.36	128.30	2.79
0.789	4785.75	4698.02	87.73	1.83
1.010	4519.13	4311.42	207.71	4.60
1.226	4189.08	3922.95	266.13	6.35
1.447	3825.44	3521.86	303.58	7.94
1.664	3427.66	3000.98	426.68	12.45
1.885	2900.10	2491.46	408.64	14.09
2.101	2282.79	1973.97	308.82	13.53
2.320	1550.56	1419.11	131.45	8.48
2.540	703.39	830.07	126.68	18.01

Tabela 8: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.230	7261.14	6814.64	446.50	6.15
0.439	7345.51	6876.02	469.49	6.39
0.649	7649.24	7351.45	297.79	3.89
0.859	7413.34	7318.88	94.46	1.27
0.999	7091.95	6792.61	299.34	4.22
1.068	6951.17	6608.00	343.17	4.94
1.278	6417.33	6183.31	234.02	3.65
1.489	5877.34	5359.77	517.57	8.81
1.699	5208.45	4608.20	600.25	11.52
1.911	4401.84	3849.20	552.64	12.55
2.119	3435.06	3071.91	363.15	10.57
2.327	2355.69	2253.53	102.16	4.34
2.539	1106.88	1374.10	267.22	24.14

B.2 – Escoamento bifásico

• 200rpm

Tabela 9: Ganho de pressão experimental e numérico para 200rpm e Vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.309	238.81	135.57	103.24	43.23
0.444	615.97	244.19	371.78	60.36
0.568	816.70	644.69	172.01	21.06
0.790	1121.74	908.21	213.53	19.04
1.008	1072.60	886.62	185.98	17.34
1.227	1006.38	867.29	139.09	13.82
1.444	907.48	771.27	136.21	15.01
1.669	783.32	673.24	110.08	14.05
1.882	640.99	531.70	109.29	17.05
2.103	470.09	367.31	102.78	21.86
2.322	271.99	201.89	70.10	25.77
2.545	47.55	22.57	24.98	52.53

Tabela 10: Ganho de pressão experimental e numérico para 200rpm e Vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.311	264.11	120.23	143.88	54.48
0.438	489.53	243.83	245.70	50.19
0.573	730.79	303.98	426.81	58.40
0.791	880.41	824.63	55.78	6.34
1.006	1044.30	857.29	187.00	17.91
1.224	1000.59	809.41	191.18	19.11
1.452	894.70	791.04	103.66	11.59
1.668	765.88	670.15	95.74	12.50
1.883	621.32	521.30	100.02	16.10
2.099	450.36	352.41	97.95	21.75
2.324	239.77	169.86	69.91	29.16
2.540	23.38	-15.05	38.43	164.37

• 300rpm

Tabela 11: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm e Vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.206	511.77	135.84	375.93	73.46
0.438	1598.98	1366.25	232.73	14.56
0.672	2069.12	1752.06	317.06	15.32
0.908	2255.51	2192.69	62.82	2.79
1.000	2422.93	2191.08	231.85	9.57
1.139	2351.42	2152.98	198.44	8.44
1.372	2137.82	2029.31	108.51	5.08
1.607	1898.02	1698.74	199.28	10.50
1.838	1592.19	1389.34	202.85	12.74
2.073	1246.39	1035.01	211.38	16.96
2.307	796.15	675.00	121.15	15.22
2.542	337.03	280.00	57.03	16.92

Tabela 12: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm e Vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.206	345.68	148.66	197.03	57.00
0.441	1133.65	1305.86	172.21	15.19
0.664	1670.02	1686.72	16.70	1.00
0.907	1810.91	2133.76	322.85	17.83
0.999	1880.56	2128.58	248.02	13.19
1.134	2258.67	2092.20	166.47	7.37
1.375	2048.16	1968.29	79.87	3.90
1.607	1840.18	1676.90	163.28	8.87
1.840	1525.93	1358.85	167.08	10.95
2.074	1164.86	998.78	166.08	14.26
2.306	727.66	627.27	100.39	13.80
2.549	216.69	193.97	22.72	10.48

