

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

**Metodologia de Projeto Hidrodinâmico de**  
**Turbinas Hidrocinéticas Carenadas Baseada na**  
**Otimização e Simulação em Dinâmica dos**  
**Fluidos Computacional**

**Thiago Junqueira Rezek**

**Itajubá, Março de 2019**

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

**Thiago Junqueira Rezek**

**Metodologia de Projeto Hidrodinâmico de**  
**Turbinas Hidrocinéticas Carenadas Baseada na**  
**Otimização e Simulação em Dinâmica dos**  
**Fluidos Computacional**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como requisito parcial para obtenção do título de mestre em ciências em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: **Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

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

Coorientador: **Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho**

**Março de 2019**  
**Itajubá, MG**

## Dedicatória

*Aos meus pais, José Marcos e Claudete,*

*Ao meu irmão, Zé,*

*À minha avó, dona Clélia.*

*Ao tio Ângelo.*

## Agradecimentos

É difícil mensurar o crescimento e o amadurecimento que dois anos de pós-graduação me trouxeram – tanto como pessoa como quanto profissional. A todos que participaram direta ou indiretamente desse ciclo de aprendizado, os meus mais sinceros agradecimentos.

A orientação do professor Ramiro foi novamente capaz de criar um trabalho desafiador e com resultados interessantes. O acolhimento, a amizade, o companheirismo e as eventuais cervejas foram de importância fundamental para que o trabalho fluísse de maneira agradável e (quase) sem desgaste mental. É muito bom trabalhar sob a orientação de alguém sempre disposto a ajudar.

A parceria e coorientação do professor Nelson (sem dúvidas uma das mentes mais brilhantes que já cruzaram o meu caminho) também foi extremamente produtiva. Seu entendimento acerca da matemática e dos fenômenos físicos que governam a mecânica dos fluidos é ímpar, e as discussões a respeito dos conceitos mais sutis envolvidos nos problemas são sempre muito interessantes.

É impossível deixar de mencionar as contribuições dos professores Waldir de Oliveira e Luiz Antônio de Alcântara Pereira para a execução de um trabalho cujo tema é mecânica dos fluidos e máquinas de fluxo na Universidade Federal de Itajubá, tendo sido eles responsáveis pelos primeiros contatos e pelo interesse que tive pelas áreas, ainda na graduação.

Agradeço, ainda: aos meus pais, que sempre me apoiam e encorajam a vencer os desafios que encontro; ao tio Ângelo, que sempre se colocou à disposição para sanar as dúvidas a respeito do funcionamento das máquinas elétricas (o eixo tem que girar algo, afinal); à CAPES e à FAPEMIG, pelo suporte financeiro; aos pesquisadores do LHV, Germán, Tânia, Nelson, Darwin e à professora Edna pelo companheirismo ao longo do trabalho.

Finalmente, agradeço aos amigos que conviveram comigo durante esses dois anos, revelando-se os melhores remédios contra a ansiedade e acompanhando de perto o crescimento das entradas nos meus cabelos. Sem eles, estas certamente estariam bem maiores.

*“I would never die for my beliefs because I might be  
wrong.”*

*-Bertrand Russell*

## Resumo

**Rezek, T. J. (2019)**, *Metodologia de Projeto Hidrodinâmico de Turbinas Hidrocinéticas Carenadas Baseada na Otimização e Simulação em Dinâmica dos Fluidos Computacional*, Itajubá, 105 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia de projeto de turbinas hidrocinéticas carenadas baseada na integração entre processos computacionais envolvendo geração de malha, simulação fluidodinâmica e otimização.

A metodologia foi dividida em duas partes, sendo a primeira responsável por fornecer a geometria do difusor, do canal meridional e os parâmetros para o pré-projeto do rotor através de uma abordagem simplificada do problema e a segunda responsável pelo projeto hidrodinâmico do rotor a partir dos dados obtidos na primeira fase.

A primeira parte foi executada considerando condição de simetria axial do escoamento e modelando o rotor por um disco atuador que cria um salto de pressão no interior da máquina. Essa fase teve os processos de geração de geometria, malha e simulação computacional automatizadas e integradas por meio de um algoritmo de otimização (*simulated annealing*), permitindo obter o melhor conjunto de variáveis de projeto, com o objetivo de maximizar a potência hidráulica.

A segunda parte da metodologia envolve o projeto do rotor a partir das grandezas resultantes do processo de otimização que gerou o projeto preliminar (vazão e variação de pressão total). O rotor foi projetado com base na teoria da asa de sustentação com condição de equilíbrio radial de vórtice livre. A partir do projeto do rotor, foi possível modelar a geometria da máquina completa e simular o funcionamento a partir de uma análise tridimensional em dinâmica dos fluidos computacional. Esse procedimento gerou como resultados as curvas de comportamento da máquina, revelando um coeficiente de potência máximo de aproximadamente 0,8 (com relação à área do rotor) muito próximo ao ponto de projeto.

**Palavras-chave:** Turbina Hidrocinética, Otimização, Rotor Axial, Difusor, Coeficiente de Potência, Turbomáquinas, Dinâmica dos Fluidos Computacional.

# Abstract

**Rezek, T. J. (2019),** *Hydrodynamic Design Methodology for Diffuser-Augmented Hydrokinetic Turbines Based on Optimization and Computational Fluid Dynamics*, Itajubá, 105 p. Dissertation – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This work presents a design methodology for diffuser-augmented hydrokinetic turbines based on the integration of computational processes involving mesh generation, fluid-dynamics simulation and optimization.

The methodology is divided in two main parts: the first one is responsible to provide the diffuser geometry and the parameters for the preliminary project through a simplified approach of the problem. The second part is responsible for the hydrodynamic design of the runner from the data obtained in the first part.

The first part has been developed by considering the condition of axial symmetry of the flow and modeling the runner through an actuator disk which creates a pressure drop inside the machine. This phase has been executed by the integration and automation of the geometry and mesh generation process and the fluid dynamics simulation through an optimization algorithm (Simulated Annealing), in order to obtain the best set of design variables to maximize the hydraulic power.

The second part of the methodology involves the runner project from the parameters obtained from the first part (flow rate and pressure drop). The runner has been designed based on the lift theory with the radial equilibrium condition for a free vortex flow. Through the runner project, it was possible to model the machine and simulate its behavior through a complete tridimensional computational fluid dynamics analysis. This analysis has been capable of obtaining the machine's characteristic curves, which revealed a 0,8 power coefficient (based on the runner's area), obtained very near the design point.

**Keywords:** Diffuser-Augmented Hydrokinetic Turbine, Optimization, Axial Runner, Diffuser, Power Coefficient, Turbomachinery, Computational Fluid Dynamics.

## SUMÁRIO

Lista de Figuras.....	4
Lista de Tabelas .....	8
Simbologia.....	9
Letras Latinas .....	9
Letras Gregas.....	10
Superescritos.....	11
Subescritos.....	11
Siglas .....	12
<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>1</b>
<b>Introdução e Motivação</b> .....	<b>1</b>
1.1 Justificativa .....	1
1.2 Objetivos .....	5
1.2.1 – Geral.....	5
1.2.2 - Específicos .....	5
1.3 Revisão de Literatura.....	6
1.4 Organização do Trabalho .....	10
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>11</b>
<b>Fundamentação Teórica</b> .....	<b>11</b>
2.1 Teoria Unidimensional do Disco Atuador de Betz.....	11
2.2 Otimização .....	16
2.2.1 Conceituação .....	16
2.2.2 Simulated Annealing.....	19
2.3 Princípios Fundamentais de Conservação .....	20

2.4 Dinâmica dos Fluidos Computacional.....	21
2.5 Turbulência .....	23
2.5.1 Generalidades sobre a turbulência.....	23
2.5.2 O modelo $k-\omega$ SST.....	25
2.6 Teoria da Asa de Sustentação Aplicada em Grades de Turbomáquinas Axiais .....	28
<b>CAPÍTULO 3</b> .....	34
<b>Otimização Aplicada à Obtenção do Projeto Preliminar</b> .....	34
3.1 Geração da Geometria .....	35
3.2 Geração da Malha.....	38
3.3 Simulação Computacional .....	41
3.4 Integração de Processos .....	43
<b>CAPÍTULO 4</b> .....	47
<b>Projeto Hidrodinâmico do Rotor Axial</b> .....	47
4.1 Projeto Preliminar.....	48
4.2 Formato das Pás e Ângulos de Montagem.....	52
<b>CAPÍTULO 5</b> .....	56
<b>Resultados</b> .....	56
5.1 Resultados do Processo de Otimização .....	57
5.2 Alterações no Canal Meridional.....	68
5.3 Projeto do Rotor Axial.....	74
5.4 Simulação Tridimensional .....	83
<b>Capítulo 6</b> .....	96
<b>Conclusões e Sugestões</b> .....	96
6.1 Conclusões .....	96
6.2 Sugestões.....	99
<b>ANEXO A</b> .....	101

<b>Código de Geração da Geometria do Perfil da Carenagem .....</b>	<b>101</b>
<b>ANEXO B .....</b>	<b>104</b>
<b>Estudos de Independência de Malha .....</b>	<b>104</b>
<b>Referências .....</b>	<b>105</b>

## Lista de Figuras

Figura 1.1: Potencial Hidrelétrico Brasileiro (BATALHA, 2014).....	2
Figura 1.2: Comparação entre Turbinas de Eixo Horizontal (a) e Turbinas de Eixo Vertical (b) (BATALHA, 2014).....	3
Figura 1.3: Turbina Hidrocinética Carenada (RODRIGUES et al., 2007).....	4
Figura 2.1: Escoamento Através do Disco Atuador (adaptado – HANSEN, 2008).....	12
Figura 2.2: Divergência das Linhas de Corrente Devido ao Salto de Pressão (HANSEN, 2008).....	14
Figura 2.3: Coeficientes de Empuxo e Potência como Funções do Fator de Indução Axial Para uma Turbina Ideal de Eixo Horizontal.....	15
Figura 2.4: Relação Empírica de Glauert para Altos Valores de Fator de Indução Axial (HANSEN, 2008).....	16
Figura 2.5: Função de Price (ALBUQUERQUE, 2006).....	18
Figura 2.6: Estruturas de um Escoamento Turbulento (OLIVEIRA, 2014).....	23
Figura 2.7: Lei da Parede (SOUZA et al., 2011).....	28
Figura 2.8: Grade Linear Representativa de uma seção radial de um Rotor Axial de Máquina de Fluxo Motora Sem Sistema Diretor na Entrada.....	29
Figura 2.9: Grade Linear Ilustrativa do Teorema de Kutta-Joukowski.....	32
Figura 2.10: O Escoamento em Grade Reduzido a Análise de um Perfil Isolado.....	33
Figura 3.1: Modelo Simplificado da Máquina (adaptada de CARROLL, 2014).....	35
Figura 3.2: Condição de Tangência da Curva de Bézier (SOUSA, 2008).....	37
Figura 3.3: Perfil de Alta Sustentação e seus Pontos de Controle (SOUSA, 2008).....	37
Figura 3.4: Geometrias de Células de Malhas Computacionais (OLIVEIRA, 2014).....	39
Figura 3.5: Malha Computacional Aplicada ao Problema.....	40

