

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

TESE DE DOUTORADO

**OTIMIZAÇÃO DE UM MODELO DE TURBINA
HIDRÁULICA TIPO BULBO APLICADA EM CONDIÇÕES DE
QUEDA ULTRABAIXA**

Autor: **Antônio Carlos Barkett Botan**

Orientador: **Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho**

Co-orientador: **Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho**

Itajubá, dezembro de 2019

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

TESE DE DOUTORADO

**OTIMIZAÇÃO DE UM MODELO DE TURBINA
HIDRÁULICA TIPO BULBO APLICADA EM CONDIÇÕES DE
QUEDA ULTRABAIXA**

Autor: Antônio Carlos Barkett Botan

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Co-orientador: Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho

Curso: Doutorado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Maquinas de Fluxo

Itajubá, dezembro de 2019

MG – Brasil

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

TESE DE DOUTORADO

**OTIMIZAÇÃO DE UM MODELO DE TURBINA
HIDRÁULICA TIPO BULBO APLICADA EM CONDIÇÕES DE
QUEDA ULTRABAIXA**

Autor: Antônio Carlos Barkett Botan

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Co-orientador: Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz – UFPA

Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior – IFMG

Profa. Dra. Angie Lizeth Espinosa Sarmiento – UNIFEI

Prof. Dr. Oswaldo Honorato de Souza Júnior – UNIFEI

Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho (Co-orientador) – UNIFEI

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho (Orientador) – UNIFEI

Dedicatória

Aos meus pais.

“Se não sabes, aprende. Se já sabes, ensina.”

Confúcio

“Did we leave our way behind us

Such a long long way behind us

Who knows when, now who knows where

Where the light of day will find us?

Look for the day”

May, Brian Harold, PhD.

Agradecimentos

A Deus, primeiramente, por me dar forças para continuar nesta longa jornada acadêmica, permitindo a cada instante um novo suspiro de vida.

Ao Professor Ramiro, pela amizade e assistência para que este trabalho se realizasse, e por compartilhar comigo sua sabedoria.

Ao Professor Tiago, por sempre me apoiar e por tantas vezes me fazer ter uma nova perspectiva, tanto acadêmica quanto na vida. Sou lhe sempre grato pelas oportunidades.

Aos meus pais, Djalma e Marcia, minhas maiores fontes de inspiração para a formação do meu ser, por tudo o que fizeram por mim e ainda fazem, pelo carinho e amor que me dão e pela certeza de que estão sempre dispostos a me receber quando retorno para os visitar.

À minha pequena e amada família formada por minha esposa Profa. Dra. Maria Cláudia, que tanto me apoia, que me serviu de inspiração por seguir esta carreira, e que me conforta nos momentos de dificuldades, e nossos filhos de quatro patas Mila, Spock e Pedro (*in memoriam*).

Aos meus irmãos, seus cônjuges, minhas sobrinhas lindas e meu sobrinho, pelo carinho e apoio.

Aos meus amigos e colegas do CERPCH por me apoiarem e me aturarem diariamente.

Aos colegas do LHV por compartilharem de seu conhecimento.

Aos Professores, que neste percurso de amizade tanto no IRN quanto no IEM, compartilharam do seu conhecimento comigo.

À UNIFEI pela oportunidade de prosseguir meus estudos.

À FAPEMIG e à CAPES, através do Programa de Bolsas e pelo suporte financeiro.

Resumo

BOTAN, A. C. B. (2019), *Otimização de um modelo de turbina hidráulica tipo Bulbo aplicada em condições de queda ultrabaixa*, Itajubá, 121 p. Tese (Doutorado em Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia de otimização para o incremento da eficiência hidráulica de um protótipo de turbina de queda ultrabaixa através da modificação geométrica do tubo de sucção, tendo como função objetivo a maximização do coeficiente de recuperação de pressão, C_p . Em uma primeira abordagem, no plano meridional 2D, foram parametrizadas curvas e a introdução de um hidrofólio no tubo de sucção. Para o cálculo do escoamento utilizou-se ferramenta comercial de Dinâmica dos Fluidos Computacional - DFC (ANSYS Fluent®), integrado com algoritmos de otimização estocástico MOSA (*Multi-Objective Simulated Annealing*), baseado no Recozimento Simulado, através da população de combinações de 12 variáveis geométricas realizada através de um plano de experimentos aleatório. O resultado obtido com a otimização foi comparado com outras configurações geométricas do tubo de sucção caracterizando um maior valor de C_p . Com base na abordagem 2D, os casos analisados foram estendidos para as análises tridimensionais, com o objetivo de comparar quantitativa e qualitativamente os resultados do comportamento hidrodinâmico no tubo de sucção. Por fim, uma análise comparativa por DFC entre a turbina composta pelo tubo de sucção original e a turbina com tubo de sucção otimizado foi realizada, comprovando um aumento na eficiência hidráulica da turbina de 82% para 84%. A metodologia aplicada foi satisfatória considerando a otimização da geometria do tubo de sucção, que representou um aumento na eficiência hidráulica da turbina. Esta metodologia de análise 2D-3D, tem como vantagem o baixo custo computacional na integração de DFC e algoritmos de otimização, mesmo com uma considerável quantidade de variáveis de projeto.

Palavras-chave:

Turbina bulbo. Quedas ultrabaixas. Tubo de sucção. Otimização. DOE. DFC.

Abstract

BOTAN, A. C. B. (2019), *Optimization of a model of hydraulic turbine type Bulb applied in ultra-low head conditions*, Itajubá, 121 p. PhD. Thesis (Doctorate in Thermal, Fluids and Flow-Machines) – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

This work presents an optimization methodology to increase the hydraulic efficiency of a prototype of ultra-low head turbine through the geometric modification of the draft tube, with the objective of maximizing the pressure recovery coefficient, C_p . In a first approach, in the 2D meridional plane, curves were parameterized and the introduction of a hydrofoil in the draft tube. For calculating the flow, a commercial tool of Computational Fluid Dynamics - CFD (ANSYS Fluent®) was used, integrated with stochastic optimization algorithms MOSA (Multi-Objective Simulated Annealing), based on Simulated Annealing, through the population of combinations of 12 geometric variables carried out through a random design of experiments plan. The result obtained with the optimization was compared with other geometric configurations of the draft tube featuring a higher C_p value. Based on the 2D approach, the cases analyzed were extended to three-dimensional analyzes, with the objective of comparing quantitatively and qualitatively the results of the hydrodynamic behavior in the draft tube. Finally, a comparative analysis by CFD between the turbine composed by the original draft tube and the turbine with optimized draft tube was performed, proving an increase in the hydraulic efficiency of the turbine from 82% to 84%. The applied methodology was satisfactory considering the optimization of the draft tube geometry, which represented an increase in the hydraulic efficiency of the turbine. This 2D-3D analysis methodology has the advantage of low computational cost in the integration of CFD and optimization algorithms, even with a considerable number of design variables.

Key words:

Bulb turbine. Ultra-low head. Draft-tube. Optimization. DOE. CFD.

Sumário

RESUMO.....	VI
ABSTRACT	VII
LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABELAS.....	XII
TERMINOLOGIA	XIII
CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	2
1.2 OBJETIVOS	3
1.2.1 <i>Objetivo geral</i>	3
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	4
1.3 CONTRIBUIÇÃO DO TRABALHO	4
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	5
CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1 TURBINAS DE BULBO DE QUEDAS BAIXAS E ULTRABAIXAS	7
2.1.1 <i>Projeto de turbinas</i>	7
2.1.2 <i>Projeto de tubo de sucção</i>	10
2.1.3 <i>Análise DFC</i>	11
2.2 MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO DE TURBINAS UTILIZANDO FERRAMENTAS DFC	13
2.3 ESTADO DA ARTE: SOLUÇÕES COMERCIAIS DE TURBINAS DE QUEDAS ULTRABAIXAS	
16	
2.3.1 <i>Voith StreamDiver®</i>	16
2.3.2 <i>Nautilus Ultra-low Head Turbines</i>	19
2.3.3 <i>VLH Turbine</i>	21
2.4 TURBINA DE QUEDA ULTRABAIXA	23
2.4.1 <i>Princípio de Operação</i>	24
CAPÍTULO 3. METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO.....	26
3.1 INTRODUÇÃO	26
3.2 DESCRIÇÃO DO TUBO DE SUCCÃO.....	28
3.3 VARIÁVEIS DE PROJETO	29
3.4 PLANO DE EXPERIMENTOS (DOE)	35
3.5 DOE ALEATÓRIO.....	35
3.6 ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO MOSA – MÉTODO DE RECOZIMENTO SIMULADO	
MULTIOBJETIVO.....	36
CAPÍTULO 4. ANÁLISE NUMÉRICA DE ESCOAMENTO NA TURBINA DE	
QUEDA ULTRABAIXA	39
4.1 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA.....	39
4.2 MODELO DE TURBULÊNCIA SST	42
4.3 GEOMETRIA E DOMÍNIOS DO MODELO	44
4.4 DISCRETIZAÇÃO DA MALHA COMPUTACIONAL	46
4.4.1 <i>Lei da parede</i>	47

4.4.2	<i>Independência de malhas</i>	49
4.4.3	<i>Malha dos domínios computacionais</i>	51
4.5	SOLUÇÃO NUMÉRICA	56
4.5.1	<i>Abordagem bidimensional do tubo de sucção</i>	56
4.5.2	<i>Abordagem tridimensional do tubo de sucção</i>	57
4.5.3	<i>Solução numérica 3D da turbina de queda ultrabaixa</i>	58
CAPÍTULO 5. RESULTADOS		61
5.1	ANÁLISE DE RESULTADOS DA ABORDAGEM BIDIMENSIONAL	61
5.1.1	<i>Geometrias</i>	62
5.1.2	<i>Análise comparativa de resultados de geometrias do Tubo de Sucção</i>	64
5.1.3	<i>Resultados gráficos da análise bidimensional</i>	65
5.2	ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DO TUBO DE SUCCÃO	72
5.3	ANÁLISE DE ESCOAMENTO E DESEMPENHO DA TURBINA ULH POR DFC	76
5.3.1	<i>Avaliação comparativa entre GEO1 e GEO6</i>	77
5.3.2	<i>Desempenho da turbina ULH otimizada</i>	80
CAPÍTULO 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES		87
6.1	CONCLUSÕES	87
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	90
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		92
APÊNDICE A. PROGRAMA DE GERAÇÃO DO PERFIL DO DIFUSOR POR POLINÔMIO DE BEZIER – CÓDIGO FORTRAN®		99
APÊNDICE B. SCRIPT EM LINGUAGEM TLC/TK PARA A GERAÇÃO DE GEOMETRIA E DISCRETIZAÇÃO DE MALHA – PROGRAMA ANSYS ICEM CFD® (PARCIAL)		101
APÊNDICE C. JOURNAL DE PROGRAMAÇÃO DO SOLVER FLUENT® - ANÁLISE BIDIMENSIONAL		104
APÊNDICE D. PROGRAMA DO CÁLCULO DO DIFERENCIAL DE PRESSÃO NO TUBO DE SUCCÃO – CÓDIGO FORTRAN®		106
APÊNDICE E. PROJETO DO ROTOR DA TURBINA ULH		107
ANEXO I. ÍNDICE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA (GRID CONVERGENCE INDEX) – GCI		115

Lista de Figuras

Figura 2.1. Arranjo da turbina StreamDiver®.....	18
Figura 2.2. Diagrama de aplicação da StreamDiver® para os cinco modelos padronizados... 18	18
Figura 2.3. Típicos projetos de uso do StreamDiver.....	19
Figura 2.4. Esquema de instalação da turbina para quedas ultrabaixas da Nautillus.....	20
Figura 2.5. Turbinas de queda ultrabaixa Nautillus.....	21
Figura 2.6. Instalação da VLH.....	22
Figura 2.7. Vistas frontal e traseira da turbina VLH.....	23
Figura 2.8. Turbina de queda ultrabaixa ULH.....	24
Figura 2.9. Arranjo de instalação da turbina.....	25
Figura 3.1. Detalhes dimensionais de protótipo do duplo tubo de sucção com cone interno... 29	29
Figura 3.2. Curvas de Bezier que definem o perfil do difusor interno.....	31
Figura 3.3. Pontos de controle das variáveis otimizadas da geometria do tubo de sucção no plano 2D.....	31
Figura 3.4. Regiões de condição de contorno do domínio computacional.....	33
Figura 3.5. Fluxograma do processo de otimização realizado neste trabalho.....	34
Figura 3.6. Sequência da metodologia de otimização do tubo de sucção na plataforma do programa ModeFRONTIER®.....	35
Figura 3.7. Fluxograma da solução de um problema de otimização utilizando algoritmo baseado em SA. Fonte: Autor, adaptado de Li <i>et al.</i> (2007).....	38
Figura 4.1. Demonstração típica de um ponto de medição de velocidade em um escoamento turbulento. Fonte: Autor, adaptado de Versteeg & Malalasekera, 2007.....	41
Figura 4.2. Detalhe da montagem do conjunto.....	45
Figura 4.3. Geometria do modelo computacional da turbina.....	46
Figura 4.4. Lei da parede com base em dados experimentais de escoamento turbulento. Fonte: White (1999).....	47
Figura 4.5. Curvas de convergência assintótica.....	51
Figura 4.6. Malhas estruturadas do domínio bidimensional para (a) GEO1 e (b) GEO5.....	52
Figura 4.7. Malha hexaédrica estruturada do Distribuidor.....	53
Figura 4.8. Malha hexaédrica estruturada do Tubo de Sucção otimizado: (a) vista geral e (b) detalhe do refino na região de parede.....	53
Figura 4.9. Detalhe externo da malha não-estruturada do Rotor: (a) vista geral e (b) cubo e pá.....	54
Figura 4.10. Detalhe do núcleo da malha do Rotor, com as transições entre camadas prismática, tetraédrica e hexaédrica: (a) vista geral e (b) detalhe da transição das camadas prismáticas, tetraédricas e núcleo hexaédrico.....	54
Figura 4.11. Detalhe externo da malha não-estruturada do Tubo de Sucção GEO1: (a) vista geral e (b) detalhes de refino de região de parede na superfície periódica.....	55
Figura 4.12. Detalhe do núcleo da malha do Tubo de Sucção GEO1, com as transições entre camadas prismática, tetraédrica e hexaédrica: (a) vista geral e (b) detalhe da transição das camadas prismáticas, tetraédricas e núcleo hexaédrico.....	55
Figura 5.1. Pontos cartesianos de construção das geometrias (GEO1).....	63
Figura 5.2. Geometrias do tubo de sucção.....	64

Figura 5.3. Gráfico comparativo entre as geometrias analisadas e o respectivo C_p obtido.	65
Figura 5.4. Distribuição de pressão estática no tubo de sucção.	66
Figura 5.5. Distribuição de velocidade no tubo de sucção.	67
Figura 5.6. Linhas de corrente de velocidade no tubo de sucção.	67
Figura 5.7. Vetores de velocidade para GEO1, GEO4 e GEO5.	68
Figura 5.8. Intensidade de turbulência.	69
Figura 5.9. Coeficiente de perda de carga em uma expansão gradual cônica.	69
Figura 5.10. Variação da geometria entre GEO5 e GEO6.	70
Figura 5.11. Contornos de velocidade de GEO5 e GEO6.	71
Figura 5.12. Vetores de velocidade para GEO5 e GEO6.	71
Figura 5.13. Comparação de resultados entre as análises 2D e 3D.	73
Figura 5.14. Contornos de pressão estática ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.	74
Figura 5.15. Contornos de velocidade ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.	74
Figura 5.16. Linhas de corrente ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.	75
Figura 5.17. Vetores de velocidade ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.	76
Figura 5.18. Distribuição de pressão sobre as hastes de suporte do difusor interno.	77
Figura 5.19. (a) Vista frontal e (b) vista traseira do tubo de sucção GEO6.	78
Figura 5.20. Linhas de corrente sobre a turbina ULH com os tubos de sucção GEO1 (superior) e GEO6 (inferior).	79
Figura 5.21. Gráficos comparativos de eficiência hidráulica da turbina ULH construídas com tubo de sucção de geometrias GEO1 e GEO2.	80
Figura 5.22. Plano meridional de análise dos triângulos de velocidade.	81
Figura 5.23. (a) Diagrama de velocidade no sistema diretor e (b) triângulos de velocidade na grade linear.	82
Figura 5.24. Contornos de pressão estática nos lados (a) de pressão e (b) de sucção das pás do rotor.	82
Figura 5.25. Carregamento de pressão estática nas pás no plano meridional.	83
Figura 5.26. Eficiência hidráulica versus rotação.	84
Figura 5.27. Eficiência hidráulica versus vazão.	84
Figura 5.28. Potência de eixo.	85
Figura 5.29. Curvas de $n \times Q$ e $P_e \times Q$	86
Figura E.1. Elementos para o pré-dimensionamento de rotores de turbinas hélice e Kaplan. Fonte: Bran & Souza, 1969.	109
Figura E.2. Formas de perfil hidrodinâmicos. Fonte: Pfleiderer & Petermann, 1979.	111
Figura E.3. Características dos perfis da Figura E.2. Fonte: Pfleiderer & Petermann, 1979.	114

Lista de Tabelas

Tabela 2.1. Dados construtivos e de operação das turbinas de queda ultrabaixa Nautilus. Fonte: Nautilus, 2018.	21
Tabela 3.1. Valores das variáveis de otimização.	32
Tabela 4.1. Altura dos elementos de malha próxima à parede.	49
Tabela 4.2. Independência de malha por GCI – Distribuidor.	50
Tabela 4.3. Independência de malha por GCI – Rotor.	50
Tabela 4.4. Independência de malha por GCI – Tubo de Sucção.	50
Tabela 4.5. Parâmetros de solução para o problema 2D – Fluent®.	57
Tabela 4.6. Parâmetros de solução numérica da turbina ULH – ANSYS CFX®.	60
Tabela 5.1. Coordenadas bidimensionais da geometria do Tubo de Sucção.	62
Tabela 5.2. Variáveis geométricas do domínio Tubo de Sucção.	62
Tabela 5.3. Resultados obtidos por análise DFC.	65
Tabela 5.4. Coeficientes C_p e K	72
Tabela 5.5. Resultados da análise tridimensional.	73
Tabela 5.6. Dados de projeto do rotor na estação meridional.	81
Tabela E. 1. Dados de parâmetros do rotor da turbina ULH.	107
Tabela E. 2. Resumo das medidas dos perfis. Fonte: Pfeleiderer & Peterman (1979).	113

Terminologia

Caracteres latinos

a^*	Aceleração aparente
c	Componente da velocidade absoluta
C	Constante log-layer dependendo da rugosidade da parede
C_A	Coefficiente de arrasto
CD_{ko}	Termo de difusão cruzada
c_m	Velocidade meridional do rotor
C_p	Coefficiente de recuperação de pressão
C_S	Coefficiente de sustentação
c_u	Componente da velocidade absoluta média na componente de u
C_0	Coefficiente de afinamento
D	Diâmetro
D_e	Diâmetro externo do rotor
D_i	Diâmetro interno do rotor ou diâmetro do cubo
$f(x)$	Função original
F_n	Função de mistura
g	Aceleração da gravidade
$g(x), l(x)$	Funções de restrição de igualdade e desigualdade
H	Altura de queda líquida
h_b	Altura barométrica
h_s	Altura máxima de sucção
I	Intensidade turbulenta
K	Coefficiente de perda
k	Energia cinética turbulenta
ℓ	Comprimento da corda

n	Grau da curva de Bezier
n	Rotação
N	Número de pás
nq	Rotação específica
nq_A	Rotação específica
p	Pressão estática
p_{in}	Pressão estática média na região de entrada do tubo de sucção
P_k	Taxa de produção turbulenta
p_{out}	Pressão estática média na região de saída do tubo de sucção
Q	Vazão volumétrica
r	Raio
Re	Número de Reynolds
\vec{R}_0	Aceleração de translação
S	Medida invariante da taxa de deformação
t	Parâmetro da curva de Bezier
T	Temperatura
t	Tempo
T	Torque
t	Passo entre pás do rotor
u	Componente da velocidade tangencial
u_τ	Velocidade de atrito mais próxima à parede
U_t	Velocidade tangencial à parede na distância Δy
v	Velocidade
w	Componente da velocidade relativa
X_*	Abcissas dos pontos de controle
x, y, z	Direção na coordenada cartesiana
Y	Trabalho específico
Y_*	Ordenadas dos pontos de controle
y^+	Parâmetro adimensional relacionado à distância normal à parede
$Y_{pá}$	Trabalho específico do rotor
y_{max}	Espessura máxima do perfil das pás
Y_{max}	Trabalho específico máximo

Caracteres gregos

λ	Ângulo de posição das pás do rotor
α	Ângulo de ataque
β	Ângulo de montagem das pás do rotor
Δ	Diferença entre duas grandezas
ε	Coefficiente de escorregamento
ε, ω	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta
η	Eficiência total
η_h	Eficiência hidráulica
κ	Constante von Karman
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
μ_t	Viscosidade turbulenta
ν_t	Viscosidade cinemática turbulenta
ρ	Massa específica do fluido
σ	Coefficiente de Thoma
$\vec{\tau}_{ij}$	Tensor das tensões viscosas
τ_w	Tensão de cisalhamento na parede
Φ	Coefficiente de vazão
ω	Velocidade angular
$\dot{\omega}$	Aceleração angular

Sobrescritos

L	Lower
U	Upper
\rightarrow	Vetor
$-$	Valor médio
$'$	Flutuação

Subscritos

<i>11</i>	Índice de grandeza unitária
<i>i</i>	Índice de vetores
<i>In</i>	Índice referente à superfície de entrada do domínio
<i>j</i>	Índice de vetores
<i>k</i>	Índice de vetores
<i>M</i>	Modelo
<i>Out</i>	Índice referente à superfície de saída do domínio
<i>P</i>	Protótipo

Siglas

<i>DFC</i>	Dinâmica dos Fluidos Computacional
<i>VLH</i>	Very Low Head
<i>ULH</i>	Ultra-low Head
<i>SST</i>	Shear Stress Transport
<i>LES</i>	Large Eddy Simulation
<i>URANS</i>	Unsteady Reynolds Average Navier Stokes
<i>CRSA</i>	Controlled Random Search Algorithm
<i>DOE</i>	Design of Experiments, Plano de Experimentos
<i>RBF</i>	Radial Basis Function, Função de Base Radial
<i>NSGA</i>	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm, Algoritmo Genético de Ordenação Não-Dominada
<i>MOSA</i>	Multi Objective Simulated Annealing, Recozimento Simulado Multi Objetivo
<i>SA</i>	Simulated Annealing, Recozimento Simulado
<i>GCI</i>	Grid Convergence Index, Índice de Convergência de Malha
<i>MRF</i>	Multiple Reference Frame
<i>RMS</i>	Root Mean Square
<i>HOT</i>	High Order Terms

Acrônimos

<i>UNIFEI</i>	Universidade Federal de Itajubá
<i>CERPCH</i>	Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas
<i>LHV</i>	Laboratório de Hidrodinâmica Virtual
<i>CAPES</i>	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
<i>FAPEMIG</i>	Fundação de Apoio à Pesquisa de Minas Gerais
<i>IRN</i>	Instituto de Recursos Naturais
<i>IEM</i>	Instituto de Engenharia Mecânica

Capítulo 1.

Introdução

O Brasil é um país que possui uma das mais ricas bacias hidrográficas do mundo. A participação da energia hidráulica dentro da matriz energética nacional ainda é de grande significância. Mesmo em época de condições hidrológicas desfavoráveis, como vem sendo desde o ano de 2013, onde sua participação no ano de 2017 correspondeu a 65,2% da oferta interna (EPE, 2019), com uma considerável queda se comparado com o ano anterior que correspondeu a 68,1% (EPE, 2018). A capacidade instalada de geração elétrica por fontes hídricas no Brasil no ano de 2018 foi de 100.275 MW, com geração de 370.906 GWh (EPE, 2019).

Diante da atual gama de ofertas de geração de energia elétrica, muito tem se preocupado com seus impactos ao meio ambiente. Soluções classificadas como limpas, sejam eólicas e solares fotovoltaicas, consideradas assim devido ao baixo impacto de operação, e bastante utilizadas em microgeração e geração distribuída. No entanto, são fontes que apresentam vida útil menor que as turbinas hidráulicas. Não é difícil encontrar em operação turbinas com mais de 50 anos de funcionamento.

Os sistemas eólicos e fotovoltaicos, são fontes intermitentes de geração de baixa eficiência. Uma turbina eólica (ou aerogerador) possui eficiência que não extrapola o valor de limite de Betz (representado pelo coeficiente máximo de potência) de 0,593. Sistemas solares fotovoltaicos tem vida útil de cerca de 20 e 25 anos e eficiência da ordem de 14 a 21% (PORTAL SOLAR, 2019). Por outro lado, devem-se considerar os altos custos na instalação de plantas fotovoltaicas e eólicas, considerando que as usinas hidroelétricas tem maior concentração de energia de forma garantida e estável.

O desenvolvimento de tecnologias para pequena e micro geração contribui para o fornecimento de energia elétrica descentralizada em comunidades afastadas, especialmente em países em desenvolvimento. Também impacta positivamente na indústria e economia, pelo fato de ser relativamente menos impactante ambientalmente e devido ao aproveitamento dos recursos em grande escala, já terem sido explorados pelas grandes centrais hidrelétricas

(FERRO *et al.*, 2011). Desse modo, visa-se o aproveitamento hidro energético de baixas quedas. É um aproveitamento que ainda apresenta um grande potencial disponível e baixo impacto ambiental (FERRO *et al.*, 2011).

Considerando que a geração de energia elétrica por fontes hidráulicas dentro da matriz nacional seja majoritariamente por usinas convencionais, com o uso de barragens, pode-se afirmar que existe abertura para outras tecnologias de aproveitamento do potencial hidráulico. Dentre estas tecnologias, pode-se citar o aproveitamento do potencial hidráulico de quedas inferiores a 5,0 metros. São aproveitamentos que se dão geralmente em quedas naturais do terreno, sem necessidade de grandes obras civis, criação de barragens e reservatórios. A estrutura básica para a instalação dessas máquinas favorece ao empreendimento em comunidades isoladas e/ou rurais afastadas das linhas de transmissão.

Ao se considerar o que o meio tem a ofertar para a geração descentralizada, no que se refere ao aproveitamento hidroenergético, as baixas quedas de cursos de rios tem sido objeto de estudo. Nestes casos, não se faz necessário a construção de grandes barragens para controle de quedas e vazão, podendo se aproveitar por muitas vezes o desnível natural. Turbinas para esse tipo de aproveitamento são conhecidas como turbinas de quedas ultrabaixas ou quedas muito baixas, atuando em condições abaixo dos parâmetros convencionais. Como não se tem a necessidade do uso de barragens, considera-se que a turbomáquina opera em condições variáveis, portanto, sua rotação é variável, o que se faz necessário o uso de conjunto gerador-conversor de rotação variável assíncrono.

O trabalho apresenta um protótipo de turbina desenvolvido para operar na condição nominal de queda líquida ultrabaixa de 2,5 metros, conforme apresentado por Martin *et al.* (2016). A finalidade deste estudo é descrever uma metodologia de otimização paramétrica desta turbina, com o aumento de seu desempenho baseado na otimização do tubo de sucção. A metodologia de otimização é baseada na integração de técnicas de dinâmica dos fluidos computacional, DFC, com algoritmos estocásticos de otimização.

1.1 Motivação e Justificativa

O presente trabalho é motivado pela busca de novas tecnologias para a geração de energia elétrica por fonte hidráulica com turbinas que operam com quedas ultrabaixas, de forma a particularizar o tipo de máquina. Esta característica permite uma maior liberdade de

investigação, possibilitando a otimização de um produto que se encontra em estágio pré-comercial.

Ressalta-se que se trata de uma tecnologia ainda não consolidada, com poucas soluções disponíveis no mercado, para a faixa de aproveitamento de quedas em torno de ~ 2,5 m. Busca-se através desta estudo, um processo de otimização visando a melhoria da eficiência hidráulica, que por sua vez resultaria num projeto competitivo e de baixo custo.

O baixo custo da turbina é justificado por seu projeto mecânico simplificado, uma vez que é uma máquina que possui componentes hidromecânicos fixos, como o distribuidor e as pás do rotor, eliminando o custo do sistema de regulagem do ângulo de montagem. O tubo de sucção apresenta menor comprimento que o de uma turbina bulbo convencional de eixo horizontal, sem comprometer a eficiência ou valores mínimos aceitáveis do coeficiente de perdas, derivando numa função de redução de custo de material e construção.

Outro fator favorável para a implantação dessa tecnologia é a sua facilidade de instalação, considerando-se uma máquina compacta, e o fato de não comprometer com grandes impactos ao ambiente, sendo uma turbina amigável aos peixes (*fish-friendly turbine*), onde os cuidados aos componentes hidromecânicos, tais como folgas, partes mecânicas sem cantos afiados, entre outros, foram projetados adequadamente, diminuindo as taxas de mutilação, e de variação de pressão durante a passagem do peixe no rotor (AMARAL, 2014).

Cooperar com o desenvolvimento de uma nova tecnologia é sempre algo motivador. Espera-se, portanto, obter um resultado que possa contribuir no progresso das tecnologias de hidrogeração elétrica, permitindo o aproveitamento em locais remotos e propagando a geração elétrica em locais onde as linhas de transmissão não chegam, ou onde existam condições de quedas ultrabaixas propícias para sua instalação, concorrendo diretamente com as fontes eólica e solar fotovoltaica na microgeração e geração descentralizada, principalmente devido ao menor custo de implantação, uma maior eficiência garantida durante sua vida útil, e uma geração segura não intermitente.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Apresentar uma metodologia de otimização paramétrica da geometria preliminar da turbina de queda ultrabaixa considerando apenas o tubo de sucção, procurando obter um

máximo valor referente ao coeficiente de recuperação de pressão, por meio da solução do campo de escoamento em dinâmica dos fluidos computacional (DFC), integrados com algoritmos de otimização estocásticos. Como resultado, espera-se obter uma turbina mais compacta e com maior eficiência hidráulica.

1.2.2 Objetivos específicos

- Otimização do tubo de sucção com difusor interno, por meio da abordagem 2D, com objetivo de maximizar o coeficiente de recuperação de pressão para uma geometria de menor comprimento. Nesta etapa, serão integradas as soluções em DFC com planos de experimento e algoritmos estocásticos de otimização;
- Estender a metodologia de otimização para o campo de escoamento 3D, com o objetivo de validar os resultados da abordagem 2D no escoamento no tubo de sucção, certificando-se que o coeficiente de recuperação de pressão foi maximizado;
- Determinar por análise comparativa os ganhos de eficiência entre a turbina composta pelo tubo de sucção otimizado e a turbina de geometria original;
- Desenvolver o campo de aplicação da turbina otimizada por meio da análise do campo de escoamento 3D.

1.3 Contribuição do Trabalho

O trabalho tem como proposta o desenvolvimento de uma metodologia de otimização paramétrica, baseado na análise de abordagem bidimensional, na obtenção de resultados com menor custo computacional. Com esta metodologia, é possível obter respostas relativamente rápidas de uma geometria otimizada utilizando uma grande quantidade de variáveis de projeto.

Neste documento é descrita a metodologia empregada no projeto de otimização do tubo de sucção, apresentando detalhes do procedimento desenvolvido e aplicado para este fim. Os resultados obtidos são replicados em abordagem tridimensional, obtendo-se uma turbina otimizada.

Com isto, este trabalho oferece como contribuição científica uma metodologia que poderá ser aplicada em outras situações de projeto, onde a abordagem bidimensional possa ser otimizada, reduzindo os custos computacionais. Como contribuição tecnológica e social, este

trabalho oferece uma turbina eficiente e de dimensões compactas no aproveitamento hidroenergético de microgeração, contribuindo para a geração descentralizada, em zonas onde não há interligação com as linhas de transmissão.

1.4 Organização do Trabalho

No *Capítulo 1 – Introdução*, é apresentada uma contextualização do uso das turbinas de aproveitamentos de quedas ultrabaixas, com foco principalmente na geração descentralizada no cenário nacional. De maneira introdutória, a turbina de queda ultrabaixa estudada neste trabalho é apresentada, com foco na sua construção e características. São discutidos ainda a motivação e justificativas para o empenho no tema abordado, o objetivo geral e os objetivos específicos, as contribuições deste trabalho, e a estrutura do trabalho.

No *Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica*, é apresentado uma breve descrição de trabalhos e estudos realizados sobre turbinas tipo bulbo com características de quedas ultrabaixas, metodologias de análise com base na fluidodinâmica computacional em turbinas tipo bulbo para as análises de escoamento e desempenho, como também metodologias de otimização aplicadas a estas turbinas. No mesmo capítulo são ainda apresentados um breve Estado da Arte em relação as características operacionais de turbinas aplicadas ao aproveitamento em quedas ultrabaixas e a turbina de queda ultrabaixa deste trabalho.

No *Capítulo 3 – Métodos de Otimização*, é descrita a base teórica dos métodos de otimização aplicados no processo de otimização da turbina, mais especificamente no tubo de sucção. Com isso, são apresentadas as variáveis de projeto, o conceito de plano de experimentos aleatório na obtenção dos limites laterais das variáveis de projeto e o método de otimização estocástico de recozimento simulado aplicado na maximização da função objetivo.

No *Capítulo 4 – Fundamentação Teórica da Análise Numérica de Escoamento na Turbina de Queda Ultrabaixa*, são apresentadas as abordagens adotadas como metodologias aplicadas na análise do comportamento e desempenho da turbina com base em DFC. Neste capítulo são apresentadas as equações governantes, a discretização de malha, modelo de turbulência, condições de contorno e os parâmetros correspondentes à solução numérica.

No *Capítulo 5 – Resultados e Discussão*, são apresentados os resultados obtidos com a geometria otimizada em abordagem 2D. Seus resultados são primeiramente comparados com demais geometrias preliminares do tubo de sucção, objetivando um maior coeficiente de recuperação de pressão C_p . Para validar o resultado da metodologia aplicada na otimização,

uma análise DFC é realizada para respectivas geometrias em abordagem 3D do tubo de sucção. Por fim, uma terceira análise DFC é realizada considerando-se a turbina inteira, objetivando analisar o ganho de eficiência e desempenho da turbina otimizada, podendo definir o campo de aplicação da turbina e suas curvas características.

Em *Capítulo 6 – Conclusões e Sugestões*, são discutidos os resultados obtidos neste trabalho, concluindo-se os objetivos previstos, relevando as contribuições científicas obtidas, e apresentando sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2.

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo apresenta-se uma breve revisão bibliográfica abordando trabalhos e estudos realizados sobre turbinas tipo Bulbo com características de quedas ultrabaixas, metodologias de análise com base na Dinâmica dos Fluidos Computacional em turbinas tipo bulbo para as análises locais de escoamento e desempenho, como também metodologias de otimização aplicadas a estas turbinas. No mesmo capítulo é ainda apresentado um breve Estado da Arte em relação as características operacionais de turbinas aplicadas ao aproveitamento em quedas ultrabaixas.

2.1 Turbinas de Bulbo de Quedas Baixas e Ultrabaixas

2.1.1 Projeto de turbinas

As turbinas axiais projetadas para uso em quedas muito baixas demonstraram ser opções tecnológicas válidas para geração descentralizada de eletricidade com baixo impacto ambiental. As turbinas do tipo bulbo são turbinas axiais adequadas para operação em condições de quedas mais baixas, como as quedas ultrabaixas - que são por definição alturas de quedas com menos de 5 metros – e têm sido objeto de muitos estudos, conforme Fraser *et al.* (2007) e Alexander *et al.* (2009), uma vez que a implementação de pequenas e grandes usinas hidrelétricas foi recebida com crescente oposição de organizações ambientais. Não é necessário submeter-se a grandes obras civis, construir grandes represas ou usinas de força para instalar uma turbina de queda ultrabaixa. Isso permite que as turbinas sejam instaladas em rios ao longo de seu fluxo natural. Alguns estudos descrevem o uso de turbinas hidrocínéticas em canais de irrigação (USAMA *et al.*, 2015; GUNAWAN *et al.*, 2015), mas turbinas de queda ultrabaixa também podem ser instaladas em regiões com declives abaixo de 5 metros, próximo a pequenas fazendas ou regiões onde as linhas de transmissão não alcançam, garantindo maior eficiência . A grande vantagem de uma turbina de queda ultrabaixa é que ela utiliza a energia potencial em rios com

pequenas quedas de água, trechos com declives adequados ou em locais onde não há espaço suficiente para a construção de grandes reservatórios. Além disso, turbinas de queda ultrabaixa fazem uso energético de vazões ambientais em trechos de fluxo reduzido de usinas hidrelétricas ou entradas de barragens.

No trabalho de Fraser *et al.* (2007), são descritos testes realizados em um projeto de turbina do modelo *Very Low Head* (VLH) desenvolvido com cooperação internacional franco-canadense. A turbina VLH foi projetada para ser usada em locais com quedas muito baixas - variando entre 1,4 e 3,2 m. Os resultados mostram que os modelos de turbinas VLH atingiram um nível máximo de eficiência de 86% variando a vazão unitária Q_{11} entre 0,4 m³/s a 0,8 m³/s. Os autores enfatizam que essas novas abordagens e tecnologias reduzem significativamente os custos civis e equilibram os custos gerais do projeto, abrindo caminho para o desenvolvimento de turbinas hidrelétricas de queda ultrabaixa. Maiores detalhes desta tecnologia é apresentado no item 2.3. Estado da arte: soluções comerciais de turbinas de quedas ultrabaixas.

Em Alexander *et al.* (2009), são descritas quatro turbinas tipo hélice para micro geração de velocidade específica diferentes operando em faixas de queda entre 4,0 e 9,0 m. Segundo os autores, os resultados dos testes mostraram níveis de eficiência acima de 68% para todos os modelos de teste, mesmo que as lâminas fossem planas, simplificando ainda mais a fabricação.

Demais trabalhos envolvendo estudos de desenvolvimento de projetos e análises de turbinas axiais, com maior destaque para modelos bulbo são também de interesse no desenvolvimento do presente trabalho. Como exemplo. os trabalhos de Cook *et al.* (2000) e Hecker & Cook (2005) apresentam o conceito e o desenvolvimento de uma turbina de escoamento axial desenvolvida para a preservação da vida dos peixes que passam pelo rotor, evitando a mutilação ou morte devido à pressão nas pás. A turbina hidráulica de tipo hélice foi desenvolvida, projetada, construída para uma escala piloto de 1:3,25 e testada. Os testes resultaram que o protótipo da turbina em escala real teria uma eficiência de cerca de 90%. Os testes com peixes indicaram que a principal lesão observada foram hematomas, o que sugeriu que o principal mecanismo de mortalidade imediata de peixes era pelo golpe através dos bordos de ataque das pás principais. Os estudos de DFC indicaram que as melhorias de geometria para a turbina e o rotor são possíveis para aumentar a sobrevivência de peixes e eficiência da conversão de energia.

Em Ferro *et al.* (2011), o autor propõe uma metodologia de projeto das pás de um rotor de uma mini turbina de baixo custo, utilizando abordagem de análise de fluxo contínuo. Essa metodologia é combinada com o método simplificado de curvatura (DENTON, 1978 *apud*

FERRO *et al.*, 2011) para a solução do escoamento meridional e um método de painel (HESS & SMITH, 1967 apud FERRO *et al.*, 2011) para o escoamento *blade-to-blade*. As curvas de desempenho foram obtidas através de análise fluidodinâmica computacional utilizando o software Fluent®, variando a inclinação λ das pás do rotor entre 60 e 85 graus, e com a rotação do rotor variando entre 1138 e 2561 rpm, correspondendo ao número de Reynolds entre $2,0 \times 10^6$ e $4,4 \times 10^6$. A máxima eficiência obtida foi de 87,7% para ângulo de inclinação das pás do rotor $\lambda = 74,9^\circ$ e coeficiente adimensional de vazão $\Phi = 0,117$.