Tabela 13: Ganho de pressão experimental e numérico para 300rpm e Vazão mássica de ar de 0.18kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.209	347.86	124.66	223.20	64.16
0.439	737.58	1326.00	588.42	79.78
0.668	1408.87	1602.86	193.99	13.77
0.913	1554.15	2025.91	471.76	30.36
0.993	1582.07	2028.82	446.75	28.24
1.137	2135.04	2008.02	127.02	5.95
1.377	1928.90	1946.54	17.64	0.91
1.607	1729.48	1496.38	233.10	13.48
1.838	1404.74	1139.81	264.93	18.86
2.076	1022.75	755.17	267.58	26.16
2.305	571.27	372.68	198.59	34.76
2.546	28.78	7.74	21.04	73.12

- 400rpm

Tabela 14: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm e Vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.204	531.37	1372.78	841.41	158.35
0.349	1369.23	2185.32	816.09	59.60
0.568	2815.26	2805.20	10.06	0.36
0.786	3711.47	4047.25	335.78	9.05
1.009	4448.55	4051.62	396.93	8.92
1.226	4056.47	3917.21	139.26	3.43
1.443	3835.92	3621.47	214.45	5.59
1.662	3414.63	3017.07	397.56	11.64
1.882	2825.55	2517.53	308.02	10.90
2.100	2185.33	1983.90	201.43	9.22
2.319	1467.21	1400.72	66.49	4.53
2.544	625.95	743.52	117.57	18.78

Tabela 15: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm e Vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.205	457.87	775.69	317.82	69.41
0.350	941.40	1989.81	1048.41	111.37
0.562	1226.84	2750.09	1523.25	124.16
0.789	2541.69	3943.17	1401.48	55.14
1.003	3521.17	3970.45	449.28	12.76
1.227	3692.33	3849.11	156.78	4.25
1.447	3618.62	3609.83	8.79	0.24
1.663	3227.74	2965.52	262.22	8.12
1.882	2732.01	2448.76	283.25	10.37
2.103	2098.25	1877.59	220.66	10.52
2.320	1381.73	1274.84	106.89	7.74
2.544	543.29	604.17	60.89	11.21

Tabela 16: Ganho de pressão experimental e numérico para 400rpm e Vazão mássica de ar de 0.18kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.204	428.33	747.67	319.34	74.56
0.358	803.16	2181.80	1378.64	171.65
0.572	813.12	2613.33	1800.21	221.39
0.788	1388.67	3175.63	1786.96	128.68
1.004	1827.98	3824.24	1996.26	109.21
1.225	3178.23	3711.11	532.88	16.77
1.448	2466.28	3304.13	837.85	33.97
1.664	3018.55	2611.83	406.72	13.47
1.881	2494.90	1998.66	496.24	19.89
2.102	1903.98	1438.04	465.94	24.47
2.319	1205.54	906.85	298.69	24.78
2.544	383.75	343.24	40.51	10.56

- 500rpm

Tabela 17: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm e Vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.230	1040.95	2151.85	1110.90	106.72
0.445	2216.71	4672.58	2455.87	110.79
0.648	5894.29	4903.20	991.09	16.81
0.857	6779.74	6458.81	320.93	4.73
1.000	6408.69	6445.66	36.97	0.58
1.073	6307.93	6419.51	111.58	1.77
1.283	5557.42	6332.15	774.73	13.94
1.490	5782.06	5480.88	301.18	5.21
1.698	5149.03	4686.12	462.91	8.99
1.901	4414.64	3978.79	435.85	9.87
2.114	3492.10	3167.47	324.63	9.30
2.325	2432.52	2316.68	115.84	4.76
2.551	1191.01	1295.65	104.64	8.79

Tabela 18: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm e Vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.234	815.59	2092.80	1277.21	156.60
0.442	1053.66	4273.02	3219.36	305.54
0.653	2354.04	4796.55	2442.51	103.76
0.857	5523.94	6376.42	852.48	15.43
1.003	6062.16	6365.51	303.35	5.00
1.070	6107.45	6340.86	233.41	3.82
1.288	5257.57	5999.81	742.24	14.12
1.492	5415.49	5438.46	22.97	0.42
1.700	4958.29	4602.11	356.18	7.18
1.909	4193.51	3852.79	340.72	8.12
2.121	3302.84	3033.78	269.06	8.15
2.330	2274.23	2152.93	121.30	5.33
2.548	1073.68	1148.69	75.01	6.99