Figura 3.6: Refinamento da Camada Limite nas Proximidades do Bordo de Ataque da Carenagem.....	40
Figura 3.7: Condições de Contorno do Domínio.....	42
Figura 3.8: Recorte das Condições de Contorno da Máquina.....	42
Figura 3.9: Fluxograma de Integração de Processos.....	44
Figura 4.1: Diagrama de Cordier (DITZEL, 1980).....	49
Figura 4.2: Diagrama de Pré-Dimensionamento de Rotores Axiais (BRAN E SOUZA, 1969).....	50
Figura 4.3: Faixa Recomendada de Relação de Solidez e Razão de Velocidade de ponta (IBARRA, 2015).....	51
Figura 5.1: Espaço de Variação da Geometria do Perfil Hidrodinâmico da Carenagem.....	58
Figura 5.2: Malhas Similares para Máquinas Distintas.....	60
Figura 5.3: Distribuição do $y^+$ ao longo da Parede da Carenagem.....	61
Figura 5.4: Histórico do Processo de Busca pelo Ótimo Global.....	62
Figura 5.5: Formato do Perfil da Carenagem para a Máquina Ótima.....	62
Figura 5.6: Magnitude Normalizada das Variáveis de Entrada e Saída para a Máquina Ótima.....	63
Figura 5.7: Geometria Ótima do Perfil Hidrodinâmico da Carenagem.....	64
Figura 5.8: Salto de Pressão Total no Disco Atuador.....	65
Figura 5.9: Dissipação Viscosa da Esteira.....	65
Figura 5.10: Distribuição de Pressão Total na Linha de Centro do Domínio.....	66
Figura 5.11: Contornos de Magnitude do Vetor Velocidade.....	67
Figura 5.12: Descolamento de Camada-Limite no Interior do Difusor.....	68
Figura 5.13: Abertura de Canal na Seção Meridional do Difusor Hidrodinâmico.....	69

Figura 5.14: Seção Meridional do Conjunto Ogiva-Cubo.....	69
Figura 5.15: Seção Meridional Modificada da Máquina Ótima.....	70
Figura 5.15: (a) Malha nas Proximidades da Máquina; (b) Refinamento na Camada-Limite..	71
Figura 5.16: $y^+$ nas Superfícies de Paredes da Máquina.....	71
Figura 5.17: Contornos de Magnitude do Vetor Velocidade para a Máquina Modificada.....	72
Figura 5.18: (a) Descolamento de Camada-Limite no Bordo de Fuga do Difusor (b) Camada-Limite Colada Após Modificações no Canal Meridional.....	73
Figura 5.19: Diagrama de Pré-Dimensionamento de Rotores Axiais (BRAN E SOUZA, 1969).....	75
Figura 5.20: Diagrama de Cordier (DIETZEL, 1960..).....	76
Figura 5.21: Ponto de Projeto Obtido a Partir da Adoção do Coeficiente de Ligeireza.....	77
Figura 5.22: Faixa Recomendada de Relação de Solidez e Razão de Velocidade de ponta (IBARRA, 2015).....	79
Figura 5.23: (a) Rotor Axial (b) Conjunto Rotor-Ogiva.....	81
Figura 5.24: Máquina Completa (a) Vista Anterior (b) Vista Posterior.....	82
Figura 5.25: Domínio Computacional das Simulações Tridimensionais.....	83
Figura 5.26: Acoplamento de Referenciais pela Condição de Interface.....	84
Figura 5.27: Corte da Malha Computacional nas Proximidades da Máquina.....	85
Figura 5.28: Malha de Superfície no Rotor.....	85
Figura 5.29: Detalhe das Camadas Prismáticas e Folga de Topo (corte longitudinal da malha).....	86
Figura 5.30: Contornos de $y^+$ nas Paredes do Rotor.....	87
Figura 5.31: Campo de Pressão Total para a Simulação em Simetria Axial.....	87
Figura 5.32: Campo de Pressão Total na Linha de Centro da Máquina em Simulação Tridimensional (plano de corte longitudinal).....	88
Figura 5.33: Vórtices na Saída da Máquina Criados pelas Pás.....	89

Figura 5.34 Campo de Pressão Estática - (a) Vista Anterior (b) Vista Posterior.....	89
Figura 5.35: Curva de Validação do Projeto do Rotor.....	91
Figura 5.36: Relação entre Vazão da Máquina e Rotação.....	92
Figura 5.37: Variação de Torque e Potência de Eixo com a Rotação.....	93
Figura 5.38: Curva de Desempenho da Turbina Hidrocinética Carenada.....	94
Figura 5.40: Eficiência Hidráulica do Rotor.....	95

## Lista de Tabelas

Tabela 5.1: Espaço de Busca da Solução para o Processo de Otimização.....	48
Tabela 5.2: Influências Quantitativas das Modificações no Canal Meridional.....	62
Tabela 5.3: Dados de Entrada para o Projeto Preliminar do Rotor.....	63
Tabela 5.4: Projeto Preliminar do Rotor Axial.....	68
Tabela 5.5 Grandezas Geométricas e Cinemáticas do Rotor Axial.....	68
Tabela 5.6: Ângulos Efetivos de Montagem das Pás.....	69

# Simbologia

## Letras Latinas

$A$	Área
$a$	Fator de Indução Axial
$a_{apar}$	Aceleração Aparente
$b$	Altura Radial da Pá
$C_a$	Coefficiente de Arrasto
$C_p$	Coefficiente de Potência
$C_s$	Coefficiente de Sustentação
$C_t$	Coefficiente de Empuxo
$c$	Velocidade Absoluta
$D$	Diâmetro
$E$	Energia
$\hat{e}$	Vetor Unitário
$F$	Força
$g$	Aceleração Gravitacional
$l$	Corda do Perfil
$\dot{m}$	Fluxo em Massa
$N_{pá}$	Número de Pás
$n$	Rotação
$n_{qA}$	Rotação Específica Referente à Vazão
$U$	Velocidade
$u$	Velocidade Circunferencial

$T$	Força de Empuxo
$t$	Passo da Pá, Tempo
$P$	Potência
$p$	Pressão
$Q$	Vazão Volumétrica
$R_c$	Relação de Cubo
$Re$	Número de Reynolds
$r$	Raio
$w$	Velocidade Relativa
$Y$	Trabalho Específico
$y_{máx}$	Espessura Máxima do Perfil
$y^+$	Distância Adimensional da Parede

## Letras Gregas

$\alpha$	Ângulo do Escoamento Absoluto
$\beta$	Ângulo do Escoamento Relativo
$\Delta$	Varição
$\delta$	Coefficiente de Diâmetro; Ângulo de Ataque
$k$	Energia Cinética Turbulenta
$\sigma$	Coefficiente de Ligeireza
$\rho$	Massa Específica
$\lambda$	Relação de Velocidade de Ponta

$\eta_h$	Rendimento Hidráulico
$\Gamma$	Circulação
$\Omega$	Razão de Solidez
$\omega$	Velocidade Angular, Taxa de Dissipação Específica
$\nabla$	Operador Nabla
$\tau$	Torque
$\mu$	Viscosidade Dinâmica do Fluido
$\mu_t$	Viscosidade Turbulenta

## Superescritos

$\cdot$	Primeira Derivada Temporal
$\ddot{\phantom{x}}$	Segunda Derivada Temporal
$\rightarrow$	Referente a um Vetor
$\Rightarrow$	Referente a um Tensor
$\bar{\phantom{x}}$	Referente à Média

## Subescritos

$e$	Referente a externo
$i$	Referente a interno
$m$	Referente à direção meridional
$pá$	Referente ao rotor

$u$	Referente à direção circunferencial
3	Referente ao escoamento na entrada do rotor axial
4	Referente à entrada da pá
5	Referente à saída da pá
6	Referente ao escoamento na saída do rotor axial
$\infty$	Referente à corrente livre, ou às condições médias do escoamento entre a entrada e saída da grade linear

## Siglas

DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>

# CAPÍTULO 1

## Introdução e Motivação

### 1.1 Justificativa

O desenvolvimento de fontes renováveis de energia tem sido um campo amplamente estudado pelos mais diversos profissionais envolvidos na área energética da atualidade. Com demanda energética cada vez maior no planeta, verifica-se uma tendência crescente de investimento em geração distribuída, na qual a geração de energia elétrica se dá nas proximidades dos consumidores, poupando os custos de construção e manutenção de grandes linhas de transmissão e pulverizando a geração energética, o que traz maior confiabilidade ao sistema elétrico.

Devido ao forte apelo ambiental inerente a essa área, os numerosos investimentos em pesquisa e desenvolvimento de aproveitamentos energéticos renováveis têm tornado essas tecnologias não apenas alternativas sustentáveis a métodos mais tradicionais de geração de energia, mas também opções cada vez mais competitivas e viáveis no mercado do ponto de vista econômico.

Dentre essas fontes, pode-se citar a energia solar fotovoltaica, a energia proveniente da queima de biomassa, a energia eólica e as pequenas centrais hidrelétricas. Essas tecnologias estão em um estágio relativamente maduro e já têm sido difundidas em numerosos empreendimentos econômica e tecnicamente viáveis, não só no Brasil, mas em todo o mundo.

Algumas linhas de pesquisa concentram-se em aproveitamentos energéticos menos difundidos e que ainda estão em processo de amadurecimento tecnológico para serem largamente implementados. É o caso, por exemplo, da tecnologia de geração hidrocínética.

O potencial energético brasileiro de fontes hídricas de alta e média queda já está, em sua grande parte, esgotado. O aproveitamento energético por meio da construção de usinas hidrelétricas em rios em regiões de baixa declividade gera impacto ambiental considerável devido à área que deve ser alagada para a construção do reservatório e ao impacto da obra no meio ambiente durante todo o seu período de construção.

Por outro lado, o Brasil possui grande potencial inexplorado para o aproveitamento energético de correntes fluviais ou marítimas, pois o clima úmido do país dá origem a um número elevado de rios perenes de grande volume de água cujo regime de nível é, em geral, pluvial. A Figura 1.2 mostra o potencial hidrelétrico presente no território brasileiro (que não possui relação direta com o potencial hidrocínético, porém ilustra o cenário hidrológico brasileiro).

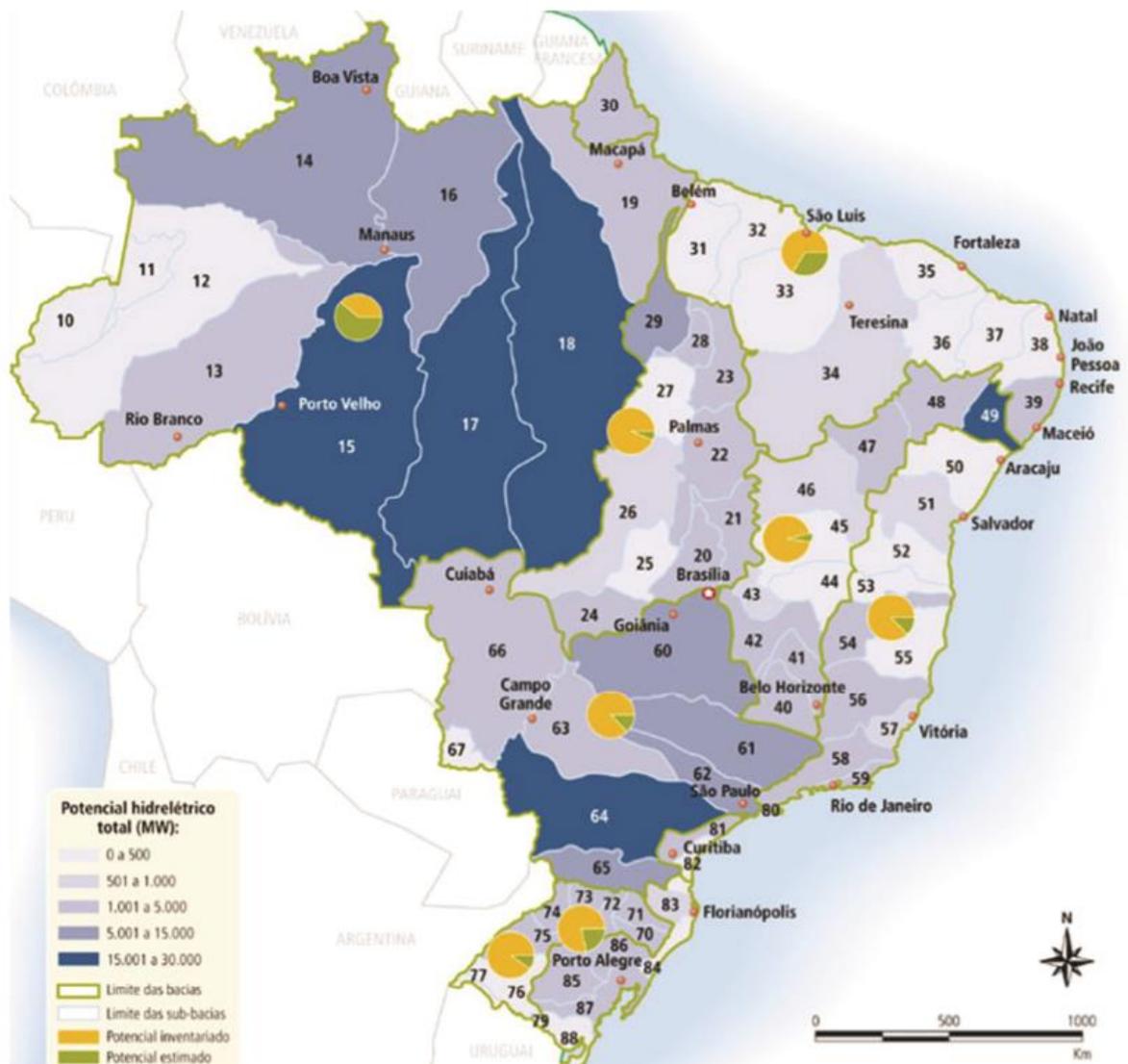


Figura 1.1: Potencial Hidrelétrico Brasileiro (BATALHA, 2014)

O aproveitamento hidrocínético para geração de energia elétrica é tão mais competitivo quanto maior for a velocidade do curso d'água, pois a potência disponível varia com o cubo da velocidade da corrente livre.