Em Zhu *et al.* (2012), os autores relatam o desenvolvimento de um protótipo de uma turbina tipo bulbo com rotação específica de $n_q = 223,1$ [min^{-1}], o ensaio de seu modelo em laboratório e a análise computacional com ferramenta DFC para estudo do campo de escoamento interno. A análise em DFC, utilizando o software comercial ANSYS CFX 10.0®, foi realizada considerando-a em regime transiente. Segundo os autores, “*a simulação de fluxo instável tridimensional ainda é necessária para resolver o fenômeno de fluxo transitório, como a separação do escoamento, a rotação e a interação rotor-estator, etc., embora a simulação estável já possa prever com precisão as características hidráulicas próximas ao ponto de operação nominal*”. Os testes com o modelo em banco de ensaios foram realizados visando resultados de energia, cavitação e variação da pressão, sob condições de número de Reynolds $Re \geq 2,5 \times 10^6$, conforme norma IEC 60193. Para os testes, o ângulo de posição das pás foi variado em seis posições entre 10° e 35° . A simulação numérica transiente tridimensional foi conduzida sob o modelo de turbulência RNG k- ϵ e critério de convergência residual de 10^{-4} . Como resultado, a eficiência da turbina atingiu o valor de $\eta = 91,7\%$ para o modelo testado, e 92,08% calculado via DFC, na condição do ponto ótimo de operação com $n_{11} = 165,54$ rpm, $Q_{11} = 1,93$ m³/s, posição da pá com ângulo $\Phi = 25^\circ$ e abertura do distribuidor em $\alpha = 60^\circ$.

O trabalho de Loiseau *et al.* (2012) apresenta o desenvolvimento de um protótipo de turbina tipo bulbo com rotor de quatro pás para operar na usina de Xia Jiang (China), com queda líquida média de 8,6 metros. A turbina-protótipo desenvolvida pela *Alstom Power Hydro* possui rotor com diâmetro de 7,8 metros e rotação de 71,4 rpm. A capacidade da usina é de 200 MW gerados por cinco unidades de 40 MW. A metodologia aplicada no desenvolvimento do rotor do protótipo bulbo se baseou no estudo do comportamento da turbina e no projeto hidráulico dos componentes hidromecânicos por análise DFC. O desenvolvimento foi focado no nível de desempenho em quedas muito baixas e altas vazões.

No artigo publicado por Huparikar & Naik (2015), os autores descrevem o desenvolvimento de um protótipo de turbina axial para aproveitamento de quedas líquidas entre

1,4 e 3,0 m. A turbina em questão é prevista para seu protótipo ser utilizado em uma microcentral hidrelétrica em rios de Western Maharashtra, Índia. Os autores reforçam a importância no desenvolvimento de tecnologias para o aproveitamento de quedas mais baixas e implantação de mini e micro centrais hidrelétricas. A justificativa se encontra nos fatos de crescente oposição dos órgãos ambientais à construção de barragens e de habitantes das regiões de possíveis alagamentos para o represamento.

Em Del Río (2018), foi desenvolvida uma metodologia para projetar o rotor de uma turbina amigável aos peixes. O autor usou um script Tcl/Tk para parametrizar diferentes geometrias usando o software comercial ANSYS Icem CFD®. Sendo que a turbina opera em um eixo vertical, o modelo computacional utilizou um tubo de sucção da turbina Francis GAMM (ARISPE, 2018).

2.1.2 Projeto de tubo de sucção

O tubo de sucção é um componente das turbinas que possui papel essencial na garantia de ganho de eficiência hidráulica. Conceitualmente, o tubo de sucção recupera parte da energia cinética dissipada após a passagem do fluido no rotor, a qual seria desperdiçada através da passagem do fluxo pela região de expansão do tubo de sucção, diminuindo a velocidade do fluxo, enquanto aumenta a pressão antes da descarga no canal de fuga (WADIBHASME *et al.*, 2016), assim como ter função construtiva determinando a instalação da turbina acima ou abaixo do nível a jusante, para evitar os riscos de cavitação (ABBAS & KUMAR, 2017).

Em seu trabalho, Coelho & Brasil Júnior (2006) propõem um novo projeto de tubo de sucção para turbinas tipo bulbo. No referido projeto, uma nova geometria para o tubo de sucção é sugerida, mantendo-se a razão de área de forma a permitir uma grande redução no comprimento e mantendo-se o mesmo rendimento de um tubo de sucção convencional. Como metodologia para o trabalho, utilizou-se de simulações numéricas através do programa ANSYS CFX-10®, e o modelo de turbulência SST. O uso de ferramenta DFC teve como finalidade identificar o descolamento da camada limite próximo à parede e recirculações na parte central. A validação do trabalho foi realizada a partir da simulação do tubo de sucção convencional e do tubo com a nova geometria proposta.

Em Arispe *et al.* (2018) foi utilizado DFC para parametrizar e analisar as características de desempenho de um tubo de sucção baseado no modelo de turbina Francis GAMM. Os autores desenvolveram quatro diferentes geometrias de tubos de sucção usando a combinação

de três tipos de curvas de cotovelo. O estudo DFC foi realizado utilizando o software comercial ANSYS CFX®, com um modelo de turbulência k- ω SST.

2.1.3 Análise DFC

Muitos estudos de DFC sobre turbinas são desenvolvidos para otimizar a geometria da máquina para melhorar sua eficiência, aumentar o campo operacional e diminuir custos, simplificando sua geometria e suas características construtivas, além de testar suas configurações em condições diferentes ou irregulares. Botan *et al.* (2014) apresentam um estudo comparativo sobre análises experimentais e DFC para uma turbina tipo bulbo operando em ciclo de duplo efeito em usinas de energia maremotriz. O modelo possui dois domínios estacionários, sendo um na região de entrada (sem sistema diretor) e o outro na região de saída, e um domínio rotativo representado pelo rotor de seis pás. Tanto Zhu *et al.* (2012), citado na seção anterior, quanto Botan *et al.* (2015) não aplicaram o modelo SST, mas utilizaram o modelo k- ϵ Standard como modelo de turbulência, e os resultados do estudo (2014) mostraram que a análise experimental e DFC convergiu.

Ibarra (2015) apresenta um projeto otimizado para um rotor de turbina hidrocínética baseado em DFC. O autor utilizou a teoria de turbo-máquinas e conceitos de projeto como teoria de grade linear, teoria de asa de sustentação e equilíbrio radial, que resultaram em uma nova geometria da turbina, com melhores características de desempenho.

Em Vu *et al.* (2014), os autores detalham um estudo do comportamento do escoamento de uma turbina bulbo apresentando análise estacionária e não-estacionária (transiente) por DFC e comparam com resultados obtidos experimentalmente no projeto denominado BulbT. Um modelo escalar da turbina foi instalado no banco de ensaios do LAMH (*Laboratoire de Machines Hydrauliques*) da Universidade de Laval em Quebec, Canadá. A análise realizada no estado permanente foi realizada para prever a curva de eficiência da turbina. Os cálculos por análise transiente foram realizados apenas nos pontos de melhor eficiência. O rotor de quatro pás apresentou ângulo de inclinação nominal de 30,20°, no entanto as quatro pás apresentam inclinação de 30,260°, 30,180°, 30,175° e 30,170° respectivamente. A variação máxima entre as pás é de 0,38%, 0,20%, 0,24% e 0,29% respectivamente, em relação ao diâmetro de referência D_e da turbina, e com valores de variação na geometria acima de $\pm 10\% D_e$, conforme permitido pela norma IEC. Ainda quanto à geometria, foram avaliados dois exemplos, sendo um considerando filamento raiado (*fillet*) na região da base da pá no cubo, e outro sem raio.

Também se averiguou a relação do espaçamento do vão entre o topo da pá e carcaça da turbina (*tip gap size*). O modelo em DFC possui malha gerada de modo a operar com modelo de turbulência $k-\varepsilon$, o qual requer um y^+ com valor variando de 30 a 100 para o primeiro nó próximo à parede sólida. Para a análise em regime permanente, foram aplicadas discretizações do tipo segunda-ordem com *pseudo-time step* constante. Para as conexões de interfaces entre os domínios “*intake*” e “*guide vane*” foi utilizado o GGI (*General Grid Interface*). Para a conexão entre faces rotativas e não-rotativas, foi utilizado *Mixing Plane* como “*stage-type*”. As simulações foram rodadas para n_{11} de 170, e a performance da turbina foi avaliada pela variação da abertura do distribuidor com ângulos entre 55° e 69° . As análises realizadas concluíram que não houve diferença de resultados quanto às geometrias com e sem filamento na base das pás no cubo. No entanto, demonstrou que o maior vão entre o topo da pá e a carcaça (*tip gap size*) diminui a parada de carga (*power break*) e aumenta a eficiência no ponto de carga máxima.

O trabalho realizado por Prasad *et al.* (2009) apresenta a análise comparativa dos resultados experimental e numérico para uma turbina axial ensaiada em três regimes diferentes, a fim de se concluir um melhor regime de operação da turbina. A turbina possui pré-distribuidor com 12 pás fixas, distribuidor com 24 pás ajustáveis e rotor com 4 pás. Os ensaios experimentais apresentaram resultados de 90,86%, 92,06% e 91,59% de eficiência para abertura do distribuidor em 50° , 40° e 35° , respectivamente. O modelo numérico foi realizado utilizando o software ANSYS CFX10.0®, utilizando $k-\omega$ SST como modelo de turbulência, e validado com os resultados experimentais, sendo dividido em quatro domínios, sendo estes: Pré-distribuidor, Distribuidor, Rotor e Tubo de sucção. Dos quatro domínios, apenas o Tubo de Sucção foi desenvolvido inteiro sem periodicidade, por não possuir simetria. As malhas tetraédricas para todos os domínios foram geradas utilizando o software ANSYS Icem CFD®, com y^+ variando entre 24 e 186. Os resultados apresentaram pequena variação nas eficiências entre as análises experimental e numérica. Os autores justificam essa diferença como “erros na discretização das equações governantes e domínios de escoamento; perdas desconsideradas e por não considerar a montagem completa dos domínios com periodicidades”. Uma observação relatada pelos autores quanto à eficiência é de que esta é diretamente influenciada principalmente pelo rotor e pelo tubo de sucção.

A previsão de perdas no tubo de sucção de uma turbina Bulbo operando em diferentes condições de operação é discutido em Wilhelm *et al.* (2016). A análise em DFC é realizada em regime não-permanente, utilizando modelos de turbulência URANS (*Unsteady RANS*) e LES (*Large Eddy Simulation*). Esta análise teve dois objetivos, sendo o primeiro de avaliar a

confiabilidade das abordagens numéricas e o segundo de compreender melhor a origem das perdas de carga no tubo de sucção. O trabalho permitiu determinar a localização da geração das perdas na altura de queda da turbina. Sendo assim, pôde-se observar que de acordo com o balanço de energia no tubo de sucção, as perdas de carga ocorrem principalmente na corda de vórtice e próximo à parede, devido à produção turbulenta.

Outros trabalhos que apresentam metodologia aplicada de predição do comportamento fluidodinâmico em turbinas, pode-se citar Guénette *et al.* (2012), onde a análise de campo de aplicação e curvas de colina de uma turbina bulbo é gerada através da análise numérica RANS aplicada, e Enomoto *et al.* (2016), com estudo aplicado em modelos de turbulência através de modelagem DFC de uma turbina bulbo.

2.2 Métodos de Otimização de Turbinas Utilizando Ferramentas DFC

Técnicas de otimização de turbomáquinas utilizando a integração de processos e algoritmos de otimização com a fluidodinâmica computacional vêm sendo bastante empregadas tanto na indústria quanto no meio acadêmico. Estas técnicas buscam um maior ganho de eficiência e desempenho nas variações geométricas construtivas da turbomáquina, visando a maximização ou minimização da função-objetivo de interesse. Yang *et al.* (2010) aplicam o uso de DOE e metodologia de superfície de resposta (RSM) na parametrização da geometria das pás de uma turbina bulbo através da alteração do ângulo do raio dos pontos de posição para a geração da curva *spline*. Sendo assim, a variação da curva *spline* de Bezier é adotada por poder manter a superfície da pá lisa sem qualquer outra ferramenta matemática, simplificando assim o processo de otimização. Após especificada a variação, são determinados os coeficientes de peso de diferentes pontos de controle. O modelo computacional foi verificado utilizando como modelo de turbulência o $k-\omega$ SST. O termo de convecção foi o *Second-order upwind*, e o termo de difusão foi o *Second-order center*. O método de acoplamento de pressão e velocidade foi o SIMPLE. Como condição de contorno na entrada, foi especificada como pressão total, de acordo com a altura de queda, e como pressão estática nas condições de saída.

Camacho & Peres (2010) apresentam uma metodologia de otimização paramétrica aplicada em um rotor de uma turbina axial. O estudo consiste na análise do comportamento do escoamento com a variação geométrica no ângulo de ataque das pás, de modo a obter melhor eficiência da turbina. A metodologia é aplicada na parametrização da geometria e malha

utilizando roteiros em linguagem Tcl/Tk através do software comercial modeFRONTIER®, interpretados pelo software ANSYS Icem CFD® e análise numérica do escoamento através do software comercial ANSYS Fluent®. Para o problema numérico, foi estudado o rotor apenas, independente do distribuidor e do tubo de sucção. Sendo assim, foi apropriado usar o modelo SRF (*Single Rotating Frame*), vindo a reduzir o custo computacional. O modelo de turbulência utilizado foi o k- ϵ (k-épsilon), devido sua robustez, economia e razoável precisão para um grande range de escoamentos turbulentos. As condições de contorno empregadas foram a vazão mássica e o vetor de velocidade relativa na direção do escoamento na entrada e a condição *Outflow* na saída. A eficiência obtida nas condições estudadas foi de 84,01%. A otimização proposta utilizando o processo de integração modeFRONTIER® é aplicada na variação do ângulo de posição β da pá, visando a maximização global das propriedades hidrodinâmicas. Com o algoritmo de otimização utilizado, *Fast Simplex*, foi obtida a máxima eficiência global de 88%.

Silva *et al.* (2010) e Silva (2011) descrevem técnicas de acoplamento de algoritmos de otimização com a geração de modelos de superfície de resposta utilizando funções de base radial aplicadas para o caso de grades representativas e para um rotor de turbomáquina axial. A metodologia aplicada tem como base a construção de funções de base radial acopladas com algoritmos de otimização para construção dos metamodelos. Para o processo de otimização são utilizados algoritmos de busca aleatória controlada (CRSA, *Controlled Random Search Algorithm*). A análise da grade turbina axial é realizada bi e tri dimensional, de modo a integrar de uma estratégia de otimização global com restrições. Esta metodologia permite de forma rápida e eficiente alcançar uma solução ótima do projeto da grade linear ou do rotor. Demais trabalhos que utilizam da integração de métodos de otimização com ferramentas DFC na otimização de perfis aerodinâmicos, através de grades de lineares no plano meridional, podem ser citados Sousa (2008) e Castilho (2013). Em ambos trabalhos a solução do problema de otimização foi realizada com o uso de algoritmo de busca aleatória controlada - CRSA. As metodologias empregadas em ambos trabalhos apresentam custo computacional aceitável e de respostas confiáveis no projeto de máquinas de fluxo.

Para a otimização de uma turbina axial de quedas muito baixas, Muis *et al.* (2015) propõem duas metodologias, sendo a primeira o estudo e modificação do perfil da pá e a segunda metodologia o estudo baseado na grade de pás da turbina. Na primeira metodologia, o método de otimização é realizado utilizando como ferramenta o software XFOIL® controlado via MATLAB®. O método visa obter o raio ótimo entre as forças de sustentação e arrasto sobre

uma faixa de variação de ângulos de ataque α . Na segunda metodologia, visa-se obter critérios ótimos da grade. Estes critérios são: ângulos ótimos de entrada e saída de escoamento nas pás, condições livres de choques e critério de pressão de sucção mínima. Para a obtenção destes critérios é utilizado um código através do software MATLAB®. As turbinas obtidas utilizando as metodologias aplicadas foram analisadas via DFC através do software ANSYS Fluent®, tendo como modelo de turbulência o k- ω SST. Como resultado, a turbina baseada na primeira metodologia atingiu eficiência de 91,36%, enquanto a turbina baseada na segunda metodologia obteve 91,27%, ambas sob as mesmas condições de contorno e operação.

Muratoglu e Yuce (2017) introduziram um estudo usando a otimização de DFC para uma turbina hidrocínética fluvial regulada por velocidade e estol. O estudo de otimização para as pás e rotor foi realizado utilizando métodos de algoritmos genéticos, e foi simulado usando um modelo de turbulência SST via software comercial. A corda das pás, a torção da pá e a variação de espessura ao longo da corda (distribuição da espessura), foram tomadas como variáveis de otimização, os autores usaram a velocidade de entrada e a pressão de saída como as condições de contorno de entrada e saída respectivamente. Embora este estudo tenha sido desenvolvido para simular e otimizar a operação de uma turbina hidrocínética, os procedimentos adotados por Muratoglu e Yuce (2017) foram úteis para o desenvolvimento deste estudo em relação às turbinas hidráulicas de queda ultrabaixa.

Muitos estudos de aumento de eficiência de turbina por processo de otimização são realizados tendo como foco o tubo de sucção. Estes estudos de otimização são realizados quase que em sua totalidade utilizando-se ferramentas computacionais de fluidodinâmica. Rudolf (2006) e Movarec *et al.* (2015) apresentam metodologias de otimização da geometria do difusor de um tubo de sucção para turbina bulbo. As metodologias de otimização aplicadas são Nelder-Mead - utilizando como abordagens linear por partes e curva de Bezier de primeira, segunda e terceira ordem - e utilizando a ferramenta de otimização *Adjoint Solver*, presente no programa Fluent®. Como função objetivo, foi considerado a maximização do coeficiente de recuperação de pressão C_p , e o método que atingiu o melhor objetivo foi Nelder-Mead com curva de Bezier de terceira ordem.

O trabalho de Straatman *et al.* (2017) apresenta a otimização de um tubo de sucção para uma turbina Kaplan “S” baseado na sua geometria construtiva, buscando otimizar os custos e tempo de fabricação deste componente. Para isso, foram considerados dois projetos distintos A e B, onde o projeto B possui geometria mais simples que o projeto A, requerendo menos recursos de fabricação. A análise DFC foi realizada para os casos em regime permanente e no

ponto de operação nominal de cada projeto. Dentre as análises, foi feito um intercâmbio entre os tubos de sucção dos projetos A e B, onde se concluiu uma ligeira melhora em ambos os casos. No mesmo trabalho foi sugerido uma nova geometria, o projeto C, onde é reduzido o número de virolas do tubo de sucção do projeto B. Como resultado, a análise apresentou rendimento semelhante ao do projeto B original, o que se conclui um projeto de fabricação mais barata com mesma eficiência.

Um método de otimização multi-objetivo para melhorar o desempenho de tubos de sucção em turbinas hidráulicas é apresentado por Mun *et al.* (2017), onde são combinados o plano de experimento (DOE), funções de base radial (RBF) e algoritmo genético de ordenação não-dominada (NSGA-II) com modelagem por DFC. As funções-objetivo empregadas no processo correspondem à maximização do coeficiente de recuperação de pressão e a minimização do fator de perda de energia. Seguindo esta mesma premissa, Espinosa (2016) apresenta um projeto de turbinas radiais operando no ciclo Rankine, para isso utiliza de integração de técnicas de DFC, construção de superfícies de resposta mediante o uso de funções de base radial e Algoritmos Genéticos (NSGA-II).

2.3 Estado da Arte: Soluções Comerciais de Turbinas de Quedas Ultrabaixas

Turbinas voltadas a aproveitamentos de quedas ultrabaixas, ou seja, abaixo das alturas de quedas comumente aproveitadas por turbinas axiais, ainda se encontram em desenvolvimento, contando com poucas opções disponíveis em mercado. São máquinas de potências baixas e aplicadas em micro geração. Serão apresentadas neste item algumas poucas opções de turbina de quedas ultrabaixas que já se encontram em fase de comercialização, ou com protótipo implantado.

2.3.1 Voith StreamDiver®

A Voith GmbH & Co. KGaA é uma empresa mundial com sede na Alemanha, dividida pelas frentes tecnológicas Voith Hydro, Voith Industrial Services, Voith Paper e Voith Turbo. A divisão Hydro vem há mais de 140 anos fabricando componentes para a indústria de geração de energia hidrelétrica, mantendo-se como um dos líderes mundiais no setor.

A Voith se mantém entre as precursoras no desenvolvimento de turbinas amigáveis aos peixes para pequenas centrais hidrelétricas. Entre seus produtos encontra-se, por exemplo, a turbina Alden, apresentada pela primeira vez em 2011. Com esse produto, o índice de sobrevivência de peixes que passaram pelo rotor ficou entre 98% e 100%, graças à baixa velocidade da turbina e ao número reduzido de pás do rotor (apenas três).

Dentre os produtos desenvolvidos para a geração com aproveitamento de quedas baixas encontra-se a StreamDiver®. A StreamDiver® é um grupo gerador que pode ser utilizado diretamente nos locais de aplicação: açudes de rios, represas ou eclusas com quedas de até 10 metros. Acoplada ao seu gerador, esta turbina praticamente dispensa manutenção e pode ser facilmente integrada a usinas existentes. A Voith oferece o grupo StreamDiver® em cinco tamanhos padronizados e potências de até 800 kW por unidade.

Entre as vantagens do uso da StreamDiver®, a empresa destaca:

- Solução particularmente econômica devido ao mínimo de operação;
- Ideal para baixas quedas;
- Integração fácil em sistemas de vertedores existentes ou estruturas transversais;
- Ecologicamente vantajoso devido a rolamentos lubrificados com água e, portanto, operação livre de óleo e graxa;
- Requisitos estruturais baixos e aplicabilidade universal.

A StreamDiver® opera com faixas de vazão para uma única unidade entre 2 e 12 [m³/s], o qual é limitado de acordo com o diâmetro do rotor, e com quedas entre 2 a 8 metros, configurando no aproveitamento de quedas muito baixas, mas em certos casos, os módulos de *design* padronizados podem ser projetados para quedas mais altas de até 10 metros. A estrutura civil deve permitir a submersão mínima da máquina para operação livre de cavitação.

A Figura 2.1.a apresenta o arranjo da turbina StreamDiver®, enquanto a Figura 2.1.b apresenta um desenho em corte da turbina com destaque aos seus componentes. A Figura 2.2 apresenta o diagrama de aplicação da StreamDiver® para os cinco modelos padronizados (*SD 7.90*, *SD 8.95*, *SD 10.15*, *SD 11.55* e *SD 13.10*). Por fim, a Figura 2.3 apresenta as típicas instalações do StreamDiver®.

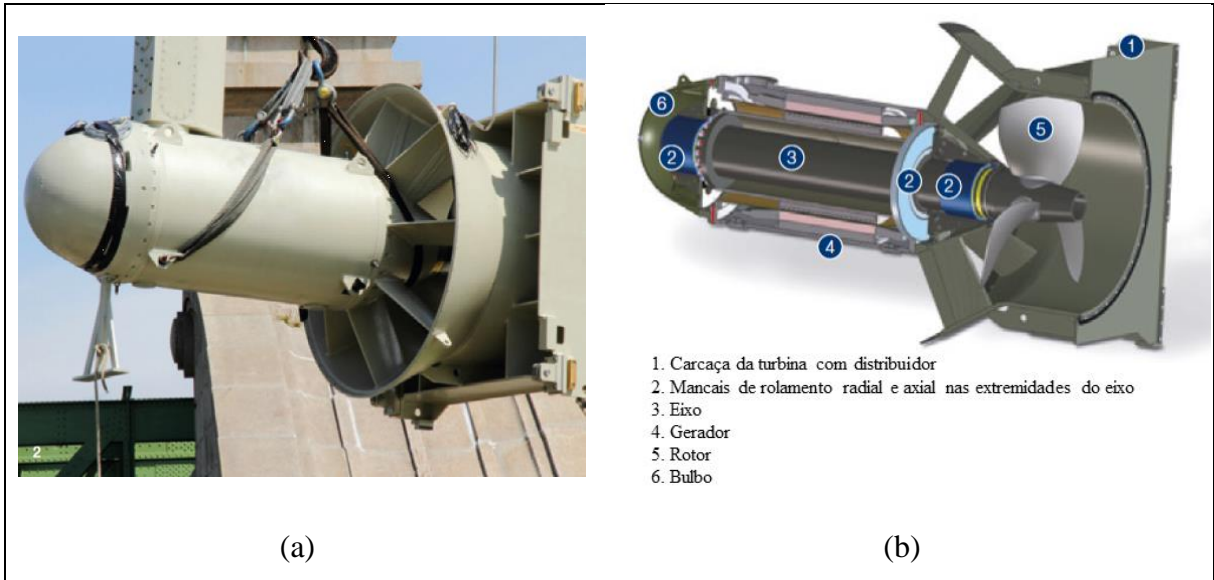


Figura 2.1. Arranjo da turbina StreamDiver®.

Fonte: Voith Hydro [a], (s/d).

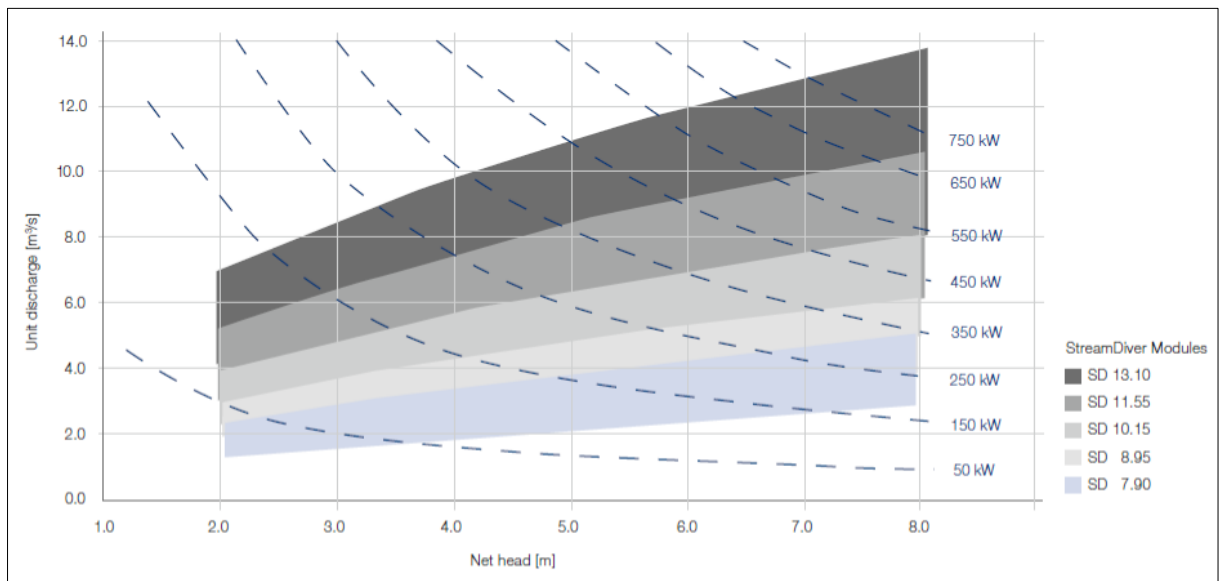


Figura 2.2. Diagrama de aplicação da StreamDiver® para os cinco modelos padronizados.

Fonte: Voith Hydro [a], (s/d).



Figura 2.3. Típicos projetos de uso do StreamDiver.

Fonte: Voith Hydro [b], (s/d).

2.3.2 Nautilus Ultra-low Head Turbines

A Nautilus LLC é uma empresa norte-americana especializada em pequenas turbinas de aproveitamentos de quedas ultrabaixas até quedas médias. A fabricação direcionada à micro geração teve início no final da década de 1970, fornecendo pequenas turbinas para geração em comunidades Amish e Menonitas no leste da Pensilvânia.

As turbinas de quedas ultrabaixas desenvolvidas pela Nautilus são projetadas para operar em canais abertos, instalada com seu eixo em posição vertical. Essa configuração permite sua montagem acima do nível de enchente, para facilitar o acesso à máquina e favorecer na manutenção (Figura 2.4).

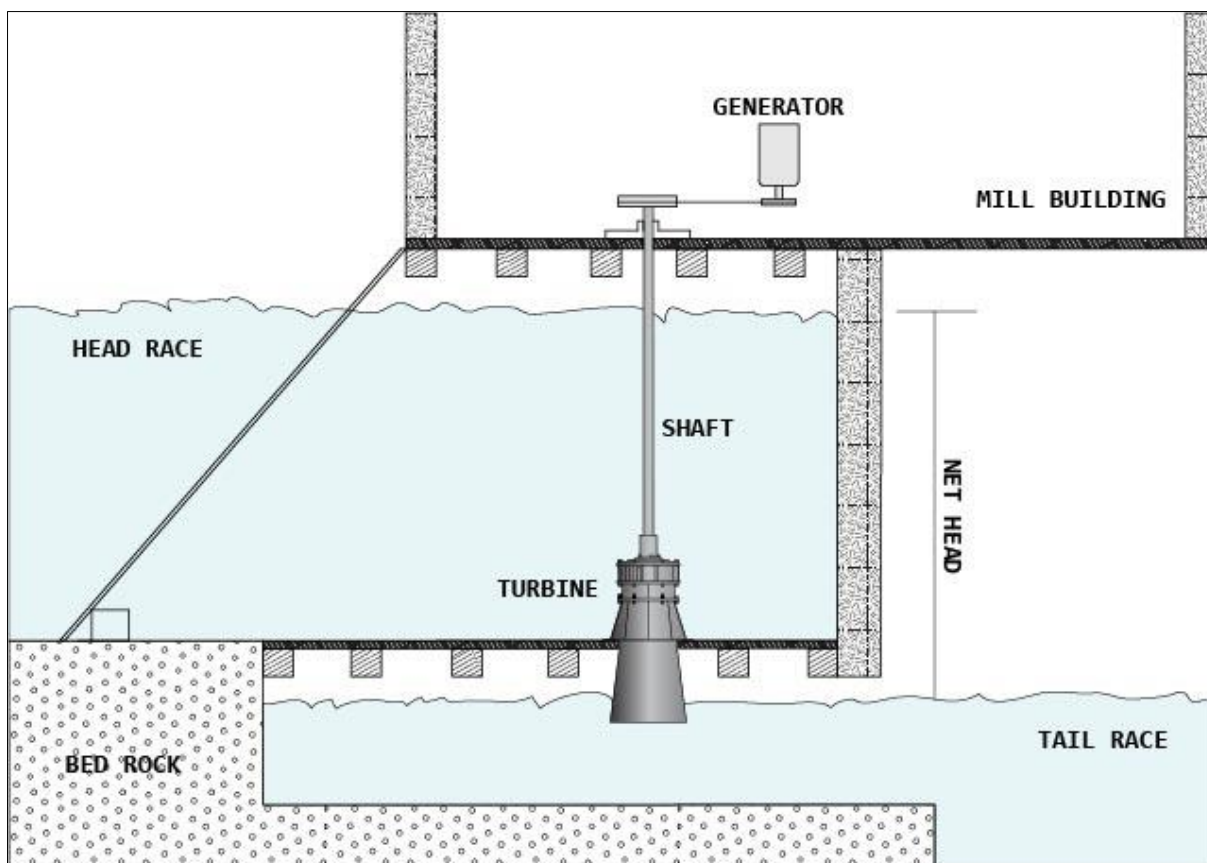


Figura 2.4. Esquema de instalação da turbina para quedas ultra-baixas da Nautilus.

Fonte: Nautilus, 2018.

As turbinas para quedas ultra-baixas da Nautilus possuem rotor tipo Francis, e são disponibilizadas comercialmente em três modelos, conforme as condições disponíveis de aproveitamento. Esses projetos são fornecidos em configurações reguladas e não regulamentadas e são especificamente projetados para ser instalados em canais abertos com quedas entre 1,0 e 3,7 m, e potência de até 3,0 kW. Os modelos *660-ULH*, *T-ULH* e *CMC-ULH* são apresentados na Figura 2.5 e seus dados de operação na Tabela 2.1.



Figura 2.5. Turbinas de queda ultraabaixa Nautilus

(a) 660-ULH; (b) T-ULH e (c) CMC-ULH.

Fonte: Nautilus, 2018.

Tabela 2.1. Dados construtivos e de operação das turbinas de queda ultraabaixa Nautilus.

Fonte: Nautilus, 2018.

Modelo	Regulação	Tipo de rotor	Faixa de queda [m]	Faixa de vazão [m ³ /s]	Faixa de potência [kW]
660-ULH	Cylinder gate	Francis	1,2 – 3,7	0,03 – 0,059	0,3 – 1,2
T-ULH	Cylinder gate	Francis	1,0 – 3,7	0,08 – 0,146	0,5 – 3,3
CMC-ULH	Register gate	Francis	1,2 – 3,7	0,033 – 0,057	0,29 – 1,5

2.3.3 VLH Turbine

Desenvolvida pela empresa MJ2 Technologies, parte de uma *holding* representada pelo grupo Sorgent, e com sede na Itália, a turbina patenteada VLH foi projetada para a geração elétrica aproveitando quedas entre 1,5 e 3,4 m, e até 4,5 m para projetos especiais. São turbinas

de grande diâmetro, sendo apresentados em cinco diferentes dimensões: 3,15, 3,55, 4,00, 4,50 e 5,00 metros. As faixas de vazão operadas variam de 10 a 27 m³/s e potências entre 100 e 500 kW.

De acordo com seus desenvolvedores, a turbina VLH incorpora as seguintes funções:

- Turbina Kaplan padronizada com 8 pás ajustáveis de acordo com o nível a montante e com o escoamento.
- Estrutura autoportante, permitindo montagem completa da fábrica e montagem ou desmontagem muito rápidas.
- Gerador de ímã permanente de velocidade variável com *direct-drive* lento.
- O VLH para o funcionamento com o fechamento das pás. As instalações da VLH não exigem comportas a montante para parar a unidade.
- Distribuidor utilizado como grade de proteção.
- Conversor eletrônico de frequência de saída total.
- Equipamentos de controle eletrônico integrados que gerenciam o gerador e os equipamentos eletrônicos de potência.
- Dispositivo de movimentação que permite retirar a unidade da água para manutenção.



Figura 2.6. Instalação da VLH

(a) VLH em posição submersa de operação; (b) VLH em posição para manutenção.

Fonte: VLH Turbine, 2018.



Figura 2.7. Vistas frontal e traseira da turbina VLH.

Fonte: VLH Turbine, 2018.

2.4 Turbina de Queda Ultrabaixa

O trabalho é baseado na turbina desenvolvida e apresentada em MARTIN *et al.* (2016). A turbina denominada ULH Turbine (*Ultra-Low Head Turbine*) cujo protótipo possui rotor com diâmetro D de 0,75 metros, foi projetada para operar em quedas H que variam entre 0,5 e 2,5 metros e com rotação variável. A Figura 2.8 apresenta a geometria da turbina, a qual é composta por um sistema diretor de seis aletas fixas, um rotor de três pás fixas e um tubo de sucção duplo, onde um difusor cônico interno possui a função de compensar o ângulo entre as paredes da tubulação, diminuindo as perdas provenientes do descolamento de camada limite na região de parede e da criação de zonas turbulentas, mantendo-se a recuperação da energia cinética pelo aumento de pressão em seu interior. O tubo de sucção possui ainda quatro aletas fixas que têm por finalidade a fixação estrutural do difusor interno e direcionar o escoamento na região entre paredes.

As características principais da turbina são:

- Operação com escoamento axial não regulado; possuindo distribuidor de aletas fixas e sem controle de vazão, e rotor de pás fixas sem sistema de regulagem. Estas características de projeto garantem uma estrutura simples, levando-se em consideração ainda fatores de amigabilidade aos peixes;
- Gerador de ímã permanente de velocidade variável com transmissão direta, sem caixa de velocidades, o que garante projeto de baixo custo;

- Tubo de sucção de construção dupla (com difusor cônico interno), visando minimizar o coeficiente de perdas e cavitações, garantindo menor custo civil;
- Projeto compacto de fácil fabricação para instalação de unidades simples ou múltiplas (ver Figura 2.8);
- Para operação em queda inferior a 0,5 m, ou próxima a zero, pode ser operado como hidrocínética, ou em aproveitamento de fluxo livre (sem barragem).

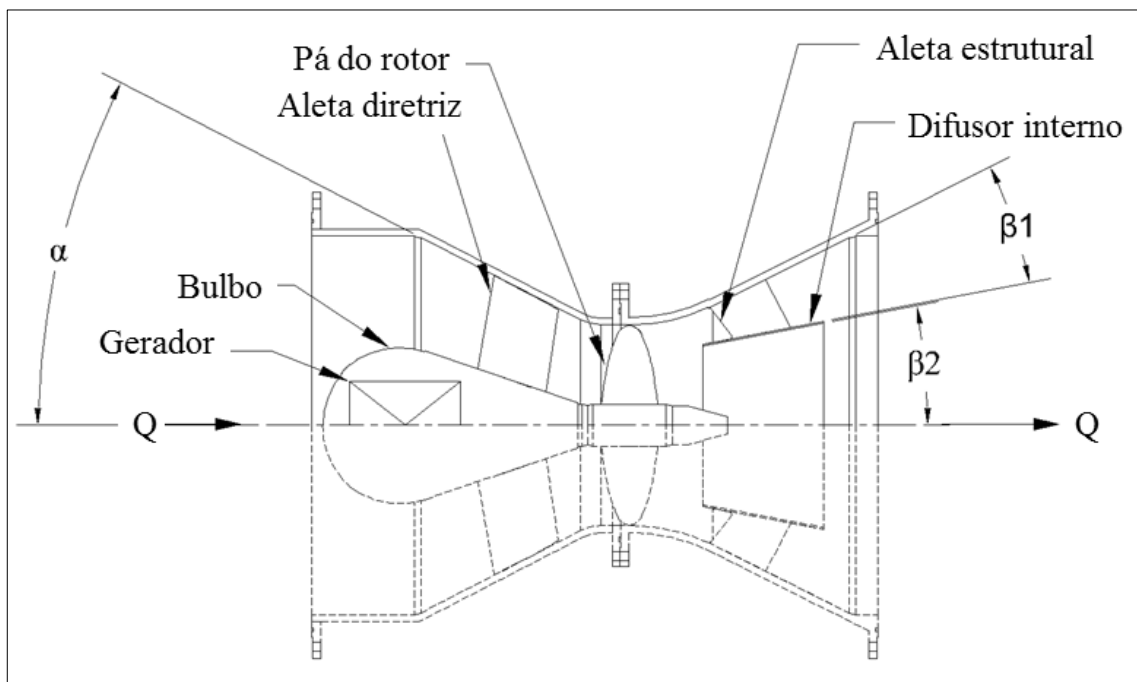


Figura 2.8. Turbina de queda ultrabaixa ULH.

2.4.1 Princípio de Operação

As aletas fixas do distribuidor possuem função de suporte estrutural, além do direcionamento do escoamento para as pás do rotor. As seis aletas de perfil hidrodinâmico foram projetadas apropriadamente para a condição sem choque no rotor de três pás, objetivando um desempenho ótimo. De acordo com Martin *et al.* (2016), o projeto ainda assume fatores de variação de pressão, cisalhamento e velocidade favoráveis aos peixes.

O tubo de sucção, como mecanismo de recuperação de energia, é neste caso, conceitualmente, formado por cones duplos. Os cones interno e externo foram projetados para fornecer um escoamento uniforme sem separação no final do tubo de sucção. Este *design* proporciona um comprimento de tubo de sucção mais curto, comparado ao tubo de sucção convencional, passando a ser um fator que apresenta uma solução técnica e econômica ao custo

civil da estrutura total. A Figura 2.9 apresenta a instalação da turbina em um pequeno barramento.

O gerador de ímã permanente de velocidade variável é instalado no bulbo utilizando um *direct-drive*.