Tabela 19: Ganho de pressão experimental e numérico para 500rpm e Vazão mássica de ar de 0.18kg/h

Q_L/Q_{des}	ΔP_{exp} [Pa]	ΔP_{num} [Pa]	Diferença Absoluta	Diferença %
0.230	734.43	2525.61	1791.18	243.89
0.438	808.86	4260.16	3451.30	426.69
0.650	718.24	4929.81	4211.57	586.37
0.858	1903.00	6225.57	4322.57	227.15
0.999	2690.84	6251.82	3560.98	132.34
1.070	4966.85	6228.58	1261.73	25.40
1.281	5291.79	5940.88	649.09	12.27
1.489	4792.38	4994.25	201.87	4.21
1.698	4618.85	4062.93	555.92	12.04
1.910	3816.74	3211.27	605.47	15.86
2.120	3057.61	2438.24	619.37	20.26
2.332	2079.81	1659.34	420.47	20.22
2.551	936.98	828.37	108.61	11.59

APÊNDICE C – DISTRIBUIÇÃO DE BOLHAS (*MUSIG*)

Nesta seção são apresentados os escoamentos para cada condição testada e as quantidades de bolhas para cada grupo do *MUSIG* presentes em cada ponto testado são apresentadas na sequência. As linhas destacadas em negrito tiveram imagens geradas e estão apresentadas na seção de RESULTADOS e Discussões.

- 200rpm

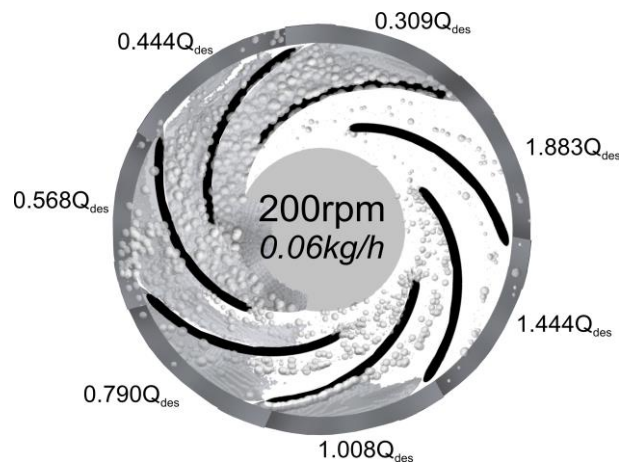


Figura C.1: Escoamentos para 200rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h

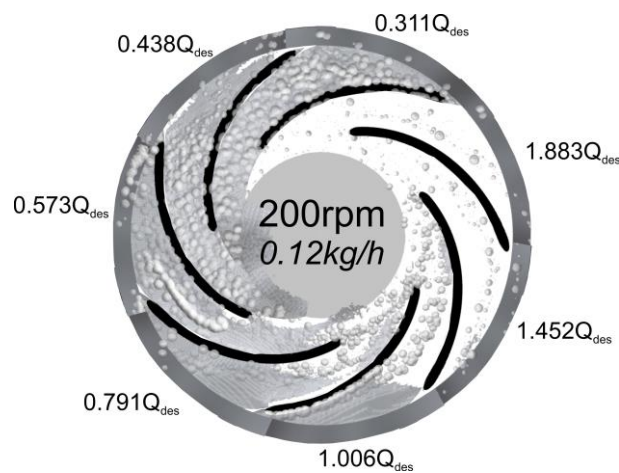


Figura C.2: Escoamentos para 200rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h

