

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Metodologia de Projeto do Conjunto Rotor-
Difusor de Bombas Multifásicas com Base em
CFD e Técnicas de Otimização**

Yina Faizully Quintero Gamboa

Itajubá, Outubro de 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Yina Faizully Quintero Gamboa

**Metodologia de Projeto do Conjunto Rotor-
Difusor de Bombas Multifásicas com Base em
CFD e Técnicas de Otimização**

**Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica como parte dos
requisitos para a obtenção do Título de Doutor em
Engenharia Mecânica.**

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho

Co-orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Outubro de 2017

Itajubá - MG

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Yina Faizully Quintero Gamboa

**Metodologia de Projeto do Conjunto Rotor-
Difusor de Bombas Multifásicas com Base em
CFD e Técnicas de Otimização**

Tese aprovada por banca examinadora em 06 de outubro de 2017, conferindo à autora o título de **Doutora em Ciências em Engenharia Mecânica.**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Cleverson Bringhenti (ITA)

Prof. Dr. Marcelo Assato (IAE/DCTA)

Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho (UNIFEI)

Prof. Dr. Genésio José Menon (UNIFEI)

Prof. Dr. Waldir de Oliveira (Co-Orientador) (UNIFEI)

Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho (Orientador) (UNIFEI)

Itajubá - MG

2017

Dedicat3ria

*A mis padres, Alba y Alberto; por educarme y convertirme en una persona de bien, honesta e integra. A Edwin, por ser mi compa1ero inseparable en cada d3a.
A todos ustedes con amor.*

Agradecimentos

Aos meus pais, Alba e Alberto e ao meu irmão, Diego, pelo amor, compressão, carinho e sobretudo fortaleza nesta longa etapa de minha vida. Graças por me cuidar e sempre estar dispostos a me apoiar sem importar a distância. Além de me ensinar que com esforço e dedicação é possível alcançar nossos sonhos.

Ao meu namorado, Edwin, pelo seu amor, amizade, força e apoio incondicional. Graças por me acompanhar nos bons momentos, mas sobre tudo nos maus momentos onde não encontrava luz para me guiar.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho, e ao meu co-orientador Prof. Dr. Waldir de Oliveira, por compartilhar seu conhecimento e pela sua dedicação. Agradeço-lhes pela colaboração na realização deste trabalho e pela sua amizade.

Aos Professores. Dr. Nelson Manzanares Filho e Dr. Genésio José Menon pelas sugestões que contribuíram com a elaboração deste trabalho. Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI pelo convívio durante minha formação.

A minha amiga e colega, Angie, pelas suas valiosas contribuições que ajudaram na elaboração deste trabalho.

A toda a minha família, aos meus colegas Tania, Germán, Edna, Nelson, Donald, e demais colegas do LHV e da Pós-Graduação por me apoiar na culminação do Doutorado e a todos aqueles que de um modo ou de outro fizeram parte deste processo.

Finalmente, à CAPES, através do Programa de Bolsas de Estudo, pelo apoio financeiro.

*“People become really quite remarkable when they start thinking that they can do things.
When they believe in themselves they have the first secret of success”*

Norman Vincent Peale

“The solution to a problem, changes the problem”

John Peers

Resumo

QUINTERO, Y. F. G. (2017), *Metodologia de Projeto do Conjunto Rotor-Difusor de Bombas Multifásicas com Base em CFD e Técnicas de Otimização*, Itajubá, 141 p. Tese (Doutorado em Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia para o projeto hidrodinâmico do estágio, Rotor-Difusor, de uma bomba multifásica hélico-axial (BMHA) operando escoamento bifásico, água-ar. O procedimento de projeto foi realizado com base em metodologias convencionais de rotores axiais, através da aplicação de um método de abordagem combinada, que usa a teoria da asa da sustentação, a condição de vórtice livre, a equação de equilíbrio radial, conceitos de escoamento bifásico e o relatório técnico 824 NACA. Posteriormente, foram utilizadas técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para determinar as principais características de desempenho da bomba numa ampla faixa de operação. Por último, é utilizado um procedimento de otimização com o objetivo de atingir a máxima eficiência possível, através da parametrização geométrica de algumas características do difusor. Para isso foram empregadas diferentes ferramentas, que auxiliaram num processo mais abrangente, começando com FORTRAN, onde se programou o código do projeto hidrodinâmico, que gerou as coordenadas das geometrias do Rotor-Difusor, seguido do uso de diferentes programas do pacote ANSYS (BladeGen®, TurboGrid® e CFX15®) para às análises do escoamento, finalizando com a integração de FORTRAN (com o código para geração da superfície de resposta) e ferramentas de ModeFrontier® (onde se otimizou sobre a superfície de resposta usando Algoritmos Genéticos) para o procedimento de otimização. A integração de técnicas de CFD, a construção de superfícies de resposta e Algoritmos Genéticos mostrou-se como uma ferramenta apropriada para o projeto do estágio da BMHA, pois permitiu definir eficazmente alguns parâmetros geométricos, conseguindo melhorar o desempenho da bomba multifásica e reduzindo consideravelmente o custo computacional.

Palavras-chave

Turbomáquina, Bomba Multifásica Hélico-Axial, Escoamento Bifásico, Projeto Hidrodinâmico, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Características de Desempenho, Otimização, Superfícies de Resposta, Algoritmos Genéticos

Abstract

QUINTERO, Y. F. G. (2017), *Methodology Design of the Rotor-Diffuser of Multiphase Pumps based on CFD and Optimization Techniques*, Itajubá, 141 p. PhD. Thesis (Doctorate in Thermal, Fluids and Flow-Machines) – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

This work presents a methodology for the stage hydrodynamic design, Rotor-Diffuser, of a hélico-axial multiphase pump (BMHA) operating biphasic flow, water-air. The design procedure was carried out based on conventional axial rotor methodologies, through the application of a combined approach method, which uses the blade element theory, free vortex condition, radial equilibrium equation, biphasic flow concepts and technical report 824 NACA. Subsequently, Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques were used to determine the main performance characteristics of the pump over a wide range of operating conditions. Finally, an optimization procedure is presented with the objective of achieving the maximum possible efficiency, through the geometric parameterization of some diffuser pump characteristics. For this purpose, different tools were used, which helped in a more comprehensive process, starting with FORTRAN, where the code of the hydrodynamic design was programmed, which generated the coordinates of the Rotor-Diffuser geometries. Followed by the use of different programs of the ANSYS package (BladeGen®, TurboGrid® and CFX15®) for flow analysis. Finishing with the combination of FORTRAN (with the code for response surface generation) and ModeFrontier® tools (where it was optimized over the response surface using Genetic Algorithms) for the optimization procedure. The integration of CFD techniques, response surface construction and Genetic Algorithms proved to be an appropriate tool for the BMHA stage design, since it allowed to effectively define some geometric parameters, improving the performance of the multiphase pump and considerably reducing the computational cost.

Keywords

Turbomachinery, Hélico-axial Multiphase Pumps, Two-phase Flow, Hydrodynamic Design, Computational Fluid Dynamics (CFD), Performance Characteristics, Optimization, Response Surface Methodology, Genetic Algorithms

Sumário

Capítulo 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 Considerações Iniciais	1
1.2 Motivação do Trabalho	3
1.3 Objetivos do Trabalho	4
1.4 Contribuição do Trabalho	5
1.5 Organização do Trabalho	5
Capítulo 2	7
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1 Escoamento Multifásico	7
2.1.1 Padrões de Escoamento	8
2.2 Sistemas de Bombeamento com Fluidos Multifásicos	9
2.2.1 Bombas Multifásicas	10
2.2.2 Bomba Multifásica Hélico-Axial	11
2.2.3 Escoamento em Bomba Multifásica Axial ou Hélico-Axial	12
2.2.4 Projeto de Bomba Multifásica Hélico-Axial	18
2.2.5 Otimização em Bombas Multifásicas Hélico-Axiais	18
Capítulo 3	21
PROJETO PRELIMINAR DA BOMBA MULTIFÁSICA HÉLICO-AXIAL	21
3.1 Bomba Multifásica Hélico-Axial	22
3.2 Fundamentos Teóricos Sobre Grades Lineares	24
3.3 Condição Resultante da Teoria da Asa de Sustentação e da Teoria da Grade	30
3.4 Condição de Equilíbrio Radial	31
3.5 Compressão Isotérmica	32
3.6 Escoamento Bifásico	33
3.7 Procedimento de Projeto	33
3.7.1 Dados de Projeto	35
3.7.2 Valores Adotados	35
3.7.3 Propriedades do Fluido na Entrada e na Saída	36
3.7.4 Metodologia de Projeto do Rotor	36
3.7.5 Metodologia de Projeto do Difusor	42
3.7.6 Traçado das Projeções dos Perfis das Pás	43
Capítulo 4	46
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)	46
4.1 Modelagem de Escoamentos Multifásicos	46
4.1.1 Abordagem Euleriana-Lagrangeana	48
4.1.2 Abordagem Euleriana- Euleriana	49
4.2 Formulação Matemática	50
4.2.1 Equação da Conservação da Massa	50
4.2.2 Equação da Quantidade de Movimento	51
4.2.3 Forças Atuantes entre as Fases	53
4.2.3.1 Força de Arrasto	54
4.2.3.2 Força de Sustentação	56

4.2.3.3 Força de Massa Virtual.....	57
4.2.3.4 Força de Lubrificação da parede	58
4.2.3.5 Força de Dispersão Turbulenta.....	59
4.2.4 Escoamento Turbulento.....	60
4.2.4.1 Modelo de Turbulência	63
4.2.5 Lei de Parede	65
4.3 Simulação Numérica.....	67
4.3.1 Geração da Geometria	68
4.3.2 Geração da Malha Computacional	69
4.3.3 Condições de Contorno	72
4.3.4 Modelo Multifásico	74
Capítulo 5	76
METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO	76
5.1 Variáveis de Projeto.....	77
5.2 Superfícies de Resposta e Funções de Base Radial	81
5.3 Algoritmo de Otimização	83
Capítulo 6	86
RESULTADOS	86
6.1 Curvas Características da Bomba Multifásica - Geometria Original	86
6.2 Procedimento de Otimização Paramétrica	88
6.3 Análise de Desempenho da BMHA.	95
6.3.1 Curvas Caraterísticas	96
6.3.2 Características de Desempenho.....	99
6.3.3 Curvas da BMHA Otimizada, Operando com Várias GVF	109
Capítulo 7	110
CONCLUSÕES E SUGESTÕES	110
6.1 Conclusões.....	110
6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	113
Apêndice A	115
FLUXOGRAMA DE ATIVIDADES NA TESE.....	115
Apêndice B	117
EFEITO DE BLOQUEIO DE GÁS.....	117
Apêndice C	119
DETERMINAÇÃO DA EQUAÇÃO DE EQUILÍBRIO RADIAL	119
Apêndice D	123
RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES DE CFD	123
Apêndice E	127
CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO DA BMHA OTIMIZADA, PARA VÁRIAS GVF.....	127
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	134

Lista de Figuras

Figura 1.1 Número de instalações de bombas multifásicas para diferentes tecnologias entre os anos 1989 e 2002 (adaptado de Shippen e Scott 2002).....	2
Figura 1.2 Projetos de bombeamento multifásico submarino por profundidade de água (metros) e ano de instalação. (Müller, 2015).....	2
Figura 2.1 Classificação dos padrões do escoamento líquido-gás em tubulações horizontais...	9
Figura 2.2 Esquema dos métodos de transporte de petróleo fora da costa. (Adaptado de Sulzer, 2016).....	10
Figura 2.3 Esquema do estágio da bomba multifásica hélico-axial (Hua <i>et al.</i> 2012).....	11
Figura 2.4 Esquema da bomba usada por Murakami e Minemura (1983).....	12
Figura 2.5 Linhas de corrente e isobáricas sobre uma superfície entre pás (Murakami e Minemura, 1983).....	13
Figura 2.6 Comparação do caminho das bolhas de ar com as linhas de corrente do fluido (Murakami e Minemura, 1983).....	14
Figura 2.7 Trajetória das bolhas para diferentes diâmetros (Murakami e Minemura, 1983)...	15
Figura 2.8 Trajetória das bolhas para diferentes coeficientes de vazão (Murakami e Minemura, 1983).....	15
Figura 2.9 Esquema de rotores usados por Zhang <i>et al.</i> 2012 para testar a inibição da separação da mistura (a) Original, (b) com pás auxiliares,(c)com orifícios nas pás, (d) pás em forma de T.....	20
Figura 3.1 (a) Bomba Multifásica Hélico-Axial tipo Poseidon. (b) Testes em bomba Multifásica Poseidon Falcilmaigne <i>et al.</i> (2002).....	23
Figura 3.2 Bomba Multifásica Hélico-Axial tipo Neptunia. (Reber <i>et al.</i> 1995).....	23
Figura 3.3 a) Esquema de uma turbomáquina geradora aproximadamente axial (com cubo inclinado. b) esquema da grade linear onde são representadas as componentes das velocidades. c) grade linear do rotor onde estão ilustradas as grandezas geométricas mais importantes.....	24
Figura 3.4 a) Rotor de bomba multifásica hélico-axial, b) representação em grade.....	25
Figura 3.5 Grade linear móvel de MF hélico-axial geradora e triângulos de velocidade.	26
Figura 3.6 Ilustração do teorema de Kutta- Joukowsky aplicado a perfis em grade linear.....	28
Figura 3.7 Forças de sustentação e de arrasto sobre um perfil aerodinâmico em grade linear	29
Figura 3.8 Fluxograma do procedimento de cálculo do projeto hidrodinâmico da Bomba multifásica hélico-axial	34
Figura 3.9 Esquemático de Vista meridional do rotor hélico axial	37
Figura 3.10 Perfis bidimensionais afinados e girados.....	41

Figura 3.11 Plano bidimensional do perfil hidrodinâmico posicionado sobre uma superfície de revolução	44
Figura 3.12 Superfície de revolução com perfil hidrodinâmico enrolado.....	45
Figura 4.1 Classificação de modelos para escoamentos multifásicos utilizada pelo CFX®....	47
Figura 4.2 Parte temporal ponderada e parte flutuante da velocidade na componente u utilizando <i>RANS</i> , figura adaptada de Versteeg e Malalasekera (2007).....	61
Figura 4.3 Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento. (Espinosa, 2013).	66
Figura 4.4 Geometria do rotor e difusor	69
Figura 4.5 Configuração da malha computacional do rotor e estator.	70
Figura 4.6 Distribuição de y^+ na pá do rotor	72
Figura 4.7 Superfícies da bomba hélico-axial consideradas nas condições de contorno	74
Figura 4.8 Diâmetro da bolha para a fase dispersa na entrada da bomba hélico-axial para GVF de a) 3%, b) 10%, c) 27% e d) 42%. Fonte: Zhang <i>et al.</i> (2015)	75
Figura 5.1 Configuração do difusor com diferentes número de palhetas auxiliares (a) 9 e (b) 13.	78
Figura 5.2 Esquema da variação porcentual do comprimento das palhetas auxiliares, (a) 60% e (b)80%	79
Figura 5.3 Esquema da variação porcentual da posição circunferencial das palhetas auxiliares. (a) 40% e (b) 60%.	79
Figura 5.4 Procedimento para a simulação dos diferentes projetos mediante o uso de <i>scripts</i>	81
Figura 5.5 Esquema da metodologia de otimização implementada no programa ModeFrontier®.....	85
Figura 6.1 Curvas características da BMHA - geometria original. A) Ponto de projeto, B) Ponto de maior rendimento.	87
Figura 6.2 Superfícies de resposta para a eficiência, $\eta(\%)$, em função de: a) N_{pa} e F_c , b) N_{pa} e F_a e c) F_a e F_c . A partir do DOE inicial.	89
Figura 6.3 Superfícies de resposta para a eficiência, $\eta(\%)$, em função de: a) N_{pa} e F_c , b) N_{pa} e F_a e c) F_a e F_c . Dados DOE inicial e DOE ampliado.	91
Figura 6.4 Fator de posição circunferencial F_a versus Fator de comprimento F_c versus eficiência η	93
Figura 6.5 Gráfico dos efeitos principais sobre a eficiência η	94
Figura 6.6 Gráfico <i>student</i> global sobre as variáveis de saída do problema de otimização	95
Figura 6.7 Eficiência da BMHA em função da vazão volumétrica.....	97
Figura 6.8 Altura de elevação da BMHA em função da vazão mássica.	98
Figura 6.9 Potência de eixo da BMHA em função da vazão mássica.....	98
Figura 6.10 Potência hidráulica da BMHA em função da vazão mássica.	99
Figura 6.11 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria original a) 100 m ³ /h, b) 160 m ³ /h e Geometria otimizada c) 160 m ³ /h, d) 190 m ³ /h	101
Figura 6.12 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva estator/rotor. Geometria original a) 100 m ³ /h, b) 160 m ³ /h e Geometria otimizada c) 160 m ³ /h, d) 190 m ³ /h	102
Figura 6.13 Distribuição de pressão na pá do rotor da BMHA para diferentes alturas da pá a) 20%, b) 50% e c) 80%	103
Figura 6.14 Contornos e vetores de velocidade na grade linear da BMHA. Geometria original a) 100 m ³ /h, b) 160 m ³ /h e Geometria otimizada c) 160 m ³ /h, d) 190 m ³ /h	104
Figura 6.15 Linhas de corrente BMHA. Geometria original a) 100 m ³ /h, b) 160 m ³ /h e Geometria otimizada c) 160 m ³ /h, d) 190 m ³ /h.....	105
Figura 6.16 Contornos de GVF em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria original a) 100 m ³ /h, b) 160 m ³ /h e Geometria otimizada c) 160 m ³ /h, d) 190 m ³ /h.....	107

Figura 6.17 Contornos de GVF em vista tridimensional em perspectiva estator/rotor. Geometria original a) 100 m ³ /h, b) 160 m ³ /h e Geometria otimizada c) 160 m ³ /h, d) 190 m ³ /h	108
Figura 6.18 Curvas da BMHA, $Q= 190m^3/h$, 2900 rpm, para diversas GVF	109
Figura A.1. Fluxograma da Tese	116
Figura B.1. Efeito de bloqueio de gás. a) Rotor hélico axial, b) corte de uma etapa multifásica hélico-axial e c) interferência por gás e bloqueio por gás no rotor (Fadani <i>et al.</i> 2014).....	118
Figura C.1. Elemento de fluido	119
Figura C.2. Componente da força radial devida a c_m (aceleração na direção meridional).....	120
Figura E.1 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria otimizada, $Q= 190 m^3/h$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%	128
Figura E.2 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva estator/rotor. Geometria otimizada, $Q= 190 m^3/h$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%	129
Figura E.3 Contornos e vetores de velocidade na grade linear da BMHA. Geometria otimizada, $Q= 190 m^3/h$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%	130
Figura E.4 Linhas de corrente BMHA. Geometria otimizada, $Q= 190 m^3/h$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%	131
Figura E.5 Contornos de GVF em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria otimizada, $Q= 190 m^3/h$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%	132
Figura E.6 Contornos de GVF em vista tridimensional em perspectiva estator/rotor. Geometria otimizada, $Q= 190 m^3/h$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%	133

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Perfis bidimensionais correspondentes às estações cubo, linha média e ponta.....	41
Tabela 3.2 Características geométricas	45
Tabela 4.1 Correlações para o coeficiente de arrasto.....	56
Tabela 4.2 Correlações para o coeficiente de sustentação	57
Tabela 4.3 Resultados do estudo de independência de malha no Rotor.....	71
Tabela 4.4 Resultados do estudo de independência de malha Estator	71
Tabela 4.5 Número de nós e elementos das malhas computacionais	71
Tabela 4.6 Condições de contorno utilizadas na simulação da bomba hélico-axial.	73
Tabela 5.1 Valores assumidos para a parametrização da geometria e otimização	80
Tabela 6.1 Valores adicionais assumidos para a parametrização da geometria e otimização..	90
Tabela 6.2 Espaço de busca das variáveis de projeto no procedimento de otimização	92
Tabela 6.3 Configuração do algoritmo NSGA II utilizado no procedimento de otimização ...	92
Tabela 6.4 Valores das variáveis de projeto para o caso de maior eficiência.	94
Tabela 6.5 Comparativo entre os resultados obtidos da metodologia de otimização e das simulações CFD.	94
Tabela D.1 Resultados de desempenho obtidos nas simulações de CFD na etapa de exploração preliminar (DOE inicial)	123
Tabela D.2 Resultados de desempenho obtidos nas simulações de CFD na etapa de exploração ampliada (DOE ampliado).....	126

Simbologia

Letras Latinas

a	Aceleração
$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial
b	Altura radial da pá
c	Velocidade absoluta
C_D	Coefficiente de arrasto
C_L	Coefficiente de sustentação
d, D	Diâmetro
\hat{e}	Referente a vetor
e	Espessura local do perfil
e_{\max}	Espessura máxima do perfil.
e_q	Erro quadrático
E_o	Número de Eotvos
F	Força
Fa	Fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares (variável de otimização)
Fc	Fator de comprimento das palhetas auxiliares (variável de otimização)
F_D	Força de arrasto
F_L	Força de sustentação
$f(x)$	Função exata
g	Gravidade
$g(x)$	Função conhecida
H	Altura

i	Ângulo de incidência
k	Energia cinética turbulenta
l	Comprimento da corda do perfil
\dot{m}	Vazão mássica
M	Número de Morton
M_α	Forças interfaciais atuando na fase α devido à presença das outras fases
$M_{\alpha\beta}$	Transferência de momento na interface
n	Rotação do rotor
n_e	Número de experiências
N_p	Número total de fases, Número total de partículas
N_{pa}	Número de palhetas auxiliares/palhetas principais (variável de otimização)
p	Vetor que contém os coeficientes dos polinômios
P	Pressão
Q	Vazão volumétrica
r	Fração volumétrica, Raio.
R	Raio
Re	Número de Reynolds
$Re_{\alpha\beta}$	Número de Reynolds da partícula
$s(x)$	Função Aproximada
S	Linha de corrente
$S_{Ms\alpha}$	Fontes ou sumidouros de massa
$S_{M\alpha}$	Fontes de momentos originadas pelas forças externas
t	Passo
u	Velocidade circunferencial
V	Volume de controle ou volume finito
w	Velocidade relativa
x	Referente à coordenada x ; Entrada de uma função
y	Referente à coordenada y ; Saída de uma função
y_{\max}	Espessura máxima
$Y_{p\acute{a}}$	Trabalho específico do rotor
z	Referente à coordenada z

Letras Gregas

α	Ângulo do escoamento absoluto
β	Ângulo do escoamento relativo
γ	Ângulo de inclinação do cubo; Ângulo entre a componente axial e meridional
Γ	Circulação
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Transferência de massa da fase α para β
Δ	Incremento da variável à que se antepõe
δ_{ij}	Operador de delta de Kronecker
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, Fator de escorregamento.
η	Rendimento
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
μ_t	Viscosidade turbulenta
ν	Relação de cubo
π	3,14159265...
ρ	Massa específica
τ_i	Tensor Simétrico de Reynolds
σ	Solidez
ϕ	Coefficiente de vazão, ângulo de envolvimento da pá, Tipo de função de base radial
ω	Velocidade angular; taxa de dissipação específica
∇	Operador nabla

Subscritos

<i>a</i>	Direção ou componente axial
<i>D</i>	Referente à força de arrastro
<i>g</i>	Gás
<i>l</i>	Líquido
<i>L</i>	Referente à força de sustentação
<i>LUB</i>	Referente à força de Lubrificação da parede
<i>m</i>	Direção meridional
<i>M</i>	Montagem
<i>mis</i>	Mistura
<i>pá</i>	Pá ou ao rotor
<i>T</i>	Transposta de uma matriz ou vetor
<i>TD</i>	Referente à força de Dispersão turbulenta
<i>u</i>	Direção circunferencial
<i>VM</i>	Referente à força de Massa virtual
<i>α</i>	Referente a fase do fluido multifásico
<i>β</i>	Referente a fase do fluido multifásico
3	Entrada do escoamento no rotor
4	Entrada do rotor
5	Saída do rotor
6	Saída do escoamento após o rotor
7	Entrada do difusor
8	Saída do difusor

Siglas

ASM	Algebraic Stress Model.
BMHA	Bomba Multifásica Hélico-Axial
CFD	<i>Computacional Fluid Dynamics</i> (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
DOE	Planejamento de experimentos
FBR	Funções de Base Radial
GL	Grade linear
GVF	Gas Volume Fraction (Fração de volume de gás)
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
IFP	Instituto Francês do Petróleo
LHV	Laboratório de Hidrodinâmica Virtual
MSE	Erro médio quadrático
NSGA-II	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (Algoritmo de Otimização Genética)
rpm	Revoluções por minuto
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes (Equações das Médias de Reynolds)
RBF	<i>Radial Basis Function</i> (Funções de Base Radial)
RNG	Renormalization Group
RMS	Raio médio quadrático
RSM	Reynolds Stress Model
RNA	<i>Response Surface Methodology</i> (Metodologia de Superfície de Resposta) Rede Neural Artificial
SST	Shear Stress Transport (Tensão cisalhante)
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Iniciais

Os escoamentos multifásicos podem ser facilmente encontrados em muitos processos tecnológicos, como nas indústrias química, farmacêutica, alimentícia, nuclear e petrolífera. Especialmente nessa última, é mais comum encontrar processos que trabalhem com escoamentos multifásicos, que com escoamentos monofásicos. Por isso surge o interesse de realizar este trabalho, o qual estuda um elemento muito importante no procedimento de extração do petróleo, a bomba multifásica, que é o equipamento encarregado do aumento da energia no processo de transporte desse tipo de fluido.

Ao longo das últimas duas décadas uma grande variedade de tecnologias de bombas multifásicas foi desenvolvida. As bombas de duplo parafuso, cavidades progressivas e bombas de pistão encontram-se entre as bombas de deslocamento positivo desenvolvidas para escoamento multifásico. No que se refere às turbomáquinas, as bombas de múltiplos estágios hélico-axial e centrífuga foram desenvolvidas para tal fim.

A Figura 1.1 mostra a distribuição mundial entre os anos de 1989 e 2002 das diferentes tecnologias de bombas multifásicas e como o número de instalações tem aumentado rapidamente ao longo dos últimos anos (Shippen e Scott 2002), sendo corroborada também pela Figura 1.2, que apresenta a distribuição de projetos de bombeamento multifásico submarino para diferentes profundidades de água e ano de instalação. (Müller, 2015).

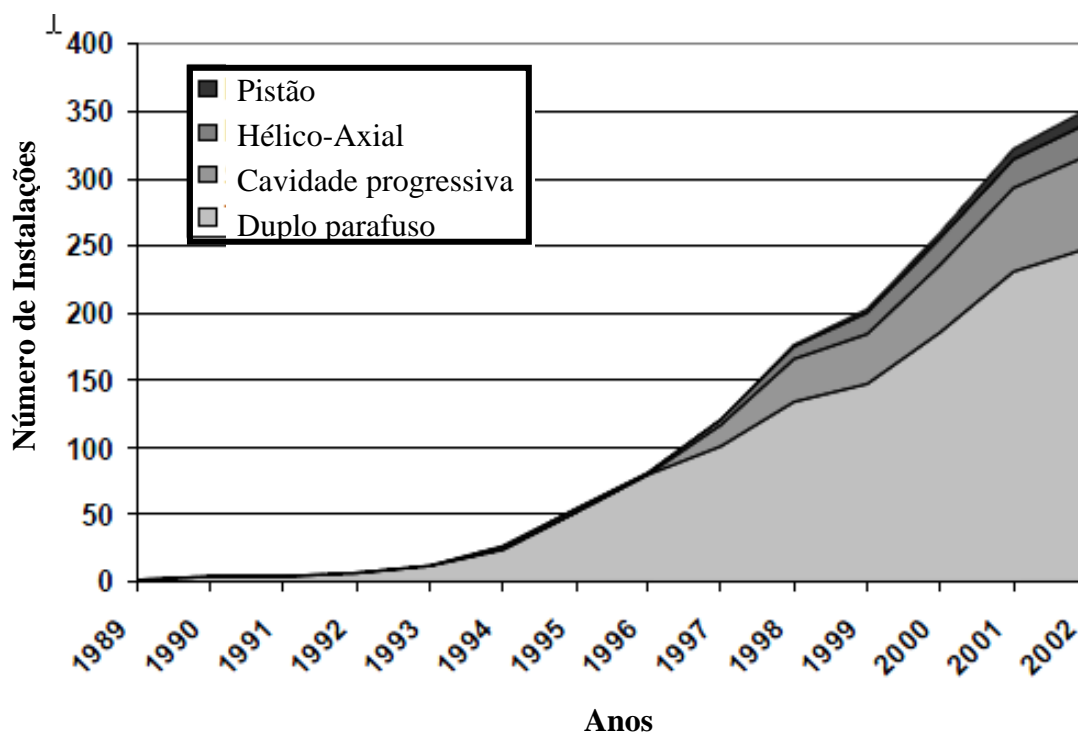


Figura 1.1 Número de instalações de bombas multifásicas para diferentes tecnologias entre os anos 1989 e 2002 (adaptado de Shippen e Scott 2002)

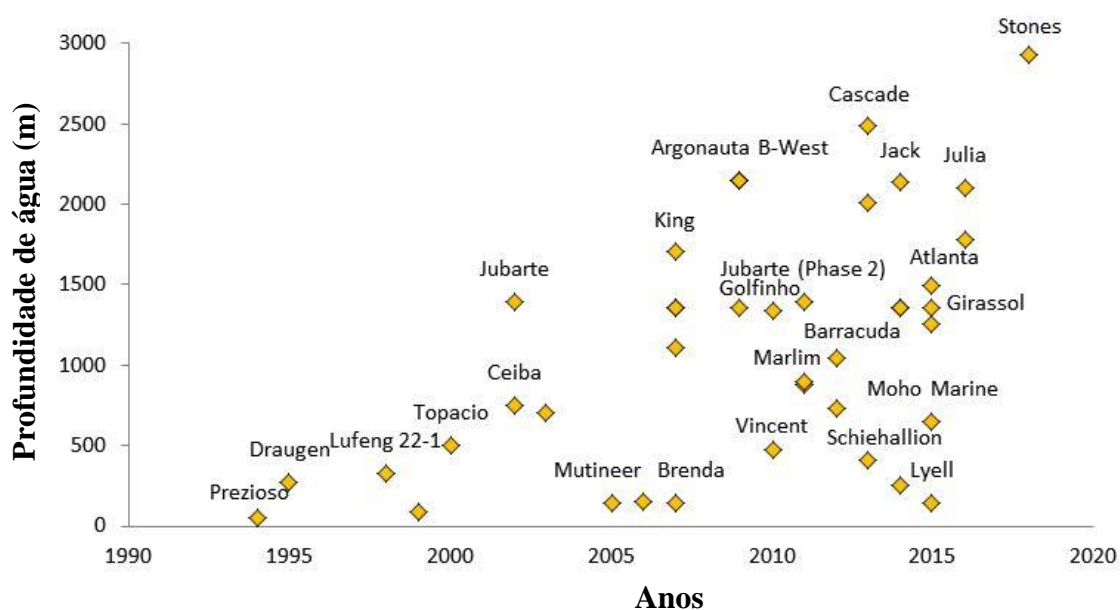


Figura 1.2 Projetos de bombeamento multifásico submarino por profundidade de água (metros) e ano de instalação. (Müller, 2015)

O estudo específico foi desenvolvido em uma Bomba Multifásica Hélico-Axial (BMHA), operando escoamento bifásico, água-ar, com uma fração volumétrica de gás determinada, com o objetivo de encontrar uma geometria otimizada do conjunto Rotor-Difusor, garantindo a menor perda de desempenho do equipamento.

A escolha do tipo de bomba, fundamentou-se, tanto por critérios teóricos, onde pudesse aplicar conceitos e metodologias de projeto preliminar de máquinas de fluxo (turbomáquinas), como por critérios tecnológicos, devido ao crescente avance na pesquisa e uso deste tipo de tecnologia de bombeamento. Entre que, a seleção do fluido (mistura água- ar) operado pela bomba, foi motivada pela pesquisa bibliográfica desenvolvida, onde nos trabalhos experimentais de Zhang *et al.* (2015) e Zhang *et al.* (2016), permitiram oferecer informações detalhadas referentes ao padrão de escoamento (bolhas) e o tamanho das bolhas de ar na entrada da bomba.

No estudo foi desenvolvido um procedimento de projeto preliminar do estágio, que posteriormente foi analisado através das técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) e Construção de Metamodelos. A fim de utilizar adequadamente os modelos semi empíricos para as soluções em CFD, foram estudadas com profundidade as representações matemáticas associadas aos modelos de turbulência e forças interfaciais, com objetivo de compreender a física do escoamento multifásico em bombas axiais.

1.2 Motivação do Trabalho

Atualmente, cerca de um quinto da produção mundial de petróleo e gás provém da exploração de reservas localizadas no fundo do mar. No Brasil, onde a produção em alto mar é ainda mais importante, pois aproximadamente 80% do petróleo vêm de plataformas marítimas. A tendência para o futuro é que essa participação aumente. No entanto, para que seja economicamente viável, a expansão da produção para águas profundas depende de avanços tecnológicos que reduzam os custos de instalação e de operação. A partir dos primeiros anos da década de 70, a indústria de petróleo começou a concentrar esforços em pesquisas no desenvolvimento de máquinas de fluxo capazes de adicionar, diretamente, energia para o fluido multifásico proveniente de poços de petróleo (bombas multifásicas). Neste contexto, aumenta a importância do desenvolvimento de metodologias de projeto e análise de bombas multifásicas de alta eficiência com altas faixas de operação.

Os escoamentos são governados pelas leis de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Essas leis são expressas em termos de equações diferenciais parciais não lineares. Em geral, essas equações não possuem solução conhecida, devido a não linearidade e complexidade geométrica e física. Portanto, para se obter a solução dessas

equações, faz-se o uso de técnicas computacionais, como a Dinâmica dos Fluidos Computacional.

A simulação numérica de escoamentos bifásicos, através das técnicas de CFD, tem se tornado de grande interesse devido à complexidade desse tipo de escoamento. Com o avanço da simulação numérica, é possível modelar atualmente um escoamento bifásico e obter não apenas as propriedades globais do escoamento, como perda de carga, mas também propriedades locais do campo de escoamento, como os perfis de velocidade e pressão e as trajetórias das linhas de corrente do escoamento.

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) vem se mostrando uma ferramenta poderosa, complementando trabalhos experimentais e teóricos, fornecendo informações úteis em condições onde a realização de ensaios experimentais é complexa ou custosa.

1.3 Objetivos do Trabalho

O objetivo principal deste trabalho é apresentar uma metodologia detalhada de projeto hidrodinâmico para o estágio de bombas multifásicas Hélico-axiais, operando escoamento bifásico, água-ar, posteriormente, determinar as suas características de desempenho utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional, assim como realizar a otimização paramétrica da geometria preliminar do estágio da bomba com o intuito de obter a máxima eficiência possível.

Para atingir o objetivo principal, algumas metas deverão ser atingidas:

- Desenvolver um programa computacional próprio para o projeto hidrodinâmico do estágio da bomba multifásica Hélico-axial, que trabalha com escoamento bifásico, água-ar, considerando as propriedades dos fluidos e metodologias convencionais de rotores axiais;
- Obter o campo de escoamento multifásico, utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), com base no modelo multifásico Euleriano- Euleriano, para determinar as características de desempenho da bomba tanto no ponto de projeto, quanto numa ampla faixa de vazões mássicas, para uma mesma fração volumétrica de gás e rotação;

- Desenvolver uma metodologia de otimização aplicada, através da construção superfícies de resposta e algoritmos genéticos, com o objetivo de atingir a máxima eficiência possível;
- Verificar a eficácia do procedimento de otimização implementado.

1.4 Contribuição do Trabalho

Este trabalho propõe, inicialmente, desenvolver uma metodologia detalhada de projeto hidrodinâmico para o estágio de bombas multifásicas tipo hélico-axial, operando com escoamento bifásico, água-ar. O procedimento de projeto pondera as propriedades da mistura e aplica metodologias convencionais de rotores axiais. Posteriormente, realiza a otimização paramétrica da geometria preliminar, integrando técnicas de CFD e algoritmos de busca apropriados.

A técnica aplicada no desenvolvimento da tese, compreende desde a fase de concepção inicial até a otimização de um dos principais componentes da bomba multifásica, envolvendo parâmetros decisivos na geometria da passagem do escoamento, considerando-se esta metodologia completa como inovadora quando comparada com estudos prévios sobre o assunto. Assim, este estudo fornecerá um procedimento detalhado para melhorar o desempenho da bomba, buscando reduzir custos computacionais no projeto desta turbomáquina. Portanto, espera-se que esta tese contribuía para a busca do projeto otimizado do estágio de bombas multifásicas tipo hélico-axial.

Um fluxograma ilustrando as etapas desenvolvidas nesta tese encontra-se no apêndice A

1.5 Organização do Trabalho

Na sequência deste trabalho, o Capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura contendo a definição de fluido multifásico, padrões de escoamento, bombas que utilizam este tipo de fluido, bomba multifásica hélico-axial assim como informações sobre o escoamento em tecnologias de bombeamento multifásico axial ou hélico-axial.

O Capítulo 3 descreve a metodologia para o projeto da geometria da bomba multifásica hélico-axial, baseado em conceitos da teoria da asa da sustentação, condição de vórtice livre, compressão isotérmica e escoamento bifásico.

O Capítulo 4 apresenta a formulação matemática da modelagem de escoamentos multifásicos com base nas equações de conservação, que são utilizadas em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Além disso, é proporcionada uma revisão sobre os modelos de turbulência em sistemas multifásicos. Finalmente, são descritas as considerações necessárias para a análise tridimensional do estágio da bomba multifásica.

O Capítulo 5 apresenta uma descrição detalhada da metodologia de otimização utilizada para maximizar a eficiência.

O Capítulo 6 apresenta os resultados obtidos através de simulações numéricas, CFD, realizadas com o programa comercial ANSYS-CFX®, para a bomba hélico-axial, assim como os resultados do procedimento de otimização e as curvas de desempenho.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões extraídas deste estudo e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas neste trabalho.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como primeiro passo para cumprir os objetivos descritos anteriormente foi realizada uma revisão da literatura, envolvendo uma introdução aos escoamentos multifásicos e sistemas de bombeamento, que inclui um estudo do escoamento em bombas multifásicas axiais ou hélico-axiais, para ter um conhecimento, mais amplo, sobre o que está acontecendo dentro da bomba (influência das propriedades dos de fluidos da mistura, parâmetros geométricos e parâmetros de funcionamento sobre o desempenho da bomba).

2.1 Escoamento Multifásico

Escoamento multifásico é o termo usado para se referir a qualquer escoamento simultâneo de duas ou mais fases em contato direto em um determinado sistema, mas esta mistura deve ocorrer em escala macroscópica, isto é, devem-se formar interfaces que separem as diferentes fases. Um conceito importante é a “fase contínua”, correspondente à fase que ocupa uma região conectada do espaço, e outra definição é a “fase dispersa”, que é a fase que ocupa espaço de regiões desconectadas. A fração volumétrica da fase representa o espaço relativo ocupado por cada fase e, a soma das frações volumétricas das fases numa mistura multifásica deve ser igual a um (1).

Dependendo da quantidade de fases envolvidas e de suas propriedades físicas e de escoamento, o escoamento pode ter diversas classificações. Yeoh e Tu (2010) mostram em seu livro um estudo mais profundo deste tema. No caso de se tratar de escoamento bifásico, pode-se encontrar alguns arranjos em função das possíveis combinações de fases: gás-partícula; líquido-sólido, líquido-líquido (imiscíveis); e líquido-gás; sendo este último o foco principal deste trabalho.

2.1.1 Padrões de Escoamento

As distribuições das fases numa mistura multifásica formam configurações estabelecidas de acordo com as condições de escoamento, chamadas de “Padrões de Escoamento”. Fisicamente tratasse de uma forma de visualizar como está escoando a mistura.

Numa tubulação, a formação de cada padrão de escoamento depende de sua orientação, velocidade, fração volumétrica, massa específica, viscosidade das fases e das características de molhabilidade da parede do tubo (Angeli e Hewitt 2000; Yeoh e Tu 2010). Depende também da rugosidade da tubulação e da presença de componentes adicionais na mistura (Shi *et al.* 1999).

O escoamento de fluido bifásico é muito difícil de simular devido à variedade de configurações que são formados entre as fases, e também pelo grande número de variáveis independentes envolvidas. Assim, é apresentada uma revisão dos padrões de escoamento líquido-gás em tubulações horizontais a fim de ilustrar o comportamento das fases durante o transporte. Basicamente na Figura 2.1 é mostrada a classificação dos padrões do escoamento, que posteriormente serão explicados.

Escoamento de Bolhas: A fase dispersa se encontra distribuída em bolhas dentro da fase contínua. Porém essas bolhas tendem a escoar na parte de cima do duto, quando a fase dispersa é menos densa do que a contínua, pelo efeito da gravidade e da flotação.

Escoamento Pistonado: Quando se aumenta a quantidade da fase dispersa no escoamento, as pequenas bolhas tendem a coalescer, formando bolhas de maior tamanho, equiparadas ao diâmetro do duto, as quais tendem a escoar na parte superior, influenciadas pelo efeito da gravidade sobre a densidade dos fluidos.

Escoamento Estratificado: Este padrão de escoamento acontece para velocidades baixas em ambas fases, mas as fases são separadas pela gravidade, a qual posiciona o fluido com maior massa específica (líquido) na parte inferior do conduto e o mais leve (gás) na parte mais alta.

Escoamento Anular: Neste padrão uma das fases se concentra como uma camada no contorno do duto, sendo mais espessa a franja que fica embaixo; entretanto, a segunda fase forma um núcleo que escoar pelo centro da tubulação. Este tipo de escoamento acontece com velocidades muito altas do fluido que escoar pelo centro da tubulação.

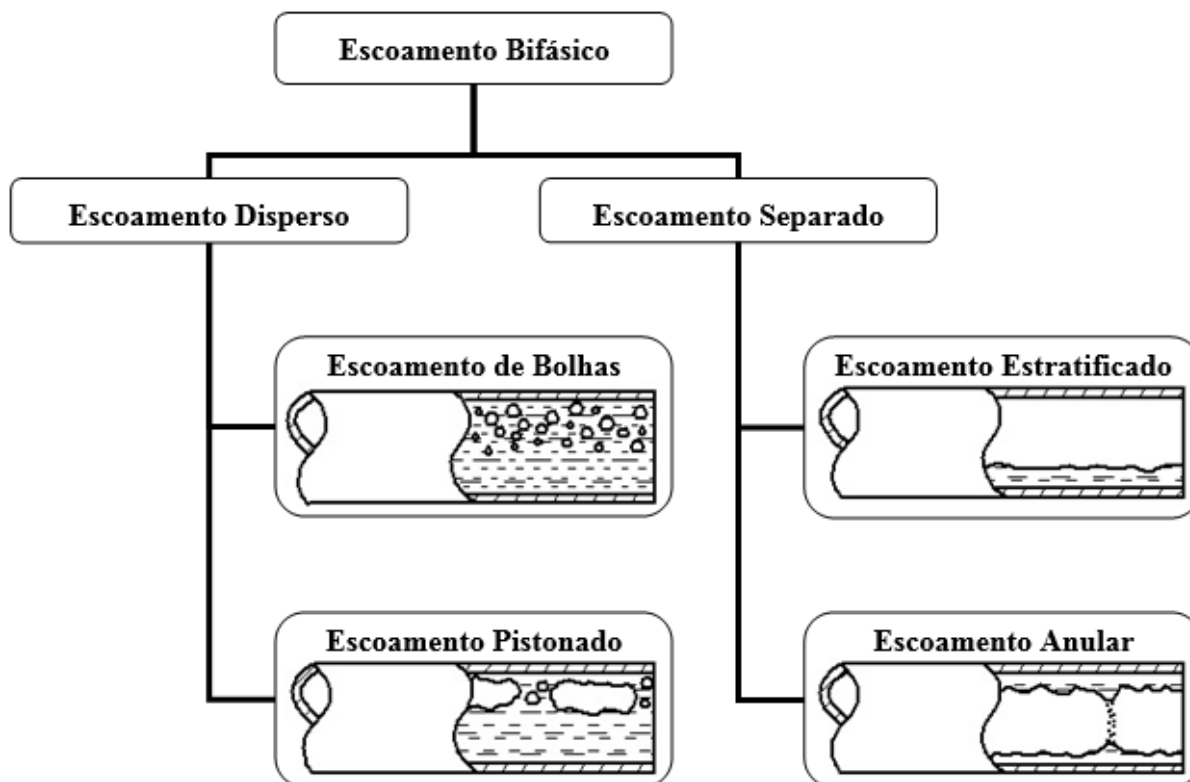


Figura 2.1 Classificação dos padrões do escoamento líquido-gás em tubulações horizontais

O padrão de escoamento encontrado na entrada da BMHA, operando água-ar, corresponde com um *escoamento de bolhas*, concordando com as observações de Zhang *et al.* (2015) e Zhang *et al.* (2016) em seus trabalhos experimentais, e o diâmetro de gota na entrada de bombas é função da Fração volumétrica de gás (GVF).

2.2 Sistemas de Bombeamento com Fluidos Multifásicos

Como foi mencionado na indústria do petróleo se trabalha com fluidos multifásicos, onde a combinação de fluidos pode estar presente desde o reservatório até o ponto de recepção do produto. Para o transporte deste fluido são comumente utilizados dois métodos: num deles, é feita uma separação prévia das fases, para depois comprimir o gás e bombear o

líquido separadamente, como mostra a Figura 2.2, pelo processo ressaltado pelas linhas de cor azul, onde a linha tracejada representa o líquido depois de passar pelo separador, a linha contínua escura representa o gás e a linha azul clara representa a mistura proveniente do reservatório. No outro método, é utilizado um sistema de bombeamento multifásico, o qual segundo Díaz (2010) aumenta a produção, recuperação e vida útil do campo petrolífero, pois elimina o processo de separação e queima do gás, diminuindo assim a complexidade das operações e o impacto ambiental, havendo uma otimização dos custos de operação e manutenção, além de se diminuir a pressão de retorno no poço. A Figura 2.2 apresenta um esquema deste método, pelo processo ressaltado pelas linhas de cor vermelha.

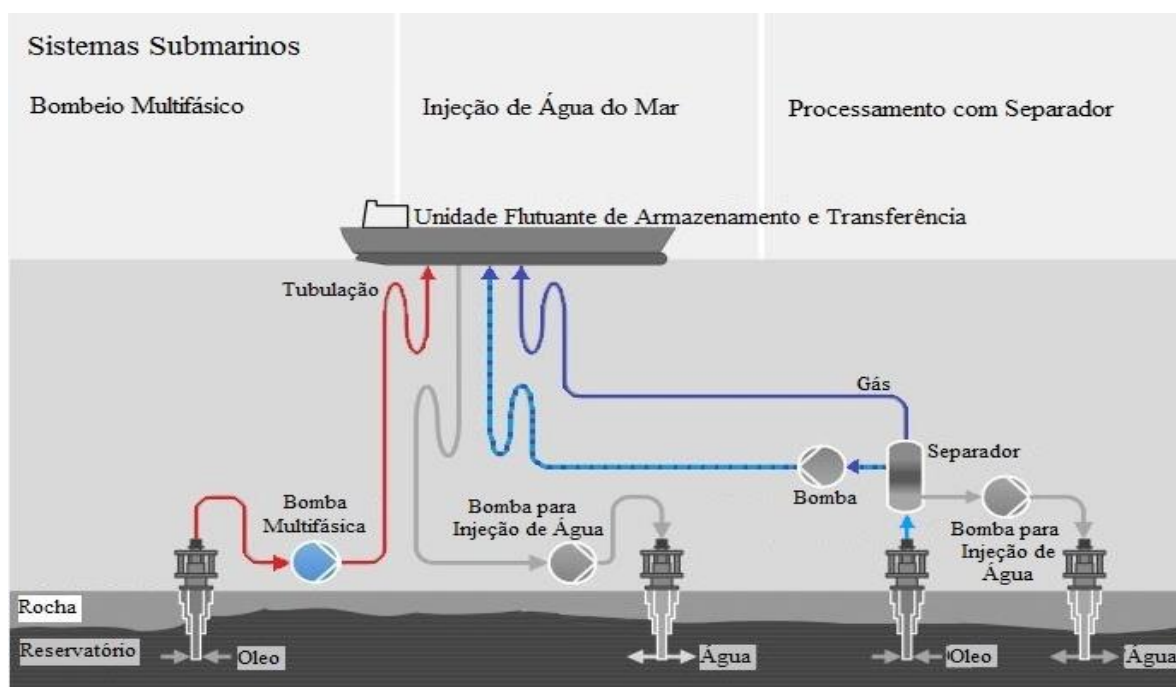


Figura 2.2 Esquema dos métodos de transporte de petróleo fora da costa. (Adaptado de Sulzer, 2016)

2.2.1 Bombas Multifásicas

As bombas convencionais são utilizadas para fornecer energia, em forma de pressão, a um líquido a fim de deslocá-lo de um ponto para outro; mas quando o líquido a movimentar contém gás, a bomba não consegue bombear eficientemente, já que se apresenta um fenômeno conhecido como cavitação. Por isso, são utilizadas bombas multifásicas que permitem o bombeamento simultâneo de uma mistura de óleo-gás-e água.