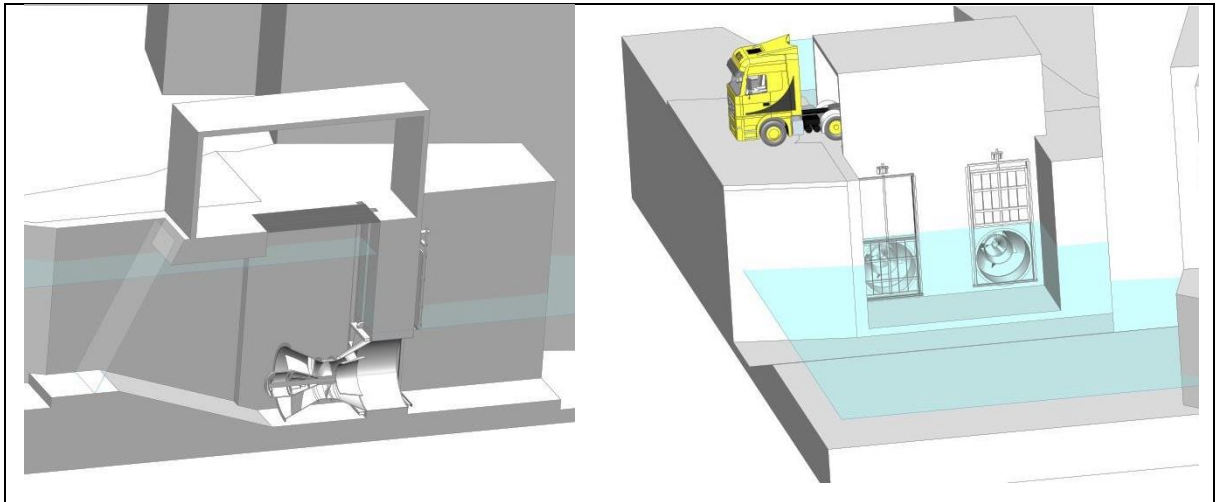


Figura 2.9. Arranjo de instalação da turbina.

Fonte: Martin *et al.*, (2016)

Capítulo 3.

Metodologia de Otimização

Neste capítulo discute-se a base teórica dos métodos de otimização aplicados no processo de otimização da turbina, mais especificamente no tubo de sucção. Com isso, são apresentadas as variáveis de projeto, o conceito de plano de experimentos aleatório na obtenção dos limites laterais das variáveis de projeto e o método de otimização estocástico de recozimento simulado aplicado na maximização da função objetivo.

3.1 Introdução

A prática de otimização em componentes hidromecânicos tem se intensificado com o avanço da modelagem computacional. Com o uso de softwares de DFC, engenheiros e acadêmicos conseguem determinar o comportamento do fluido e assim prever as possíveis consequências no desempenho de uma turbomáquina, tal como as causas nas perdas de eficiência por choques, por exemplo. Com isso, evitam-se os altos custos de fabricação de modelos para ensaios preliminares nos bancos de testes e/ou protótipos antes de reprojeter a turbomáquina com geometria mais eficiente.

Conceitualmente, pode se definir otimização como sendo a ação da busca para se obter o melhor resultado diante das circunstâncias dadas, em uma região pré determinada de possíveis soluções, por outro lado, é importante que o projetista que atua no desenvolvimento do projeto preliminar, conheça com base na experiência própria os valores das variáveis de projeto que podem ser otimizadas considerando as etapas de fabricação e montagem final. Entretanto, é possível considerar todas estas incertezas no projeto da máquina, através de conceitos de otimização robusta.

Um problema de otimização se caracteriza pela maximização ou minimização de uma ou mais funções-objetivo, com base nas variáveis de projeto, podendo estas serem limitadas, ou não, por restrições de projeto (MONTGOMERY, 2005; SOUZA, 2008; RAO, 2009; SILVA,

2011; CASTILHO, 2013, ESPINOSA, 2016). Um problema geral de otimização pode ser exemplificado conforme exemplo abaixo:

Minimizar:

$$f(x), x = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]^T, x \in \mathfrak{R}^n$$

Sujeito à:

$$g_j(x) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m$$

$$l_k(x) \leq 0, k = 1, 2, \dots, P$$

$$x_i^L \leq x \leq x_i^U, i = 1, 2, \dots, n$$

Onde:

$f(x)$ representa a função-objetivo;

x é um vetor de dimensão n o qual representa as variáveis de projeto;

g_j e l_k são as funções de restrição de igualdade e desigualdade;

x_i^L e x_i^U são as restrições laterais.

Todas as funções acima assumem valores em \mathfrak{R}^n , e na maioria dos casos, são funções não-lineares. O menor valor da função dentro de toda a região viável delimitada pelas restrições $g_j(x)$ e $l_k(x)$ é representado pelo ponto x e é conhecido como *mínimo global*. É conhecido como *mínimo local* o ponto que apresenta um valor mínimo entre todos os pontos situados em uma sub-região definida.

Os métodos de otimização são classificados como métodos determinísticos e métodos estocástico. A maioria dos métodos clássicos são baseados nos algoritmos determinísticos. Este método é assim chamado quando se é possível prever todos os seus passos a partir do mesmo ponto inicial. Nestes métodos, a função objetivo e as restrições são dadas como funções matemáticas e relações funcionais. Além disso, a função objetivo deve ser contínua e diferenciável no espaço de busca (HASHIMOTO, 2004). Entretanto, os métodos determinísticos só podem ser aplicados em funções, bem definidas ou comportadas. Os métodos estocásticos ou aleatórios são métodos onde o caráter aleatório de vários processos é simulado. Nestes métodos, várias escolhas são feitas com base em números aleatórios, sorteados no momento de execução do código. Como a cada execução do código os números sorteados serão diferentes, um método aleatório não executará a mesma sequência de operações em duas execuções sucessivas. Partindo de um mesmo ponto inicial, cada execução do código seguirá o seu próprio

caminho, e possivelmente levará a uma resposta final diferente. Por não utilizarem a derivada da função objetivo, são considerados métodos de ordem zero. As técnicas de busca utilizadas pelos métodos estocásticos são do tipo heurístico. Estas técnicas consistem em métodos iterativos de procura de uma nova solução, que pode não ser necessariamente melhor do que a anterior, na vizinhança da atual solução, com objetivo de obter a solução ótima global do problema, e não apenas local (MEDEIROS & KRIPKA, 2012).

Neste trabalho, é aplicado o método estocástico para otimização do tubo de sucção da turbina de queda ultrabaixa, tendo como objetivo o aumento do coeficiente de recuperação de pressão, C_p , com comprimento menor que do projeto original. Em princípio, a abordagem é aplicada considerando o campo de escoamento no plano meridional, conduzindo a um projeto bidimensional. Ao todo, são determinadas doze variáveis compostas por pontos cartesianos, que definem as paredes da expansão cônica e o perfil do difusor interno do tubo de sucção.

A metodologia de otimização utiliza a integração de análise de DFC com algoritmo de otimização do tipo Recozimento Simulado. Este procedimento é realizado através do programa ModeFRONTIER®, onde a população inicial é composta pelos limites laterais das variáveis de projeto, escolhidas aleatoriamente através da aplicação de plano de experimentos randômico (DOE).

3.2 Descrição do Tubo de Sucção

Conforme descrito no Capítulo 1, o tubo de sucção faz parte da turbina axial tipo bulbo aplicada em quedas ultrabaixas. Diferente dos modelos de tubo de sucção convencionalmente projetados nas turbinas axiais de eixo horizontal, o tubo de sucção desta turbina, consiste de dois cones difusores, sendo um principal e outro interno (Figura 3.1). Segundo Martin *et al.* (2016), esta configuração de tubo de sucção baseada em duplo difusor cônico, utilizada anteriormente na década de 1960, proporciona ao escoamento um comportamento mais uniforme e reduzindo as regiões de separação na saída, com menor comprimento comparado com tubos de sucção convencionais.

A Figura 3.1 apresenta a geometria do tubo de sucção, onde um difusor cônico interno possui a função de compensar o ângulo entre as paredes da expansão cônica, diminuindo as perdas provenientes do descolamento de camada limite na região de parede e da criação de zonas turbulentas, mantendo-se a recuperação da energia cinética pelo aumento de pressão em

seu interior. O tubo de sucção possui ainda quatro aletas fixas que têm por finalidade a fixação estrutural do difusor interno e direcionar o escoamento na região entre paredes.

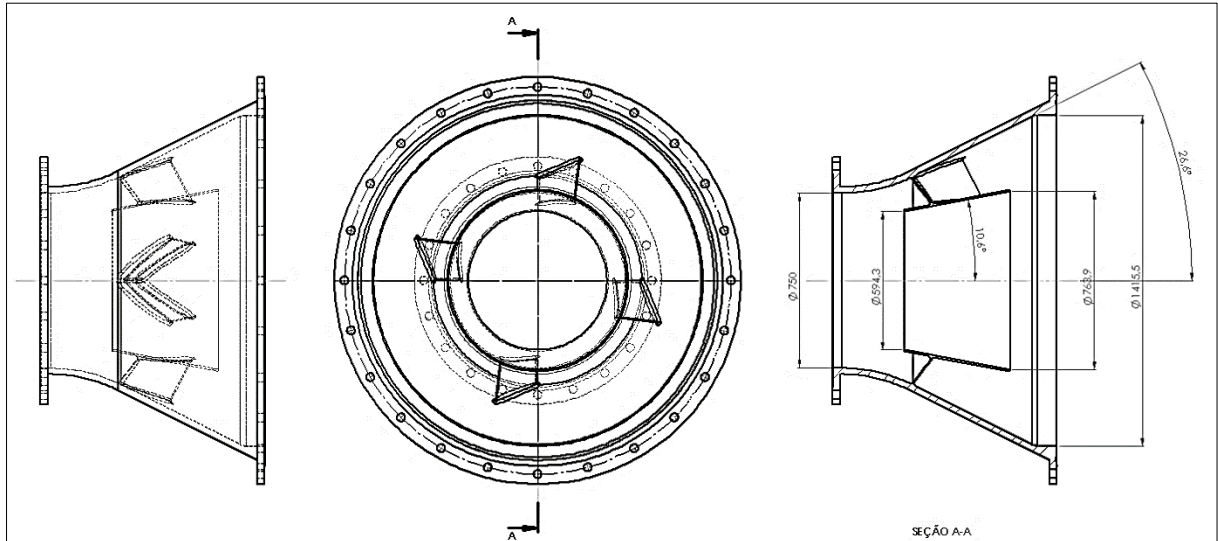


Figura 3.1. Detalhes dimensionais de protótipo do duplo tubo de sucção com cone interno.

Fonte: Autor (baseado em dados disponibilizados pela empresa Norcan Hydraulic Turbine Inc.).

3.3 Variáveis de Projeto

Para a otimização da geometria do tubo de sucção, em princípio, constrói-se o plano de experimentos aleatório, considerando 12 variáveis geométricas, sendo oito pontos de controle do polinômio de Bezier (Figura 3.2) para o perfil hidrodinâmico do difusor, uma variável para a posição cartesiana do difusor, uma variável para o ângulo do difusor e duas variáveis para as posições em x e y do ponto intermediário pnt.00, como mostra a Figura 3.3, resultando num DOE com 36 combinações.

Como integrador dos processos para otimização, em conjunto com a solução numérica em DFC, é utilizado o programa ModeFRONTIER®. O integrador tem por função associar a cada iteração do algoritmo uma combinação das variáveis de projeto onde a geração de malha e cálculo da solução numérica são automáticos, buscando maximizar o valor da função-objetivo do problema. A cada nova iteração, o algoritmo de otimização procura aleatoriamente combinações ótimas das variáveis nas vizinhanças do plano de experimento. A solução ótima, é uma nova geometria de tubo de sucção que apresente o C_p maximizado.

A etapa de geração da geometria resultante de cada iteração do algoritmo da otimização e de sua respectiva malha discretizada é realizada automaticamente através de um roteiro de linguagem Tlc/Tk. Este roteiro, ou *script*, é escrito previamente, contando as 12 variáveis de projeto habilitadas para a alteração de seus valores dentro dos limites laterais, conforme definido pelo algoritmo de otimização MOSA. Parte do *script* em linguagem Tlc/Tk desenvolvido para este trabalho é apresentado no Apêndice B.

A geometria externa do tubo de sucção foi desenvolvida buscando-se suavizar o escoamento na parede da expansão gradual cônica, de maneira a evitar o descolamento de camada limite na parede. A curva *spline* que contorna a parede da expansão cônica é desenhada através dos pontos pnt2, pnt3, pnt.00 e pnt4 (Figura 3.3), sendo o ponto pnt.00 o ponto intermediário na linha criada entre os pontos pnt3 e pnt4. O ponto pnt4 se encontra na base cartesiana (x, y) na coordenada (500,00; 707,7604), ou seja, seu comprimento é menor que 671,32 mm da geometria original, limitando o projeto de um tubo de sucção consideravelmente menor.

O difusor interno possui seção hidrodinâmica criada por meio de uma linha *spline* gerada por polinômios de Bezier de ordem 6 com pontos de controle sobrepostos sobre um perfil base NACA 6409, e posicionado a 10,6° da linha de eixo. O controle da curva de Bezier é realizado pelos pontos de controle, onde para o difusor interno foram utilizados 5 pontos de controle no extradorso e 5 pontos de controle no intradorso do perfil, onde os pontos 0 e 5 de ambas as curvas se coincidem (Figura 3.2). A curva bidimensional com coordenadas x e y parametrizada por uma curva de Bezier de grau n é dada pela Equação 3.1 e Equação 3.2, e a Figura 3.3 apresenta os pontos de controle na otimização da geometria do tubo de sucção. A geração das curvas de Bezier é realizada através de programação por código FORTRAN®, conforme Apêndice A.

$$x(t) = \sum_{i=0}^n \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i} X_i \quad (3.1)$$

$$y(t) = \sum_{i=0}^n \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i} Y_i \quad (3.2)$$

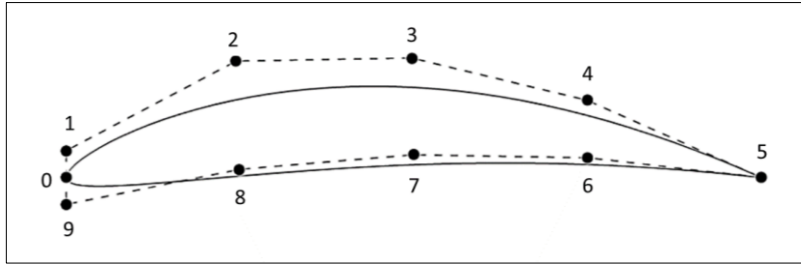


Figura 3.2. Curvas de Bezier que definem o perfil do difusor interno.

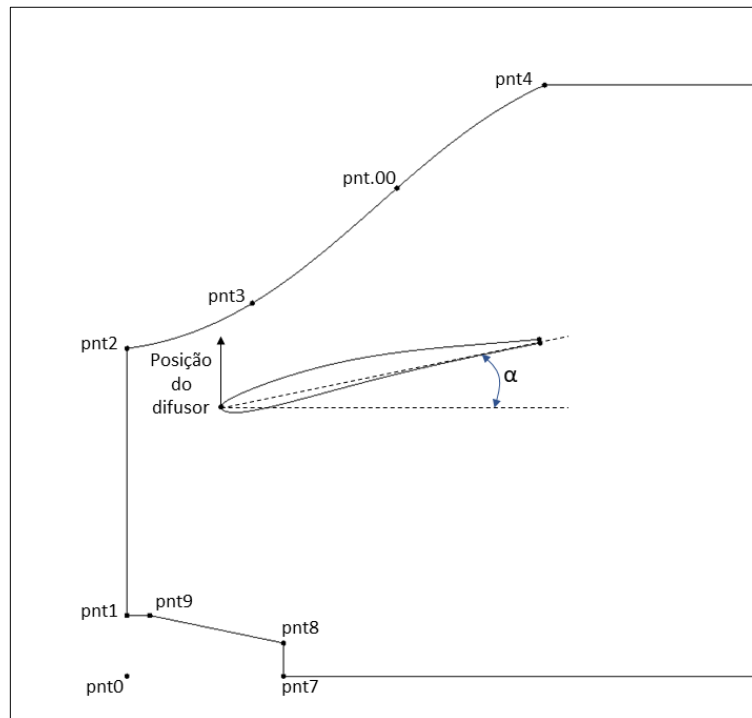


Figura 3.3. Pontos de controle das variáveis otimizadas da geometria do tubo de sucção no plano 2D.

Os valores original e dos limites laterais impostos para a otimização das variáveis são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Valores das variáveis de otimização.

Variável	Limites laterais		
	Valor original	Valor mínimo	Valor máximo
Ângulo do difusor [graus]	10,6	8	15
Posição do difusor (eixo y) [mm]	300	300	365
pnt_int_x [mm]	325,03	315	335
pnt_int_y [mm]	577,2007	565	585
Pontos de Controle da curva de Bezier			
Extradorso			
pto1_y [mm]	305	305	325
pto2_y [mm]	321,638	321,638	340
pto3_y [mm]	322,2128	322,2128	345
pto4_y [mm]	314,3568	314,3568	335
Intradorso			
pto5_y [mm]	303,6719	285	303,6719
pto6_y [mm]	304,2306	285	304,2306
pto7_y [mm]	301,5262	280	301,5262
pto8_y [mm]	295	275	295

A solução numérica é realizada automaticamente respeitando-se os critérios de convergência e o número determinado de iterações. Ao atingir a convergência ou o número de iterações, a solução se dá por concluída e as respostas são obtidas. Os critérios e parâmetros constituídos das condições de contorno, modelo de turbulência, e esquemas numéricos e fatores de relaxação são previamente determinados por um roteiro tipo “journal.dat” (Apêndice C).

A metodologia de otimização aplicada tem como função objetivo a maximização do diferencial de pressão estática na tubulação dada pela pressão estática na região de entrada (interface com o rotor) e a região de saída. O diferencial de pressão é calculado a partir de arquivos de saída com extensão “*.out” com os valores das pressões na superfície de entrada e superfície de saída do tubo de sucção, a cada iteração da solução numérica do problema. Esta diferença é calculada utilizando programação de código FORTRAN®, conforme Apêndice D. Conceitualmente, o tubo de sucção recupera parte da energia cinética dissipada após a passagem do fluido no rotor, a qual seria desperdiçada, através da passagem do fluxo pela região de expansão do tubo de sucção, diminuindo a velocidade do fluxo, enquanto aumenta a pressão antes da descarga no canal de fuga. Assim sendo, calcula-se o coeficiente de recuperação de pressão, C_p e o coeficiente de perda K . O C_p indica o grau de conversão da energia cinética para a pressão estática onde o seu maior valor indica uma maior eficiência da turbina decorrente do desempenho do tubo de sucção. Devido o difusor de uma turbina ser desenvolvido para

aumentar a pressão estática do escoamento, seus dados são apresentados na forma de coeficiente de recuperação de pressão (WHITE, 1999). Para uma determinada relação de área de um difusor, quanto maior a recuperação de pressão, menor será a perda. Sendo assim, é desejado que o valor de C_p seja o maior possível. O coeficiente C_p é calculado pela Equação 3.3, onde p_{in} [Pa] é a pressão estática média na entrada do tubo de sucção, p_{out} [Pa] é a pressão estática média na saída para o canal de fuga, ρ [kg/m³] é a densidade da água e v [m/s] é a velocidade média na entrada do tubo de sucção (Figura 3.4). O coeficiente de perda K em função da relação de diâmetros do difusor expansivo e em função de C_p é dado pela Equação 3.4.



Figura 3.4. Regiões de condição de contorno do domínio computacional.

$$C_p = \frac{p_{in} - p_{out}}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (3.3)$$

$$K = 1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} - C_p \quad (3.4)$$

O fluxograma do processo de otimização é apresentado na Figura 3.3 3.5. A Figura 3.6 mostra a sequência da metodologia de otimização do tubo de sucção implementado no programa ModeFRONTIER®. A sequência, da esquerda para a direita, apresenta primeiramente as 8 variáveis da geometria do difusor interno; o ícone *curvabezier* representa o arquivo de extensão “*.txt” com os valores das coordenadas dos pontos de controle do extradorso e do intradorso do difusor interno; o ícone *difusor_interno* representa o programa em código FORTRAN® para a geração de um novo arquivo de resposta para a geometria do difusor interno, o qual é interpretado no software ANSYS Icem CFD®; os ícones *angulo*, *posicaodif*, *pnt_int_x* e *pnt_int_y* representam as variáveis geométricas do tubo de sucção, e o ícone *variaveis* representa a programação em linguagem Tcl/Tk que é interpretada pelo software ANSYS Icem CFD® na geração da geometria e da malha do domínio computacional

a cada iteração do algoritmo de otimização. Os ícones *DOE* e *Scheduler:MOSA* representam o plano de experimentos e o algoritmo de otimização, respectivamente. O ícone *icem* representa o software ANSYS Icem CFD®. A cada nova geometria e malha criada, representada pelo ícone *malha*, o ícone *fluent* interpreta os parâmetros de programação e condições de contorno fornecidos por um roteiro de programação de extensão “*.jou”, representado pelo ícone *journal*. Como resultado, fornece os valores de pressão estática nas regiões de contorno de entrada e de saída do domínio, representados pelos ícones *pressureinlet* e *pressureoutlet*, respectivamente. A diferença entre pressões é realizada por programação em código FORTRAN® (ícone *dif_pressao*), cujo valor é dado como resposta através do ícone *delta*; o ícone *Output_35* representa a leitura de saída; e por fim, o ícone *maxdelta_pres* representa a função-objetivo do problema, o qual indica a busca da maximização do resultado.

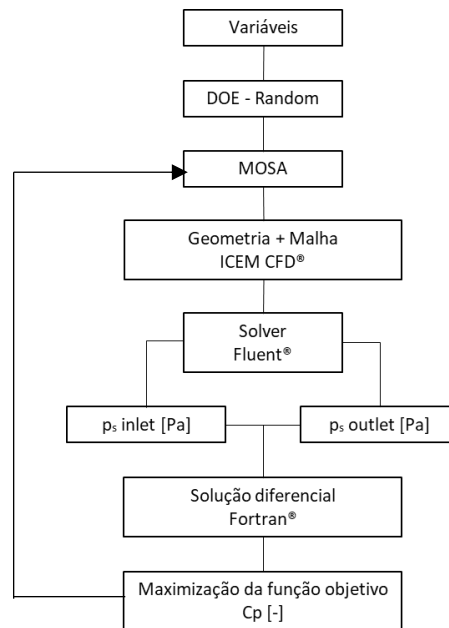


Figura 3.5. Fluxograma do processo de otimização realizado neste trabalho.

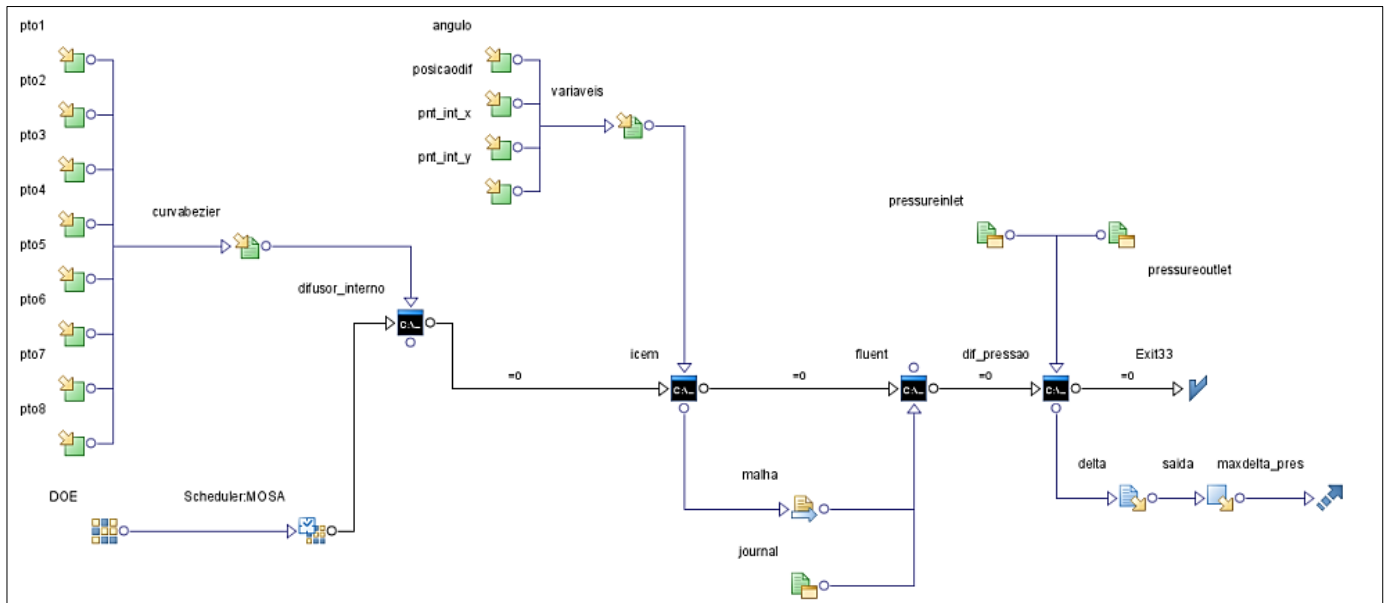


Figura 3.6. Sequência da metodologia de otimização do tubo de sucção na plataforma do programa ModeFRONTIER®.

3.4 Plano de Experimentos (DOE)

A seleção da população de dados referentes às variáveis de projeto dentro dos limites laterais é realizada através de um plano de experimentos. O plano de experimentos (*Design of Experiments*, DOE) é uma estratégia para encontrar os máximos e mínimos associados a problemas da engenharia, com base na discretização do DOE e das restrições laterais. O plano de experimentos pode ser gerado de diferentes formas, sendo os mais comuns: randômico (ou aleatório), plano fatorial completo, hipercubo latino, entre outros.

3.5 DOE Aleatório

Neste trabalho, optou-se pelo plano de experimento aleatório, também conhecido como plano de experimento randômico. Por se tratar de um problema com um número muito grande de variáveis (12 variáveis no total), onde seria inviável o uso de outros métodos, como o plano fatorial completo, por exemplo, devido à grande quantidade de combinações que seriam geradas.

O plano de experimentos aleatório é um procedimento que conduz as combinações em uma sequência de tratamentos embaralhados. De acordo com Montgomery (2005), os métodos

estatísticos exigem que as combinações sejam distribuídas aleatoriamente de forma independente. Sendo assim, a randomização geralmente torna essa suposição válida.

3.6 Algoritmo de otimização MOSA – Método de Recozimento Simulado Multiobjetivo

Recozimento Simulado (SA, de *Simulated Annealing*) é um algoritmo estocástico de busca local, que utiliza dos princípios da mecânica estatística, que tem como fundamento uma analogia com princípios termodinâmicos (NAM & HOON PARK, 2000; BANDYOPADHYAY *et al.*, 2008; ULUNGU *et al.*, 1999) apresentado pela primeira vez por Kirkpatrick *et al.* (1983). No livro de Gosavi (2003), o autor descreve em cinco passos a solução de um algoritmo SA, conforme reproduzido e descrito abaixo:

- a) Escolha uma solução inicial $\vec{x}_{current}$. Seja $f(\vec{x})$ o valor da função objetivo em \vec{x} (obtido pela simulação). Seja \vec{x}_{best} a melhor solução.

$$\vec{x}_{best} \leftarrow \vec{x}_{current}$$

- b) Determine um valor pré-especificado para T (temperatura). A temperatura será gradualmente reduzida em passos discretos. Mas para cada temperatura serão desempenhados as Etapas 2 e 3 para um número de iterações. Isto é chamado de fase. Para cada fase consistirá de várias iterações. O número de iterações de cada fase deverá aumentar com o número de fases. O algoritmo é escrito para minimizar a função objetivo.

Etapa 1. Determine o número da fase, P , em 0.

Etapa 2. Selecione aleatoriamente um vizinho da solução atual. Indique o vizinho por \vec{x}_{new} .

Etapa 3. Se $f(\vec{x}_{new}) < f(\vec{x}_{best})$, estabeleça:

$$\vec{x}_{best} \leftarrow \vec{x}_{new}$$

Seja

$$\Delta = f(\vec{x}_{new}) - f(\vec{x}_{current})$$

Se $\Delta \leq 0$, estabeleça:

$$\vec{x}_{current} \leftarrow \vec{x}_{new}$$

De outra forma, ou seja, se $\Delta > 0$, gera um número aleatório uniformemente distribuído entre 0 e 1 e o chama de U .

Se

$$U \leq \exp\left(-\frac{\Delta}{T}\right),$$

Então estabeleça:

$$\vec{x}_{current} \leftarrow \vec{x}_{new},$$

Caso contrário, não altere o $\vec{x}_{current}$.

Etapa 4. Uma execução das Etapas 2 e 3 constitui uma iteração de uma fase. Repita as Etapas 2 e 3 até que o número de iterações associadas à fase atual seja realizado. Quando essas iterações forem executadas, vá para a Etapa 5.

Etapa 5. Aumento o número da fase P em 1. Se $P < P_{max}$, reduza T (um esquema de redução de temperatura será discutido abaixo) e volte para a Etapa 2 para outra fase. Caso contrário, encerre o algoritmo e declare \vec{x}_{best} para a melhor solução obtida.

O MOSA (*Multi Objective Simulated Annealing*) é um método adaptado do SA onde a busca global se estende para mais do que uma função objetivo. Segundo Nam & Hoon Park (2000), MOSA usa o conceito de dominação e o esquema de recozimento para uma busca eficiente. O principal obstáculo para o SA na otimização multiobjetivo é sua incapacidade de encontrar várias soluções. No entanto, o SA pode fazer o mesmo trabalho repetindo as tentativas, à medida que converge para os ótimos globais com uma distribuição de

probabilidade uniforme na otimização de um único objetivo. Quando existem dois ótimos globais, está provado que o SA pode encontrar cada um ótimo com probabilidade 50%. Além disso, o MOSA pode encontrar um pequeno grupo de soluções de frente de Pareto em um curto espaço de tempo considerando a demanda de simulação urgente e, em seguida, encontrar outras soluções repetindo os testes para assim obter informações detalhadas sobre a fronteira de Pareto. A Figura 3.7 mostra o fluxograma de um algoritmo SA.

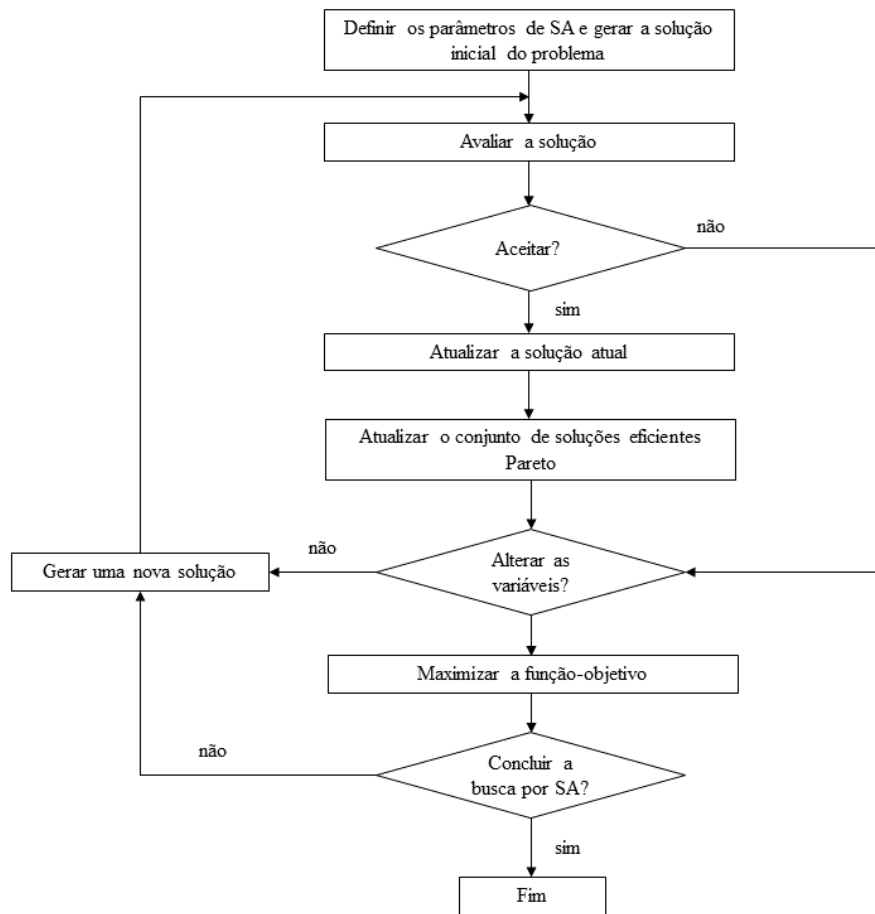


Figura 3.7. Fluxograma da solução de um problema de otimização utilizando algoritmo baseado em SA. Fonte: Autor, adaptado de Li *et al.* (2007).

Capítulo 4.

Análise Numérica de Escoamento na Turbina de Queda Ultrabaixa

Neste capítulo serão apresentadas as abordagens adotadas como metodologia aplicada na análise do comportamento e desempenho da turbina com base em DFC. São apresentadas as equações governantes, a discretização de malha, modelo de turbulência, condições de contorno e os parâmetros correspondentes à solução numérica.

4.1 Formulação Matemática

Os princípios físicos que configuram o escoamento numa turbina hidráulica são representados por equações de conservação na forma diferencial. Desse modo, tendo como referencial não inercial o rotor da turbina, são dadas pelas equações de conservação de massa e de quantidade de movimento. Considerando as características do escoamento em turbinas hidráulicas no ponto nominal, podem ser definidas como:

- Escoamento viscoso;
- Escoamento incompressível;
- Escoamento permanente.

As equações gerais da conservação de massa e da quantidade de movimento são representadas conforme Equação (4.1) e (4.2) respectivamente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

A obtenção da equação da quantidade de movimento ou Navier-Stokes, tem como base o balanço de forças de campo (gravidade) e de superfície (cisalhamento e pressão) num campo

diferencial de elementos, sendo necessário introduzir outras forças provocadas pelo campo relativo nos rotores das turbomáquinas. Sendo assim, pode-se definir a equação de quantidade de movimento como:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \vec{\nabla} \vec{u} + \vec{a}^* \right) = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \mu \vec{\nabla}^2 \vec{u} \quad (4.2)$$

Note-se que na Equação (4.2), são consideradas as forças aparentes no sistema não inercial por unidade de volume, associadas aos campos de forças normais e de Coriolis para uma máquina com rotação constante. Por outro lado, considerando as hipóteses citadas, para escoamento incompressível, a variação na massa específica é nula ($\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$), portanto o termo ($\nabla(\rho \vec{u}) = 0$).

Considerando na Equação 4.2 o campo de forças do domínio rotor, as acelerações não-inerciais associadas ao movimento do referencial não-inercial no rotor (RNI) são chamadas de acelerações aparentes, \vec{a}^* , e é composta conforme Equação 4.3:

$$\vec{a}^* = \ddot{\vec{R}}_0 + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + 2\vec{\omega} \times \vec{u} \quad (4.3)$$

Onde:

- $\ddot{\vec{R}}_0$: aceleração de translação do RNI [m/s²];
- $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}$: aceleração tangencial [m/s²], sendo $\dot{\vec{\omega}}$ a aceleração angular [rad/s²] e r o raio vetor da partícula em relação à origem do RNI;
- $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$: a aceleração normal (centrípeta) [m/s²];
- $2\vec{\omega} \times \vec{u}$: a aceleração de Coriolis [m/s²].

É possível aplicar as hipóteses simplificadoras considerando todas as acelerações aparentes, de modo que:

- Para uma turbomáquina estacionária, $\ddot{\vec{R}}_0 = 0$;
- Para rotação constante, $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r} = 0$.
- Regime permanente

Portanto, a Equação (4.2) pode ser reescrita, definindo a equação da quantidade de movimento como:

$$\rho(\vec{u} \cdot \vec{\nabla} \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + 2\vec{\omega} \times \vec{u}) = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \mu \vec{\nabla}^2 \vec{u} \quad (4.4)$$

Onde $\rho \vec{g}$ é a força gravitacional por unidade de volume, p é a pressão estática, e μ é a viscosidade dinâmica.

Em se tratando de escoamentos turbulentos, ou seja, escoamentos instáveis onde o campo é governado pelas variações temporais de grandezas como as velocidades, as pressões, temperaturas, entre outras, as equações de Navier-Stokes são resolvidas considerando as médias temporais de Reynolds para qualquer variável escalar ou vetorial. Sendo assim, esta pode ser decomposta em uma parte média temporal mais a flutuação, como mostra a Figura 4.1 e a Equação (4.5), onde \bar{u} é o valor médio de $u(t)$, e u' é a flutuação de $u(t)$. Quando se introduz as médias temporais e as flutuações nas equações de Navier-Stokes, estas equações passam a ser chamadas de RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007), e são comumente utilizadas na solução de problemas de escoamento turbulento nos códigos de DFC. Sendo assim, a Equação 4.4 pode ser reescrita, conforme Equação 4.6.

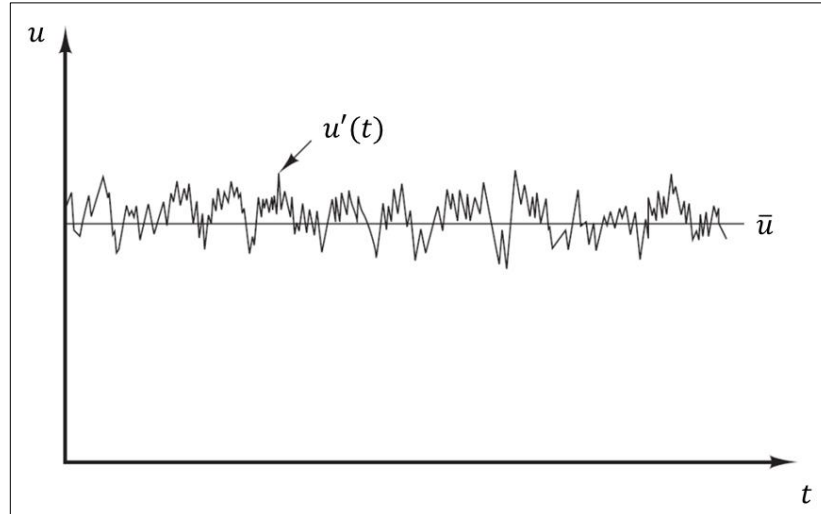


Figura 4.1. Demonstração típica de um ponto de medição de velocidade em um escoamento turbulento. Fonte: Autor, adaptado de Versteeg & Malalasekera, 2007.

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_i u_j) = \rho g - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.6)$$

Onde $\vec{\tau}_{ij}$ é o tensor das tensões viscosas e $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ é o tensor de Reynolds.

O tensor de correlações $\overline{u'_i u'_j}$ que compõe as tensões de Reynolds (tensor turbulento) é um tensor simétrico:

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u'_x u'_x} & \overline{u'_x u'_y} & \overline{u'_x u'_z} \\ \overline{u'_y u'_x} & \overline{u'_y u'_y} & \overline{u'_y u'_z} \\ \overline{u'_z u'_x} & \overline{u'_z u'_y} & \overline{u'_z u'_z} \end{bmatrix}$$

Geralmente, a parte turbulenta e a tensão viscosa são agrupadas. A tensão total (ou tensão geral) $\vec{\tau}_{gij}$ é dada pela Equação 4.7, onde o primeiro termo após a igualdade é o tensor viscoso laminar e, o segundo termo é o tensor turbulento, o qual é subtraído.

$$\vec{\tau}_{gij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho\overline{u'_i u'_j} \quad (4.7)$$

O tensor de Reynolds pode ser modelado utilizando a hipótese de Boussinesq, o qual é representado em função de uma viscosidade turbulenta μ_T , (Equação 4.8):

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = -\mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.8)$$

Onde k é a energia cinética turbulenta e δ_{ij} é o operador Delta de Kronecker. Os códigos comerciais de solução fluidodinâmica numérica utilizam modelos de turbulência de duas equações para determinar a viscosidade turbulenta μ_T para a solução das equações RANS. Estes modelos de turbulência, tais quais k - ϵ , k - ω e k - ω SST, para determinar a quantidade de energia gerada e dissipada pela turbulência.

4.2 Modelo de Turbulência SST

O modelo de turbulência utilizado foi o *Shear Stress Transport* (SST) (ENOMOTO *et al.*, 2016; GUÉNETTE *et al.*, 2012; KHARE, PRASAD & KUMAR, 2010). O modelo SST é um modelo híbrido que quantifica a energia cinética de turbulência e dissipação por meio do

modelo k- ϵ na região afastada da parede, e o modelo k- ω (k-ômega) nas regiões de proximidade da parede (VEERSTEG & MALALASEKERA, 1995). Segundo Camacho *et al.* (2014), o modelo k- ω possui funções de parede que permitem utilizar valores de y^+ da ordem de 200 a 400. Assim sendo, o modelo k- ω SST é capaz de rastrear o comportamento em escoamentos turbulentos de pequenas e grandes escalas. Neste a dissipação de energia para a quantificação da viscosidade turbulenta é dada pela vorticidade ω . As equações de transporte de k e ω são apresentadas nas Equações 4.9 e 4.10 (MENTER, 1994):

Energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta * k\omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.9)$$

Taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (4.10)$$

Seja ϕ_1 uma constante qualquer no modelo original (σ_{k1}, \dots), ϕ_2 uma constante qualquer no modelo k- ϵ transformado (σ_{k2}, \dots) e ϕ a constante correspondente do novo modelo (σ_k, \dots), a relação entre eles é dada pela Equação 4.11:

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (4.11)$$

Onde F_1 é uma função de mistura, e ν_T é a viscosidade cinemática turbulenta.