- 300 rpm

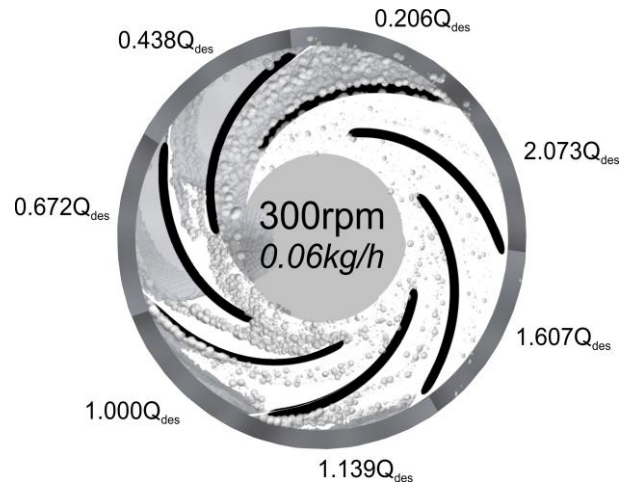


Figura C.3: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h

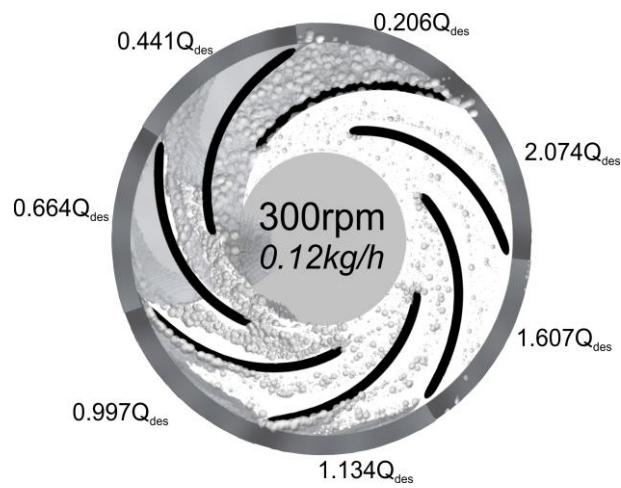


Figura C.4: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h

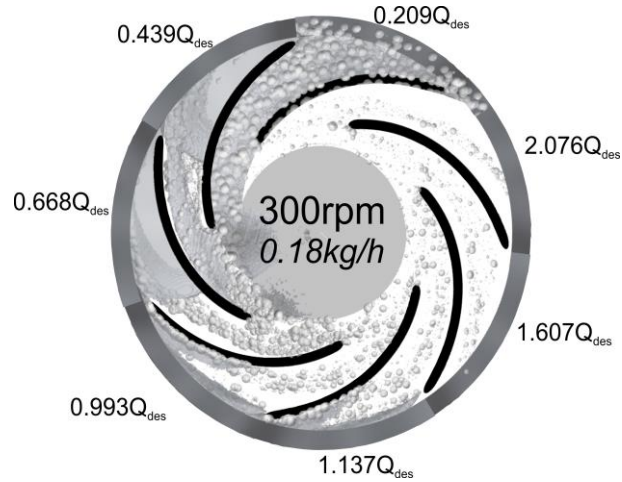


Figura C.5: Escoamentos para 300rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h

- 400 rpm

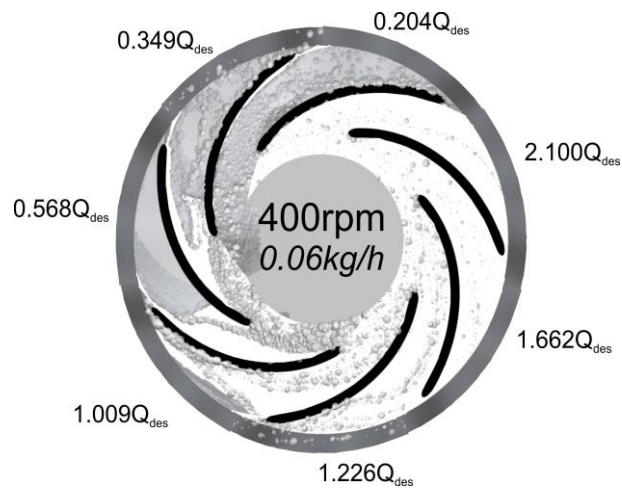


Figura C.6: Escoamentos para 400rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h