A combinação de sistemas hidrocínéticos com outras fontes renováveis de energia, como a solar, a eólica, ou em canais de fuga de usinas hidrelétricas revela-se atrativa, pois a velocidade do escoamento em um rio possui características menos voláteis, permitindo uma melhor previsibilidade de geração no curto prazo quando realizada essa combinação.

O princípio de funcionamento das turbinas hidrocínéticas se assemelha muito ao de turbinas eólicas, pois não há, de forma direta, a participação da energia potencial gravitacional no processo de conversão energética. Dessa forma, o trabalho específico disponível do escoamento é função somente da velocidade da corrente livre do rio.

Deve-se destacar, ainda, que operar a água como fluido de trabalho cria uma vantagem competitiva das turbinas hidrocínéticas com relação às eólicas. Isso se dá pela maior massa específica da água, mais de oitocentas vezes superior à do ar, que permite que se concentre maior potência em máquinas menores (é importante destacar, no entanto, que as turbinas eólicas operam com velocidades maiores do escoamento). Evidentemente, o fato de que o equipamento deve operar submerso (e, portanto, mais sujeito a fenômenos capazes de gerar desgastes e falhas) também cria desafios para a efetiva implementação e popularização dessa tecnologia.

Os tipos mais comuns de turbinas hidrocínéticas são as turbinas de eixo horizontal e as turbinas de eixo vertical. Nas turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal, o escoamento se dá com velocidade paralela ao eixo de rotação do rotor, caracterizando-as, portanto, como máquinas de fluxo axial. Nas turbinas hidrocínéticas de eixo vertical, a velocidade do escoamento é perpendicular ao eixo de rotação do rotor, caracterizando-as como máquinas de fluxo transversal. A Figura 1.1 mostra a comparação entre esses dois tipos de turbinas.

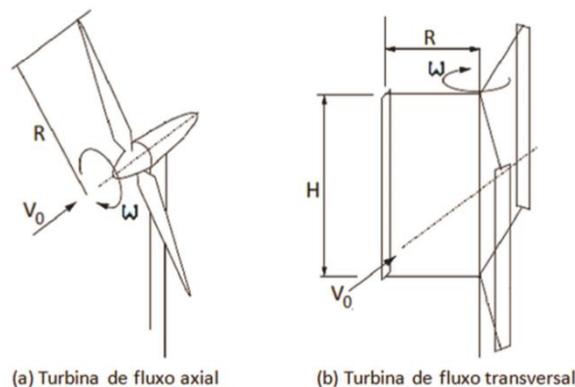


Figura 1.2: Comparação entre Turbinas de Eixo Horizontal (a) e Turbinas de Eixo Vertical (b) (BATALLA, 2014)

Pela similaridade operacional com as turbinas eólicas, as turbinas hidrocínéticas também estão sujeitas às mesmas limitações naquilo que se refere à capacidade de absorver a energia do escoamento. Betz mostrou, a partir da teoria do disco atuador, que existe um limite superior para a potência gerada por máquinas de fluxo livre. Esse limite ficou amplamente conhecido na literatura como Limite de Betz, e corresponde a 59,3% do fluxo de energia cinética que atravessa a seção transversal da máquina.

Essa limitação operacional fomentou pesquisas no sentido de se adicionar componentes às máquinas de maneira a aumentar a concentração de potência. Isso pode ser feito a partir da adição de uma carenagem difusora envolvendo o rotor da máquina, como mostra a Figura 1.3.

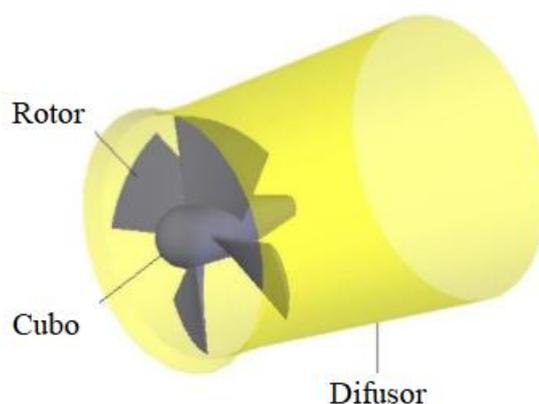


Figura 1.3: Turbina Hidrocínética Carenada (RODRIGUES et al., 2007)

É importante ressaltar que o limite de Betz não se trata de uma limitação ligada a irreversibilidades termodinâmicas (perdas) do escoamento. É uma limitação relacionada à interação entre o campo de pressão e o campo de velocidades (isto é, quanto maior a queda de pressão no rotor, mais as linhas de corrente do escoamento se desviam da máquina, diminuindo a vazão absorvida por ela).

A adição de um difusor é utilizada exatamente para forçar com que o escoamento passe por dentro do rotor a despeito do salto de pressão criado por sua interferência na corrente livre, que acaba agindo de forma a bloquear parte do fluxo.

Essa interação antagônica entre os parâmetros do projeto preliminar (vazão e variação de pressão) torna o cenário sugestivo para um processo de otimização, de forma a obter-se, variando-se o salto de pressão e calculando-se o fluxo de massa correspondente, a maior potência hidráulica possível.

Neste trabalho será apresentada uma metodologia de projeto de turbinas hidrocínéticas carenadas cuja abrangência vai desde a obtenção, a partir de um processo de otimização, da geometria do difusor hidrodinâmico e dos parâmetros do pré-projeto do rotor, passando pela geometria do canal meridional até o projeto final do rotor axial. A metodologia foi validada a partir da simulação tridimensional em dinâmica dos fluidos computacional do equipamento completo, o que permitiu obter as curvas de comportamento da máquina. A seguir serão descritos os objetivos do trabalho.

## **1.2 Objetivos**

Pode-se destacar como objetivos do presente trabalho:

### **1.2.1 – Geral**

Propor uma metodologia para o projeto preliminar de turbinas hidrocínéticas carenadas baseada na integração de processos computacionais de geração de geometria, geração de malha, simulação de baixo custo computacional e otimização;

### **1.2.2 - Específicos**

-Obter, a partir da metodologia proposta, a geometria do difusor e o par de parâmetros (salto de pressão e vazão) necessários ao projeto do rotor;

-A partir da solução ótima encontrada pelo processo de otimização, finalizar o projeto do canal meridional incluindo a ogiva na análise simplificada, obtendo o projeto preliminar da máquina;

-Projetar o rotor axial a partir dos dados obtidos do projeto preliminar através da teoria da asa de sustentação;

-Simular o funcionamento da máquina através de uma análise tridimensional completa utilizando a dinâmica dos fluidos computacional;

-Obter os resultados dos campos de pressão e velocidade do domínio;

-Obter as curvas de comportamento da máquina projetada e compará-las às curvas de comportamento de outras máquinas;

-Validar a metodologia proposta para o projeto de turbinas hidrocínéticas carenadas;

- Discutir os resultados obtidos no trabalho;
- Sugerir abordagens para a execução de novos trabalhos no campo de turbinas eólicas e hidrocínéticas.

### 1.3 Revisão de Literatura

A seguir será apresentada a revisão da literatura atual disponível a respeito dos tópicos necessários para o desenvolvimento do presente trabalho de forma a cumprir os objetivos mencionados anteriormente.

O estudo da literatura disponível foi dividido em alguns tópicos de interesse que foram importantes para a execução do presente trabalho. Os documentos revisados foram estudos, pesquisas e trabalhos a respeito dos seguintes temas:

- Metodologias de projeto e simulação numérica de turbomáquinas axiais;
- Projeto e análises numéricas de turbinas hidrocínéticas e eólicas;
- Otimização aplicada ao campo das turbomáquinas.

A respeito desses tópicos, pode-se destacar os seguintes trabalhos:

Hansen et al. (2000) analisaram os efeitos de adicionar-se um difusor a uma turbina de fluxo livre, aplicando um modelo de disco atuador para o estudo do escoamento através da dinâmica dos fluidos computacional. O estudo mostrou que o limite de Betz pode ser excedido por um fator proporcional ao incremento relativo da vazão em massa capturada pela turbina induzido pelo difusor. Os autores concluíram que o modelo de disco atuador unidimensional foi suficiente para modelar o rotor, e que o efeito de aumento da vazão em massa diminui à medida que o coeficiente de empuxo do disco atuador aumenta.

Jamieson (2008) apresentou um desenvolvimento analítico considerando a teoria de disco atuador unidimensional e desprezando efeitos viscosos com o intuito de generalizar o limite de extração energética do escoamento para turbinas de fluxo livre carenadas. A partir das expressões obtidas, o autor concluiu que o coeficiente de empuxo ótimo para uma máquina qualquer (com ou sem difusor) é de  $8/9$ , e que o correspondente limite para o coeficiente de potência de máquinas carenadas é, também, de  $8/9$ , valor esse que deve ser tido como um limite mais geral na teoria de disco atuador do que o conhecido Limite de Betz.

El-Zahaby et al. (2016) apresentaram uma análise numérica do campo de escoamento para difusores de turbinas eólicas flangeadas com diferentes ângulos do flange. O trabalho foi realizado a partir de simulações numéricas pelo método dos volumes finitos utilizando o código comercial Ansys FLUENT®, e concluiu que a presença de vórtices a jusante do flange do difusor originam pressão negativa, que é responsável por aumentar a velocidade na entrada da máquina. Além disso, o estudo concluiu que o ângulo ótimo do flange para as condições estudadas é de 15 graus, o que ocasiona um aumento de aproximadamente 1,95 vezes na potência, quando comparada à potência de uma turbina sem difusor.

Tiago Filho et al. (2010) apresentaram o projeto de uma turbina hidrocínética de fluxo axial denominada “Poraquê”. A turbina é composta por vários rotores de pás planas posicionados em série e espaçados de forma a minimizar a interferência no escoamento dos rotores. Os autores do trabalho seguiram metodologia experimental, realizando ensaios do modelo do equipamento no Laboratório Hidro-Mecânico da Universidade Federal de Itajubá. Os autores obtiveram resultados importantes para o estudo de rotores de turbinas hidrocínéticas em série, tais como a distância ótima de espaçamento entre os rotores e o ângulo de defasagem entre eles, além de obter o campo de operação do modelo estudado considerando o equipamento com 3 rotores em série. Concluiu-se que, para o modelo estudado, utilizando 3 rotores em série e posicionando-os a cerca de 710 mm de distância um do outro, foi possível obter coeficiente de potência superior ao limite de Betz (devido ao número de rotores). Os autores ainda salientam que maiores investigações utilizando dinâmica dos fluidos computacional e levando em consideração a adição de um difusor ao projeto deveriam ser realizadas de forma a determinar se a turbina “Poraquê” é uma alternativa viável de geração energética renovável.