As bombas de duplo parafuso, cavidades progressivas e bombas de pistão encontram-se entre as bombas de deslocamento positivo desenvolvidas para escoamento multifásico. Estas

bombas podem operar com altas frações de gás, mas sua construção requer muita precisão, o qual as torna caras e pouco tolerantes ao bombeamento de partículas sólidas, como a areia contida na mistura de fluidos dos poços de petróleo, pelo qual as bombas tendem apresentar erosão rapidamente (Díaz, 2010).

As bombas de múltiplos estágios hélico-axial e centrífuga são as turbomáquinas que podem operar fluidos multifásicos; seu princípio de operação é baseado na mudança da quantidade de movimento. Cada estágio possui um rotor, que se encarrega de transferir a energia de rotação em energia cinética para o fluido, para posteriormente transformá-la em energia de pressão ao passar pelo rotor e também pelo estator. As folgas do rotor são suficientemente grandes para permitir a passagem de pequenas quantidades de partículas sólidas.

As bombas multifásicas são em essência bombas convencionais modificadas em seus elementos internos. Alteração no rotor e na carcaça em turbomáquinas tipo hélico-axial ou centrífuga; ou modificações nos elementos mecânicos como parafusos, êmbolos, camisas, ou carcaça para o caso de bombas de deslocamento positivo. Outra grande variante são os tipos de selo utilizados nestes sistemas, os quais geralmente são duplos ou triplos e estão pressurizados para evitar fugas, devido à presença de gás e às altas pressões geradas no interior da bomba.

2.2.2 Bomba Multifásica Hélico-Axial

A bomba hélico-axial é uma bomba multiestágio, onde cada estágio é composto de um rotor hélico-axial encarregado de transmitir ao fluido a energia cinética e de um estator encarregado de homogeneizar e direcionar o fluido para o estágio seguinte. Um esquema do estágio da bomba multifásica hélico-axial (BMHA), mostrando os componentes principais é apresentado na Figura 2.3.

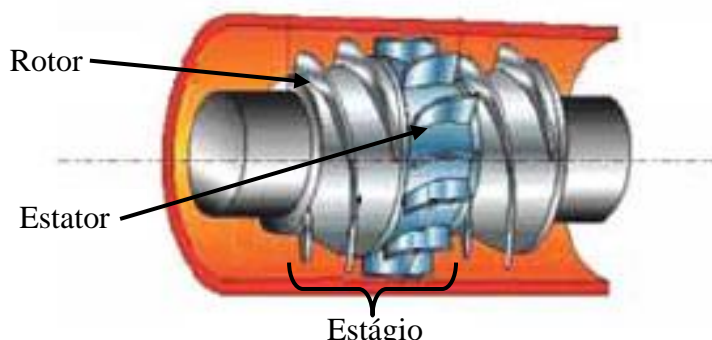


Figura 2.3 Esquema do estágio da bomba multifásica hélico-axial (Hua *et al.* 2012).

Sua configuração é semelhante à de um híbrido entre uma bomba e um compressor axial. Isso impede a separação da mistura de líquido e gás, permitindo características como pressão de escoamento estável e um aumento da eficiência global.

Embora a tecnologia hélico-axial, estudada desta tese, represente apenas uma pequena quantidade do total de instalações de bombas multifásicas, Figura 1.1, estas são utilizadas na maioria das aplicações fora da costa e submarinas. Além disso, têm uma maior capacidade de bombeamento (maiores vazões) em comparação com as bombas de deslocamento positivo e operam com maior fração de volume de gás que a bomba centrífuga.

2.2.3 Escoamento em Bomba Multifásica Axial ou Hélico-Axial

Murakami e Minemura (1983) descreveram a trajetória de bolhas isoladas em uma bomba multifásica axial. Os autores utilizaram um duto capilar para inserir bolhas na entrada da bomba e, assim, tirar fotografias do caminho percorrido pelas mesmas. Pode-se observar uma trajetória típica na Figura 2.4.

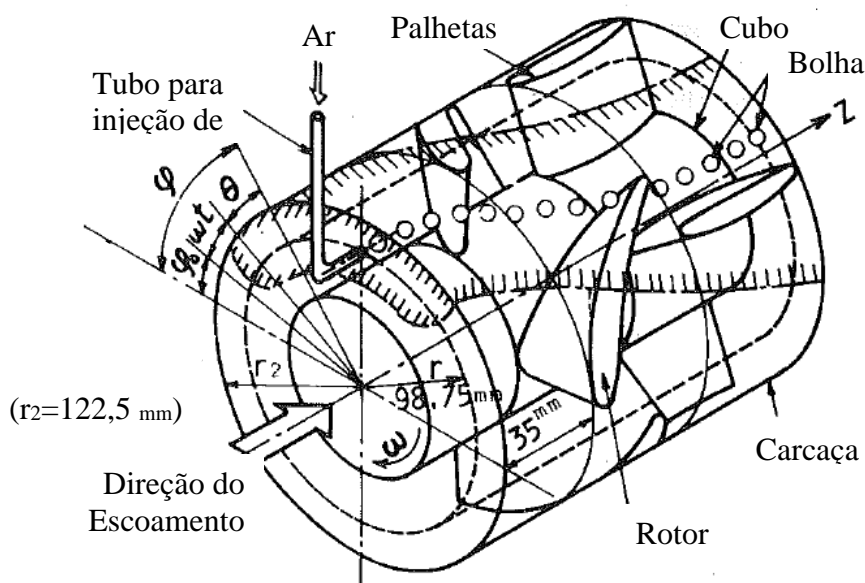


Figura 2.4 Esquema da bomba usada por Murakami e Minemura (1983)

Os autores primeiro identificaram as linhas de corrente da fase contínua (água) em uma superfície entre as pás para um coeficiente de vazão $\phi = 0,260$. O coeficiente de vazão é definido como a razão entre a velocidade de transporte ou descarga (componente da velocidade absoluta na direção meridional) e a velocidade de condução das pás (velocidade

circunferencial). Na Figura 2.5 as linhas de corrente são esquematizadas por linhas contínuas e as linhas isobáricas ($\Delta P = \text{constante}$) estão desenhadas pelas linhas tracejadas.

A Figura 2.5 mostra claramente que as linhas de corrente quase se adaptam à forma das pás, indicando a ausência de separação de escoamento. Na entrada do canal, perto do lado de sucção, as linhas ficam mais juntas, o que reflete uma aceleração local, que de outra forma está associada com uma leve queda da pressão indicada por linhas isobáricas, formando uma "bolha" (a queda de pressão pode ser um local de cavitação se a pressão de entrada é suficientemente baixa). Na saída do canal as linhas de corrente são cada vez mais espaçadas (desaceleração de escoamento) e de forma bastante equilibrada, de modo que as linhas isobáricas são praticamente perpendiculares às linhas de corrente.

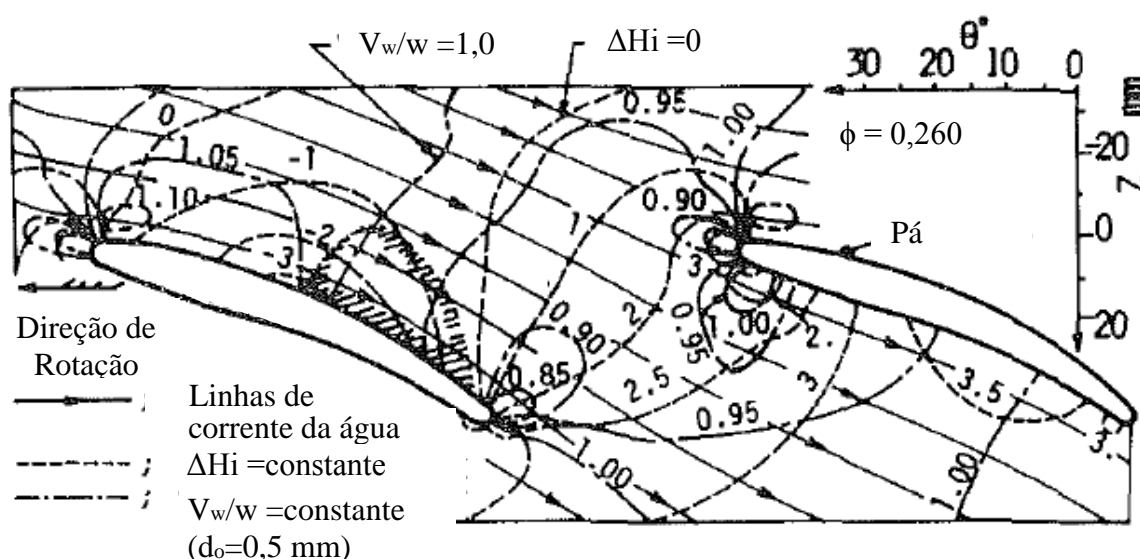


Figura 2.5 Linhas de corrente e isobáricas sobre uma superfície entre pás (Murakami e Minemura, 1983)

Na Figura 2.6 são mostradas as trajetórias das bolhas de ar. Nesta figura, as linhas de corrente da fase contínua são mostradas pela linha tracejada, enquanto que os caminhos das bolhas estão desenhados por linhas sólidas. Duas observações são feitas pelos autores: 1) Perto do lado de pressão das pás, os caminhos das bolhas são quase paralelos às linhas de escoamento de água, enquanto que perto do lado de sucção são desviados junto à pá; 2) As linhas pontilhadas desenhadas a partir do bordo de ataque para o bordo de fuga representam a localização das partículas em tempos espaçados de 0,005 segundos, e podem ser comparadas com os locais das bolhas de ar tiradas no mesmo instante, observando-se a presença de um deslizamento entre as duas fases.

Os autores citam que tal como no caso das bombas centrífugas, o movimento de uma bolha em bombas axiais é governado principalmente por meio da força de arrasto \vec{F}_D e da força devido ao gradiente de pressão, $\vec{F}_{\Delta p}$. A força $\vec{F}_{\Delta p}$ atua normalmente nas linhas isobáricas, Figura 2.5. Assim, perto do lado de pressão das pás, $\vec{F}_{\Delta p}$, é quase na direção do escoamento da fase contínua, enquanto que, perto do lado de sucção, $\vec{F}_{\Delta p}$ forma quase um ângulo reto com as linhas de corrente. Portanto, as bolhas se movem da área central ao lado de baixa pressão das pás (correspondente ao movimento de bolhas partindo das posições S2 a S6 ou S3 a S7, Figura 2.6), sendo desviados para o lado de sucção das pás.

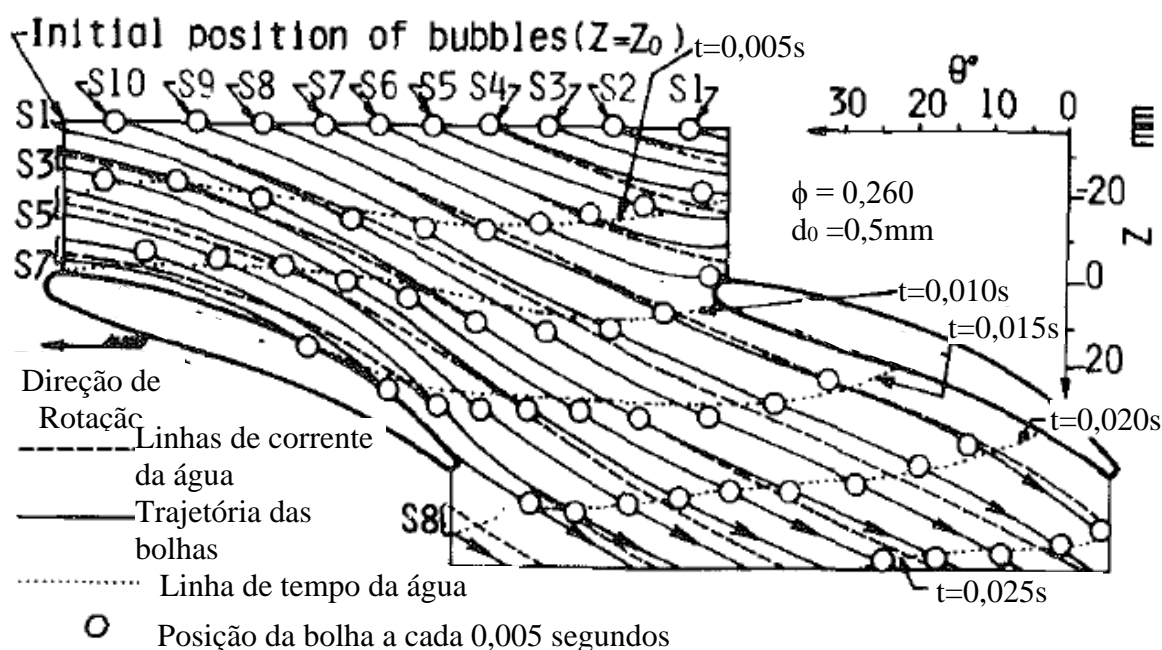


Figura 2.6 Comparação do caminho das bolhas de ar com as linhas de corrente do fluido (Murakami e Minemura, 1983)

Os autores também demonstraram o efeito do tamanho das bolhas sobre o desvio da trajetória das mesmas. Notaram que o aumento do diâmetro das bolhas, d_0 na Figura 2.7, leva a um aumento do desvio no caminho das bolhas para o lado de sucção e a deflexão é mais intensa quando as bolhas são localizadas perto do lado de baixa pressão (zona de gradientes de pressão fortes). Em contraste, o desvio diminui com um diâmetro de bolha $d_0=0,1mm$, o qual coincide substancialmente com a trajetória da linha de corrente da fase contínua (água).

Os autores também demonstraram o efeito do escoamento da fase contínua sobre o desvio da trajetória da bolha. Na Figura 2.8 pode-se observar que o desvio das bolhas no lado

de sucção das pás também depende da taxa de escoamento da fase contínua. A Figura mostra a trajetória de bolhas de 500 μm para quatro diferentes valores do coeficiente de vazão $\phi(0,290;0,260;0,230;0,200)$. A taxa de escoamento nominal Q_n é expressa como $\phi=0,260$, portanto foram testadas para as faixas de taxa de escoamento de $0,77Q_n$ até $1,115Q_n$.

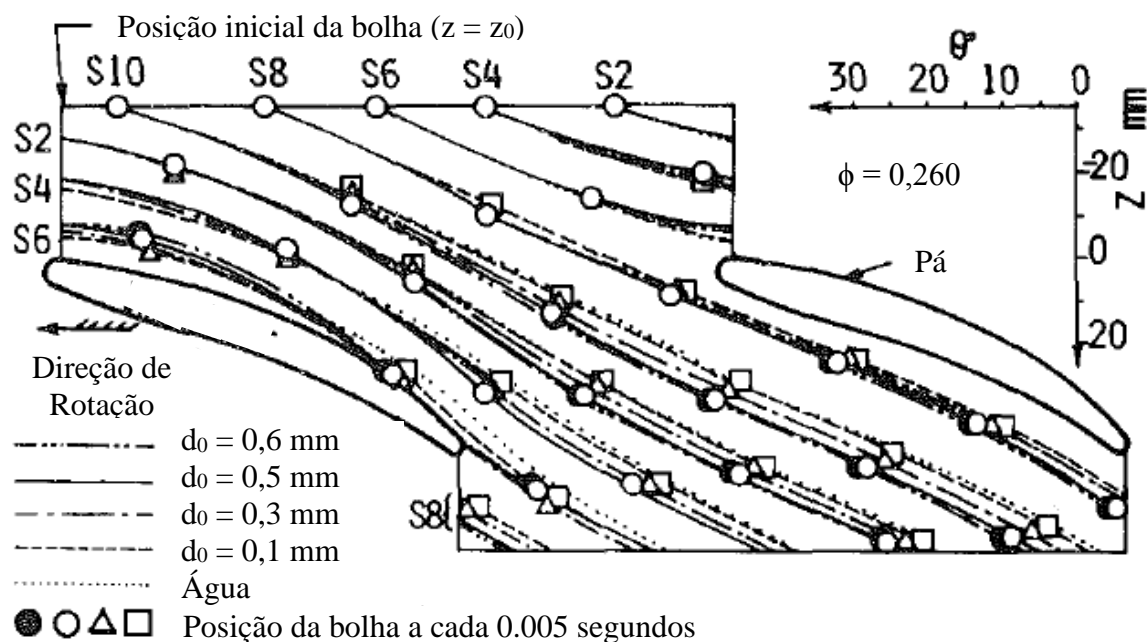


Figura 2.7 Trajetória das bolhas para diferentes diâmetros (Murakami e Minemura, 1983)

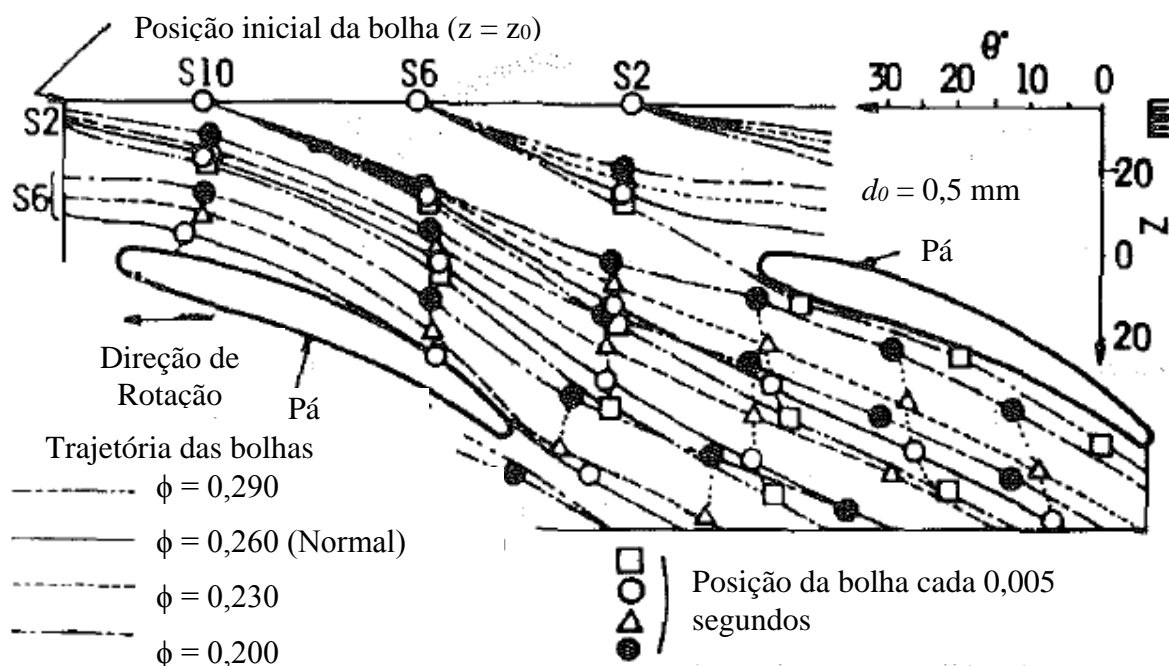


Figura 2.8 Trajetória das bolhas para diferentes coeficientes de vazão (Murakami e Minemura, 1983)

Nota-se que quando a vazão aumenta, as bolhas com os mesmos diâmetros são mais desviadas para o lado de sucção das pás. Este fenômeno é susceptível para provocar uma separação de fases que favoreceria a degradação do ganho de pressão na bomba, ou, pelo menos, para fazer uma mistura heterogênea das duas fases na saída do rotor.

Gié *et al.* (1992) explicam que em bomba multifásica hélico-axial o aumento de pressão é função do número de estágios, e a vazão volumétrica é função do diâmetro do mesmo. De um ponto de vista termodinâmico, cada estágio deveria ser diferente do outro para considerar a variação da massa específica da mistura. Pois a pressão é aumentada em cada estágio e a fração volumétrica de gás, conseqüentemente é reduzida. De um ponto de vista técnico é melhor projetar o estágio para um conjunto médio de parâmetros (vazão, pressão, massa específica), a fim de padronizar a fabricação dos estágios. As bombas projetadas atualmente têm, portanto, dois ou três estágios idênticos.

Os autores realizaram testes em uma bomba multifásica hélico-axial, incluindo um tanque que faz uma mistura homogênea do fluido que vai escoar na bomba, equipamento essencial do sistema, pois ajuda a controlar os efeitos da mudança brusca da fração de volume de gás (GVF). Os resultados dos testes mostraram que o aumento da pressão de sucção melhora o desempenho da bomba (Gié *et al.* 1992).

Reber *et al.* (1995) explicaram que o desempenho da bomba multifásica hélico-axial é fortemente influenciado pela massa específica média da mistura, portanto, precisa-se acoplar um motor de velocidade variável a fim de gerar a pressão requerida. No caso de operar com altas frações de gás a bomba funciona em altas rotações, porém para fases líquidas e para baixas GVF a bomba opera em baixas rotações. Ao bombear frações de gás muito elevadas (acima de 0,9), a recirculação parcial do líquido é recomendada, a fim de aumentar artificialmente a massa específica média da mistura na entrada da bomba.

Além disso, os autores narram que no desenvolvimento da bomba multifásica hélico-axial, tipo Neptunia, foram realizados testes da bomba num banco, operando água/ar, com o intuito de obter uma geometria otimizada; duas modificações foram realizadas, a primeira na curvatura da pá do rotor a fim de evitar a separação de fases e garantir a máxima compressão da mistura e a segunda na geometria do difusor, a fim de garantir um melhor escoamento axial e assim limitar as perdas de carga. Resultados dos testes mostraram que os rendimentos destas bombas estão entre 25% e 50%.

Tremante (2000) analisou o desempenho do rotor de uma turbomáquina hélico-axial na presença de um escoamento bifásico (líquido/gás), utilizando CFX® como ferramenta

computacional. A geometria do rotor da bomba multifásica hélico-axial tipo Neptúnia foi empregada para fazer a análise. Os resultados da simulação numérica mostram um efeito significativo da fração volumétrica de gás no aumento das perdas no perfil (o coeficiente de arrasto C_D), além do que o coeficiente de sustentação C_L diminui à medida que aumenta a GVF.

Falcimaigne *et al.* (2002) apresentaram em seu relatório uma análise do estado da arte da tecnologia hélico-axial, inventada e desenvolvida pelo Instituto Francês do Petróleo (IFP) nos anos oitenta. Citam vários projetos, como o Pribskoye na Sibéria, Dumbar no Mar do Norte e o Topacio na Guiné Equatorial, onde esta tecnologia tem conseguido grande êxito comercial relacionado com a exploração e produção de petróleo. Descrevem que o rotor típico possui uma forma especial que limita as acelerações e as áreas de baixa pressão, evitando a separação das fases e fornecendo bom desempenho no escoamento multifásico (num rotor convencional o líquido é acelerado e escorrega, enquanto o gás permanece no lugar, levando rapidamente ao fenômeno de bloqueio de gás, (maior informação sobre o bloqueio de gás é fornecida no apêndice B)). Finalmente expõem que a eficiência multifásica é sensível a parâmetros tais como: as características da mistura das fases (principalmente, razões de massa específica e de vazão volumétrica); de propriedades dos fluidos (viscosidade, volatilidade e solubilidade dos componentes); o número de fases (presença de areia ou emulsões); pressão de sucção e o tamanho de bolhas de gás.

Kong *et al.* (2010) fizeram testes de desempenho numa bomba multifásica hélico-axial projetada pela *China University of Petroleum* (Beijing). Resultados de diferentes condições como a fração de volume de gás (GVF) e a rotação são apresentados. Os estudos experimentais combinados com análise teórica mostraram que as leis de semelhança são satisfeitas pelas bombas multifásicas, o que pode ser utilizado no desenvolvimento de novos projetos e a previsão do comportamento. Os resultados dos testes mostraram que o aumento da pressão de sucção e da rotação podem melhorar o desempenho. Além do que a bomba funcionou instavelmente com o aumento da GVF até certo ponto onde ocorreu estratificação entre as duas fases a uma alta GVF, criando acúmulo de gás.

Mohamed (2012) mostrou a influência do comprimento das pás (corda) sobre o desempenho da bomba multifásica hélico-axial. As pás com grande comprimento promovem a mistura multifásica, dando assim uma melhor eficiência.

Zhang *et al.* (2015) estudaram por visualização o efeito da rotação (1800 rpm – 2700 rpm) e da GVF (0% - 45%) sobre o tamanho da bolha de ar na entrada de uma bomba hélico-axial. Os resultados dos testes mostraram que os tamanhos das bolhas se incrementam (0,2

mm \rightarrow 2 mm) com o aumento da GVF, porém diminuíram (1,5mm \rightarrow 0,5mm) com o aumento da rotação.

2.2.4 Projeto de Bomba Multifásica Hélico-Axial

Com relação ao projeto de bombas multifásicas hélico-axiais, na literatura técnica existem poucas publicações disponíveis. Basicamente, esses trabalhos são de exclusividade de importantes empresas multinacionais, dificultando desta maneira a obtenção de informações específicas sobre o tema. No que se refere às simulações avaliando o rendimento, existem alguns autores que utilizam técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para análise do escoamento neste tipo de turbomáquina.

Cao *et al.* (2005) relataram que, ao contrário das turbomáquinas convencionais operando com fluido monofásico, nas bombas multifásicas não existe um modelo generalizado diretamente aplicável ao projeto hidrodinâmico; assim apresentaram uma metodologia de projeto hidrodinâmico para escoamento bifásico gás-líquido num rotor de uma bomba hélico-axial empregando a combinação de método inverso e análise de fluxo direto. A geometria das pás do rotor foi projetada para uma distribuição de momento angular local dada pela variação de $(c_m r)$ onde através de métodos inversos é possível obter a trajetória das linhas de corrente representativas do escoamento (tratando a mistura bifásica como um fluido pseudo-homogêneo), para logo obter o canal tridimensional do rotor para as análises diretas em CFD. Com base na análise do escoamento, a distribuição do torque é modificada para se obter uma distribuição de escoamento favorável.

Zhang *et al.* (2014) propuseram um método para o projeto das pás do rotor, acoplando a equação do gradiente da velocidade meridional e as equações de escoamento bifásico (gás-líquido). A equação da curvatura da linha média da pá é integrada numericamente, o que garante a forma de pá, o padrão de escoamento bifásico e a passagem de escoamento do rotor.

2.2.5 Otimização em Bombas Multifásicas Hélico-Axiais

Zhang *et al.* (2009) propuseram a otimização do rotor da BMHA utilizando a técnica de algoritmos genéticos, para uma bomba operando com GVF de 30%. Os principais parâmetros geométricos selecionados como parâmetros otimizáveis são os ângulos de entrada e saída da pá (β_4 e β_5), a relação de diâmetros na entrada da pá (D_{4i}/D_{4e}) e o ângulo de conicidade do cubo (γ). Para obter o desempenho do rotor foram utilizadas ferramentas de CFD para a

solução das equações de Navier - Stokes com o modelo de turbulência $k-\epsilon$. Através deste método, um conjunto de parâmetros geométricos melhores foi obtido com um acréscimo de 14,4% na pressão.

Zhang *et al.* (2010) realizaram a otimização do rotor da BMHA utilizando o método de projeto ortogonal (O objetivo do método é pesquisar a combinação ótima através de um número relativamente menor de experimentos). A simulação numérica e a pesquisa experimental foram realizadas com o objetivo de aumentar a pressão e o rendimento da bomba. Os principais parâmetros geométricos selecionados como parâmetros otimizáveis são: β_4 , β_5 , D_{4i}/D_{4e} , e γ . Para obter o desempenho do rotor foi usado o modelo de turbulência $k-\epsilon$.

Zhang *et al.* (2011), a fim de melhorar o desempenho da bomba multifásica hélico-axial, apresentaram um método de otimização multiobjectivo para o rotor através da combinação de rede neural artificial (RNA) com algoritmo genético-II (NSGA-II). Os objetivos foram aumentar a pressão e o rendimento da bomba. Os principais parâmetros geométricos que influenciam o desempenho do rotor foram escolhidos como variáveis de otimização: β_4 , β_5 , D_{4i}/D_{4e} , e γ . O espaço amostral foi estruturado de acordo com o método de projeto ortogonal. Em seguida, o aumento da pressão e da eficiência nas condições de trabalho específicas foram obtidas sobre todos os elementos no espaço amostral através de simulação numérica. Com os resultados simulados como, valores de entrada, um modelo de previsão de desempenho da bomba multifásica foi concebido através da rede neural. Com o modelo de previsão obtido como método de avaliação do melhor valor, o rotor da bomba foi otimizado usando o algoritmo genético multiobjectivo NSGA-II.

Zhang *et al.* (2012) comentam que a bomba multifásica hélico-axial é propensa a provocar separação gás-líquido no interior do rotor ao operar com uma fração alta de gás. Para resolver o problema, os autores apresentam várias medidas para quebrar as grandes bolhas de gás e inibir a separação. Estratégias como incluir pás auxiliares curtas, abrir orifícios nas pás onde as grandes bolhas de gás se reúnem, usar pás em forma de T, conforme esquematizado na Figura 2.9. Os autores utilizaram técnicas de CFD para simular os campos de escoamento nos rotores modificados. Os resultados mostram que linhas de corrente dos três novos rotores possuem melhores distribuições do que o rotor original, a mistura bifásica foi melhorada, e a separação gás-líquido foi inibida em certa medida. No entanto, a adição de pás auxiliares curtas e usar pás em formato de T não teve grande influência para melhorar a diferença de pressão. Assim, o posicionamento e os parâmetros geométricos das medidas de inibição de separação de gás-líquido devem ser otimizadas.

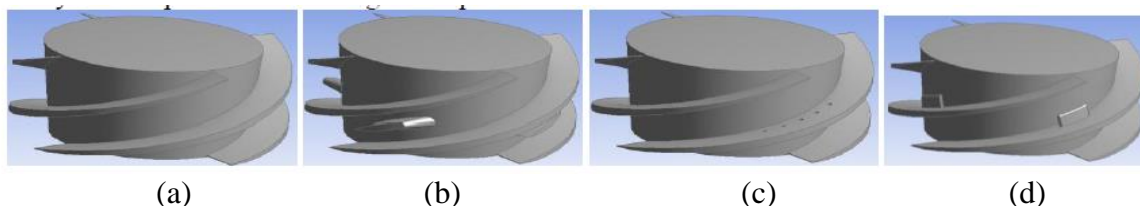


Figura 2.9 Esquema de rotores usados por Zhang *et al.* 2012 para testar a inibição da separação da mistura (a) Original, (b) com pás auxiliares,(c)com orifícios nas pás, (d) pás em forma de T.

Hao *et al.* (2015) apresentam a otimização do rotor da BMHA com base em CFD e algoritmo genético. O método inclui principalmente CFD, para estabelecer a relação não linear através da rede neural; e algoritmo genético, para a otimização. O perfil das pás é parametrizado por *spline* e escolhidos 12 pontos de controle como variáveis de otimização. Em seguida, para cada variável de otimização é dada a dimensão ótima. A base de dados dos exemplos é obtida usando projeto ortogonal padrão. Os valores de saída são obtidos pela simulação de cada amostra, utilizando CFD. A rede neural é treinada através do banco de dados. Assim, a relação não linear entre os parâmetros da pá e os parâmetros de desempenho da bomba é construída pela aplicação da capacidade de ajuste não-linear da rede neural. A rede neural treinada considera-se uma função de adequação do algoritmo genético, que é usada para otimizar a bomba multifásica. Resultados da otimização mostram que a eficiência hidráulica da bomba multifásica é aumentada em 1,91%.

Capítulo 3

PROJETO PRELIMINAR DA BOMBA MULTIFÁSICA HÉLICO-AXIAL

Neste capítulo são apresentados os conceitos necessários para o projeto hidrodinâmico preliminar de uma bomba hélico-axial que opera com uma mistura de fluidos (água-ar), assim como uma metodologia de projeto unidimensional detalhada, que considera as propriedades dos fluidos da mistura, adaptando a teoria da asa da sustentação.

Além disso, é utilizada a condição de vórtice-livre para a solução da equação de equilíbrio radial. Para essa condição, tanto o trabalho específico do rotor, $Y_{pá}$, como a componente meridional da velocidade absoluta, c_m , permanecem constantes ao longo do comprimento da pá. Como os rotores hélico-axiais de bombas multifásicas apresentam relações de cubo, $\nu = D_i/D_e$, relativamente altas, a condição de vórtice-livre pode ser aplicada sem nenhuma restrição; no caso de baixas relações de cubo, ocorreriam fortes torções das pás nas seções radiais mais próximas ao cubo do rotor.

A teoria da asa da sustentação aplicada em turbomáquinas convencionais tem sido tratadas por vários autores: entre os que podem se destacar Pfleiderer (1960) que apresenta um procedimento detalhado para o dimensionamento do rotor e do difusor de uma bomba axial. Stepanoff (1962) apresenta um procedimento para o projeto de uma bomba axial (rotor difusor) com base em dados da grade; Schulz (1964) e Bran e Souza (1969) apresentam um procedimento semelhante ao de Pfleiderer (1960) e Albuquerque (2006) com base no

procedimento de Bran e Souza (1969), mostrou exemplos de projeto de rotores axiais de um ventilador e de uma turbina hidráulica utilizando a condição de vórtice-livre.

Na sequência, são apresentadas informações sobre as tecnologias de bombas hélico-axial, a fim de entender os parâmetros principais desta geometria. Em seguida são descritos alguns fundamentos teóricos sobre a teoria de grades lineares, a condição resultante da teoria da asa de sustentação, as condições de equilíbrio radial e finalmente um procedimento de projeto para rotores hélico-axiais.

3.1 Bomba Multifásica Hélico-Axial

O sistema de bombas utilizando tecnologia hélico-axial teve seu início nos anos oitenta e foi planejada com objetivo de obter um equipamento capaz de transportar misturas de petróleo, gás e água provenientes de poços petrolíferos fora da costa.

Segundo Mohamed (2012), a geometria do rotor da bomba multifásica hélico-axial tem a aparência de indutores, pois os ângulos no bordo de ataque e de fuga são pequenos em relação à direção circunferencial, levando a se adotar pás alongadas e ligeiramente curvadas, com ângulo de montagem baixo (com relação à direção circunferencial). O número de pás é reduzido (3 a 5), a fim de limitar o efeito do bloqueio na entrada do escoamento. Os diâmetros do cubo e da ponta são importantes, induzindo a uma baixa largura da pá, que leva à obtenção de canais estreitos, onde as perdas por atrito nas paredes são relativamente grandes e, conseqüentemente, ocasionando eficiências mais baixas do que as bombas convencionais (em torno de 50%). Entretanto, esta configuração pode permitir uma boa homogeneização da mistura de líquido e gás, resultando em melhores eficiências multifásicas. Além disso, Mohamed (2012) justificou o projeto da bomba com múltiplos estágios, normalmente entre 5 e 15, devido ao baixo ganho de pressão por estágio.

O primeiro modelo desta tecnologia segundo Falcilmaigne *et al.* (2002), surgiu em 1987, quando o Instituto Frances do Petróleo (IFP) junto com a empresa TOTAL desenvolveram o projeto denominado *Poseidon*, que criou o primeiro protótipo “ P300” de 15 estágios, com uma vazão de 250 m³/h e uma fração de volume de gás GVF de 91%, sendo testada em campo nos anos 1991 e 1992, obtendo-se bons resultados (Figura 3.1).

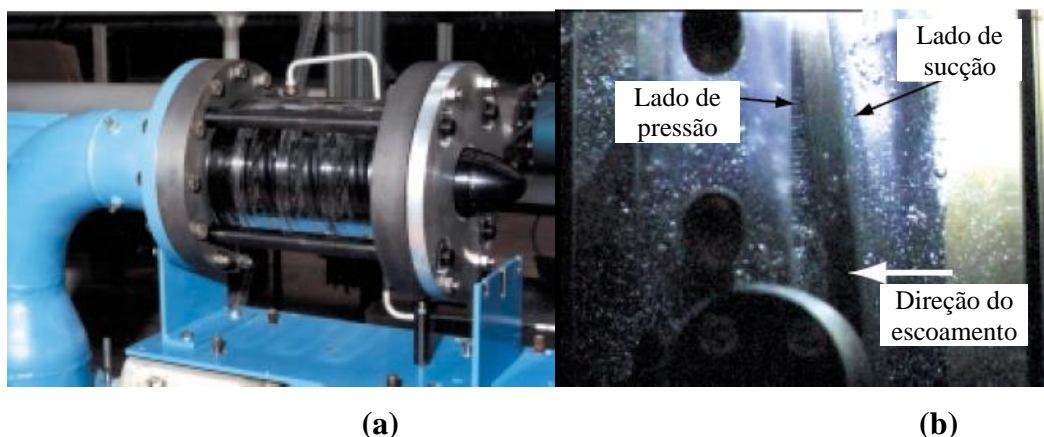


Figura 3.1 (a) Bomba Multifásica Hélico-Axial tipo Poseidon. (b) Testes em bomba Multifásica Poseidon Falcilmagne *et al.* (2002)

No ano 1991, a empresa Cotap-Neptunia, especializada em caldeiras nucleares para a frota da marinha Francesa, desenvolveu a bomba multifásica Neptunia, baseada em tecnologia rotodinâmica (hélico-axial), que incluiu um rotor axial com perfil da série NACA e um difusor equipado também com perfil NACA, o qual é projetado para corrigir as regiões de separação e de alta intensidade de turbulência, resultando no melhoramento do desempenho do estágio (Reber *et al.* 1995). A Figura 3.2 mostra um esquema de um estágio da bomba. O primeiro protótipo tinha 6 estágios e operava com até 90% de GVF, vazão de 400 m³/h, rotação de 2000 rpm até 6500 rpm e uma folga no topo de 0,3 mm entre o rotor e a carcaça.

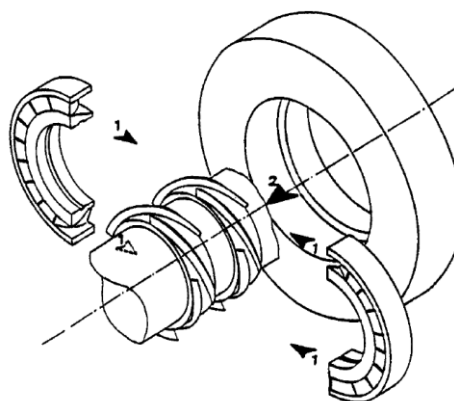


Figura 3.2 Bomba Multifásica Hélico-Axial tipo Neptunia. (Reber *et al.* 1995).

Faustini (2006) mencionou que não existem metodologias diretamente aplicáveis ao projeto hidrodinâmico de bombas multifásicas; portanto, este tipo de tecnologia tem sido baseado em análises empíricas, caso por caso, onde o melhor rotor é selecionado a partir dos resultados de ensaios em laboratório.

3.2 Fundamentos Teóricos Sobre Grades Lineares

A Figura 3.3a representa um esquema de uma turbomáquina geradora multiestágio aproximadamente axial (com cubo inclinado), composta basicamente por uma carcaça e cada estágio por um rotor seguido de um difusor (estator); sendo representada a entrada do rotor como a estação 4, a saída do rotor como a estação 5, a entrada do estator como a estação 7 e, por último, a saída do estator como a estação 8.

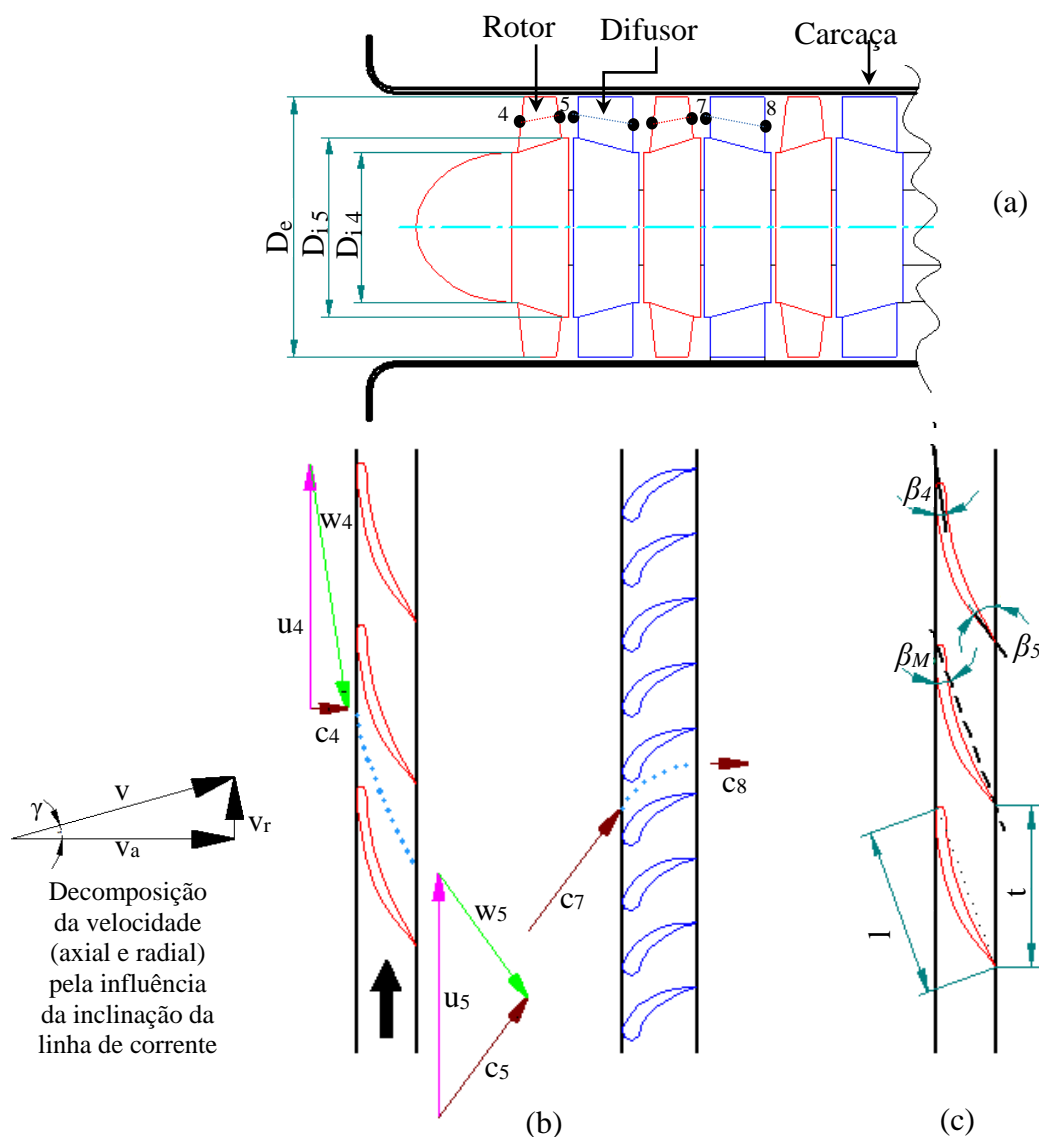


Figura 3.3 a) Esquema de uma turbomáquina geradora aproximadamente axial (com cubo inclinado). b) esquema da grade linear onde são representadas as componentes das velocidades. c) grade linear do rotor onde estão ilustradas as grandezas geométricas mais importantes.

A Figura 3.3b representa o esquema da grade linear na linha média da seção radial, composta de perfis aerodinâmicos idênticos e igualmente espaçados; são mostradas as

componentes das velocidades, no caso do rotor os triângulos de velocidades, e no caso do estator os vetores para a entrada e saída de cada um dos componentes (ressaltando que as velocidades apresentam componentes circunferenciais (u), axiais (a) e radiais (r)).

O caso específico do rotor de uma bomba multifásica hélico-axial, é representado na Figura 3.4a, onde é esquematizado um corte na altura média da pá, resultando na grade linear, como mostra a Figura 3.4b.

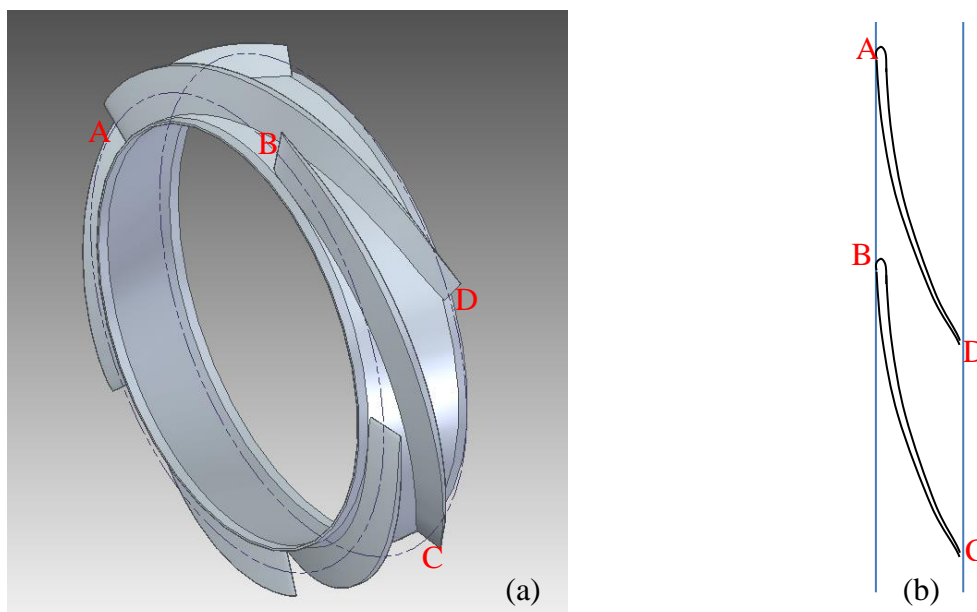


Figura 3.4 a) Rotor de bomba multifásica hélico-axial, b) representação em grade.

Na Figura 3.5, t representa o espaçamento entre os perfis ou passo; l é o comprimento da corda, e γ é o ângulo entre a componente axial e meridional. O escoamento se aproxima da grade com velocidade uniforme w_3 . Ao ser defletido pelas pás, o escoamento sai com velocidade uniforme w_6 . No que segue, admite-se ainda que o escoamento é permanente e não viscoso.

Os triângulos de velocidades tanto na entrada quanto na saída do rotor estão compostos principalmente pelas velocidades circunferenciais ou tangenciais u , velocidades absolutas c , e velocidades relativas w . Assim como das componentes circunferenciais das velocidades absolutas c_u e das velocidades relativa w_u , além das componentes meridionais das velocidades absolutas c_m e das velocidades relativa w_m (que por sua vez são compostas pelas componentes axiais c_a e w_a , radiais c_r e w_r , e dos ângulos do escoamento absoluto α e relativo β).