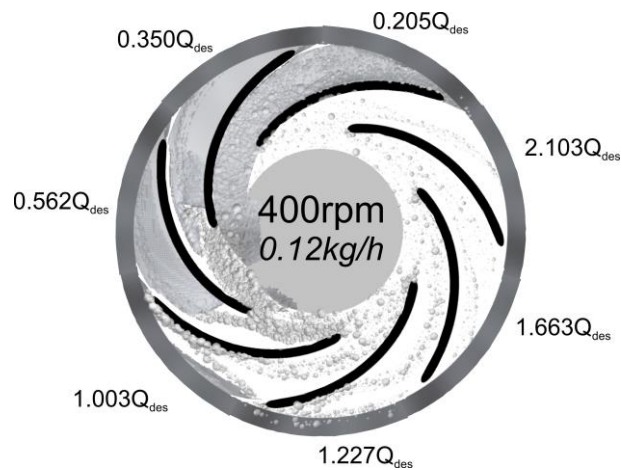


Figura C.7: Escoamentos para 400rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h

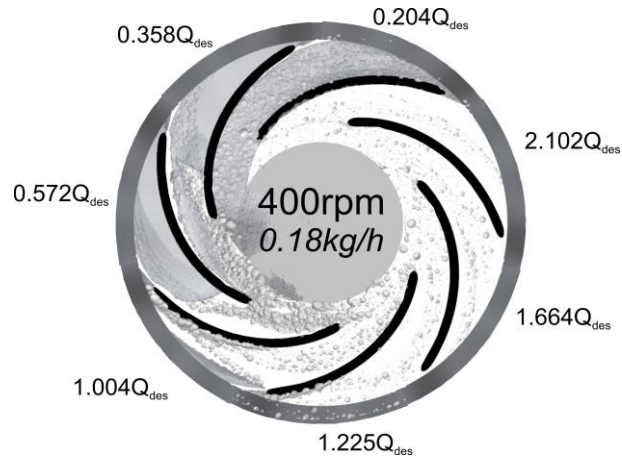


Figura C.8: Escoamentos para 400rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h