A função de mistura F_1 é igual ao valor unitário na parede, tendendo seu valor à zero na região externa da camada limite, e sua expressão é dada pela Equação 4.12:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta * \omega y}, \frac{500\mu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (4.12)$$

Onde y é a distância até a próxima superfície.

A viscosidade turbulenta μ_T é dada pela Equação 4.13:

$$\mu_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (4.13)$$

Sendo S uma medida invariante da taxa de deformação, e F_2 uma função de mistura semelhante à que restringe o limitador à camada limite da parede. F_2 é dada pela Equação 4.14:

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta * \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (4.14)$$

A taxa de produção de turbulência P_k é dada pela Equação 4.15:

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial y}{\partial x}, 10\beta * k\omega \right) \quad (4.15)$$

A porção positiva do termo de difusão cruzada $CD_{k\omega}$ da Equação 4.12 é dada por:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (4.16)$$

Os valores constantes são:

$$\alpha_1 = 0,55556; \alpha_2 = 0,44; \beta_1 = 0,075; \beta_2 = 0,0828; \beta^* = 0,09; \sigma_{k1} = 0,85;$$

$$\sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega 1} = 0,5; \sigma_{\omega 2} = 0,856$$

4.3 Geometria e Domínios do Modelo

A geometria original da turbina foi baseada em desenhos executivos em formato compatível ao software SolidWorks®. Estes desenhos foram disponibilizados pela empresa Canadense *Norcan Hydraulic Turbine Inc.*, referentes às partes construtivas do modelo de ensaio, em escala menor ao do protótipo ($D_M = 0,48D_P$) e com algumas diferenças construtivas. Conforme é mostrado na Figura 4.2, onde é apresentado a construção do modelo para ensaio em laboratório, esta apresenta um eixo que é acoplado ao gerador externo. O protótipo da turbina possui o gerador interno no bulbo. Demais detalhes dimensionais do protótipo não foram disponibilizados durante o desenvolvimento deste trabalho. Sendo assim,

o eixo foi substituído por uma pequena ogiva adaptada na extremidade do cubo do rotor. Estes detalhes são mostrados na Figura 1.1.

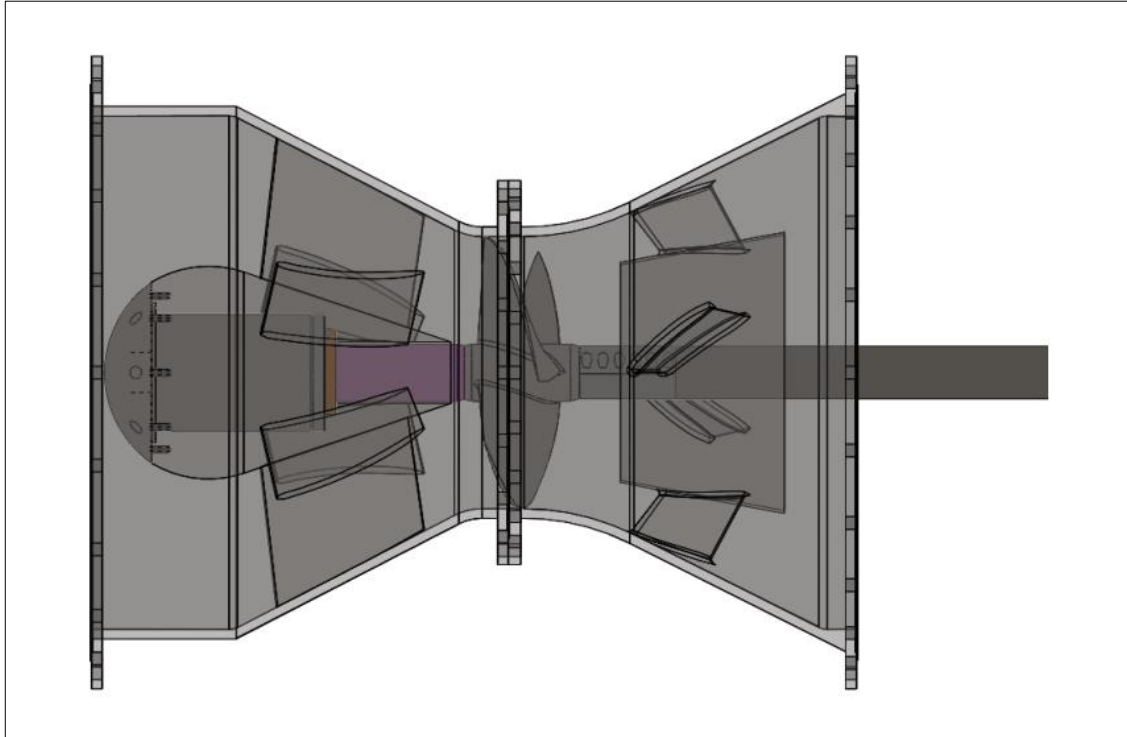


Figura 4.2. Detalhe da montagem do conjunto.

Fonte: Autor, baseado em dados disponibilizados pela empresa *Norcan Hydraulic Turbine Inc.*)

A geometria do conjunto foi exportada para o software ANSYS Icem CFD®. Os componentes foram divididos em três domínios tridimensionais: Distribuidor (domínio de entrada), Rotor e Tubo de Sucção (domínio de saída), conforme descritos:

- *Distribuidor*: a montante deste, tem um comprimento suficiente para o escoamento ser totalmente desenvolvido na entrada do sistema diretor composto por seis aletas fixas e do bulbo;
- *Rotor*: composto por três pás fixas, cubo (*Hub*) e carcaça (*Shroud*);
- *Tubo de Sucção*: composto pelo tubo de sucção de duas passagens com cone interno e sistema de suporte estrutural do difusor composto de quatro aletas com perfil hidrodinâmico e ângulo de posição, e comprimento para o escoamento ser desenvolvido.

Os três domínios que formam o conjunto da turbina para o modelo computacional possuem sistemas de pás, sendo no *Distribuidor* as aletas diretoras e no *Tubo de Sucção* as aletas do sistema estator estacionárias, ou seja, fixas ao referencial inercial, e no *Rotor* as suas respectivas pás no sistema rotativo. Na análise bidimensional do tubo de sucção, o elemento da aleta é desconsiderado. Esta decisão é tomada por motivos de bloqueio na passagem do escoamento no tubo de sucção, evitando paredes normais à direção do fluxo.

Na abordagem tridimensional, considerando a máquina, onde os três conjuntos são montados sobre um único eixo axial, é possível dividir os domínios por passagens criando interfaces periódicas. Esta estratégia tem como objetivo de reduzir o custo computacional para a obtenção da solução numérica (ANSYS, 2013a; PRASAD *et al.*, 2009). Utilizar a periodicidade na análise computacional, é uma prática muito comum aplicada para sistemas rotativos (MAGNAM *et al.*, 2014; KORKA *et al.*, 2016; NECKER & ASCHENBRENNER, 2010), desde que se considere a hipótese de equilíbrio radial. A Figura 4.3 apresenta a construção dos três domínios por interfaces periódicas.

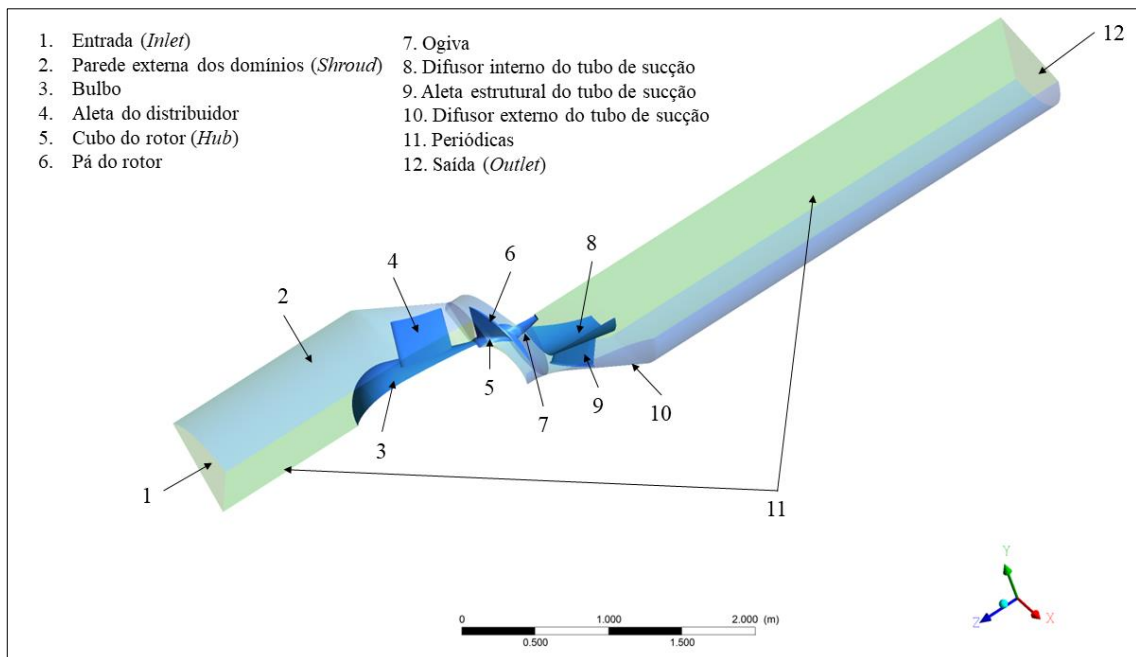


Figura 4.3. Geometria do modelo computacional da turbina.

4.4 Discretização da Malha Computacional

Com base na definição dos domínios computacionais e suas superfícies, onde são impostas as condições de contorno, é necessária a discretização da malha de forma a obter

resultados independentes desta discretização. Uma primeira abordagem é realizada com o auxílio do software ANSYS Icem CFD®. Entretanto, é importante seguir critérios para obter uma correta solução do campo de escoamento com base no pós-processamento.

No caso do problema atual, trata-se de uma turbomáquina com grande variação geométrica que produz altos gradientes de pressão e velocidade em regime turbulento. Sendo assim, é muito importante as análises com base na Lei da Parede, de forma a introduzir elementos que quantifiquem corretamente os gradientes de velocidade próximo da parede.

4.4.1 Lei da parede

Na região próxima à parede os gradientes de velocidade aumentam devido à condição de não escorregamento (*non-slip condition*) o que resulta na formação da camada limite. Esta região deve ser cuidadosamente discretizada, onde a malha deverá ter elementos suficientes dentro a camada limite turbulenta. Sendo assim, o critério de y^+ da camada limite deve ser respeitado com base no fenômeno físico para a definição da região de interesse dentro a camada limite, ou seja, com base no número de Reynolds é possível definir as regiões de sub-camada viscosa, camada de transição ou intermediária e camada externa ou logarítmica, conforme Figura 4.4.

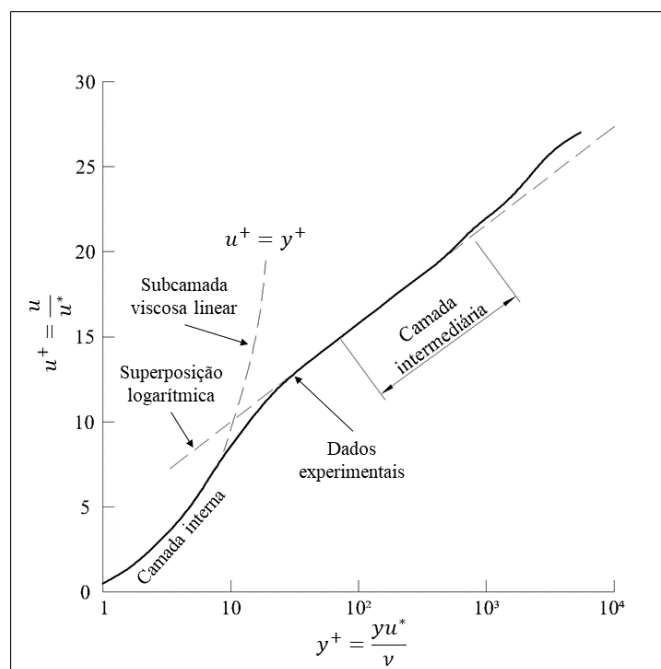


Figura 4.4. Lei da parede com base em dados experimentais de escoamento turbulento. Fonte: White (1999)

A Lei da parede é representada pelo parâmetro adimensional y^+ (*y plus*), e representada pela Equação 4.17:

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (4.17)$$

Onde:

- ρ : massa específica do fluido;
- $\Delta y = y_2 - y_1$: distância entre o primeiro e o segundo ponto da malha, com y sendo a distância normal à parede;
- u_τ : velocidade de atrito mais próxima à parede;
- μ : viscosidade dinâmica do fluido.

A velocidade de atrito u_τ é obtida pela Equação 4.18:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.18)$$

Onde:

- τ_w : tensão de cisalhamento na parede.

A relação logarítmica para a velocidade próxima à parede, u^+ , é representada pela Equação 4.19:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (4.19)$$

Onde:

- U_t : velocidade tangencial à parede na distância Δy ;
- κ : constante von Karman;
- C : constante log-layer dependendo da rugosidade da parede.

Com $y^+ < 5$, tem-se que o escoamento se encontra na região de subcamada viscosa, onde o escoamento é praticamente laminar, com efeitos predominantes de viscosidade e difusão

molecular. Na região onde $5 < y^+ < 30$, o escoamento se encontra na região de mistura (ou transição). Na região onde $y^+ < 30$, o escoamento se encontra na região da camada logarítmica (Equação 4.19), escoamento turbulento.

Considerando os valores preliminares de operação da turbina de queda ultrabaixa, como, a vazão e o diâmetro de cada domínio, determina-se o número de Reynolds. Com isso, a altura da primeira camada próxima à parede é determinada, considerando o intervalo $30 < y^+ < 200$ (Tabela 4.1).

Tabela 4.1. Altura dos elementos de malha próxima à parede.

Geometria	Re (x10⁶)	y⁺	y [m]
Distribuidor	2,887	60	0,00095
Rotor	12,465	30	0,00007
Tubo de sucção	6,478	30	0,00023

4.4.2 Independência de malhas

O estudo de independência de malha consiste em determinar se a malha está suficientemente refinada para se identificar as características do escoamento e obter resultados mais confiáveis. Para isso, sugere-se fazer análise comparativa entre duas ou mais malhas de diferentes graus de refinamento, sendo recomendado três níveis de refinamento para uma estimativa mais precisa: uma malha grossa, uma média e uma refinada. Uma metodologia para a verificação do estimativa do erro entre as malha de referência e a malha mais refinada é dada pela variação mínima da assíntota entre as malhas através do método GCI – *Grid Convergence Index* (Índice de Convergência de Malha) (NASA, 2008; CELIK *et al.*, 2008; SAKRI *et al.*, 2016; ALI *et al.*, 2009; SCHWER, 2008; KWASNIEWAKI, 2013).

A metodologia GCI é baseada em uma estimativa de erro de refinamento de malha derivado da teoria da extrapolação generalizada de Richardson. O resultado fornece uma medida de incerteza da convergência da malha baseado em uma medida da porcentagem em que o valor calculado está longe do valor numérico assintótico. A análise é satisfeita quando a diferença entre duas malhas (considerando um valor médio global da análise) é desprezível no limite assintótico. Sendo assim, não há necessidade de refinar mais a malha. No ANEXO I deste trabalho é apresentado o roteiro de cálculo para a determinação do menor erro baseado na análise de GCI para a obtenção da malha adequada no cálculo numérico de um problema de DFC.

O critério de independência de malha por GCI foi aplicado nos três domínios computacionais, e aplicado tanto na abordagem tridimensional quanto bidimensional (no caso do tubo de sucção). Para esta verificação, foi necessário a modelagem computacional individual de cada domínio. A grandeza verificada em cada caso foi:

- O coeficiente de perda K [-] em função da relação de diâmetros no domínio Distribuidor;
- O torque T [N.m] no eixo em função dos esforços nas pás e no cubo no domínio Rotor;
- O coeficiente de recuperação de pressão C_p [-] no domínio Tubo de Sucção.

A análise realizada para a definição da malha discretizada com relação ao número e dimensão dos elementos é apresentada resumidamente nas Tabelas 4.2, 4.3 e 4.4, e as curvas de convergência assintótica mostradas na Figura 4.5. Conforme os gráficos da Figura 4.5, são consideradas para os três domínios a malha refinada de número 2, sendo que a partir desta, o refinamento atinge a convergência assintótica, não sendo necessário utilizar uma malha altamente refinada. O valor do GCI para entre as malhas 2 e 3, conforme as Tabelas 4.2, 4.3 e 4.4 é da ordem de 0,1%.

Tabela 4.2. Independência de malha por GCI – Distribuidor.

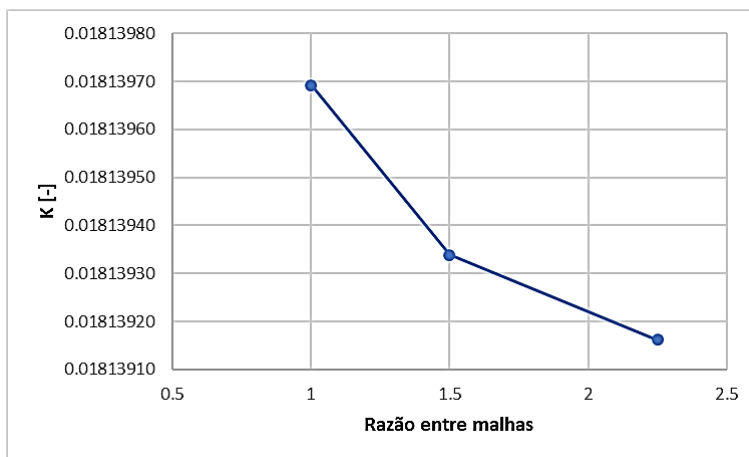
Malha	Razão entre malhas	K [-]	p	$f_{h=0}$	GCI_{12}	GCI_{23}	Assintótica
1	1	0,0181397	-3,091	14,154	0,398	0,113	0,998
2	1,5	0,0181393					
3	2,25	0,0181392					

Tabela 4.3. Independência de malha por GCI – Rotor.

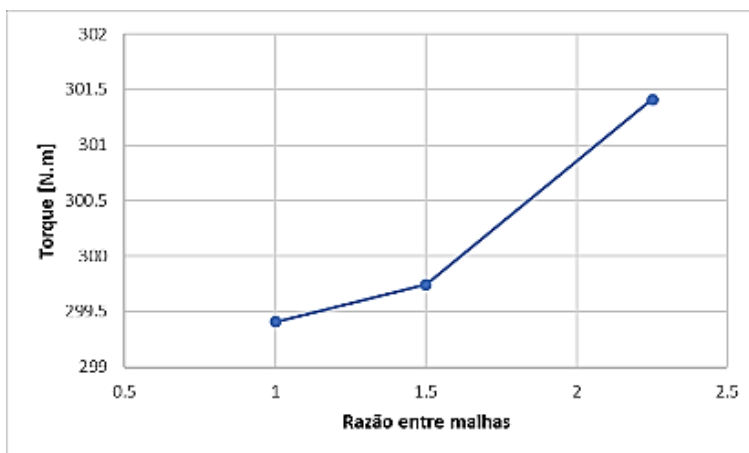
Malha	Razão entre malhas	Torque [N.m]	p	$f_{h=0}$	GCI_{12}	GCI_{23}	Assintótica
1	1	299,40732	3,934	299,493	-0,036	-0,177	0,999
2	1,5	299,74535					
3	2,25	301,41126					

Tabela 4.4. Independência de malha por GCI – Tubo de Sucção.

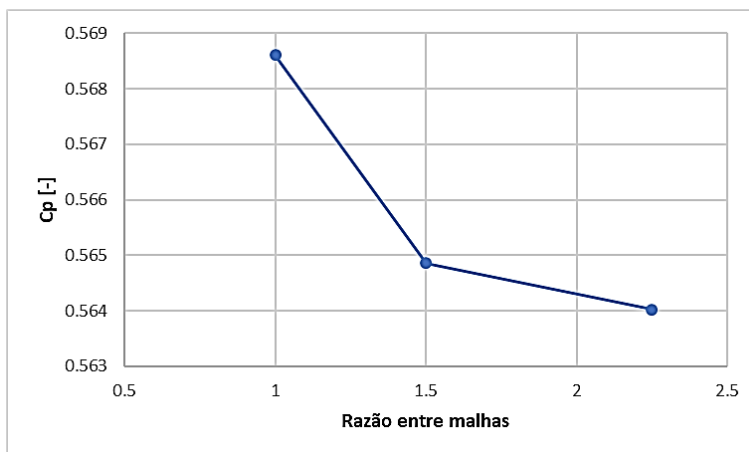
Malha	Razão entre malhas	C_p [-]	p	$f_{h=0}$	GCI_{12}	GCI_{23}	Assintótica
1	1	0,5686052	-3,716	0,573	-1,058	-0,236	1,007
2	1,5	0,5648581					
3	2,25	0,5640275					



(a)



(b)



(c)

Figura 4.5. Curvas de convergência assintótica.

4.4.3 Malha dos domínios computacionais

Diferentes tipos de malha foram utilizados para a discretização dos domínios computacionais. Esta decisão foi tomada de acordo com a complexidade da geometria, porém obedecendo os critérios de y^+ na região próxima da parede, a taxa de crescimento dos elementos, critérios de qualidade de malha e independência de malha.

4.4.3.1. Malha do domínio bidimensional

As malhas bidimensionais do domínio computacional do tubo de sucção foram geradas por malhas estruturadas através da associação de blocos. Com isso, é possível ter maior controle sobre o crescimento dos elementos próximos da parede, garantindo maior qualidade à malha. Os elementos nas regiões de parede foram determinados calculando sua altura para y^+ conforme Tabela 4.1, com taxa de crescimento de 1,2. A Figura 4.6 apresenta como exemplo as malhas para as geometrias GEO1 e GEO5 (as geometrias analisadas neste trabalho são descritas na seção 5.1.1), onde para geometrias diferentes a estrutura de blocos é a mesma. Neste caso, onde há mutação da geometria devido o processo de otimização automática, deve-se ter muito cuidado com a estrutura de blocos, para que não ocorra deformação dos elementos de malha.

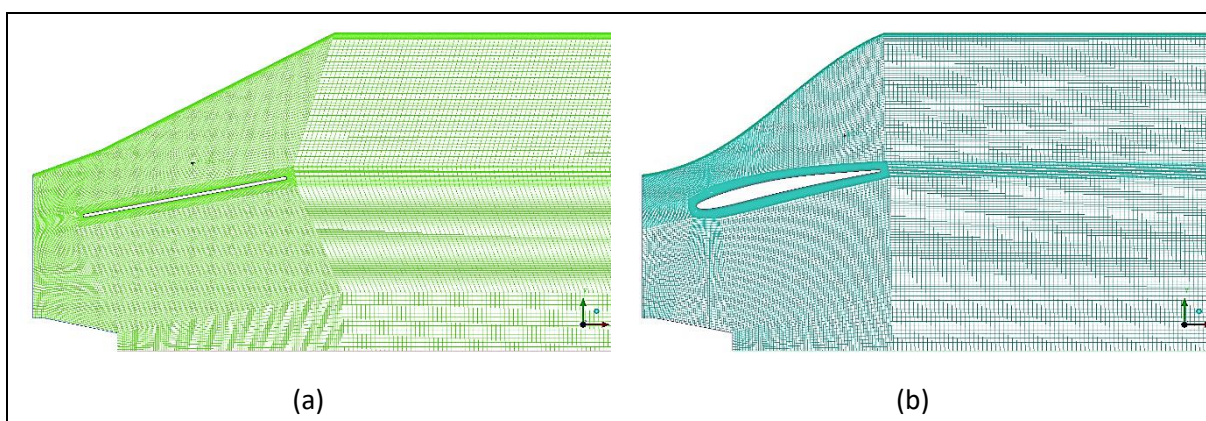


Figura 4.6. Malhas estruturadas do domínio bidimensional para (a) GEO1 e (b) GEO5.

4.4.3.2. Malha domínios tridimensionais

Os domínios tridimensionais Distribuidor e Tubo de Sucção (ver os perfis de geometria gerados para cada tubo de sucção na seção 5.1.1 do capítulo 5, e na Figura 5.2) foram discretizados com malhas estruturadas hexaédricas, com base na técnica de blocagem. Neste tipo de construção é importante que os blocos conservem o critério de ortogonalidade para evitar elementos com alta taxa de deformação, onde podem ocorrer cruzamentos entre elementos que resultariam em resultados pouco confiáveis. Sendo assim, o tempo gasto em construir este tipo de discretização é considerado favorável na confiabilidade da solução numérica.

As Figuras 4.7 e 4.8, mostram detalhes da malha estruturada com refinamentos na região próxima da parede.

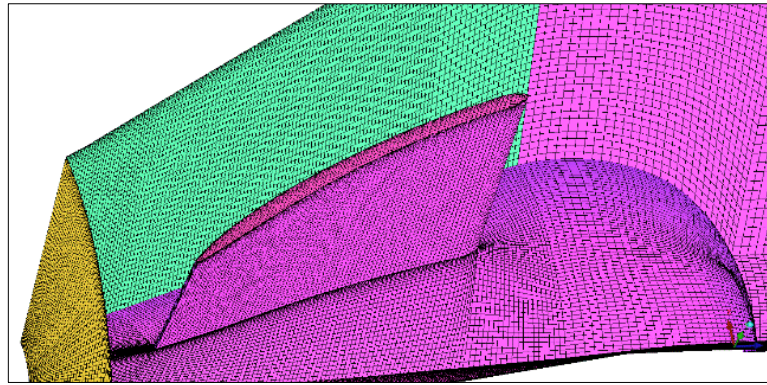


Figura 4.7. Malha hexaédrica estruturada do Distribuidor.

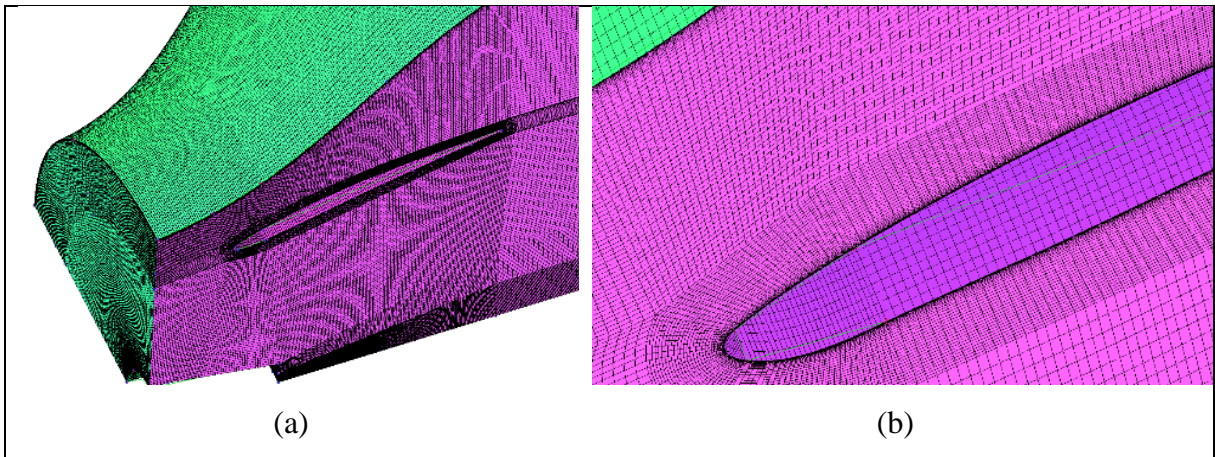


Figura 4.8. Malha hexaédrica estruturada do Tubo de Sucção otimizado: (a) vista geral e (b) detalhe do refino na região de parede.

Os domínios Rotor e Tubo de Sucção referente à geometria GEO1 (ver seção 5.1.1 e Figura 5.2) foram discretizados utilizando malha híbrida não estruturada com 8 camadas de elementos prismáticos nas regiões de parede com interesse de análise dos efeitos viscosos, os quais transitam para elementos de pirâmides tetraédricas, que por sua vez transitam para o núcleo hexaédrico (Figuras 4.9, 4.10, 4.11 e 4.12). Os elementos de parede na camada prismática possuem para ambas geometrias (Rotor e Tubo de Sucção) altura do primeiro elemento conforme valor de y apresentado na Tabela 4.1, com taxa de crescimento de 1,2. O uso de malhas híbridas é recomendado em situações em que a geometria do domínio apresenta grande complexidade, porém, diferente da malha puramente tetraédrica, é possível o refinamento das camadas próximas à região de parede, onde a quantidade de elementos é maior, e com o núcleo hexaédrico obter uma menor quantidade de elementos e com maior organização, garantindo um cálculo computacional mais rápido e com qualidade.

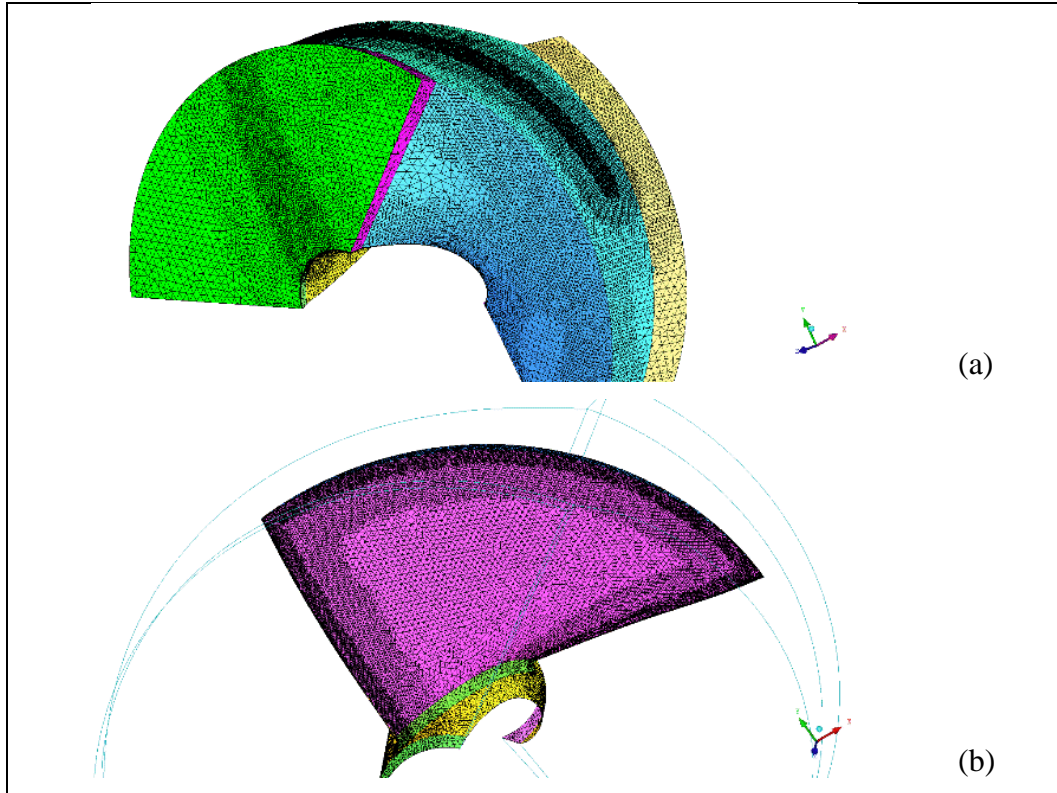


Figura 4.9. Detalhe externo da malha não-estruturada do Rotor: (a) vista geral e (b) cubo e pá.

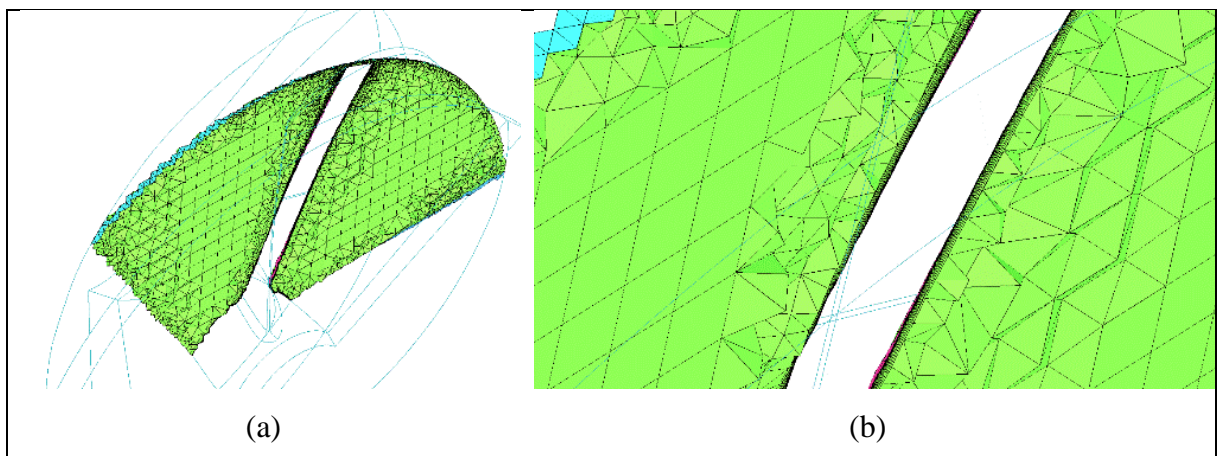


Figura 4.10. Detalhe do núcleo da malha do Rotor, com as transições entre camadas prismática, tetraédrica e hexaédrica: (a) vista geral e (b) detalhe da transição das camadas prismáticas, tetraédricas e núcleo hexaédrico.

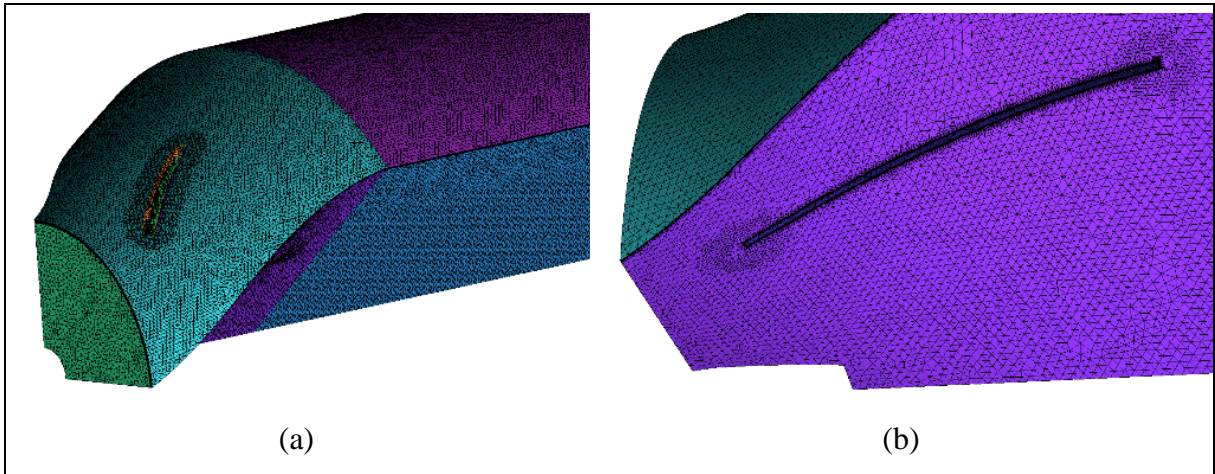


Figura 4.11. Detalhe externo da malha não-estruturada do Tubo de Sucção GEO1: (a) vista geral e (b) detalhes de refino de região de parede na superfície periódica.

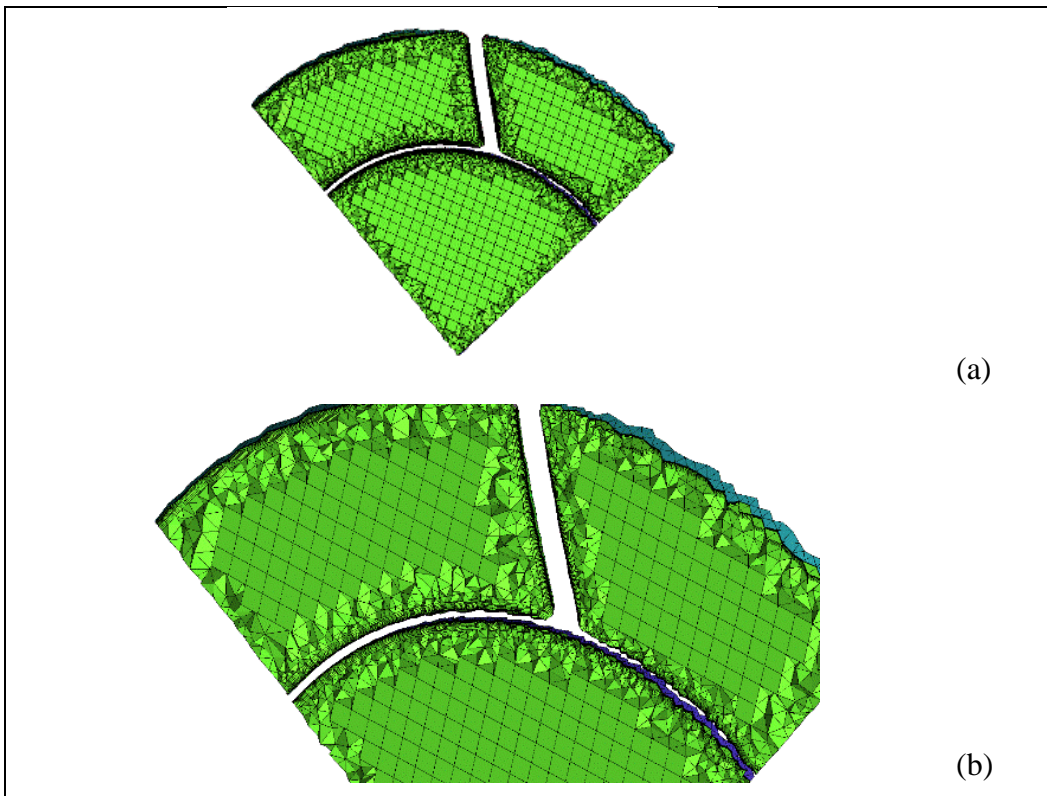


Figura 4.12. Detalhe do núcleo da malha do Tubo de Sucção GEO1, com as transições entre camadas prismática, tetraédrica e hexaédrica: (a) vista geral e (b) detalhe da transição das camadas prismáticas, tetraédricas e núcleo hexaédrico.

4.5 Solução Numérica

4.5.1 Abordagem bidimensional do tubo de sucção

A análise numérica bidimensional foi realizada no software Fluent®, em regime permanente. O *solver* utilizado é do tipo *pressure-based*, por ser aplicável em regimes desde escoamentos incompressíveis de baixa velocidade até escoamentos compressíveis de altas velocidades, não requerendo alto volume de memória computacional. A solução numérica baseada no *solver pressure-based* utiliza como base um algoritmo que pertence a uma classe geral de métodos chamada método de projeção. Neste método, a restrição de conservação de massa do campo de velocidade é alcançada através da resolução de uma equação de pressão (ou correção de pressão). A equação da pressão é derivada das equações de continuidade e da quantidade de movimento, de tal forma que o campo de velocidade, corrigido pela pressão, satisfaz a continuidade. Sendo assim, uma vez que as equações governantes são não lineares e são acopladas umas às outras, o processo de solução do problema envolve iterações em que todo o conjunto de equações governantes é resolvido repetidamente até a solução convergir (ANSYS, 2013b).

Sendo o objeto de estudo, o tubo de sucção com geometria de revolução, na análise bidimensional pode ser considerado apenas o plano meridional com a condição de axissimetria axial, para que os efeitos do escoamento 3D podem ser representados no plano 2D.