Devido à hipótese de periodicidade do escoamento em cada canal formado por duas pás consecutivas, considera-se, para efeito de cálculo da circulação, que tanto as linhas ha e fg , como as linhas bc e de são simétricas, de tal maneira que se cancelam as circulações correspondentes, tem-se então:

$$\Gamma = \oint_{abcdefgh} \vec{w} d\vec{s} = \int w_{u3} d\vec{s} - \int w_{u6} d\vec{s} \quad (3.2)$$

$$\Gamma = w_{u3} t_4 - w_{u6} t_5 \approx t \Delta w_u = t \Delta c_u$$

Aplicando a equação da quantidade de movimento na forma integral, equação. (3.3), ao volume de controle que envolve uma pá do rotor, nas direções axial e circunferencial e utilizando a equação de Bernoulli, para o rotor, para calcular a força devida pela variação de pressão, equação (3.4), pode-se determinar as componentes nas direções circunferencial (u) e axial (z) da força que a pá exerce sobre o fluido e vice-versa.

$$\vec{F}_e + \int_{vc} -\vec{a}^* dm = \frac{d}{dt} \int_{vc} \vec{w} dm + \oint_{sc} \vec{w} dm \quad (3.3)$$

$$P_6 - P_3 = \frac{\rho}{2} (w_3^2 - w_6^2) + \frac{\rho}{2} (u_6^2 - u_3^2) \quad (3.4)$$

Do referencial da grade, o escoamento se processa em regime permanente, sendo nulo, portanto o primeiro termo do segundo membro (taxa de variação da q.d.m. no vc) da eq. (3.3). As forças fictícias (integral do segundo termo do primeiro membro) apresentam componentes apenas em r , pois a aceleração fictícia ou aparente, considerando um rotor de uma máquina estacionária, com rotação constante, composta unicamente pela aceleração normal e aceleração de Coriolis, equação (3.5).

$$\vec{a}^* = -(\omega^2 r + 2\omega w_\theta) \hat{e}_r \quad (3.5)$$

Desse modo as componentes da força que a pá exerce sobre o fluido e vice-versa ficam

$$\vec{F}_{pá,\theta} = b_m \rho_m w_\infty \Gamma \sin \beta_\infty \quad (3.6)$$

$$\vec{F}_{pá,z} = b_m \rho_m w_\infty \Gamma \cos \beta_\infty \quad (3.7)$$

onde o subscrito m , refere-se às propriedades médias. b_m é a altura radial média da pá (perpendicular) e β_∞ é o ângulo que a velocidade forma com a direção circunferencial (Figura 3.5). A resultante dessas duas componentes é a força na pá, $\vec{F}_{pá}$, que atua perpendicularmente à velocidade média do escoamento relativo, \vec{w}_∞ , e cujo módulo é

$$|\vec{F}_{pá}| = b_m \rho_m w_\infty \Gamma \quad (3.8)$$

A Figura 3.6 representa uma grade de uma turbomáquina geradora, onde i é o ângulo de incidência, definido como o ângulo entre \vec{w}_∞ e a direção do comprimento da corda do perfil, sendo assim o ângulo de montagem do perfil, β_M , é calculado por:

$$\beta_M = \beta_\infty + i \quad (3.9)$$

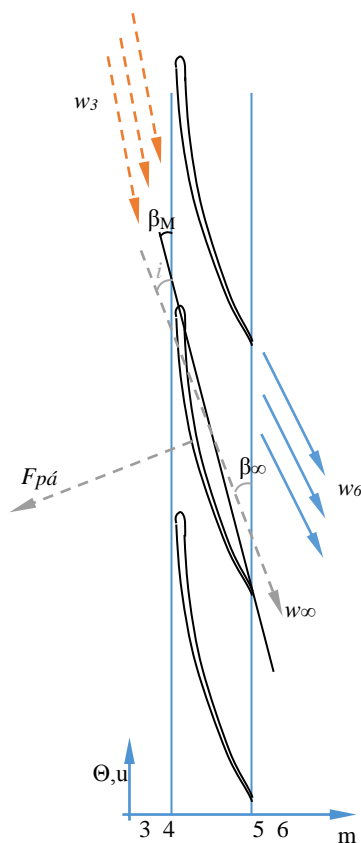


Figura 3.6 Ilustração do teorema de Kutta- Joukowski aplicado a perfis em grade linear

A força $\vec{F}_{pá}$ é chamada de força de sustentação, \vec{F}_L , nome oriundo da teoria da asa (aerofólio isolado). No escoamento ideal, essa é a única força atuante, sendo perpendicular a \vec{w}_∞ . No escoamento real, devido aos efeitos viscosos, surge uma componente de força paralela a \vec{w}_∞ , de forma que $\vec{F}_{pá}$ passa a ser representada como na Figura 3.7. Essa componente

paralela a \vec{w}_∞ recebe o nome de força de arrasto, \vec{F}_D . A relação $|\vec{F}_D|/|\vec{F}_L|$ é chamada de coeficiente de escorregamento. Num projeto de perfil aerodinâmico, tem-se como propósito buscar os menores valores possíveis para esse coeficiente, dentro da faixa de operação nominal da turbomáquina. Dessa forma, tem-se: $|\vec{F}_D| \ll |\vec{F}_L|$, $\tan \varepsilon = |\vec{F}_D|/|\vec{F}_L| \approx \varepsilon$, $|\vec{F}_{pa}| \approx |\vec{F}_L|$. Esse coeficiente depende da geometria do perfil e do ângulo de incidência, da mesma forma que as forças de sustentação e de arrasto.

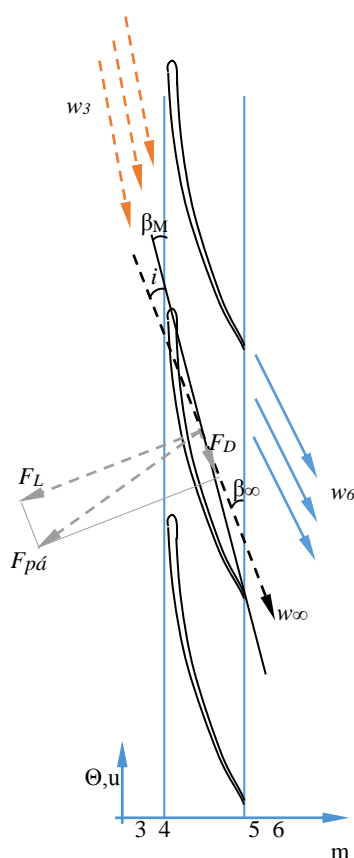


Figura 3.7 Forças de sustentação e de arrasto sobre um perfil aerodinâmico em grade linear

O projeto de grades lineares com estações radiais representativas de máquinas axiais, pode ser feito lançando-se mão de dados experimentais ($|\vec{F}_L|$ e $|\vec{F}_D|$) de perfis aerodinâmicos isolados. Essa prática é muito difundida, mas está sujeita a restrições, principalmente em situações de alta solidez da grade, $\sigma_{GL} = \ell/t$. Esses casos correspondem a um grande número de rotores (turbinas a vapor e a gás, e turbo compressores), de forma que as condições do escoamento em grade tendem a diferir substancialmente daquelas para o perfil isolado, mantidas as condições cinemáticas (\vec{w}_∞). Em muitos casos, porém, para valores de ℓ/t baixos ou moderados ($\ell/t \leq 1$), valores típicos de bombas, ventiladores e turbinas hidráulicas,

os pré-dimensionamentos com base nos dados de perfis isolados conduzem a resultados satisfatórios.

Considere um perfil aerodinâmico disposto em um escoamento incompressível com velocidade relativa uniforme, \vec{w}_∞ , e com ângulo de incidência, i . Considere também a massa específica, ρ , e a viscosidade dinâmica, μ , como propriedades do fluido. Considere ainda um perfil com espessura máxima, $e_{\text{máx}}$, e com comprimento da corda, l . Se o escoamento é considerado bidimensional, as forças de sustentação e de arrasto, $|\vec{F}_L|$ e $|\vec{F}_D|$, por unidade de largura, b , podem ser escritas como:

$$|\vec{F}_L| = F_L(w_\infty, \ell, e_{\text{máx}}, i, \rho, \mu) \quad (3.10)$$

$$|\vec{F}_D| = F_D(w_\infty, \ell, e_{\text{máx}}, i, \rho, \mu) \quad (3.11)$$

Experimentalmente, os resultados costumam ser descritos por meio de coeficientes adimensionais característicos. Portanto, aplicando apropriadamente a análise dimensional, o teorema dos Π de Buckingham fornece

$$C_L = \frac{|\vec{F}_L|}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell b} \equiv \text{coeficiente de sustentação} \quad (3.12)$$

$$C_D = \frac{|\vec{F}_D|}{\frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell b} \equiv \text{coeficiente de arrasto} \quad (3.13)$$

$$R_e = \frac{\rho w_\infty \ell}{\mu} \equiv \text{número de Reynolds} \quad (3.14)$$

3.3 Condição Resultante da Teoria da Asa de Sustentação e da Teoria da Grade

Considerando-se as Equações (3.2), (3.8) e (3.12), e lembrando também que $|\vec{F}_{pd}| \cong |\vec{F}_L|$ na região de operação ótima dos perfis, obtém-se.

$$|\vec{F}_L| = b \rho w_\infty t \Delta c_u = b C_L \frac{1}{2} \rho w_\infty^2 \ell \quad (3.15)$$

ou

$$C_L \frac{\ell}{t} = \frac{2\Delta c_u}{w_\infty} \quad (3.16)$$

A Equação (3.16) constitui a base de cálculo de projeto de rotores axiais, via teoria da asa de sustentação. Nessa equação, relacionam-se grandezas oriundas dos triângulos de velocidades do escoamento com as características adimensionais de sustentação e razão de solidez na grade.

3.4 Condição de Equilíbrio Radial

Nas máquinas axiais e hélico-axiais, a aproximação 2D só é válida nos casos em que a componente radial da velocidade nos canais entre as pás é muito menor do que a componente axial. Isto geralmente acontece quando $Di/De > 0,8$, tornando assim o escoamento praticamente axial, com a componente w_r , embora não nula, bem menor que as demais, Barbosa (2010).

A equação de equilíbrio radial na forma usual, equação (3.17), é desenvolvida pela relação entre as forças de pressão e as forças de inércia, admitindo-se que as linhas de corrente são paralelas ao eixo de rotação da máquina (desprezando-se a componente radial) e velocidade axial constante (vide Apêndice C para maior detalhe).

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.17)$$

Para a determinação da distribuição de velocidades meridionais (c_m), na direção radial, a Equação (3.17) pode ser resolvida adotando a condição de vórtice-livre. Esta formulação é comumente utilizada em projeto hidro ou aerodinâmico de turbomáquinas axiais e vai ser utilizada neste projeto com turbomáquina hélico-axial. No desenvolvimento, Albuquerque (2006) considerou a equação de Bernoulli aplicada ao rotor, Equação (3.18), e a equação de Euler, para uma turbomáquina axial, Equação (3.19).

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{constante} \quad (3.18)$$

$$Y_{pá} = u(c_{u5} - c_{u4}) \quad (3.19)$$

Logo impondo uma distribuição de trabalho específico constante, $Y_{pá} = \text{constante}$, para finalmente se obter,

$$Y_{pá} = \text{constante} \Rightarrow c_m = \text{constante} \Rightarrow r c_u = \text{constante} \quad (\text{vórtice potencial}) \quad (3.20)$$

A Equação (3.20) indica que se $Y_{pá}$ é constante ao longo do comprimento da pá (ao longo da direção radial), então, também c_m é constante ao longo da pá. (vide Apêndice C)

3.5 Compressão Isotérmica

Processo isotérmico é o nome que se dá à mudança de estado de um sistema termodinâmico, mantendo-se a temperatura constante em todo o processo. Portanto, a compressão isotérmica de um gás ideal, pode ser realizada ao colocar o gás em contato térmico com outro conjunto maior, que esteja à mesma temperatura do gás. Este outro sistema é conhecido como reservatório térmico (Halliday *et al.*, 2009).

No caso específico da Bomba Multifásica Hélico-Axial, operando escoamento bifásico, água - ar, considerando o ar como gás ideal; a água que faz parte da mistura é o reservatório térmico, e permite que o calor seja transferido num processo extremamente lento, permitindo que o gás se comprima.

Segundo a lei de Boyle-Mariotte num processo isotérmico o volume é inversamente proporcional à pressão, como expressa a equação (3.21)

$$p_3 Q_3 = p_6 Q_6 \quad (3.21)$$

De acordo com a lei dos gases ideais num processo isotérmico tem-se que a relação da pressão sobre a massa específica permanece constante

$$\frac{P}{\rho} = \text{constante} \quad (3.22)$$

3.6 Escoamento Bifásico

Por se tratar de um escoamento bifásico devem ser citadas algumas definições importantes destes tipos de escoamento. Como é o caso da fração de volume de gás (GVF), que é a porcentagem de gás contido na mistura, calculada pela equação (3.23).

$$GVF = \frac{Q_g}{Q_{mis}} = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (3.23)$$

Cada um dos fluidos que compõem a mistura possuem suas próprias propriedades físicas, mas estas interferem nas propriedades do fluido misturado e podem ser relacionados utilizando a fração volumétrica do gás, GVF. Portanto a massa específica da mistura e a viscosidade dinâmica do fluido misturado são avaliadas pelas equações (3.24) e (3.25), respetivamente. Deste modo, ao alterar o valor das propriedades físicas de cada um dos fluidos que compõem a mistura, poderia se estender o emprego do projeto hidrodinâmico, para outros fluidos multifásicos diferentes de água-ar.

$$\rho_{mis} = GVF \rho_g + (1 - GVF) \rho_l \quad (3.24)$$

$$\mu_{mis} = GVF \mu_g + (1 - GVF) \mu_l \quad (3.25)$$

3.7 Procedimento de Projeto

Neste item é apresentada a metodologia que define a geometria da bomba hélico-axial. O rotor hélico-axial do presente trabalho foi projetado considerando uma bomba multifásica que opera com água e ar com uma GVF de 30%, rotação de 2.900 rpm, fornecendo uma pressão total de 0,16 MPa para uma vazão de 100 m³/h (0,0278m³/s). Estes valores foram tirados do trabalho de Zhang *et al.* (2014).

O projeto preliminar, com o qual se obtém os pontos discretizados necessários para geração das coordenadas do perfil, bem como seu envolvimento sobre uma superfície de revolução, além das coordenadas da linha geratriz do tronco de cone do cubo e do cilindro da carcaça, foram feito mediante o desenvolvimento de um programa desenvolvido em FORTRAN.

A rotina computacional automatiza o procedimento de projeto hidrodinâmico para o estágio da bomba hélico-axial, e é baseada na sequência da Figura 3.8.

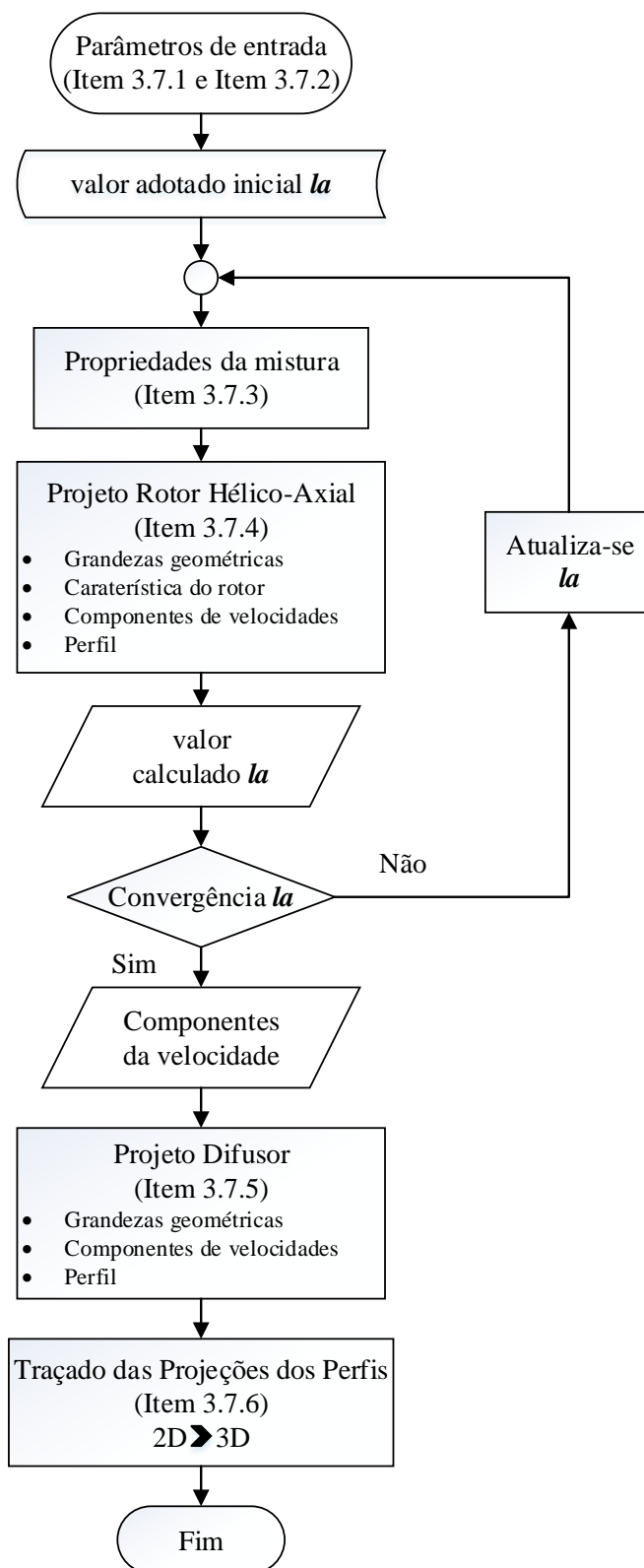


Figura 3.8 Fluxograma do procedimento de cálculo do projeto hidrodinâmico da Bomba multifásica hélico-axial

É importante salientar que a rotação específica, n_{qA} , em torno de 130¹, deste tipo de bomba não apresenta os valores na faixa de n_{qA} de bombas axiais ($n_{qA} > 450$). O que torna a bomba hélico-axial numa turbomáquina não convencional, o cálculo da altura geométrica de sucção da bomba, com base na análise de cavitação, resulta numa bomba não afogada.

3.7.1 Dados de Projeto

Os dados foram extraídos do trabalho de Zhang *et al.* (2014), para ter valores de partida correspondentes à realidade, e assim, puder validar o comportamento do estágio da BMHA.

1. Vazão, $Q_{mis} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$;
2. Pressão total, $\Delta P_T = 0,16 \text{ Mpa}$;
3. Rotação, $n = 2900 \text{ rpm}$;
4. Fluido de operação, água e ar (gás ideal);
5. Fração Volumétrica de Gás (ar) inicial, $GVF = 30\%$;

3.7.2 Valores Adotados

Em geral, as dimensões principais de rotores axiais de bombas são obtidas por meio de diagrama de Cordier (1955) ou diagramas de coeficientes adimensionais (Bran e Souza, 1973), que permitem orientar o projetista, de forma a obter rotores mais eficientes, com base nas dimensões principais: diâmetros externo (diâmetro da ponta da pá); e interno (diâmetro da raiz da pá) do rotor. O número de pás de rotores axiais geralmente é obtido por meio de correlações semi-empíricas, ou mesmo através de valores fornecidos em gráficos em função da rotação específica da bomba.

Entretanto, como a rotação específica obtida não apresenta os valores típicos de n_{qA} de bombas axiais (maior a 450), torna-se inviável o uso desses gráficos ou diagramas. Portanto, foi necessário pesquisar na literatura para adotar algumas grandezas geométricas características deste tipo de turbomáquina (item 3.1) como:

1. Diâmetro externo², $De = 250 \text{ mm}$.
2. Relação de cubo na entrada³, $v_4 = 0,856$.

¹ $N_{qA} = 137$ calculado a partir de dados de Zhang *et al.* (2014). $N_{qA} = 187$ calculado a partir de dados de Kong *et al.* (2010). $53 < N_{qA} < 82$ calculado a partir de dados de Yu *et al.* (2014).

² Adotado do trabalho de Faustini (2006)

³ Médias dos trabalhos de Faustini (2006) e Zhang *et al.* (2010).

3. Ângulo cônico do cubo⁴, $\gamma=5,29^\circ$.
4. Corda axial⁵, $l_a=54$ mm (estimativa inicial).
5. Número de pás⁶, $N_{pá}=4$.
6. Rendimento⁷, $\eta=0,4$.
7. Cidade onde é instalada a bomba⁸ (para corrigir a aceleração da gravidade local, g).
8. Algumas dimensões do banco de teste onde poderia ser instalada a bomba⁹.

3.7.3 Propriedades do Fluido na Entrada e na Saída

Sabendo a altura que vai estar localizada a bomba com referência ao reservatório é calculada a pressão na entrada pela equação (3.26). A pressão na saída é obtida pela pressão na sucção e o ganho de pressão no rotor, equação (3.27).

$$p_4 = \rho g H \quad (3.26)$$

$$p_5 = p_4 + \Delta P \quad (3.27)$$

Com a pressão na entrada e na saída, é possível achar a massa específica do ar e da mistura nestas condições utilizando as equações (3.21) até (3.25). Além disso, foi calculada a vazão de ar na saída e conseqüentemente a nova fração volumétrica de gás, após a compressão do mesmo.

3.7.4 Metodologia de Projeto do Rotor

Conhecendo o valor correspondente ao diâmetro externo constante ($D_{4e} = D_{5e}$), a relação de cubo na entrada (v_4), o ângulo de conicidade do cubo (γ), a corda axial (l_a) e sabendo que a vista meridional do rotor possui formato de tronco de cone (ver Figura 3.9), procede-se ao cálculo dos diâmetros internos na entrada e saída pelas equações (3.28) e (3.29).

⁴ Médias dos trabalhos de Faustini (2006) e Zhang *et al.* (2010).

⁵ Estimativa extraída do cálculo do rotor puramente axial

⁶ Médias dos trabalhos de Faustini (2006), Zhang *et al.* (2009), Zhang *et al.* (2010) e Mohamed (2012)

⁷ Trabalhos de Mohamed (2012) e Zhang *et al.* (2014)

⁸ Itajubá – MG (Brasil)

⁹ O reservatório de água do banco situado a uma altura de 3 m acima da entrada da bomba

Depois de estabelecidos os diâmetros internos e externos e a fim de obter um perfil bem delimitado, são calculados os diâmetros correspondentes às diversas estações que possui o rotor.

$$v_4 = \frac{D_{4i}}{D_{4e}} \quad (3.28)$$

$$D_{5i} = D_{4i} + l_a \tan \gamma \quad (3.29)$$

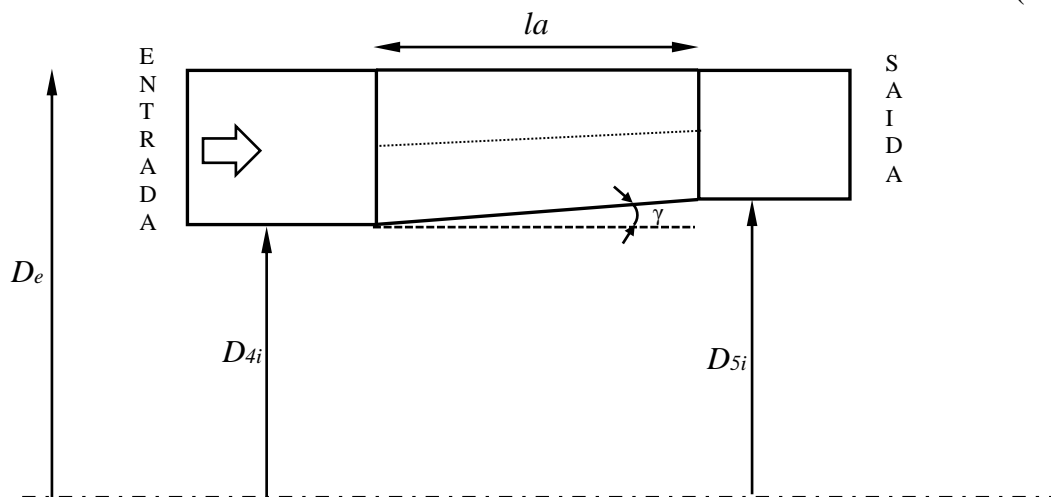


Figura 3.9 Esquemático de Vista meridional do rotor hélico axial

A altura da pá do rotor, b , e o passo da pá, t , são determinados pelas seguintes equações.

$$b = \frac{D_e - D_i}{2} \quad (3.30)$$

$$t = \frac{\pi D}{N_{pá}} = \frac{2 \pi r}{N_{pá}} \quad (3.31)$$

Assim, com a velocidade angular correspondente a uma rotação de $n = 2.900$ rpm e os diâmetros nas diferentes estações, procedem-se aos cálculos das velocidades circunferenciais (u) nas diferentes secções da bomba.

$$u = \pi D n \quad (3.32)$$

A velocidade meridional do escoamento relativo, (w_m), Figura 3.5, que é igual à velocidade meridional do escoamento absoluto, (c_m), é determinada pela equação integral da continuidade, conforme a Equação (3.33). Deve ser lembrado que c_m é constante ao longo da altura da pá (do cubo até a ponta) pela condição de vórtice livre.

$$c_m = w_m = \frac{4Q_{mis}}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} \quad (3.33)$$

A vazão da mistura (Q_{mis}) vai mudar da entrada até a saída pelo efeito da compressão do gás. Na entrada, a vazão pode ser calculada pela equação (3.23); na saída, inicialmente é encontrada a vazão de gás pela equação (3.21), e posteriormente são determinados Q_{mis} e GVF na saída pela equação (3.23)

O trabalho específico da turbomáquina (Y) pode ser obtido a partir do delta de pressão e da massa específica do fluido media, $\rho_{mis,m} = (\rho_{mis,4} + \rho_{mis,5})/2$.

$$Y = \frac{\Delta P}{\rho_m} \quad (3.34)$$

O trabalho específico do rotor, ($Y_{pá}$), pode ser obtido pela equação (3.35) através de Y e da eficiência, (η). Além disso, é apresentada outra expressão que é a relação com as componentes das velocidades.

$$Y_{pá} = \frac{Y}{\eta} = u_6 c_{u6} - u_3 c_{u3} \quad (3.35)$$

Se o ângulo do escoamento absoluto na entrada das pás, α_3 , é igual a 90° , situação típica onde não há sistema diretor antes do rotor, torna a componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada das pás, ($c_{u3}=0$), nula. O escoamento se aproxima ao rotor sem pre-rotação. Portanto, da equação (3.35) pode ser encontrada a componente circunferencial da velocidade absoluta na saída das pás, c_{u6} .

$$c_{u6} = \frac{Y_{pá}}{u_6} \quad (3.36)$$

Uma vez conhecidos os diâmetros na entrada e na saída do rotor na estação do cubo, carcaça e nas estações intermediárias, as componentes das velocidades, podem ser definidas completamente os triângulos de velocidade referentes aos pontos 3 e 6, nas diversas seções; considerando, como mencionado anteriormente, escoamento puramente axial na entrada do rotor, ou seja, $\alpha_3=90^\circ$ e condição de vórtice livre.

$$c_a = w_a = c_m \cos \gamma \quad (3.37)$$

$$c_r = w_r = c_m \sin \gamma \quad (3.38)$$

$$c_3 = c_{m3} \quad (3.39)$$

$$w_3 = \sqrt{c_3^2 + u_3^2} \quad (3.40)$$

$$w_{u3} = w_3 \quad (3.41)$$

$$c_6 = \sqrt{c_{m6}^2 + c_{u6}^2} \quad (3.42)$$

$$w_{u6} = c_{u6} - u_6 \quad (3.43)$$

$$w_6 = \sqrt{w_{m6}^2 + w_{u6}^2} \quad (3.44)$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{w_m}{w_u}\right) \quad (3.45)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{c_m}{c_u}\right) \quad (3.46)$$

A velocidade de incidência do escoamento relativo médio, w_∞ , é calculada pela equação (3.1). O ângulo do escoamento relativo médio, β_∞ , é obtido do triângulo de velocidades, calculado pela Equação (3.47). Figura 3.5.

$$\beta_\infty = \arcsin\left(\frac{(c_{m5} + c_{m4})/2}{w_\infty}\right) \quad (3.47)$$

O comprimento da corda do perfil, l , Figura 3.5, para cada seção radial do rotor é adotado, considerando as características específicas da bomba multifásica Hélico-Axial, item 3.1. A qual possui pás alongadas para favorecer o transporte da mistura multifásica. Neste trabalho, se propôs que o comprimento do perfil enrolado, em cada estação, abranja uma extensão de arco de círculo de 120°. Para cada seção radial do rotor, o comprimento da corda do perfil é determinado pela Equação (3.48).

$$l = r\theta \frac{\pi}{180} \quad (3.48)$$

Sendo, r o raio médio correspondente a cada estação, e θ o ângulo envolvido pelo perfil.

A solidez da grade linear, σ_{GL} , é representada pela Equação (3.49).

$$\sigma_{GL} = \frac{\ell}{t} \quad (3.49)$$

A escolha do perfil base de cada secção foi realizada com base nos resultados do coeficiente de sustentação C_L , utilizando as equações (3.16) e (3.49). Onde o valor da solidez foi determinada com base em configurações geométricas de bombas similares.

Para isso, os dados digitalizados de curvas polares ($C_L \times C_D$) de vários perfis foram utilizados como base de dados (a fim de ter um vasto número de perfis candidatos a ser seleccionados). Utilizando como dado de entrada o coeficiente de sustentação (C_L), e como critério de seleção o coeficiente de escorregamento ε , equação (3.50), de forma a obter um coeficiente de arrasto (C_D), adequado, menor possível, porém ponderando o valor da sustentação, em cada uma das estações.

$$\varepsilon = \frac{C_D}{C_L} \quad (3.50)$$

Entre os valores característicos de cada perfil encontra-se o gráfico do coeficiente de sustentação versus ângulo de incidência ($C_L \times i$), cuja relação é praticamente linear para uma boa faixa de ângulos de incidência. De forma geral, a Equação (3.50), permite determinar o ângulo de incidência para o ótimo valor de sustentação. Esta correlação pode ser estendida para outros perfis com base nos diagramas polares.

$$C_L = a \frac{y_{\max}}{\ell} + bi \quad (3.51)$$

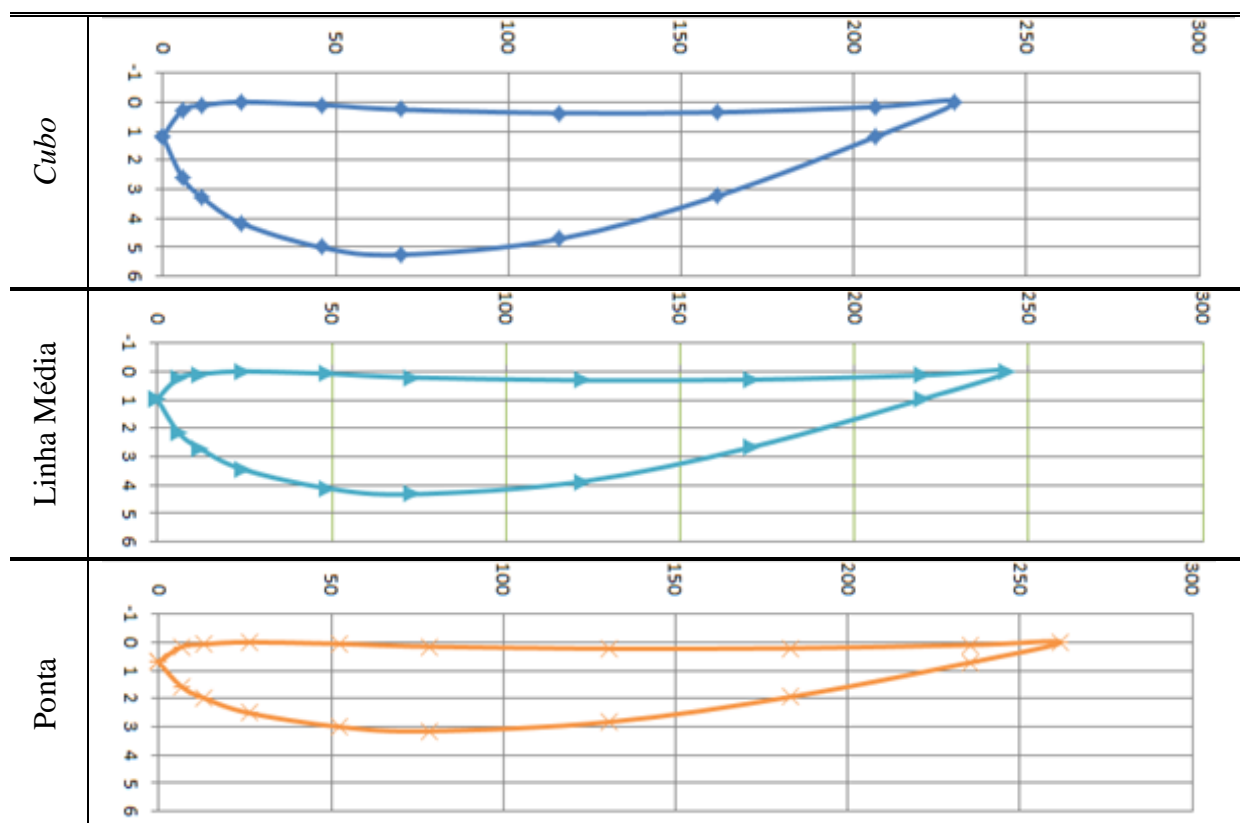
onde, a e b são constantes numéricas (tiradas de gráficos da relação linear ($C_L \times i$)), y_{\max}/ℓ é a espessura máxima relativa. De acordo com o perfil seleccionado para cada secção é calculado o ângulo de incidência através da equação (3.51).

Em seguida, são calculados os ângulos de montagem (β_M) e os coeficientes de afinamento (C_0) de cada estação pelas equações (3.9) e (3.52), respetivamente.

$$C_0 = \frac{y_{\max}/\ell}{\left(\frac{y_{\max}}{\ell} \right)_b} \quad (3.52)$$

Com o procedimento apresentado até o presente momento, é possível obter as coordenadas bidimensionais (x, y) de cada uma das estações da geometria preliminar do rotor da bomba hélico axial. Na Tabela 3.1, encontram-se os perfis obtidos para as estações do cubo, da linha média e da ponta.

Tabela 3.1 Perfis bidimensionais correspondentes às estações cubo, linha média e ponta



Na Figura 3.10 mostram-se os perfis depois de afinados e girados ao ângulo de montagem correspondente. Os quais são obtidos empregando as equações (3.53) e (3.54).

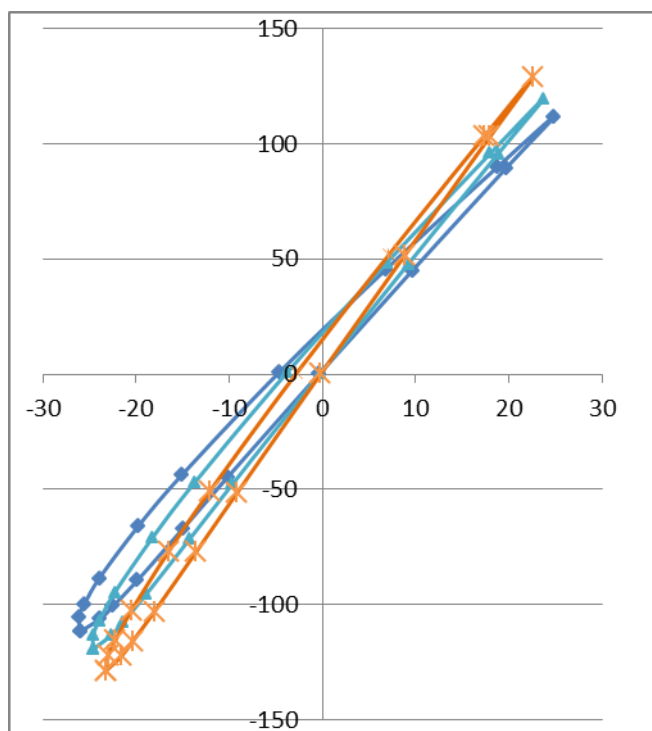


Figura 3.10 Perfis bidimensionais afinados e girados.

$$x = x \cos \beta_m - y \sin \beta_m \quad (3.53)$$

$$y = y \cos \beta + x \sin \beta_m \quad (3.54)$$

A corda axial obtida a partir das coordenadas dos bordos de ataque e de fuga do perfil do cubo, agora é comparada com o valor adotado na estimativa inicial no Item 3.7.2 e, mediante um procedimento iterativo, são recalculados os valores subsequentes.

A seguir é mostrada uma metodologia para o projeto do estator com o objetivo de representar de uma maneira mais abrangente o comportamento deste tipo de turbomáquina.

3.7.5 Metodologia de Projeto do Difusor

Em uma turbomáquina de múltiplos estágios, o difusor além de converter a energia cinética em energia de pressão, é o encarregado de direcionar o escoamento oriundo do rotor anterior para a seguinte etapa, utilizando palhetas fixas que definem o ângulo de aproximação do fluido de trabalho ao rotor posterior. Normalmente estas palhetas são de espessura constante, mas também podem ser usados perfis para realizar este trabalho.

Neste caso, foi utilizada uma metodologia de projeto baseada no relatório 824 da NACA, (Abbot *et al*, 1945) para obter o perfil arqueado pela combinação da linha média com a distribuição de espessuras de um perfil.

As componentes da velocidade na entrada e na saída do estator devem satisfazer as seguintes condições:

Entrada: O ângulo de entrada deve corresponder ao ângulo do escoamento absoluto na saída do rotor $\alpha_5 = \alpha_6 = \alpha_7$ (Figura 3.3.b).

Saída: O ângulo de saída deve corresponder ao ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor $\alpha_8 = \alpha_4 = \alpha_3$, com o propósito de preparar o escoamento para a entrada do seguinte rotor (Figura 3.3.b).

Conhecendo os ângulos de entrada e saída do estator, pode ser traçada uma linha média em formato de arco de círculo, assumindo um comprimento axial do estator (La_{est}). Utilizando as equações (3.55) para o cálculo do raio de curvatura da pá, e a (3.56) para o ângulo de montagem.

$$R_{pá} = \frac{La_{est}}{\cos \alpha_7 - \cos \alpha_8} \quad (3.55)$$

$$\alpha_M = \frac{\alpha_7 + \alpha_8}{2} \quad (3.56)$$

De acordo com o relatório 824 da NACA as seções do perfil arqueado das famílias NACA são obtidas pela combinação da linha média (calculada em arco de círculo) com a distribuição de espessuras de um perfil. Para obter as coordenadas do extradorso (x_v e y_v) e intraodorso (x_l e y_l) da pá, utilizam-se as equações (3.57) até (3.62), onde θ representa o coeficiente angular da linha média.

$$x_v = x - y_t \sin \theta \quad (3.57)$$

$$y_v = y_c + y_t \cos \theta \quad (3.58)$$

$$x_l = x + y_t \sin \theta \quad (3.59)$$

$$y_l = y_c - y_t \cos \theta \quad (3.60)$$

$$x_m = x \quad (3.61)$$

$$y_m = y_c \quad (3.62)$$

3.7.6 Traçado das Projeções dos Perfis das Pás

As coordenadas dos perfis inicialmente se encontram em planos bidimensionais (x,y). Com o propósito de envolver estes aerofólios sobre uma superfícies de revolução das linhas de corrente, é feita uma transformação desses pontos para coordenadas cilíndricas, a fim de se obter os pontos tridimensionais (3D) que irão compor todos os perfis dessa pá. Primeiramente é realizada uma transformação do eixo coordenado (mudança de coordenadas a fim de adicionar a coordenada z) de acordo com a Figura 3.11, que corresponde às equações (3.63) até as (3.65).

$$x = y \quad (3.63)$$

$$y = (x \sin \gamma + r \cos \gamma) + r_i \quad (3.64)$$

$$z = x \cos \gamma - r \sin \gamma \quad (3.65)$$

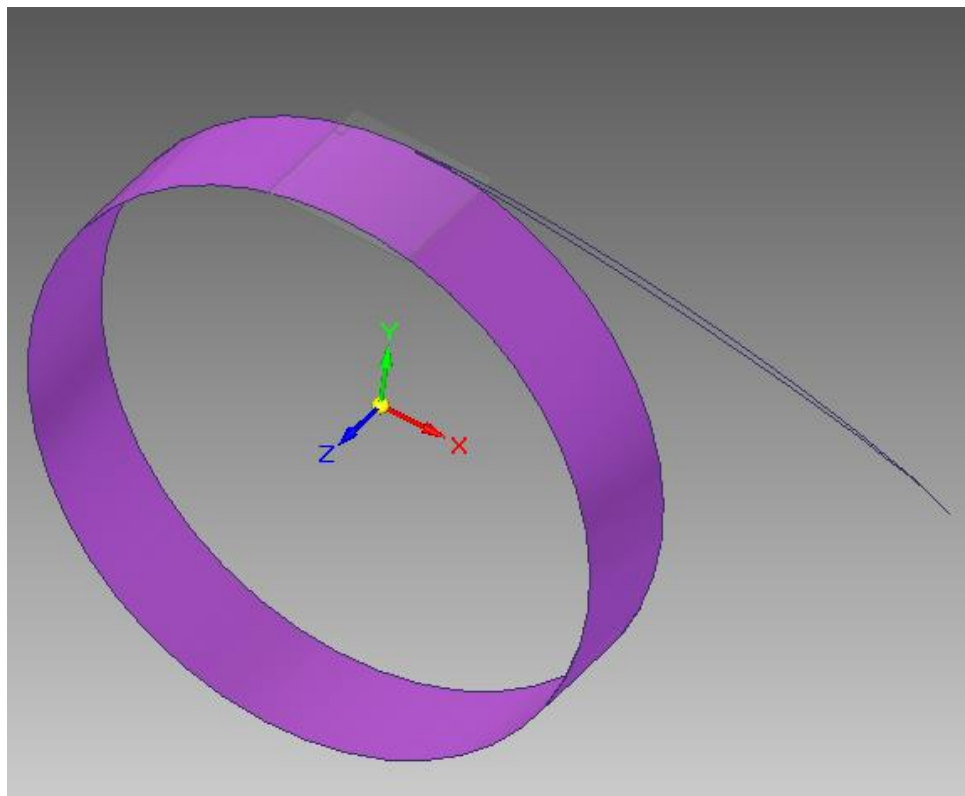


Figura 3.11 Plano bidimensional do perfil hidrodinâmico posicionado sobre uma superfície de revolução

Para envolver as coordenadas do perfil hidrodinâmico na superfície de revolução, foi necessária a determinação do ângulo de *envolvimento* correspondente a cada comprimento de corda, isto foi realizado utilizando o conceito de perímetro, obtendo a equação (3.66).

$$\phi = \frac{360x}{2\pi y} \quad (3.66)$$

As coordenadas do perfil na superfície de revolução são dadas pelas equações (3.67) até (3.69) em coordenadas cartesianas x , y e z . O perfil enrolado na superfície de revolução encontra-se na Figura 3.12.

$$x = y \sin(\phi) \quad (3.67)$$

$$y = y \sin(\phi) \quad (3.68)$$

$$z = z \quad (3.69)$$

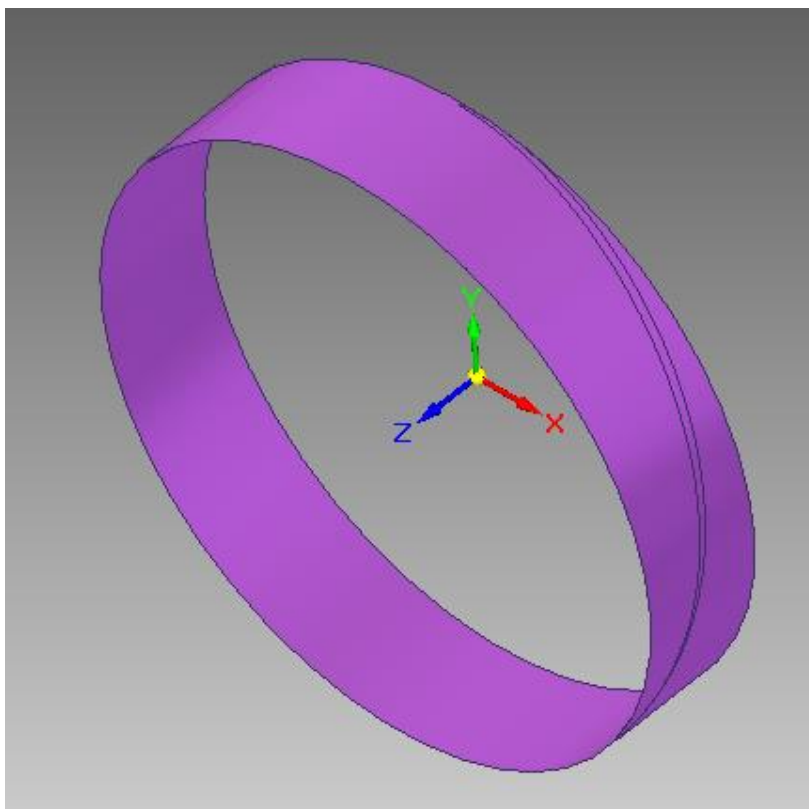


Figura 3.12 Superfície de revolução com perfil hidrodinâmico enrolado.

Após aplicar a metodologia de projeto, determinam-se todos os componentes do estágio da bomba multifásica hélico-axial. Algumas características geométricas, resultantes da metodologia de projeto, se apresentam na seguinte tabela:

Tabela 3.2 Características geométricas

<i>Caraterística</i>	<i>Unidade</i>	<i>Rotor</i>	<i>Estator</i>
<i>Diâmetro cubo entrada</i>	<i>mm</i>	<i>214</i>	<i>224</i>
<i>Diâmetro cubo saída</i>	<i>mm</i>	<i>224</i>	<i>214</i>
<i>Diâmetro externo</i>	<i>mm</i>	<i>250</i>	<i>250</i>
<i>Comprimento axial</i>	<i>mm</i>	<i>54</i>	<i>54</i>
<i>Perfil</i>	-	<i>G0682</i>	<i>NACA 6510</i>
<i>Número de pás</i>	-	<i>4</i>	<i>21</i>

Capítulo 4

DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Neste capítulo são apresentadas as abordagens mais comumente utilizadas na solução de problemas com escoamentos multifásicos, incluído a formulação matemática do modelo utilizado neste trabalho, a qual contém as diversas forças que atuam na interface e sobre as bolhas. Uma abordagem resumida dos modelos de turbulência em escoamentos multifásicos, geração de geometria e malha, condições de contorno e periodicidade, também é feita.

4.1 Modelagem de Escoamentos Multifásicos

A modelagem matemática em escoamentos é estabelecida com base nas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Estas equações, quando submetidas a condições de contorno apropriadas representam, matematicamente, um problema particular. A solução analítica destas equações somente é possível para escoamentos muito simples. A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) vem, então, para obter a solução dessas equações através de métodos numéricos, como por exemplo, o Método dos Volumes Finitos ou o Método dos Elementos Finitos (Santos, 2010).

Existem programas comerciais como o CFX®, o FLUENT®, o PHOENICS®, entre outros, destinados a resolver problemas através da técnica de CFD. Embora, inicialmente, o método numérico mais aplicado para resolução das equações de conservação em dinâmica dos fluidos se baseasse em elementos finitos, os programas atuais baseiam-se no método dos volumes finitos. A preferência pelo método dos volumes finitos é em função da robustez, devido às características conservativas deste método, (Maliska, 2004).

Ao se tratar de escoamentos multifásicos onde a complexidade na análise nesse tipo de escoamento é maior devido à presença e interação de várias fases, o programa comercial CFX® indica uma classificação para a modelagem de escoamentos multifásicos baseada na quantidade de equações de conservação (massa, quantidade de movimento e energia) que são resolvidas. As abordagens utilizadas no CFX® são Euleriana-Euleriana e Euleriana-Lagrangeana. A Figura 4.1 esquematiza esta classificação a qual é muito comum na literatura. Informação da modelagem matemática em escoamento multifásicos é relatada nos trabalhos de Kochevsky(2005), Hiltunen *et al.* (2009) e Yeoh e Tu (2010).