- 500 rpm

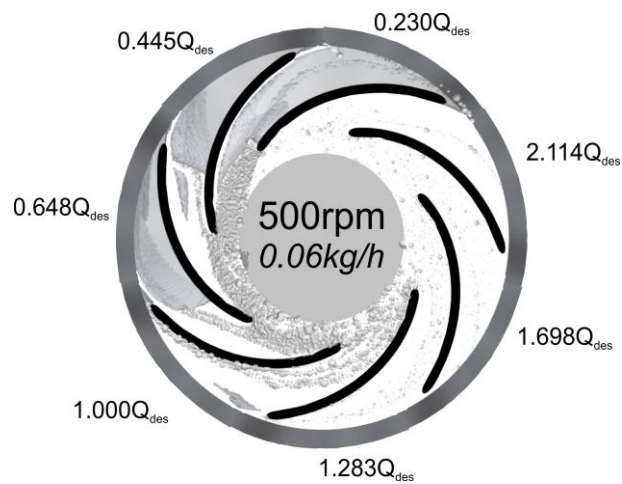


Figura C.9: Escoamentos para 500rpm e vazão mássica de ar de 0,06kg/h

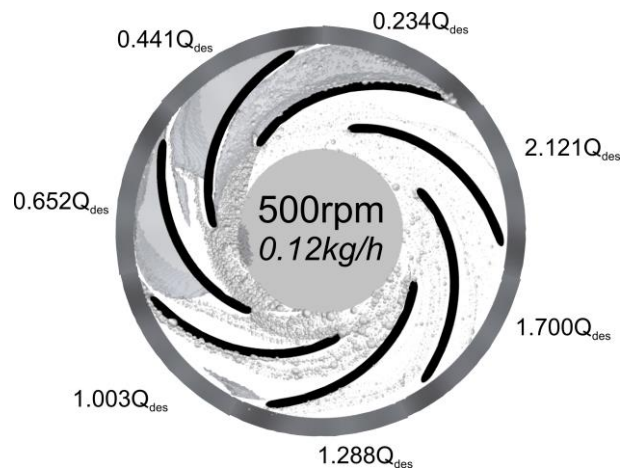


Figura C.10: Escoamentos para 500rpm e vazão mássica de ar de 0,12kg/h

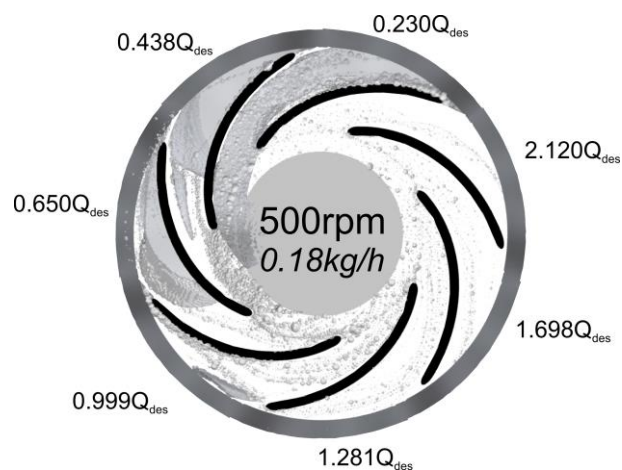


Figura C. 11: Escoamentos para 500rpm e vazão mássica de ar de 0,18kg/h

- 200rpm

Tabela 20: Grupos do MUSIG para 200rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.309	754	143	58	68	29	434
0.444	1304	239	95	114	44	309
0.568	1147	209	79	92	32	341
0.790	674	111	38	52	14	230
1.008	482	73	23	44	10	186
1.227	485	72	23	51	11	136
1.444	130	12	3	36	6	5
1.669	121	10	2	37	5	2
1.882	135	12	3	36	5	2
2.103	162	15	4	32	5	2
2.322	203	20	5	30	4	1
2.545	281	30	7	29	4	1

Tabela 21: Grupos do MUSIG para 200rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.311	722	137	56	63	27	459
0.438	1309	241	96	115	43	318
0.573	725	122	43	51	16	428
0.791	723	118	40	51	14	269
1.006	544	82	26	46	11	205
1.224	553	82	26	55	14	157
1.452	266	31	8	45	10	14
1.668	254	26	6	47	10	8
1.883	273	27	7	48	10	7
2.099	305	32	8	45	9	6
2.324	378	42	11	44	8	5
2.540	505	61	17	46	8	3

- 300rpm

Tabela 22: Grupos do MUSIG para 300rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.206	1796	389	178	237	112	515
0.438	2679	539	232	305	123	260
0.672	2478	499	217	306	117	182
0.908	1196	204	76	115	34	129
1.000	1213	205	77	117	35	112
1.139	1227	202	74	117	33	80
1.372	435	47	13	48	7	7
1.607	272	27	7	36	4	0
1.838	289	31	8	31	3	1
2.073	319	36	9	26	3	0
2.307	375	45	11	23	2	0
2.542	506	62	15	18	1	0

Tabela 23: Grupos do MUSIG para 300rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.206	1429	298	132	172	83	541
0.441	3197	630	264	338	127	269
0.664	2420	482	208	291	113	201
0.907	1202	196	70	109	33	146
0.999	1228	198	71	114	34	127
1.134	1267	199	71	117	34	93
1.375	677	80	23	67	13	9
1.607	497	56	15	55	9	2
1.840	506	61	17	48	7	2
2.074	553	71	19	42	6	2
2.306	659	87	24	38	5	1
2.549	920	122	31	32	2	0

Tabela 24: Grupos do MUSIG para 300rpm e vazão mássica de ar de 0.18kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.209	1145	237	104	125	56	581
0.439	3617	706	292	369	138	264
0.668	2345	463	197	265	104	227
0.913	1448	242	89	127	42	152
0.993	1437	236	86	126	41	130
1.137	1452	231	82	127	39	97
1.377	898	119	36	75	16	9
1.607	697	88	26	64	12	5
1.838	706	94	28	58	10	6
2.076	763	106	31	53	9	4
2.305	886	124	36	49	7	2
2.546	1101	151	42	43	5	1