Como condições de contorno em 2D foram utilizadas as componentes cartesianas de: velocidade, pressão estática, energia cinética k e a dissipação ω nas direções x e y , com base na solução 3D, na entrada do tubo de sucção (Figura 3.4). As variáveis que definem a condição de contorno na entrada foram obtidas através de uma análise numérica preliminar da turbina ULH na abordagem tridimensional, onde os resultados foram obtidos na interface entre os domínios do Rotor e do Tubo de Sucção e exportados para um arquivo de extensão “*.csv”. Para o uso destas variáveis na abordagem bidimensional, a direção cartesiana normal ao plano de interesse da análise é eliminada e cria-se um novo arquivo de extensão “*.txt”, o qual é utilizado para introduzir as condições de contorno no software Fluent®. Na superfície de saída do tubo de sucção foi utilizado como condição de contorno a pressão estática igual a zero.

Como acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o método *SIMPLE* (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), método padrão que apresenta robustez nas correções de velocidade e pressão, para impor a conservação de massa e obter o campo de pressão. Dentre os métodos de discretização, para os gradientes foi utilizado o método *Green-Gauss Cell-Based*,

para a discretização da pressão foi utilizado o método Standard, e o método de interpolação para o termo de convecção foi utilizado o *First-Order Upwind*, por ser de fácil convergência, e mais rápido que o *Second-Order Upwind*. Foram adotados fatores de relaxação para a Quantidade de Movimento (0,1) e para Energia Cinética Turbulenta (0,4), para acelerar a convergência do cálculo. Como critérios de convergência foram adotados resíduos da ordem de 1×10^{-4} para quantidade de movimento e 1×10^{-3} para k e ω respectivamente. Os valores iniciais do campo de escoamento foram considerados a partir da região de entrada do domínio. A Tabela 4.5 apresenta de maneira resumida os parâmetros utilizados pelo Fluent® para a solução numérica do problema bidimensional.

Tabela 4.5. Parâmetros de solução para o problema 2D – Fluent®.

Configuração da solução		
	Geral	
	Regime	<i>Permanente</i>
	Modelo de turbulência	<i>k-ω SST</i>
Condições de Contorno		
	Superfícies	
	Entrada	<i>Pressão estática e componentes de velocidade</i>
	Saída	<i>Pressão estática = 0 [Pa]</i>
Solução		
	Métodos de solução	
	Acoplamento Pressão-Velocidade	<i>SIMPLE</i>
	Gradiente	<i>Green-Gauss Cell Based</i>
	Pressão	<i>Standard</i>
	Quantidade de Movimento	<i>First-Order Upwind</i>
	Energia Cinética Turbulenta	<i>First-Order Upwind</i>
	Taxa de Dissipação Específica	<i>First-Order Upwind</i>

4.5.2 Abordagem tridimensional do tubo de sucção

A análise computacional foi realizada, conforme a abordagem 2D, utilizando o software Fluent®. Como esta etapa do estudo tem como objetivo comparar os resultados obtidos nas análises 2D e 3D do tubo de sucção, é recomendável que os procedimentos e métodos aplicados em ambas abordagens sejam o mais similares possível. Sendo assim, para a análise considerando regime permanente e turbulento, as condições de contorno foram aplicadas utilizando as componentes cartesianas de velocidade nas direções x, y, z e a distribuição da

pressão estática local, a energia cinética turbulenta k e a dissipação específica ω em toda a superfície de entrada do tubo de sucção. Estes parâmetros de condição de contorno na entrada foram conforme descritos na seção 4.5.1 deste trabalho. No entanto, diferente da abordagem 2D, neste caso foram consideradas as componentes nas três direções cartesianas obtidas na análise preliminar da turbina ULH, na interface entre os domínios do Rotor e do Tubo de Sucção. Na superfície de saída, a condição de contorno utilizada foi de pressão estática igual a zero [Pa] com distribuição de pressão de equilíbrio radial. Quando esta característica está ativa, a pressão manométrica especificada aplica-se somente à posição do raio mínimo (relativo ao eixo de rotação) no limite. A pressão estática no resto da zona é calculada a partir da suposição de que a velocidade radial é insignificante, de modo que o gradiente de pressão é dado pela Equação 4.20.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_{\theta}^2}{r} \quad (4.20)$$

onde r é a distância do eixo de rotação e v_{θ} é a velocidade tangencial. Note que esta condição de contorno pode ser usada mesmo se a velocidade de rotação for zero.

Os métodos numéricos utilizados de acoplamento pressão-velocidade, métodos de discretização de gradientes e de pressão, método de interpolação, fatores de relaxação (0,1 para quantidade de movimento e 0,4 para a energia cinética turbulenta), e critérios de convergência foram os mesmos utilizados na abordagem 2D, conforme descritos na seção 4.4.1 deste capítulo e apresentados na Tabela 4.3.

4.5.3 Solução numérica 3D da turbina de queda ultrabaixa

Para possibilitar a verificação dos resultados de eficiência hidráulica da turbina, possibilitadas pela maximização do C_p obtido nas abordagens anteriores, é necessário que esta análise seja realizada considerando a turbina toda, composta por seus domínios estacionários e rotativo.

A simulação numérica da turbina toda é realizada em regime permanente, do tipo MRF (*Multiple Reference Frame*) com o uso de domínios estacionários (domínio de entrada e domínio do tubo de sucção) e domínio rotativo. A conexão das interfaces entre os domínios de entrada e de saída com o domínio do rotor foi considerada como tipo *frozen rotor*. Esta forma

de acoplamento é mais útil quando a variação circunferencial do escoamento é grande em relação ao ângulo de posição do domínio.

As condições de contorno empregadas são a rotação e a altura de queda bruta dada pela diferença entre pressão estática nas regiões de entrada (*INLET*) e saída (*OUTLET*).

O software ANSYS CFX® apresenta como configurações básicas de controle do solver o Método de Advecção (*Advection Scheme*), o Controle de Convergência (*Convergence Control*) e o Critério de Convergência (*Convergence Criteria*).

O método de advecção é o sistema do qual se calcula os termos advectivos nas equações discretas de volumes finitos. Este método é subdividido em três métodos (ou esquemas), denominados *Upwind*, *High Resolution* e *Specified Blend Factor*. Porém, para as equações do modelo de turbulência, os métodos de advecção recomendados são o *Upwind* (primeira ordem) e o *High Resolution* (ANSYS, 2013b). Embora o método *Upwind* ser menos preciso do que outros esquemas de advecção, ele também é mais robusto. No entanto, o método *High Resolution* é mais preciso que o método *Upwind*, exigindo menor *timestep*, porém requer maior número de iterações para obter convergência (ANSYS, 2013b).

O controle de convergência determina o número de iterações e o *timescale*. Para problemas no estado estacionário, o CFX-Solver aplica um *pseudo-timestep* como meio de colocar as equações sob relaxação, como medida de forçar as iterações para a solução final. Devido a formulação do Solver ser robusta e totalmente implícita, normalmente uma escala de tempo relativamente grande pode ser selecionada, de modo que a convergência para o estado estacionário seja tão rápida quanto possível.

São definidos pelo controle de convergência o número de iterações, dados pelo número mínimo de iterações (*Min. Iterations*) e número máximo de iterações (*Max. Iterations*). O número mínimo de iterações define a quantia mínima de iterações que o Solver utilizará nos cálculos. O número máximo de iterações define o número de iterações do loop que será rodado, podendo ser finalizado antes do valor especificado caso o critério de convergência seja atingido, ou será finalizado se atingido, mesmo se o critério de convergência não seja atendido.

O controle de escala de tempo (*Timescale Control*) pode ser definido pelas opções *Auto Timescale*, *Local Timescale Factor* e *Physical Timescale*. A opção *Physical Timescale* muitas vezes pode definir uma escala de tempo melhor que a opção *Auto Timescale*, e ainda atingir a convergência mais rápido.

O residual é uma medida do desequilíbrio local de cada equação de conservação do volume de controle. O Solver CFX usa resíduos normalizados como parâmetro para julgar a

convergência. O residual normalizado é usado para parar automaticamente a execução do CFX-Solver quando o critério especificado é atingido. O CFX permite a escolha do tipo de residual, sendo eles MAX (máximo) ou RMS (quadrado médio da raiz, *Root Mean Square*) e especificar um valor de destino. O resíduo tipo RMS é o utilizado com maior frequência. Como critério de convergência, o valor de RMS adotado no presente estudo foi de 10E-4.

Os parâmetros de simulação utilizados no ANSYS CFX® utilizados para a solução numérica do escoamento na turbina ULH são apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6. Parâmetros de solução numérica da turbina ULH – ANSYS CFX®.

Modelo de Turbulência	<i>k-ω SST</i>
Condições de Contorno	
Região/Domínio	
Rotor	<i>Rotação n [rpm]</i>
Inlet/Distribuidor	<i>Pressão estática referente à altura de queda [Pa]</i>
Outlet/Tubo de Sucção	<i>Pressão estática = 0 [Pa]</i>
Acoplamento de Interface	<i>Frozen Rotor</i>
Controle da Solução	
Esquema de Advecção	
Opção	<i>High Resolution</i>
Controle de Escala de Tempo do Fluido	
Controle de Escala de Tempo	<i>Physical Timescale</i>
Comprimento de Escala	<i>Conservative</i>
Fator de Escala de Tempo	<i>1</i>
Critério de Convergência	
Residual Type	<i>RMS</i>
Residual Target	<i>1,00E-04</i>

Capítulo 5.

Resultados

Neste capítulo, são apresentados os resultados obtidos com a geometria otimizada na abordagem 2D. Os resultados são primeiramente comparados com as demais geometrias preliminares do tubo de sucção, que objetiva um maior coeficiente de recuperação de pressão C_p . Com base na geometria otimizada em 2D, é estendida para o domínio 3D do tubo de sucção. Por fim, uma terceira análise numérica em DFC é realizada considerando-se a turbina inteira, com o objetivo de analisar o ganho de eficiência e desempenho da turbina, podendo definir o campo de aplicação da turbina e suas curvas características.

5.1 Análise de Resultados da Abordagem Bidimensional

Os resultados obtidos pela análise DFC em 2D tem por objetivo calcular o coeficiente de recuperação de pressão C_p entre as geometrias analisadas, buscando que a metodologia de otimização venha a resultar em um tubo de sucção de melhor desempenho na recuperação da energia cinética dissipada pelo rotor. Resultados gráficos de comportamento local do escoamento (pressão, velocidade e turbulência) são também importantes, para identificação destes efeitos resultantes da variação geométrica de parede. Para isto, foram analisados cinco tubos de sucção impostos às mesmas condições de contorno, com alterações geométricas na região da parede externa da expansão gradual cônica e no difusor interno.

As geometrias são construídas tendo como base pontos no plano meridional de x e y , conforme Tabela 5.1. A partir destes pontos, as cinco geometrias são criadas, variando as suas características geométricas através da variação destes pontos. A relação dos valores de posição dos pontos apresentados na Tabela 5.1 é representada na Figura 5.1, para a geometria original do tubo de sucção, no plano bidimensional. A descrição de cada geometria e seu nome de referência são apresentados no item 5.1.1 deste capítulo.

Tabela 5.1. Coordenadas bidimensionais da geometria do Tubo de Sucção.

pnt	x [mm]	y [mm]
0	0.00	0.00
1	0.00	72.76
2	0.00	392.52
3	150.06	446.64
4	671.32	707.76
5	4038.80	707.76
6	4038.80	0.00
7	187.50	0.00
8	187.50	39.58
9	27.30	72.76

Para todas as geometrias analisadas, o comprimento total adotado após a saída da expansão foi de 4,0 metros, definido para a estabilização do escoamento. A Tabela 5.2 apresenta os valores das variáveis de posição que caracterizam as diferenças entre as geometrias dos domínios computacionais em 2D do tubo de sucção, apresentadas na seção 5.1.1.

Tabela 5.2. Variáveis geométricas do domínio Tubo de Sucção

Geometria	Variáveis de geometria		Variáveis de geometria spline e curva de Bezier										
	ângulo [graus]	pnt04x [mm]	pnt_in_x [mm]	pnt_in_y [mm]	pos_difusor [mm]	pto1_y [mm]	pto2_y [mm]	pto3_y [mm]	pto4_y [mm]	pto5_y [mm]	pto6_y [mm]	pto7_y [mm]	pto8_y [mm]
GEO1	10.6	671.32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
GEO2	-	671.32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
GEO3	-	800.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
GEO4	10.6	500.00	325.0	577.2	300.0	305.0	321.6	322.2	314.4	303.7	304.2	301.5	295.0
GEO5	11.3	500.00	323.2	584.4	322.7	310.5	321.8	340.3	316.4	300.3	299.4	288.2	277.2

5.1.1 Geometrias

➤ *GEO1. Geometria original*

Baseada nas dimensões e formas do projeto original do tubo de sucção apresentado por Martin *et al.* (2016). A geometria original do difusor interno representa uma seção meridional retangular com espessura de 6,8 mm e 460 mm de comprimento, com inclinação de 10,6° com relação à linha do eixo. Seu comprimento é de 671,32 mm (ponto cartesiano de construção “pto4”).

➤ *GEO2. Geometria original sem o difusor interno*

A geometria se diferencia da anterior (GEO1) apenas por não conter o difusor interno. Sua análise foi necessária uma vez que estudos anteriores (BOTAN *et al.*, 2017) com análise tridimensional da turbina completa (composta do sistema diretor, rotor e tubo de sucção) apresentaram em seus resultados a ocorrência de perturbação na região da expansão gradual cônica e choques na parede das aletas estruturais do tubo de sucção. Uma análise comparativa considerando o tubo de sucção sem o difusor interno e as aletas estruturais resultou no escoamento menos perturbado, com melhora no desempenho da turbina.

➤ *GEO3. Geometria sem difusor interno e com o comprimento prolongado*

Sua geometria se difere da anterior (GEO2) pelo aumento do comprimento no ponto “pnt4” de 671,32 mm para 800 mm. Ou seja, o tubo de sucção além de ter comprimento maior, o ângulo da parede do tubo de sucção seria menor.

➤ *GEO4. Geometria com perfil da expansão cônica em spline e difusor de seção gerada através de polinômios de Bezier*

A geometria externa do tubo de sucção foi desenvolvida buscando-se suavizar o escoamento na parede da expansão cônica, de maneira a evitar o descolamento de camada limite na parede. A geometria GEO4 é a geometria-base utilizada na metodologia de otimização do tubo de sucção. Suas características são descritas na seção 3.3 deste trabalho.

➤ *GEO5. Geometria GEO4 otimizada*

A geometria externa do tubo de sucção e a geometria de perfil hidrodinâmico do difusor da geometria GEO4 são otimizados aplicando a metodologia descrita no Capítulo 3 deste trabalho. A Figura 5.1 apresenta a distribuição dos pontos cartesianos sobre a geometria GEO1, e a Figura 5.2 apresenta as geometrias GEO1, GEO2, GEO3, GEO4 e GEO5.

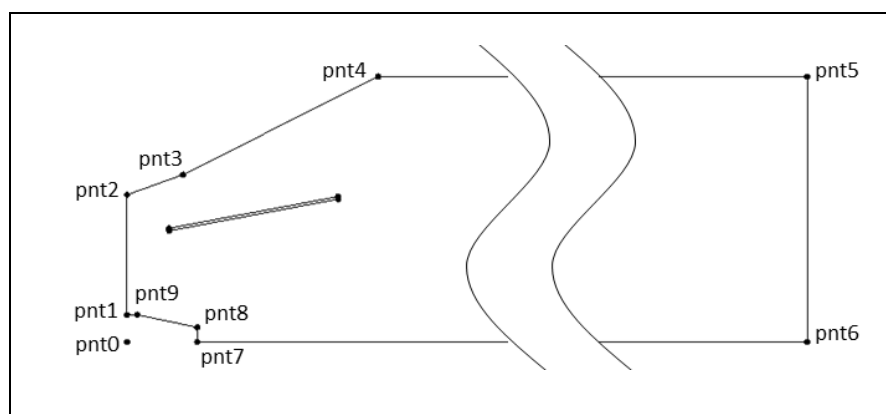


Figura 5.1. Pontos cartesianos de construção das geometrias (GEO1).

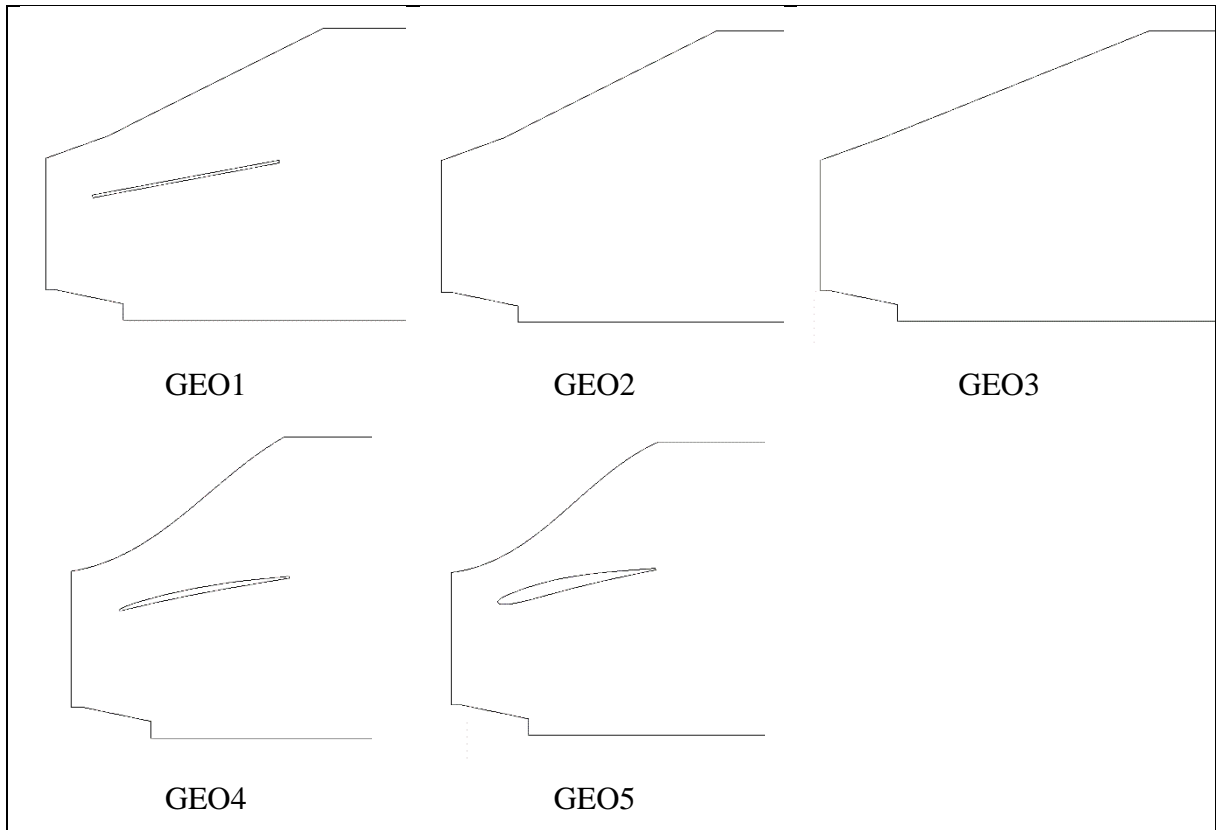


Figura 5.2. Geometrias do tubo de sucção.

5.1.2 Análise comparativa de resultados de geometrias do Tubo de Sucção

Ao se definir as diferentes geometrias do domínio bidimensional referente ao tubo de sucção, permite-se a que a análise numérica por DFC seja realizada, afim de se comparar os resultados. O critério de maior importância nesta avaliação é o valor de C_p . Sendo assim, quanto maior o valor de C_p indica que o desempenho do tubo de sucção contribuirá para que a turbina tenha uma melhor eficiência hidráulica.

A Tabela 5.3 mostra os valores obtidos nos resultados de análise numérica do escoamento no domínio do tubo de sucção. Os resultados da diferença de pressão desde a entrada do domínio até a saída, a velocidade na entrada do domínio, tida como velocidade de referência no cálculo de C_p , o C_p calculado e a intensidade de turbulência I . Como é mostrado na Figura 5.3, o valor de C_p variou desde a geometria GEO1 até GEO5 de maneira crescente, sendo o valor de C_p para GEO1 de 0,71516, quando que para a geometria otimizada o valor foi de 0,83080.

Tabela 5.3. Resultados obtidos por análise DFC

Geometria	Δp [Pa]	v [m/s]	C_p [-]	Intensidade turbulenta I
GEO1	7039,89	4,44	0,71516	0,18522
GEO2	7299,57	4,46	0,73540	0,18331
GEO3	7353,94	4,46	0,74087	0,19362
GEO4	7624,33	4,43	0,77714	0,13917
GEO5	8150,76	4,43	0,83080	0,04683

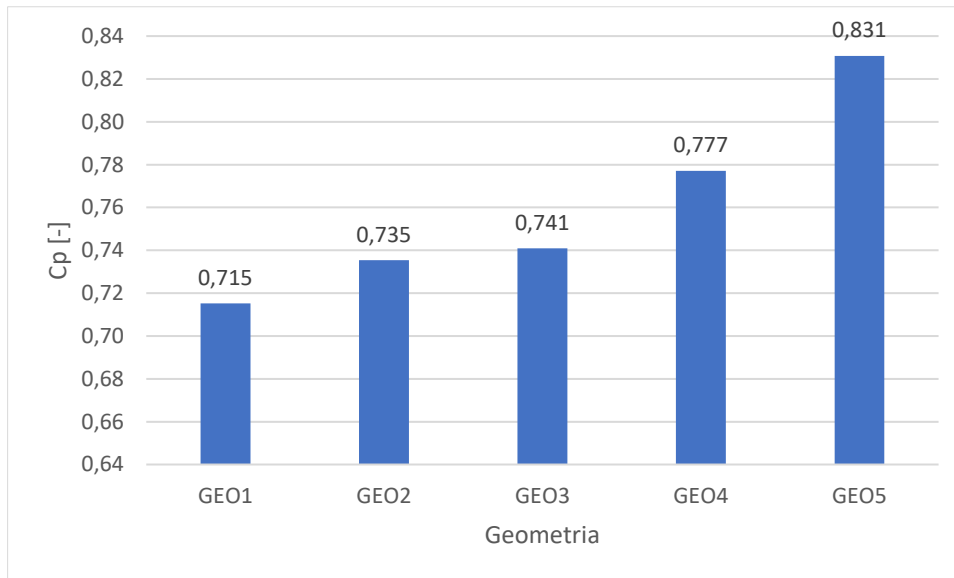


Figura 5.3. Gráfico comparativo entre as geometrias analisadas e o respectivo C_p obtido.

5.1.3 Resultados gráficos da análise bidimensional

A discussão apresentada nesta seção reporta os fenômenos observados no escoamento dentro do tubo de sucção para as geometrias analisadas, através do uso de ferramentas gráficas de contorno de pressão, velocidade e turbulência.

A Figura 5.4 apresenta a distribuição da pressão estática ao longo do comprimento do domínio. A pressão varia de forma crescente desde a entrada até a saída do domínio. Isto significa que ocorre a conversão da energia cinética em pressão, o que resulta no aumento de eficiência da turbina em todas as geometrias analisadas, no entanto, o maior diferencial de pressão é dado pela geometria otimizada GEO5, conforme mostrado na Figura 5.4, onde o valor de Δp resulta em 8150,76 Pa. No entanto o comportamento observado na Figura 5.4 demonstra uma região de pressão mais baixa na região logo após a expansão cônica do tubo de sucção, próxima à parede do canal de fuga (seção constante do diâmetro maior do domínio para

estabilização do escoamento), observada também na geometria GEO4 e com maior intensidade nas GEO2 e GEO3. Esta região é uma região turbulenta, de baixa pressão, onde há maior vorticidade e dissipação de energia cinética perdida.

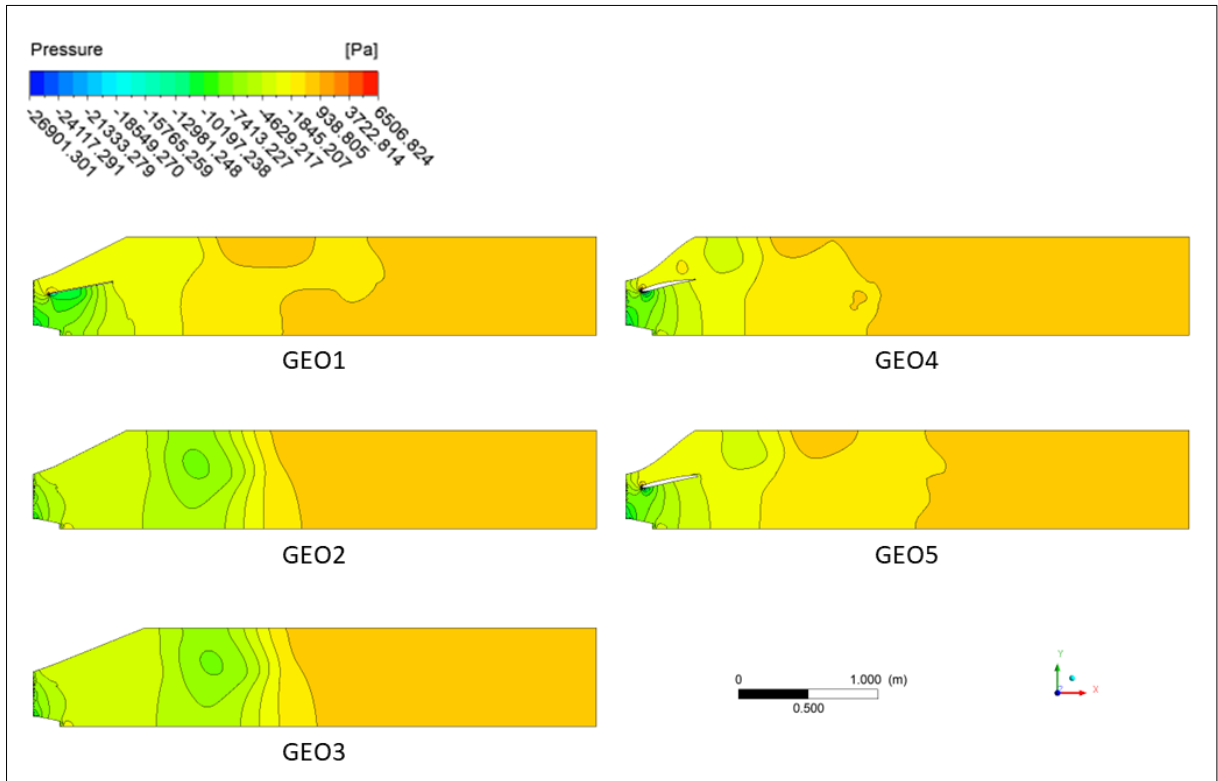


Figura 5.4. Distribuição de pressão estática no tubo de sucção.

O comportamento físico de percurso do escoamento no tubo de sucção é melhor visualizado através dos contornos de velocidade (Figura 5.5), das linhas de corrente (Figura 5.6) e dos vetores de velocidade (Figura 5.7). A zona de perturbação se encontra na região da expansão cônica, onde apresenta uma zona de baixa pressão, até que o escoamento se estabilize após sua passagem. Nas geometrias sem o difusor interno (GEO2 e GEO3), o escoamento apresenta melhor estabilidade, uma vez que não há qualquer elemento que possa gerar choques, gradientes de pressão e de velocidade e perturbação ao fluido em escoamento. Observa-se na Figura 5.7 que o escoamento percorre sobre o perfil otimizado do difusor da GEO5 sem a ocorrência de descolamento de camada limite na região de parede. Isto resulta na não formação de vórtices que viriam a contribuir nas perdas internas da turbina.

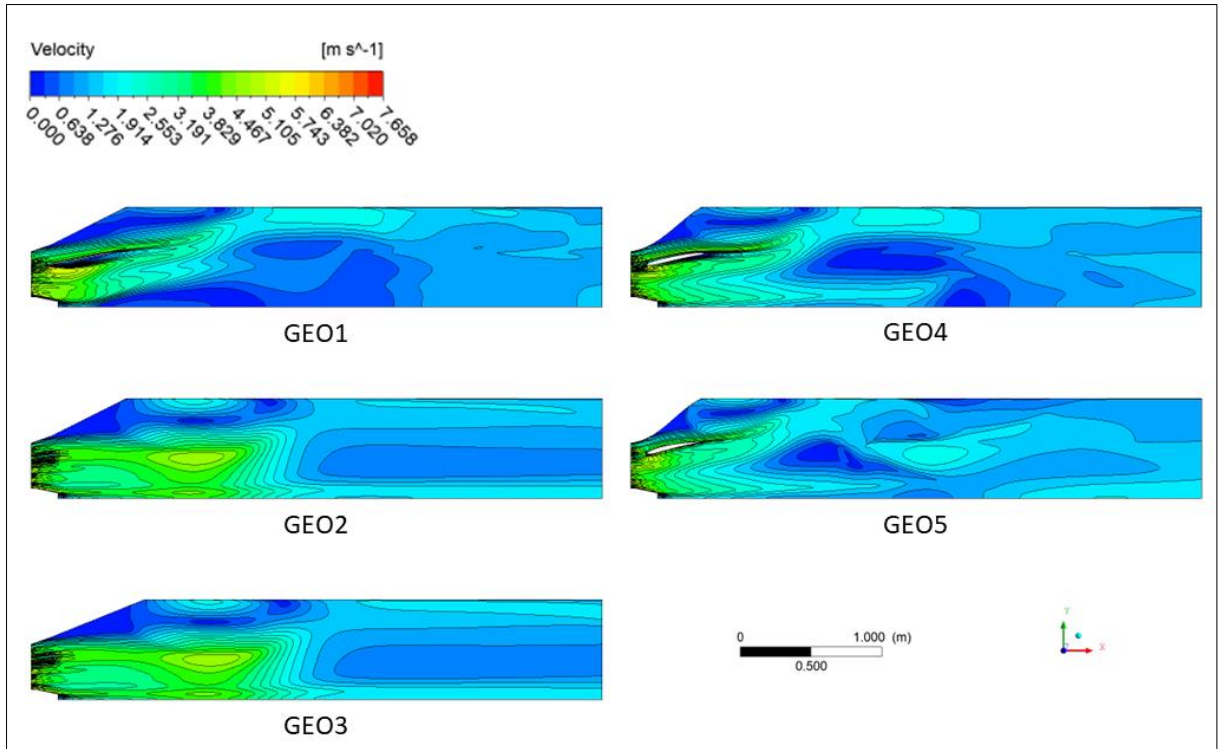


Figura 5.5. Distribuição de velocidade no tubo de sucção.

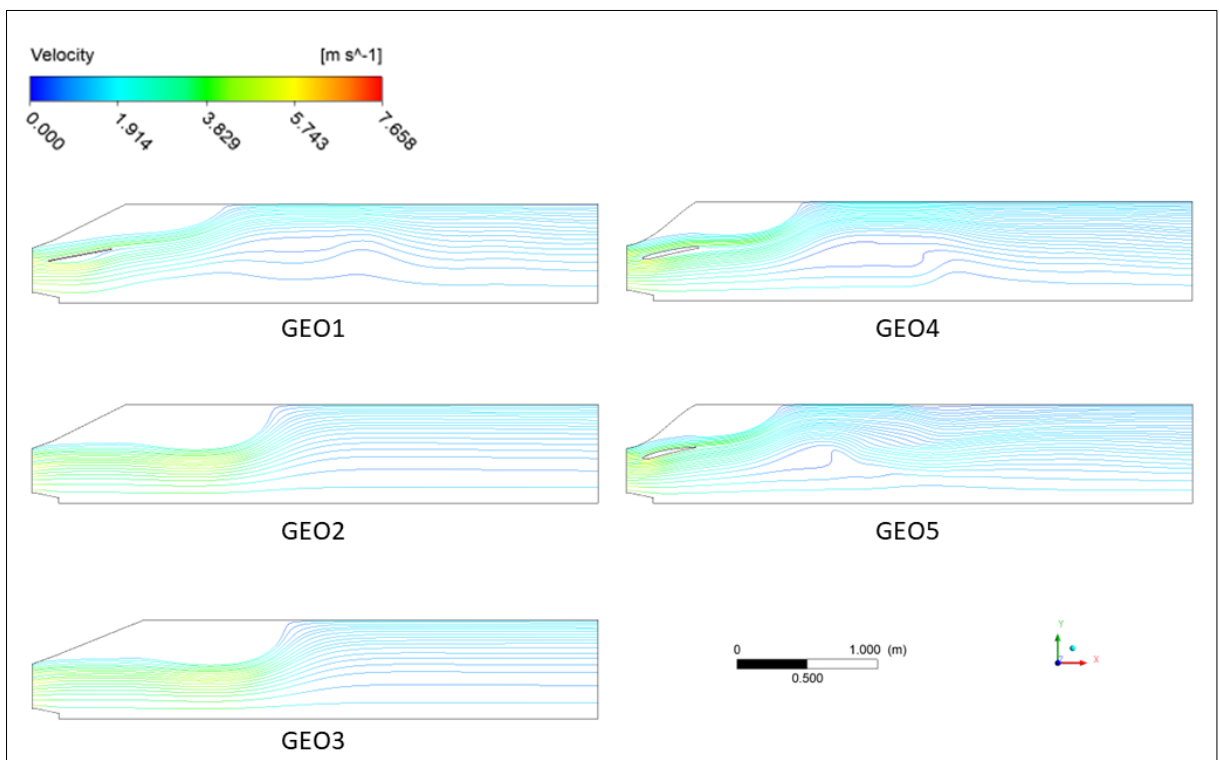


Figura 5.6. Linhas de corrente de velocidade no tubo de sucção.

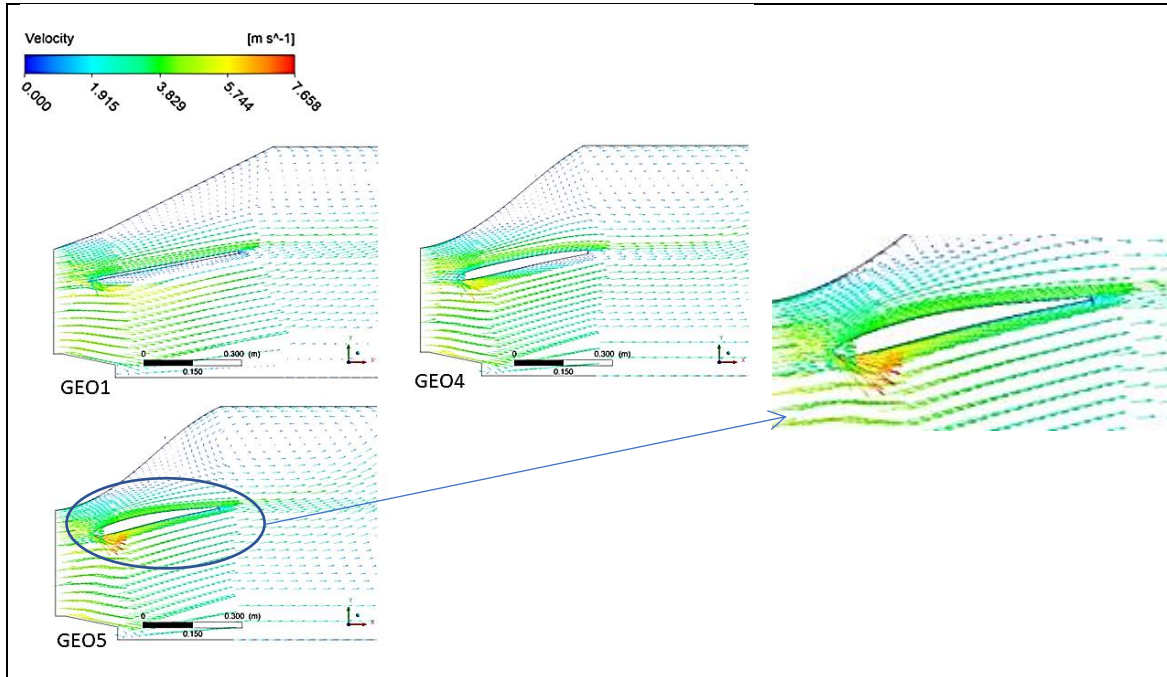


Figura 5.7. Vetores de velocidade para GEO1, GEO4 e GEO5.

A energia dissipada perdida resulta em níveis mais baixos de eficiência para a turbina. Na Figura 5.8, os contornos representam a intensidade turbulenta, também referida como o nível de turbulência. Isto é definido como a relação entre a raiz quadrada média das flutuações da velocidade em relação à velocidade média do fluxo, conforme definido na Equação. 5.1. Sendo assim, é mostrado que a região onde há maior intensidade turbulenta se encontra após a expansão gradual cônica, onde a maior recirculação ocorre, criando zonas de pressão constante. Conforme a Tabela 5.3, deve-se ressaltar a intensidade de turbulência de 4,6% para GEO5, uma vez que se é recomendado o valor da ordem de 5% e 20% para turbulência alta, 1% a 5% para turbulência média e abaixo de 1% para turbulência baixa (ANSYS, 2013c; VIVIER, 1966).

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} \quad (5.1)$$

Onde a flutuação $u' = \sqrt{u'^2}$.

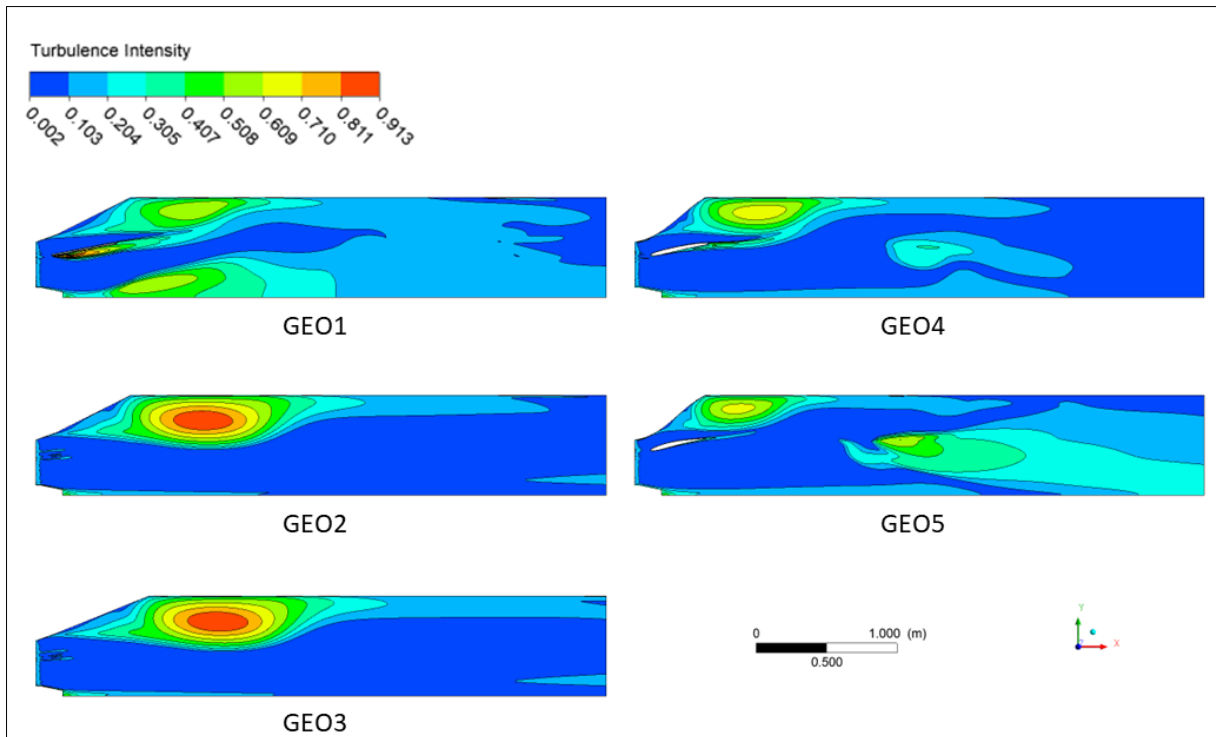


Figura 5.8. Intensidade de turbulência.