Dando continuidade ao trabalho da turbina “Poraquê”, Ibarra (2015) apresentou o estudo e melhoramento dessa turbina hidrocínética multiestágio, utilizando a teoria da grade linear, da asa de sustentação e do equilíbrio radial, calculando uma nova geometria para o rotor e adicionando uma ogiva ao projeto. O novo rotor proposto foi comparado ao rotor antigo utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional pelo software de Volumes Finitos ANSYS® Fluent™. O autor apresentou resultados comparativos entre os rotores, como contornos de intensidade de turbulência e análise das esteiras formadas pelo escoamento ao passar pelos rotores e concluiu que as modificações realizadas foram capazes de aumentar os coeficientes de potência e de torque e reduzir a intensidade de turbulência na esteira.

Albuquerque (2006) desenvolveu uma metodologia computacional de baixo custo para projeto de turbinas hidráulicas axiais, utilizando parametrização da geometria em conjunto com a equação de equilíbrio radial e técnicas de otimização. A metodologia foi desenvolvida utilizando correlações empíricas para as perdas e desvios nas grades. O autor utilizou duas técnicas de otimização: um método de busca local baseado em gradiente e um algoritmo populacional. O autor apresentou uma comparação entre os resultados de otimização e um projeto de turbina já existente, concluindo que a modelagem de perdas adotada realmente conduz a tendências de projeto corretas para turbinas hidráulicas de fluxo axial.

Botan et al. (2016) desenvolveram uma turbina hidráulica axial para condições de ultra-baixa queda (quedas inferiores a 5 metros). Algumas características do projeto são: rotor axial sem regulagem das pás, palhetas diretrizes do distribuidor fixas, rotor com características amigável aos peixes, gerador de excitação magnético Permanente e duplo tubo de sucção como difusor. A turbina pode operar como hidrocínética para quedas abaixo de 0,5 metro. Os autores fabricaram e ensaiaram o modelo da turbina em laboratório, obtendo como resultados curvas de eficiência em função da rotação, vazão unitária e rotação unitária. Os autores concluíram que, dentro do desenvolvido até o momento, o equipamento apresentou resultados promissores, atingindo eficiência mecânica de até 91%.

Schleicher et al. (2013) projetaram e simularam numericamente uma micro turbina hidrocínética para atingir um objetivo de gerar 500 W de potência continuamente ao longo da mais ampla faixa de operação possível. O equipamento deveria pesar menos de 36,3 kg para poder ser transportado a pé e montado por uma equipe. Os autores realizaram simulações em Dinâmica dos Fluidos Computacional e em seguida executaram a análise estrutural estática para que fossem quantificadas as tensões mecânicas atuantes no rotor do equipamento, apresentando resultados dos campos de velocidade do escoamento e tensões no rotor. Concluiu-se que o estudo numérico realizado foi capaz de prever que o equipamento é capaz de atender aos objetivos propostos.

Oliveira (2014) desenvolveu uma metodologia de projeto hidrodinâmico de rotores de bombas axiais e otimização de pá com base nos efeitos *sweep* e *dihedral*. O projeto do rotor foi obtido a partir da teoria da asa de sustentação aplicada ao projeto de rotores de turbomáquinas axiais e o perfil aerodinâmico foi escolhido com base no coeficiente de escorregamento. O autor investigou os benefícios causados pelas alterações realizadas na ponta das pás por meio de simulações numéricas de dinâmica dos fluidos computacional. O autor apresentou como resultados análises comparativas entre o rotor original e o projeto

otimizado e concluiu que a aplicação dos efeitos *sweep* e *dihedral* contribuiu para melhorias no rendimento hidráulico do rotor analisado em toda a faixa de vazões estudada.

Chica (2015) projetou e simulou numericamente uma turbina hidrocinética de eixo horizontal pelo método do elemento de pá. O trabalho consistiu do projeto, simulação em volumes finitos e análise de tensões e deformações do rotor da turbina, realizada por método dos elementos finitos. Os resultados dos campos de velocidade e torque resultante foram apresentados juntamente com os resultados da análise de tensões e deformações para o rotor. Os autores concluíram que as pás são capazes de suportar as cargas devido às forças centrífuga, gravitacional e hidrodinâmica presentes durante a operação.

Da Silva (2013) realizou o projeto aerodinâmico do rotor de duas turbinas eólicas de eixo horizontal – uma de 10 kW e uma de 10 MW. O método empregado no projeto é baseado nas teorias do elemento de pá e de momento de elemento de pá, do modelo do cilindro de vórtice e aproximações de Prandtl. A autora fez, ainda, uma estimativa dos esforços atuantes nas pás para o ponto de projeto. Foram apresentados os resultados de curvas de potência para os rotores projetados. A autora apresentou comparações entre os resultados encontrados no trabalho e resultados da literatura, concluindo que houve boa concordância entre eles e salientando que a maior parte das perdas energéticas ocorrem na ponta das pás.

Hjort e Larsen (2014) apresentaram o estudo de uma turbina eólica carenada com difusor multi-elemento. O foco do trabalho foi mostrar, a partir de simulações numéricas, que o limite de Betz pode ser excedido para máquinas dotadas de difusor, mesmo quando se considera como referência para o cálculo do coeficiente de potência a área de saída da máquina. Os autores utilizaram o modelo de disco atuador unidimensional para simular os efeitos do rotor no escoamento, bem como um método de painéis para conceber a geometria do difusor. Depois, o projeto do difusor integrado ao disco atuador foi submetido a simulações numéricas RANS com simetria axial. O trabalho concluiu que, para o difusor projetado, foi possível exceder o limite de Betz em até 50% considerando como referência a área de saída do difusor. O trabalho não abordou, no entanto, o projeto e a simulação do rotor axial que deve ser incorporado à máquina.

## 1.4 Organização do Trabalho

A sequência deste trabalho organizar-se-á da seguinte forma:

O Capítulo 2 tratará da conceituação e fundamentação teórica das ferramentas utilizadas para o desenvolvimento do trabalho.

O Capítulo 3 abordará a integração de processos computacionais utilizada para conceber a geometria do difusor e o projeto preliminar da máquina aqui desenvolvido.

O Capítulo 4 apresentará o projeto do rotor axial, desenvolvido a partir dos dados de salto de pressão e vazão obtidos pela metodologia apresentada no Capítulo 3.

Os resultados da simulação em Dinâmica dos Fluidos Computacional serão apresentados no Capítulo 5, sendo exibida, assim, a validação da metodologia adotada para o projeto de turbinas hidrocínéticas carenadas.

Finalmente, o Capítulo 6 tratará das conclusões e discussões a respeito dos resultados do trabalho, bem como de sugestões para trabalhos futuros no campo das turbinas hidrocínéticas e eólicas dotadas de difusor.

# CAPÍTULO 2

## Fundamentação Teórica

Neste capítulo será apresentada a fundamentação teórica das ferramentas utilizadas para o desenvolvimento da metodologia de projeto proposta no trabalho.

### 2.1 Teoria Unidimensional do Disco Atuador de Betz

A teoria do disco atuador de Betz é uma tentativa de prever as limitações operacionais de turbinas de fluxo livre, modelando-as como um disco imerso na corrente que absorve energia por meio de uma descontinuidade na pressão estática do escoamento. Neste trabalho será abordada a teoria de disco atuador mais simples, que não considera a indução de velocidade circunferencial na esteira devido à influência do disco no escoamento. Essa escolha se deu porque o modelo de disco atuador utilizado para representar o rotor da máquina nas simulações numéricas não leva em consideração a descontinuidade na velocidade circunferencial do escoamento, extraindo a energia simplesmente através de uma queda na pressão estática.

As considerações adotadas para o escoamento através do disco atuador de Betz são as seguintes:

Efeitos viscosos desprezados;

Escoamento incompressível e em regime permanente;

Continuidade da distribuição de velocidade através do disco atuador;

Descontinuidade da distribuição de pressão estática através do disco atuador.

A ilustração da análise está representada na Figura 2.1:

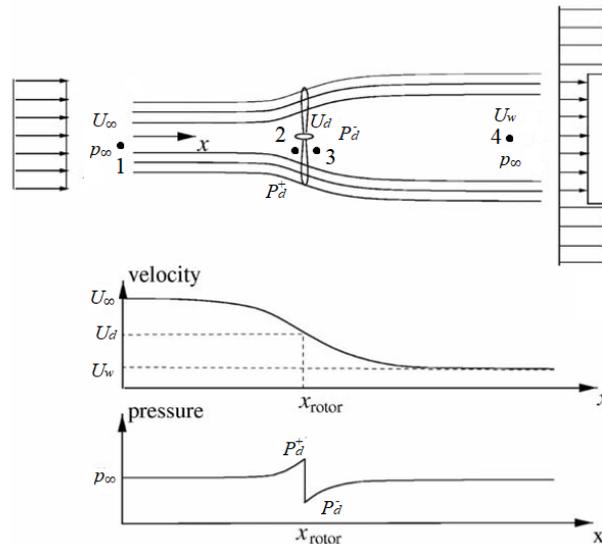


Figura 2.1: Escoamento Através do Disco Atuador (adaptado – HANSEN, 2008)

Para definir-se o volume de controle utilizado na análise, considera-se o tubo de corrente ilustrado na Figura 2.1. As condições na entrada do volume de controle (corrente livre) são velocidade  $U_\infty$  e pressão  $p_\infty$ .

Ao se aproximar do disco atuador, há o crescimento contínuo da pressão e uma consequente queda da velocidade. Após atravessar o disco, a pressão sofre uma queda descontínua e a velocidade mantém-se contínua. Ao se afastar do disco a jusante, a pressão do escoamento se recupera às custas da parcela de velocidade, isto é, a parcela energética absorvida devido à descontinuidade da pressão estática se reflete em um déficit de velocidade à medida que o escoamento se afasta do disco atuador ( $U_w < U_\infty$ ). A pressão se recupera integralmente.