- 400rpm

Tabela 25: Grupos do MUSIG para 400rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.204	6064	1226	520	650	228	234
0.349	5093	1029	440	575	204	175
0.568	5462	1105	475	604	183	98
0.786	2100	356	134	188	58	91
1.009	2339	387	143	203	58	51
1.226	2141	334	115	153	34	20
1.443	408	43	11	29	2	0
1.662	425	49	12	25	2	0
1.882	414	50	12	21	1	0
2.100	442	53	12	16	1	0
2.319	495	58	12	12	0	0
2.544	606	62	11	8	0	0

Tabela 26: Grupos do MUSIG para 400rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.205	6612	1363	591	740	246	214
0.350	6059	1249	538	660	215	201
0.562	6339	1242	509	587	160	121
0.789	2182	357	132	188	60	106
1.003	2414	389	143	209	63	66
1.227	2311	351	119	165	38	26
1.447	788	95	25	50	6	1
1.663	772	98	26	44	5	1
1.882	767	101	26	37	4	0
2.103	834	109	28	31	3	0
2.320	958	120	28	24	1	0
2.544	1161	130	27	16	0	0

Tabela 27: Grupos do MUSIG para 400rpm e vazão mássica de ar de 0.18kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.204	6722	1390	605	752	248	214
0.358	6076	1226	518	640	213	195
0.572	6094	1214	508	605	177	129
0.788	3600	524	179	211	70	201
1.004	2807	456	164	228	68	61
1.225	2399	370	122	158	35	23
1.448	1057	141	39	61	8	2
1.664	1043	142	39	54	7	2
1.881	1079	148	40	48	7	2
2.102	1161	154	41	40	5	1
2.319	1314	164	41	32	3	0
2.544	1527	172	38	22	1	0

- 500rpm

Tabela 28: Grupos do MUSIG para 500rpm e vazão mássica de ar de 0.06kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.230	10874	2184	893	929	229	90
0.445	9785	1900	754	765	159	45
0.648	9719	1860	716	659	121	32
0.857	3505	570	205	256	64	35
1.000	3851	626	218	248	51	18
1.073	3564	567	193	212	40	13
1.283	947	103	24	31	2	0
1.490	584	65	14	20	1	0
1.698	573	65	14	16	1	0
1.901	556	63	13	13	0	0
2.114	586	61	12	9	0	0
2.325	615	53	9	4	0	0
2.551	681	44	5	2	0	0

Tabela 29: Grupos do MUSIG para 500rpm e vazão mássica de ar de 0.12kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0.234	12221	2423	976	981	219	72
0.442	9836	1936	783	819	184	61
0.653	9490	1814	712	692	133	35
0.857	3718	585	207	267	70	42
1.003	4141	658	227	267	57	21
1.070	3899	609	205	235	46	15
1.288	1954	248	64	68	8	3
1.492	1053	128	30	35	3	0
1.700	1019	125	29	30	2	0
1.909	1012	122	28	25	2	0
2.121	1079	121	26	18	1	0
2.330	1202	118	22	12	0	0
2.548	1393	108	16	7	0	0

Tabela 30: Grupos do MUSIG para 500rpm e vazão mássica de ar de 0.18kg/h

Q_L/Q_{des}	G1	G2	G3	G4	G5	G6
0,230	11159	2177	880	962	267	162
0,438	10625	2075	830	842	183	58
0,650	11093	2021	727	621	108	30
0,858	4697	756	265	320	79	38
0,999	4374	676	223	246	50	17
1,070	4146	639	211	233	46	15
1,281	2809	367	90	72	7	1
1,489	1488	188	46	46	5	1
1,698	1456	183	45	40	4	0
1,910	1472	178	44	34	3	0
2,120	1535	172	40	25	2	0
2,332	1667	166	34	16	1	0
2,551	1865	150	24	9	0	0