De acordo com o comportamento do escoamento observado no interior do tubo de sucção, com maior destaque à GEO5 que apresentou maior coeficiente de recuperação de pressão, verifica-se que o descolamento da camada limite na região da expansão cônica persiste em todas as geometrias. Isto ocorre uma vez que o ângulo existente em todas as geometrias excede o limite considerado admissível – o qual para que se obtenha perdas mínimas e máxima recuperação é recomendado ângulo de cone 2α (Figura 5.9) a 5° (WHITE, 1999).

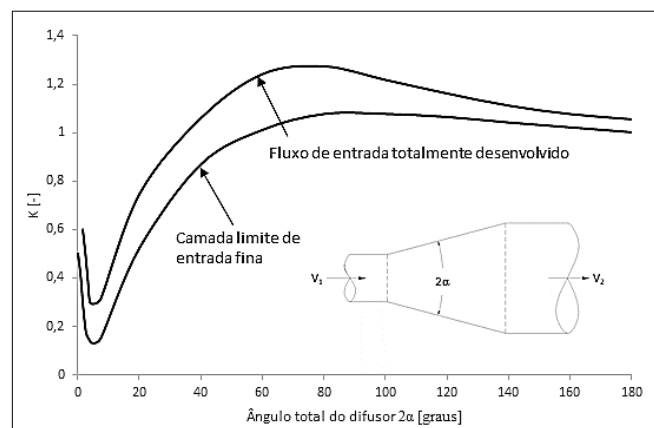


Figura 5.9. Coeficiente de perda de carga em uma expansão gradual cônica.

Fonte: White, 1999.

5.1.3.1. Adaptação da geometria do tubo de sucção otimizado

Como o objetivo do projeto é de se obter uma turbina mais compacta e de maior eficiência hidráulica, procurou-se projetar um tubo de sucção de menor comprimento que a turbina original. Sendo que o projeto mantém os diâmetros originais e busca-se diminuir o comprimento, a tendência é que o ângulo 2α (Figura 5.10) seja sempre maior. Conseqüentemente, ao se aumentar comprimento da expansão cônica, o ângulo 2α diminui, o que implicaria numa maior recuperação de pressão. Assim sendo, uma nova geometria GEO6 foi criada com base na otimização paramétrica. Para esta geometria foi adotada como geometria base a GEO5 (previamente otimizada) e foi aumentado o comprimento do tubo de sucção através do ponto pto4, com o valor intermediário entre os comprimentos das geometrias anteriormente analisadas (500,00 e 671,32 mm), resultando o comprimento de 585 mm, conforme Figura 5.11. Se comparado com a geometria da parede da GEO5, a GEO6 possui maior tangenciamento entre a parede da expansão cônica com a geometria da parede do canal de fuga.

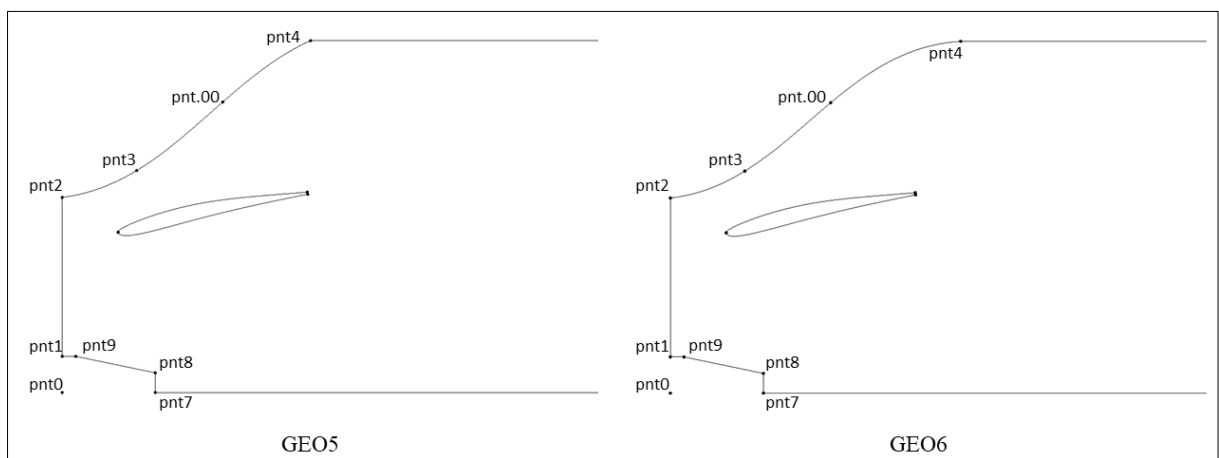


Figura 5.10. Variação da geometria entre GEO5 e GEO6.

De maneira comparativa, as Figuras 5.11 e 5.12 apresentam os contornos de velocidade e os vetores de velocidade para GEO5 e GEO6, respectivamente. A variação geométrica que permitiu suavizar a superfície da parede do tubo de sucção na expansão cônica não resultou em consideráveis diferenças quanto ao comportamento do escoamento no tubo de sucção. No entanto a recuperação de pressão, representada pelo coeficiente C_p , apresentou um pequeno aumento no seu valor, de 0,83080 para 0,83371 para GEO5 e GEO6, respectivamente. Os

valores de C_p e do coeficiente de perda de carga K calculado para cada geometria são apresentados na Tabela 5.4.

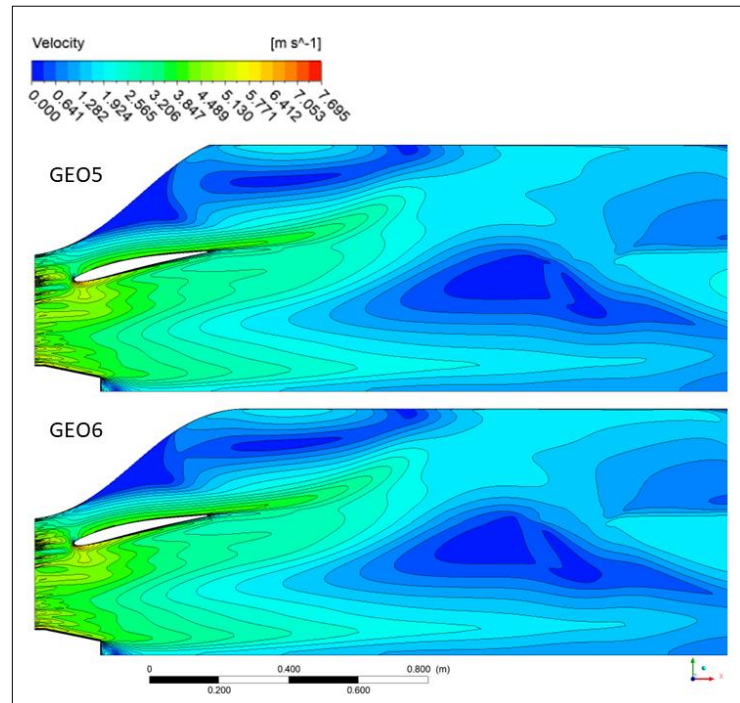


Figura 5.11. Contornos de velocidade de GEO5 e GEO6.

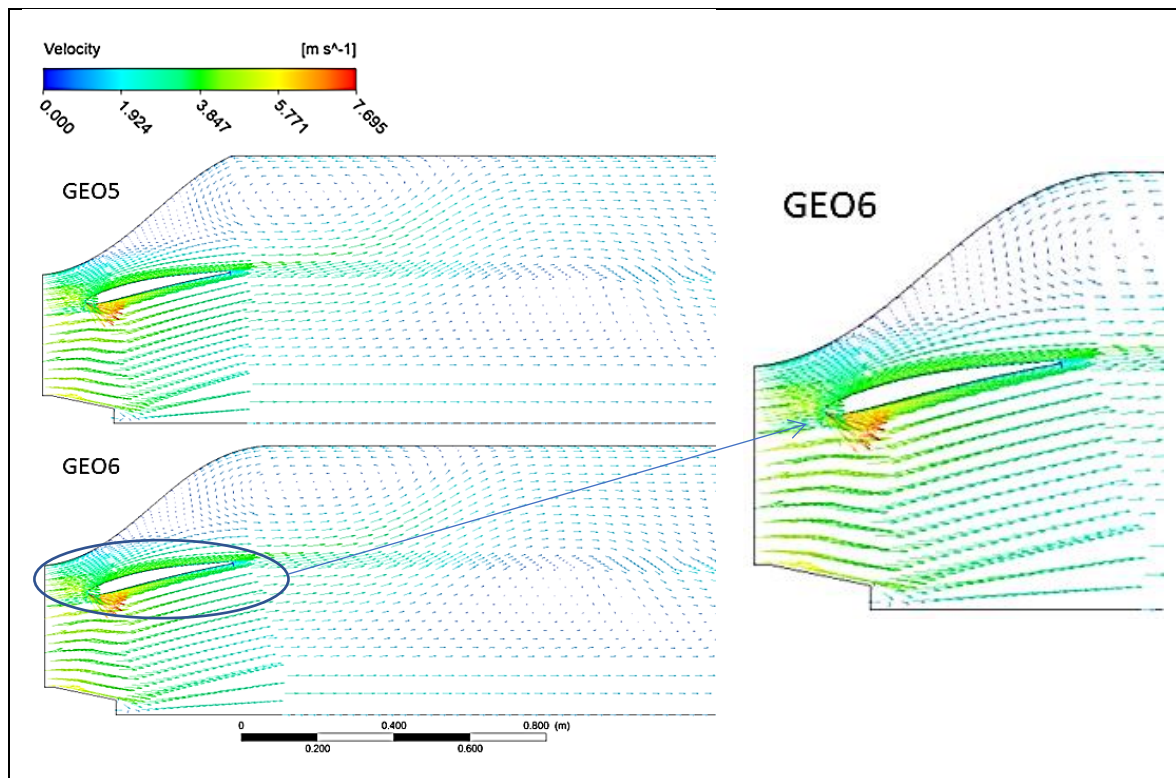


Figura 5.12. Vetores de velocidade para GEO5 e GEO6.

Tabela 5.4. Coeficientes C_p e K .

Geometria	C_p [-]	K
GEO1	0.71516	0.19025
GEO2	0.73540	0.17000
GEO3	0.74087	0.16453
GEO4	0.77714	0.12826
GEO5	0.83080	0.07460
GEO6	0.83371	0.07169

5.2 Análise Tridimensional do Tubo de Sucção

Realizar um processo de otimização baseado na análise de DFC pode requerer um alto custo computacional, principalmente levando em consideração ter uma grande quantidade de variáveis. Sendo assim, se o problema apresenta características que permitem utilizar um processamento mais rápido, como é o caso da abordagem bidimensional, sugere-se repetir a metodologia de cálculo numérico empregado em uma abordagem tridimensional sobre os resultados obtidos em 2D. Nesta seção são discutidos os resultados obtidos na análise DFC sobre as geometrias GEO1, GEO2, GEO3, GEO4, GEO5 e GEO6, a partir da aplicação da metodologia apresentada na seção 4.4.2.

Na presente análise foi desconsiderado o conjunto das 4 aletas no difusor. Tendo em vista validar de forma qualitativa os resultados obtidos na análise bidimensional, para a solução tridimensional, no qual não foi considerado o conjunto de aletas por não haver possibilidade da representação de seus efeitos no plano 2D.

Observando inicialmente os resultados obtidos na análise particular de cada uma das seis geometrias através da Tabela 5.5, verifica-se uma *divergência* no comportamento do C_p na GEO1. Na análise 2D, GEO1 apresentou menor C_p , se comparado com as demais geometrias (Tabela 5.2), no entanto, na análise 3D, seu valor de C_p igual à 0,6142 é superior ao das geometrias GEO2 e GEO3, iguais à 0,5736 e 0,6018, respectivamente. Entretanto, como previsto, pela abordagem tridimensional, o tubo de sucção otimizado GEO6 obteve o maior coeficiente de recuperação de pressão C_p , igual à 0,6918.

Tabela 5.5. Resultados da análise tridimensional.

Geometria	p_{in} [Pa]	p_{out} [Pa]	v_{in} [m/s]	C_p [-]	K [-]	I [-]
GEO1	-6387,15	6,5646	4,5668	0,6142	0,2912	0,0587
GEO2	-5956,76	4,4676	4,5632	0,5736	0,3318	0,1828
GEO3	-6257,25	3,5466	4,5655	0,6018	0,3036	0,1530
GEO4	-6873,48	3,6654	4,5676	0,6605	0,2449	0,1860
GEO5	-7105,32	5,2765	4,5672	0,6830	0,2224	0,1016
GEO6	-7197,39	4,2842	4,5672	0,6918	0,2136	0,1326

Comparando-se o comportamento das geometrias entre as análises 2D e 3D, percebe-se que os valores de C_p obtidos na análise bidimensional são superiores aos valores obtidos na análise tridimensional. Os cálculos 3D representam com precisão o problema do escoamento, enquanto que os cálculos 2D são normalmente realizados assumindo que o fluxo de massa líquida em uma das dimensões espaciais é zero e que não são esperadas acelerações convectivas nessa direção, e as forças da superfície e do corpo que atuam nesta direção são negligenciadas. Considerando que as simulações em 3D são mais realistas do que em 2D, pois representam todos os gradientes em todas as direções onde no campo de pressão é fortemente influenciado pela cinemática e turbulência do escoamento. Por outro lado, também, estas diferenças estão associadas na discretização da malha bi e tridimensional e condições de contorno.

A comparação entre os resultados das análises bi e tridimensionais são apresentadas na Figura 5.13.

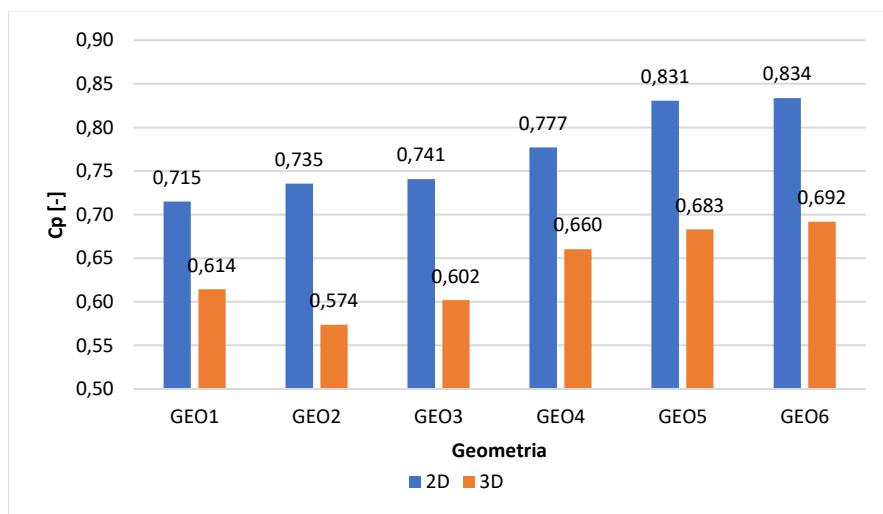


Figura 5.13. Comparação de resultados entre as análises 2D e 3D.

Como resultados gráficos, as Figuras de 5.14 a 5.17 mostram os contornos de pressão, contornos de velocidade, trajetórias de linhas de corrente e os vetores de velocidade para as geometrias analisadas. O comportamento apresentado nas Figuras 5.14 e 5.15, contorno de pressão estática e contorno de velocidade, respectivamente, apresentam similaridades quanto à distribuição se comparado, de forma qualitativa, com o apresentado na análise bidimensional. Isto é comprovado por meio da distribuição de pressão ao longo do domínio, zonas de baixa pressão na região interna ao difusor interno, pressão de estagnação apresentada na região frontal do difusor interno, zonas de velocidade baixa na expansão cônica, e descolamento do fluxo nas regiões de parede da expansão cônica e do difusor interno.

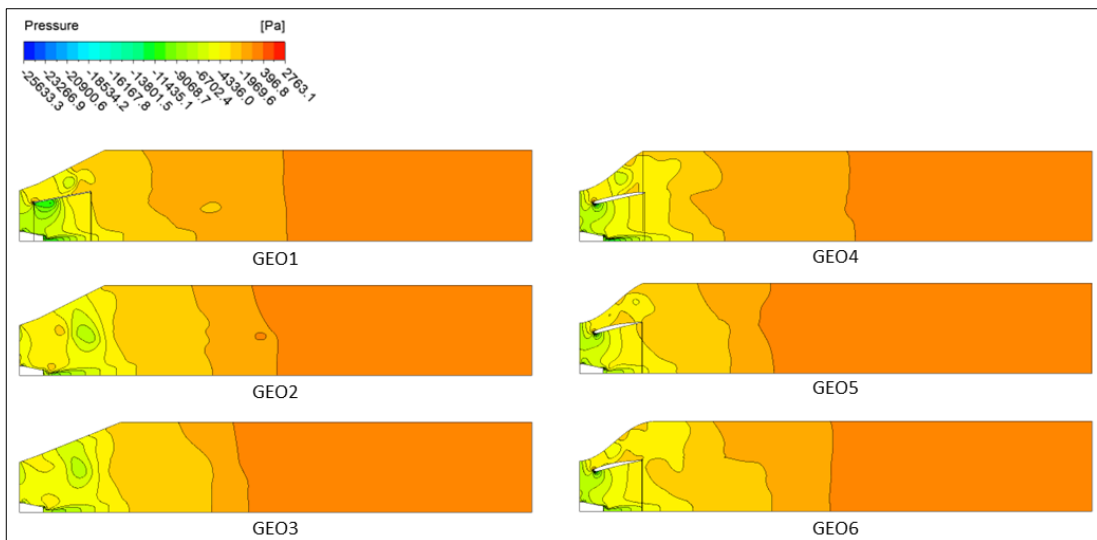


Figura 5.14. Contornos de pressão estática ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.

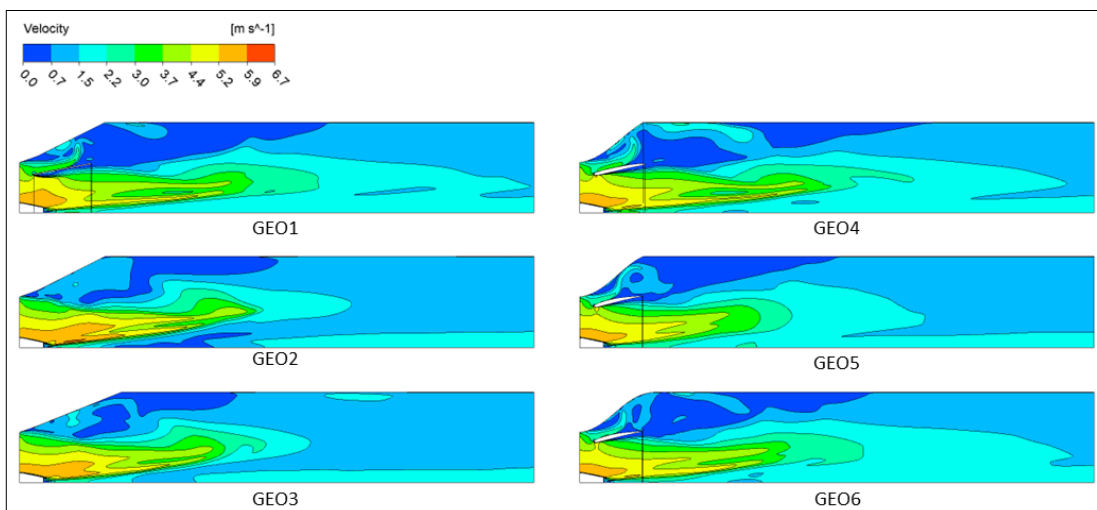


Figura 5.15. Contornos de velocidade ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.

Observar a trajetória através das linhas de corrente permite certificar o comportamento do escoamento tridimensionalmente, e verificar de maneira quantitativa a formação de vórtices e seus efeitos sobre o escoamento, atentando-se na formação de esteiras de adaptação do fluido até a saída do tubo de sucção. Na Figura 5.16, as regiões de menor velocidade e de baixa pressão, conforme Figuras 5.14 e 5.15, apresentam maiores turbulências e, nestas regiões, conseqüentemente, ocorrem as maiores dissipações de energia. Porém, na região interna ao difusor interno, o escoamento é melhor desenvolvido, com pouco descolamento na região de parede, devido ao menor ângulo se comparado à parede externa. Isto é melhor observado na Figura 5.17, através dos vetores de velocidade. Com isso, conclui-se que o difusor interno cumpre o objetivo de diminuir as perdas internas por dissipação de energia cinética turbulenta, recuperando parte da energia perdida.

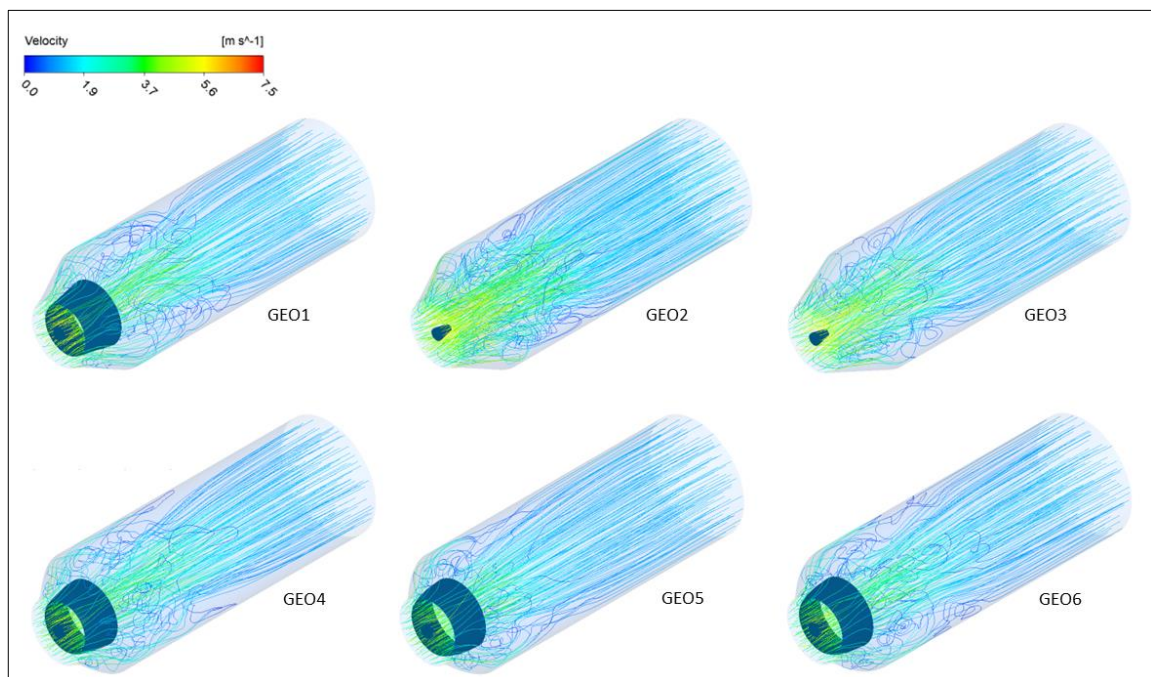


Figura 5.16. Linhas de corrente ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.

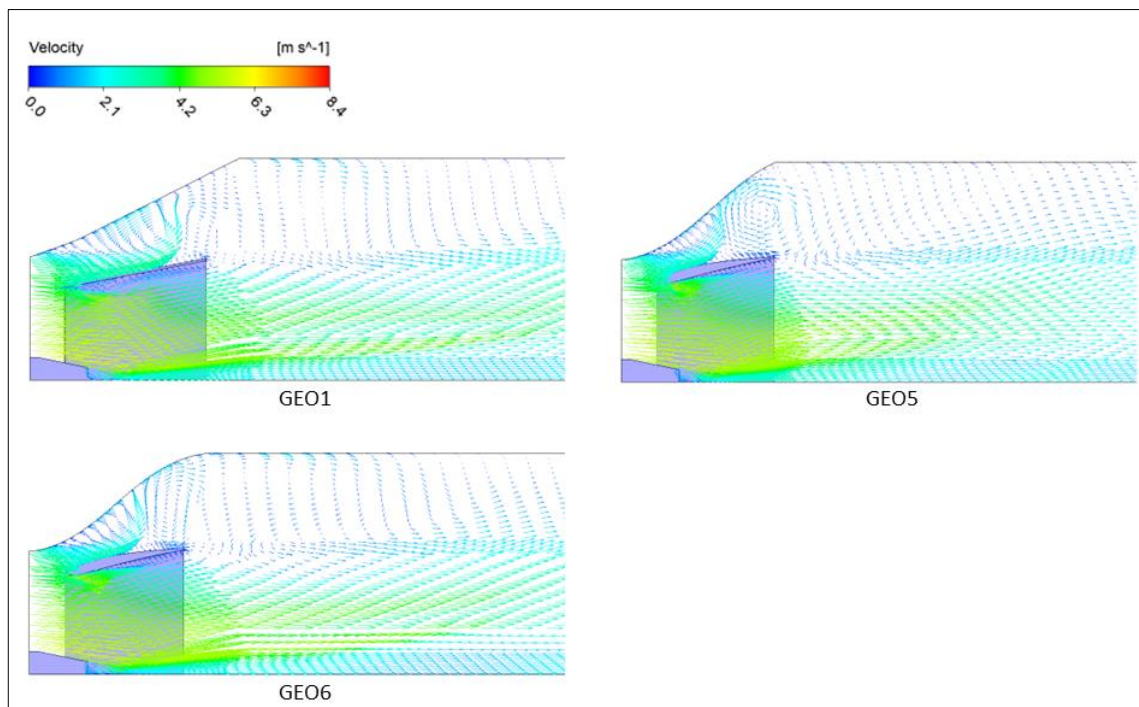


Figura 5.17. Vetores de velocidade ao longo do domínio tridimensional do tubo de sucção.

Embora as geometrias otimizadas GEO5 e GEO6 possuam respectivamente o melhor valor de C_p (0,6830 e 0,6918), apresentaram grande perturbação na região da expansão cônica, assim como todas as demais geometrias. Este fator se deve ao fato de que, embora otimizadas, ainda apresentam um ângulo muito grande de expansão cônica, e isto influencia severamente na separação de camada limite e geração de vórtices.

5.3 Análise de Escoamento e Desempenho da Turbina ULH por DFC

Realizar uma análise de escoamento via DFC da turbina ULH permite que seja levantado o desempenho de toda a turbina, e não apenas do tubo de sucção. Com isso, visa obter como resposta o desempenho da turbina quanto sua aplicação. Nesta seção serão apresentados e discutidos os resultados de eficiência entre a turbina ULH com o tubo de sucção GEO1 com o tubo de sucção de geometria otimizada GEO6, com base nas curvas características e campos de aplicação.

5.3.1 Avaliação comparativa entre GEO1 e GEO6

Para que se possibilite uma comparação entre a turbina ULH original (GEO1) e a turbina ULH otimizada (GEO6), é necessário que sejam considerados todos os seus componentes hidromecânicos. Sendo assim, as aletas estruturais que suportam o difusor interno do tubo de sucção devem ser consideradas.

A turbina ULH composta pelo tubo de sucção de geometria GEO6 não possui aletas como sistema de suporte estrutural do difusor, uma vez que o desenvolvimento do mesmo, de acordo com a geometria gerada, é objeto de estudos futuros. Incluir este item no processo de otimização do tubo de sucção seria possível apenas em uma abordagem tridimensional, e considerando que na presente abordagem o problema de otimização foi resolvido utilizando um total de 12 variáveis, o custo computacional seria muito alto, o que comprometeria a finalização deste trabalho dentro do prazo esperado.

Como as pressões na região do tubo de sucção são bastante baixas, apenas para critério de análise preliminar, considerou-se o uso de hastes cilíndricas para a sustentação do difusor interno. Ao todo são utilizadas oito hastes, sendo quatro hastes equidistantes em 90 graus cada, próximas à extremidade frontal e outras quatro próximas à extremidade traseira do difusor interno. Cada haste possui diâmetro de 20 mm, projetados a partir da distribuição de pressão conforme Figura 5.18. O diâmetro da haste, relativamente pequeno, não influencia negativamente na geração de vórtices, apresentando pouca separação de camada limite e não compromete no desempenho do tubo de sucção. A Figura 5.19 mostra a forma física do tubo de sucção otimizado.

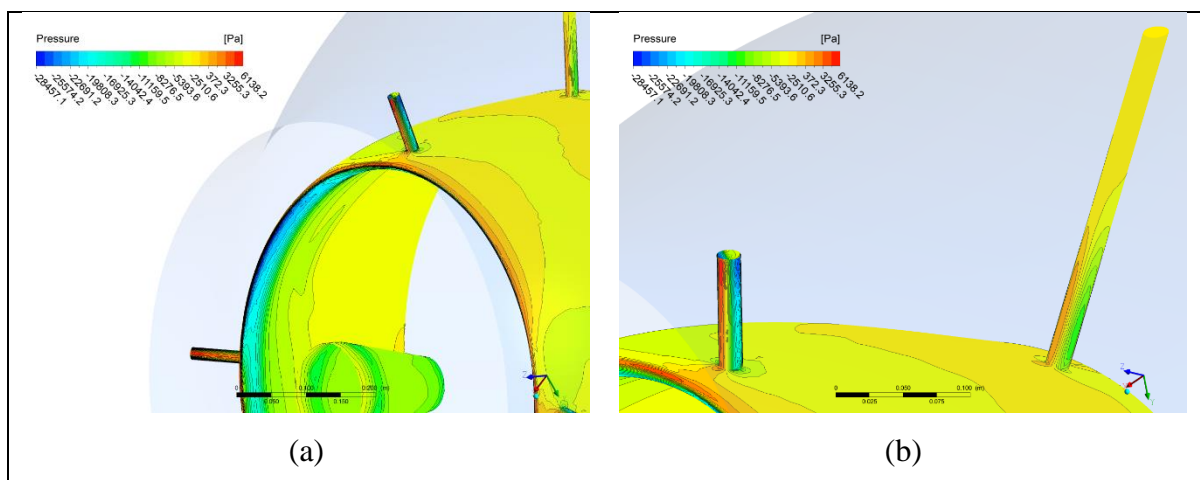


Figura 5.18. Distribuição de pressão sobre as hastes de suporte do difusor interno.

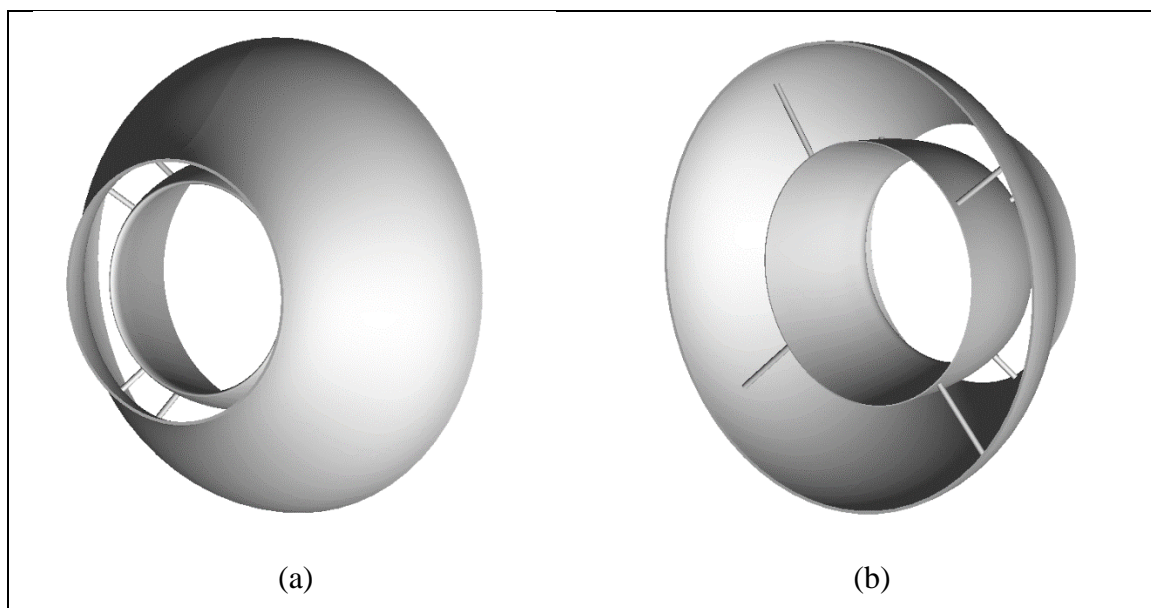


Figura 5.19. (a) Vista frontal e (b) vista traseira do tubo de sucção GEO6.

Os resultados obtidos na análise de DFC para as duas configurações da turbina ULH teve como objetivo conferir os ganhos de eficiência resultantes na modificação da geometria do tubo de sucção. Para isso, as turbinas compostas pelos domínios de entrada (Distribuidor), rotativo (Rotor) e do tubo de sucção (GEO1 e GEO6) foram simuladas operando em diferentes faixas de rotação, para uma mesma altura de queda líquida (baseada na pressão estática dos níveis montante e jusante). A grandeza vazão neste caso passa a ser uma resultante em função da pressão. As rotações foram variadas entre 200 rpm e 800 rpm. A pressão estática imposta como condição de contorno nesta análise é referente à altura de queda líquida H igual a 2,5 metros.

As linhas de corrente mostradas na Figura 5.20 são coerentes com as linhas de corrente apresentadas na Figura 5.16. Nela é possível perceber mais claramente o volume do fluido que passa de forma equalizada internamente no difusor interno. Apesar de que em ambos os casos apresentados há muita turbulência na região de expansão, a GEO1 apresenta uma região de recirculação do fluxo após a passagem pelas aletas. Estas recirculações são caracterizadas por serem zonas de baixa pressão, com muita dissipação turbulenta, o que contribui para as perdas internas.

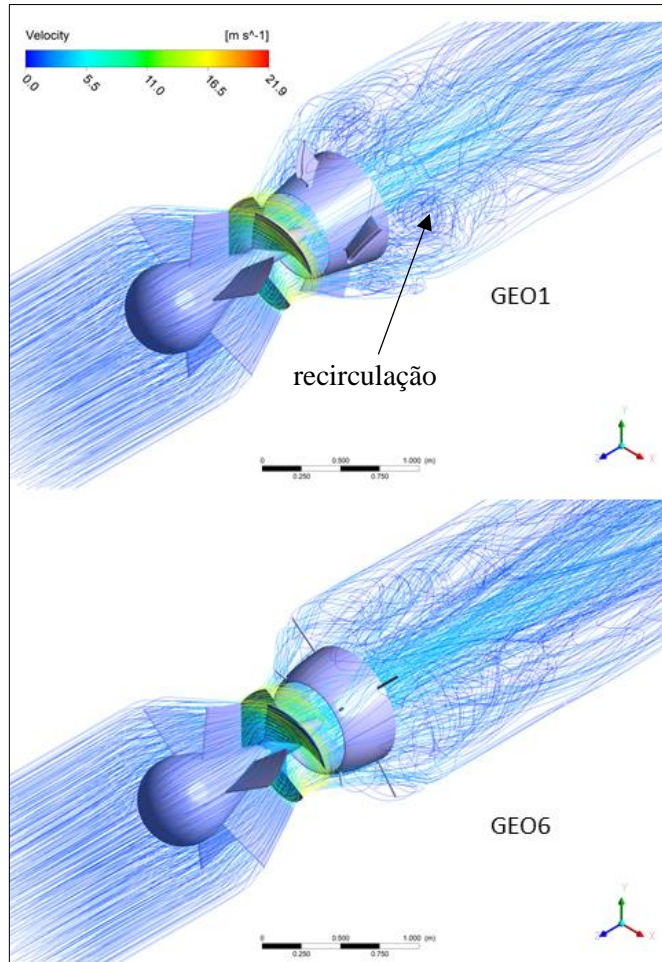


Figura 5.20. Linhas de corrente sobre a turbina ULH com os tubos de sucção GEO1 (superior) e GEO6 (inferior).

A Figura 5.21 apresenta os gráficos das curvas de eficiência hidráulica das turbinas compostas pelos tubos de sucção GEO1 e GEO6, em função da rotação de operação e em função da vazão, respectivamente. A turbina composta pelo tubo de sucção otimizado GEO6 permitiu um aumento da eficiência hidráulica, de 82% para 84%, em comparação com a geometria original GEO1. É um aumento de 2% a mais, um valor aparentemente pequeno, porém, a turbina é mais compacta, uma vez que o comprimento do tubo de sucção é menor, e de complexidade construtiva reduzida, pois não possui aletas de perfil hidrodinâmico, e sim hastes cilíndricas de fácil fabricação. Pelos gráficos da Figura 5.21, pode-se concluir que o objetivo do presente trabalho, de se obter uma turbina mais compacta otimizando-se a geometria do tubo de sucção, foi atingido.

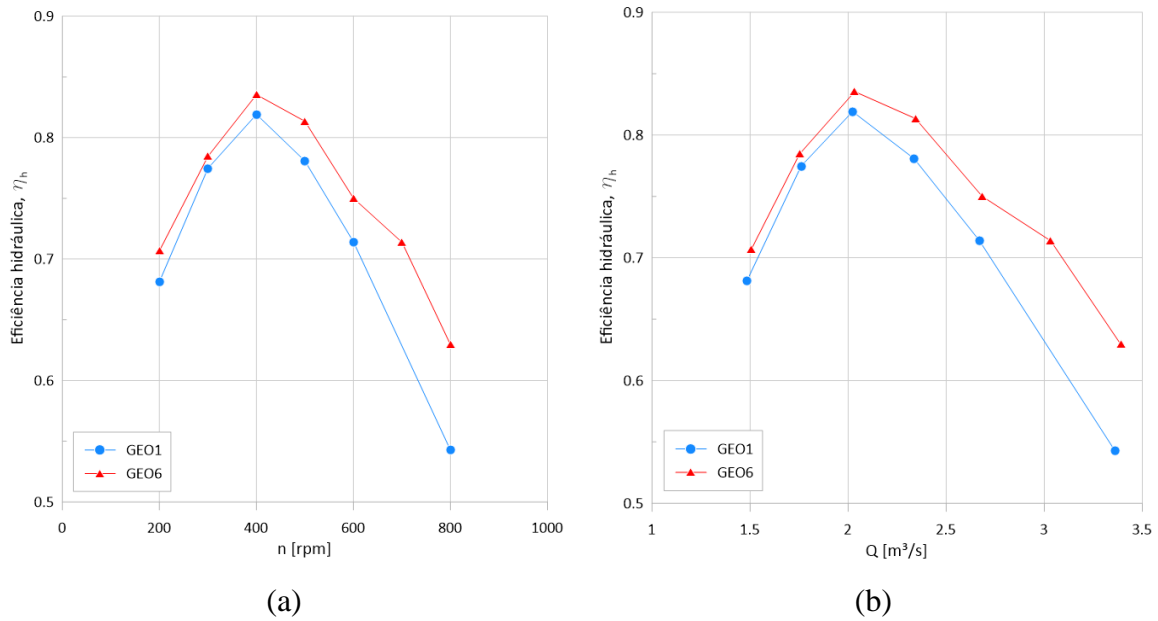


Figura 5.21. Gráficos comparativos de eficiência hidráulica da turbina ULH construídas com tubo de sucção de geometrias GEO1 e GEO6.

5.3.2 Desempenho da turbina ULH otimizada

A turbina ULH possui uma geometria bastante distinta. Esta afirmação não se refere apenas ao tubo de sucção, mas em toda a máquina. Possui um sistema diretor fixo de inclinação constante e ângulo de posição também constante. O rotor de projeto especial, com relação de diâmetros entre cubo e diâmetro externo das pás é de 0,21 (sendo a faixa de relação com valores entre 0,4 e 0,6 mais comum em aplicações de turbinas tipo hélice), configurando em pás de grande altura.

O projeto do rotor da turbina pode ser legitimado usando a teoria da asa de sustentação e conceitos clássicos de projeto de turbinas axiais (ver Apêndice E). A verificação apresentada na Tabela 5.7 é realizada na estação média do plano meridional, conforme Figura 5.22, onde as setas indicam a direção do fluxo na altura de $span$ de 0,5. As dimensões D_e e D_i (referentes ao diâmetro externo das pás e diâmetro de cubo, respectivamente) são os valores reais de projeto. Como valores de entrada, a rotação n , a vazão Q e a altura de queda líquida H são os valores resultantes da análise da turbina ULH com tubo de sucção GEO6 conforme seção 5.3.1 deste capítulo no ponto de eficiência hidráulica ótima. Os demais valores apresentados são obtidos pelas equações presentes no Apêndice E. Contudo, a turbina possui projeto definido conforme Martin et al (2016), portanto, os ângulos α_2 e α_3 referentes à posição das aletas do sistema diretor e β referente ao ângulo de posição da pá do rotor são conhecidos pelo projeto da turbina.