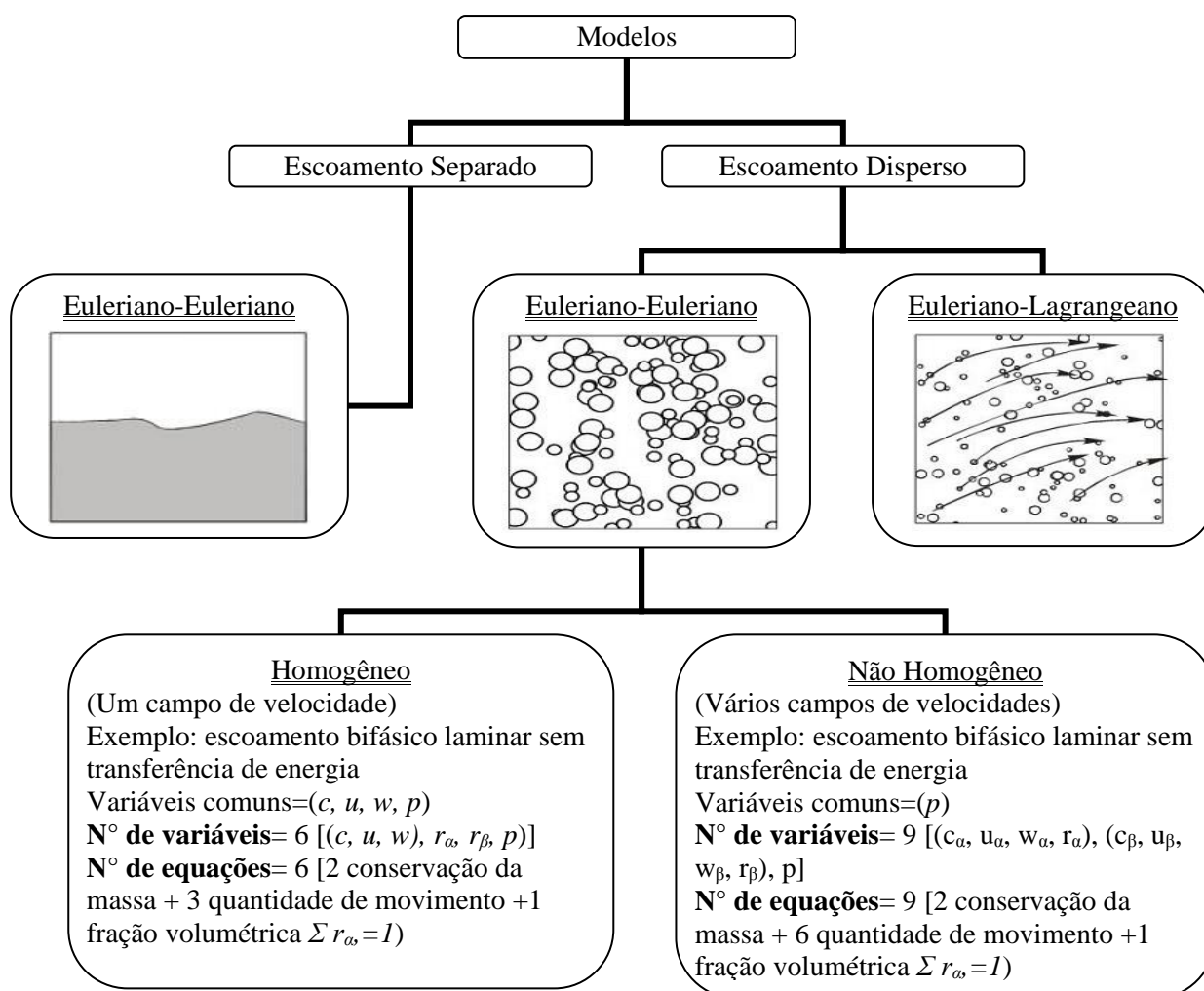


Figura 4.1 Classificação de modelos para escoamentos multifásicos utilizada pelo CFX®.

A seguir são detalhadas as abordagens Euleriana–Euleriana e Euleriana–Lagrangeana. No primeiro caso, como serão discutidas em detalhes nas seções seguintes, tanto a fase contínua quanto a dispersa são consideradas como meios contínuos, onde um sistema de referência Euleriano é utilizado para a dedução das equações governantes. Na abordagem Euleriana–Lagrangeana ou transporte de partículas, a fase contínua é tratada da mesma forma que na abordagem Euleriana, mas as fases dispersas são controladas como uma série de trajetórias das partículas representativas (abordagem lagrangeana). Evidentemente, esta abordagem restringem-se apenas a sistemas dispersos.

Os escoamentos multifásicos podem ser modelados considerando um ou vários campos de velocidades para as fases que compõem a mistura multifásica. O primeiro caso só é válido para problemas de superfície livre (escoamento estratificado), ou no caso de dispersões muito finas de partículas, nas quais, a fase dispersa é arrastada com a mesma velocidade que a fase contínua. No segundo enfoque, as abordagens Euleriana-Euleriana e Euleriana-Lagrangeana consideram velocidades diferentes para as fases.

4.1.1 Abordagem Euleriana-Lagrangeana

O modelo Euleriano-Lagrangeano ou de transporte de partículas é capaz de modelar um escoamento de fases dispersas (sólido, gota, ou bolha) que são distribuídas numa fase contínua. A modelagem envolve o cálculo separado de cada fase com termos fonte, que são gerados para contabilizar os efeitos das partículas na fase contínua. O desenvolvimento desta modelagem no ANSYS CFX® utiliza um modelo Euleriano para as fases contínuas e um modelo de transporte de Lagrange para a fase dispersa.

Na fase dispersa, cada partícula interage com o fluido e outras partículas discretamente, portanto, um outro método é necessário para calcular o comportamento das partículas. O método mais aplicado disponível para determinar o comportamento da fase dispersa é rastrear várias partículas individuais através do campo de escoamento. Cada partícula representa uma amostra de partículas que seguem um caminho idêntico. O comportamento das partículas controladas é usado para descrever o comportamento médio da fase dispersa. Esse método é chamado de análise do escoamento separado.

Dentre as dificuldades encontradas nesta abordagem, pode-se ressaltar que a fração de volume ocupado pelas partículas não está incluído no cálculo da fase contínua. Isto significa que o modelo só é válido para frações bastante baixas de volume da fase dispersa. Outra dificuldade é a necessidade de utilizar correlações para descrever as interações partícula-

partícula, partícula-gás e partícula-parede e a dificuldade em prever as variáveis de campo para a fase particulada, dificultando a previsão dos fenômenos que influenciam nas trajetórias das partículas (Decker *et al.*, 2004). Informações mais detalhadas sobre esta abordagem podem ser encontradas nos trabalhos de Crowe *et al.* (1998), Sommerfeld (2000) e Wörner (2003).

4.1.2 Abordagem Euleriana- Euleriana

A abordagem Euleriana-Euleriana caracteriza-se por considerar as diferentes fases do sistema como contínuas e interpenetrantes. Uma vez que o volume de uma fase não pode ser ocupado pela outra, surge o conceito de fração volumétrica das fases. As frações volumétricas são consideradas como funções contínuas no espaço e no tempo cuja soma é igual a 1. Forma-se então um conjunto de equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, para cada uma das fases. Estas equações são fechadas através de relações constitutivas que são obtidas a partir de informações empíricas.

A abordagem euleriana-euleriana é útil e computacionalmente eficiente, quando as frações volumétricas das fases são comparáveis, ou quando as forças de campo, como gravidade, atuam na separação das fases, ou quando a interação entre as fases desempenham um papel significativo na determinação da hidrodinâmica do sistema, (Massah e Oshinowo, 2000). Maiores informações sobre esta abordagem podem ser encontradas nos trabalhos de Ishii (1975), Crowe *et al.* (1998), Drew e Passman (1998) e Wörner (2003).

A abordagem euleriana-euleriana constitui-se, na atualidade, na abordagem mais utilizada para a solução de escoamentos multifásicos. Segundo Paladino (2005), esta abordagem é adequada para escoamentos onde as fases estão misturadas e as velocidades relativas entre as fases são consideráveis. Esta abordagem é aplicada em escoamentos líquidos-líquidos, gás e líquido, e escoamentos líquido-sólido (Massah e Oshinowo, 2000).

O programa CFX® disponibiliza dentro da modelagem euleriana-euleriana três modelos de transferência de interface: Modelo de Partícula; de Mistura; ou de Superfície Livre; para o cálculo de certos termos utilizados nas equações de quantidade de movimento e energia. Em particular, o cálculo da densidade da área interfacial é calculada de acordo com um destes modelos. As opções disponíveis dependem da morfologia de cada fase e dos padrões de escoamento.

A abordagem Euleriana-Euleriana, será utilizada neste trabalho para o estudo do escoamento bifásico (água-ar) e, portanto, será descrita sua formulação matemática em maior

detalhe na seção seguinte. Além disso, vai ser considerado um escoamento não-homogêneo, onde a água e o ar têm diferentes campos de velocidades.

4.2 Formulação Matemática

A modelagem matemática de escoamentos multifásicos de fluidos imiscíveis é fundamentada nas equações básicas da mecânica dos fluidos. Tais equações são expressas pelas leis de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. No presente trabalho, será estudado o caso específico de um escoamento bifásico água-ar isotérmico, incompressível e sem transferência de massa entre as fases.

Por se tratar de um escoamento isotérmico, as equações governantes são expressas pelas equações da conservação da massa e da quantidade de movimento (pois a transferência de calor não é modelada). A temperatura uniforme é inserida com a finalidade de avaliar as propriedades dos fluidos que são dependentes da temperatura, por exemplo, a massa específica do ar como um gás ideal.

Para a modelagem do escoamento água-ar foi aplicado o modelo euleriano. Este modelo adota a hipótese do contínuo, o qual considera as duas fases como contínua e interpenetrante, sendo que a fração volumétrica é a variável que quantifica cada fase. A hipótese do contínuo considera que toda matéria é contínua, ou seja, não existem vazios no interior do fluido e a interpenetrabilidade das fases considera que ambas as fases podem ocupar o mesmo volume de controle, não tendo, porém um espaço definido para cada uma. Segue em detalhes o desenvolvimento deste modelo com suas principais equações e conceitos.

4.2.1 Equação da Conservação da Massa

O número de fases é definido por N_p (neste caso dois, água e ar). As fases são marcadas por com letras gregas α , β . A fração do volume de cada fase é designada por r . Portanto, a equação da conservação da massa, para a fase α , é escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \vec{\nabla} \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (4.1)$$

onde, $S_{MS\alpha}$ descreve fontes ou sumidouros de massa. O termo $\Gamma_{\alpha\beta}$ caracteriza a transferência de massa da fase α para β . No presente trabalho, não foram consideradas as fontes nem a transferência de massa entre as fases, ou seja, o termo fonte do lado direito da Equação (4.1) é nulo. Portanto, a equação da conservação da massa para este trabalho é escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \vec{\nabla} \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = 0 \quad (4.2)$$

4.2.2 Equação da Quantidade de Movimento

A equação do balanço da quantidade de movimento, para a fase α , toma a seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \vec{\nabla} \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha \vec{U}_\alpha) = & -r_\alpha \vec{\nabla} p_\alpha + \vec{\nabla} \cdot \left(r_\alpha \mu_\alpha \left(\vec{\nabla} \vec{U}_\alpha + (\vec{\nabla} \vec{U}_\alpha)^T \right) \right) + \\ & \sum_{\beta=1}^{N_p} \left(\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha \right) + \vec{S}_{M\alpha} + \vec{M}_\alpha \end{aligned} \quad (4.3)$$

onde, $S_{M\alpha}$ descreve as fontes de quantidade de movimento originadas pelas forças externas, M_α representa às forças interfaciais atuando na fase α devido à presença das outras fases, como Arrastros, Sustentação, Lubrificação da parede, Massa virtual e Dispersão turbulenta; estas forças interfaciais serão detalhadas na subseção seguinte. Os termos $\left(r_\alpha \mu_\alpha \left(\vec{\nabla} \vec{U}_\alpha + (\vec{\nabla} \vec{U}_\alpha)^T \right) \right)$ e $\left(\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha \right)$ representam, o tensor das tensões viscosas e a transferência de momentos induzidos pela transferência de massa na interface. No presente trabalho, não foi considerado a transferência de massa entre as fases, portanto o termo $\left(\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha \right)$ pode ser desprezado, além disso, o termo $S_{M\alpha}$ foi também desconsiderado, por não possuir fontes de quantidade de movimento originadas pelas forças externas. Portanto, a equação (4.3) da conservação quantidade de movimento neste caso é escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \vec{\nabla} \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha \vec{U}_\alpha) = -r_\alpha \vec{\nabla} p_\alpha + \vec{\nabla} \cdot \left(r_\alpha \mu_\alpha \left(\vec{\nabla} \vec{U}_\alpha + (\vec{\nabla} \vec{U}_\alpha)^T \right) \right) + \vec{M}_\alpha \quad (4.4)$$

No caso de rotores de turbomáquinas, as equações fundamentais devem ser aplicadas para um referencial não inercial. Ao mudar da referência absoluta para a relativa, é necessário levar em consideração a aceleração de Coriolis e a aceleração normal (ou centrípeta), e conseqüentemente as forças relacionadas a estas acelerações.

Deve se lembrar que a soma das frações volumétricas das fases deve ser igual a 1 e que todas as fases compartilham o mesmo campo de pressões, assim obtém-se as equações (4.5) e (4.6).

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} = 1 \quad (4.5)$$

$$P_{\alpha} = P_{\beta} = P_{N_p} = P \quad (4.6)$$

A pressão total P_T é composta por uma parcela da pressão estática P_S e outra da pressão dinâmica P_D . Por tratar-se de escoamento multifásico, a equação (4.7) mostra a pressão total em função das frações volumétricas e das velocidades das fases.

$$P_T = P_S + \sum_{\alpha} \frac{1}{2} r_{\alpha} \rho_{\alpha} U_{\alpha}^2 \quad (4.7)$$

De forma geral, a abordagem Euleriana-Euleriana requer equações constitutivas para as forças de interface. As equações constitutivas ou equações de fechamento são as correlações que expressam as tensões viscosas, as tensões turbulentas, os termos de transferência de interface em função de variáveis de cálculo (fração volumétrica, pressão, velocidade, etc.) e as propriedades dos fluidos.

Ao analisar escoamentos não homogêneos normalmente o programa CFX® modela as forças de interface utilizando o conceito de densidade de área interfacial, para o qual disponibiliza três submodelos diferentes para seu cálculo (Modelo de Partícula, Modelo de Mistura e Modelo de Superfície Livre), os quais são selecionados para cada par de fluidos de acordo com a morfologia da mistura (por exemplo, bolhas, pistonado, estratificado, etc.). Estes submodelos serão estudados a seguir.

- *Modelo de Partícula:* Este modelo está disponível quando uma das fases é contínua e a outra é dispersa. As partículas da fase dispersa são consideradas de forma esférica. É apropriado para a modelagem de problemas de escoamento disperso multifásico, por exemplo, a dispersão de: bolhas de gás num líquido; gotas de líquido em gás; ou em um líquido imiscível.

- *Modelo de Mistura*: Este é um modelo muito simples que trata as fases simetricamente. Requer que as fases sejam contínuas, e pode ser usado para modelar problemas de escoamento multifásico em escoamento pistonado.
- *Modelo de Superfície Livre*: Este modelo é aplicável a escoamentos estratificados.

Neste trabalho é analisado o escoamento em forma de bolhas de uma mistura de água-ar, onde foi utilizado o modelo de partícula. A equação (4.8) expressa o cálculo da densidade de área interfacial, onde d_β é o diâmetro da bolha. A equação (4.9) expressa o número de Reynolds da partícula, tomando μ_α como a viscosidade da fase contínua.

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6 r_\beta}{d_\beta} \quad (4.8)$$

$$\text{Re}_p = \frac{\rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| d_\beta}{\mu_\alpha} \quad (4.9)$$

4.2.3 Forças Atuantes entre as Fases

A transferência de quantidade de momento na interface ($\vec{M}_{\alpha\beta}$) ocorre devido às forças interfaciais agindo em cada fase (α), devido à interação com outra fase (β). A força total na fase α devido à interação com outras fases é indicada por \vec{M}_α , equação (4.10). Note na equação (4.11) que as forças interfaciais entre duas fases são iguais e opostas, de modo que a soma das forças interfaciais é zero.

$$\vec{M}_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha}^{N_p} \vec{M}_{\alpha\beta} \quad (4.10)$$

$$\left(\vec{M}_{\alpha\beta} = -\vec{M}_{\beta\alpha} \right) \Rightarrow \sum_{\alpha}^{N_p} \vec{M}_\alpha = 0 \quad (4.11)$$

Escoamentos bifásicos líquido-gás com formação de gotas ou bolhas são regidos pela existência de forças atuantes na interface fluido-fluido, as quais podem ter influência variada, dependendo da combinação entre as propriedades das partículas e do meio contínuo. Segundo a abordagem euleriana-euleriana as forças interfaciais \vec{M}_α estão constituídas pelas forças de

Arrasto ($\vec{M}_{\alpha\beta}^D$), Sustentação ($\vec{M}_{\alpha\beta}^L$), Massa virtual ($\vec{M}_{\alpha\beta}^{VM}$), Lubrificação da parede ($\vec{M}_{\alpha\beta}^{LUB}$) e Dispersão turbulenta ($\vec{M}_{\alpha\beta}^{TD}$).

$$\begin{aligned}\vec{M}_{\alpha\beta} &= \vec{M}_{\alpha\beta}^D + \vec{M}_{\alpha\beta}^L + \vec{M}_{\alpha\beta}^{VM} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{LUB} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{TD} \\ &= \vec{F}_D + \vec{F}_L + \vec{F}_{VM} + \vec{F}_{LUB} + \vec{F}_{TD}\end{aligned}\quad (4.12)$$

A seguir, são discutidas algumas forças interfaciais apresentadas na literatura para a abordagem euleriana-euleriana.

4.2.3.1 Força de Arrasto

Em escoamentos dispersos internos, a força de arrasto desempenha um papel fundamental, e é responsável pela maior parte da transferência de quantidade de movimento interfacial (Paladino, 2005). Devido à importância desta força em escoamentos multifásicos, esta tem recebido grande atenção dos pesquisadores da área, existindo vários modelos para o seu cálculo. A forma padrão de expressar a força de arrasto, Equação (4.13), é através de um coeficiente de arrasto C_D . Na literatura existem várias correlações para este coeficiente, que podem ser utilizadas, dependendo dos regimes de escoamento que estão em função do número de Reynolds das partículas Re_p .

$$\vec{F}_D = \frac{1}{2} C_D \rho_\alpha A_p |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (4.13)$$

Onde A_p é a área projetada de uma bolha ao longo da direção do escoamento, com volume V_p .

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad V_p = \frac{\pi d_p^3}{6} \quad (4.14)$$

O número total de partículas por unidade de volume N_p é dada por

$$N_p = \frac{r_\beta}{V_p} = \frac{6r_\beta}{\pi d_p^3} \quad (4.15)$$

Assim, o arrasto total por unidade de volume na fase contínua é: $M_{\alpha\beta}^D$

$$\vec{F}_{D\alpha\beta} = n_p \vec{F}_D = \frac{3 C_D}{4 d_p} r_\beta \rho_\alpha |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (4.16)$$

Sabendo que a força interfacial de arrasto da fase dispersa sobre a fase continua $M_{\alpha\beta}^D$, está em função do coeficiente de troca de quantidade de movimento $c_{\alpha\beta}^D$ e da diferença de velocidades equação (4.17)

$$\vec{M}_{\alpha\beta}^D = c_{\alpha\beta}^D (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (4.17)$$

Ao comparar a força total de arrasto Equação (4.16) com a força interfacial de arrasto Equação (4.17) obtemos uma expressão para o coeficiente de troca $c_{\alpha\beta}^D$

$$c_{\alpha\beta}^D = \frac{C_D}{8} A_{\alpha\beta} \rho_\alpha |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| \quad (4.18)$$

Entre as correlações para obter o coeficiente de arrasto C_D e que são utilizadas pelo CFX® para escoamento de bolhas ou gotas encontra-se as de Schiller-Nauman, Ishii Zuber e Grace. Estas correlações estão em função do número de Reynolds da partícula, Re_p (equação (4.9)), do número de Eotvos, E_o (equação (4.19)), e do número de Morton, M (equação (4.20)). No caso de Reynolds baixo as partículas de fluido se comportam da mesma maneira que as partículas esféricas, assim, o coeficiente de arrasto é bem aproximado pela correlação de Schiller-Naumann, Tabela 4.1. Com o aumento do número de Reynolds o regime de partículas se distorcem tomando forma elipsoidal, podendo ser calculadas pelas correlações de Ishii Zuber e Grace; ao aumentar ainda mais o número de Reynolds as partículas obtêm a forma de calota esférica, onde o coeficiente de arrasto é bem aproximado a $8/3$.

$$E_o = \frac{g \Delta \rho d_p^2}{\sigma} \quad (4.19)$$

$$M = \frac{\mu_f^4 g \Delta \rho}{\rho_f^2 \sigma^3} \quad (4.20)$$

Onde g é a aceleração da gravidade, $\Delta \rho$ é a diferença de massa específica entre as fases e σ é o coeficiente de tensão superficial.

Tabela 4.1 Correlações para o coeficiente de arrasto

<i>Regime</i>	<i>Idhii Zuber</i>	<i>Grace</i>
Bolhas esféricas	$C_D = \frac{24}{\text{Re}_p} (1 + 0,15 \text{Re}_p^{0,687})$ (Schiller-Naumann)	$C_D = \frac{24}{\text{Re}_p} (1 + 0,15 \text{Re}_p^{0,687})$ (Schiller-Naumann)
Bolhas elipsoidal	$C_D = \frac{4}{3} \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_f} \right) \frac{d g}{U_\infty^2} (1 + 0,15 \text{Re}_p^{0,687})$	$C_D = \frac{4}{3} \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_f} \right) \frac{d g}{U_\infty^2} (1 + 0,15 \text{Re}_p^{0,687})$
	O coeficiente de arrasto é encontrado pelo balanço entre a força de flutuabilidade e a força de arrasto.	
	$U_\infty^2 = 2 \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_f} \right) \frac{d g}{E_o}$	$U_\infty = \frac{\mu_f}{\rho_f d_p} M^{-0,149} (J - 0,857)$ $J = f(E_o, M)$
Calota esférica	$C_D = \frac{8}{3}$	$C_D = \frac{8}{3}$

Fonte: Adaptado de manual de treinamento ANSYS INC. (2013)

4.2.3.2 Força de Sustentação

A força de sustentação F_L atua perpendicularmente à direção do movimento relativo das duas fases e é originada pelo efeito de rotação do escoamento da fase contínua sobre as bolhas, por isto só pode ser avaliada no modelo de Partícula pela equação (4.21). A sustentação é dada pela rotacionalidade induzida pela vorticidade do campo de velocidades médias, cujos gradientes possuem uma escala de comprimento muito maior que os diâmetros das bolhas, e muito maior que as escalas de comprimento dos gradientes de velocidade locais na superfície das bolhas. Estes gradientes de velocidades locais são responsáveis pela força de arrasto, enquanto as forças de sustentação e massa virtual estão associadas às variações das velocidades relativas.

$$\vec{F}_L = -C_L r_\beta \rho_\alpha (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \times (\vec{\nabla} \times \vec{U}_\alpha) \quad (4.21)$$

Deve-se definir um coeficiente adimensional de sustentação C_L , o qual é próximo de 0,5 para escoamento não viscoso em torno de uma esfera; já no caso de escoamento viscoso, este coeficiente varia entorno de 0,01 a 0,5. Portanto, vários modelos para o coeficiente de sustentação têm sido propostos na literatura e são três os incorporados pelo programa CFX®:

o Modelo de Saffman Mei; o Modelo de Legendre e Magnaudet e o Modelo de Tomiyama; resumidos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Correlações para o coeficiente de sustentação

<i>Regime</i>	<i>Saffman Mei</i> (<i>Sólidas ou líquidas</i>)	<i>Legendre e Magnaudet</i> (<i>Líquidas de pequeno diâmetro</i>)
Bolhas esféricas que não são distorcidas significativamente	$C_L = \frac{3}{2\pi\sqrt{\text{Re}_\omega}} C'_L$ $\text{Re}_\omega = \frac{\rho_\alpha \vec{\nabla} \times \vec{U}_\alpha d_\beta^2}{\mu_\alpha}$ $C'_L = \begin{cases} 6,46 f(\text{Re}_p, \text{Re}_\omega) & \text{Re}_p < 40 \\ 6,46(0,0524)(\beta' \text{Re}_p)^{1/2} & 40 < \text{Re}_p < 100 \end{cases}$ $\beta' = (1/2)(\text{Re}_\omega / \text{Re}_p)$ $f(\text{Re}_p, \text{Re}_\omega) = (1 - 0,3314\beta'^{1/2})e^{-0,1\text{Re}_p} + 0,3314\beta'^{1/2}$	<p>Valido</p> $0,1 < \text{Re}_p < 500; \quad \text{Sr} = 2\beta' \leq 1$ $C_L = \sqrt{(C_{L,\text{lowRe}})^2 + (C_{L,\text{highRe}})^2}$ $C_{L,\text{lowRe}} = \frac{6}{\pi^2} (\text{Re}_p \text{Sr})^{-1/2} J'(\epsilon)$ $C_{L,\text{highRe}} = \frac{1}{2} \frac{1 + 16\text{Re}_p^{-1}}{1 + 29\text{Re}_p^{-1}}$ $J'(\epsilon) = \frac{J'(\infty)}{(1 + 0,2\epsilon^{-2})^{3/2}}$ $J'(\infty) = 2,55 \quad \epsilon = \sqrt{\frac{2\beta'}{\text{Re}_p}}$
	Bolhas deformáveis em maior escala nos regimes elipsoidal e calota esférica	<i>Tomiyama</i>
	$C_L = \begin{cases} \min[0,288 \tanh(0,121\text{Re}_p), f(E_{Od})] & E_{Od} < 4 \\ f(E_{Od}) & 4 < E_{Od} < 10 \\ -0,27 & E_{Od} > 10 \end{cases}$ $f(E_{Od}) = 0,00105E_{Od}^3 - 0,0159E_{Od}^2 - 0,0204E_{Od} + 0,474$ $E_{Od} = \frac{g\Delta\rho d_H^2}{\sigma} \quad \text{onde } d_H = d_p(1 + 0,163E_o^{0,757})^{1/3}$	

4.2.3.3 Força de Massa Virtual

As forças de massa virtual F_{VM} e de sustentação são originadas de acelerações relativas entre as fases, portanto, em escoamentos plenamente desenvolvidos são pequenas quando comparadas com a força de arrasto. A equação (4.22) é utilizada no CFX® para seu cálculo.

$$\vec{F}_{VM} = -r_\beta \rho_\alpha C_{VM} \left(\frac{d\vec{U}_\beta}{dt} - \frac{d\vec{U}_\alpha}{dt} \right) \quad (4.22)$$

A força de massa virtual aparece devido à aceleração relativa de uma parcela de massa da fase contínua que é arrastada pela fase dispersa adquirindo sua velocidade. Esta força pode ser definida como a quantidade de movimento necessária para deslocar a massa da fase contínua pela passagem de uma bolha (pelo qual só pode ser calculada no Modelo de Partícula). Esta parcela de massa deverá ser acelerada em relação à aceleração que tinha originalmente dentro da fase contínua. Esta porção de massa da fase contínua deverá atingir a velocidade da bolha. Desta forma, o fenômeno pode ser visto como se a bolha virtualmente aumentasse a sua massa, daí o nome dado a esta força. Paladino (2005) destaca que em escoamentos de líquidos imiscíveis ou líquido-gás, a importância da “massa virtual” dependerá da diferença da massa específica entre as fases. Porém, nestes casos, as acelerações relativas entre as fases são normalmente pequenas e, portanto, pode-se desprezar o efeito da massa virtual.

O coeficiente adimensional de massa virtual C_{VM} , pode ser especificado com um valor de 0,5 para escoamento não viscoso em torno de uma esfera isolada, em geral, depende da forma e da concentração de partículas. A força de massa virtual é proporcional à massa específica da fase contínua, por isso, é mais significativo, quando a massa específica da fase dispersa é inferior à da fase contínua. Além disso, pela sua natureza, só é significativa na presença de grandes acelerações, por exemplo, nos escoamentos transientes, e em escoamentos através de restrições estreitas

4.2.3.4 Força de Lubrificação da parede

Sob certas circunstâncias, por exemplo, escoamentos ascendentes de bolhas em um tubo vertical, a fase dispersa é observada ao concentrar-se numa região perto da parede, mas não imediatamente adjacente à parede. Este efeito pode ser modelado pela força de lubrificação da parede, o que tende a empurrar a fase dispersa para longe da parede.

A força de lubrificação da parede é normalmente modelada em conjunto com a força de sustentação. Em situações em que a força de sustentação atua nas bolhas na direção da parede, a força de lubrificação da parede atua no sentido oposto para assegurar que as bolhas se acumulem a uma curta distância a partir da mesma. A equação (4.23) é utilizada no CFX® para seu cálculo.

$$\vec{F}_{LUB} = -C_{LUB} r_{\beta} \rho_{\alpha} \left| \vec{U}_{\alpha} - \vec{U}_{\beta} \right|^2 \vec{n}_w \quad (4.23)$$

onde, C_{LUB} é o coeficiente adimensional de lubrificação da parede e \vec{n}_w é o vetor normal à parede. O CFX® possui os seguintes modelos para o cálculo do coeficiente de lubrificação de parede: O Modelo Antal; o Modelo de Tomiyama; e o Modelo de Frank. O modelo Antal requer uma malha muito fina a fim de obter uma boa convergência, entre que os modelos de Tomiyama e Frank estão disponíveis apenas se a tensão superficial foi especificada para a interface dos fluidos, diferindo do modelo de Tomiyama que é restrito para o uso em tubulações.

4.2.3.5 Força de Dispersão Turbulenta

A força de dispersão turbulenta, segundo Lopez de Bertodano *et al.* (1994), é o resultado das componentes flutuantes das forças atuando sobre uma partícula. Resumidamente, esta força pode ser entendida como a média das flutuações da força de arrasto ou como a contribuição das tensões turbulentas na interface à transferência de quantidade de movimento interfacial. Esta força, quando considerada no modelo matemático, terá o efeito de dissipar picos de concentração de fase, pois é contrária ao gradiente de fração volumétrica.

A força de dispersão turbulenta resulta em dispersão adicional de fases, de regiões de alta fração de volume para regiões de baixa fração de volume devido a flutuações turbulentas, isto é causado pela ação combinada de vórtices turbulentos e arraste de interface. Por exemplo, em um escoamento bifásico disperso, as partículas dispersas que pegam vórtices turbulentos da fase contínua, são transportados pelo efeito de arrasto interface de áreas de alta para baixa concentração. Assim, este efeito irá normalmente ser importante em escoamentos turbulentos com arraste de interface significativo. Existem dois modelos usados no CFX® para o cálculo desta força, o Modelo da média do arrasto de Favre e o Modelo de Lopez de Bertodano.

A equação (4.24) é utilizada pelo Modelo da média do arrasto de Favre para o cálculo da força de dissipação turbulenta, onde cd é o coeficiente de transferência de quantidade de movimento interfacial dado pela força de arrasto; ν_{ta} e σ_{ta} são respectivamente a viscosidade turbulenta e o número turbulento de Schmidt da fase contínua, o qual geralmente adota o valor de 0,9. E o coeficiente de dispersão turbulenta, C_{TD} , é um fator multiplicador.

$$F_{TD} = -C_{TD}c_d \frac{v_{t\alpha}}{\sigma_{t\alpha}} \left(\frac{\nabla r_\beta}{r_\beta} - \frac{\nabla r_\alpha}{r_\alpha} \right) \quad (4.24)$$

A equação (4.25) é utilizada pelo Modelo de Lopez de Bertodano para o cálculo da força de dissipação turbulenta, onde o coeficiente de dispersão turbulenta, C_{TD} , pode adotar valores entre 0,1 até 500 dependendo a situação. Embora este modelo esteja incluído no CFX®, o modelo da média de arrasto de Favre é relativamente mais universal e é recomendado para todas as situações em que um valor apropriado de C_{TD} é desconhecido.

$$F_{TD} = -C_{TD}\rho_\alpha k_\alpha \nabla r_\alpha \quad (4.25)$$

4.2.4 Escoamento Turbulento

O escoamento turbulento é caracterizado pela presença de movimentos não permanentes, irregulares e aleatórios, que produzem quantidade de movimento e transporte de massa. Neste tipo de escoamento, as propriedades dos fluidos apresentam variações de ordem aleatória nas diferentes escalas de tempo e espaço. Mesmo assim, as forças predominantes neste tipo de escoamento são as forças inerciais em ordem de magnitude bem maior, com relação as forças viscosas que podem até ser desconsideradas.

Para a que o escoamento seja turbulento em fluxos internos, o mesmo deve apresentar um valor de número de Reynolds maior do que 2300, valor que é usualmente utilizado para a determinação da transição de escoamento turbulento em tubulações ou canais internos das bombas e turbinas hidráulicas (White 2011).

Portanto, para a avaliação do Re , que indica o tipo de escoamento na bomba, foram consideradas a velocidade média vetorial do rotor w_∞ , o comprimento da corda da pá l e as propriedades da mistura, Equação (4.26). Resultando em $Re \approx 7 \times 10^6$, para o escoamento turbulento.

$$Re = \frac{\rho_{mis} w_\infty l}{\mu_{mis}} \quad (4.26)$$

As equações de Navier-Stokes descrevem tanto o escoamento laminar como turbulento, sem a necessidade de informações adicionais. Apesar disso, com escoamentos turbulentos implica na elaboração de malhas extremamente refinadas. A resolução das equações de

Navier-Stokes de maneira direta (DNS) implica um custo computacional muito alto em comparação com os processadores atuais.

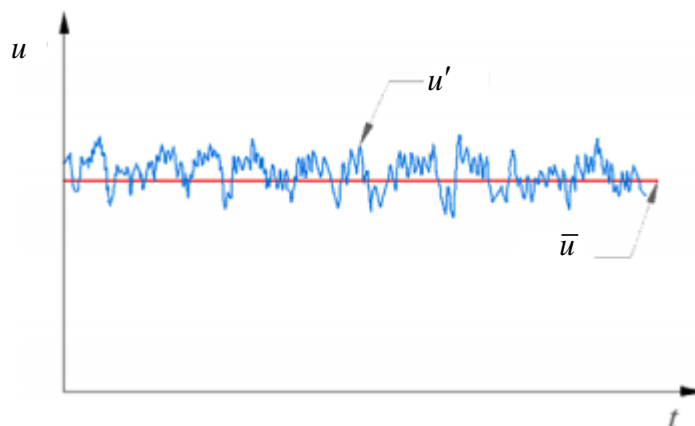


Figura 4.2 Parte temporal ponderada e parte flutuante da velocidade na componente u utilizando RANS, figura adaptada de Versteeg e Malalasekera (2007).

É possível a obtenção de soluções aproximadas mediante o uso das RANS (*Reynolds averaged Navier –Stokes*). Nesta técnica de simulação, se considera que toda variável dependente, seja de tipo vectorial ou escalar, pode ser descomposta em uma parte temporal (primeiro termo depois da igualdade da Equação (4.27)) e uma parte flutuante (segundo termo depois da igualdade da Equação (4.27)), Figura 4.2, no caso do campo das velocidades tem-se que:

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.27)$$

As equações de Reynolds (equações de Navier–Stokes com média de Reynolds RANS) são obtidas a partir das equações de Navier–Stokes, equações (4.2) e (4.4), substituindo os valores instantâneos das variáveis pelos valores médios mais suas flutuações e avaliando-se as médias temporais das equações. Desta forma, as equações de continuidade e quantidade de movimento torna-se:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \bar{\rho}_\alpha) + \bar{\nabla} \cdot (r_\alpha \bar{\rho}_\alpha \bar{\vec{U}}_\alpha) = 0 \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (r_\alpha \bar{\rho}_\alpha \bar{\vec{U}}_\alpha) + \bar{\nabla} \cdot (r_\alpha \bar{\rho}_\alpha \bar{\vec{U}}_\alpha \bar{\vec{U}}_\alpha) &= -r_\alpha \bar{\nabla} \bar{p}_\alpha \\ + \bar{\nabla} \cdot \left(r_\alpha \mu_\alpha \left(\bar{\nabla} \bar{\vec{U}}_\alpha + \left(\bar{\nabla} \bar{\vec{U}}_\alpha \right)^T - \bar{\rho}_\alpha \bar{\vec{U}}_\alpha \bar{\vec{U}}_\alpha \right) \right) &+ M_\alpha \end{aligned} \quad (4.29)$$

onde, é adicionado um termo conhecido como tensor simétrico de Reynolds, que expressa os efeitos das flutuações da turbulência no escoamento médio.

$$\bar{\tau}_i = -\bar{\rho} \overline{\bar{U}_\alpha \bar{U}_\alpha} \quad (4.30)$$

No entanto, este procedimento introduz termos desconhecidos adicionais contendo produtos das quantidades flutuantes, que atuam como tensões adicionais no fluido. Estes termos, chamados tensões de 'Reynolds', são difíceis de determinar diretamente. Portanto, estas tensões precisam ser modeladas por equações adicionais a fim de atingir a fechamento do sistema. As equações utilizadas para fechar o sistema definem o tipo de modelo de turbulência. Os modelos de turbulência são utilizados para prever os efeitos da turbulência sem necessidade de resolver as pequenas escalas (utilizando uma malha menos refinada).

Duas categorias de modelos são utilizadas na metodologia estatística clássica: modelos de fechamento de segunda ordem e modelos de viscosidade turbulenta. Os modelos de fechamento de segunda ordem solucionam variantes mais simples do tensor de *Reynolds*, empregando diversas espécies de hipóteses e aproximações. Os modelos de viscosidade turbulenta associam a tensão de *Reynolds* com uma função da viscosidade turbulenta e do tensor taxa de deformação do escoamento médio.

Os modelos clássicos de turbulência baseados nas Equações Médias de Reynolds são:

- Modelo de zero equação: modelo de comprimento de mistura.
- Modelo de uma equação: Spalart-Allmaras.
- Modelo de duas equações: modelos κ - ϵ (padrão, RNG, realizable) e modelos κ - ω (padrão e SST), e Algebraic Stress Model (ASM).
- Modelo de cinco (2D) e sete (3D) equações: Reynolds Stress Model (RSM)

Os modelos de zero, uma e duas equações são os de viscosidade turbulenta. O modelo de cinco e sete equações é o modelo de fechamento de segunda ordem.

O tensor de Reynolds pode ser modelado mediante o uso da hipótese de *Boussinesq*, sendo expressado em função da viscosidade turbulenta μ_t , obtendo-se;

$$-\overline{\rho \bar{w}'_i \bar{w}'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial x_k} \right) \bar{\delta}_{ij} \quad (4.31)$$

onde k , refere-se a energia cinética turbulenta e δ_{ij} é o operador delta de *Kronecker*. A viscosidade turbulenta, μ_t , é obtida, através de modelos de turbulência (ANSYS INC., 2011a).

4.2.4.1 Modelo de Turbulência

A modelagem do escoamento multifásico turbulento não é tão bem desenvolvida como a modelagem de escoamento turbulento monofásico, pois ela muda, dependendo do padrão do escoamento que se pretende simular. O programa CFX® permite em escoamentos não homogêneos dispersos (que é o caso deste trabalho) que cada fase possua um modelo de turbulência diferente (ANSYS INC., 2011a).

Todos os modelos de turbulência disponíveis para os cálculos em escoamento monofásico também estão disponíveis para fases contínuas em cálculos multifásicos, com a exceção do modelo LES. Os modelos disponíveis para as fases dispersas estão limitados ao modelo laminar ou modelos de zero equações porque os outros modelos não são considerados como sendo apropriados (ANSYS INC., 2011a).

No caso de escoamento bifásico disperso, como acontece ao escoar bolhas de ar numa fase contínua de água, o manual do programa ANSYS INC., (2011a), recomenda utilizar um modelo de turbulência de duas equações, tais como o modelo $k-\omega$ SST ou o modelo $k-\varepsilon$, para a fase contínua, e um modelo de viscosidade turbulenta algébrico para a fase dispersa, que simplesmente ajusta a viscosidade (em proporção) da fase dispersa à viscosidade turbulenta fase contínua.

Com referência ao modelo de turbulência escolhido para a realização das simulações numéricas no canal hidráulico da bomba multifásica hélico-axial, foi selecionado o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, (*Shear Stress Transport*), de duas equações para a fase contínua e o modelo algébrico de zero equações para a fase dispersa. Estes modelos além de serem recomendados pela ANSYS INC., (2011a), para escoamento multifásicos dispersos, são utilizados por diversos autores na literatura que simulam este tipo de fluidos escoando em turbomáquinas.

O modelo de tensão cisalhante $k-\omega$ SST, (*Shear Stress Transport*) foi criado por Menter (ANSYS INC., 2013) para combinar efetivamente a formulação robusta e rigorosa do modelo $k-\omega$ em regiões próximas à parede, com as vantagens do $k-\varepsilon$, ao tratar escoamentos livres. Sua formulação é similar à do modelo $k-\omega$, mas inclui algumas outras considerações comentadas em seguida.

O modelo $k-\omega$ *standard* e o $k-\varepsilon$ são ambos multiplicados por uma função de mistura (*blending function*). Essa função utiliza como um dos parâmetros a distância à parede, e adota o valor de 1 em regiões próximas à mesma, ativando-se aqui o modelo $k-\omega$; e o valor de 0, quando se analisa uma região afastada da parede, intervindo aqui o modelo $k-\varepsilon$.

A definição da viscosidade turbulenta, μ_t , é modificada para se levar em conta a tensão cisalhante turbulenta. As constantes do modelo $k-\omega$ *SST*, diferem das constantes do modelo $k-\omega$. Estas características tornam o modelo $k-\omega$ *SST* mais preciso e confiável para uma faixa mais ampla de escoamentos, como por exemplo, problemas em regimes com gradientes de pressão adversos e separação do escoamento, quando comparado com o modelo $k-\omega$ (Espinosa, 2013). As equações de transporte do modelo $k-\omega$ *SST* têm uma forma similar às do modelo $k-\omega$ essas equações são apresentadas a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\rho \alpha}{\mu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + (1 + F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.33)$$

Nas equações (4.32) e (4.33), o termo \tilde{P}_k representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média, P_k representa a geração de k , Γ_k e Γ_ω representam as difusividades efetivas de k e ω , respectivamente, e F_1 é uma função de mistura. A formulação completa do modelo, funções de mistura e valores das suas constantes, podem ser encontradas em Menter *et al.* (2003) e ANSYS INC., (2013).

O modelo de turbulência de zero equações utilizado para a fase dispersa utiliza uma especificação algébrica para o comprimento característico e a velocidade, que está relacionada com as propriedades geométricas existentes e com o escoamento médio. Este modelo envolve o número de Prandtl viscoso turbulento, σ . Um valor padrão de 1 é apropriado para bolhas ou partículas sólidas muito pequenas; para partículas maiores pode-se usar um valor mais elevado do que 1. O parâmetro σ relaciona a viscosidade cinemática turbulenta da fase dispersa, $\mu_{t\beta}$, e a viscosidade cinemática turbulenta da fase contínua, $\mu_{t\alpha}$.

$$\nu_{t\beta} = \frac{\nu_{t\alpha}}{\sigma} \quad \mu_{t\beta} = \frac{\rho_\beta}{\rho_\alpha} \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma} \quad (4.34)$$

4.2.5 Lei de Parede

Além dos modelos de turbulência, que podem ser aplicados para as análises do escoamento, outro processo de modelagem que geralmente é adotado são as funções de parede. Através destas funções, a dificuldade de resolver explicitamente as regiões próximas à parede com os modelos numéricos é superada. (Tu *et al.*, 2008)

Para construir tais funções, é habitual que a região próxima à parede seja caracterizada em termos adimensionais com relação às condições locais na parede.

Considerando que y é a distância normal à parede, U a velocidade média ponderada pelo tempo paralela à parede, então a velocidade adimensional, U^+ , e a distância adimensional à parede, y^+ , podem ser descritas na forma U/u_τ e $y\rho u_\tau/\mu$, respectivamente.

Para o modelo de dois fluidos, a velocidade adimensional U^+ e a distância adimensional da parede y^+ , são igualmente utilizadas para cada fase ou fluido, e são definidos em termos dos respectivos parâmetros dos fluido, Yeoh e Tu (2010).

A velocidade de atrito na parede, u_τ , é definida com respeito à tensão de cisalhamento na parede, τ_w , como $\sqrt{\tau_w/\rho}$. Se o escoamento perto da parede é exclusivamente determinado pelas condições na parede, então para alguns valores da distância adimensional, y^+ , a velocidade adimensional, U^+ , pode ser expressa como uma função universal por:

$$U^+ = f(y^+) \quad (4.35)$$

A

Figura 4.3 ilustra a função de parede para a velocidade. Para distancias de $y^+ < 5$, a sub-camada é dominada por forças viscosas que produzem a condição de não-escorregamento (*no-slip condition*), e é chamada a sub-camada viscosa. Pode-se supor que a tensão de cisalhamento é aproximadamente constante e equivalente à tensão de cisalhamento na parede τ_w . Uma relação linear entre a velocidade média ponderada pelo tempo (*time-averaged velocity*) e a distância à parede pode ser obtida e, fazendo uso da definição de U^+ e y^+ , conduz

$$U^+ = y^+ \quad (4.36)$$

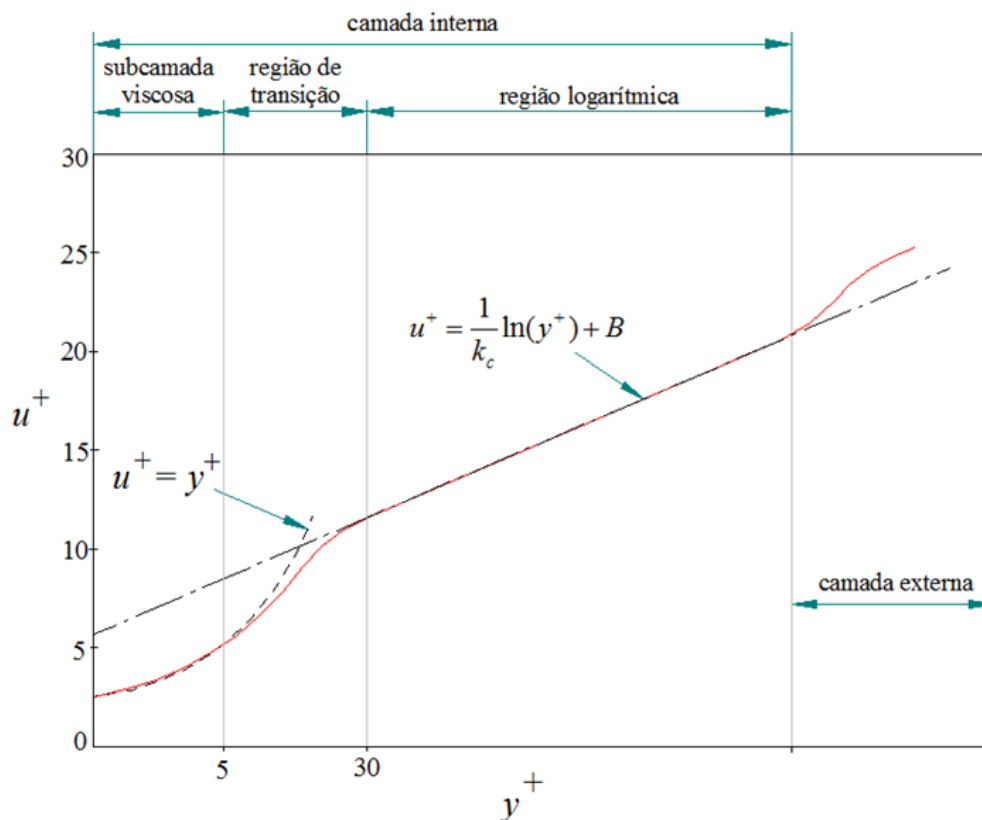


Figura 4.3 Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento. (Espinoza, 2013).

Fora da sub-camada viscosa, efeitos de difusão turbulenta são percebidos, e uma relação logarítmica é normalmente utilizada para este caso.

Entre a sub-camada viscosa e a sub-camada logarítmica, há uma sub-camada denominada região de mistura ou de transição ($5 < y^+ < 30$).

Na sub-camada logarítmica, onde a turbulência exerce o papel principal, a velocidade próxima à parede, U^+ , é representada por

$$U^+ = \frac{1}{k_C} \ln(E y^+) \quad (4.37)$$

Essa função é muitas vezes chamada lei logarítmica, e é a camada onde a distância da parede y^+ encontra-se no intervalo de $30 < y^+ < 500$. O valor para a constante de von Kármán é próximo a $k_c \approx 0,4$; a constante E tem um valor próximo a $E \approx 9,8$, e é a constante da camada logarítmica que depende da rugosidade da parede. Ambas são constantes universais válidas para todos os escoamentos turbulentos em paredes lisas com número de Reynolds elevado. Para paredes rugosas, a constante E , tem um valor menor.

Para resolver o escoamento da camada-limite, duas estratégias são utilizadas: na primeira, deve-se refinar a malha o suficiente para que o centroide do primeiro elemento se encontre na sub-camada viscosa ($y^+ \approx 1$); e, na segunda, são utilizadas as chamadas funções de parede (Blazek, 2001). Essas funções representam o comportamento do escoamento da subcamada viscosa e da região de transição, quando a malha não é suficientemente refinada para capturar de maneira adequada os fenômenos físicos naquela região.