Sob essas condições, a conservação da massa se dá pela Equação 2.1:

$$\dot{m}_d = \rho A_\infty U_\infty = \rho A_d U_d = \rho A_w U_w \quad (2.1)$$

Ao atravessar o disco atuador, o escoamento sofre uma alteração em sua quantidade de movimento devido à atuação da força de empuxo  $T$  exercida pela diferença de pressão no disco, conforme a Equação 2.2:

$$T = \Delta P_{2-3} A_d = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (2.2)$$

Aplicando-se a Equação de Bernoulli entre os pontos 1-2 e 3-4, e desprezando-se a parcela devido à diferença de altura:

$$p_1 + \rho \frac{U_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{U_2^2}{2} \quad (2.3)$$

$$p_3 + \rho \frac{U_3^2}{2} = p_4 + \rho \frac{U_4^2}{2} \quad (2.4)$$

Isolando os termos  $p_2$  e  $p_3$  nas equações acima, o salto na pressão estática causado pelo disco atuador ( $\Delta P_{2-3}$ ) pode ser calculado pela Equação 2.5:

$$\Delta p_{2-3} = \left( p_1 + \rho \frac{U_1^2}{2} - \rho \frac{U_2^2}{2} \right) - \left( p_4 + \rho \frac{U_4^2}{2} - \rho \frac{U_3^2}{2} \right) \quad (2.5)$$

Ainda, como  $p_1 = p_4$  e  $U_2 = U_3$ , segue que o salto de pressão no disco é igual à carga correspondente ao déficit de velocidade do escoamento:

$$\Delta p_{2-3} = \rho \left( \frac{U_1^2}{2} - \frac{U_4^2}{2} \right) \quad (2.6)$$

Combinando as equações 2.2 e 2.6, segue que:

$$T = \frac{\rho}{2} A_d (U_1^2 - U_4^2) = \rho A_d U_d (U_1 - U_4) \quad (2.7)$$

Dessa forma, conclui-se que a velocidade no disco é exatamente igual à média das velocidades da corrente livre e da esteira (Equação 2.8).

$$U_d = \frac{(U_1 + U_4)}{2} \quad (2.8)$$

Realizando o balanço de energia para calcular a potência extraída pelo disco no escoamento, vem:

$$P = \dot{E}_1 - \dot{E}_4 = \dot{m} \left( \frac{U_1^2}{2} - \frac{U_4^2}{2} \right) \quad (2.9)$$

Substituindo o fluxo mássico no disco, vem:

$$P = \frac{1}{4} \rho A_d (U_1 + U_4) (U_1^2 - U_4^2) \quad (2.10)$$

Define-se o Coeficiente de Potência pela razão entre a potência extraída pela máquina e a potência referente ao fluxo de energia cinética que atravessa uma área igual à da seção transversal da máquina no escoamento não perturbado, isto é:

$$C_p = \frac{P}{0,5 \rho A_d U_1^3} \quad (2.11)$$

Substituindo a Equação 2.10 na Equação 2.11, temos:

$$C_p = \frac{0,25 \rho A_d (U_1 + U_4) (U_1^2 - U_4^2)}{0,5 \rho A_d U_1^3} = \frac{1}{2} \left( \frac{U_1 + U_4}{U_1} \right) \left( \frac{U_1^2 - U_4^2}{U_1^2} \right) \quad (2.12)$$

$$C_p = 0,5 \left(1 + \frac{U_4}{U_1}\right) \left(1 - \left(\frac{U_4}{U_1}\right)^2\right) \quad (2.13)$$

Define-se, agora, uma variável ( $v$ ), como a razão entre a velocidade na esteira e a velocidade da corrente livre ( $v = U_4/U_1$ ). O Coeficiente de potência torna-se, então, uma função polinomial de terceiro grau na variável  $v$ :

$$C_p = 0,5 (1 + v - v^2 - v^3) \quad (2.14)$$

Diferenciando-se a equação acima e igualando o resultado a zero, obtém-se, a partir da raiz positiva da equação resultante, o máximo da função. Isso ocorre para  $v = 1/3$  e o valor máximo para o Coeficiente de Potência resulta em aproximadamente  $16/27$ , que é o valor classicamente conhecido na literatura como Limite de Lanchester-Betz-Joukowsky, ou, simplesmente, Limite de Betz.

Pode-se definir uma variável,  $a$ , chamada de Fator de Indução Axial (que é uma medida do quanto a velocidade do escoamento na seção do disco é inferior à velocidade da corrente livre), que se relaciona com as velocidades  $U_\infty$  e  $U_d$  pela seguinte expressão:

$$U_d = U_\infty(1 - a) \quad (2.15)$$

Define-se, ainda, o Coeficiente de Empuxo,  $C_t$ , através adimensionalização da força de empuxo axial atuante no disco atuador.

$$C_t = \frac{T}{0,5\rho A_d U_\infty^2} \quad (2.16)$$

A Figura 2.2 ilustra o comportamento do escoamento à medida que o Coeficiente de Empuxo aumenta.

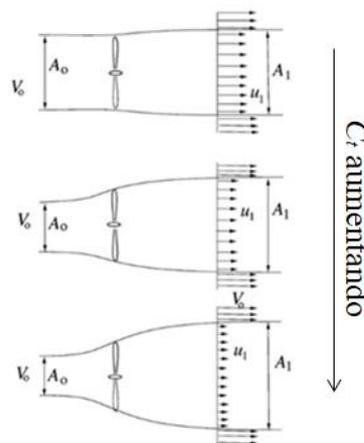


Figura 2.2: Divergência das Linhas de Corrente Devido ao Salto de Pressão (adaptado de HANSEN, 2008)

Note que o coeficiente de empuxo relaciona-se com o salto de pressão no disco atuador. Quanto maior o salto de pressão, maior o coeficiente de empuxo e mais as linhas de corrente do escoamento se divergem ao passar através do disco atuador.

A consequência imediata que a divergência das linhas de corrente representa é uma queda na vazão de fluido que atravessa o disco. Sendo a potência hidráulica o resultado do produto entre a vazão volumétrica e o salto de pressão, e considerando que um aumento no salto de pressão leva, invariavelmente, a uma queda na vazão volumétrica, está montado um cenário sugestivo para um processo de otimização cuja função objetivo é a potência hidráulica extraída pelo disco.

Pode-se mostrar que os coeficientes de empuxo e potência variam em função do fator de indução axial segundo as seguintes equações (HANSEN, 2008)

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (2.17)$$

$$C_t = 4a(1 - a) \quad (2.18)$$

A Figura 2.3 ilustra o gráfico dessas funções:

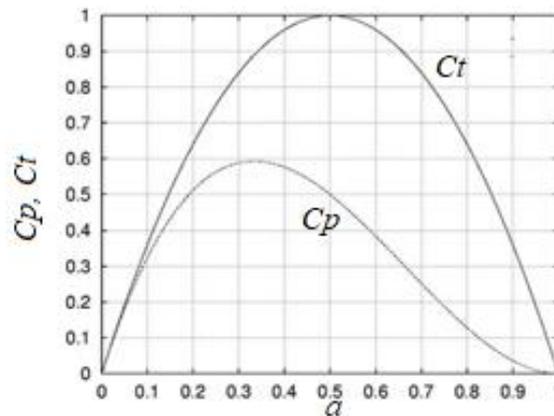


Figura 2.3: Coeficientes de Empuxo e Potência como Funções do Fator de Indução Axial Para uma Turbina Ideal de Eixo Horizontal

É importante ressaltar que essas curvas foram obtidas para do modelo de disco atuador unidimensional de Betz, portanto não consideram a adição de um difusor ao redor do disco atuador. Ainda, como toda a teoria de disco atuador aqui apresentada não leva em consideração efeitos viscosos, efeitos de rotação da esteira e perdas do escoamento, essas expressões são válidas apenas em uma faixa limitada de aplicação (isto é, para fatores de indução axial inferiores a 0.5).

Para estimar o Coeficiente de Empuxo quando o fator de indução axial atinge valores mais altos, Glauert propôs a seguinte relação empírica apresentada na Figura 2.4:

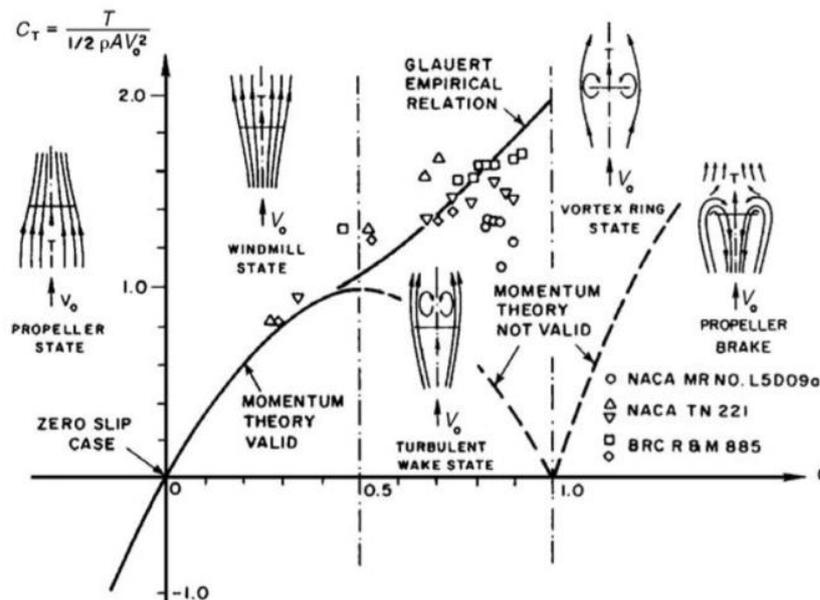


Figura 2.4: Relação Empírica de Glauert para Altos Valores de Fator de Indução Axial (HANSEN, 2008)

Novamente, as relações empíricas mostradas na Figura 2.4 valem apenas para turbinas de eixo horizontal não carenadas. Ao adicionar-se uma carenagem em volta do rotor, o comportamento qualitativo do escoamento se mantém (isto é, aumentando-se o salto de pressão, haverá, naturalmente, uma queda na vazão que passa pela turbina), porém as expressões para os cálculos de rotores não carenados não podem mais ser aplicadas.

Encontra-se, aí, a necessidade de avaliar a função objetivo (potência hidráulica) por meio de simulações numéricas provenientes de Método de Volumes Finitos, que poderá determinar o valor das grandezas para qualquer geometria de difusor proposta – inclusive levando em consideração efeitos de viscosidade e turbulência, que não são abordados nos cálculos analíticos utilizados para determinar o carregamento ótimo do disco atuador.

## 2.2 Otimização

### 2.2.1 Conceituação

Um processo de otimização é um procedimento aplicado a um problema no qual há o interesse na maximização ou minimização de uma determinada grandeza que varia em dependência de outras grandezas (variáveis).

Resumidamente, a otimização consiste em um processo automático de busca sistemática e dirigida responsável por determinar a melhor condição de projeto a partir de um espaço de busca viável.

A grandeza a ser maximizada ou minimizada é denominada função objetivo do problema. As variáveis das quais a função objetivo depende podem estar sujeitas a um conjunto de restrições.

Pode-se declarar a formulação de um problema de otimização da seguinte maneira:

$$\text{Minimizar } f(\mathbf{x}), \mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \dots, x_n]^T, \mathbf{x} \in R^n$$

*Sujeito às restrições:*

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

$$l_j(\mathbf{x}) = 0, j = 1, 2, \dots, P$$

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, i = 1, 2, \dots, n$$

$\mathbf{x}$  é um vetor de dimensão  $n$ , denominado vetor de pontos de projeto. Dentro desse vetor, o ponto  $\mathbf{x}$  que apresenta o menor valor da função  $f$  dentro da região delimitada pelas condições de restrição é chamado mínimo global da função. Um ponto que apresentar valor mínimo para a função em toda uma sub-região determinada é chamado mínimo local.  $x_i^l$  e  $x_i^u$  são limites superiores e inferiores, respectivamente.  $g_j(x)$  e  $l_j(x)$  são restrições de desigualdade e igualdade.  $f(x)$  é a função objetivo do problema. (SILVA, 2011)

Algoritmos de otimização aplicados à engenharia são responsáveis por substituir uma parte onerosa do trabalho do projetista. Esses algoritmos tratam da forma de alterar as variáveis de projeto, avaliar as consequências dessas alterações e tornar a modificar essas variáveis do até que o objetivo (minimizar ou maximizar alguma grandeza) seja atingido.

Vários algoritmos de otimização de busca local (baseados em gradiente) estão bem desenvolvidos atualmente, respaldados por resultados matemáticos que garantem a existência de ótimos locais bem como a convergência do método para esses valores. Alguns desses métodos são amplamente difundidos em *toolboxes* de programas comerciais, seja para programação linear e não-linear, porém quase sempre destinados apenas a buscas locais.

Em uma vasta gama de problemas a utilização de um método de busca local pode mostrar-se satisfatória - especialmente quando se conhece o comportamento da função

objetivo e das restrições aplicadas ao espaço de busca, sendo possível obter de fato o ótimo global da função ao fornecer como ponto de inicialização do método um ponto que já se sabe estar próximo do valor ótimo da função no domínio.

É possível, ainda, que a obtenção de um mínimo global não seja de tanta importância em um determinado problema. Muitas vezes é necessário apenas que o projetista atinja um valor razoável da função objetivo com pequena variabilidade em sua vizinhança de forma a obter um projeto tecnicamente viável.

No entanto, há problemas em que a forma da função objetivo é desconhecida ou que apresenta comportamentos que geram dificuldade inerente ao processo de busca local – por exemplo, funções multimodais como a ilustrada na Figura 2.5.