Os valores apresentados na Tabela 5.6 para estas variáveis são calculados para validar o projeto no ponto de operação da turbina. Sendo assim, α_2 e α_3 reais tem o valor de $66,47^\circ$, enquanto que calculado $65,93^\circ$, enquanto que β real tem valor de $24,97^\circ$, enquanto que o valor calculado é de $26,24^\circ$, ou seja, a variação entre as posições de α e β calculados é de ± 1 grau, tornando-se irrelevantes. A Figura 5.23 apresenta o diagrama de velocidade no sistema diretor e os triângulos de velocidade no rotor, referentes aos dados da Tabela 5.6.

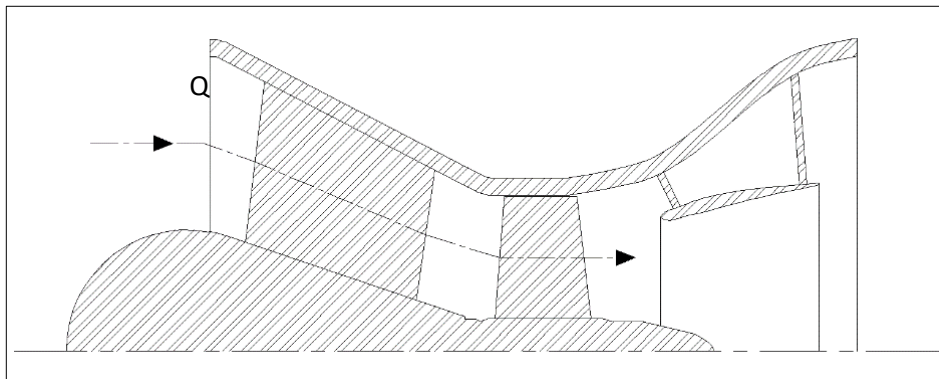


Figura 5.22. Plano meridional de análise dos triângulos de velocidade.

Tabela 5.6. Dados de projeto do rotor na estação meridional.

Q [m ³ /s]	H_{liq} [m]	n [rps]	nq_A [-]	D_i [m]	D_e [m]	D_{médio} [m]
2,02	2,486	6,667	863,4	0,159	0,746	0,452
u [m/s]	Δc_u, c_{u3} [m/s]	α₃, α₂ [graus]	w_∞ [m/s]	β_∞ [graus]	C_s l/t [-]	l/t [-]
9,475	2,162	65,93	9,690	29,973	0,446	0,827
t [m]	l [m]	C_s [-]	C_A [-]	y_{max} [m]	y_{max}/l [-]	Perfil [-]
0,474	0,392	0,539	0,004	0,016	0,041	Gö 428
δ [graus]	β [graus]	C₀ [-]	Re (10⁶) [-]	ε [-]	τ [-]	
3,733	26,24	0,255	3,78	0,007	0,886	

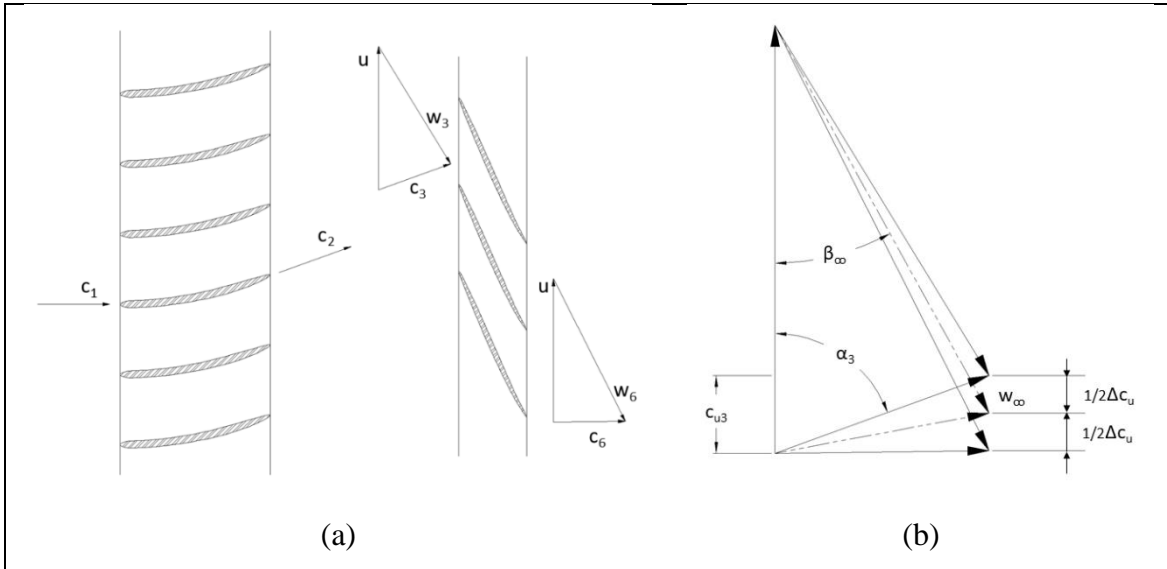


Figura 5.23. (a) Diagrama de velocidade no sistema diretor e (b) triângulos de velocidade na grade linear.

As Figuras 5.24 e 5.25 apresentam a distribuição de pressão no perfil da pá no ponto de eficiência hidráulica ótima. O que se percebe é a baixa diferença de pressão entre o lado de pressão e o lado de sucção, e esta é uma característica de projeto que visa não ter diferenças bruscas de pressão que possa ser prejudicial à vida dos peixes que venham a passar por entre pás durante o funcionamento da turbina. Este fator também contribui para evitar o risco de cavitação. A zona de estagnação de pressão no bordo de ataque da pá possui distribuição muito bem desenvolvida, demonstrando coerência com o projeto do ângulo de posição da pá. Também não são verificadas regiões de separação das camadas limites, no lado de pressão nem sucção, característica da alta solidez do rotor.

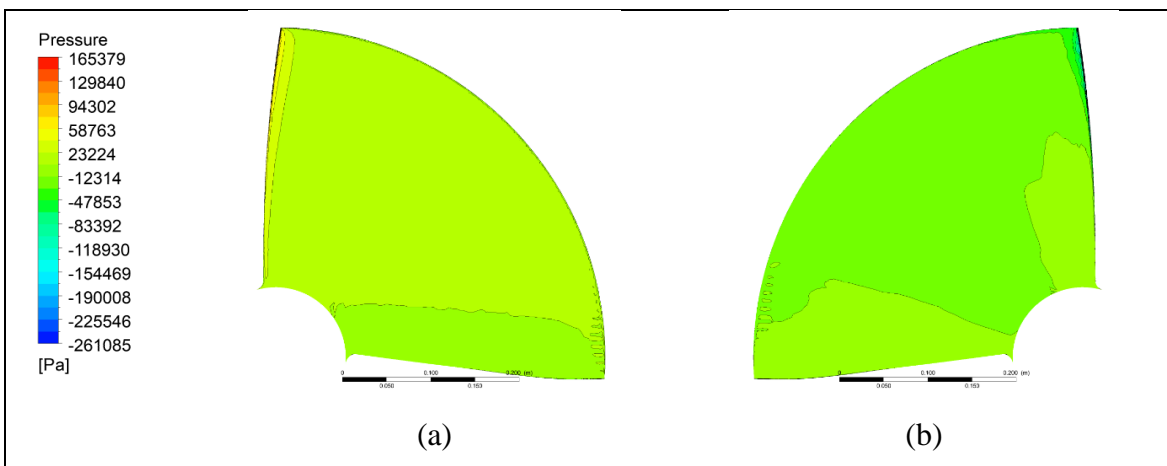


Figura 5.24. Contornos de pressão estática nos lados (a) de pressão e (b) de sucção das pás do rotor.

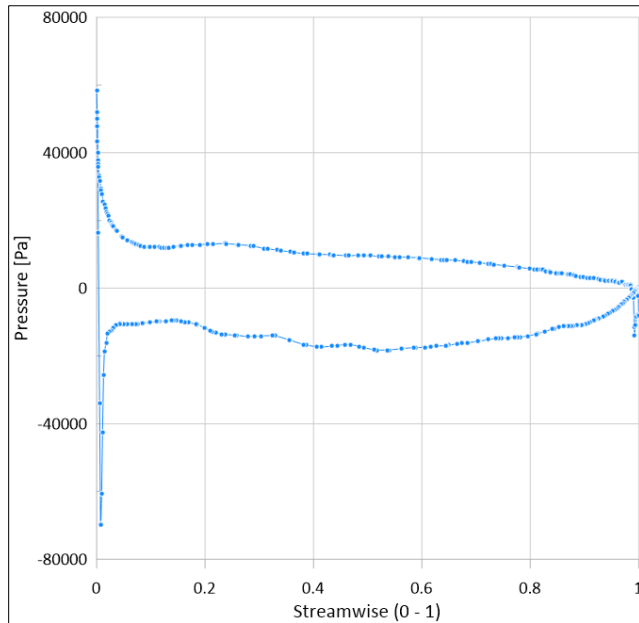


Figura 5.25. Carregamento de pressão estática nas pás no plano meridional.

Para determinar o campo de aplicação da turbina ULH composta pelo tubo de sucção GEO6 através de análise de DFC, foi aplicada a metodologia descrita na seção 4.5.3 deste trabalho, com rotação e alturas de queda líquida de 1,0 m, 1,5 m, 2,0 m, 2,5 m e 4,0 m. Com os resultados obtidos, é possível desenhar as curvas características de eficiência hidráulica e de potência de eixo correlacionadas com a respectiva altura de queda líquida, rotação e vazão para cada condição imposta. Estas curvas são importantes, pois possuem informações que permitem ao usuário prever a geração realizada em determinada condição em que a turbina poderá ser operada em campo.

Os gráficos apresentados nas Figuras 5.26 e 5.27 mostram as curvas de eficiência hidráulica da turbina para cada condição de altura de queda líquida, em função da rotação e da vazão, respectivamente. O ponto de ótima eficiência hidráulica, de 84%, conforme já mencionado anteriormente, coincide com turbina operando com altura de queda líquida de 2,5 m com rotação de 400 rpm e vazão de 2,02 m³/s. Porém, a eficiência local nos pontos de melhor desempenho de cada uma das condições de altura de queda imposta não são de valores tão inferiores, gerando uma curva envoltória bastante ampla, dando à turbina uma característica de eficiência similar de operação para diferentes faixas de operação.

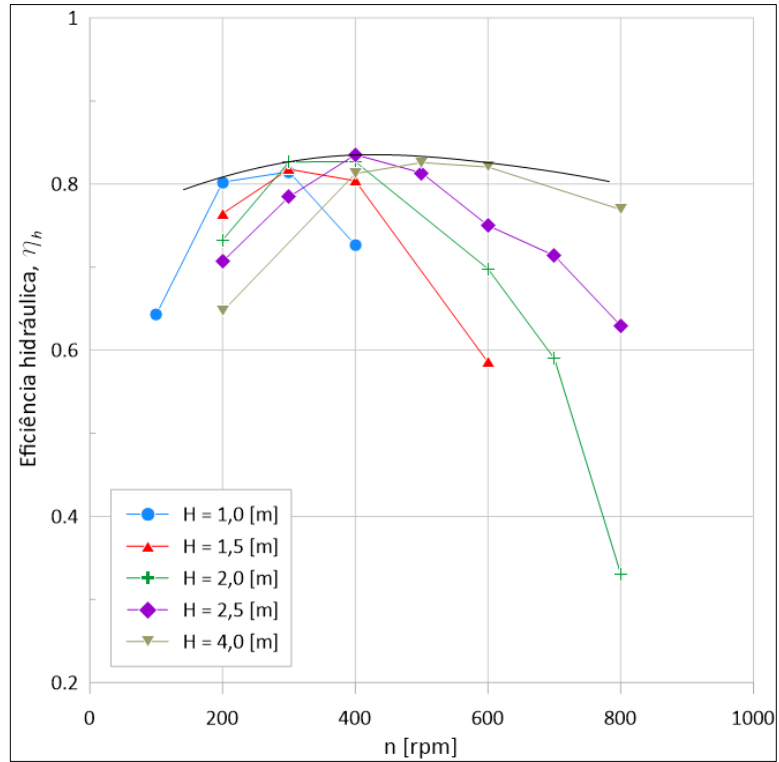


Figura 5.26. Eficiência hidráulica versus rotação.

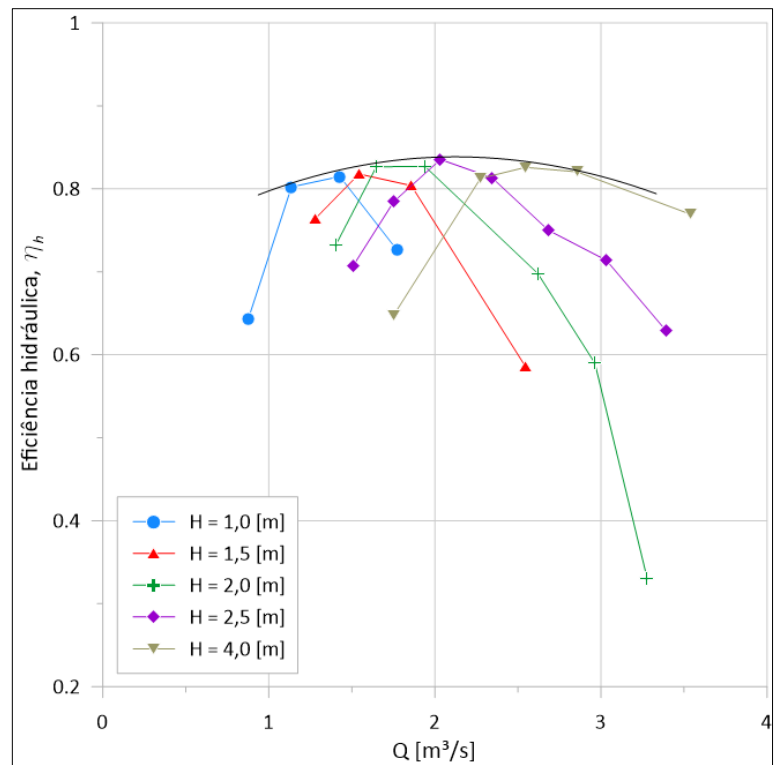


Figura 5.27. Eficiência hidráulica versus vazão.

O gráfico da Figura 5.28 permite correlacionar a potência mecânica gerada pela ação das condições hidráulicas impostas à turbina em função da rotação para cada faixa de altura de queda líquida da qual é submetida. Correlacionando os resultados apresentados na Figura 5.28, a Figura 5.29 representa os resultados das potências de eixo para cada altura de queda líquida com as curvas relativas à rotação da turbina e à vazão volumétrica. A condição onde a maior potência mecânica é gerada não é necessariamente relacionada ao ponto de melhor eficiência hidráulica. No caso de se obter uma maior energia gerada acima do ponto de melhor eficiência, o operador deverá se atentar se há riscos mecânicos e de cavitação que comprometam a estabilidade e vida útil da turbina e seus componentes. De acordo com os gráficos de ambas figuras, em aproveitamentos de queda da ordem de 4,0 metros, a turbina pode gerar potência mecânica de valores acima de 90 kW.

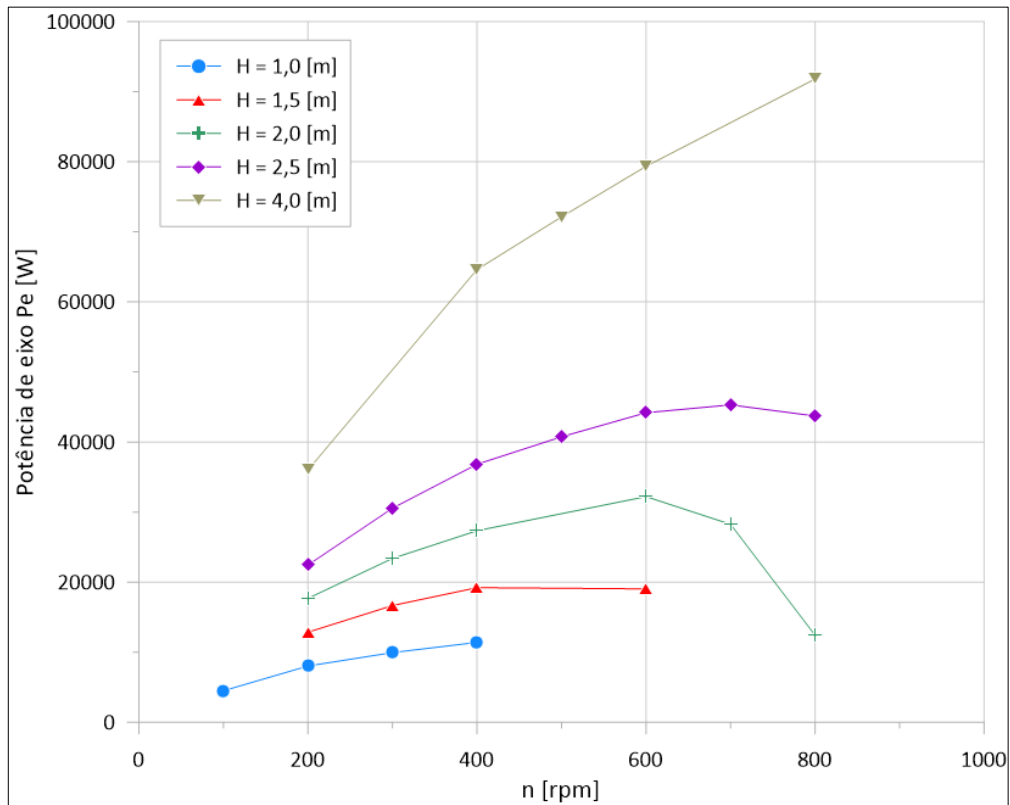


Figura 5.28. Potência de eixo.

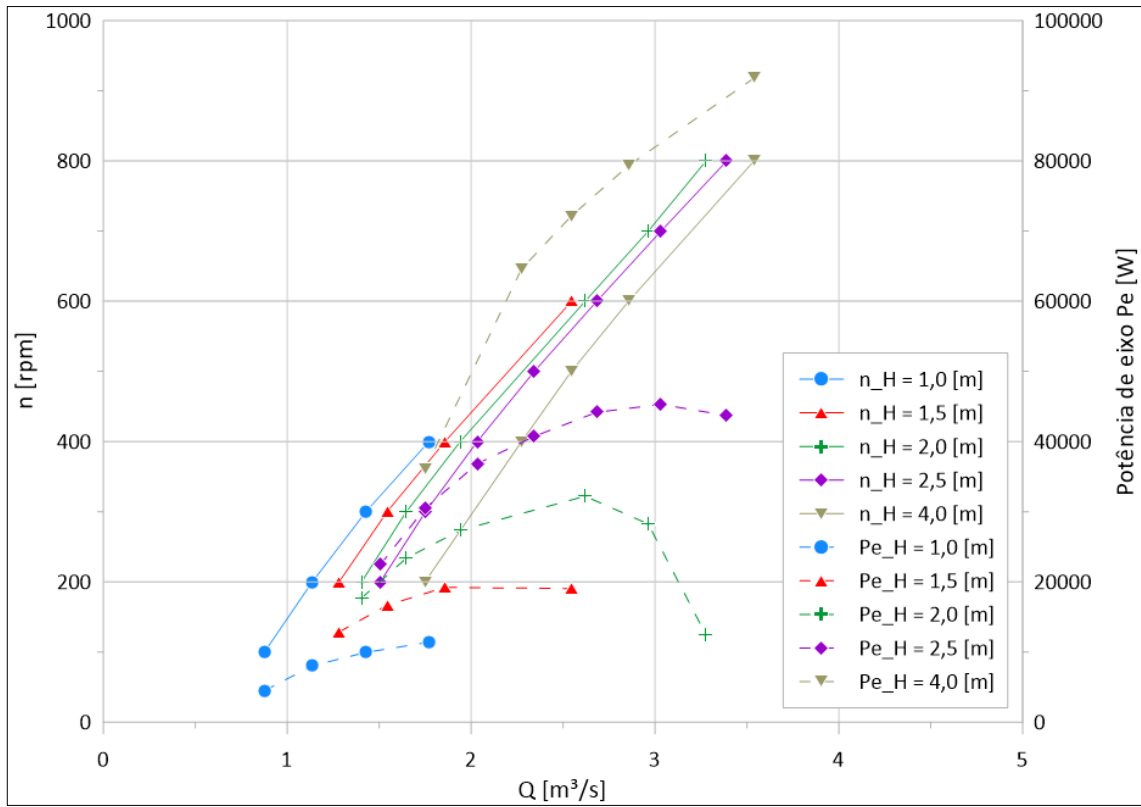


Figura 5.29. Curvas de $n \times Q$ e $P_e \times Q$.

Capítulo 6.

Conclusões e Sugestões

6.1 Conclusões

Este trabalho foi realizado tendo como seu principal objetivo o desenvolvimento de uma metodologia de otimização paramétrica da geometria especial do tubo de sucção de uma turbina hidráulica de quedas ultrabaixas, através da integração de algoritmos de otimização com ferramentas de análise fluidodinâmica computacional. A abordagem utilizada no plano 2D permitiu reduzir o custo computacional, uma vez que neste processo utilizou-se uma grande quantidade de variáveis no processo de otimização. Por meio desta abordagem teve-se como objetivo obter uma turbina mais eficiente e ao mesmo tempo mais compacta, com base em restrições laterais impostas no pré-dimensionamento. A otimização do tubo de sucção da turbina de queda ultrabaixa (ULH) foi realizada tendo como função-objetivo a maximização do coeficiente de recuperação de pressão, C_p . Para isso, foram definidas para a geometria 12 variáveis construtivas, cujos valores eram alterados dentro dos limites laterais. Para delimitar as combinações das variáveis, foi realizado um planejamento de experimento (DOE) aleatório. O algoritmo de otimização MOSA (Recozimento Simulado Multi Objetivo) foi então aplicado gerando as novas geometrias, as quais eram discretizadas e o problema numérico resolvido de forma automática, buscando em cada iteração do algoritmo, atingir a maximização da função objetivo.

O processo de otimização gerou 100 geometrias diferentes, obtendo o valor ótimo de C_p de 0,8308. Esta geometria, denominada GEO5, foi comparada com demais geometrias – GEO1, GEO2, GEO3 e GEO4 – através de simulações de DFC. Uma vez que a GEO5 possui comprimento menor que a geometria original do tubo de sucção, GEO1 (GEO5 possui 500 mm de comprimento, enquanto a GEO1 possui 671,32 mm), uma nova geometria GEO6 foi criada, possuindo as mesmas características da GEO5, porém, seu comprimento é de 585 mm (comprimento intermediário entre GEO1 e GEO5). O C_p obtido da GEO6 é de 0,83371. Com isso, o processo de otimização resultou em um considerável incremento sobre a geometria original do tubo de sucção, GEO1, onde o valor de C_p é de 0,71516.

Tendo realizado a análise do comportamento do escoamento estudado e os fenômenos hidráulicos no tubo de sucção através da abordagem bidimensional, foi necessário realizar uma validação do resultado através de uma abordagem tridimensional. Nesta etapa, ainda para economizar os custos computacionais, a análise foi realizada apenas no domínio tridimensional do tubo de sucção considerando regiões periódicas. Foi observado que os valores do C_p diferenciaram do resultado obtido na abordagem bidimensional. Este fenômeno é justificado devido a que as análises em 3D representam não somente o fluxo principal, como também os fluxos secundários, sendo estes mais dissipativos de energia, por diferenças entre a discretização da malha 2D e 3D, e diferença nas condições de contorno. No entanto, o comportamento do fluido se demonstrou coerente entre as duas abordagens. A geometria otimizada GEO6 resultou no maior C_p obtido dentre as demais geometrias.

Para demonstrar que a metodologia de otimização aplicada foi satisfatória, uma terceira análise via DFC foi realizada. Neste caso, o objetivo foi comprovar por meio de comparação entre a turbina original, composta pelo tubo de sucção GEO1, e a turbina otimizada, composta pelo tubo de sucção GEO6, verificando a eficiência hidráulica das duas máquinas. A abordagem aplicada consiste na simulação da turbina inteira, composta por três domínios computacionais – sistema diretor (Distribuidor), sistema rotativo (Rotor) e o próprio tubo de sucção.

Na obtenção da curva de eficiência hidráulica, a simulação teve como condição de contorno a pressão referente à altura de queda líquida H , e a variação da rotação n . Como resultado, pode-se concluir que a turbina otimizada contribuiu para o aumento da eficiência hidráulica, que originalmente era de 82%, e resultando em 84%.

Para finalizar os estudos, levantou-se o campo de aplicação da turbina ULH, baseada nas dimensões do seu protótipo. Com esta análise, validou-se o projeto do rotor, o qual se demonstrou coerente, garantindo eficiência dentro das condições das quais se procura caracterizar a turbina. O difusor interno do tubo de sucção otimizado não possui aletas com funções estruturais, conforme projeto original, no entanto, utiliza de hastes cilíndricas que, além de seu diâmetro de pequena dimensão – 20 mm – não provocar perturbação na região entre o difusor interno e a parede do tubo de sucção quanto às aletas estruturais de perfil hidrodinâmico, permite fácil fabricação, o que garante menor custo de produção. As curvas características de eficiência demonstram que a variação entre faixas de altura de queda não interfere drasticamente no rendimento da turbina, quando operam dentro da faixa de rotação ótima para cada condição. Na análise realizada, a condição de contorno acima da faixa nominal de operação, com altura de queda de 4,0 metros, resultou potência de eixo da ordem de 90 kW.

Finalmente, conclui-se que a metodologia de otimização aplicada neste trabalho mostrou-se eficiente, pois evitou o uso de uma abordagem tridimensional com muitas variáveis que resultaria num custo computacional muito alto, e que inviabilizaria o desenvolvimento deste estudo. Como resultado, obteve-se uma turbina mais compacta, com características construtivas simplificadas que facilitam sua fabricação. Os objetivos quanto às contribuições deste trabalho também são satisfeitos, uma vez que a metodologia aplicada pode ser estendida para outros casos. Em relação à contribuição tecnológica e social, sua aplicação favorece empreendimentos de geração descentralizada, aproveitando pequenos desníveis de terreno, podendo ser instalada em canais de irrigação e também em tubulação de abastecimento e tratamento sanitários, contribuindo assim na matriz energética nacional como uma fonte renovável de energia.

Dentre as dificuldades vivenciadas no desenvolvimento deste trabalho, destacam-se a obtenção de referências sobre aplicações de duplo tubo de sucção com difusor interno; o desenvolvimento de estudos preliminares, dos quais foram realizados através de abordagem tridimensional, o que resultou em considerável custo computacional; a falta de recursos para a efetivação de um modelo para validação de resultados por meio de ensaios em laboratório e a administração de uso do cluster para o cálculo numérico, uma vez que há outros pesquisadores que fazem uso do mesmo computador para a mesma finalidade em seus respectivos trabalhos. No que se refere às dificuldades na metodologia aplicada, a integração de métodos – plano de experimento, algoritmo de otimização, geração de geometria e malha e cálculo numérico – demandou um longo período, desde os estudos de técnicas de integração e testes para a efetivação da metodologia. A cada aplicação, demandou, desde a parametrização até os cálculos um período médio de 120 horas de processamento e análise de resultados, onde erros são identificados e corrigidos como objetivo de efetivar a metodologia.

A metodologia de estudo numérico tridimensional da turbina demandou um longo período de desenvolvimento, alterando a metodologia aplicada por diversas vezes. O estudo iniciou-se utilizando o software ANSYS Fluent®, considerando interfaces periódicas, entretanto o acoplamento não funcionou adequadamente. Foi considerado a simulação da geometria com circunferência completa, ao invés de domínios com interfaces periódicas, utilizando maior tempo de processamento computacional, com resultados ainda inconsistentes. Sendo assim, foi utilizado o software ANSYS CFX®, com condição periódica conforme metodologia descrita na seção 4.5.3., obtendo consistência dos resultados.

6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Embora o presente trabalho apresente resultados que atingiram as expectativas, tanto da metodologia de otimização empregada quanto no aumento de eficiência obtida pela turbina utilizando o tubo de sucção otimizado, é possível sugerir abordagens a serem empregadas no desenvolvimento de trabalhos futuros. Nesta seção serão apresentadas sugestões para trabalhos futuros, a partir da metodologia desenvolvida neste trabalho.

Dentro da metodologia de otimização, o critério de seleção da ordem das variáveis dentro dos limites laterais foi realizado utilizando o planejamento de experimento aleatório. Ou seja, os valores das variáveis de projeto são escolhidos aleatoriamente dentro da faixa determinada aos limites laterais, o que não garante uma distribuição uniforme. Esta opção foi utilizada uma vez que seria inviável o uso de um plano Fatorial Completo devido o número de variáveis utilizadas. Porém, sugere-se um estudo utilizando planos de experimento *Latin Square* e/ou *Hipercubo Latino*. Estas opções, assim como o Fatorial Completo, possuem características de boa distribuição de dados e com maior uniformidade. Quanto ao algoritmo otimizador, um estudo utilizando algum algoritmo genético, como o NSGA por exemplo, poderia conferir uma análise de comparação de métodos.

Sugere-se também a construção de metamodelos através da construção de superfícies de resposta baseados em funções de base radial. O uso de diferentes métodos de otimização cria possibilidades de validação de outros métodos e a determinação de metodologias que procuram não anular as demais, mas agregar à obtenção de construções mais eficientes e de menor custo computacional. Trabalhos como de Silva (2011) e Gamboa (2017) aplicam estas técnicas, e seria interessante replicá-las sobre os resultados apresentados no presente trabalho para efeitos de comparação.

Não foi, por ora, possível a verificação estrutural do tubo de sucção por meio de uma análise de elementos finitos. Este estudo é de extrema importância quando se visa a concepção de um possível produto comercial. Determinar por processos de otimização as dimensões dos componentes estruturais influencia diretamente no processo de fabricação e conseqüentemente no custo comercial da turbina.

Outro estudo que pode ser realizado a partir dos resultados apresentados e discutidos neste trabalho seria o projeto do rotor da turbina operando em mesmas condições. Apesar de ser vagamente discutido o projeto do rotor na seção 5.3.2 do capítulo anterior, o rotor pode ser projetado utilizando os critérios do Apêndice E. deste trabalho, que seria muito influenciado

pela relação de diâmetros das pás. Técnicas de otimização podem ser aplicadas para otimizar a reposta dada pelo torque e potência de eixo, garantindo uma maior eficiência da turbina.

O fato mais interessante no estudo das dinâmicas de fluido em uma turbomáquina é a possibilidade de validação dos resultados através de ensaios realizados em modelos. No presente trabalho, isto foi impossível de ser viabilizado por questão de falta de recursos financeiros para a fabricação de modelo e adequação do banco de ensaios. Porém, existe a possibilidade futura da viabilização de um protótipo instalado em campo.

Como a turbina ULH é indicada em pequenos aproveitamentos hidroenergéticos, e geração de baixas potências, da ordem de até 100 kW, sugere-se um estudo comparativo com outras fontes de baixa potência, principalmente voltados à microgeração. Para isto, é interessante que se faça estudos de caso em regiões que apresentem demanda e características que possam viabilizar o uso de demais fontes, como por exemplo a solar fotovoltaica e a eólica. Nestes estudos, deve-se considerar as políticas locais, o custo energético empregado, valor de leilão destas fontes e a vida útil de cada uma destas fontes.

Referências Bibliográficas

ABBAS, A.; KUMAR, A. “Development of draft tube in hydro-turbine: a review”. *International Journal of Ambient Energy*, vol. 38, n. 3, p. 323-330, 2017.

ALEXANDER, K V; GIDDENS E P; FULLER A M. “Axial-flow turbines for low head microhydro systems”. *Renewable Energy* 34, p. 35–47, 2009.

ALI, M. S. M.; DOOLAN, C.J.; WHEATLEY, V. “Grid convergence study for a two-dimensional simulation of flow around a square cylinder at a low Reynolds number.” *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries - CSIRO, Melbourne, Australia, 2009.*

AMARAL, S. “Turbines and fish: the status of fish friendly hydropower turbines”. *Alden Research Laboratory, Inc., 2014.*

ANSYS 15.0. “ANSYS CFX Theory and tutorial guide”. ANSYS, Inc., 2013b.

ANSYS 15.0. “Icem CFD Theory and tutorial guide”. ANSYS, Inc., 2013a.

ANSYS 15.0. “ANSYS Fluent user’s guide”. ANSYS, Inc., 2013c.

ARISPE, T. M.; OLIVEIRA, W.; CAMACHO, R. G. R. “Francis turbine draft tube parametrization and analysis of performance characteristics using CFD techniques”. *Renewable Energy*, v. 127, p. 114-124, Elsevier, 2018.

BANDYOPADHYAY, S.; SAHA, S.; MAULIK, U.; DEB, K. “A simulated annealing-based multiobjective optimization algorithm: AMOSA”. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, vol. 12, n. 3, 2008.

BOTAN, A. C. B. “Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina maremotriz com operação em duplo efeito”. *Dissertação de Mestrado em Engenharia de Energia, Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2014.*

BOTAN, A. C. B.; CAMACHO, R. G. R. ; TIAGO FILHO, G. L. ; AZEVEDO, T. M. "Transposition of efficiencies between prototype and model of an axial turbine for ultra-low heads using computational fluid dynamics tool". *III Latin American Hydro and Power Systems Meeting, 2017, Quito - Equador, p. 137-149, 2017.*

BRAN, R.; SOUZA, Z. “Máquinas de fluxo: turbinas, bombas, ventiladores”. *AO Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, 1969.*

CAMACHO, R. G. R.; PERES, E. P. “Optimization of runner axial hydraulic turbine”. 2ND INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINEERING OPTIMIZATION, Lisboa, Portugal, 2010.

CASTILHO, L. “Projeto otimizado de grades lineares para aplicação em turbomáquinas”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2013.

CELIK, I. B.; GHIA, U.; ROACHE, P. J.; FREITAS, C. J.; COLEMAN, H.; RAAD, P. E. “Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications”. Journal of Fluids Engineering, v. 130, 2008.

COELHO, J. G.; BRASIL JUNIOR, A. C. “Estudo numérico de tubos de sucção de turbinas hidráulicas tipo bulbo”. 16º POSMEC, SIMPÓSIO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA. Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

COOK, T. C.; CAIN, S. A.; FETFATSIDIS, P.; HECKER, G. E.; STACY, P. S. “Final Turbine and Test Facility Design Report - Alden/NREC Fish Friendly Turbine”. Alden Research Laboratory, Inc. U.S. Department of Energy, 2000

DEL RÍO, G. H. N. “Metodologia de projeto de turbina amigável aos peixes através de técnicas de otimização com base em projeto de experimentos”. PhD Thesis, Federal University of Itajubá, Itajubá, 2018.

ENOMOTO, Y.; NAKAMURA, T.; OHTAKE, N.; KUBO, K.; ZHAI, Y. “Numerical simulation of turbulence flow in a Bulb turbine”. IOP Science, Earth and Environmental Science, v. 49, 2016.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. Balanço Energético Nacional 2015 – Relatório Final. Nota Técnica. EPE. Rio de Janeiro, 2018.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. Balanço Energético Nacional 2015 – Relatório Final. Nota Técnica. EPE. Rio de Janeiro, 2019.

ESPINOSA, A. L. S. “Projeto de turbinas radiais operando mp ciclo rankine orgânico utilizando metodologias de otimização e CFD”. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, 2016.

FERRO, L. M. C.; GATO, L. M. C.; FALCÃO, A. F. O. “Design of the rotor blades of a mini hydraulic bulb-turbine”. ELSEVIER, Renewable Energy, v. 36, p. 2395-2403, 2011.

FERZIGER, J. H.; PERIC, M. “Computational methods for fluid dynamics”. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2ª impressão corrigida, 364 p., 1997.

FRASER, R; DESCHÊNES, C; O'NEIL, C; LECLERC, M. "VLH : Development of a new turbine for Very Low Head sites". Waterpower XV, paper No 157, 1-9, HCI Publications, 2007.

GAMBOA, Y. F. Q. "Metodologia de projeto do conjunto rotor-difusor de bombas multifásicas com base em CFD e técnicas de otimização". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, 2017.

GOSAVI, A. "Simulation-based optimization: parametric optimization techniques and reinforcement learning". Kluwer Academic Publishers, 2003.

GUÉNETTE, V; HOUDE, S.; CIOCAN, G. D.; DUMAS, G.; HUANG, J.; DESCHÊNES, C. "Numerical prediction of a bulb turbine performance hill chart through RANS simulations". IOP Science, Earth and Environmental Science, v. 15, 2012.

GUNAWAN, B.; ROBERTS, J.; NEARY, V. "Hydrodynamic effects of hydrokinetic turbine deployment in an irrigation canal". 3rd Marine Energy Technology Symposium, 2015.

HASHIMOTO, K. "Técnicas de otimização combinatória multiobjetivo aplicadas na estimação do desempenho elétrico de redes de distribuição". Tese de Doutorado. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2004.

HECKER, G. E.; COOK, T. C. "Development and Evaluation of a New Helical Fish-Friendly Hydroturbine". Journal of Hydraulic Engineering, v. 131, no. 10, p. 835-844, 2005.

HUPARIKAR, K. P.; NAIK, G. R. "Development of prototype turbine model for ultra-low head hydro power potential in Western Maharashtra". IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, v. 12, ed. 6, ver. I, p. 14-20, 2015.

IBARRA, G. A. B. "Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio". Masters dissertation. Federal University of Itajubá, Itajubá, 2015.

KHARE, R.; PRASAD, V.; KUMAR, S. "CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine". International Journal of Engineering Science and Technology, v.2, p. 3824-3831, 2010.

KIRKPATRICK, S.; GELATT, C. D.; VECCHI, M. P. "Optimization by simulated annealing". Science, vol. 220, p. 671-680, 1983

KORKA, Z. I.; CAMPAN, C. V.; BALINT, D. I.; COJOCARU, V.; BUDAI, A. M. "Evaluation of Hydraulic Loads on the Runner Blades of a Kaplan Turbine using CFD Simulation and Model Test". Eftimie Murgu Resita, ano XXIII, no.1, 2016. Analele Universitatii, Romênia, 2016.

KWASNIEWSKI, L. "Application of grid convergence index in FE computation". Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Technical Sciences, v. 61, no. 1, 2013.

LI, Z.; LAM, W. H. K.; HANG, H.; WANG, S. "Time-differential pricing of road tolls and parking charges in a transport network with elastic demand". Transportation and Traffic Theory, Elsevier, p. 55-85, 2007.

LOISEAU, F.; DESRATS, C.; PETIT, P.; LIU, J. "Bulb turbine operating at medium head: XIA JIANG case study". IOP Science, Earth and Environmental Science, vol. 15, 2012.

MAGNAM, R.; CUPILLARD, S.; GAUTHIER, G.; GIROUX, A. M.; PAGE, M.; DESCHÊNES, C. "Challenges in assessing the grid sensitivity of hydro-turbine CFD simulations". IOP Science, Earth and Environmental Science, vol. 22, 2014.

MARTIN, J.; CHANG, L.; SWIDERSKI, J.; TUNG, T. T.; TIAGO FILHO, G. L.; REZEK, A. J.; BARBOSA, W.; BOTAN, A. C. B. "Development of Innovative Ultra Low-head Mini-hydro Turbine-generator System-Laboratory Test Results Report and Field Demonstration Plan". HYDROVISION INTERNATIONAL, Minneapolis, 2016.

MEDEIROS, G. F.; KRIPKA, M. "Algumas aplicações de métodos heurísticos na otimização de estruturas". Revista CIATEC – UPF, vol 4, p. 19-32, 2012.

MENTER, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". AIAA Journal, v. 32, no 8. p. 1598-1605, 1994

MONTGOMERY, D. C. "Design and analysis of experiments". Sixth edition. John Wiley & Sons, 2005.

MORAVEC, P.; HLINÍK, J.; RUDOLF, P. "Optimization of hydraulic turbine diffuser". EPJ Web of Conferences, EDP Sciences, v.114, 2016.