4.3 Simulação Numérica

As simulações do escoamento da bomba multifásica hélico-axial foram feitas no programa comercial ANSYS-CFX15®. Na análise dos diferentes casos estudados considera-se o escoamento como regime permanente. A bomba foi simulada com escoamento multifásico (água-ar). O modelo Euleriano-Euleriano usando o modelo partícula foi selecionado para a simulação com escoamento multifásico. O escoamento foi considerado isotérmica, dispensado qualquer equação de transporte de calor. O modelo de turbulência k- ω SST foi selecionado para a fase contínua e o modelo de zero equações foi utilizado na fase dispersa.

Para as simulações foram utilizados dois domínios, um inercial e outro não inercial. O modelo inercial representa o sistema estator ou difusor que se encontra fixo e o domínio não inercial é constituído pelo rotor. Uma superfície de interface permite o acoplamento entre os dois domínios, onde são transferidas as variáveis do sistema absoluto para o sistema relativo em regime permanente através da condição de interface.

O esquema utilizado na discretização dos termos convectivos das equações de transporte foi de interpolação *upwind* de primeira ordem. As simulações foram realizadas tanto no ponto de projeto, quanto fora deste, utilizando a mesma rotação, com o objetivo de determinar o comportamento da bomba, numa ampla faixa de vazões, encontrando assim o ponto de máxima eficiência das mesmas. Além disso, foi modificado o conteúdo do gás na mistura

Inicialmente é feita a simulação do conjunto rotor-difusor da bomba utilizando como fluido de trabalho água. Nesta análise, primeiramente foi feito um estudo de convergência de malha afim de determinar o número ótimo de elementos.

Todos os casos foram simulados no Laboratório de Hidrodinâmica Virtual – LHV, do Instituto de Engenharia Mecânica – IEM, da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI. Foi utilizado um computador com sistema operacional Windows – 7 Ultimate, Intel Core i7-3770, 8 núcleos, 3,9 GHz e 32 Gb de memória RAM. O tempo de processamento foi de aproximadamente de sete horas no caso de escoamento multifásico, o qual depende da vazão mássica e conteúdo de gás com a qual está sendo realizada a simulação, pois no ponto de maior rendimento, e com as vazões próximas a esta, a convergência ocorre mais rápido que no caso das vazões mais distantes da maior eficiência.

4.3.1 Geração da Geometria

Com base na metodologia apresentada no capítulo 3 é possível a construção da geometria da pá do rotor e do difusor. A geometria destes componentes foi feita no programa ANSYS CFX-BladeGen®, o qual é destinado exclusivamente para rotores e estatores de turbomáquinas. Para a criação do conjunto analisado, de acordo com ESSS(2008) devem ser inseridas as coordenadas (x , y , z) obtidas no projeto, correspondentes às diferentes estações da raiz até a ponta da pá, além das coordenadas da linha geratriz da cinta (*shroud*) e do cubo (*hub*), o número de pás ou palhetas e o valor correspondente ao arredondamento dos bordos de fuga e de ataque.

O programa BladeGen® permite visualizar e controlar facilmente alguns parâmetros do projeto, através da modificação de coordenadas de linhas *Spline* ou pontos de curvas *Bézier* das linhas que constituem diversas superfícies. Estas alterações podem ser realizadas em qualquer linha das sub-janelas principais do programa. O BladeGen possui três sub-janelas, a primeira da vista meridional, outra da distribuição angular e a terceira da distribuição de espessura dos componentes, ANSYS BladeGen (2010).

Na janela da vista meridional se pode ajustar parâmetros como:

- Extensão do domínio de entrada e saída;
- Formato meridional do rotor.

Na janela da vista de distribuição angular se pode controlar:

- A distribuição do ângulo de escoamento (Beta) da entrada até saída;
- A distribuição do ângulo enrolado (*envolvimento*).

Na janela da distribuição de espessura se pode:

- Engrossar ou afinar os perfis ao longo da corda.

A Figura 4.4 esboça a geometria do rotor e do estator obtida pelo processo de importação de coordenadas no programa BladeGen®.

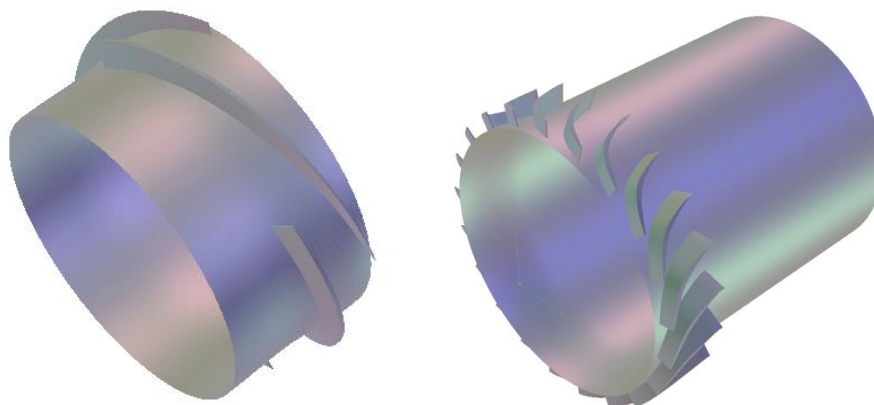


Figura 4.4 Geometria do rotor e difusor

Para a simulação do conjunto rotor-difusor, a geometria na entrada do rotor se estendeu 100 mm (valor correspondente aproximadamente à metade da corda do rotor) a fim de observar o desenvolvimento de fluxos secundários, devido à influência de parâmetros como o bordo de ataque. A saída do estator foi estendida em 200 mm (valor correspondente aproximadamente a uma corda do rotor), isto também com o objetivo de garantir o desenvolvimento do escoamento.

4.3.2 Geração da Malha Computacional

A malha computacional do rotor e do estator da bomba foi gerada no programa ANSYS TurboGrid®, utilizando a topologia *ATM Optimized*, que é uma excelente alternativa quando trata-se de topologias de turbomáquinas, como o caso de rotores e difusores de bombas, ventiladores ou turbinas, pois esta opção permite criar facilmente malhas de alta qualidade, devido ao fato de não ser necessário ajustar os pontos de controle da mesma (ANSYS INC., 2011b). O tipo de malha que utiliza este *template* é uma malha hexaédrica multi-bloco com refinamento nas proximidades das paredes, controlado pela distância adimensional (y^+) até o primeiro elemento da malha, a qual depende do número de Reynolds local.

Uma característica importante do TurboGrid® é a facilidade de modificar o espaçamento entre a ponta da pá e a carcaça, folga de topo no caso do rotor. Esta alteração pode ser feita designando o comprimento da folga ou impondo a porcentagem da largura da pá que deve ser assumida na ponta. Neste estudo se utilizou uma folga de 0,3 mm entre a ponta da pá do rotor e a carcaça. Além disso, o programa impõe automaticamente os nomes às diferentes

superfícies em inglês: *blade* (pá); *shroud* (carcaça); *hub* (cubo); *inlet* (entrada); *outlet* (saída); *tip clearance* (folga radial, folga de topo), etc.

Na Figura 4.5 é mostrada a configuração geral das malhas na passagem rotor-estator, além do refinamento nas proximidades das paredes.

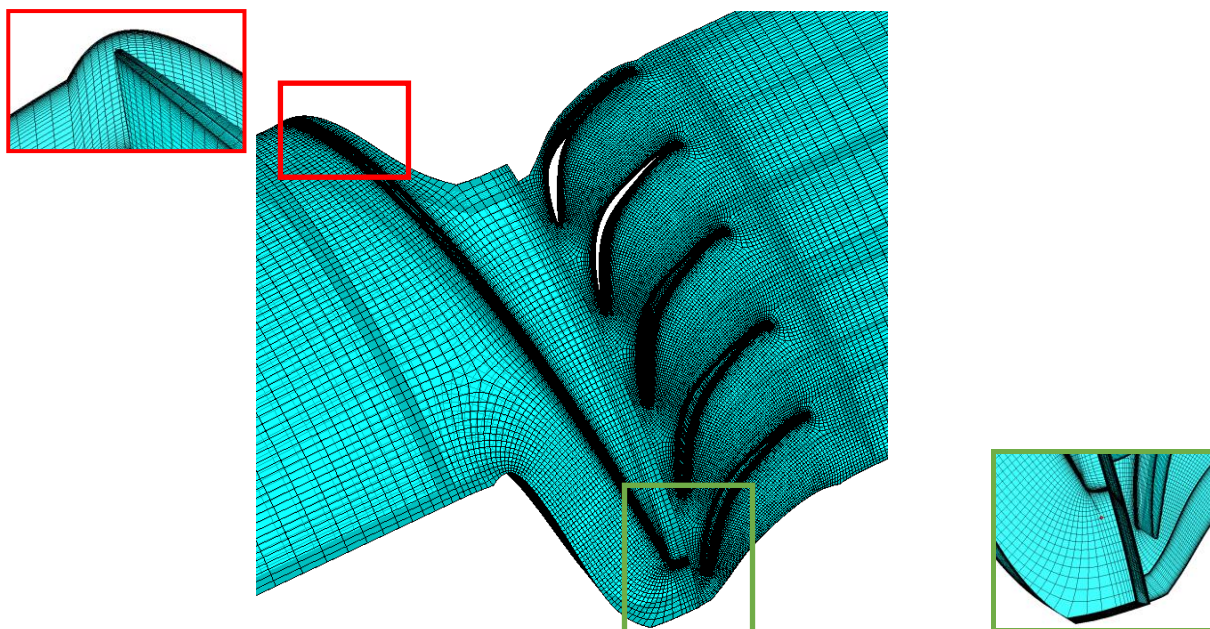


Figura 4.5 Configuração da malha computacional do rotor e estator.

A escolha da malha na simulação obedece um processo de validação da mesma. Geralmente, se o número de elementos na malha é aumentado se obtém melhores resultados, entretanto, isto se traduz em um maior custo de processamento. Afim de obter uma relação ótima entre qualidade e rapidez de processamento é necessário fazer uma avaliação com uma variável de referência local (velocidade, pressão, etc) ou global (potência hidráulica), e logo calculando a variação relativa com relação à malha que a precede. Neste estudo tomou-se como variável de avaliação a altura efetiva de elevação(H).

Uma análise de independência de malha foi feita para a simulação da bomba multifásica (rotor-estator) operando só com água. A Tabela 4.3 apresenta os diferentes casos analisados, sendo que nesta primeira análise, foi variado o número de elementos da malha do rotor, por se tratar do componente onde o escoamento tem um comportamento mais complexo, mantendo constante o número de elementos da malha do estator, previamente calculado pelo critério de y^+ , aproximadamente de 80.

A terceira coluna desta tabela representa o número de elementos da malha do rotor e estator usados nas análises de CFD, a quarta e a quinta coluna mostram a altura efetiva (H) e a

eficiência (η), respectivamente, e as duas últimas colunas indicam a variação percentual relativa das grandezas das colunas três e quatro. Considerando uma variação relativa menor do que 2% da altura efetiva, foi selecionada a malha do caso número 3, para o rotor, como a mais apropriada para representar os fenômenos do problema analisado.

Tabela 4.3 Resultados do estudo de independência de malha no Rotor

Caso	Componente	Número de elementos	H (m)	η (%)	Variação rel. H (%)	Variação rel. η (%)
1	Rotor	177861	34,8398	41,0719	-	-
	Estator	222300				
2	Rotor	274684	35,0357	41,5287	0,005622	0,011122
	Estator	222300				
3	Rotor	350248	35,1155	41,7428	0,002278	0,005155
	Estator	222300				

Para o estator foi realizada uma análise similar, onde foi variado o número de elementos da malha do estator, mantendo constante o número de elementos da malha do rotor, correspondendo ao valor ótimo obtido na análise anterior. Na Tabela 4.4 mostra-se os resultados produzidos pela análise. Neste caso foi selecionada a malha do caso número 2 (para o estator), a qual representa os fenômenos do problema analisado.

Tabela 4.4 Resultados do estudo de independência de malha Estator

Caso	Componente	Número de elementos	H (m)	η (%)	Variação rel. H (%)	Variação rel. η (%)
1	Rotor	350248	35,1425	41,8744	-	-
	Estator	170313				
2	Rotor	350248	35,1155	41,7428	0,0007683	0,0031427
	Estator	222300				
3	Rotor	350248	35,0369	41,7038	0,00022383	0,0009343
	Estator	299320				

A Tabela 4.5 mostra a quantidade de nós e elementos das malhas escolhidas depois da análise de independência da malha, para o rotor e o estator da bomba.

Tabela 4.5 Número de nós e elementos das malhas computacionais

Componente	Número de elementos	Número de nós
Rotor	350248	378410
Estator	222300	238465

A distribuição da distância adimensional, y^+ , ao longo do comprimento da corda é mostrada na Figura 4.6 para 20%, 50% e 80% da altura da pá, respectivamente. Sabendo que a posição 0 está localizada no bordo de ataque e a posição 1 no bordo de fuga. Estes gráficos da distribuição de y^+ foram gerados depois de realizadas as análises na etapa de pós-processamento.

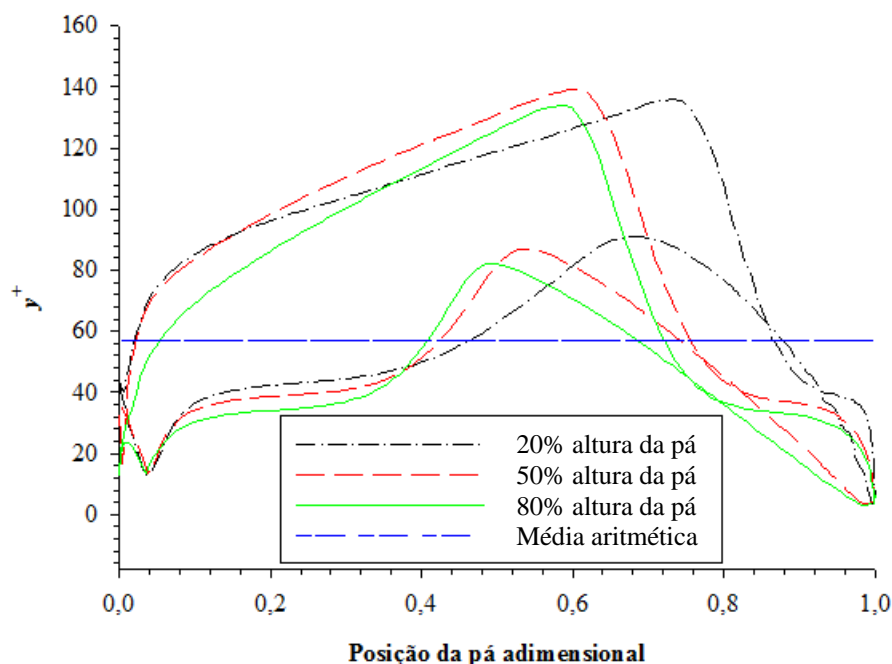


Figura 4.6 Distribuição de y^+ na pá do rotor

Na Figura 4.6 pode ser observado que, para 20% da altura da pá foi obtido um valor médio (aritmético) de $y^+ = 57,5$, para 50% da altura da pá, a média foi de 56,81 e finalmente, para 80% da altura da pá, o valor médio foi de 51,93. Esses resultados indicam que a malha encontra-se um pouco mais refinada em regiões mais próximas do carcaça do que em regiões mais próximas da cubo. A análise da distribuição dos valores de y^+ local resultou em valores menores do que 200 ($y^+ < 200$), o qual indica que os resultados obtidos podem ser considerados como satisfatórios (ANSYS INC., 2011b).

4.3.3 Condições de Contorno

As simulações numéricas foram feitas com objetivo de determinar o comportamento da bomba, considerando a rotação (2900 rpm) e fração volumétrica de gás (GVF=30%)

constantes para diferentes valores de vazão, e assim determinar a máxima eficiência da bomba, considerando regime permanente e isotérmico (25°C).

As condições de contorno foram impostas no programa comercial ANSYS-CFX®, o qual resolve as equações governantes para o domínio discretizado. As condições utilizadas para a análise do escoamento são descritas na Tabela 4.6:

Tabela 4.6 Condições de contorno utilizadas na simulação da bomba hélico-axial.

Escoamento Multifásico	
Entrada	Vazão mássica (\dot{m}) de um único canal e a fracção volumétrica de cada um dos fluidos que compõem a mistura do escoamento.
Saída	Pressão estática (p) na saída do rotor.
Periodicidade	É usada quando a geometria de interesse e a solução do escoamento esperadas possuem uma repetição periódica natural. Assim, ao calcular as propriedades do escoamento nas células de uma fronteira periódica, o CFX® iguala aquelas propriedades às das células correspondente do plano periódico oposto. Isto é realizado com o objetivo de se reduzir o esforço computacional ao se realizar os cálculos numéricos.
Paredes	As condições de contorno de parede (<i>No slip condition</i>) são utilizadas nas regiões sólidas por onde circula o fluido. Essas superfícies podem ser estacionárias ou podem se movimentar. Neste estudo, as superfícies referentes ao cubo, carcaça, e pá ou palheta foram definidas como paredes lisas, sendo que aquelas referentes ao rotor são tratadas como rotacionais, e as referentes ao estator como estacionárias.
Interface	Define-se como a superfície que conecta a saída do canal do rotor com a entrada dos canais do estator. Neste estudo, o tipo de interface <i>frozen-rotor</i> ¹⁰ foi escolhido para realizar o acoplamento entre os dois componentes mencionados.

Na Figura 4.7 são mostradas as diferentes superfícies consideradas na definição das condições de contorno.

¹⁰ O modelo *Frozen Rotor* trata o escoamento do componente fixo para o rotativo mudando o sistema de referência sem fazer médias, o que possibilita que características locais do escoamento, como recirculações, sejam transportadas através da interface (ANSYS INC., 2013).

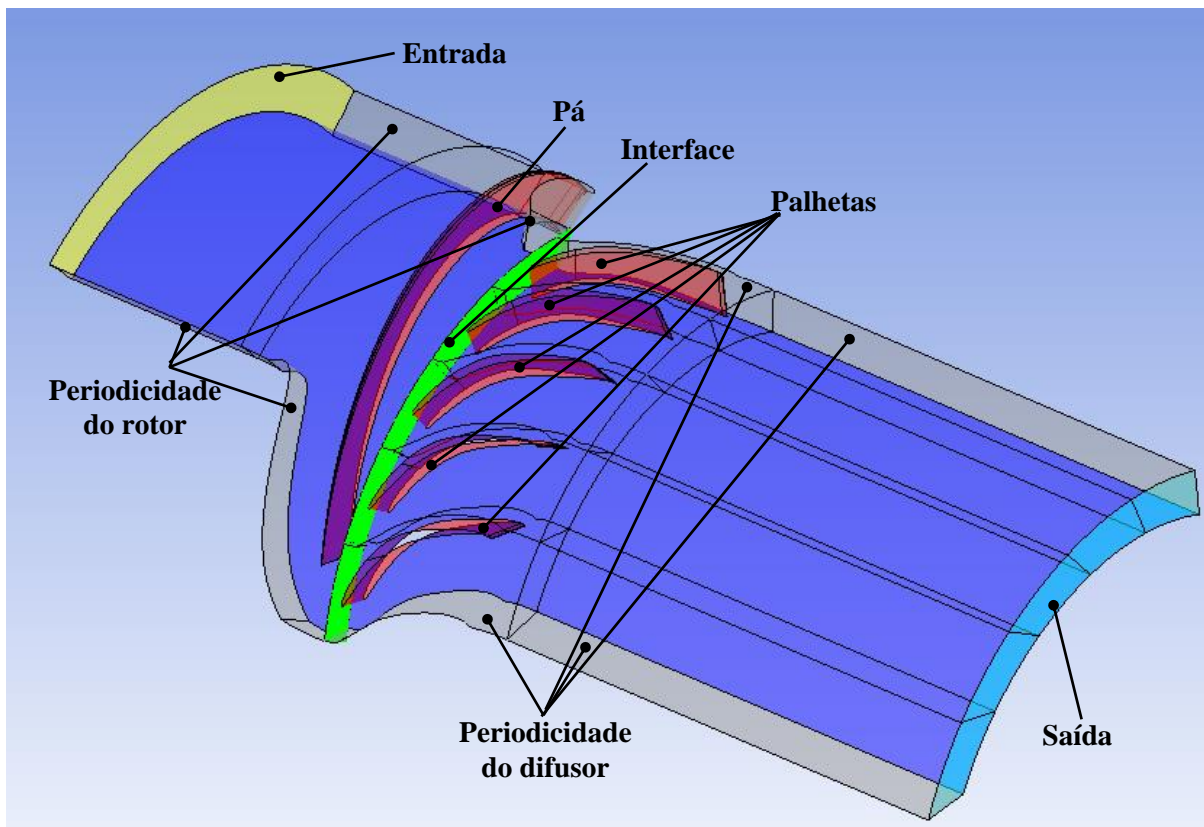


Figura 4.7 Superfícies da bomba hélico-axial consideradas nas condições de contorno

4.3.4 Modelo Multifásico

Para as simulações bifásicas (água-ar) se utilizou o modelo multifásico de partícula (incluído no modelo Euleriano), pois, se considera que existe uma fase contínua e uma fase dispersa. Neste caso, é considerada a água como a fase contínua e o ar como a fase dispersa. Além disso, este modelo considera que os fluidos encontram-se misturados na escala macroscópica e portanto podem ter campos de velocidade diferente e compartilhar o campo de pressões.

No modelo multifásico de partícula é preciso impor um diâmetro da bolha para a fase dispersa. Zhang *et al.* (2015) e Zhang *et al.* (2016) em seus trabalhos experimentais da análise do diâmetro de gota na entrada de bombas multifásicas hélico-axiais, visualizaram os tamanhos de gota em função da fração volumétrica de gás (GVF), como é mostrado na Figura 4.8. Neste caso foi utilizado um $db=1,8$ mm, para um escoamento com GVF do 30%, correspondendo com valores observados, Zhang *et al.* (2015) (vide Figura 4.8c).

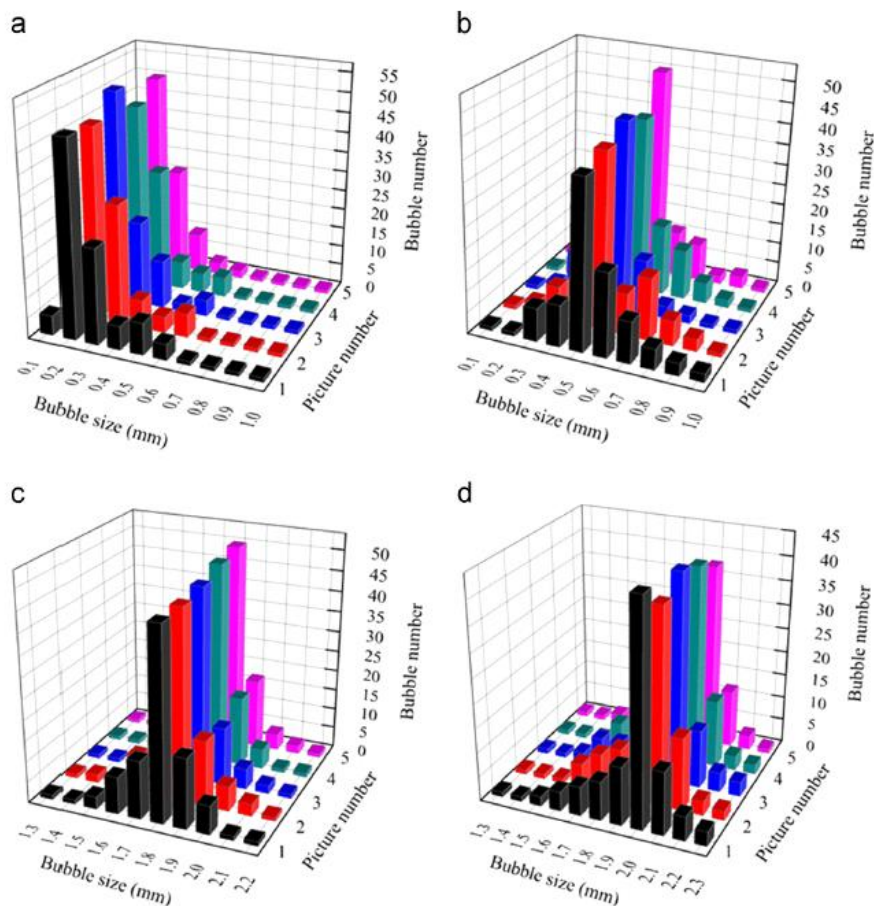


Figura 4.8 Diâmetro da bolha para a fase dispersa na entrada da bomba hélico-axial para GVF de a) 3%, b) 10%, c) 27% e d) 42%. Fonte: Zhang *et al.* (2015)

Para o cálculo da transferência de quantidade de momento na interface, devido às forças interfaciais, considerou-se que em escoamentos dispersos internos, a força de arrasto desempenha um papel fundamental, e é responsável pela maior parte da transferência de quantidade de movimento interfacial. Sendo assim, para a simulação se avaliou o coeficiente de arrasto C_D utilizando a correlação de Schiller-Nauman para escoamento de bolhas.

Capítulo 5

METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

Atualmente, desenvolver projetos mais eficientes em engenharia demanda aplicação das mais diferentes áreas do conhecimento, tornando-se um problema multidisciplinar. Em que geometrias complexas, tridimensionais são avaliadas numericamente e testadas experimentalmente, demandando técnicas modernas de otimização, recursos computacionais avançados e análise numérica através da dinâmica dos fluidos computacionais - CFD.

Em projetos de turbomáquinas, as técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional associadas ao avanço dos recursos computacionais e de algoritmos de otimização, têm-se tornado uma ferramenta muito importante para o desenvolvimento e melhorias de componentes importantes, bem como a melhoria do sistema completo (voluta, bocal, rotor, estator). A grande maioria dos métodos atuais de otimização são eficientes, porém quando acoplados com análises CFD demandam tempos computacionais elevados, tornando-se assim a metodologia de construção de superfícies de resposta a melhor estratégia para acelerar o processo de otimização em problemas de engenharia. A técnica de construção de superfícies de resposta consiste na construção de uma função aproximada a partir da função exata (por exemplo, CFD), um projeto de experimentos estatístico, DOE - *Design of Experiments*, é utilizado para o processo de construção dos metamodelos.

Neste capítulo é apresentada a metodologia de otimização em conjunto com a construção de superfícies de resposta. A função de aproximação com base nas Funções de Base Radial (RBF), foi desenvolvida por Silva (2011) (código “in house”) na qual é possível

modificar os parâmetros de forma e tipo de função de base radial a ser utilizada. A função objetivo consiste na maximização da eficiência hidráulica da bomba. Esta metodologia associa o metamodelo e o uso de um Algoritmo Genético de busca, onde podem ser integrados através do programa ModeFrontier® (ESTECO, 2007). Os processos de otimização com base em metamodelos podem ser também integrados utilizando outras plataformas de programação, como MatLab® e FORTRAN

Para as análises de otimização, foram escolhidas três variáveis de projeto; número de palhetas principais/auxiliares, comprimento das palhetas auxiliares, e o passo entre as palhetas principais e auxiliares. Onde para a construção do DOE, foi utilizado o Plano Fatorial Completo (*Full Fatorial*) representado por:

$$m = n_1 \times n_2 \times n_3 \times \dots \times n_k \quad (5.1)$$

em que m é o número de experiências, k é o número de parâmetros considerados, n é número de níveis em que foram discretizados os parâmetros.

5.1 Variáveis de Projeto

A técnica de otimização utilizada avalia alguns parâmetros geométricos determinados no projeto preliminar, que envolvem grandezas ao longo da passagem rotor/estator. Estes foram escolhidos pela importância que representam em relação à geometria do canal e sua influência no escoamento.

O uso adequado de pás ou palhetas auxiliares permite a redução do carregamento das pás principais, como também, a diminuição de vórtices ou recirculações presentes no escoamento entre às pás principais. Portanto, pretende-se avaliar o emprego de palhetas auxiliares no difusor, com o objetivo de aumentar o rendimento global do estágio, resultando em distribuições de velocidades de mistura mais uniforme. Um conjunto de palhetas auxiliares são posicionadas entre as palhetas principais e têm comprimentos menores que aqueles das palhetas principais. Além disso, as palhetas auxiliares não são encontradas na região de entrada do difusor, pois, tal fato produziria estrangulamento geométrico, e maiores regiões de choque na entrada. Os parâmetros que serão modificados para avaliar o uso de palhetas auxiliares no difusor são:

- Número de palhetas auxiliares/palhetas principais (N_{pa}).

O número de palhetas principais/auxiliares é uma variável importante no processo de otimização, devido a que um alto número de palhetas implica num escoamento bem guiado, porém com maior perda da eficiência por atrito. A alteração deste parâmetro no programa BladeGen® é simples e rápido, sendo feito no local onde se encontra as características do difusor. Na Figura 5.1 são apresentadas diferentes geometrias de difusores onde mostra-se o número de palhetas principais/auxiliares.

- Comprimento das palhetas auxiliares F_c (Fator de comprimento).

Normalmente o formato das pás auxiliares é obtido de forma idêntica das pás principais. Porém o comprimento pode ser variado para melhorar o desempenho. A Figura 5.2 mostra difusores com variação percentual do comprimento das palhetas auxiliares.

- Posição circunferencial das palhetas auxiliares em relação às palhetas principais, F_a (Fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares).

O conjunto de pás auxiliares é intercalado exatamente no meio do conjunto de pás principais. Sendo assim, a posição adequada da palheta auxiliar, em função das características do escoamento pode ser determinada também com auxílio das técnicas de otimização. A Figura 5.3, mostra difusores com palheta auxiliar em diferentes posições circunferenciais.

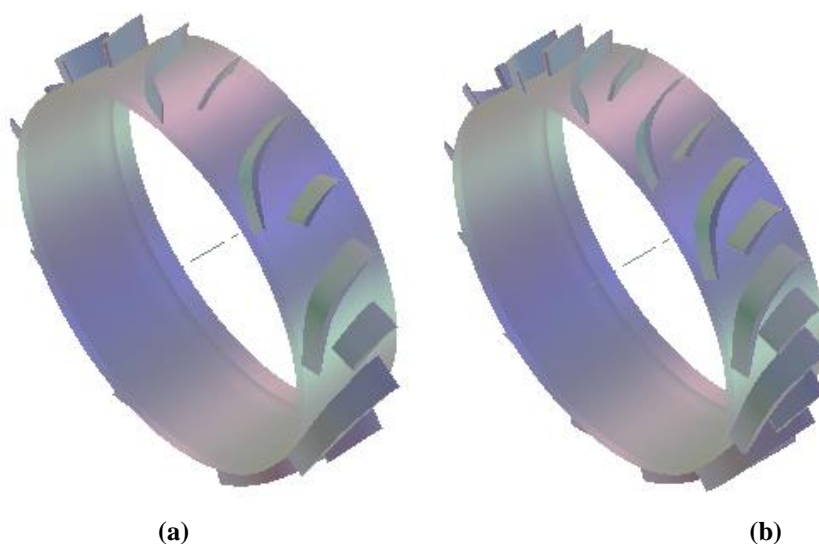


Figura 5.1 Configuração do difusor com diferentes número de palhetas auxiliares (a) 9 e (b) 13.

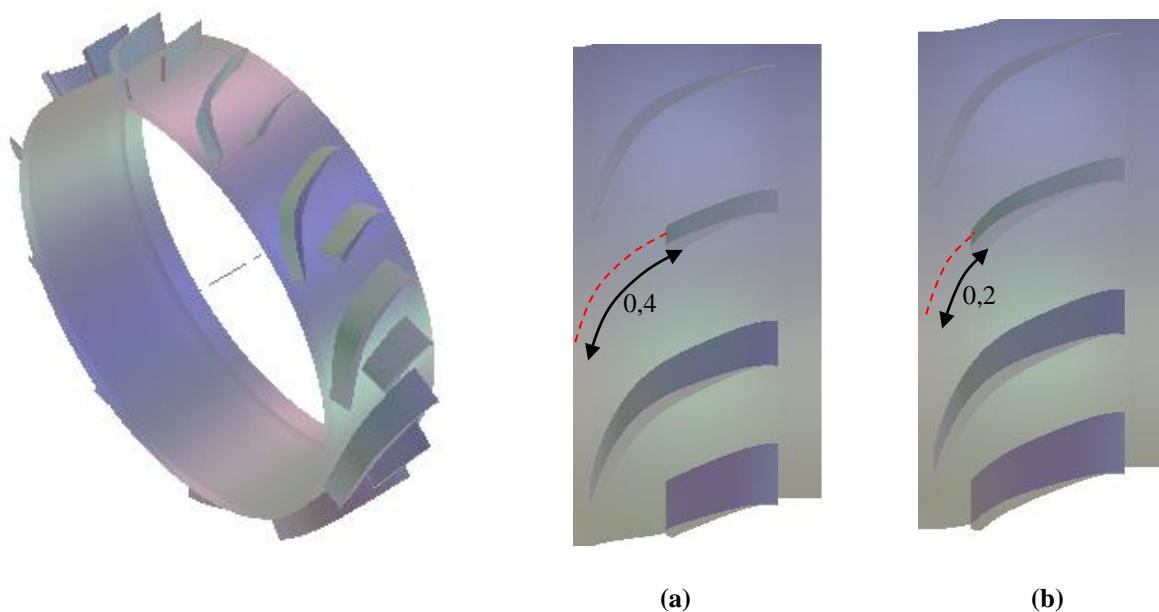


Figura 5.2 Esquema da variação percentual do comprimento das palhetas auxiliares, (a) 60% e (b) 80%

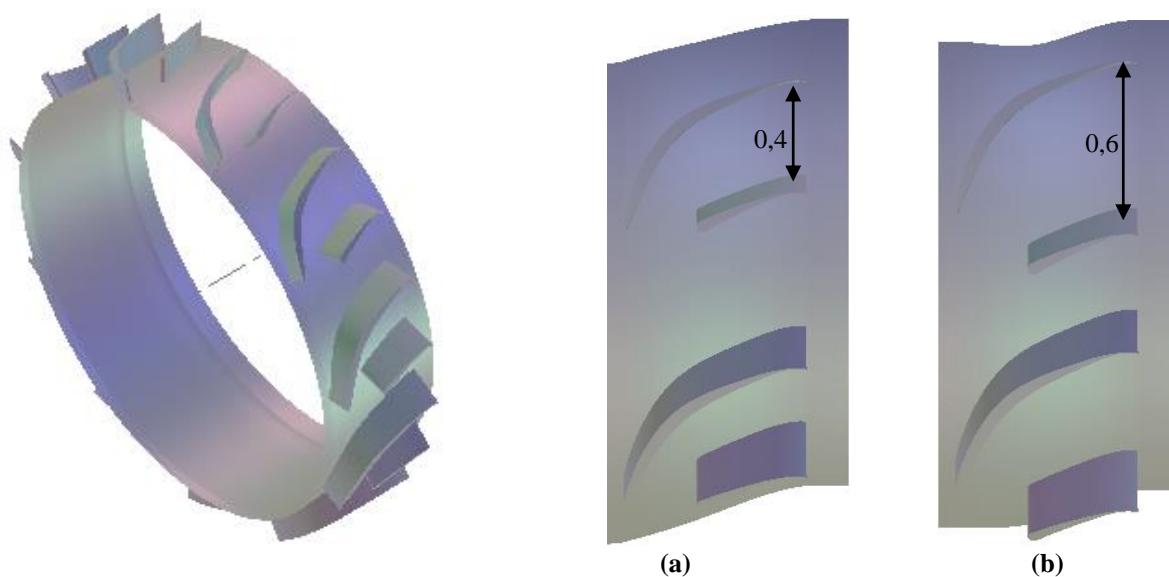


Figura 5.3 Esquema da variação percentual da posição circunferencial das palhetas auxiliares. (a) 40% e (b) 60%.

A população inicial do conjunto de dados do modelo deve ser cuidadosamente escolhida para a obtenção das superfícies de resposta adequada. Sua distribuição pode ser obtida aplicando estratégias de plano de experimentos (DOE), onde uma matriz de testes representa as possíveis combinações entre os parâmetros envolvidos e seus níveis de discretização. É importante que o plano de experimentos seja construído de tal forma que as variáveis de projeto sejam distribuídas uniformemente.

Dentre os métodos de planejamento de experimentos mais comuns encontram-se o plano fatorial completo, plano fatorial fracionário e hipercubo latino. Neste trabalho, foi utilizado o plano fatorial completo, que permite avaliar todas as combinações possíveis para cada uma das variáveis selecionadas. Este plano de experimentos torna-se a melhor opção quando analisadas poucas variáveis de projeto.

Para o DOE foram selecionados: três níveis para o número de palhetas auxiliares (N_{pa}), e cinco níveis para o fator de comprimento (Fc) e o fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares (Fa) (Tabela 5.1), totalizando 75 experiências na fase de exploração preliminar. Os intervalos de variação escolhidos estão presentes na Tabela 5.1. Nesta tabela, o fator de comprimento, Fc , corresponde à percentagem de diminuição do tamanho da palheta auxiliar em relação à palheta principal, ou seja, $Fc=0,4$ corresponde a uma palheta auxiliar de 60% de comprimento da palheta principal. O fator de posição circunferencial, Fa , da mesma forma, obedece à variação percentual da posição circunferencial das palhetas auxiliares, com referência às palhetas principais.

Tabela 5.1 Valores assumidos para a parametrização da geometria e otimização

Variáveis de projeto	Valores adotados				
N_{pa}	9	-	11	-	13
Fc	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2
Fa	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6

As diferentes configurações da bomba multifásica e a análise do escoamento foram realizadas através do uso de *scripts* nos programas TurboGrid® e CFX®, respectivamente, nas etapas de pré-processamento e pós-processamento. Este procedimento é explicado na Figura 5.4.

Por meio de *scripts* foram executados comandos que manipularam de forma controlada parâmetros dentro do programa ANSYS®, a fim de gerar de forma automática e contínua: malhas, projetos contendo as configurações das simulações e resultados. Tudo isso, mantendo as mesmas características para todos os projetos, de modo a favorecer o procedimento de otimização.

No Apêndice D são mostrados os resultados obtidos nas simulações de CFD de todas as combinações geradas ao utilizar o plano fatorial completo.

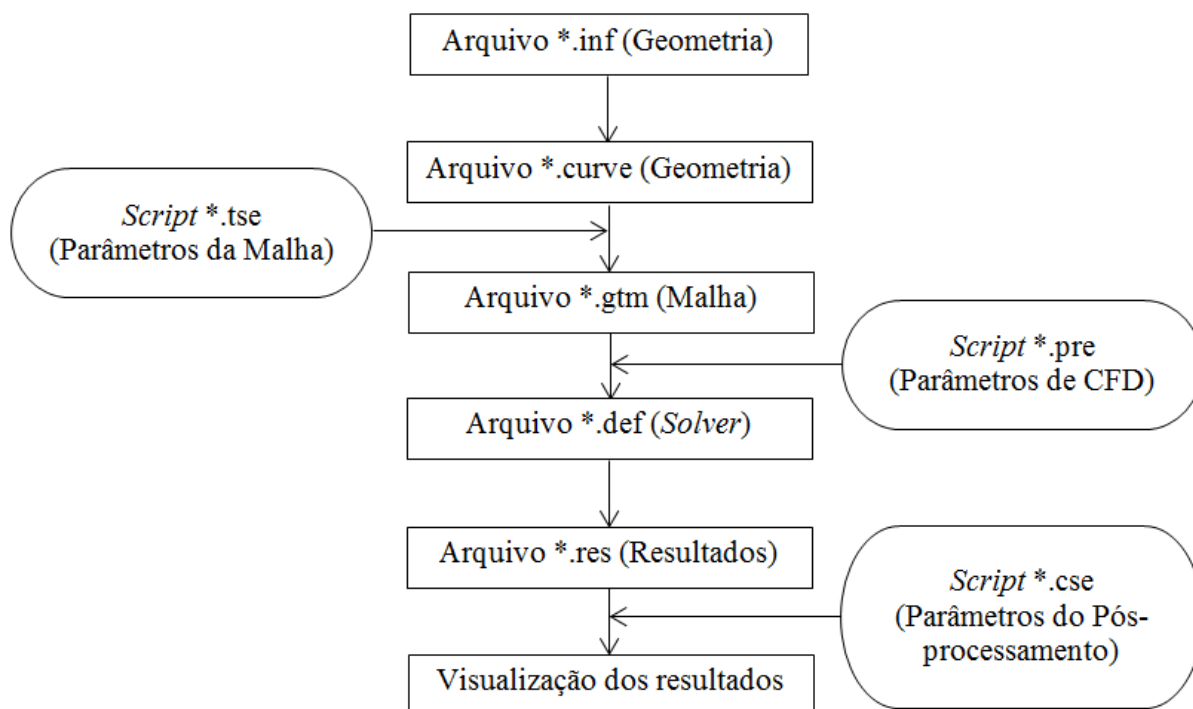


Figura 5.4 Procedimento para a simulação dos diferentes projetos mediante o uso de *scripts*

5.2 Superfícies de Resposta e Funções de Base Radial

Modelos de superfície de resposta são frequentemente usados na substituição de modelos físicos complexos, a fim de gerar correlação entre dados experimentais e de reduzir o custo computacional em problemas de otimização (Colaço *et al.*, 2008).

A metodologia de superfícies de resposta (RSM - *Response Surface Methodology*) é um conjunto de técnicas matemáticas e estatísticas utilizadas no desenvolvimento de uma relação funcional, $y=f(x)$, entre uma ou mais respostas (saídas) de interesse y , e um grupo de variáveis de entrada associadas x_1, x_2, \dots, x_n (Khuri e Mukhopadhyay, 2010). Nesta estratégia de técnicas de aproximação, a finalidade é gerar uma nova função $g(x)$, aproximada, a partir de uma função exata $f(x)$. Considerando que a função $f(x)$ é desconhecida a priori, o erro quadrático, $e_q = \|f(x) - g(x)\|^2$ não pode ser calculado com precisão. O conceito principal das técnicas de aproximação é usar um conjunto de medidas $(x_k, y_k = f(x_k))$ do fenômeno físico para calcular o erro médio quadrático (MSE) (Battaglia e Maynard, 1996).

$$\varepsilon = \frac{1}{n_e} \sum_{k=1}^{n_e} \|y_k - g(p, x_k)\|^2 \quad (5.2)$$

onde n_e é o número de experiências, e p é o vetor que contém os coeficientes dos polinômios, $g(p, x_k)$ a ser determinado pela aproximação.

Com base na Equação (5.2), o interesse é gerar $g(x)$ que minimiza ε . Para isto, são requeridas duas etapas diferentes: treinamento e validação. O processo de treinamento consiste na seleção dos dados para realizar a aproximação, que deve representar as evoluções da função exata. Na etapa de validação, o conjunto de dados deve ser diferente dos dados de treinamento, e é utilizado para verificar a aproximação. Polinômios podem ser usados como métodos de aproximação para determinar a função $g(x)$.

Aproximações aplicando funções de base radial (FBR), desenvolvidas originalmente por Hardy (1971), diferem da metodologia de superfícies de resposta clássica por permitir a escolha das funções de base (Keane e Nair 2005). Uma nova função $g(x)$ desconhecida é gerada a partir de dados conhecidos de uma função $f(x)$. A função de base radial pode ser definida como uma função em que seus valores dependem somente da distância da origem, ou alternativamente da distância de um ponto a outro ponto x , chamado de centro (Silva, 2011).

Neste trabalho, um procedimento baseado em RSM empregando funções de base radial (RBF) foi utilizada para avaliar a influência das variáveis de projeto selecionadas no procedimento de otimização. As superfícies de resposta foram criadas usando um programa desenvolvido *in house* (Silva, 2011).

Matematicamente, a função a ser determinada pode ser representada da seguinte forma:

$$s(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i \phi(\|x - x_i\|) \quad (5.3)$$

onde $s(x)$ é a função aproximada e é representada como a soma das n funções de base radial, $\phi = \phi(r)$, cada uma associada com diferentes centros, x_i , que são avaliados pelos coeficientes, α_i , chamados de pesos dos centros; $\|x - x_i\|$ é a norma euclidiana.

A RBF selecionada neste estudo foi do tipo Multiquádica, Equação (5.4), pois esta se mostrou como uma função eficiente na construção de superfícies de resposta em estudos de otimização de turbomáquinas (Silva, 2011). Além de ser uma das melhores opções para montagem de um modelo de aproximação quando se possui poucos dados disponíveis da

função original (Colaço *et al.*, 2008). Nessa expressão, c , representa o parâmetro de forma, que ajusta a precisão da interpolação, adotando um valor de 1 para este trabalho.

$$\phi(r) = \sqrt{(r^2 + c^2)} \quad (5.4)$$

A partir da superfície de resposta, foi elaborado um algoritmo executável em linguagem FORTRAN, este foi integrado a um processo de otimização (ModeFrontier®), visando maximizar a eficiência da bomba.

5.3 Algoritmo de Otimização

O problema de otimização analisado neste trabalho pode ser formulado da seguinte forma:

$$f(x) = \max(\eta) \quad (5.5)$$








Na solução do problema de otimização, Equação (5.5), foi utilizado o algoritmo genético multiobjetivo de ordenação não dominada (NSGA II *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) desenvolvido por Deb *et al.* (2000) e disponibilizado no ModeFrontier®. A escolha deste método foi realizada com base em problemas de otimização de turbomáquinas bem sucedidas encontradas na literatura técnica (Zhang *et al.*, 2011; Silva e Tomita, 2011; Wang, 2010; Wang *et al.*, 2011 e Espinosa, 2016). O NSGA II é uma variação do algoritmo NSGA, que busca aumentar a eficiência por meio da incorporação do conceito de elitismo. Segundo Rey (2014) o método pode ser explicado da seguinte forma:

1. Geração da população inicial de tamanho n ;
2. Identificação das frentes de dominância e as distâncias de aglomeração;
3. Aplicação dos operadores genéticos de cruzamento e mutação para a geração da população de descendentes de tamanho n ;
4. A população inicial (pais) e a população de descendentes (filhos) são reunidas em um mesmo conjunto de tamanho $2n$;
5. Os indivíduos desse conjunto são classificados de acordo com as frentes de dominância, selecionando-se aqueles que têm maior grau de dominância;

6. A nova população é criada. Caso os indivíduos selecionados superem o tamanho n da população, são eliminados aqueles que tenham a menor distância de aglomeração;
7. O critério de convergência é avaliado. Caso seja atingido, o processo é finalizado; caso contrário, deve-se retornar ao passo um e continuar até que o critério de convergência seja atingido.

Informações adicionais sobre o NSGA II podem ser encontradas em ModeFrontier® (2000). Embora o problema de otimização deste trabalho seja mono-objetivo, o algoritmo multiobjetivo de ordenação não dominada NSGA II foi selecionado com o intuito de permitir uma extensão direta para mais objetivos se necessário em estudos futuros.

O esquema completo da metodologia de otimização foi implementada no programa ModeFrontier®, com o intuito de obter a máxima eficiência da bomba multifásica sendo mostrado na Figura 5.5. Os diversos módulos utilizados e integrados para o desenvolvimento de projeto de otimização são:

- Variáveis de entrada : Neste módulo foi configurado as variáveis de projeto, N_{pa} , F_c e F_a , fornecendo informação dos limites, superior e inferior, e do espaçamento entre as pás, para a geração do espaço de busca.
- Variáveis de saída : No nó da Variável de Saída a variável gerada é identificada por uma aplicação ou extraída de um arquivo de saída. Neste caso *Eficiência*.
- Objetivos de projeto : Neste módulo são identificadas as variáveis numéricas cujos valores serão calculadas e obtidas no processo do fluxo de dados, e a elas são atribuídas um objetivo a ser otimizado.
- Espaço de busca : Foi configurado o método de plano de experimentos utilizado, um DOE fatorial completo.
- Scheduler : Neste módulo são configuradas as características do algoritmo de otimização (NSGA II), como: Número de gerações, probabilidade de cruzamento e mutação.
- Nó do Script DOS : Neste módulo foi configurado o algoritmo executável do metamodelo gerado em FORTRAN.
- Arquivo de Suporte : Este módulo contém informações necessárias para o arquivo executável do metamodelo, como: coeficientes α e pontos para o cálculo de centros.

- Arquivos de entrada e saída 📁📄: Nestes módulos são identificados e agrupados em um arquivo tipo texto as respectivas variáveis (de entrada ou saída).