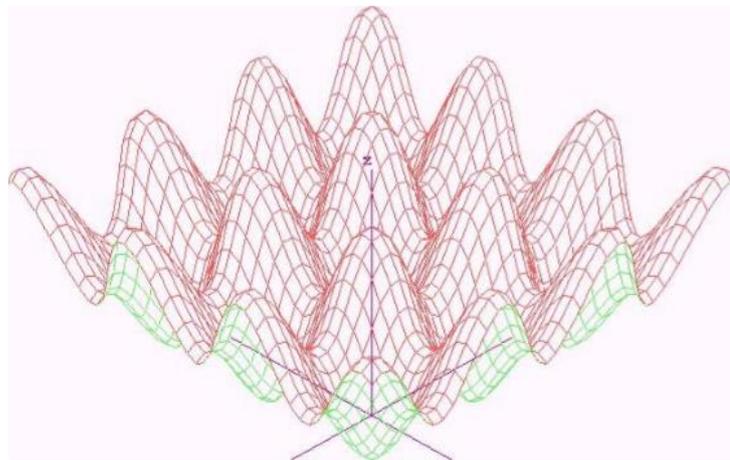


Figura 2.5: Função de Price (ALBUQUERQUE, 2006)

Para a Função de Price, ilustrada na Figura 2.5, o mínimo global, ligeiramente diferente dos demais, se encontra na origem. Esse é um tipo de função que apresenta dificuldades para ser minimizada globalmente por meio de um algoritmo de busca local baseado em gradiente. Problemas multimodais estão entre os mais difíceis em otimização global. (ALBUQUERQUE, 2006)

Para problemas em que a obtenção do mínimo global é realmente importante (como, por exemplo, a otimização do rendimento hidráulico de uma turbina, em que pequenas variações do rendimento representam grandes variações na energia gerada), é interessante recorrer a algoritmos de otimização que possuem formulações que evitem que o processo de otimização estacione em um ótimo local. É o caso, por exemplo, do *Simulated Annealing*, que, por esse motivo, foi o algoritmo escolhido para ser aplicado neste trabalho.

### 2.2.2 Simulated Annealing

*Annealing* é o processo de recozimento de um metal, no qual este é submetido a uma temperatura elevada (acima de sua temperatura de recristalização) e é, em seguida, resfriado lentamente, de modo que ao final do processo o resultado seja uma massa homogênea, de baixa dureza e alta ductilidade.

O *Simulated Annealing* é um método de otimização inspirado no processo de recozimento. Nesse método, o processo de otimização é realizado por níveis que simulam os níveis de temperatura do recozimento. Em cada nível, dado um ponto  $\mathbf{u} \in S$ , são gerados vários pontos na vizinhança de  $\mathbf{u}$  e o correspondente valor da função objetivo  $f$  é calculado para cada um desses pontos. Cada ponto gerado é aceito ou rejeitado conforme uma determinada probabilidade (que se relaciona à temperatura do nível do processo). À medida que a temperatura do processo diminui, a probabilidade de aceitação de pontos que piorem a função objetivo cai, sendo que, em uma fase evoluída do processo (e, portanto com uma temperatura baixa), apenas pontos que melhorem a função objetivo são aceitos.

O algoritmo a seguir apresenta os passos desse processo. Nesse algoritmo,  $T_k \in R_k^*$  representa a temperatura do  $k$ -ésimo nível. São fixados inicialmente  $T_0$  e  $L_0$  e um ponto inicial  $\mathbf{u}$  é escolhido em  $S$ .

*Inicializar  $u, T_k, L_k$ .*

*Repetir*

*Para  $l=1$  até  $L_k$*

*Gerar  $w$  de  $V(u)$*

*Se  $f(w) \leq f(u)$ , então  $u := w$ .*

*Caso contrário, se  $\text{random}[0,1) < \exp\left(\frac{f(w)-f(u)}{T_k}\right)$*

*Então  $u := w$ .*

*$k=k+1$*

*Calcular  $L_k$  e  $T_k$*

*até “critério de parada”.* (HAESER e GOMES-RUGGIERO, 2008)

Como salientado, o *Simulated Annealing* foi concebido de forma a aceitar pontos que piorem o valor da função objetivo no início do processo de otimização. Essa meta-heurística permite que o algoritmo evite o problema que os algoritmos baseados em gradiente apresentam de estacionar em ótimos locais, tentando buscar o ótimo global do problema no limite do processo.

De fato, como se trata de um algoritmo de busca local probabilística, a obtenção de um ótimo global é mais provável, mas não pode ser garantida. Alguns métodos baseados no *Simulated Annealing* ainda realizam ciclos de reaquecimento seguidos novamente por outros processos de resfriamento de maneira a aumentar a chance de sucesso em se obter o ótimo global.

### 2.3 Princípios Fundamentais de Conservação

A mecânica dos fluidos baseia-se em princípios fundamentais que devem ser satisfeitos de maneira que algumas grandezas sejam conservadas. As equações de conservação são expressões matemáticas que traduzem para o contexto da mecânica dos fluidos os princípios de conservação da massa, quantidade de movimento e energia.

Visto que o domínio do rotor é essencialmente um domínio não inercial, é necessário escrever as equações de conservação aplicadas para esse tipo de referencial, incluindo as acelerações aparentes (aceleração de Coriolis e aceleração centrípeta) atuantes no volume de controle.

Serão assumidas, ainda, algumas simplificações pertinentes ao problema estudado. Primeiramente, o escoamento será considerado isotérmico e incompressível, pois o número de Mach do problema é muito inferior a 0,3. O fluido (água) é newtoniano. O termo de aceleração de translação do volume de controle é nulo, pois o problema trata de volume de controle estacionário. A aceleração tangencial é igual a zero, pelo fato da rotação do rotor ser constante. Além disso, o escoamento absoluto fora do domínio do rotor e o escoamento relativo dentro do domínio do rotor serão considerados em regime permanente. As equações de conservação da massa e quantidade de movimento, sob essas considerações, são escritas da seguinte forma, onde  $\vec{w}$  representa a velocidade relativa ao domínio:

Conservação da Massa:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{w} = 0 \quad (2.19)$$

Conservação da Quantidade de Movimento:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})) = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \mu \nabla^2 \vec{w} \quad (2.20)$$

(FLUENT, 2016)

Esses princípios de conservação, juntamente com as condições de contorno do problema, servem como ponto de partida para a obtenção da solução dos campos do escoamento. É importante salientar, porém, que como essa solução envolve a resolução de um sistema de equações diferenciais parciais não lineares, se mostram necessárias abordagens numéricas integradas a recursos computacionais para obter-se de fato os campos de pressão e velocidades do escoamento, o que nos conduz ao próximo tópico.

## 2.4 Dinâmica dos Fluidos Computacional

Nas aplicações de engenharia, em geral, as leis fundamentais que governam a física envolvida nos problemas são bem conhecidas. Para alguns desses problemas é possível obter, a partir do conhecimento das leis físicas e das condições iniciais e de contorno, soluções analíticas que satisfazem as equações que traduzem essas leis.

Para o caso da dinâmica dos fluidos, no entanto, raramente é possível obter analiticamente uma função que satisfaça as equações fundamentais de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, pois o termo advectivo naturalmente presente nas equações de transporte dessas grandezas é, em geral, não-linear.

É possível obter a solução analítica para as equações de Navier-Stokes somente para uma pequena variedade de problemas, considerando várias simplificações que eliminam termos não-lineares nas equações de conservação. Pode-se citar como exemplo de problemas cuja obtenção da solução analítica é possível o escoamento de Couette ou o escoamento de Poiseuille. No entanto, para a vasta maioria dos problemas de dinâmica dos fluidos, se

mostram necessárias outras abordagens para se obter os campos de pressão e velocidade que satisfazem os princípios fundamentais de conservação.

Para se obter solução para esses problemas, tem sido desenvolvidas e amadurecidas, desde o século passado, várias técnicas de abordagem numérica que baseiam-se, em geral, na discretização do domínio ou de propriedades do escoamento e na solução de sistemas lineares oriundos da aplicação das leis de conservação nesses contextos.

Pode-se citar como métodos numéricos aplicados aos estudos de dinâmica dos fluidos: o Método de Painéis (com ou sem código de camada-limite incorporado), o Método dos Vórtices Discretos, o Método de Elementos Finitos, o Método de Diferenças Finitas e o Método de Volumes Finitos, entre outros.

Evidentemente, como os sistemas lineares oriundos das discretizações desses métodos possuem, muitas vezes, centenas de milhares ou até milhões de linhas e colunas, é necessária a aplicação de um código computacional baseado nessas abordagens numéricas para se obter a solução desses sistemas. Existem no mercado vários códigos computacionais comerciais específicos para o estudo de escoamentos de fluidos. O tipo de abordagem mais popular integrado a esses programas atualmente é o Método de Volumes Finitos.

O Método de Volumes Finitos é baseado na representação dos fenômenos físicos por suas equações diferenciais de transporte, que são, em seguida, integradas nos volumes de controle. Posteriormente aplica-se o teorema de Gauss nas integrais de volume resultantes da divergência dos campos, de forma a transformá-las em integrais de superfície. Aqui, generalizaremos a variável intensiva representativa de um campo do escoamento (escalar ou vetorial) pela letra  $\varphi$ . A letra grega  $\Gamma$  representará uma propriedade vinculada ao termo difusivo da equação de transporte da variável  $\varphi$  (por exemplo, a viscosidade dinâmica quando  $\varphi$  se tratar da velocidade). Uma equação de transporte pode ser escrita, de maneira geral, na seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho\varphi \vec{U}) = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma \cdot \vec{\nabla}\varphi) + S_\varphi \quad (2.22)$$

Como colocado anteriormente, o próximo passo consiste na integração dessa equação nos vários volumes de controle resultantes da discretização do domínio:

$$\int_{VC} \frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} dV + \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho\varphi \vec{U}) dV = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\Gamma \cdot \vec{\nabla}\varphi) dV + \int_{VC} S_\varphi dV \quad (2.23)$$

Aplica-se, então, o teorema de Gauss nas integrais contendo as divergências de campos, transformando-as em integrais de superfície referentes aos fluxos das propriedades que atravessam a superfície de controle, o que resulta:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} \rho \varphi dV \right) + \int_{SC} (\rho \varphi \vec{U}) \cdot \vec{n} dA = \int_{SC} (\Gamma \cdot \vec{\nabla} \varphi) \cdot \vec{n} dA + \int_{VC} S_{\varphi} dV \quad (2.24)$$

A Equação 2.21 representa o princípio de conservação da variável  $\varphi$  na forma integral aplicada a um volume de controle infinitesimal. Assim, o sistema de equações diferenciais parciais oriundo dos princípios de conservação é transformado em um sistema linear, que deve ser resolvido por métodos numéricos diretos, como a eliminação de Gauss ou a decomposição LU, ou iterativos, como o método de Gauss-Seidel ou o método de Jacobi. (OLIVEIRA, 2014)

## 2.5 Turbulência

### 2.5.1 Generalidades sobre a turbulência

A turbulência é um fenômeno presente na dinâmica dos fluidos de difícil descrição. Caracteriza-se pelo movimento caótico das camadas de fluido, que proporciona intensa mistura e a geração de inúmeras estruturas vorticosas no escoamento. Essas estruturas se formam em diferentes tamanhos (escalas), começando por grandes escalas e gerando escalas cada vez menores até que dissipam sua energia cinética em estruturas muito pequenas (as chamadas escalas de Kolmogorov). A Figura 2.6 mostra a multiplicidade de escalas de um escoamento turbulento.