MUIS, A.; SUTIKNO, P.; SOEWONO, A.; HARTONO, F. "Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application". Energy Procedia, v. 68, p. 263-273, 2015.

MUN, C. N.; BA, D. C.; YUE, X. J.; KIM, M. I. "Multi-objective optimization of draft tube in Francis turbine using DOE, RBF and NSGA-II". Preprints, 2017. <<https://www.preprints.org/manuscript/201704.0148/v1>>

MURATOGLU, A.; YUCE, M. I. "Design of a River Hydrokinetic Turbine Using Optimization and CFD Simulations" J. Energy Eng., 2017.

NAM, D.; HOON PARK, C. "Multiobjective simulated Annealing: a comparative study to evolutionary algorithms". International Journal of Fuzzy Systems, n 2, 2000.

NASA. “Examining Spatial (Grid) Convergence”. Tutorial, 2008. Disponível em: <<https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html>>.

NAUTILLUS. Disponível em <<http://www.waterturbine.com/products/ultra-low-head-turbines/index.php>>. Acessado em 06/02/2018.

NECKER, J.; ASCHENBRENNER, T. “Model test and CFD calculation of a cavitating bulb turbine”. IOP Science, Earth and Environmental Science, vol. 15, 2012.

OLIVEIRA, A. A. C. “Metodologia de projeto aerodinâmico de rotores axiais e otimização da pá com base nos efeitos de sweep e dihedral”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2014.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. “Máquinas de Fluxo, 5ª edição”. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 455 p., 1979.

PORTAL SOLAR. Disponível em: <<https://www.portalsolar.com.br>>. Acessado em 21/10/2019.

PRASAD, V.; GAHLOT, V. K.; KRISHNAMACHAR, P. “CFD Approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine”. Indian Journal of Engineering & Materials Sciences, v. 16, p. 229-236, 2009.

RAO, S. S. “Engineering optimization: theory and practice”. Fourth edition. John Willey & Sons, 2009.

RUDOLF, P. “Optimization Methods for Hydraulic Machines Design - -Shape Optimization of Swirl Turbine Draft Tube”. Hydroturbo 2006, Slovakia, 2006. Conference paper.

SAKRI, F. M.; ALI, M. S. M.; SALIM, S. A. Z. S. “Computational investigations and grid refinement study of 3D transient flow in a cylindrical tank using OpenFOAM”. IOP Materials Science and Engineering, v. 152, 2016.

SCHWER, L. “Is your mesh refined enough? – Estimating discretization error using GCI”. VII LS-DYNA Anwebderforum, Bamberg, Alemanha, 2008.

SILVA, E. R. “Técnicas de Metamodelagem aplicadas à Otimização de Turbomáquinas, Itajubá, 142 p. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2011.

SILVA, E. R.; CAMACHO, R. G. R.; MANZANARES FILHO, N. “Global optimization based on metamodel construction applied to design axial turbomachinery cascades

using CFD”. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2016. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, vol. 12, 2010.

SILVEIRA, S. R. “Geração descentralizada de energia através de fonte alternativa”. Trabalho de conclusão de curso. Departamento de Engenharia Elétrica; Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre-RS, 2011.

SOUSA, B. S. “Projeto de perfis aerodinâmicos utilizando técnicas de otimização mono e multiobjectivos”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2008.

STRAATMAN, R.; EGER, A.; MORAIS, C. “Otimização de turbinas Kaplan “S”. PCH Noticias & SHP News, 78, p. 23-29, Editora Acta/CERPCH, 2017.

ULUNGU, E. L.; TEGHEM, J.; FORTEMPS, P. H.; TUYTTENS, D. “MOSA Method: a tool for solving multiobjective combinatorial optimization problems”. Journal of Multi-Criteria Decision Analysis, vol. 8, p. 221-236, 1999.

USAMA, M.; HABIB, S.; HUSSAIN, H. “Power generation from canal system using adjustable twisted blade turbine”. 2015 International Conference on Emerging Technologies (ICET), 2015.

VERSTEEG, H. K., AND MALALASEKERA, W. “An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method”, 2 ed. Inglaterra, Pearson Education Limited, 2007.

VIVIER, L. "Turbinas hidráulicas e sua regulação". Albin Michel, Paris, 1966.

VLH TURBINE. Disponível em <<http://www.vlh-turbine.com/turbine>> Acessado em: 07/02/2018.

VOITH HYDRO (a). “StreamDiver®, utilizing new hydropower potential”. Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG, catálogo.

VOITH HYDRO (b). “Voith StreamDiver®, new plant concepts for low head hydro power”. Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG, catálogo.

VU, T.C.; GAUTHIER, M.; NENNEMANN, B.; DESCHÊNES, C. “CFD analysis of a bulb turbine and validation with measurements from the BulbT Project”. IOP Science, Earth and Environmental Science, vol. 22, 2014.

VU, T.C.; GAUTHIER, M.; NENNEMANN, B.; DESCHÊNES, C. “CFD analysis of a bulb turbine and validation with measurements from the BulbT Project”. IOP Science, Earth and Environmental Science, vol. 22, 2014.

WADIBHASME, S. J.; PESHNE, S.; BARAPATRE, P.; BARADE, S.; DANGORE, S.; HARDE, DAF S. “Hydraulic turbine draft tube: literature review”. *International Journal of Science, Engineering and Technology*, vol. 5, issue 3, 2016.

WHITE, F. M. “Fluid Mechanics”. 4 ed., WCB/McGraw-Hill, 1999.

WILHELM, S.; BALARAC, G.; MÉTAIS, O.; SÉGOUFIN, C. “Head losses prediction and analysis in a bulb turbine draft tube under different operating conditions using unsteady simulations”. *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2016. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 49, 2016.

ZHU, L., ZHANG, H. P., ZHANG, J. G. MENG, X. C.; LU, L. “Performance of a bulb turbine suitable for low prototype head: model test and transient numerical simulation”. *Earth and Environmental Science*, vol. 15, 2012.

Apêndice A

Programa de Geração do Perfil do Difusor por Polinômio de Bezier – Código FORTRAN®

```
program main
  implicit none
  integer k, cont, np, n
  parameter (np=12)
  real B1(100,2), B2(100,2), p(np,2), t, extradorso(100,2)
  intradorso(100,2), g
  t = 0.025
  g = (1/t)
  n = g + 1

  open(1, file='CONTROLPOINTS.DAT')

  write(*,*) n, t
  do cont=1,np
    read(1,*) p(cont,1), p(cont,2)
  write(*,*) p(cont,1), p(cont,2)
  enddo
  close(1)

  do cont=1,n
    k=cont-1

    B1(cont,1) = ((1-k*t)**5)*p(1,1) + 5*((1-k*t)**4)*(k*t)*p(2,1) +
    10*((1-k*t)**3)*(k*t)**2*p(3,1) +
    10*((1-k*t)**2)*(k*t)**3*p(4,1) +
    5*(1-k*t)*(k*t)**4*p(5,1) + (k*t)**5*p(6,1)

    B1(cont,2) = ((1-k*t)**5)*p(1,2) + 5*((1-k*t)**4)*(k*t)*p(2,2) +
    10*((1-k*t)**3)*(k*t)**2*p(3,2) +
    10*((1-k*t)**2)*(k*t)**3*p(4,2) +
    5*(1-k*t)*(k*t)**4*p(5,2) + (k*t)**5*p(6,2)

    B2(cont,1) = ((1-k*t)**5)*p(7,1) + 5*((1-k*t)**4)*(k*t)*p(8,1) +
    10*((1-k*t)**3)*(k*t)**2*p(9,1) +
    10*((1-k*t)**2)*(k*t)**3*p(10,1) +
    5*(1-k*t)*(k*t)**4*p(11,1) + (k*t)**5*p(12,1)

    B2(cont,2) = ((1-k*t)**5)*p(7,2) + 5*((1-k*t)**4)*(k*t)*p(8,2) +
    10*((1-k*t)**3)*(k*t)**2*p(9,2) +
    10*((1-k*t)**2)*(k*t)**3*p(10,2) +
    5*(1-k*t)*(k*t)**4*p(11,2) + (k*t)**5*p(12,2)

  enddo
  do cont=1,n
  write(*,*) n
  extradorso(cont,1) = B1(cont,1)
  extradorso(cont,2) = B1(cont,2)
  intradorso(cont,1) = B2(cont,1)
  intradorso(cont,2) = B2(cont,2)
```

```
    enddo  
1 format (3f12.6)  
2 format (2i3)  
  open (3,file='D:\geo2d_bez\AIRFOIL.DAT')  
  write(3,2) n, 2  
  do cont=1,n  
  write(3,1) intradorso(cont,1), intradorso(cont,2),0.  
  enddo  
  do cont=1,n  
  write(3,1) extradorso(cont,1), extradorso(cont,2),0.  
  enddo  
  close(3)  
end
```

Apêndice B

Script em Linguagem TLC/TK para a Geração de Geometria e Discretização de Malha – Programa ANSYS Icem CFD® (Parcial)

```
1. #####variaveis#####
2. set angle 10.6
3. set x 0
4. set y 0
5. set z 0
6. #####
7. ic_set_global geo_cad 0 toptol_userset
8. ic_empty_tetin
9. ic_empty_tetin
10. ic_set_global geo_cad 0.0 toler
11. ic_set_meshing_params global 0
12. ic_undo_group_begin
13. ic_set_global geo_cad 1 toptol_userset
14. ic_set_global geo_cad 0 toptol_userset
15. ic_set_global geo_cad 0.0 toler
16. ic_set_meshing_params global 0 gttol 0.001 gtrel 1
17. ic_regenerate_tris
18. ic_geo_set_units mm
19. ic_undo_group_end
20. ic_set_global geo_cad 0 toptol_userset
21. ic_set_global geo_cad 0.0 toler
22. ic_undo_group_begin
23. ic_geo_cre_geom_input D:/geo2d_bez/pontos.txt 0.001 input PNTS pnt CRVS {} SURFS
{}
24. ic_boco_solver
25. ic_boco_clear_icons
```

26. ic_csystem_display all 0
 27. ic_csystem_set_current global
 28. ic_boco_nastran_csystem reset
 29. ic_undo_group_end
 30. ic_set_global geo_cad 0 toptol_userset
 31. ic_set_global geo_cad 2 toler
 32. ic_undo_group_begin
 33. ic_geo_new_family GEOM
 34. ic_boco_set_part_color GEOM
 35. ic_point {} GEOM pnt.00 325.03,577.2007,0
 36. ic_undo_group_end
 37. ic_undo_group_begin
 38. ic_geo_cre_geom_input D:/geo2d_bez/AIRFOIL.DAT 0.001 input PNTS pnt CRVS {}
 SURFS {}
 .
 .
 .
 640. ic_hex_write_file ./hex.uns PNTS GEOM INLET OUTLET WALL AXIS OGIVE
 DIFFUSER FLUID proj 2 dim_to_mesh 2 no_boco
 641. ic_uns_load ./hex.uns 3 0 {} 1
 642. ic_uns_update_family_type visible {FLUID DIFFUSER WALL INLET GEOM AXIS
 OUTLET PNTS ORFN OGIVE} {!NODE !LINE_2 QUAD_4} update 0
 643. ic_uns_diag_reset_degen_min_max
 644. ic_boco_solver
 645. ic_uns_update_family_type visible {FLUID DIFFUSER WALL INLET GEOM AXIS
 OUTLET PNTS ORFN OGIVE} {!NODE !LINE_2 QUAD_4} update 0
 646. ic_boco_clear_icons
 647. ic_csystem_display all 0
 648. ic_csystem_set_current global
 649. ic_boco_nastran_csystem reset
 .
 .
 .

688. ic_exec {C:/Program Files/ANSYS Inc 15/v150/icemcfd/win64_amd/icemcfd/output-
interfaces/fluent6} -dom D:/geo2d_bez/tsdiff.uns -b tsdiff.fbc -dim2d ./fluent_tsdiff_bez
689. ic_uns_num_couplings
690. ic_undo_group_begin
691. ic_uns_create_diagnostic_edgelist 1
692. ic_uns_diagnostic subset *al.1* diag_type uncovered fix_fam FIX_UNCOVERED
diag_verb {Uncovered faces} fams {} busy_off 1 quiet 1
693. ic_uns_create_diagnostic_edgelist 0
694. ic_undo_group_end
695. exit
696. y

Apêndice C

Journal de Programação do Solver Fluent® - Análise Bidimensional

```
/file/read-case "D:/geo2d_bez/fluent_tsdiff_bez.msh"
(cx-gui-do cx-set-toggle-button
"General*Frame1*Table1*Frame2(Solver)*Table2(Solver)*ToggleBox6(2D
Space)*Axisymmetric" #f)
(cx-gui-do cx-activate-item
"General*Frame1*Table1*Frame2(Solver)*Table2(Solver)*ToggleBox6(2D
Space)*Axisymmetric")
/mesh/scale 0.001 0.001
/file/read-profile "D:/geo2d_bez/pressure_inlet.txt"
/file/read-profile "D:/geo2d_bez/velocity_inlet_stn.txt"
/define/models/viscous/kw-sst? yes
/define/materials/copy fluid water-liquid
/define/boundary-conditions/velocity-inlet inlet no yes yes yes no "pressure_inlet-prof"
"pressure" yes no "velocity_inlet-prof" "velocity_in_stn_frame_u" yes no "velocity_inlet-
prof" "velocity_in_stn_frame_v" no no yes 5. 10
/define/boundary-conditions/modify-zones/zone-type outlet pressure-outlet
/define/boundary-conditions/pressure-outlet outlet no 0. no yes no no yes 5. 10 no no
/define/boundary-conditions/fluid fluid yes water-liquid no no no no no no no
/solve/set/p-v-coupling 20
/solve/set/gradient-scheme no no
/solve/set/discretization-scheme/pressure 10
/solve/set/discretization-scheme/mom 0
/solve/set/discretization-scheme/k 0
/solve/set/discretization-scheme/omega 0
/solve/monitors/residual/convergence-criteria 0.0001 0.0001 0.0001 0.001 0.001
/solve/monitors/surface/set-monitor surf-mon-1 "Mass-Weighted Average" pressure inlet ()
yes 2 yes yes "D:/geo2d_bez/pressureinlet.out" 1
```

```
/solve/monitors/surface/set-monitor surf-mon-2 "Mass-Weighted Average" pressure outlet ()
yes 3 yes yes "D:/geo2d_bez/pressureoutlet.out" 1
/solve/set/under-relaxation/mom 0.1
/solve/set/under-relaxation/k 0.4
/solve/initialize/compute-defaults/velocity-inlet inlet
/solve/initialize/initialize-flow
/solve/set/number-of-iterations 15000
/solve/iterate 15000 yes yes
exit
y
```

Apêndice D

Programa do Cálculo do Diferencial de Pressão no Tubo de Sucção – Código FORTRAN®

```
!*****
program tubo

!*****
! RETORNO DO VALOR DA FUNÇÃO OBJETIVO

  real p_in,p_out,delta_p
  integer n,m
  open(6,file='pressureinlet.out')
  open(7,file='pressureoutlet.out')
  open(8,file='delta.dat')

  read(6,777)
  n=0
  do while (.not.eof(6))
n=n+1
  read(6,*) m, P_in
  end do
  write(*,*)m, P_in
  close (6)

!*****

  read(7,777)
  n=0
  do while (.not.eof(7))
n=n+1
  read(7,*) m, p_out
  end do
  WRITE(*,*)m, P_out
  CLOSE(7)

  777format (//)

Delta_p= abs(p_in -p_out)
write(8,*)delta_p

  stop
end
```

Apêndice E

Projeto do Rotor da Turbina ULH

A validação do projeto do rotor da turbina ULH tem por objetivo comprovar através da grade linear na estação média se as características de projeto original da turbina correspondem com os parâmetros dimensionais de operação da turbina nas condições ótimas obtidas como resultado das análises realizadas neste trabalho. As equações descritas neste Apêndice apresentam elementos da teoria da asa de sustentação (perfis aerodinâmicos) e alguns fundamentos teóricos sobre grades lineares, onde a relação entre esses dois processos estabelecem uma base de cálculo para máquinas axiais.

Como parâmetros definidos como dados de entrada para a solução das equações à seguir, são conhecidos o diâmetro externo do rotor (D_e); o diâmetro interno do rotor – na altura do cubo (D_i); o ângulo de montagem das aletas dos distribuidores, também conhecido como ângulo na entrada do rotor (α_2 e α_3); o ângulo de montagem das pás (β); a espessura máxima do perfil das pás do rotor, na altura do plano em análise (y_{max}); o comprimento de corda (ℓ); número de pás (N); a altura de queda (H); a vazão (Q) e a rotação (n). Seus respectivos valores são mostrados na Tabela E.1.

Tabela E. 1. Dados de parâmetros do rotor da turbina ULH

D_e [m]	D_i [m]	α_2 e α_3 graus	β graus	y_{max} [m]	ℓ [m]	N [-]	H [m]	Q [m ³ /s]	n [rpm]
0,746	0,159	66,47	24,97	0,016	0,392	3	2,486	2,02	400

1. Cálculo da Rotação Específica nq_A :

$$nq_A = n[rps] \frac{Q^{0,5}}{(gH)^{0,75}} 10^3 = n[rps] \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} 10^3 \quad (E.1)$$

Onde $Y = gH$ [J/kg] é o Trabalho Específico.

Aplicando os dados da Tabela 1 na equação acima temos que:

$$nq_A = 400/60 \frac{2,02^{0,5}}{(9,81 \cdot 2,486)^{0,75}} 10^3 = 6,667 \frac{2,02^{0,5}}{24,39^{0,75}} 10^3 \rightarrow nq_A = 863,4$$

2. Altura máxima de sucção h_s :

A rotação da turbina, e logo o tipo de máquina (nq_A), é estabelecida de acordo com critérios de cavitação. Mais especificamente, a rotação deve ser tal que a altura máxima de sucção h_s da turbina seja ligeiramente superior à da instalação. O valor do coeficiente de Thoma σ para máquinas axiais é calculado pela seguinte equação:

$$\sigma = 1,27 \cdot 10^{-5} \cdot nq_A^{1,75} \quad (\text{E.2})$$

Onde, para nq_A igual à 863,4, temos que $\sigma = \mathbf{1,7465}$.

A altura barométrica h_b é determinada a partir da pressão atmosférica. Assim, com a altitude hipotética local do nível de jusante Z_l de 700 m, na atmosfera padrão, pode ser calculada por:

$$h_b = 10,33 \cdot 0,00112 \cdot Z_l \quad (\text{E.3})$$

resultando em $h_b = \mathbf{9,55 \text{ [m]}}$.

A altura máxima de sucção h_s é então calculada:

$$h_s = h_b - \sigma \cdot H \quad (\text{E.4})$$

resultando em $h_s = \mathbf{5,2 \text{ [m]}}$, resultando em uma máquina não-afogada.

3. Número de pás N :

A quantidade de pás da turbina ULH analisada já é conhecida, sendo de 3 pás. Este valor pode ser validado através do diagrama apresentado na Figura E.1, assim como através da Equação E.5 (BRAN & SOUZA, 1969). Para o valor de nq_A , na Figura E.1 observa-se que o número de pás seria entre 3 e 4 pás. Aplicando a Equação E.5, temos que $N = 3$ pás.

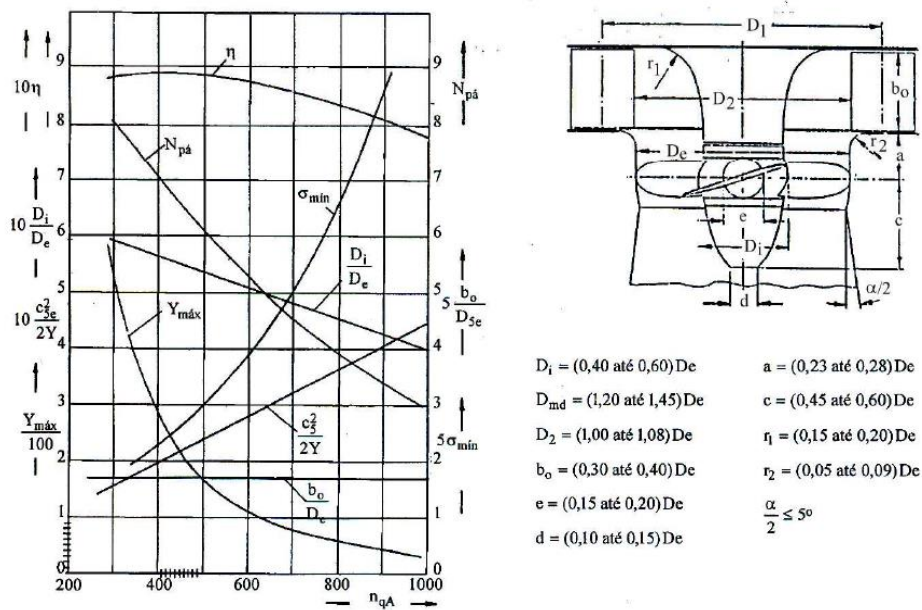


Figura E.1. Elementos para o pré-dimensionamento de rotores de turbinas hélice e Kaplan.

Fonte: Bran & Souza, 1969.

$$N = 19,993 - (4,932 \cdot 10^{-2})nq_A + (4,65 \cdot 10^{-5})nq_A^2 - (1,412 \cdot 10^{-8})nq_A^3 \quad (E.5)$$

4. Relação de diâmetros D_i/D_e :

A relação de diâmetros de acordo com o diagrama da Figura E.1 não é válida neste caso, pois a turbina possui um projeto especial. Sua relação diâmetros real é $D_i/D_e = 0,21$.

5. Velocidade meridional c_m :

Pela hipótese de vórtice potencial, $Y_{pá} = \text{constante}$ e $c_m = \text{constante}$. A velocidade calculada no plano meridional é calculada por:

$$c_m = \frac{4Q}{[\pi(D_e^2 - D_i^2)]} \quad (E.6)$$

resultando em $c_m = 4,84$ [m/s], onde $c_m = c_{m3} = c_{m6}$

6. Trabalho específico da rotor $Y_{pá}$:

$$Y_{p\acute{a}} = Y\eta_h \quad (\text{E.7})$$

onde $\eta_h = 0,84$, resultando $Y_{p\acute{a}} = \mathbf{20,49[J/kg]}$.

Sabendo-se que $Y_{p\acute{a}} = u\Delta c_u \rightarrow \Delta c_u = Y_{p\acute{a}}/u$. Além disso, como $c_{u6} = 0$, resulta que $c_{u3} = \Delta c_u$. A velocidade tangencial u é dada pela Equação E.8:

$$u = \pi Dn \quad (\text{E.8})$$

onde na estação média $D = D_{m\acute{e}dio} = 0,539$ [m], resultando em $\mathbf{u = 9,474 [m/s]}$. Sendo assim, $\mathbf{c_{u3} = \Delta c_u = Y_{p\acute{a}}/u = 2,162 [m/s]}$.

7. *Ângulo* $\alpha_2 \cong \alpha_3$:

$$\alpha_2 \cong \alpha_3 = \text{arctg}(c_m/c_{u3}) \quad (\text{E.9})$$

$\alpha_2 \cong \alpha_3 = \mathbf{65,93 \text{ graus}}$

8. *Velocidade tangencial* w_∞ :

$$w_\infty = \sqrt{(u - \Delta c_u/2)^2 - c_m^2} \quad (\text{E.10})$$

$\mathbf{w_\infty = 9,69 [m/s]}$

9. *Ângulo* β_∞ :

$$\beta_\infty = \text{arcsen}(c_m/w_\infty) \quad (\text{E.11})$$

$\mathbf{\beta_\infty = 29,97 \text{ graus}}$

10. *O produto entre o coeficiente de sustentação e a razão de solidez.*

Esta expressão mostrada na Equação 12 constitui a base de cálculo de turbomáquinas axiais, via teoria da asa de sustentação. Nessa equação, relacionam-se grandezas obtidas nos

triângulos de velocidade do escoamento com as características adimensionais desejadas para os perfis da grade.

$$C_S \frac{\ell}{t} = \frac{2\Delta c_u}{w_\infty} \quad (\text{E.12})$$

A equação acima resulta em $C_S \frac{\ell}{t} = 0,446$, onde a corda ℓ é conhecida. Seja t o passo entre pás e calculado por:

$$t = \frac{\pi D_{\text{medio}}}{N} \quad (\text{E.13})$$

tem-se que $t = 0,474$ [m], portanto, resulta-se que $C_S = 0,539$.

11. A espessura relativa das pás é dada pela expressão Y_{max}/ℓ , resultando em 0,041.

12. Escolha do perfil da pá.

Não há informação precisa disponível sobre os perfis que compõem cada estação da pá do rotor da turbina ULH. A escolha do perfil Gö 428 se dá unicamente por comparação visual com o material disponibilizado para o desenvolvimento deste estudo.

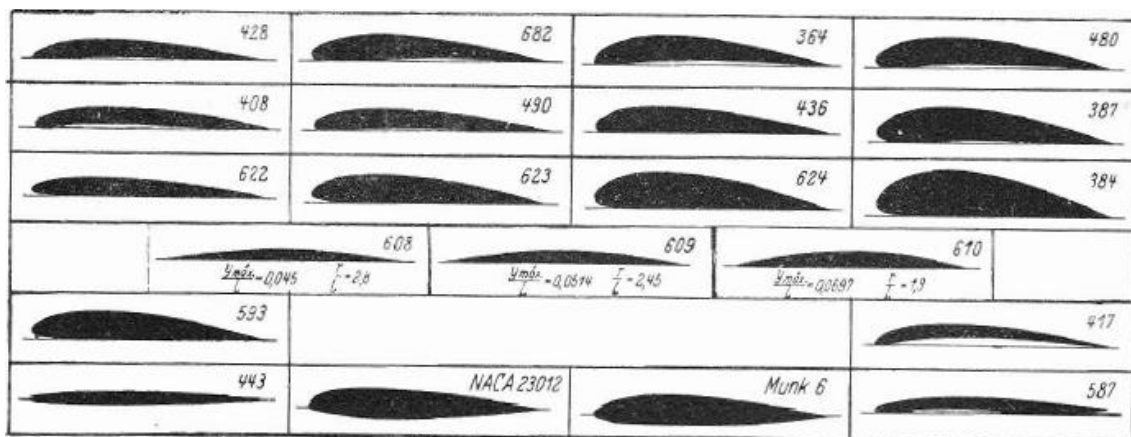


Figura E.2. Formas de perfil hidrodinâmicos. Fonte: Pfeleiderer & Petermann, 1979.

13. Ângulo de ataque δ :

O ângulo de ataque δ para o perfil Gö 428 é calculado a partir da Equação E.14, em função de C_S :

$$C_S = 4,8 \frac{Y_{\max}}{\ell} + 0,092\delta \quad (\text{E.14})$$

resultando $\delta = 3,733$ graus.

14. *Ângulo de montagem das pás β :*

$$\beta = \beta_{\infty} - \delta \quad (\text{E.15})$$

$\beta = 26,24$ graus.

15. *Coefficiente de afinamento C_0*

$$C_0 = \frac{(Y_{\max}/\ell)}{(Y_{\max}/\ell)_b} \quad (\text{E.16})$$

Onde a relação $(Y_{\max}/\ell)_b$ é obtida através da Tabela E.2, e resulta para perfil GÖ 428 em **$C_0 = 0,255$** .

16. *Número de Reynolds*

$$Re = \frac{\rho w_{\infty} \ell}{\mu} \quad (\text{E.17})$$

$Re = 3,78 \cdot 10^6$.

17. *Coefficiente de escorregamento ε :*

O coeficiente de escorregamento ε é dado pela relação $\varepsilon = C_A/C_S$, onde o coeficiente de arrasto C_A é obtido pelo diagrama da Figura E.3, correlacionando o C_S ao perfil da estação (no caso aqui analisado, perfil GÖ 428). Com isso, obtém-se que **$\varepsilon = 0,0066$** .

Tabela E. 2. Resumo das medidas dos perfis. Fonte: Pfeleiderer & Peterman (1979).

x		0	1,25	2,5	5,0	7,5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
Gö 364	y_o	0,85	4,05	5,45	7,30	8,60	9,65	11,00	11,85	12,50	12,10	11,10	9,50	7,55	5,35	2,90	1,55	0,10
	y_u	0,85	0,00	0,05	0,35	0,55	0,65	1,05	1,30	1,70	1,85	1,80	1,55	1,25	0,90	0,45	0,20	0,10
Gö 384	y_o	4,15	7,25	8,95	11,45	13,40	14,95	17,15	18,55	19,70	19,15	17,55	14,95	11,80	8,05	4,15	2,15	0,00
	y_u	4,15	2,25	1,55	1,10	0,80	0,55	0,30	0,15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Gö 387	y_o	3,20	6,25	7,65	9,40	10,85	11,95	13,40	14,40	15,05	14,60	13,35	11,35	8,90	6,15	3,25	1,75	0,15
	y_u	3,20	1,50	1,05	0,55	0,25	0,10	0,10	0,00	0,20	0,40	0,45	0,50	0,45	0,30	0,15	0,05	0,15
Gö 408	y_o	1,15	2,95	3,80	5,00	6,00	6,70	7,70	8,40	9,05	8,95	8,40	7,45	6,25	4,95	3,45	2,50	0,75
	y_u	1,15	0,25	0,00	0,20	0,40	0,65	1,00	1,20	1,30	1,30	1,20	1,05	0,85	0,60	0,30	0,10	0,75
Gö 417	y_o	0,65	2,50	3,75	5,05	6,25	7,05	8,15	8,85	9,30	0,15	9,55	7,55	6,25	4,50	2,40	1,20	0,00
	y_u	0,65	0,05	0,25	0,70	1,10	1,50	2,20	2,55	3,65	3,90	3,65	3,20	2,50	1,70	0,80	0,40	0,00
Gö 428	y_o	1,25	2,75	3,50	4,80	6,05	5,60	7,55	8,20	8,55	8,65	7,80	6,80	5,50	4,20	2,15	1,20	0,00
	y_u	1,25	0,30	0,20	0,10	0,00	0,00	0,05	0,15	0,30	0,40	0,40	0,35	0,25	0,15	0,05	0,00	0,00
Gö 436	y_o	2,50	4,70	5,70	7,00	8,10	8,90	10,05	10,25	11,00	10,45	9,55	8,20	6,60	4,60	2,45	1,25	0,00
	y_u	2,50	1,00	0,20	0,10	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Gö 443	y_o	0,00	0,60	0,85	1,15	1,45	1,60	1,90	2,15	2,50	2,50	2,35	2,05	1,60	1,15	0,65	0,30	0,00
	y_u																	
Gö 480	y_o	2,55	5,10	6,15	7,65	8,85	9,80	11,25	12,10	12,85	12,60	11,60	10,00	7,85	5,45	2,85	1,45	0,00
	y_u	2,55	0,80	0,30	0,05	0,00	0,10	0,45	0,70	1,10	1,45	1,55	1,50	1,25	0,85	0,40	0,20	0,00
Gö 490	y_o	2,00	3,60	4,60	5,95	7,00	7,70	8,65	9,20	9,60	9,05	8,55	7,45	6,05	4,40	2,50	1,45	0,15
	y_u	2,00	0,85	0,50	0,15	0,00	0,00	0,20	0,40	0,95	0,80	0,80	0,60	0,40	0,15	0,00	0,05	0,15
Gö 587	y_o	0,60	1,65	2,10	2,90	3,60	4,15	5,15	5,85	6,55	6,60	6,10	5,40	4,50	3,45	2,35	1,80	1,05
	y_u	0,60	0,10	0,00	0,05	0,15	0,30	0,60	0,70	0,85	0,80	0,45	0,20	0,00	0,05	0,55	0,85	1,05
Gö 593	y_o	3,00	5,50	6,50	7,85	8,90	9,75	10,95	11,50	12,00	11,70	10,85	9,45	7,65	5,50	3,00	1,65	0,00
	y_u	3,00	1,80	1,35	0,85	0,55	0,40	0,25	0,15	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Gö 622	y_o	2,40	3,75	4,50	5,45	6,15	6,60	7,30	7,70	8,00	7,80	7,10	6,15	5,00	3,55	1,95	1,15	0,20
	y_u	2,40	1,45	1,05	0,60	0,35	0,25	0,15	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Gö 623	y_o	3,25	5,45	6,45	7,90	9,05	9,90	10,95	11,55	12,00	11,70	10,65	9,15	7,35	5,15	2,80	1,60	0,30
	y_u	3,25	1,95	1,50	0,90	0,35	0,20	0,10	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Gö 624	y_o	4,00	7,15	8,50	10,40	11,75	12,85	14,35	15,30	16,00	15,40	14,05	12,00	9,50	6,60	3,55	2,00	0,50
	y_u	4,00	2,25	1,65	0,95	0,60	0,40	0,15	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Gö 682	y_o	2,50	4,55	5,55	7,00	8,05	8,90	10,00	10,65	11,20	10,90	10,05	8,65	6,90	4,85	2,55	1,35	0,00
	y_u	2,50	1,05	0,60	0,25	0,10	0,00	0,05	0,20	0,55	0,75	0,80	0,85	0,75	0,60	0,35	0,15	0,00
NACA 23012	y_o	0,00	2,67	3,61	4,91	5,80	6,43	7,19	7,50	7,55	7,14	6,41	5,47	4,36	3,08	1,68	0,92	0,00
	y_u	0,00	-1,76	-1,71	-2,26	-2,61	-2,92	-3,50	-3,97	-4,46	-4,48	-4,17	-3,67	-3,00	-2,16	-1,23	-0,70	0,00
Munk 6	y_o	0,00	1,98	2,81	4,03	4,94	5,71	6,82	7,55	8,22	8,05	7,26	6,03	4,58	3,06	1,55	0,88	0,00
	y_u	0,00	-1,76	-2,20	-2,73	-3,03	-3,24	-3,74	-3,62	-3,70	-3,90	-3,94	-3,82	-3,48	-2,83	-1,77	-1,08	0,00

18. Grau de reação:

$$\tau = \frac{Y_{est}}{Y_{pá}} = 1 - \frac{Y_{din}}{Y_{pá}} = 1 - \frac{c_{u3}}{(2u)} \quad (E.18)$$

$\tau = 0,886.$

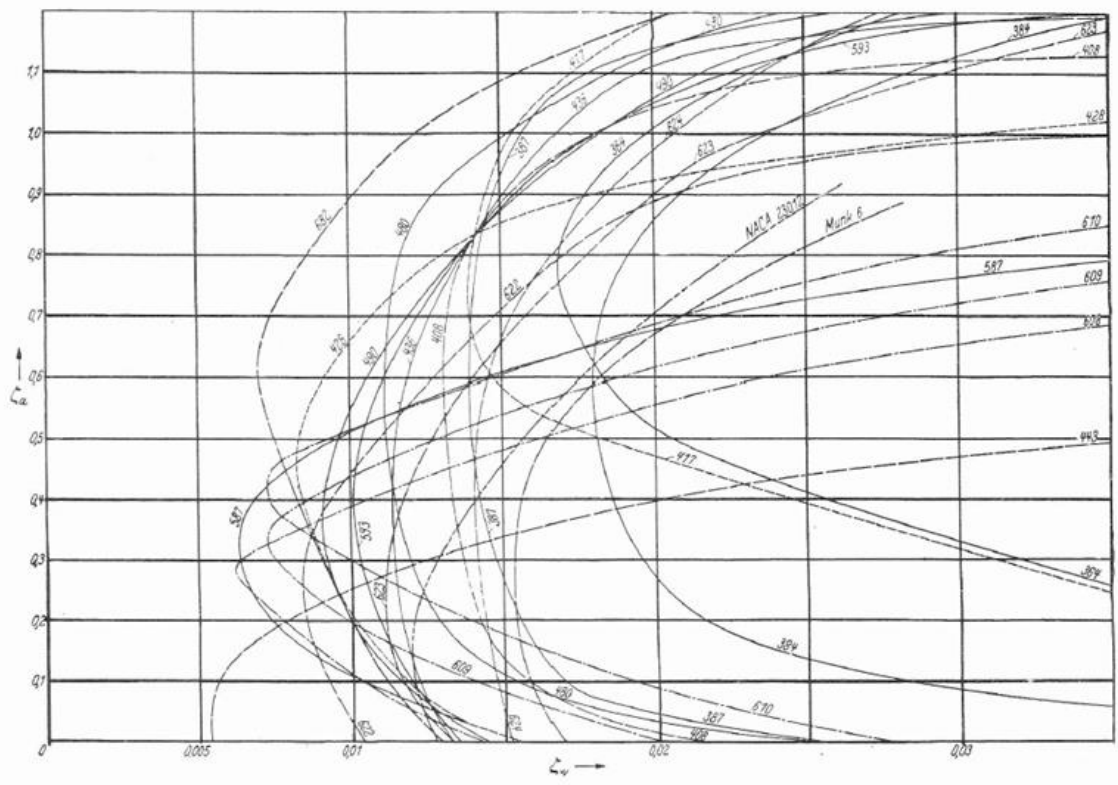


Figura E.3. Características dos perfis da Figura E.2. Fonte: Pfleiderer & Petermann, 1979.

ANEXO I

Índice de Convergência de Malha (Grid Convergence Index) – GCI

A análise de erro de convergência pode ser feita preliminarmente considerando a relação entre a solução exata, f_{exata} , e a solução numérica aproximada, $f(h)$, conforme apresentado na Equação I.1. Na equação apresentada, h é a medida dada à discretização da malha (medida de espaçamento da malha), S é uma constante, p é a ordem de convergência, e HOT é a sigla para *Higher Order Terms* (termos de ordens superiores).

$$f_{exata} = f(h) + Sh^p + HOT \quad (I.1)$$

Para casos em que as malhas sejam consideradas suficientemente refinadas, os resultados estão na região assintótica e não se alterando rapidamente, o HOT pode ser negligenciado. Assim sendo, o erro de discretização pode obter valor aproximado dado pela Equação I.2:

$$E(h) = f_{exata} - f(h) \approx Sh^p \quad (I.2)$$

A ordem de convergência pode ser obtida ao plotar o erro de discretização, $E(h)$, levando o logaritmo de ambos os lados da Equação I.1 e a forma correspondente permite obter o valor de p através da Equação I.3:

$$\log E(h) = \log S + p \log h \quad (I.3)$$

Para o presente trabalho, a relação de refinamento de malha, r , foi considerada constante, ou seja, $r = h_3/h_2 = h_2/h_1 = constante$, considerando $h_1 < h_2 < h_3$. A Equação I.3 pode então ser reescrita para se obter a ordem de convergência, dada pela Equação I.4:

$$p = \frac{\log \left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1} \right)}{\log r} \quad (I.4)$$

O método de Richardson, mencionado anteriormente, é um método utilizado para se obter uma estimativa das ordens maiores de valor de continuidade das séries de valores discreto de ordens mais baixas. Uma grandeza f calculada para uma malha caracterizada por parâmetro h pode ser expressa usando o teorema de Taylor, conforme Equação I.5:

$$f = f_{h=0} + g_1 h + g_2 h^2 + g_3 h^3 + \dots \quad (\text{I.5})$$

Onde g_1 , g_2 e g_3 são constantes independentes de h , e $f_{h=0}$ é o valor da continuidade para espaçamento de malha igual à zero. A extrapolação de Richardson para se obter o valor da continuidade para malha igual à zero da grandeza analisada é calculada pela Equação I.6:

$$f_{h=0} \cong f_1 + \frac{f_1 - f_2}{r^2 - 1} \quad (\text{I.6})$$

O GCI aplicado na malha entre h_1 e h_2 é dado pela Equação I.7:

$$GCI_{21} = \frac{F_s |\varepsilon|}{(r^p - 1)} \quad (\text{I.7})$$

Onde F_s é o fator de segurança, com valor igual à 3,0 para comparação entre duas malhas e valor igual à 1,25 para comparação entre três ou mais malhas. O erro ε é dado por:

$$\varepsilon = \frac{(f_2 - f_1)}{f_1} \quad (\text{I.8})$$

Para casos em que as análises requerem muitas simulações em CFD, talvez seja necessário analisar o erro na malha mais grosseira. O GCI na malha mais grosseira é dado por:

$$GCI_{gros} = \frac{F_s |\varepsilon| r^p}{(r^p - 1)} \quad (\text{I.9})$$

A convergência da curva assintótica é obtida pela relação apresentada na Equação I.10:

$$GCI_{32} = r^p GCI_{21} \quad (\text{I.10})$$