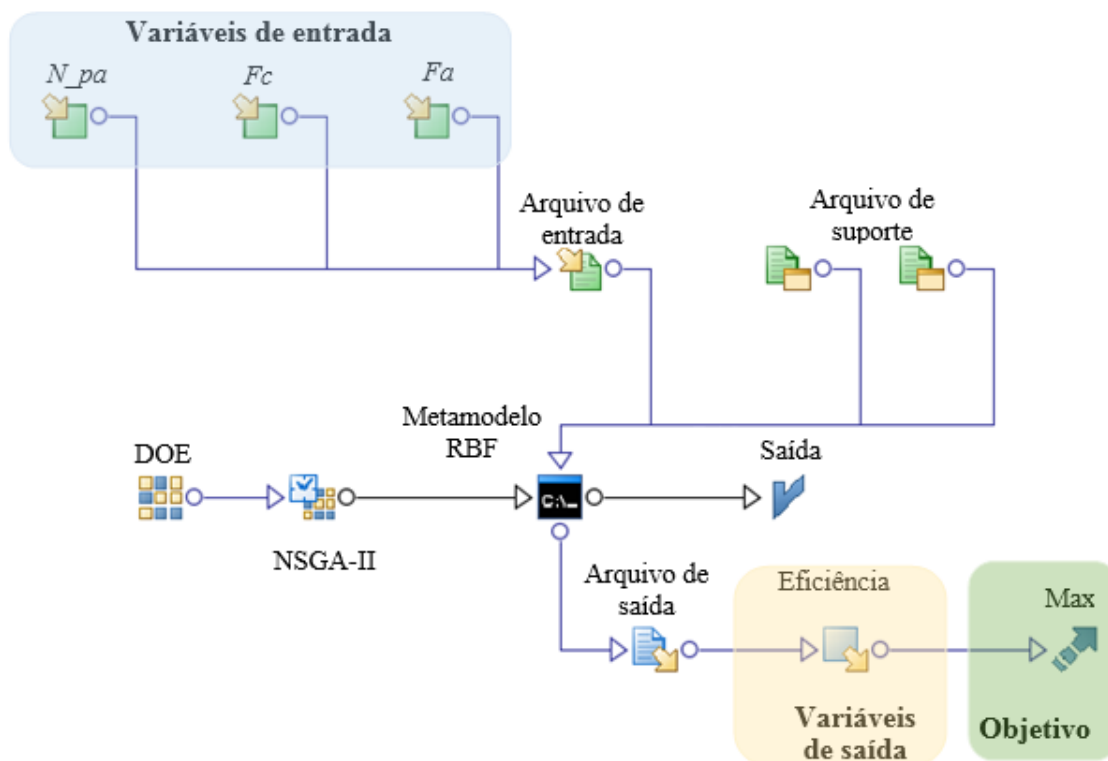


Figura 5.5 Esquema da metodologia de otimização implementada no programa ModeFrontier®

Capítulo 6

RESULTADOS

Neste Capítulo são apresentados os resultados obtidos através das simulações, e do procedimento de otimização com o objetivo de obter a máxima eficiência da BMHA. Entre as análises encontram-se as características de desempenho hidrodinâmico, obtidas mediante as análises numéricas - CFD no estágio, rotor-difusor, da bomba multifásica. Também são apresentadas as curvas características em função da variação da vazão mássica.

6.1 Curvas Características da Bomba Multifásica - Geometria Original

Dos resultados da simulação numérica da BMHA, operando com uma mistura de água com uma fração volumétrica de gás (GVF) de 30% ($db=1.8$ mm), foi possível levantar as curvas características da bomba com geometria original obtidas do projeto preliminar. A Figura 6.1 apresenta as curvas de desempenho típicas deste tipo de turbomáquina: rendimento (η); Altura de elevação (H); Potência de eixo (Pe) e Potência hidráulica (Ph) versus Vazão volumétrica (Q).

Para a simulação foi utilizada como condições de contorno a vazão mássica, (\dot{m}) e a fração volumétrica dos fluidos na entrada da bomba, mantendo a rotação e a pressão estática constante na saída do difusor, como descrito no Item 4.3.3

A faixa de vazões foi de 90 m³/h até 200 m³/h. O critério de convergência nesta faixa de variação foi de 0,0001 para a massa, velocidade e turbulência e 0,002 para a fração volumétrica. No caso da fração volumétrica não atingir a convergência de 0,002, o critério utilizado foi o número de iterações igual a 1000.

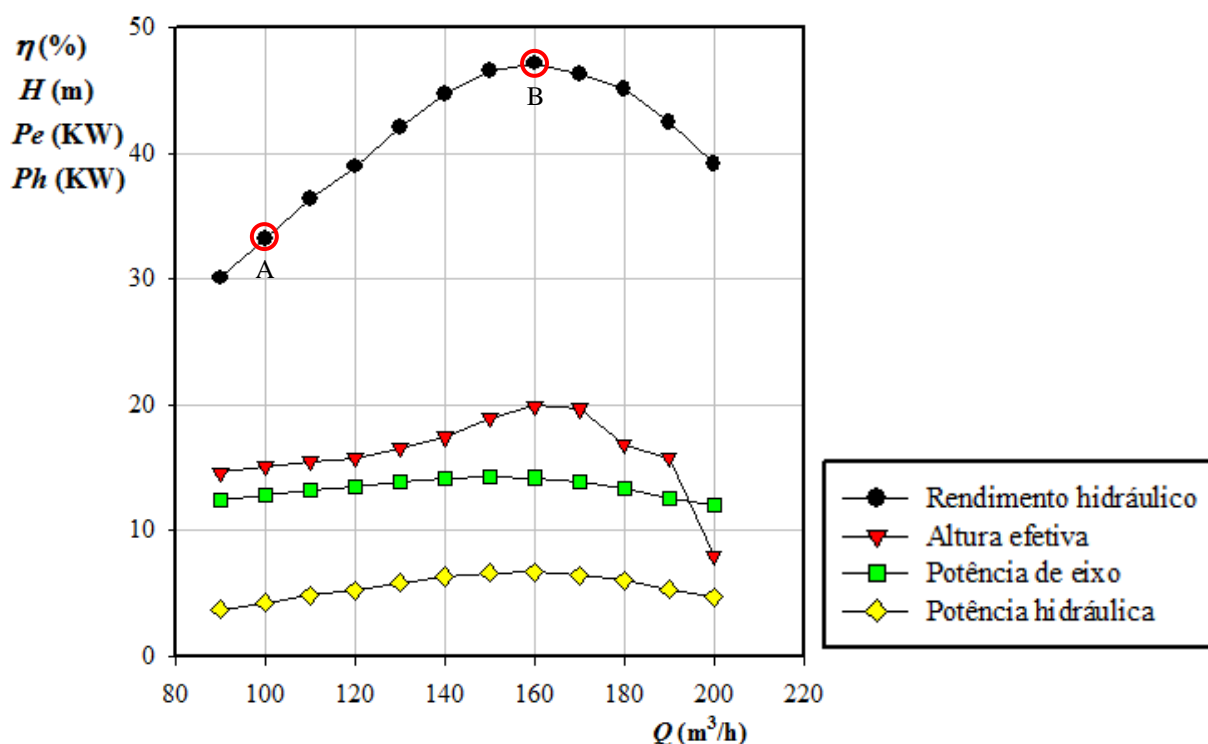


Figura 6.1 Curvas características da BMHA - geometria original. A) Ponto de projeto, B) Ponto de maior rendimento.

Observa-se que os valores de rendimento da BMHA são menores em comparação aos altos rendimentos das bombas hidráulicas monofásicas. A diminuição desta eficiência, deve-se ao fato de se utilizar pás alongadas que provocam mais atrito viscoso, característica que favorece a mistura no caso de operar com escoamento multifásico.

Dos diferentes casos simulados para a geometria original, o ponto correspondente ao maior rendimento da bomba ($\eta=47,13\%$), ponto B, obtido para uma vazão de 160 m³/h; este foi estabelecido como o ponto original de partida para fazer a otimização. Enquanto que o rendimento para o ponto de projeto foi $\eta=33,18\%$, ponto A. Estes valores de eficiência estão dentro da faixa de rendimentos desta turbomáquina na literatura. Além disso, nota-se que a curva de potência de eixo corresponde ao comportamento de uma bomba axial ou hélico-centrífuga.

A Figura 6.1 mostra as variações de altura efetiva de elevação, onde aparentemente apresenta uma região instável, característica típica de bombas axiais. Entretanto, o valor de eficiência máxima corresponde aproximadamente ao valor de altura efetiva de elevação máxima. A curva de potência de eixo está coerente com as variações de desempenho, onde valores maiores de potência estão associados às máximas eficiências com um valor de aproximadamente 14 kW.

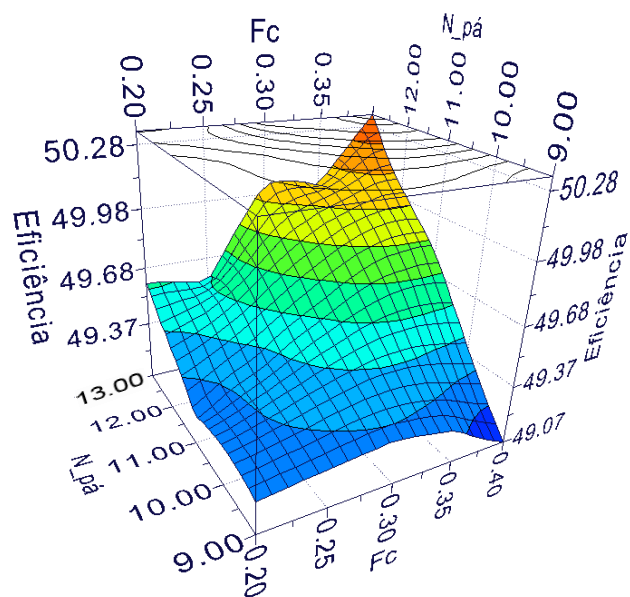
6.2 Procedimento de Otimização Paramétrica

Na sequência são apresentados resultados da metodologia de otimização, aplicada no ponto de maior rendimento da geometria original, ponto B ($Q=160 \text{ m}^3/\text{h}$) da Figura 6.1. Com intuito de avaliar o emprego de um conjunto de palhetas auxiliares no difusor, foi estudada a influência de variáveis como: número de palhetas auxiliares N_{pa} , fator de comprimento Fc e fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares Fa . Com base nessas variáveis foram construídas superfícies de resposta utilizando a função de base radial Multiquádica, para avaliar o comportamento da eficiência, η , como mostrado na Figura 6.2.

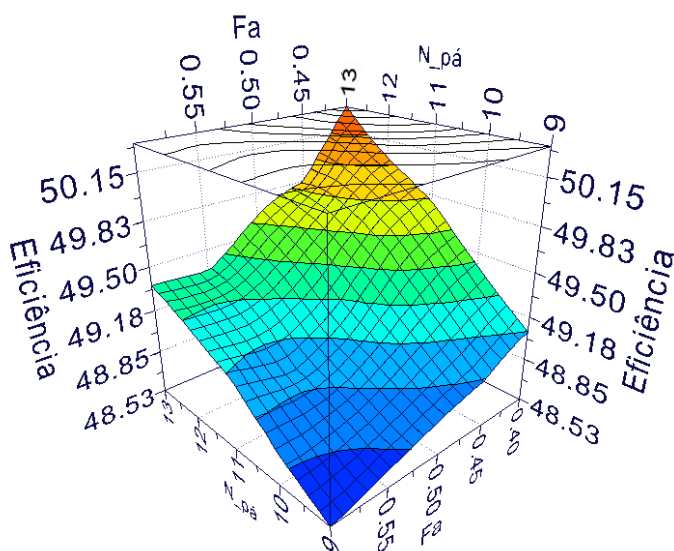
Na Figura 6.2.a, pode ser observada a superfície de resposta para a eficiência, η , em função do número de palhetas auxiliares N_{pa} e do fator de comprimento Fc . Nessa figura, nota-se que, as maiores eficiências (contornos de cor laranja escuro), podem ser atingidas com um número maior de palhetas principais/auxiliares ($N_{pa}=13$) e quando o fator de comprimento das palhetas auxiliares, Fc , adota valores no limite superior, 0,4.

Analogamente, na Figura 6.2.b apresenta a superfície de resposta para a eficiência, η , em função do número de palhetas auxiliares N_{pa} e do fator de posição circunferencial Fa . Nessa figura, mostra-se que a eficiência, η , aumenta com o incremento do número de palhetas principais/auxiliares, sendo também ($N_{pa} = 13$). Com relação ao fator de posição circunferencial Fa , as maiores a eficiências, η , são obtidas com os valores mais próximos do limite inferior da variável analisada, $Fa = 0,4$.

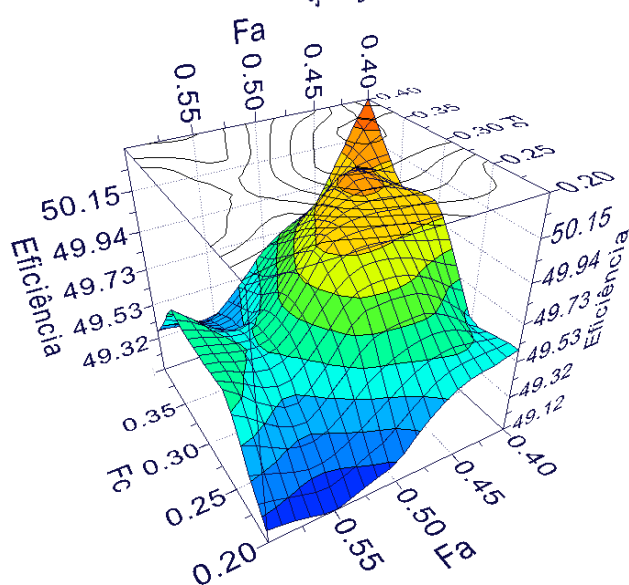
A Figura 6.2.c mostra a superfície de resposta para a eficiência, η , em função Fc e do Fa . Observa-se, que as maiores eficiências, η , são obtidas com os valores mais próximos do limite inferior (0,4) de Fa , e com o fator de comprimento, Fc , no limite superior (0,4).



(a)



(b)



(c)

Figura 6.2 Superfícies de resposta para a eficiência, $\eta(\%)$, em função de: a) N_{pa} e Fc , b) N_{pa} e Fa e c) Fa e Fc . A partir do DOE inicial.

Nas análises da Figura 6.2, nota-se que as maiores eficiências foram encontradas nos limites das funções para cada uma das variáveis. Sendo assim, decidiu-se ampliar a região de busca, com o objetivo de encontrar a posição e o comprimentos ótimos das palhetas auxiliares. Um novo DOE foi gerado aumentando os intervalos de variação para F_c e F_a . Os valores assumidos para as variáveis foram definidos após os testes do DOE preliminar. Os intervalos de variação escolhidos estão apresentados na Tabela 6.1, num total de 24 experiências foram adicionadas.

Tabela 6.1 Valores adicionais assumidos para a parametrização da geometria e otimização

Variáveis de projeto	Valores adotados				
F_c	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6
F_a	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2

No Apêndice D são mostrados os resultados obtidos nas simulações de CFD de todas as combinações geradas ao utilizar os dois planos fatoriais.

As superfícies de resposta para a eficiência, η , incluindo os resultados dos dois planos de experimentos (DOE) são mostradas na Figura 6.3.

A Figura 6.3.a, mostra a superfície de resposta para a eficiência, η , em função do número de palhetas auxiliares N_{pa} e do fator de comprimento F_c . Nessa figura, nota-se que, as maiores eficiências em torno de 50,55% (contornos de cor laranja escuro), foram atingidas com um número maior de palhetas principais/auxiliares ($N_{pa}=13$) e quando o fator de comprimento das palhetas auxiliares, F_c , adota valores em torno de 0,45.

Analogamente, a Figura 6.3.b mostra a superfície de resposta para a eficiência, η , em função do número de palhetas auxiliares N_{pa} e do fator de posição circunferencial F_a . Nessa figura, mostra-se que a maior eficiência, $\eta = 50,55\%$, corresponde a $N_{pa}=13$, e com $F_a = 0,4$.

A Figura 6.3.c mostra a superfície de resposta para a eficiência, η , em função de F_c e F_a . Observa-se que as maiores eficiências, η , são obtidas com valores intermediários para as duas variáveis. O fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares F_a , adota valores próximos de 0,4, e o fator de comprimento, F_c , em torno de 0,45, confirmando as apreciações das Figuras 6.3.a e 6.3.b.

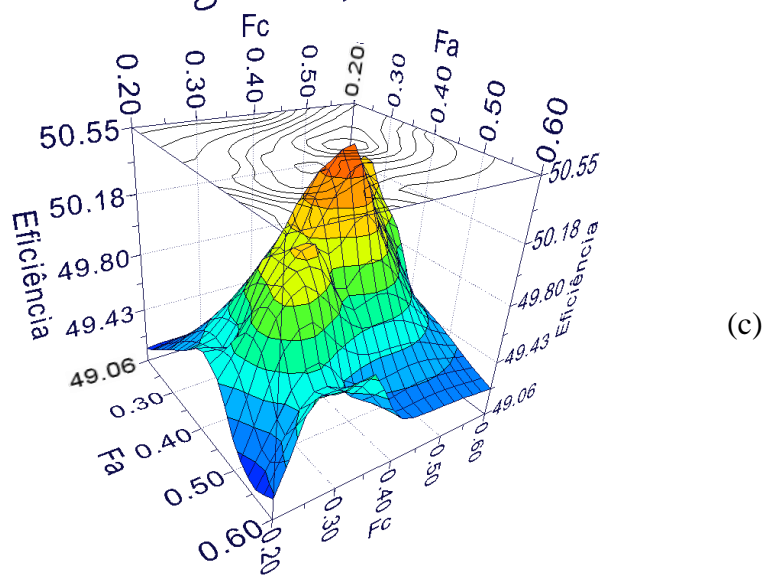
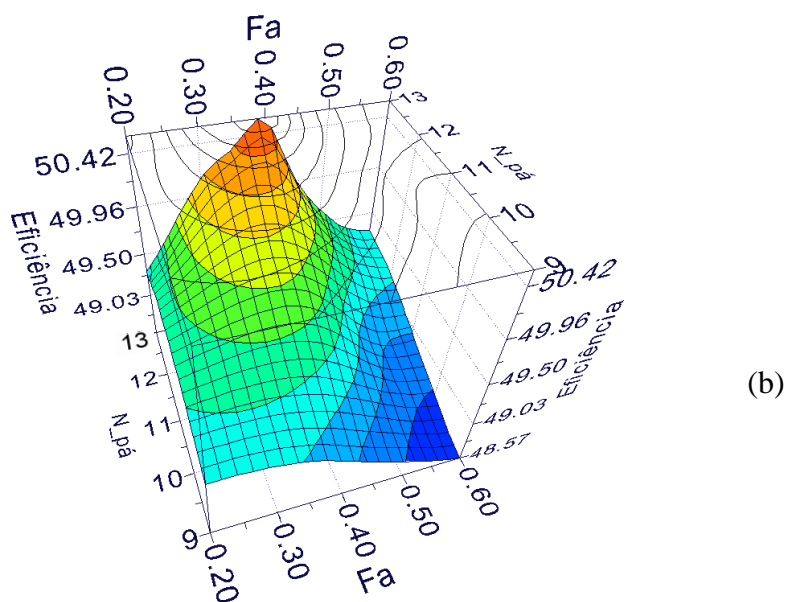
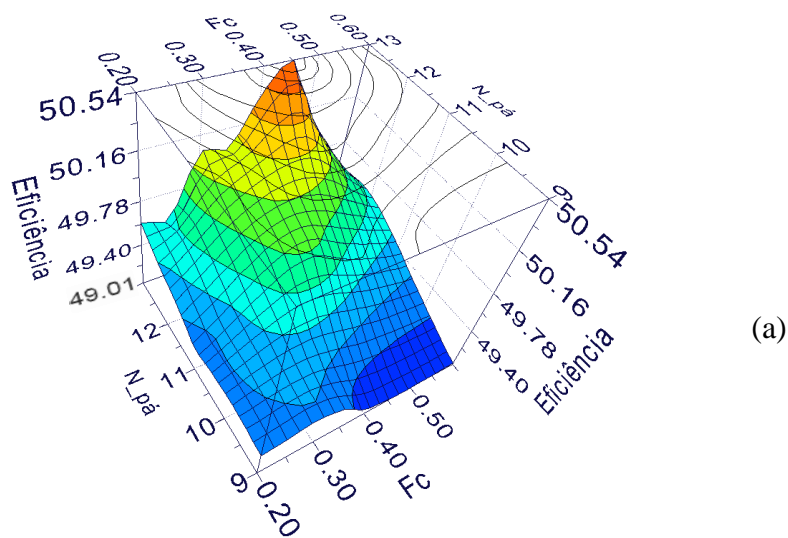


Figura 6.3 Superfícies de resposta para a eficiência, $\eta(\%)$, em função de: a) N_{pa} e F_c , b) N_{pa} e F_a e c) F_a e F_c . Dados DOE inicial e DOE ampliado.

Das análises da Figura 6.3 nota-se que ampliar a região de busca levou a encontrar uma região intermediária de maiores eficiências. Nesta região foi utilizado o algoritmo de otimização com o objetivo de encontrar a posição e comprimento apropriados das palhetas auxiliares. Para isso, os limites do espaço de busca do algoritmo de otimização, foram restritos apenas à região intermediária de maiores eficiências, como mostrado na Tabela 6.2.

A população inicial no procedimento de otimização foi estabelecida mediante um plano fatorial completo, para as duas variáveis que interferem na posição e no comprimento ótimos das palhetas auxiliares, F_c e F_a , e mantendo constante o número de palhetas auxiliares, N_{pa} , em 13, onde foram encontradas as maiores eficiências.

Tabela 6.2 Espaço de busca das variáveis de projeto no procedimento de otimização

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior	Passo	Pontos
Número de palhetas auxiliares, N_{pa}	13	13	0	1
Fator de comprimento, F_c	0,4	0,5	0,005	21
Fator de ângulo, F_a	0,35	0,45	0,005	21

A configuração do algoritmo NSGA II é apresentado na Tabela 6.3. O número de gerações e a probabilidade de cruzamento foram estabelecidos correspondendo com os valores utilizados na otimização, bem sucedida, por Espinosa (2016). Onde mostraram que 100 gerações foram suficientes para atingir a convergência desejada.

Tabela 6.3 Configuração do algoritmo NSGA II utilizado no procedimento de otimização

Parâmetro	Valor
Número de variáveis de projeto	3
Tamanho da população inicial	25
Número de gerações	100
Probabilidade de cruzamento	0,9

A partir dos resultados do processo de otimização foi obtido um gráfico de bolhas (vide Figura 6.4), nessa figura mostra-se o comportamento de todos os projetos gerados no procedimento de otimização. Observa-se a influência das duas variáveis de projeto, fator de comprimento F_c e fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares F_a , na eficiência da

bomba multifásica. Nota-se que, as maiores eficiências foram obtidas na faixa entre 0,37 e 0,41 do fator de posição circunferencial, Fa , representando palhetas auxiliares mais próximas do intradorso das palhetas principais. No que se refere ao fator de comprimento Fc , os maiores valores de η foram encontrados com valores dentro da faixa de 0,4 até 0,45, sendo representados pelos círculos de cor azul até verde. Esta faixa corresponde a palhetas auxiliares de comprimento de 55% até 60% em relação das palhetas principais.

A Figura 6.4, mostra que, existem vários arranjos considerando duas variáveis de projeto Fc e Fa , onde podem resultar em eficiências muito próximas da eficiência máxima. Neste contexto, sugerem-se análises de projetos robustos, de tal forma que incertezas nos processos de projeto e fabricação possam ser considerados. Entretanto, estas análises não são consideradas importantes no que se refere aos objetivos deste trabalho.

Na Figura 6.4, pode-se observar que o projeto que satisfaz o problema de otimização considerando a máxima eficiência foi o projeto n° 259.

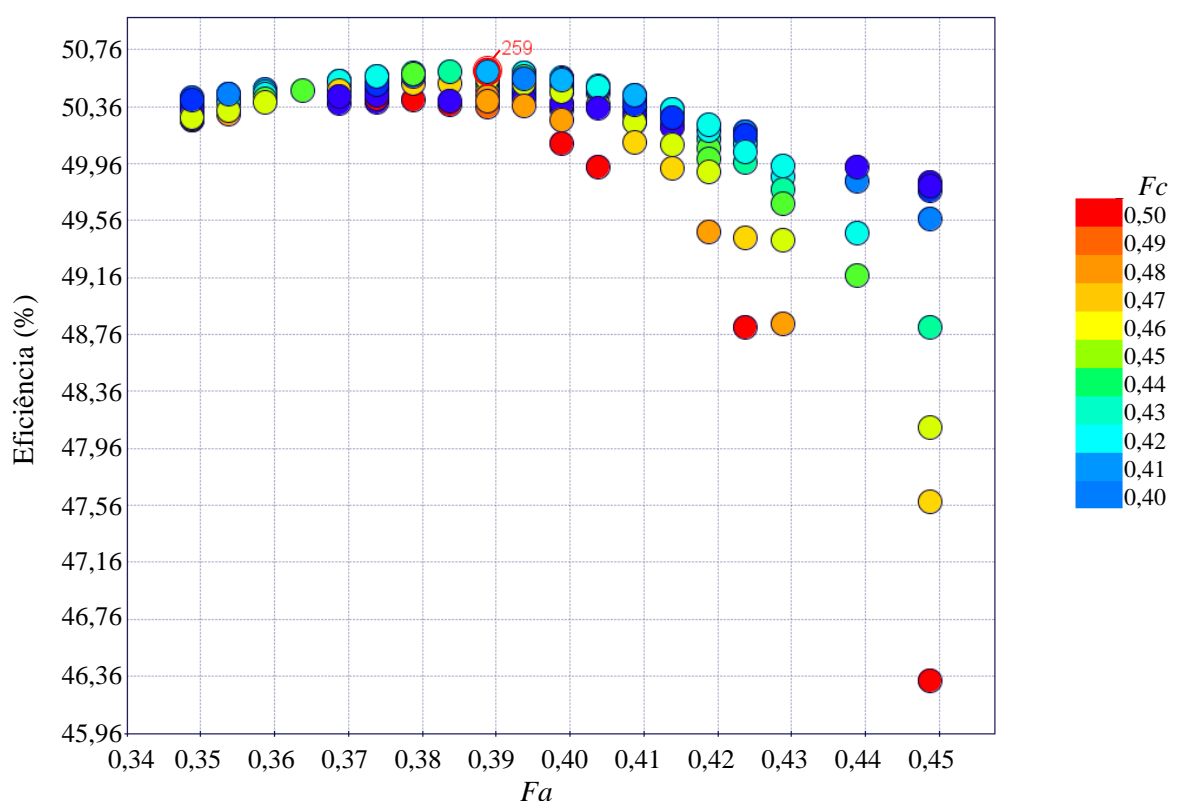


Figura 6.4 Fator de posição circunferencial Fa versus Fator de comprimento Fc versus eficiência η

Na Tabela 6.4 mostram-se os valores de cada variável de projeto para o caso analisado, n° 259, correspondente à maior eficiência.

Tabela 6.4 Valores das variáveis de projeto para o caso de maior eficiência.

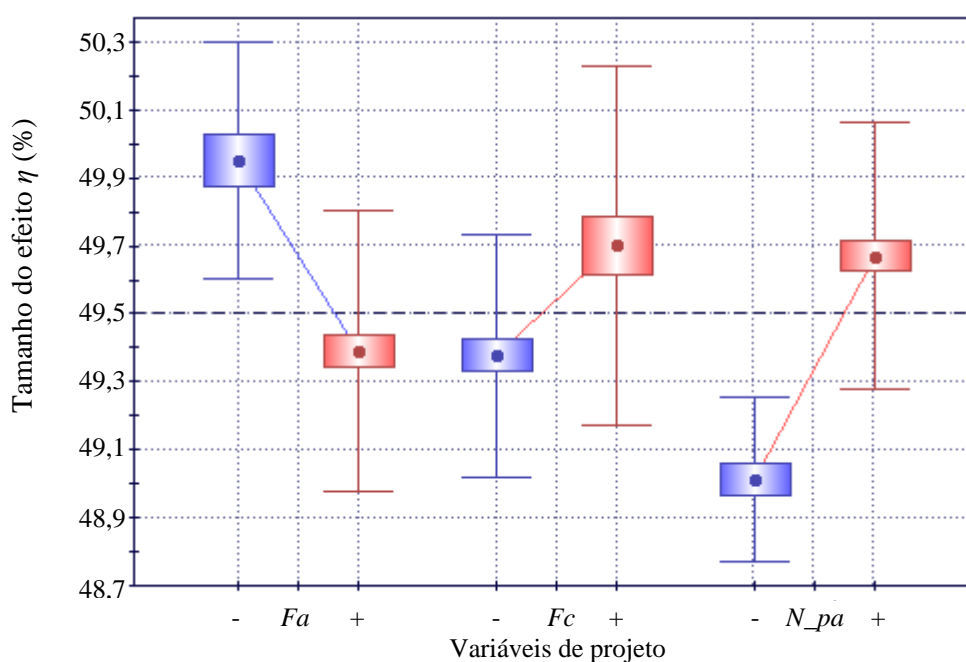
ID	N_{pa}	Fc	Fa	Eficiência(%)
259 (Máxima eficiência)	13	0,445	0,39	50,6185

Na Tabela 6.5 pode-se observar que, ao comparar o resultado do projeto n° 259, de eficiência de 50,6185%, calculado com base na superfície de resposta dentro o procedimento de otimização, coincide com o resultado obtido mediante técnicas de CFD, apresentando-se pouco desvio.

Tabela 6.5 Comparativo entre os resultados obtidos da metodologia de otimização e das simulações CFD.

	N_{pa}	Fc	Fa	Eficiência(%)
RSM + NSGA II	13	0,445	0,39	50,6185
CFD	13	0,445	0,39	50,596
Desvio				0,0225

Com a finalidade de avaliar a influência das variáveis de projeto sobre a eficiência, foi realizada uma análise estatística mediante um gráfico de *efeitos principais*, Figura 6.5. Nessa figura observa-se que o número de palhetas auxiliares N_{pa} é o fator mais importante, pois produz uma mudança significativa nos valores das médias do nível inferior “ - ” para o nível superior “ + ”, seguido do fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares Fa e do fator de comprimento Fc das mesma.

Figura 6.5 Gráfico dos efeitos principais sobre a eficiência η

Uma análise estatística utilizando o teste *t-student* global também foi realizada com o intuito de estudar a influência das variáveis de projeto sobre a eficiência. Na Figura 6.6 apresenta-se o gráfico *student* global com os tamanhos normalizados dos efeitos de cada uma das três variáveis de projeto sobre a eficiência analisada neste trabalho.

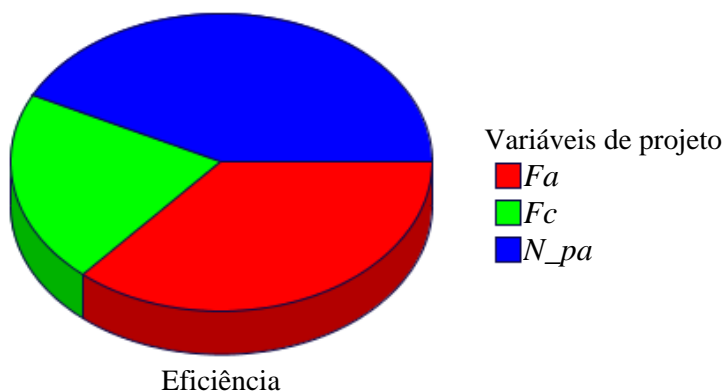


Figura 6.6 Gráfico *student* global sobre as variáveis de saída do problema de otimização

Da Figura 6.6, evidencia-se que o número de palhetas principais/auxiliares N_{pa} apresenta a maior influência, seguido na ordem do fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares, Fa , e do fator de comprimento, Fc , das mesma, o qual coincide com o gráfico dos efeitos principais na Figura 6.5. É importante ressaltar, que as variáveis com menor importância sobre a eficiência, mesmo sendo as de menor influência quando comparadas com o número de palhetas principais/auxiliares N_{pa} , não podem ser consideradas como desprezíveis, pois todos os fatores resultaram ser significativos no problema de otimização estudado.

6.3 Análise de Desempenho da BMHA.

Na sequência, são apresentados os resultados das simulações do escoamento obtidos mediante o programa comercial CFX® na etapa de pós-processamento, para dois projetos de BMHA. O primeiro projeto corresponde à geometria original, (rotor - difusor) unicamente com palhetas principais. O segundo projeto, já otimizado corresponde a um estágio composto por um rotor e um difusor com palhetas principais e auxiliares.

6.3.1 Curvas Caraterísticas

A partir das grandezas mais importantes das simulações numéricas do escoamento da bomba multifásica hélico-axial, operando com uma mistura de água-ar a uma GVF de 30% ($db=1,8$ mm), foi possível levantar as curvas caraterísticas da bomba.

Da Figura 6.7 até a Figura 6.10, são mostradas as curvas de comportamento da BMHA, para os dois projetos. A variação da vazão mássica, (\dot{m}) e da fração volumétrica dos fluidos foram impostas como condição de contorno de entrada, permanecendo constante a rotação e o valor da pressão estática na saída do difusor, como descrito no Item 4.3.3

A faixa de vazões simuladas foi de 90 m³/h até 200 m³/h. Para o critério de convergência foi utilizado um resíduo de $\varepsilon \approx 0,0001$ para a massa, velocidade e turbulência e $\varepsilon \approx 0,002$ para a fração volumétrica. No caso que a fração volumétrica não atingisse a convergência de $\varepsilon \approx 0,002$, o critério utilizado foi o número de iterações igual a 1000.

A Figura 6.7 apresenta as curvas de rendimento (η) versus vazão volumétrica (Q) para as duas BMHA analisadas. Nesta figura, pode-se observar que as eficiências obtidas nas simulações realizadas exibem um comportamento padrão de bombas multifásica hélico-axiais quando analisadas numericamente mediante CFD.

Dos diferentes casos simulados para a geometria original, destaca-se os pontos A e B, correspondentes ao o ponto de projeto e ao ponto de maior eficiência da bomba, com $\eta=33,18\%$ e $\eta=47,13\%$, respetivamente. Lembrando que o ponto B, com vazão de 160 m³/h, foi estabelecido como o ponto original para a otimização.

A partir dos resultados da geometria otimizada, representado pela linha contínua azul, o rendimento encontrado após o processo de otimização, ponto C foi de $\eta=50,59\%$, conseguindo um incremento significativo na eficiência de 3,4%, pelo processo de otimização. Mesmo assim, após levantar a curva completa existem algumas vazões que apresentam um rendimento maior que o ponto C; onde o valor máximo foi de 53,7%, ponto D. Isto, pode ser explicado, pela mudança drástica da geometria do projeto original do difusor, resultando numa maior eficiência, porém com vazões maiores às de projeto.

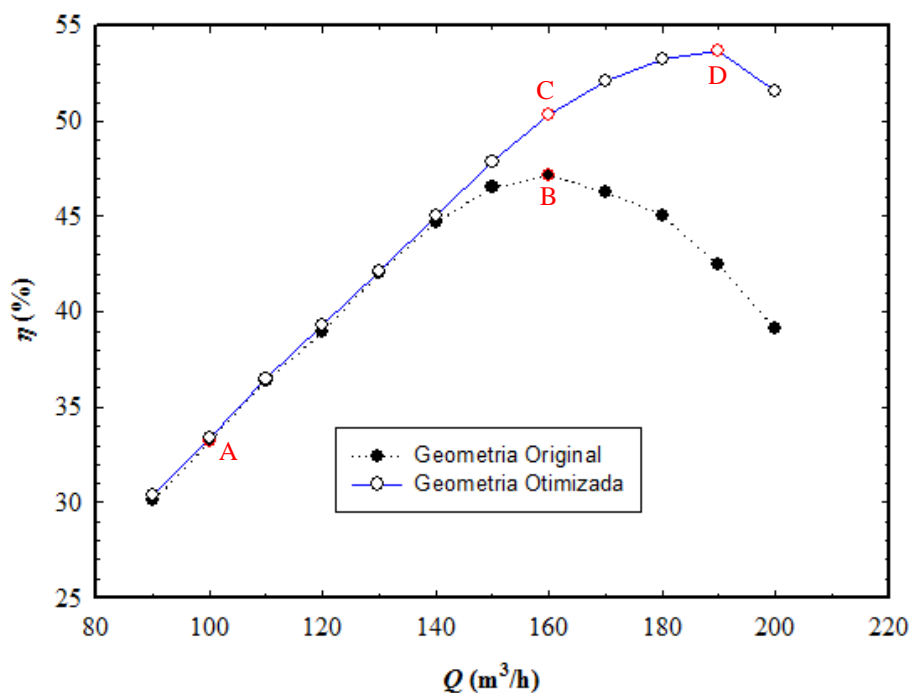


Figura 6.7 Eficiência da BMHA em função da vazão volumétrica.

As Figuras 6.8, 6.9 e 6.10 apresentam as curvas de Altura de elevação (H), Potência de eixo (Pe) e Potência hidráulica (Ph) versus Vazão volumétrica (Q). Nestas figuras verifica-se que as curvas correspondem ao comportamento de uma bomba hélico-centrifuga ou axial, e que em todos os casos a curva do projeto otimizado encontra-se com valores superiores aos do projeto original.

Na Figura 6.8, a faixa de altura de elevação obtida para a geometria original foi de $7,95\text{m} < H < 19,89\text{m}$, entretanto, para o caso otimizado, atingiu-se uma faixa de altura de elevação com valores mais altos $12,99\text{m} < H < 23,54\text{m}$. Mostrando assim que com a inclusão da pá auxiliar foi possível aumentar o valor desta grandeza. A inserção de palhetas auxiliares, apresentou uma distribuição de H mais estável, quando comparada com a bomba sem palhetas auxiliares.

Na Figura 6.9, pode-se visualizar que com vazões mássicas baixas, de $90\text{ m}^3/\text{h}$ até $140\text{ m}^3/\text{h}$, a potência de eixo consumida pela bomba com geometria otimizada foi apreciavelmente maior que a potência consumida no caso da geometria original, porém com vazões superiores a $140\text{ m}^3/\text{h}$, a potência consumida nos dois casos torna-se similar.

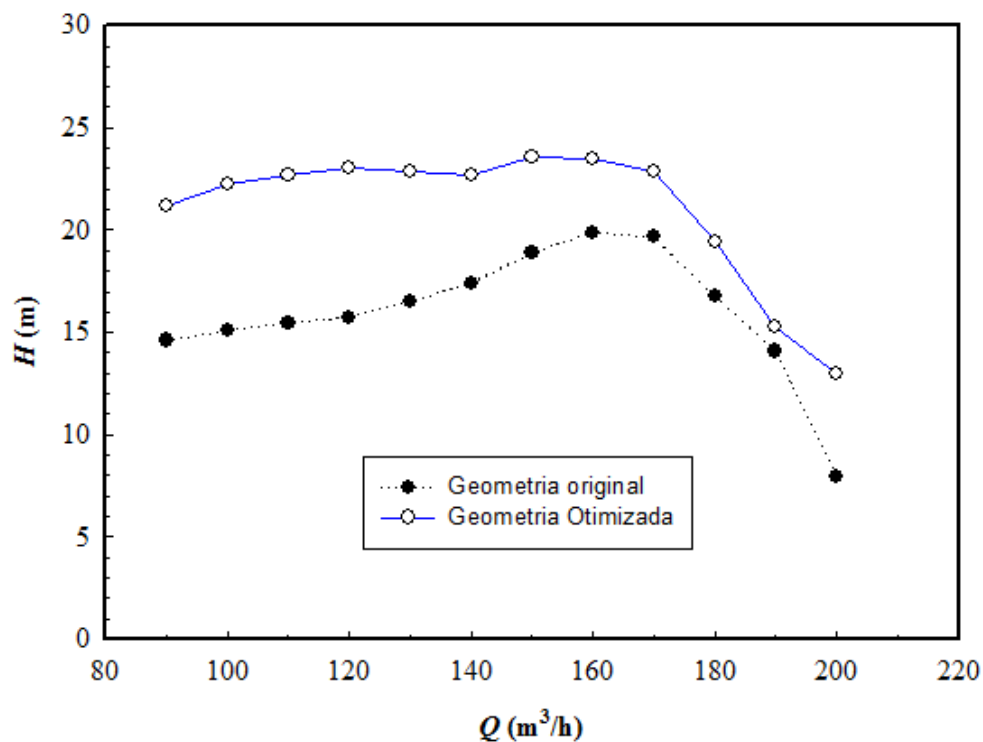


Figura 6.8 Altura de elevação da BMHA em função da vazão mássica.

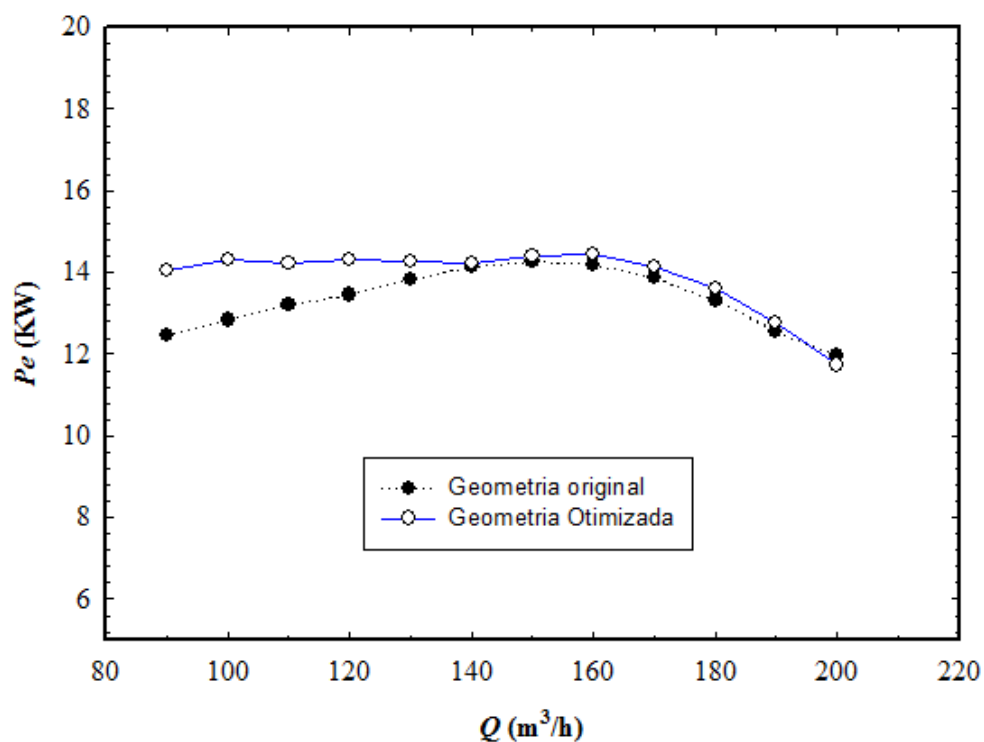


Figura 6.9 Potência de eixo da BMHA em função da vazão mássica.

Nota-se na Figura 6.10, que a potência hidráulica gerada pela geometria otimizada foi superior à da geometria original, sendo que esta diferença aumentou com vazões superiores a $140 m^3/h$. Este mesmo comportamento é exibido pelo rendimento na Figura 6.7.

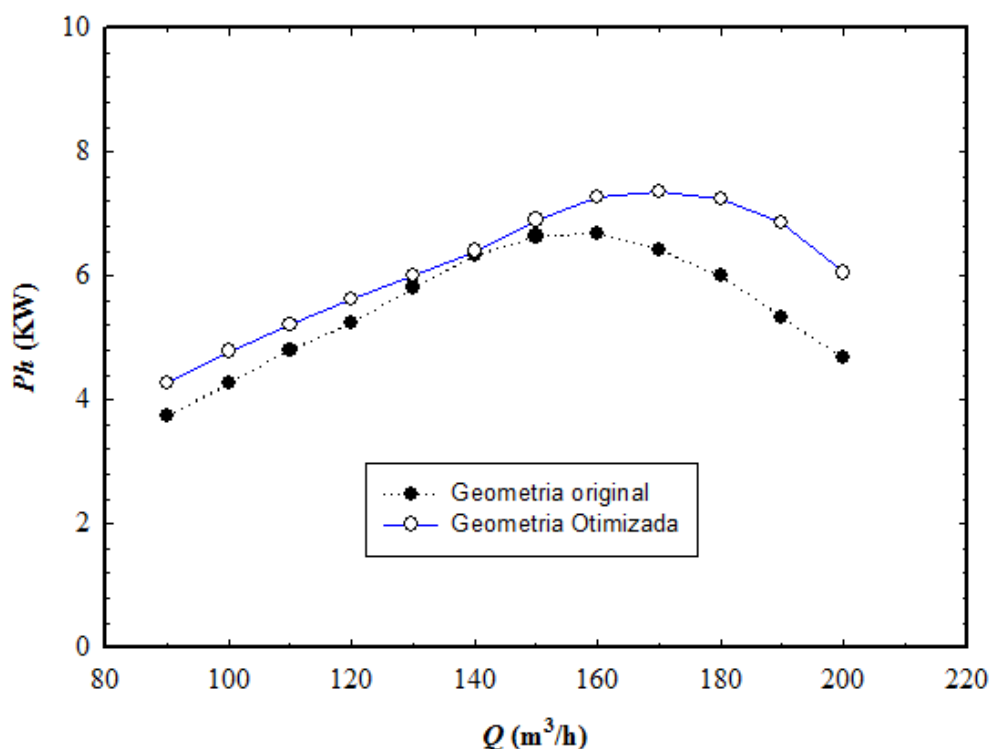


Figura 6.10 Potência hidráulica da BMHA em função da vazão mássica.

6.3.2 Características de Desempenho

Com o intuito de estudar o campo do escoamento, foi realizada uma análise local para entender o comportamento da bomba multifásica. Na sequência, são apresentados alguns resultados obtidos pelo programa computacional CFD-Post®, das simulações dos dois projetos de estágios analisados. Da geometria original, simulações com vazões de 100 m³/h ($\dot{m}=4,847$ kg/s), ponto A, e 160 m³/h ($\dot{m}=7,755$ kg/s), ponto B são apresentados (vide Figura 6.7). Com a geometria otimizada foram analisadas simulações com vazões de 160 m³/h ($\dot{m}=7,755$ kg/s), ponto C, e 190 m³/h ($\dot{m}=9,2098$ kg/s), ponto D (vide Figura 6.7).

Na Figura 6.11 e na Figura 6.12 são apresentados os contornos de pressão estática em diferentes superfícies, incluindo um plano meridional desde a entrada até a saída da bomba, (mostrados em perspectiva rotor/estator e estator/rotor, respectivamente). Nestas figuras observam-se, como a pressão aumenta gradualmente desde a entrada do rotor até a saída do estator. Ainda, nota-se que, com a geometria otimizada, casos (c) e (d) existe uma distribuição de pressão mais uniforme, quando comparada com a geometria original, casos (a) e (b).

Além disso, pode-se observar que, na passagem rotor/estator do plano meridional, são encontradas as maiores pressões nas estações mais próximas ao topo das palhetas, do que propriamente aquelas mais próximas do cubo. Esta característica é mais forte no caso da

geometria original, onde é localizada uma região avermelhada, consideravelmente marcada, de alta pressão, nas estações superiores, Figuras 6.11 e 6.12, casos (a) e (b). No que se refere à geometria otimizada, nota-se na Figuras 6.11 e 6.12, caso (d), que a transição de pressão estática entre estações é mais gradual.

Outra característica que se pode observar nas Figuras 6.11 e 6.12 é que o lado de pressão das pás do rotor possui maiores pressões que o lado de sucção, e que o intradorso do estator tem maiores pressões que o extradorso.

Dos detalhes da Figura 6.11 e da Figura 6.12 se pode verificar que na entrada das pás e das palhetas são atingidas altas pressões. Nos detalhes da Figura 6.11 correspondentes aos bordos de ataque do estator, encontra-se uma alta pressão que atinge o bordo, de todas as palhetas para a geometria original e das palhetas principais, no caso da geometria otimizada.

Verifica-se na Figura 6.11 que, a alta pressão abrange todo o bordo de ataque das palhetas, a exceção do caso da geometria original simulada com vazão de $100 \text{ m}^3/\text{h}$, onde a alta pressão é predominante nas estações mais próximas da ponta. É importante salientar que este ponto corresponde à menor eficiência dos casos aqui apresentados.