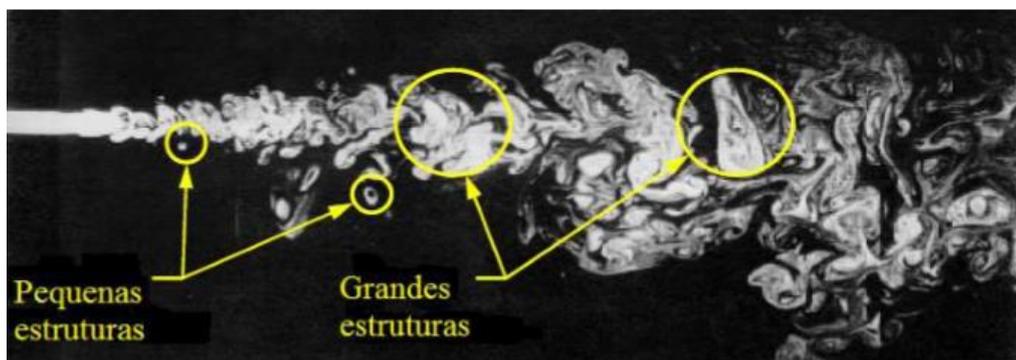


Figura 2.6: Estruturas de um Escoamento Turbulento (OLIVEIRA, 2014)

Outra dificuldade inerente à descrição da física da turbulência é que ela é um fenômeno sempre tridimensional e transiente. Mesmo estruturas que nascem inicialmente em condições bidimensionais invariavelmente adquirem comportamento tridimensional à medida

em que se desestabilizam e transicionam para a turbulência. A própria transição do escoamento laminar para o turbulento seja, talvez, uma das áreas de mais difícil estudo na mecânica dos fluidos.

A multiplicidade de escalas de um escoamento turbulento é muito grande. São necessárias malhas extremamente refinadas para que as menores escalas de turbulência do escoamento sejam resolvidas diretamente. Para essa abordagem, o nível de refinamento de malha ultrapassa muito a capacidade computacional atual, e, apesar de existirem pesquisas focadas na viabilização dessa metodologia (DNS – *Direct Numerical Simulation*), ela ainda está longe de ser implementada em simulações de escala industrial. (BÚRIGO, 2014)

Como a turbulência é um fenômeno presente na vasta maioria dos problemas de engenharia, resta, portanto, recorrer a abordagens que modelem esse fenômeno por meio de equações de transporte adicionais a serem resolvidas em conjunto com as equações fundamentais de conservação.

As abordagens mais clássicas e mais utilizadas para se modelar a turbulência são baseadas nas Equações de Navier-Stokes com Médias de Reynolds (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Esse tipo de descrição costuma gerar resultados satisfatórios do ponto de vista da solução de problemas de engenharia a um custo computacional relativamente baixo – desde que sejam aplicados os modelos de turbulência recomendados para o tipo de problema estudado.

Outra abordagem, a chamada Simulação de Grandes Escalas (LES – *Large Eddy Simulation*), consiste na solução das escalas maiores de turbulência do escoamento e na modelagem das escalas menores (escalas submalha). Essa abordagem também tem se tornado popular para aplicações em escala industrial devido ao expressivo crescimento da capacidade computacional na última década, porém não será aplicada no presente trabalho, devido à natureza transiente da modelagem.

O modelo de turbulência escolhido para aplicação neste trabalho foi o modelo  $k-\omega$  SST, que consiste na modelagem da turbulência a partir de duas equações de transporte adicionais e será detalhado a seguir.

### 2.5.2 O modelo $k-\omega$ SST

O modelo de turbulência  $k-\omega$  SST é baseado na descrição da turbulência a partir das Equações de Navier-Stokes com Médias de Reynolds (RANS). Nessa abordagem, as variáveis presentes nas equações de conservação são decompostas cada uma na soma entre sua média e uma parcela de flutuação - que será denotada aqui pelo ( $'$ ) sobre a variável. As flutuações das grandezas são tratadas, dessa forma, como novas variáveis. As Equações 2.25 e 2.26 se referem, respectivamente, aos princípios de conservação da massa e da quantidade de movimento escritos sob essas considerações, utilizando a notação indicial:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \bar{w}_i = 0 \quad (2.25)$$

$$\rho \bar{w}_j \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \rho (\bar{a}_{apar_i}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{w_i' w_j'} + \rho g_i \quad (2.26)$$

Ao tensor simétrico  $(-\rho \overline{w_i' w_j'})$  dá-se o nome de Tensor de Reynolds. Os modelos de turbulência baseados nas Equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds têm por objetivo modelar esse tensor com base em novas equações de transporte. Vários modelos de turbulência baseiam-se na chamada “Hipótese de Boussinesq” para realizar essa modelagem, que consiste em representar esse tensor por meio de uma viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ), conforme Equação 2.27:

$$-\rho \overline{w_i' w_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.27)$$

Onde  $k$  é a energia cinética turbulenta e  $\delta_{ij}$  é o Delta de Kronecker. (OLIVEIRA, 2014)

O modelo de turbulência  $k-\omega$  SST associa a viscosidade turbulenta às equações de transporte de outras duas grandezas – a energia cinética turbulenta ( $k$ ) e a taxa de dissipação específica ( $\omega$ ). O  $k-\omega$  SST fornece bons resultados para escoamentos sujeitos ao descolamento de camada-limite por efeitos de gradientes adversos de pressão. Por esse motivo, é um modelo largamente aplicado nos estudos de escoamentos em canais de turbomáquinas e em problemas no campo da engenharia aeroespacial em geral. (SCHLEICHER et al., 2013)

As equações de transporte para  $k$  e  $\omega$  são, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.29)$$

Nas equações de transporte acima,  $\Gamma$  representa a difusividade associada a cada uma das variáveis, os termos  $G$  e  $Y$  representam fenômenos de geração e dissipação, respectivamente,  $D$  é o termo de difusão cruzada e  $S$  são termos fonte definidos pelo usuário.

Esses fenômenos são representados pelas seguintes equações:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.30)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.31)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega \max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad (2.32)$$

$$\sigma_k = \left( \frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}} \right)^{-1} \quad (2.33)$$

$$\sigma_\omega = \left( \frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}} \right)^{-1} \quad (2.34)$$

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (2.35)$$

$$\phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (2.36)$$

$$D_{\omega}^{+} = \text{máx} \left[ \frac{1}{\sigma_{\omega,2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (2.37)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (2.38)$$

$$\phi_2 = \text{máx} \left( \frac{2\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \quad (2.39)$$

$$\tilde{G}_k = \min[G_k, 10\rho\beta^*k\omega] \quad (2.40)$$

$$G_{\omega} = \frac{\alpha G_k}{\nu_t} \quad (2.41)$$

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega \quad (2.42)$$

$$Y_{\omega} = \rho\beta\omega^2 \quad (2.43)$$

$$D_2 = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.44)$$

Os termos não dados pelas equações acima são constantes do modelo.

Ao modelo  $k-\omega$  SST, é integrada uma função de mistura, que varia de 0 em regiões distantes de paredes a 1 em regiões próximas às paredes. Isso permite que o modelo se comporte como um modelo  $k-\omega$  convencional em regiões da subcamada viscosa e se

comporte como o modelo  $k-\varepsilon$  em regiões afastadas das paredes, se tornando mais adequado do que o modelo  $k-\omega$  convencional para uma classe maior de escoamentos.

É recomendado, ainda, que haja refinamento da malha em regiões importantes do escoamento próximas às paredes de forma a garantir que a distância adimensional da parede ( $y^+$ ) seja da ordem de 1,0 no primeiro nó da malha. Isto significa que o primeiro elemento na direção normal à parede nessas regiões deve estar contido na subcamada viscosa do escoamento, conforme ilustra a Figura 2.7. (FLUENT, 2016)

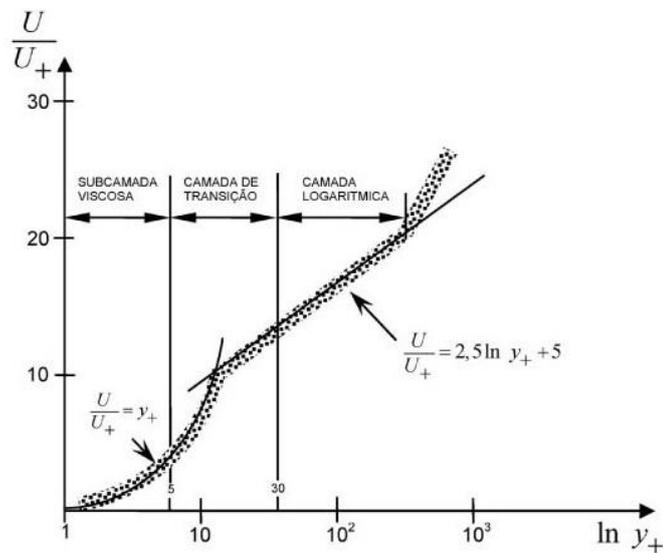


Figura 2.7: Lei da Parede (SOUZA et al., 2011)

Isso é importante para que o efeito do gradiente de velocidade na direção normal às paredes seja computado com precisão, levando a uma boa aproximação da tensão de cisalhamento nessas regiões, o que conduz a resultados mais fiéis à realidade.

## 2.6 Teoria da Asa de Sustentação Aplicada em Grades de Turbomáquinas Axiais

A primeira parte da metodologia de projeto desenvolvida neste trabalho modela o rotor da máquina por meio de um disco atuador que promove um salto de pressão no interior da carenagem. Essa simplificação é útil para a determinação do projeto preliminar do canal meridional, mas, evidentemente, não basta para que o projeto completo da máquina seja concebido.

Para isso, é necessário projetar o rotor, que é o componente efetivamente responsável por criar essa diferença de pressão por meio da alteração da quantidade de movimento do fluido. O procedimento mais usual para o projeto de rotores de máquinas eólicas e hidrocínéticas de fluxo livre é baseado na Teoria do Elemento de Pá. Este trabalho propõe, no entanto, aplicar uma metodologia diferente - a chamada Teoria da Asa de Sustentação - e validá-la para o projeto de máquinas eólicas e hidrocínéticas carenadas.

A Teoria da Asa de Sustentação é largamente aplicada em projetos de máquinas de fluxo hidráulicas axiais. Ela é baseada no Teorema de Kutta-Joukowski como será apresentado adiante.

Cada seção radial das pás é representada, para efeito de análise, como perfis hidrodinâmicos de corda  $l$  e ângulo  $\beta$  de montagem, igualmente espaçados de um passo  $t$  em grade linear, como mostra a Figura 2.8:

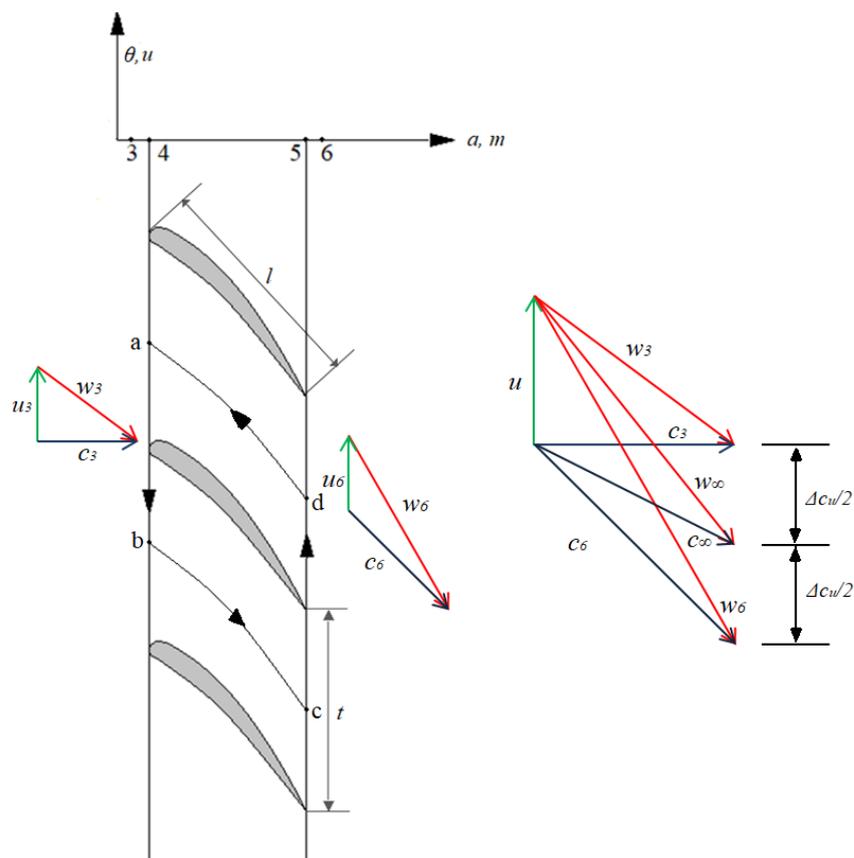


Figura 2.8: Grade Linear Representativa de uma Seção Radial de um Rotor Axial de Máquina de Fluxo Motora sem Sistema Diretor na Entrada

O escoamento se aproxima da grade linear com velocidade relativa  $\vec{w}_3$  uniforme e é defletido pelas pás, deixando a grade linear com velocidade relativa  $\vec{w}_6$ .