Dos detalhes da Figura 6.12 correspondentes aos bordos de ataque do rotor encontra-se uma alta pressão que atinge uma região muito próxima ao bordo de ataque.

A Figura 6.13 apresenta a distribuição de pressões estáticas (carregamento da pá) para 20%, 50% e 80% da altura da pá do rotor dos casos analisados. Pode ser visto que o bordo de ataque do lado de pressão, de todos os casos, apresenta um aumento de pressão, o qual pode ser devido ao choque do escoamento na entrada do rotor. Além disso, nota-se que na região próxima do borde de fuga (0,7 ao 1,0 da posição adimensional da pá) apresenta menor carregamento a geometria otimizada em comparação com a geometria original, evidenciando com isto, um efeito do aumento da eficiência da bomba. Nota-se também na figura que, para a geometria original, linha preta e vermelha, a partir do 70% do comprimento da corda, existe um maior carregamento no cubo (20% da altura da pá-Figura 6.13.a) em comparação com as outras duas estações.

Finalmente da Figura 6.13, verifica-se que a distribuição de pressão do lado de sucção se apresenta constante ao longo de quase todo o comprimento da pá, indicando regiões de formação de bolhas onde existe uma alta concentração de ar, porém no ponto de maior rendimento da geometria otimizada, $Q=190 \text{ m}^3/\text{h}$, a linha apresenta uma pequena inclinação, indicando menor separação dos fluidos, em comparação com os outros casos.

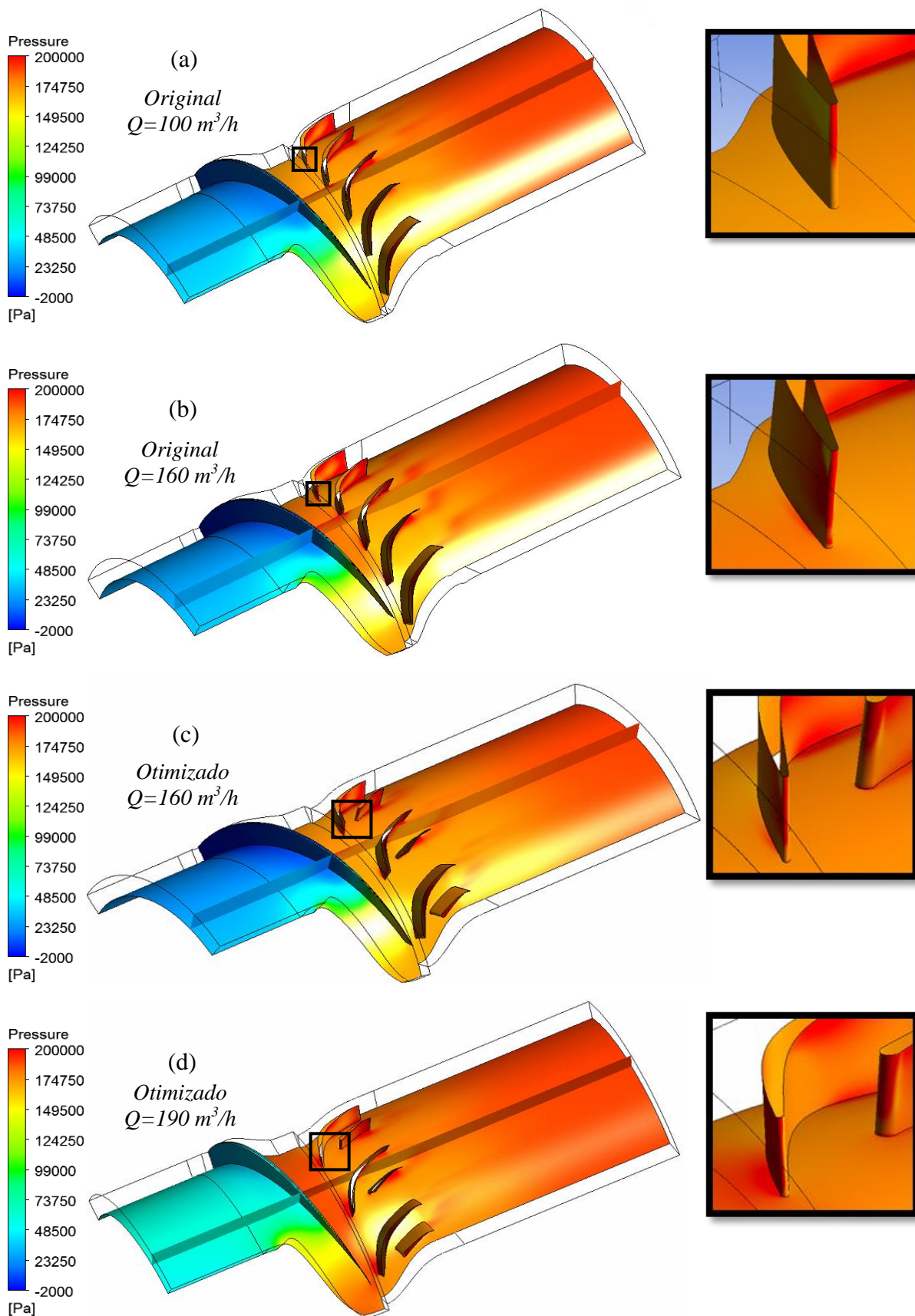


Figura 6.11 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria original a) $100 \text{ m}^3/\text{h}$, b) $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e Geometria otimizada c) $160 \text{ m}^3/\text{h}$, d) $190 \text{ m}^3/\text{h}$

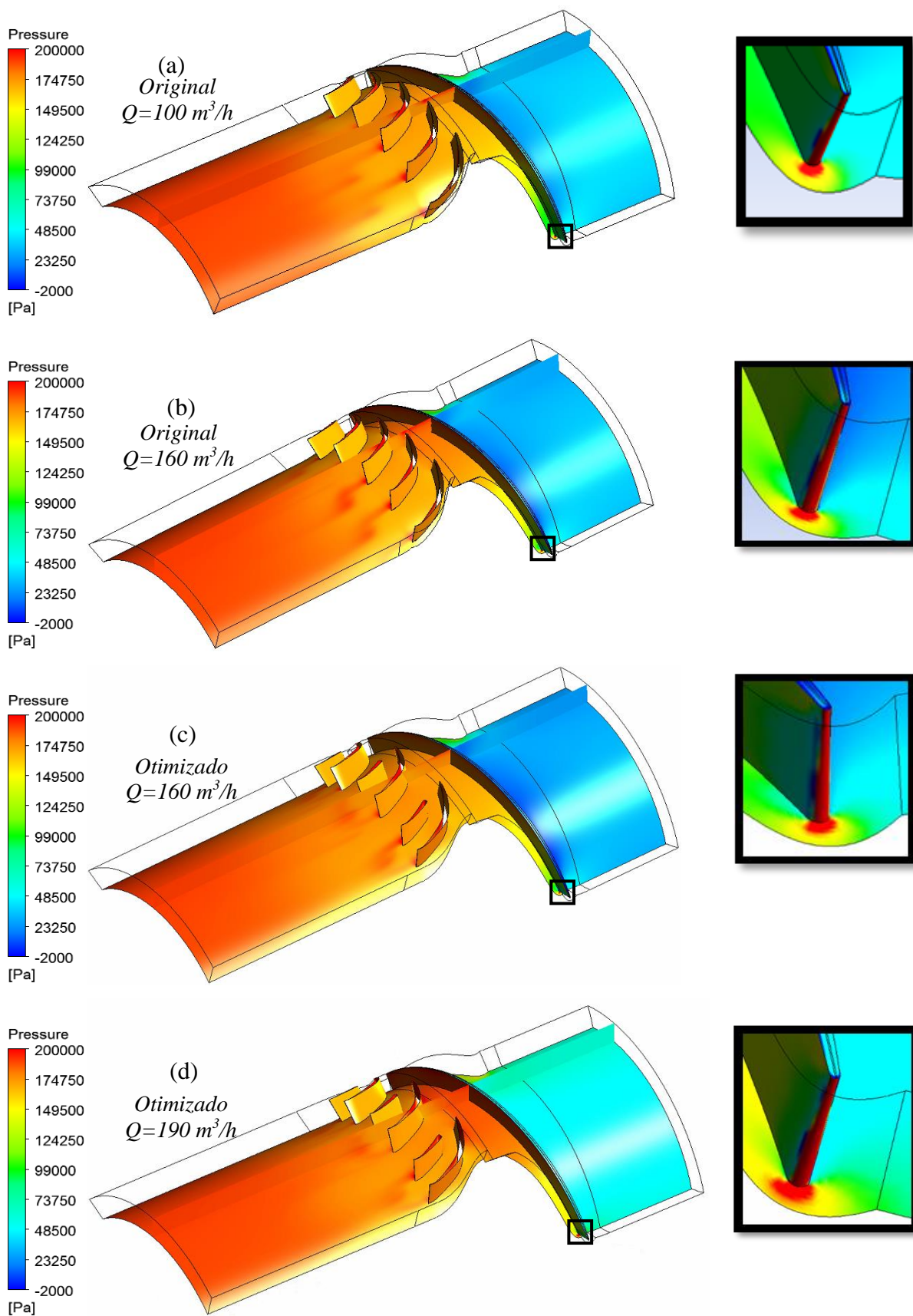
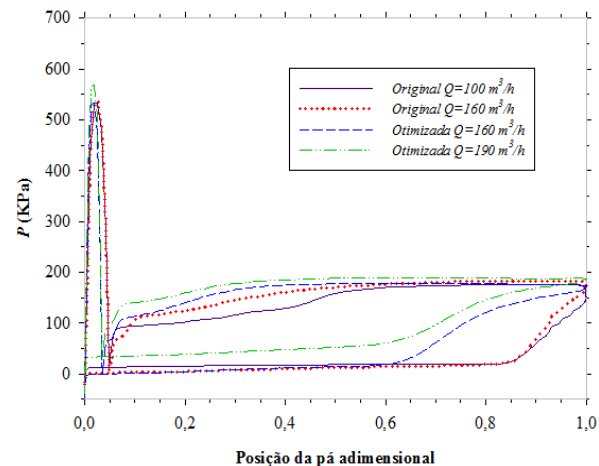
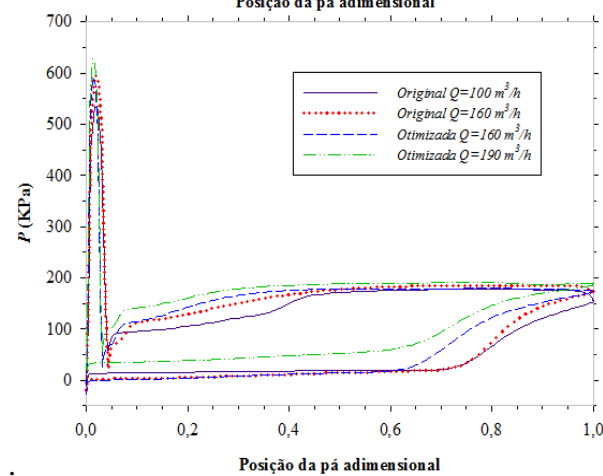


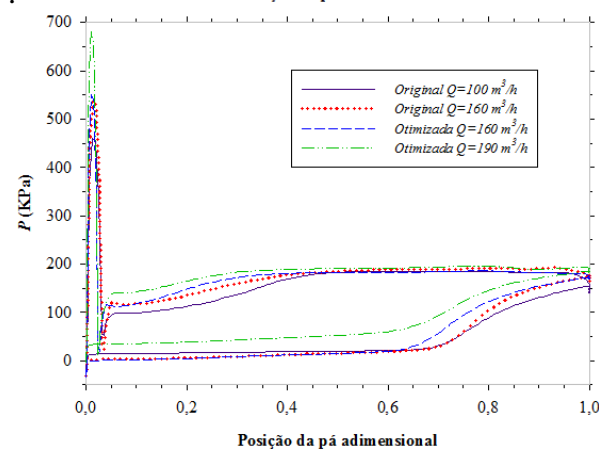
Figura 6.12 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva estator/rotor. Geometria original a) $100 \text{ m}^3/\text{h}$, b) $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e Geometria otimizada c) $160 \text{ m}^3/\text{h}$, d) $190 \text{ m}^3/\text{h}$



(a)



(b)



(c)

Figura 6.13 Distribuição de pressão na pá do rotor da BMHA para diferentes alturas da pá a) 20%, b) 50% e c) 80%

Na Figura 6.14 mostram-se os vetores de velocidade na grade linear, a 50% da altura da pá e da palheta, do rotor e do estator para os casos analisados. Verifica-se que, o escoamento encontra-se bem guiado no rotor, entretanto, o estator apresenta uma região de recirculação. Essa recirculação está mais presente nos casos de menor eficiência, como na geometria original. Esta característica também pode ser visualizada na Figura 6.15 com as trajetórias das linhas de corrente (onde a linha vermelha representa a fase água e a linha azul a fase ar).

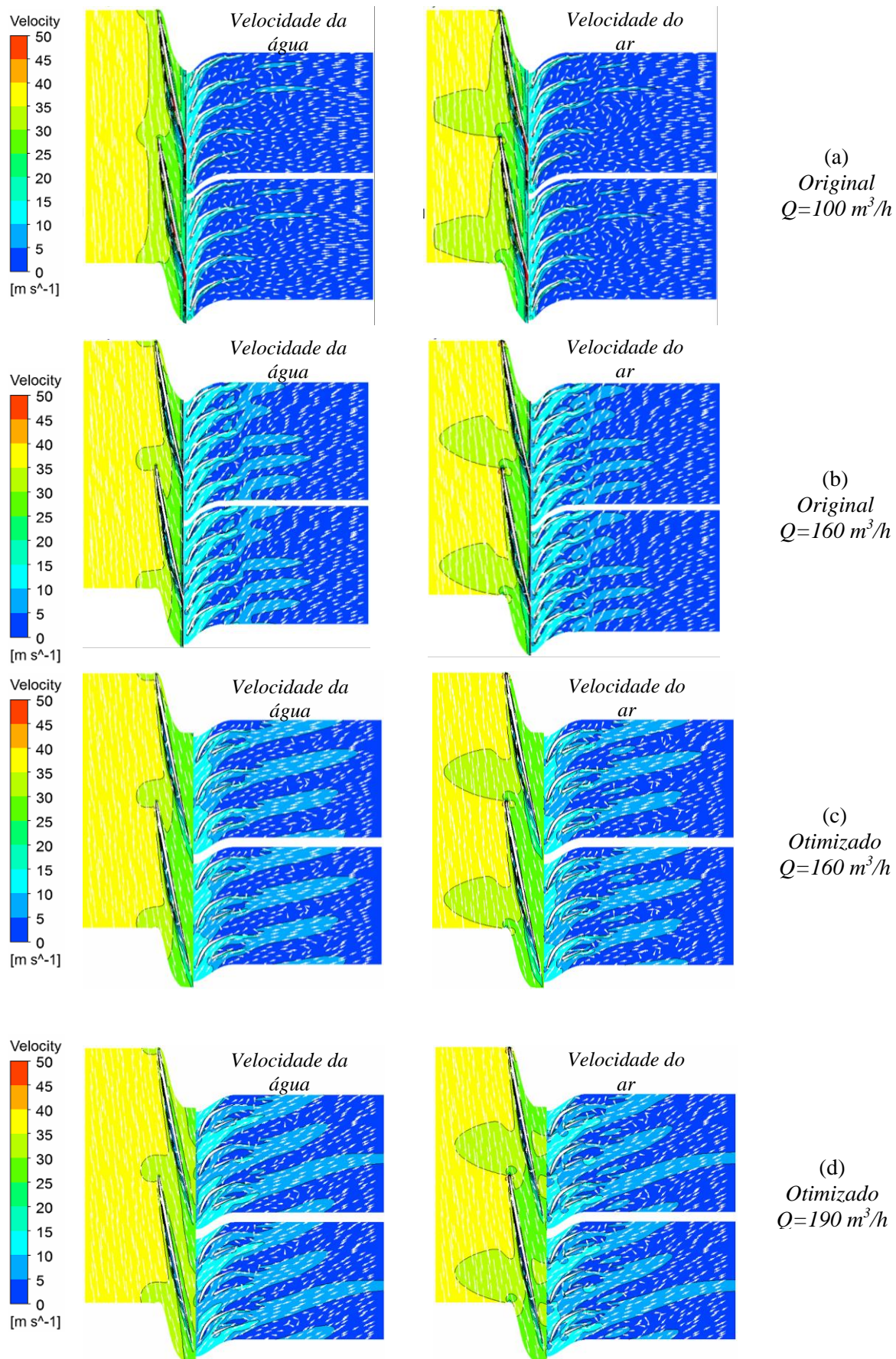


Figura 6.14 Contornos e vetores de velocidade na grade linear da BMHA. Geometria original a) $100 \text{ m}^3/\text{h}$, b) $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e Geometria otimizada c) $160 \text{ m}^3/\text{h}$, d) $190 \text{ m}^3/\text{h}$

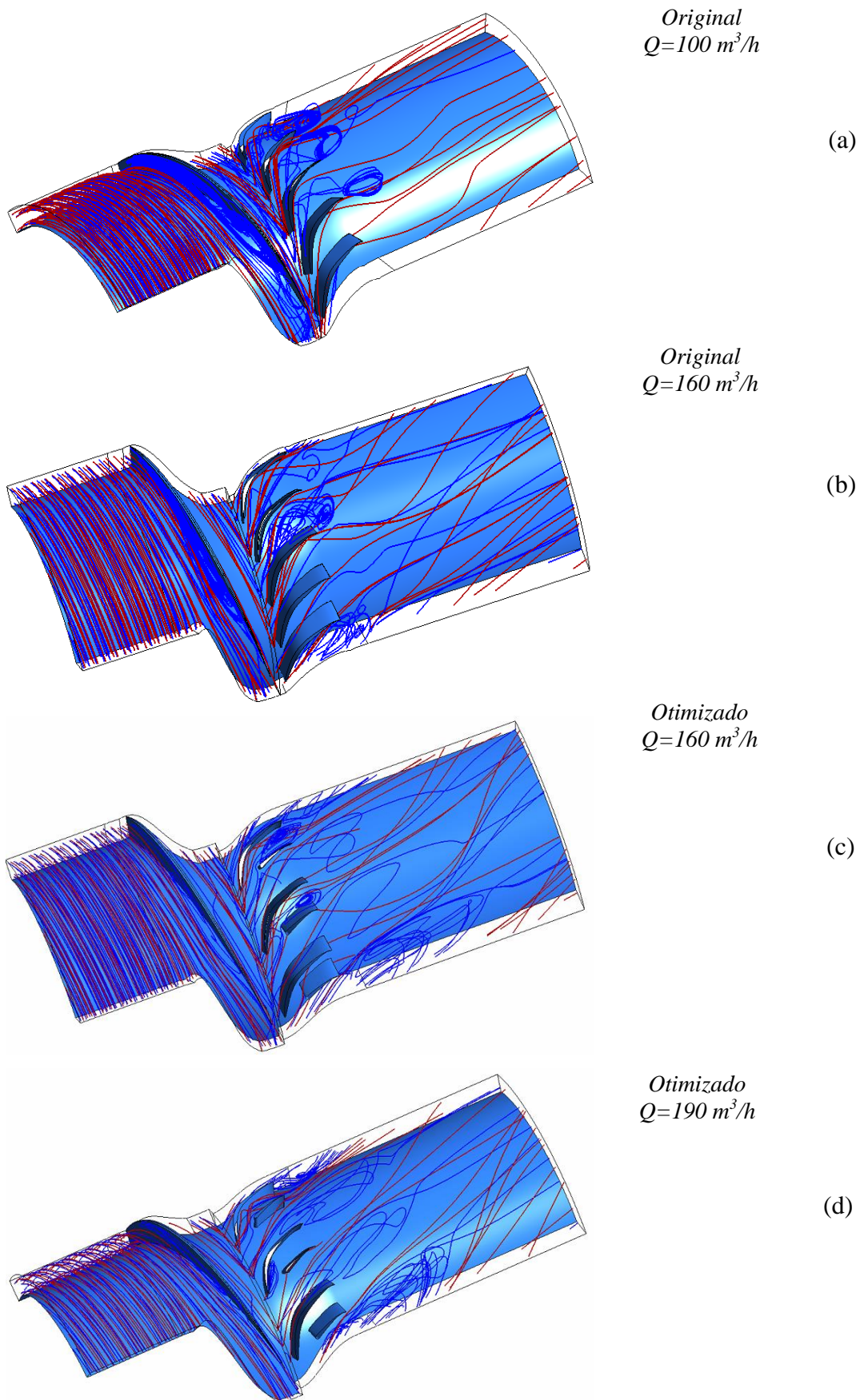


Figura 6.15 Linhas de corrente BMHA. Geometria original a) $100 \text{ m}^3/\text{h}$, b) $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e Geometria otimizada c) $160 \text{ m}^3/\text{h}$, d) $190 \text{ m}^3/\text{h}$

Nas Figuras 6.16 e 6.17, são apresentados os contornos de fração volumétrica do gás (GVF) em diferentes superfícies, incluindo um plano meridional desde a entrada até a saída da bomba. Além disso, as figuras possuem um detalhe do lado de sucção e pressão das pás e palhetas.

Nas figuras se pode observar um alta concentração de gás sobre a superfície do cubo do rotor, que se inicia na metade da corda e se estende até a saída do rotor. Este resultado apresenta comportamento similar ao trabalho de Zhang *et al* (2016).

Na superfície de sucção da pá, Figura 6.16, se observa uma ampla região de separação do escoamento da fase ar, representado pela cor vermelha, a exceção de uma concentração de água, representado em cor azul escuro, perto do bordo de fuga. Estes efeitos corroboram os resultados de Faustini (2006).

Na Figura 6.17, observa-se uma alta concentração de água que cobre quase toda a superfície de pressão da pá, com exceção de uma pequena região nos bordo de fuga e ataque, onde aparece a formação de bolhas de gás. Este acúmulo de água pode ser justificado através dos resultados experimentais de Murakami e Minemura (1983), que descrevem que o ar tende a concentrar-se no lado de sucção da pá.

Outra característica que pode ser observada nas Figuras 6.16 e 6.17, é que no difusor a água tende a se acumular no intradorso das palhetas, concordando também com resultados de Faustini (2006), porém, no caso da geometria otimizada, o ar também abrange uma parte do intradorso das palhetas principais, (perto do bordo de ataque), abrangendo uma região desde o bordo de ataque até o início da palheta auxiliar (Figura 6.16.d).

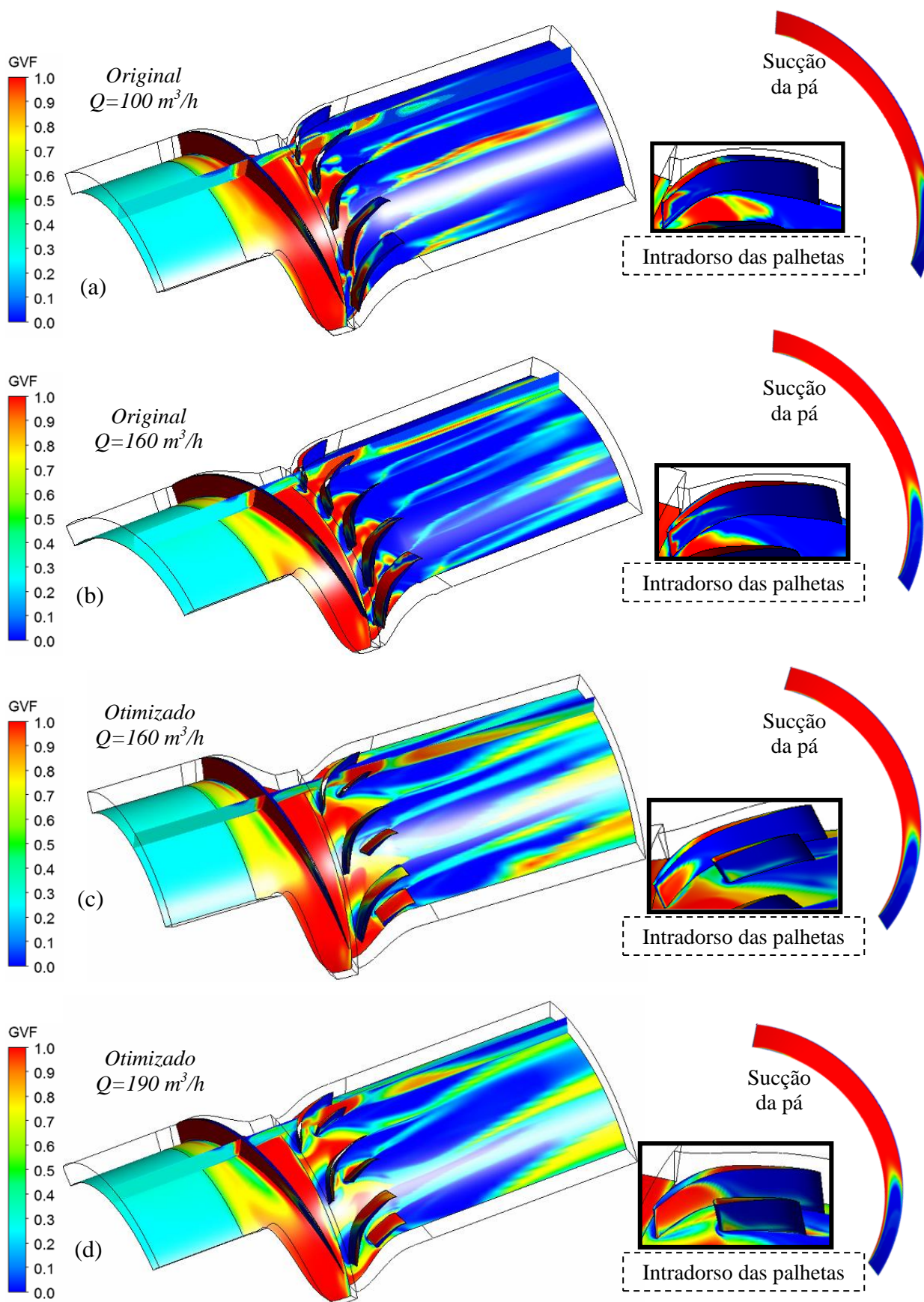


Figura 6.16 Contornos de GVF em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria original a) $100 \text{ m}^3/\text{h}$, b) $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e Geometria otimizada c) $160 \text{ m}^3/\text{h}$, d) $190 \text{ m}^3/\text{h}$

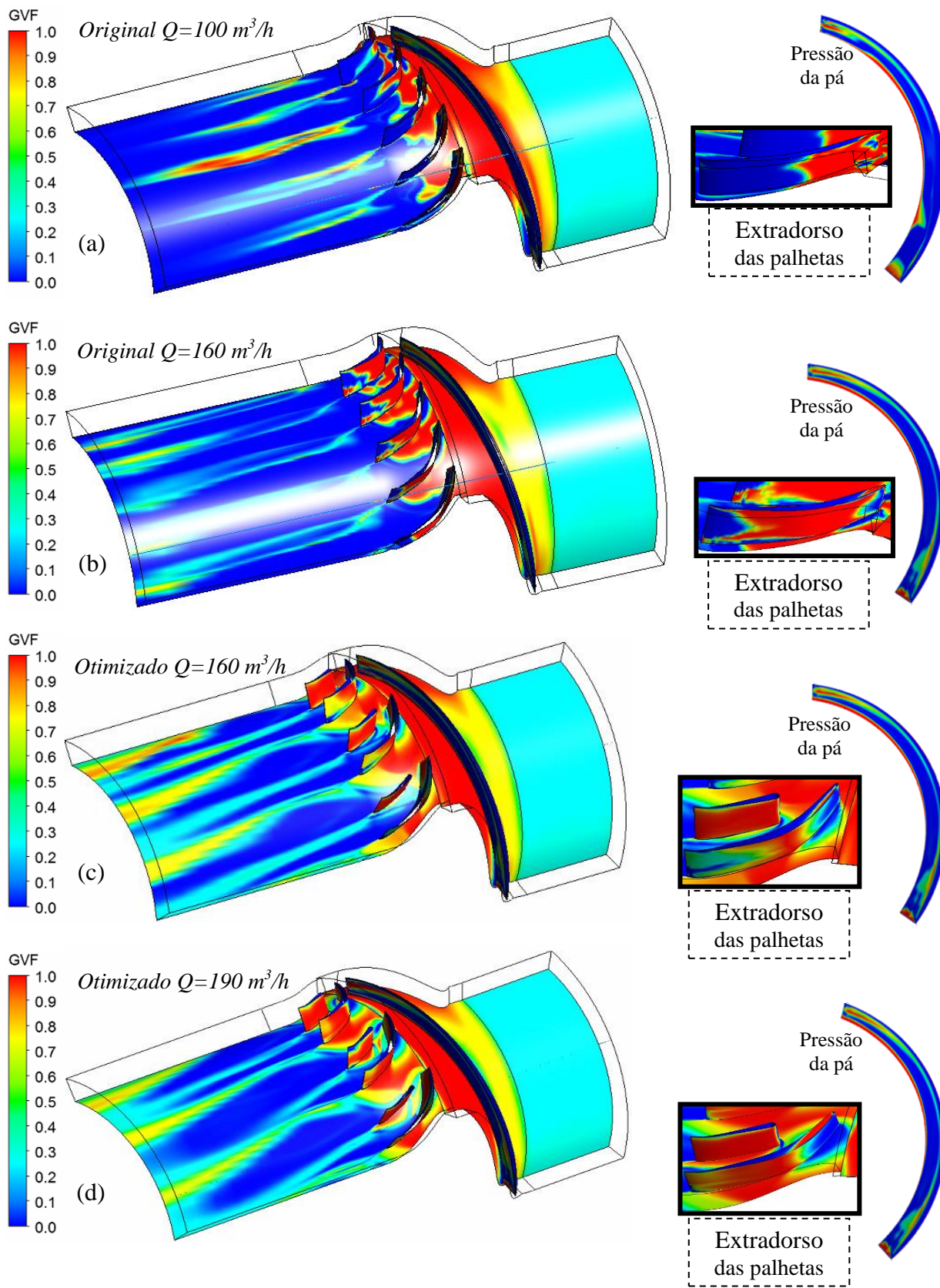


Figura 6.17 Contornos de GVF em vista tridimensional em perspectiva estator/rotor. Geometria original a) $100 \text{ m}^3/\text{h}$, b) $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e Geometria otimizada c) $160 \text{ m}^3/\text{h}$, d) $190 \text{ m}^3/\text{h}$

6.3.3 Curvas da BMHA Otimizada, Operando com Várias GVF

A partir dos resultados das simulações em CFD, para a BMHA otimizada, com uma vazão de $Q=190 \text{ m}^3/\text{h}$ (maior eficiência), $n=2900 \text{ rpm}$ e mudando a quantidade gás na mistura (0% ao 30%), foi possível levantar as curvas em função do GVF. A Figura 6.18 apresenta as curvas de rendimento (η), Altura efetiva de elevação (H), Potência de eixo (Pe) e Potência hidráulica (Ph) versus Conteúdo de gás da mistura (GVF).

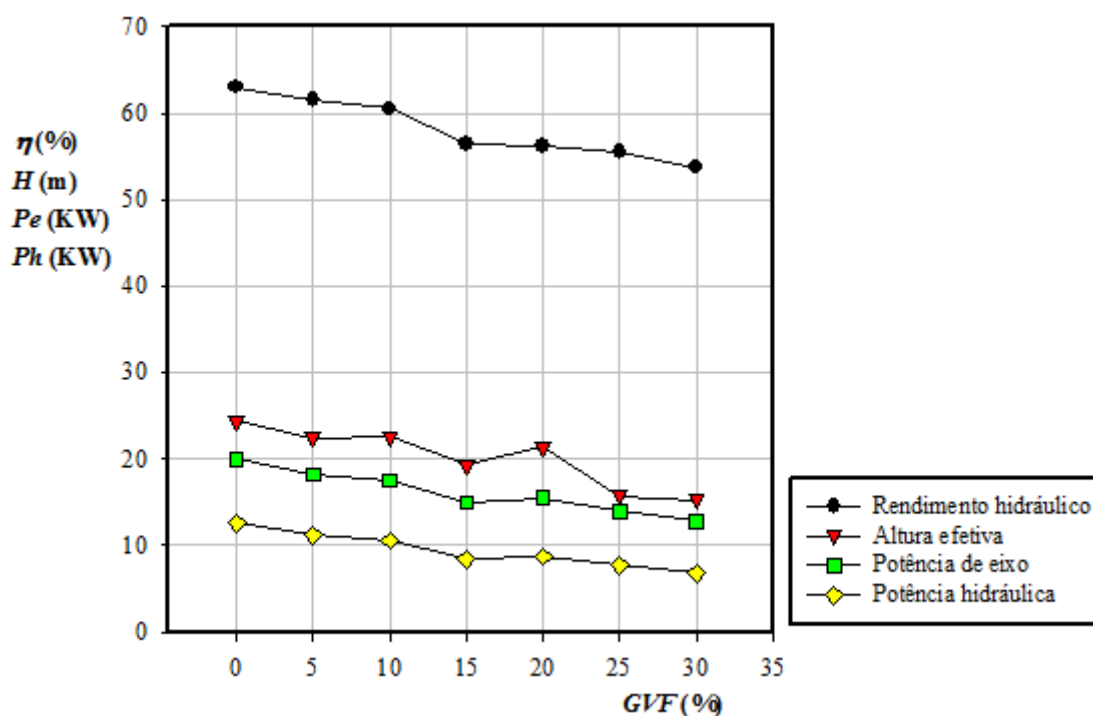


Figura 6.18 Curvas da BMHA, $Q= 190\text{m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para diversas GVF

Observa-se na Figura 6.18 que, os valores de eficiência da bomba multifásica hélico-axial vão aumentando com a diminuição do conteúdo do gás, como era de se esperar.

No Apêndice E são apresentadas as características do campo de escoamento da BMHA otimizada, para diferentes GVF (5%, 10% e 20%). Estes resultados foram obtidos das simulações CFD com $Q=190 \text{ m}^3/\text{h}$ e $n=2900 \text{ rpm}$.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste capítulo serão apresentadas, as principais conclusões extraídas deste trabalho, e algumas sugestões para trabalhos futuros, com objetivo de motivar a continuação da pesquisa sobre bombas multifásica hélico axiais.

6.1 Conclusões

Neste estudo foi apresentada uma metodologia detalhada de projeto hidrodinâmico de uma bomba hélico-axial que opera com uma mistura de água-ar, onde as propriedades da mistura são calculadas com base nas frações volumétricas. Aplicando-se a teoria da asa de sustentação, condição de vórtice livre e equilíbrio radial, foram determinadas as dimensões principais do rotor. Os perfis do estator foram projetados com base no relatório 824 da NACA, (Abbot I.H. *et al.* 1945).

Foi desenvolvido um programa computacional em linguagem FORTRAN, usando a metodologia do projeto hidrodinâmico descrita no Capítulo 2, a qual além de obter as coordenadas bidimensionais (2D) dos diversos perfis do cubo até o topo da pá do rotor e da palheta diretriz do estator, faz a transformação desses pontos em coordenadas cilíndricas, a

fim de se obter os pontos tridimensionais (3D). Além disso, no programa foi implementado um procedimento de seleção de perfil com base nas curvas polares ($C_L \times C_D$)

Esta metodologia torna-se uma primeira aproximação para projetos de bomba multifásica hélico-axial, fazendo dela uma ferramenta para obtenção das dimensões básicas do estágio (rotor – estator), que podem ser posteriormente simulados através de ferramentas CFD e assim prever o comportamento da bomba.

As geometrias do rotor e do estator foram construídas utilizando o software ANSYS BladeGen®, que permite visualizar as características principais do projeto, além de controlar alguns atributos de desenho através da alteração das coordenadas, ou modificando os pontos de controle da curva Bézier, permitindo uma parametrização quase completa da geometria da bomba.

As malhas computacionais do rotor e do estator foram geradas no programa ANSYS TurboGrid®, com malha hexaédrica multi-bloco com refinamento nas proximidades das paredes, controlada pela distância adimensional (y^+), calculada com base no número de Reynolds local.

Com o intuito de aumentar a eficiência da bomba multifásica foi avaliado o emprego de um conjunto de palhetas auxiliares no difusor. Para isso foi desenvolvida uma metodologia de otimização considerando o ponto de maior eficiência da geometria original. Nesse processo, foram escolhidas três variáveis de projeto, sendo uma delas o número de palhetas principais/auxiliares e as outras, associadas ao comprimento da corda e à posição da palheta auxiliar em relação à palheta principal.

Para a avaliação das variáveis de projeto foi construída uma superfície de resposta utilizando a função de base radial Multiquádrica, para a otimização da eficiência da bomba. A implementação deste metamodelo ou superfície de resposta, permitiu fazer uma exploração rápida no espaço de busca, mostrando-se a RSM (*Response Surface Methodology*) como uma ferramenta eficiente e confiável para a predição da variável estudada, quando considerando um pequeno número de experiências iniciais.

Com base na superfície de resposta foi realizado um procedimento de otimização com o objetivo de obter a máxima eficiência possível, utilizando o algoritmo de busca genético NSGA II. Os resultados mostram que o número de palhetas principais/auxiliares N_{pa} apresentou a maior influência sobre a eficiência, seguido pelo fator de posição circunferencial das palhetas auxiliares F_a e do fator de comprimento F_c . Deve-se salientar que as variáveis de projeto com menor influência, F_a e F_c , não podem ser desconsideradas, pois todos os fatores resultaram significativos no problema de otimização estudado.

A superfície de resposta mostrou-se uma ferramenta adequada no processo de otimização para avaliar a eficiência hidráulica, em função dos parâmetros geométricos analisados. Nesse sentido, a RSM torna-se um instrumento de vital importância para a redução do custo computacional, quando comparados com os processos de integração CFD e algoritmos probabilísticos, tratando-se de problemas complexos e com número elevado de elementos de malha.

O NSGA II mostrou-se um algoritmo apropriado para a busca da máxima eficiência, resultando num aumento de eficiência de 3,4%. Pode-se inferir que, a metodologia de otimização implementada neste trabalho torna-se um procedimento eficaz para o projeto de bombas multifásica hélico-axiais, sendo este aumento de eficiência considerado significativo no estudo deste tipo de turbomáquina.

Com o objetivo de analisar o campo de escoamento, foi utilizado o ANSYS-CFX®, e assim identificar o comportamento das variáveis locais de cada fase, como também as variáveis globais para posteriormente fazer a análise do desempenho.

Foram comparados os resultados obtidos nas análises CFD com referências bibliográficas recentes, onde existe boa concordância no que se refere às eficiências hidráulicas, sendo que as bombas multifásicas apresentam rendimentos menores, comparados com as bombas monofásicas. A maior eficiência para a geometria original foi $\eta=47,13\%$, para uma vazão de $160 \text{ m}^3/\text{h}$. Já com a geometria otimizada, os rendimentos foram de $\eta=50,59\%$ e $\eta=53,7\%$, para vazões de $160 \text{ m}^3/\text{h}$ e $190 \text{ m}^3/\text{h}$, respectivamente. É importante salientar que esses valores de eficiência são coerentes, dentro da faixa de rendimentos de bombas multifásicas hélico-axiais. Além disso, os resultados confirmam que o emprego de palhetas auxiliares no difusor, pode aumentar a eficiência do estágio rotor-difusor.

No campo de vetores de velocidade, representado na grade linear (das linhas de corrente) observou-se que, o escoamento está bem guiado no rotor (deve-se ao fato de se utilizar pás alongadas que guiam melhor o fluido). No estator, porém, ocorrem regiões de recirculação, com a presença de escoamentos secundários, sendo que essa recirculação é mais intensa nas situações de menor rendimento, como no caso da geometria original.

Dos contornos de fração volumétrica do gás (GVF), observou-se uma alta concentração de gás sobre a superfície do cubo do rotor que se inicia na metade da corda e se estende até a saída do rotor, concordando com no trabalho de Zhang *et al.* (2016). Na superfície de sucção da pá, ocorreram regiões de separação da fase ar, que se estendem sobre a superfície, a exceção de um acúmulo de água perto do bordo de fuga. Estes efeitos concordam com os resultados de Faustini (2006). Além disso, conseguiu-se ver uma alta

concentração de água que reveste quase toda a superfície de pressão da pá com exceção do bordo de fuga onde surge uma bolha de gás. O acúmulo de água verificado é coerente com os resultados de Murakami e Minemura (1983) em que o ar tende a se concentrar no lado de sucção da pá. Do mesmo modo, observou-se que no difusor o ar tende a se acumular no extradorso das palhetas, (Faustini, 2006); porém, no caso da geometria otimizada, o ar também abrange uma parte do intradorso das palhetas principais, abrangendo desde seu bordo de ataque, até o bordo de ataque da palheta auxiliar.

Por último, conclui-se que os métodos e técnicas utilizadas no desenvolvimento deste trabalho podem auxiliar de uma forma adequada o projeto de bombas multifásicas hélico-axiais, considerando as análises conceituais iniciais até a otimização de um dos principais componentes da bomba, envolvendo parâmetros decisivos na geometria do canal ao longo da passagem completa.

6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

A metodologia aqui apresentada se constitui uma importante ferramenta para o projeto hidrodinâmico de componentes do estágio da BMHA. Contudo, as considerações de outros aspectos, citados a seguir, poderão tornar a análise mais apropriada e abrangente para uma eventual fabricação do protótipo da bomba.

Uma validação experimental, poderia ser realizada com o intuito de ajustar e confirmar alguns dos dados adotados na metodologia do projeto preliminar. Para isso, resultados obtidos em banco de testes, para diferentes geometrias e condições de contorno, devem ser analisadas, a fim de gerar gráficos similares aos diagramas tipo Cordier, que permitirão orientar os projetistas de bombas multifásicas em relação a geometria e aos coeficientes de análises típicas das máquinas de fluxo.

A inclusão de mais fluidos na mistura multifásica, pois geralmente o fluido proveniente de um poço petrolífero requer o transporte simultâneo de líquido (água + óleos), gás e algumas partículas pequenas como areia. Desta maneira o projeto iria tornar-se mais próximo de uma situação real.

Para realizar um estudo integral da bomba multifásica hélico-axial é importante a análise do campo do escoamento de vários estágios, incluindo os efeitos provocados pelo

sistema coletor na entrada e a voluta na saída, que resulta numa análise completa das características de desempenho.

No procedimento de otimização deste trabalho foram consideradas variáveis de projeto relativas ao emprego de um conjunto de palhetas auxiliares no difusor, com o intuito de aumentar a eficiência da bomba. No entanto, estudos em relação à curvatura da superfície do cubo do canal meridional, à distribuição dos ângulos de escoamento relativo ao longo da pá (ou palhetas), o perfil utilizado e o número de pás do rotor, poderiam ser realizados de forma a parametrizar quase em sua totalidade o conjunto rotor – difusor.

Não obstante a metodologia de superfície de resposta (aplicando função de base radial) com o algoritmo genético NSGA II, ter se mostrado apropriada para atingir o objetivo proposto neste trabalho, poderiam ser utilizados outros algoritmos de otimização e modelos para a construção de superfícies de resposta.

Finalmente, esta metodologia também pode ser estendida nas análises de escoamentos em bombas multifásicas centrífugas onde também devem ser consideradas como variáveis de projeto a curvatura das pás e das palhetas.

Apêndice A

FLUXOGRAMA DE ATIVIDADES NA TESE

Para cumprir os objetivos desta tese foram realizadas várias etapas, entre as que se destacam: Primeiro, a elaboração de um projeto hidrodinâmico preliminar da bomba multifásica hélico-axial, do qual serão obtidas as especificações geométricas dos componentes da bomba multifásica hélico-axial (rotor/ estator); Segundo, o desenvolvimento de uma geometria parametrizável; Terceiro, analisar a geometria preliminar aplicando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), para determinar suas características de desempenho; Quarto, determinar as variáveis parametrizáveis com o alvo de incrementar o rendimento da bomba multifásica; Quinto, aplicar técnicas de otimização, e finalmente avaliar e validar os resultados, empregando novamente técnicas CFD. Estes passos descritos anteriormente, serão esquematizados com mais profundidades no fluxograma da Figura A.1.

Apêndice B

EFEITO DE BLOQUEIO DE GÁS

O efeito de bloqueio de gás é uma condição no equipamento de bombeamento e de processamento causada pela indução do gás livre. O gás compressível interfere no bom funcionamento das válvulas e outros componentes da bomba, evitando o transporte de líquidos Schlumberger Oilfield Glossary (1998).

Está condição que se produz em ocasiões num poço de bombeamento, quando o gás dissolvido é liberado e entra na bomba. A bolha de gás se concentra no lado de baixa pressão, antes da descarga e atua como uma tampa, onde somente o gás se comprime, mas nenhum líquido é descarregado, bloqueando a bomba. A redução na taxa de bombeamento é acompanhada por um aumento na pressão na sucção.

Segundo Fidani *et al.* (2014), as bombas multifásicas hélico-axiais geram menor elevação na presença de fluidos com altas frações volumétricas de gás. A razão para isso é a segregação das fases no padrão de escoamento dentro do impulsor. O gás se acumula na zona de baixa pressão e, como resultado, há uma diminuição da energia transferida do impulsor para o fluido, o que resulta em perda de capacidade de elevação. Em casos extremos, o acúmulo de gás leva a bloqueio devido à presença de gás (vide Figura B.1).

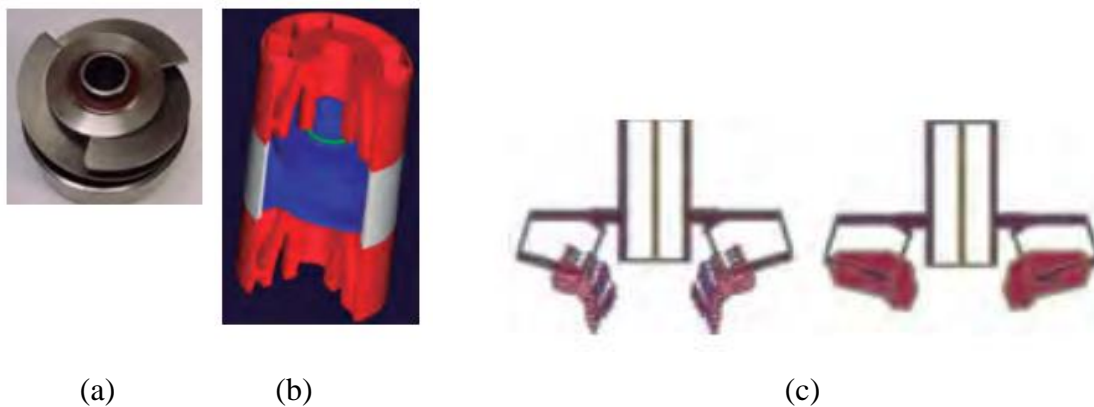


Figura B.1. Efeito de bloqueio de gás. a) Rotor hélico axial, b) corte de uma etapa multifásica hélico-axial e c) interferência por gás e bloqueio por gás no rotor (Fadani *et al.* 2014)

Apêndice C

DETERMINAÇÃO DA EQUAÇÃO DE EQUILÍBRIO RADIAL

Nas máquinas axiais e hélico-axiais, a aproximação 2-D só é válida nos casos em que a componente radial da velocidade nos canais entre as pás é muito menor do que a componente axial. Isto geralmente acontece quando $D_i/D_e > 0,8$, tornando assim o escoamento praticamente na direção axial, com a componente w_r , embora não nula bem menor que as demais, Barbosa (2010).

A partícula se move numa trajetória contida entre o cubo e a carcaça externa da turbomáquina graças às diversas forças que agem sobre ela. Até que exista um equilíbrio entre as forças de pressão e as forças de inércia, o escoamento se move na direção radial.

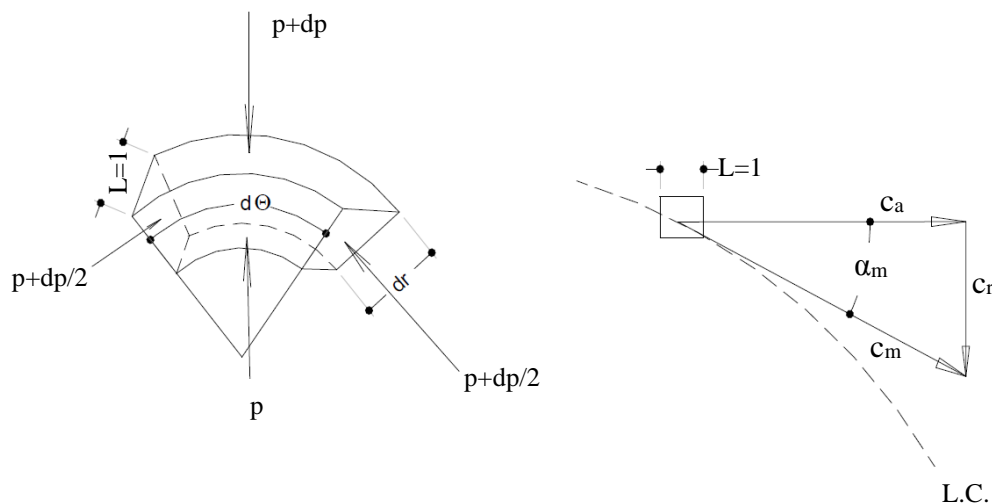


Figura C.1. Elemento de fluido

As forças de inércia são aquelas associadas com: 1) a rotação da partícula em torno do eixo da turbomáquina, 2) a rotação da partícula em relação ao centro instantâneo de rotação, quando se está movimentando em sua trajetória e 3) a aceleração da partícula na sua própria trajetória. As forças de inércia no equilíbrio radial são, portanto:

1. Força centrípeta associada com o escoamento tangencial

$$\vec{F}_1 = \dot{m} \frac{c_u^2}{r} = \rho(r \partial \theta \partial r) \frac{c_u^2}{r} \quad (\text{C.1})$$

2. Componente radial da força centrípeta associada com o escoamento ao longo da linha de corrente (encurvada), onde r_c corresponde ao raio de curvatura da linha da corrente e α_m é o ângulo formado entre a componente meridional e a componente axial.

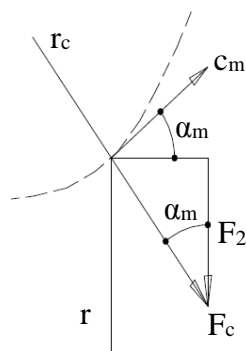


Figura C.2. Componente da força radial devida a c_m (aceleração na direção meridional)

$$\vec{F}_2 = \dot{m} \frac{c_m^2}{r_c} \cos \alpha_m = \rho(r \partial \theta \partial r) \frac{c_m^2}{r_c} \cos \alpha_m \quad (\text{C.2})$$

3. Componente radial da força requerida para produzir aceleração linear ao longo da linha de corrente

$$\vec{F}_3 = \dot{m} \frac{\partial c_m}{\partial t} \sin \alpha_m = \rho(r \partial \theta \partial r) \frac{\partial c_m}{\partial t} \sin \alpha_m \quad (\text{C.3})$$

Portanto o resultante das forças de inércia no equilíbrio radial ficam:

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 = \rho(r \partial \theta \partial r) \left(\frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{r_c} \cos \alpha_m + \frac{\partial c_m}{\partial t} \sin \alpha_m \right) \quad (\text{C.4})$$

As forças de pressão no equilíbrio radial são, portanto:

$$\vec{F}_p = r \hat{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{2} \hat{\theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (\text{C.5})$$

O equilíbrio das forças que agem sobre a partícula, dá-se pela resultante das forças de pressão, equação (C.5), e das forças de inércia, equação (C.4),

$$r \hat{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \rho r \hat{\theta} \frac{\partial \theta}{\partial t} \left(\frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{r_c} \cos \alpha_m + \frac{\partial c_m}{\partial t} \sin \alpha_m \right) \quad (\text{C.6})$$

Simplificando com a eliminação de termos comuns e desprezando termo de ordem superior, tem-se, portanto no equilíbrio radial:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \left(\frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{r_c} \cos \alpha_m + \frac{\partial c_m}{\partial t} \sin \alpha_m \right) \quad (\text{C.7})$$

Para uma grande parte das finalidades de projeto, pode-se ter $r_c \gg 1$ e $\alpha_m \cong 0$. Em regime permanente, a equação (C.7) fica simplificada como:

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (\text{C.8})$$

Que é chamada de equação do equilíbrio radial na forma usual, obtida admitindo-se que as linhas de corrente são paralelas ao eixo de rotação da máquina (desprezando-se a componente radial) e velocidade axial constante.

Para a determinação da distribuição de velocidades meridionais (c_m) na direção radial a Equação (3.17) pode ser resolvida adotando a condição de vórtice-livre. Esta formulação é comumente utilizada em projeto hidro ou aerodinâmico de turbomáquinas axiais e vai ser utilizada neste projeto com turbomáquina hélico-axial. Neste desenvolvimento, Albuquerque (2006), é considerada a equação de Bernoulli aplicada ao rotor (Bran e Souza, 1969).

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{constante} \quad (\text{C.9})$$

e a equação de Euler:

$$Y_{pá} = u_6 c_{u6} - u_3 c_{u3} \quad (\text{C.10})$$

Após impor uma distribuição de trabalho específico constante, $Y_{pá} = \text{constante}$, para finalmente se obter,

$$Y_{pá} = \text{constante} \Leftrightarrow c_m = \text{constante} \Rightarrow r c_u = \text{constante} \quad (\text{vórtice potencial}) \quad (\text{C.11})$$

A Equação (3.20) relata que se $Y_{pá}$ é constante ao longo do comprimento da pá (ao longo da direção radial), então, também c_m é constante ao longo da pá e vice-versa.

Apêndice D

RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES DE CFD

Tabela D.1 Resultados de desempenho obtidos nas simulações de CFD na etapa de exploração preliminar (DOE inicial)

ID	<i>N_{pa}</i>	<i>F_c</i>	<i>F_a</i>	<i>Eficiência(%)</i>
1	9	0,40	0,40	49,0682
2	9	0,40	0,45	48,8873
3	9	0,40	0,50	48,7842
4	9	0,40	0,55	48,6567
5	9	0,40	0,60	48,5251
6	9	0,35	0,40	49,2345
7	9	0,35	0,45	49,0114
8	9	0,35	0,50	48,8517
9	9	0,35	0,55	48,7058
10	9	0,35	0,60	48,5708
11	9	0,30	0,40	49,2934
12	9	0,30	0,45	49,2154
13	9	0,30	0,50	49,1459
14	9	0,30	0,55	48,9189

ID	<i>N_{pa}</i>	<i>F_c</i>	<i>F_a</i>	<i>Eficiência(%)</i>
15	9	0,30	0,60	48,7415
16	9	0,25	0,40	49,2625
17	9	0,25	0,45	49,2215
18	9	0,25	0,50	49,1507
19	9	0,25	0,55	48,9968
20	9	0,25	0,60	48,8321
21	9	0,20	0,40	49,2284
22	9	0,20	0,45	49,3393
23	9	0,20	0,50	49,2917
24	9	0,20	0,55	49,0871
25	9	0,20	0,60	49,0139
26	11	0,40	0,40	49,7839
27	11	0,40	0,45	49,5807
28	11	0,40	0,50	49,1742
29	11	0,40	0,55	48,9580
30	11	0,40	0,60	49,0529
31	11	0,35	0,40	49,7597
32	11	0,35	0,45	49,7282
33	11	0,35	0,50	49,4190
34	11	0,35	0,55	49,1534
35	11	0,35	0,60	49,1444
36	11	0,30	0,40	49,6027
37	11	0,30	0,45	49,7050
38	11	0,30	0,50	49,5865
39	11	0,30	0,55	49,2163
40	11	0,30	0,60	49,1023
41	11	0,25	0,40	49,4072
42	11	0,25	0,45	49,6082
43	11	0,25	0,50	49,5880
44	11	0,25	0,55	49,2164
45	11	0,25	0,60	49,2951

ID	<i>N_{pa}</i>	<i>F_c</i>	<i>F_a</i>	<i>Eficiência(%)</i>
46	11	0,20	0,40	49,2191
47	11	0,20	0,45	49,4554
48	11	0,20	0,50	48,9727
49	11	0,20	0,55	49,0137
50	11	0,20	0,60	49,1685
51	13	0,40	0,40	50,3436
52	13	0,40	0,45	49,8330
53	13	0,40	0,50	49,6644
54	13	0,40	0,55	49,3493
55	13	0,40	0,60	49,3706
56	13	0,35	0,40	49,9989
57	13	0,35	0,45	50,1522
58	13	0,35	0,50	49,8319
59	13	0,35	0,55	49,4483
60	13	0,35	0,60	49,6969
61	13	0,30	0,40	50,0250
62	13	0,30	0,45	50,0374
63	13	0,30	0,50	50,0100
64	13	0,30	0,55	49,6093
65	13	0,30	0,60	49,6652
66	13	0,25	0,40	49,5536
67	13	0,25	0,45	49,7936
68	13	0,25	0,50	49,7856
69	13	0,25	0,55	49,4311
70	13	0,25	0,60	49,6745
71	13	0,20	0,40	49,5960
72	13	0,20	0,45	49,5289
73	13	0,20	0,50	49,2311
74	13	0,20	0,55	49,1137
75	13	0,20	0,60	49,1933

Tabela D.2 Resultados de desempenho obtidos nas simulações de CFD na etapa de exploração ampliada (DOE ampliado)

ID	<i>N_{pa}</i>	<i>F_c</i>	<i>F_a</i>	<i>Eficiência(%)</i>
1	13	0,4	0,2	49,0677
2	13	0,4	0,25	49,4800
3	13	0,4	0,3	49,8918
4	13	0,4	0,35	50,2766
5	13	0,45	0,2	49,3074
6	13	0,45	0,25	49,7098
7	13	0,45	0,3	50,1282
8	13	0,45	0,35	50,3376
9	13	0,45	0,4	50,5512
10	13	0,5	0,2	49,6311
11	13	0,5	0,25	49,9630
12	13	0,5	0,3	50,2327
13	13	0,5	0,35	50,2709
14	13	0,5	0,4	50,1080
15	13	0,55	0,2	49,8284
16	13	0,55	0,25	50,1622
17	13	0,55	0,3	50,2111
18	13	0,55	0,35	50,0284
19	13	0,55	0,4	49,8509
20	13	0,6	0,2	50,0552
21	13	0,6	0,25	50,2571
22	13	0,6	0,3	50,0405
23	13	0,6	0,35	49,8792
24	13	0,6	0,4	49,5382

Apêndice E

CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO DA BMHA OTIMIZADA, PARA VÁRIAS GVF

Na sequência, resultados das simulações aplicando CFD para a BMHA otimizada, na vazão de maior rendimento, $Q=190 \text{ m}^3/\text{h}$, $n=2900 \text{ rpm}$, mudando o conteúdo gás na mistura (5%, 10% e 20%).

Da Figura E.1 até a Figura E.6 são indicados:

- Contornos de pressão estática
- Vetores de velocidade para cada uma das fases
- Linhas de corrente para cada uma das fases
- Contornos de fração volumétrica do gás (GVF).

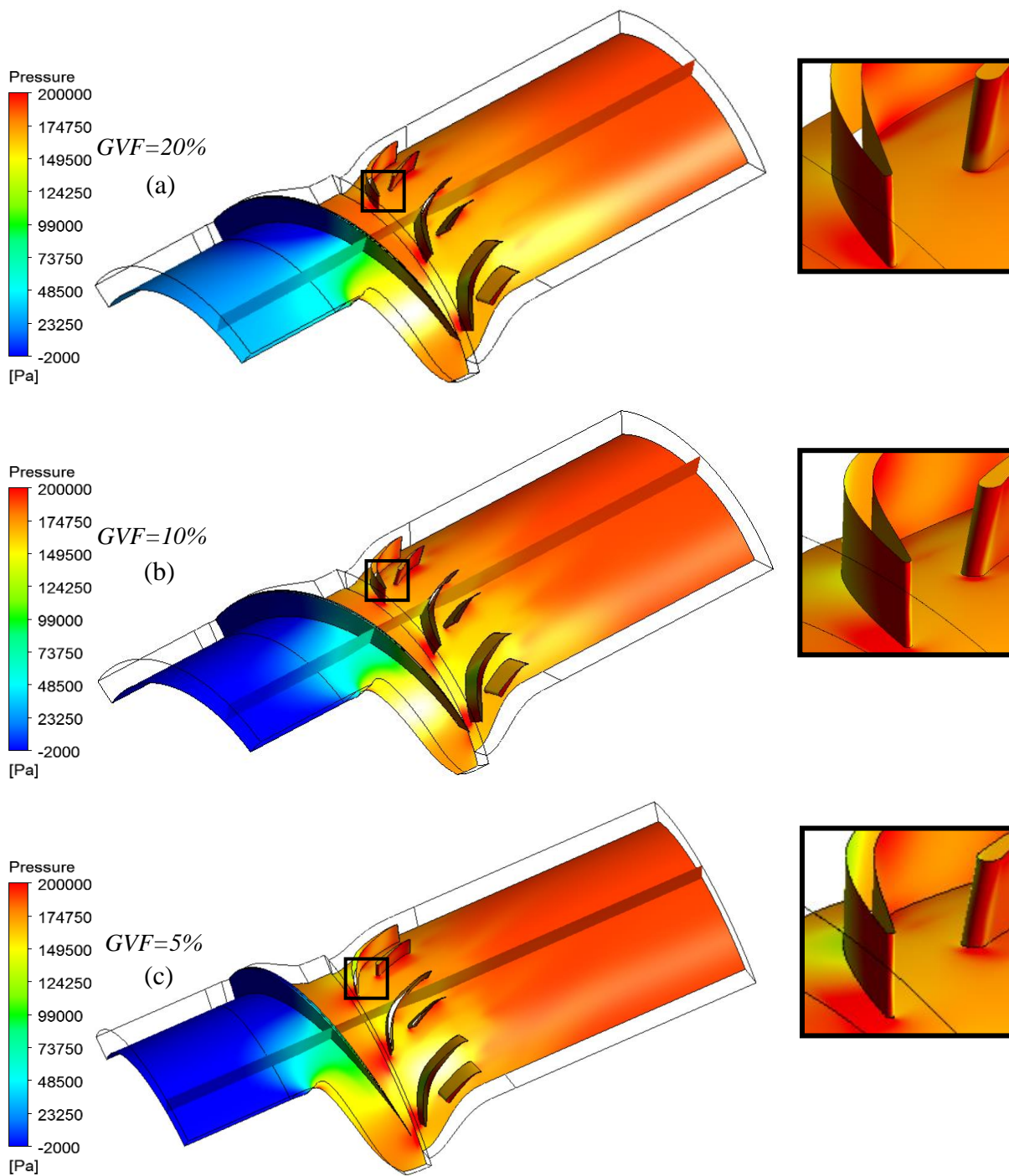


Figura E.1 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria otimizada, $Q=190\text{ m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%

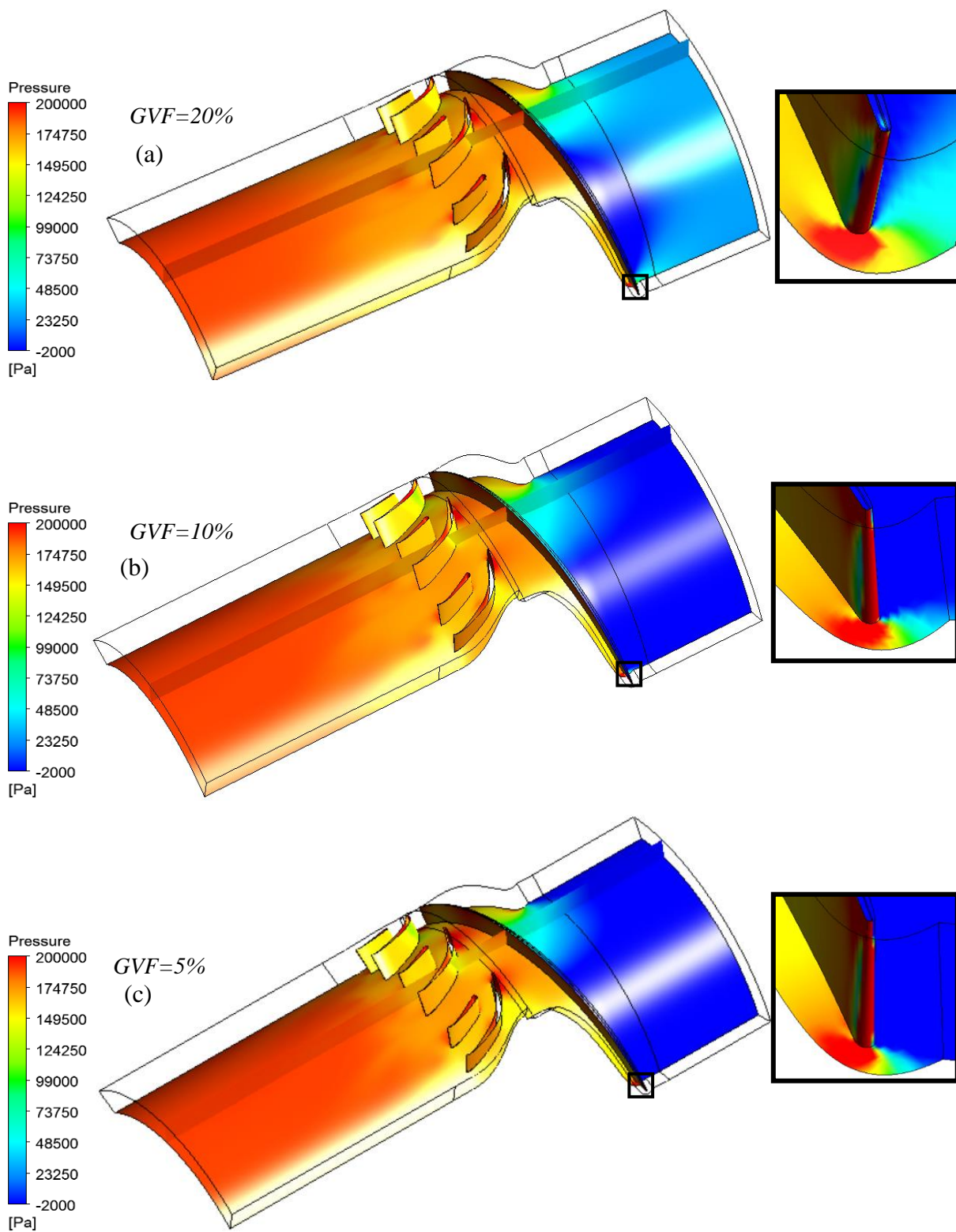


Figura E.2 Contornos de pressão estática em vista tridimensional, perspectiva estator/rotor. Geometria otimizada, $Q= 190 \text{ m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%

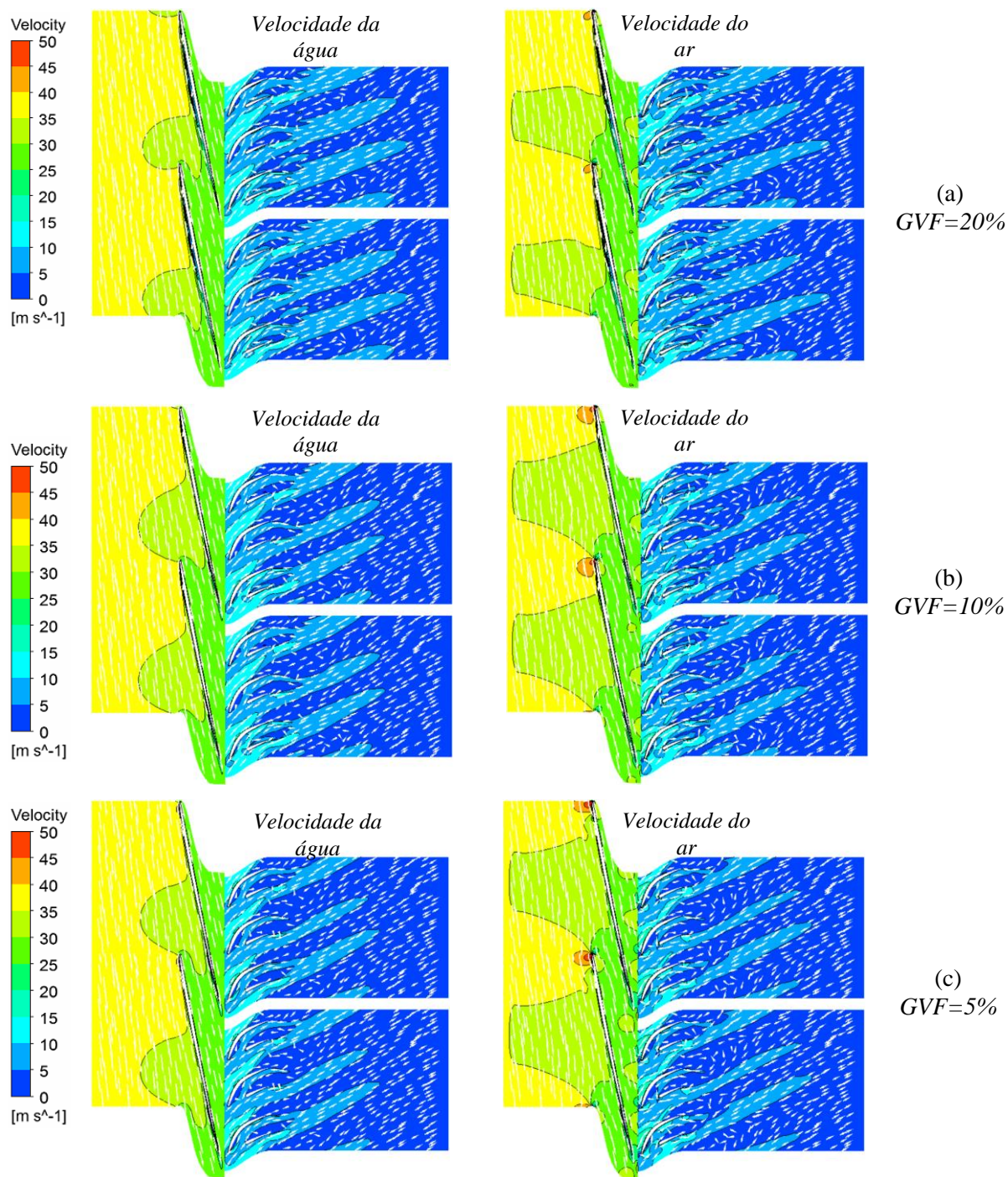


Figura E.3 Contornos e vetores de velocidade na grade linear da BMHA. Geometria otimizada, $Q= 190 \text{ m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%

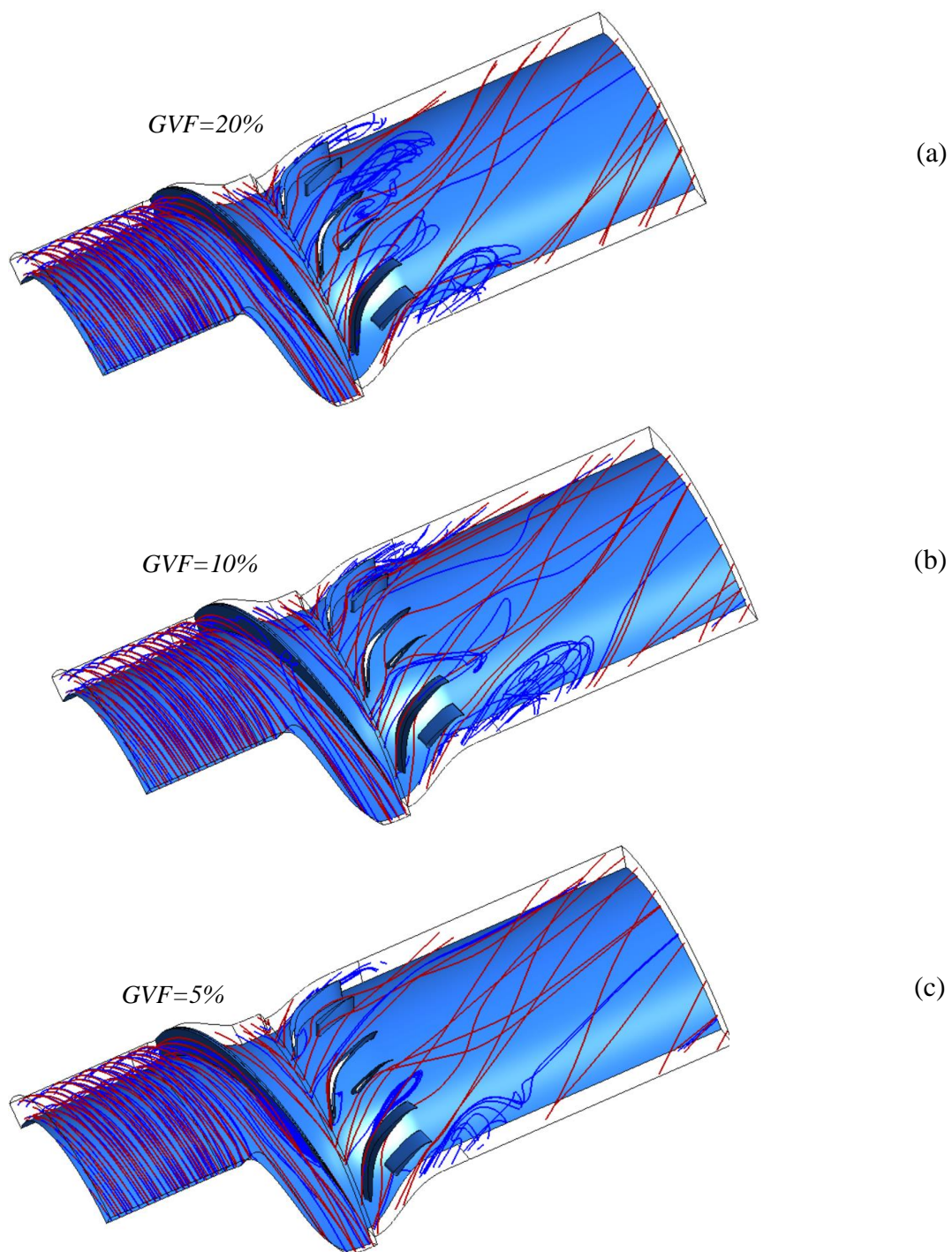


Figura E.4 Linhas de corrente BMHA. Geometria otimizada, $Q= 190 \text{ m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%

(d)

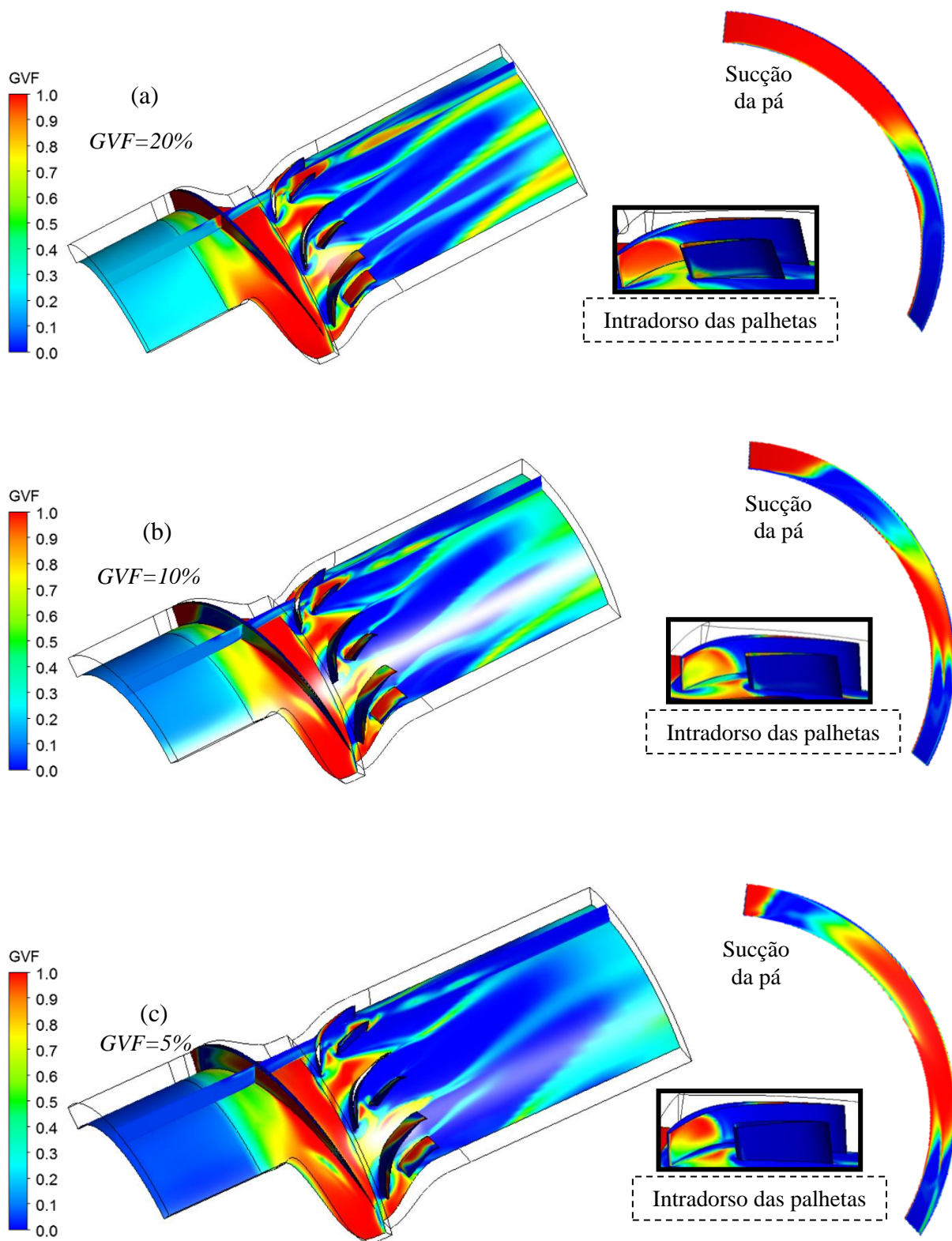


Figura E.5 Contornos de GVF em vista tridimensional, perspectiva rotor/estator. Geometria otimizada, $Q=190\text{ m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%

(d)

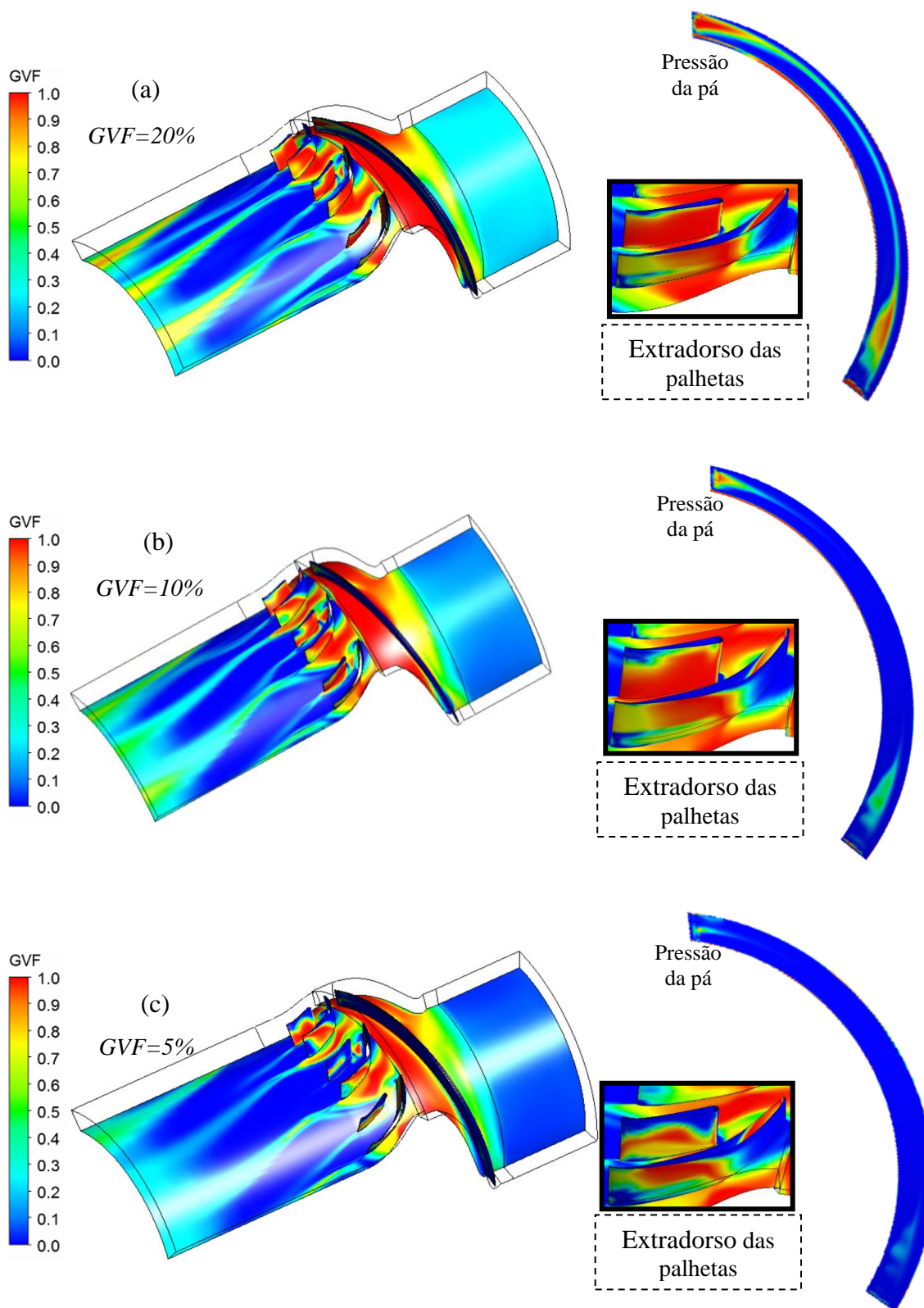


Figura E.6 Contornos de GVF em vista tridimensional em perspectiva estator/rotor. Geometria otimizada, $Q=190\text{ m}^3/\text{h}$, 2900 rpm, para GVF de a) 20%, b) 10% e c) 5%

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBOTT, I.H. , VON DOENHOFF A.E. , STIVERS JR. L.S.(1945) Summary of Airfoil Data. Report 824. *National Advisory Committee for Aeronautics*.

ALBUQUERQUE, R. B. F. (2006) *Teoria da Asa de Sustentação Aplicada às Máquinas de Fluxo*, UNIFEI-IEM, pp. 24.

ANGELI, P., HEWITT, G.F. (2000). Flow Structure in Horizontal Oil–Water Flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 26, pp. 1117-1140.
[http://doi.org/doi:10.1016/S0301-9322\(99\)00081-6](http://doi.org/doi:10.1016/S0301-9322(99)00081-6)

ANSYS BladeGen (2010). ANSYS Tutorials. Part One. U.S.A.

ANSYS INC. (2011A). ANSYS Theory Guide. U.S.A.

ANSYS INC. (2011B). ANSYS User's Guide. U.S.A.

ANSYS INC. (2013) ANSYS CFX-Solver Theory Guide. U.S.A

BARBOSA, J. R. (2010) *Máquinas de Fluxo*. São José dos Campos, ITA.

BATTAGLIA, G. J., MAYNARD, J. M. (1996). Mean Square Error: A Useful Tool for Statistical Process Management. *AMP Journal of Technology*, 34, pp. 1256–1260.

- BLAZEK, J. (2001).** *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. First Edition. Baden-Daettwil, Switzerland: ELSEVIER
- BRAN, R., SOUZA, Z. (1969)** *Máquinas de fluxo: bombas, ventiladores e turbinas*, Ao Livro Técnico S. A., pp. 345.
- BRAN, R., SOUZA, Z. (1973).** *Máquinas Térmicas e de Fluxo*. Escola Federal de Itajubá.
- CAO, S., PENG, G., YU, Z. (2005)** Hydrodynamic Design of Rotodynamic Pump Impeller for Multiphase Pumping by Combined Approach of Inverse Design and CFD Analysis. *Journal of Fluids Engineering*. 127. pp. 330-338.
- COLAÇO, M. J., SILVA, W. B., MAGALHÃES, A. C., DULIKRAVICH, G. S., (2008)** Response Surface Methods Applied to Scarce and Small Sets of Training Points – A Comparative Study,. *In: Proceedings of EngOpt 2008 – International Conference on Engineering Optimization*, Rio de Janeiro, Jun.
- CORDIER, O. (1955),** Ähnlichkeitsbetrachtung bei Strömungsmaschinen, *VDI-Zeitschrift*, Band 97. 34. pp. 1233-1234
- CROWE, C.; SOMMERFELD, M.; TSUJI, Y. (1998).** *Multiphase Flows with droplets and Particles*. CRC Press. pp. 467.
- DEB, K., PRATAP, A., AGARWAL, S., MEYARIVAN, T. (2000).** A Fast and Elitist Multi-Objective Genetic Algorithm-NSGA-II, KanGAL Report Number 2000001.
- DECKER, R. K.; MEIER, H. F.; MORI, M. (2004).** Validação de Modelo Tridimensional para o Escoamento Gás-Sólido Diluído Vertical e Horizontal, por Técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD). *Boletim Técnico Petrobras, Rio de Janeiro*. 47. pp. 88-100.
- DIAZ, A. (2010).** *Bombeo Multifásico, Una Alternativa A La Separación, Bombeo Y Compresión Convencionales En Campos Del Activo Integral Aceite Terciario Del Golfo*. Trabalho de Diploma, Universidad Nacional Autónoma de México. (Ciudad de México - México).

- DREW, D. A.; PASSMAN, S. L. (1998).**, *Theory of Multicomponent Fluids*, Springer-Verlag. New York Inc., pp. 308.
- ESPINOSA, A. (2013).** *Desenvolvimento de uma Metodologia para o Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais Reversíveis de Ventiladores de Jato de Túneis Rodoviários*. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá.
- ESPINOSA, A. (2016).** *Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de Otimização e CFD*. Tese de doutorado, Universidade Federal de Itajubá.
- ESTECO 2007.** “Response Surface Methodologies - Metamodels”
- ESSS (2008).** How To Import an IGES Geometry Into BladeModeler geometry. Retrieved Novembro 19, 2015, from <https://esss.zendesk.com/hc/requests/3959>
- FALCIMAIGNE, J., BRAC, J., CHARRON, Y., PAGNIER, P., VILAGINES, R. (2002).** Multiphase Pumping: Achievements and Perspectives. *Oil & Gas Science Technology*. 57. pp. 99-107.
- FAUSTINI, R. (2006)** *Modelaje 3D del Flujo en una Etapa de una Bomba Hélico-Axial Multifásica Mediante DFC*. Dissertação de mestrado, Universidad Simón Bolívar. (Caracas-Venezuela).
- FIDANI, C., PERALTA M. B., NUOVA L., SÁNCHEZ M., (2014)**, Mejora en Pozos de Alta Relación Gas-Líquido, *Desafios*, 2, pp. 10-17, Disponível em: <http://www.ypf.com/Publicaciones/pdf/YTEC_Desafios_2.pdf >, Acesso em: 16 de agosto 2017.
- GIÉ, P., BUVAT, P., BRATU, C., DURANDO, P. (1992)** Poseidon Multiphase Pump: Field Tests Results. *Offshore Technology Conference*. pp. 489-502.
- HALLIDAY, D., RESNICK R., WALKER J., (2009)** *Fundamentos de Física: gravitação, ondas e termodinâmica*. Editorial LTC. Volume 2. 8ª edição.

- HAO, H., XINKAI, L., BO, G. (2015)** Hydraulic Optimization of Multiphase Pump Based on CFD and Genetic Algorithm. *International Journal of Grid and Distributed Computing*. 8. pp. 161-170. <http://dx.doi.org/10.14257/ijgdc.2015.8.6.16>
- HARDY, R. L. (1971)**. Multiquadric Equations of Topography and other Irregular Surfaces. *Journal of Geophysical Research*, 76(8), pp. 1905–1915.
- HILTUNEN, K., JÄSBERG, A., KALLIO, S., KAREMA, H., KOPONEN, A., MANNINEN, M., TAIVASSALO, V. (2009)**. *Multiphase Flow Dynamics: Theory and Numeric*. VTT PUBLICATIONS 722, pp. 113.
- HUA, G., FALCONE G., TEODORIU C., MORRISON G. (2012)** Comparison of Multiphase Pumping Technologies for Subsea and Downhole Applications. *Oil and Gas Facilities*. pp. 34-36.
- ISHII, M. (1975)**, Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow, Eyrolles, pp. 275.
- KEANE, A., NAIR, P. (2005)**. Computational Approaches for Aerospace Design. *The Pursuit of Excellence*. John Wiley & Sons, Ltd, Ed, pp. 575.
- KHURI, A. I.; MUKHOPADHYAY, S. (2010)** Response Surface Methodology. Wiley *Interdisciplinary Reviews: Computational Statistics* v.2 pp. 128-149.
- KOCHEVSKY, A. N. (2005)** Capabilities of Numerical Simulation of Multiphase Flows in Centrifugal Pumps Using Modern CFD Software. *Arxiv Preprint Physics/0509193*. pp. 1-7. <http://arxiv.org/abs/physics/0509193>
- KONG, X., ZHU, H., ZHANG, S., LI, J. (2010)** Multiphase Pumping--Indoor Performance Test and Oilfield Application. *Fourth International Conference on Experimental Mechanics*. 7522. <http://proceedings.spiedigitallibrary.org/proceeding.aspx?articleid=775779>
- LOPEZ DE BERTODANO, M.; LAHEY, J.; JONES, O. C. (1994)**. Phase Distribution in Bubbly Two-Phase Flow in Vertical Ducts. *International Journal of Multiphase Flow*, 20. pp. 805-818.

MALISKA, C. R. (2004). *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, 2ª ed., Rio de Janeiro, LTC Editora, pp. 453.

MASSAH, H., OSHINOWO, L. (2000). Advanced Gas-Solid Multiphase Flow Models Offer Significant Process Improvements. *Journal Articles by Fluent Software Users*, pp. 1-6.

MENTER, F., CARREGAL, J. F., ESCH, T., KONNO, B. (2003). The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines. In *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003*. pp.1–7. Tokyo. Retrieved from https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igtc2003tokyo_ts059.pdf

MODEFRONTIER® (2000). User Manual ModeFrontier®.

MOHAMED, E. M.(2012) *Etude de l'ecacité diphasique d'une pompe pour la compression du CO2*. Ecole Nationale Supérieure d'arts et Metiers de Paris. (Paris-France)

MÜLLER, J. F. (2015), Subsea Processing is Making its Way up the Technology Curve, but Still Several Challenges Ahead, *Rystad Energy*, Disponível em:< <https://www.rystadenergy.com/NewsEvents/PressReleases/subsea-processing-is-making-its-way-up-the-technology-curve> >, Acesso em: 16 de agosto 2017.

MURAKAMI, M., MINEMURA K. (1983) Behavior of Air Bubbles in an Axial-Flow Pump Impeller. *Journal of Fluids Engineering*. 105. pp 227-283.

PALADINO, E. E. (2005). *Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do Tipo Pressão Diferencial*. Tese de doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

PFLEIDERER, C. (1960), *Bombas Centrífugas y Turbocompresores*. Editorial Labor S. A. pp. 631.

REBER, J.,D., CHAIX, J.,-E., COTAP-NEPTUNIA (1995) The Neptunia Multiphase Pump: Test Results and Applications. *Offshore Technology Conference*. pp. 619-626.

- REY, N., G. A. (2014).** *Otimização de Risers em Catenária com Amortecedores Hidrodinâmicos*. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Civil da PUC-Rio. Dissertação de Mestrado.
- SANTOS, M. M. (2010)** *Simulação Numérica do Escoamento Bifásico Óleo-Água em Tubos*. Dissertação de Mestrado . Universidade Federal de Itajubá.
- SCHLUMBERGER OILFIELD GLOSSARY (1998)**, gas lock, Disponível em:<
http://www.glossary.oilfield.slb.com/Terms/g/gas_lock.aspx />. Acesso em: 16 de agosto 2017.
- SCHULZ, H. (1964)**, Bombas: funcionamiento, cálculo y construcción, Labor, pp. 332.
- SHI, H., CAI, J. Y., JEPSON, W. P. (1999)** The Effect of Surfactants on Flow Characteristics in Oil-Water Flows in Large Diameter Horizontal Pipelines. *Multiphase*. pp. 181-199.
- SHIPPEN, M., SCOTT, S. (2002)** Multiphase Pumping as an Alternative to Conventional Separation, Pumping and Compression. *34th Annual PSIG meeting*.
- SILVA, E. R. (2011).** *Técnicas de Metamodelagem Aplicadas à Otimização de Turbomáquinas*. Tese de doutorado, Universidade Federal de Itajubá.
- SILVA. R., O. F., TOMITA, J. T. (2011).** Analysis of Optimization Techniques Using Multi-Objective Genetic Algorithms Applied in the Preliminary Single Stage Axial Flow Turbine Design. In *21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering*. Natal, RN, Brasil.
- SOMMERFELD, M. (2000).** *Theoretical and Experimental Modelling of Particulate Flows: Overview and Fundamentals*. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, pp. 63.
- STEPANOFF, A. J. (1962).** *Centrifugal and axial flow pumps*. John Wiley & Sons, Inc., pp. 563.

SULZER (2016). *Subsea Systems* -. Disponível em: <<http://www.sulzer.com/et/Industries/Oil-and-Gas/Subsea/Subsea-Systems>>. Acesso em: 15 set. 2016.

TREMANTE, A. (2000) *Modelisation de l'écoulement Diphasique (Liquide/Gaz) a Travers une Grille d'aubes de Turbomachine Axiale*. Tese de doutorado, Ecole Nationale Superieure d'arts et Metiers de Paris. (Paris-France)

TU, J., YEOH, G. H., LIU, C. (2008). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*. Oxford: Elsevier.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method*. Secod edition, England: Pearson.

WANG, X. (2010). *CFD Simulation of Complex Flows in Turbomachinery and Robust Optimization of Blade Design*. Vrije Universiteit Brussel.

WANG, X. D., HIRSCH, C., KANG, S., LACOR, C. (2011). Multi-Objective Optimization of Turbomachinery Using Improved NSGA-II and Approximation Model. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200(9–12), pp. 883–895. <http://doi.org/10.1016/j.cma.2010.11.014>

WHITE F. (2011) *Fluid Mechanics*. Seventh Edition. Mc Graw Hill. pp. 862.

WÖRNER, M. (2003). *A Compact Introduction to the Numerical Modeling of Multiphase Flows*. Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe, pp. 38.

YEOH, G., H., TU, J. (2010) *Computational Techniques for Multiphase Flows*. First Edition Elsevier Ltd. pp. 629.

YU, Z., ZHU, B., CAO S., LIU Y. (2014). Effect of Virtual Mass Force on the Mixed Transport Process in a Multiphase Rotodynamic Pump. *Advances in Mechanical Engineering*. pp. 7. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/958352>

- ZHANG, J., ZHU, H., LI, Y., YANG, C. (2009)** Shape Optimization of Helico-axial Multiphase Pump Impeller Based on Genetic Algorithm. *Fifth International Conference on Natural Computation*. pp. 408-412.
- ZHANG, J., ZHU, H., LI, Y., YANG, C.(2010)** Optimization of helico-axial multiphase pump impeller based on orthogonal experimental design. *Fourth International Conference on Experimental Mechanics*. 7522.
- ZHANG, J., ZHU, H., YANG, C., LI, Y., Wei, H. (2011)** Multi-Objective Shape Optimization of Helico-Axial Multiphase Pump Impeller Based on NSGA-II and ANN. *Energy Conversion and Management*. 52. pp. 538-546.
- ZHANG, J., Y., ZHU, H., W., DING, K., QIANG, R. (2012)** Study on Measures to Improve Gas-Liquid Phase Mixing in a Multiphase Pump Impeller Under High Gas Void Fraction. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 15. doi:10.1088/1755-1315/15/6/062023
- ZHANG, Y., ZHANG, J., ZHU, H., CAI, S. (2014).** 3D Blade Hydraulic Design Method of the Rotodynamic Multiphase Pump Impeller and Performance Research. *Advances in Mechanical Engineering*. 6.
- ZHANG, J., CAI, S., ZHU, H., ZHANG, Y. (2015).** Experimental investigation of the flow at the entrance of a rotodynamic multiphase pump by visualization. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 126. pp254-261. <http://dx.doi.org/10.1016/j.petrol.2014.12.017>
- ZHANG, J., CAI, S., Li, Y., ZHU, H., ZHANG, Y. (2016).** Visualization Study of Gas–Liquid Two-Phase Flow Patterns Inside a Three-Stage Rotodynamic Multiphase Pump. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 70. pp125-138. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.08.013>