É conveniente definir a velocidade relativa vetorial média ( $\vec{w}_\infty$ ), da seguinte maneira:

$$\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_3 + \vec{w}_6}{2} \quad (2.45)$$

A força de sustentação  $\vec{F}_s$  dá origem a uma circulação ( $\Gamma$ ) em torno do perfil. Por efeito de periodicidade na grade, as integrais de linha referentes às linhas  $\overline{bc}$  e  $\overline{da}$  se anulam. Dessa forma, a circulação do perfil é dada por:

$$\Gamma = \oint_{abcd} \vec{w} \cdot \overline{ds} = \int_{ab} w_{u3} ds + \int_{cd} w_{u6} ds = t \Delta c_u \quad (2.46)$$

Ao se aplicar a equação de conservação da quantidade de movimento na forma integral ao volume de controle  $abcd$ , são determinadas as componentes axial ou meridional ( $m$ ) e tangencial ou circunferencial ( $u$ ) exercida sobre a pá pelo fluido (e vice-versa).

$$\vec{F}_{ext} + \int_{VC} -\vec{a}_{apar} dm = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{w} dm + \oint_{SC} \vec{w} d\dot{m} \quad (2.47)$$

Como as análises são realizadas sob a consideração de que o escoamento relativo no rotor se dá em regime permanente, o termo referente à derivada parcial temporal da equação acima é nulo. Ainda, as acelerações aparentes apresentam componentes não-nulas apenas na direção radial (pois o escoamento estudado é referente a um rotor puramente axial). Sendo assim, as componentes da força resultante externa nas direções axial e circunferencial são, respectivamente:

$$F_{ext,u} = \int_{SC} w_u d\dot{m} = -\dot{m} \Delta c_u \quad (2.48)$$

$$F_{ext,a} = \int_{SC} w_a d\dot{m} = 0 \quad (2.49)$$

Na direção circunferencial, a força externa é exercida pela pá. Dessa forma, nessa direção a força de reação do fluido sobre a pá é:

$$F_{pá,u} = \dot{m} \Delta c_u = \rho w_{m\infty} t b \Delta c_u = \Gamma b \rho w_\infty \text{sen}(\beta_\infty) \quad (2.50)$$

Na direção axial, a força externa é resultante da interação da pá com a diferença de pressão estática entre entrada e saída do rotor. Assim, a componente meridional da reação do fluido sobre a pá é:

$$F_{pá,a} = (p_3 - p_6) t b \quad (2.51)$$

Aplicando-se a Equação de Bernoulli para o rotor, vem:

$$p_3 - p_6 = \frac{\rho}{2} (w_6^2 - w_3^2) \quad (2.52)$$

Como as componentes meridionais das velocidades relativas antes e após a grade são iguais,  $w_{a3} = w_{a6}$ , pode-se escrever:

$$p_3 - p_6 = \rho (w_{u6} - w_{u3}) w_{u\infty} \quad (2.53)$$

Substituindo o resultado na Equação 2.51 e utilizando a definição do ângulo  $\beta_\infty$ , vem:

$$F_{pá,a} = b\rho w_\infty \Gamma \cos \beta_\infty \quad (2.54)$$

Dessa forma, a força que o fluido exerce sobre as pás de um rotor de turbomáquina axial é, sob as hipóteses admitidas até o momento:

$$\vec{F}_{pá} = \vec{F}_{pá,u} + \vec{F}_{pá,m} = b\rho w_\infty \Gamma (\cos \beta_\infty \hat{e}_z + \sin \beta_\infty \hat{e}_\theta) \quad (2.55)$$

É fácil notar que essa força possui magnitude igual a  $b\rho w_\infty \Gamma$  e é perpendicular à velocidade relativa média  $w_\infty$ .

Essa dedução é válida tanto para turbomáquinas axiais geradoras quanto motoras, desde que os efeitos viscosos sejam desprezados. O resultado obtido corresponde ao chamado “Teorema de Kutta-Joukowski”, que pode ser enunciado da seguinte maneira para grades lineares: a força atuante sobre as pás devido a um escoamento potencial, incompressível e permanente sobre um conjunto de perfis hidrodinâmicos dispostos em grade é perpendicular ao vetor velocidade relativa vetorial média e possui magnitude por unidade de largura da pá dada pela seguinte expressão:

$$\frac{F_{pá}}{b} = \rho w_\infty \Gamma \quad (2.56)$$

A utilidade em se definir a velocidade relativa vetorial média ( $w_\infty$ ) está no fato de que ela assume o papel de velocidade incidente sobre uma asa de sustentação para hidrofólios dispostos em grade linear. A Figura 2.9 ilustra o resultado do teorema, considerando que  $\delta$  é o ângulo de ataque dos perfis.

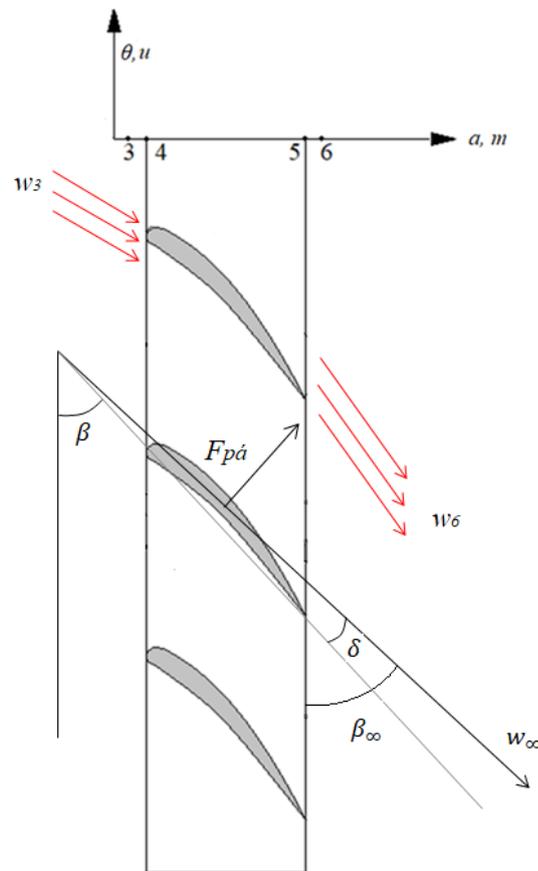


Figura 2.9: Grade Linear Ilustrativa do Teorema de Kutta-Joukowski

A partir dessa teoria, calcula-se o ângulo de montagem do perfil hidrodinâmico escolhido, para uma turbomáquina motora, da seguinte forma:

$$\beta = \beta_{\infty} - \delta \quad (2.57)$$

Em um escoamento real, há o surgimento de uma força na direção da velocidade  $w_{\infty}$ , decorrente da combinação das forças de pressão e viscosas atuantes sobre a pá. Para uma boa eficiência do rotor, busca-se ter  $F_s \gg F_a$ , isto é, o coeficiente de escorregamento do perfil  $\varepsilon = \frac{F_a}{F_s}$  deve ser o menor possível. Esse coeficiente depende da geometria do perfil e do ângulo de ataque.

Para realizar a seleção dos perfis hidrodinâmicos, é conveniente adimensionalizar as forças de sustentação e arrasto por unidade de largura, a partir da pressão dinâmica, da corda do perfil, a partir das seguintes expressões:

$$C_s = \frac{F_s/b}{\frac{1}{2}\rho w_{\infty}^2 l} \quad (2.58)$$

$$C_A = \frac{F_A/b}{\frac{1}{2}\rho w_{\infty}^2 l} \quad (2.59)$$

Considerando as Equações (2.58), (2.55) e (2.46), e considerando, também, que  $F_{pa} \approx F_s$ , obtém-se, finalmente, a equação que serve como base de cálculo para rotores de turbomáquinas axiais através da Teoria da Asa de Sustentação (Equação 2.60):

$$C_s \frac{l}{t} = 2 \frac{\Delta c_u}{w_\infty} \quad (2.60)$$

A importância dessa equação está no fato de que ela relaciona as grandezas obtidas dos triângulos de velocidades com as características adimensionais dos perfis hidrodinâmicos a serem especificados para cada estação radial do rotor, permitindo que o problema de seleção dos perfis e determinação de seus ângulos de ataque seja reduzido a uma análise hidrodinâmica de um perfil isolado, conforme ilustra a Figura 2.10.

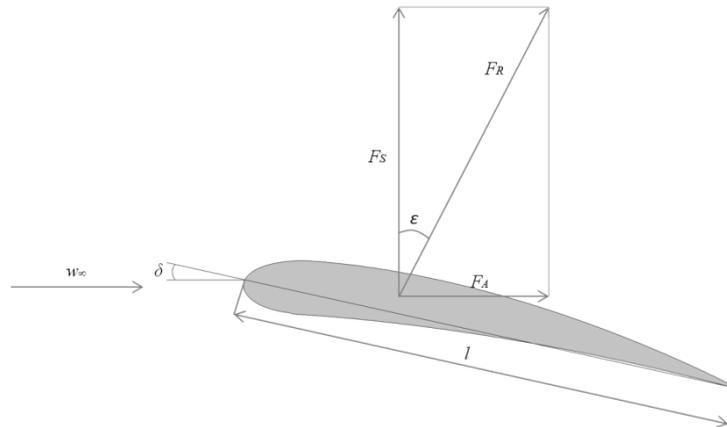


Figura 2.10: O Escoamento em Grade Reduzido a Análise de um Perfil Isolado

## CAPÍTULO 3

### Otimização Aplicada à Obtenção do Projeto

#### Preliminar

Nessa seção será apresentada a metodologia de otimização baseada na integração de processos computacionais utilizada como ferramenta para a obtenção de um projeto preliminar e simplificado da máquina.

Em uma turbina hidrocínética, dada a velocidade do rio, o diâmetro do rotor e a variação de pressão causada por ele, não se sabe, a princípio, a vazão em massa que atravessará a máquina. A vazão de fluido que atravessa o rotor de uma turbina hidrocínética sem carenagem pode ser estimada pelo diagrama da Figura 2.4, que relaciona o Coeficiente de Potência ( $C_p$ ) e o Coeficiente de Empuxo ( $C_t$ ) como funções do fator de indução axial.

Quando adiciona-se uma carenagem ao projeto da máquina, as curvas apresentadas naquele diagrama não se aplicam, pois a vazão de fluido absorvida pela máquina dependerá, além do salto de pressão, do diâmetro do rotor e da velocidade do rio, também do desempenho hidrodinâmico da carenagem difusora. Essa é a função da carenagem difusora nesses projetos: para um mesmo rotor, aumentar a vazão em massa de fluido absorvida pela máquina, maximizando, assim, a potência gerada.

Isso é possível porque a geometria do difusor (que possui área de saída maior do que a área de entrada) age de maneira a succionar o fluido na entrada da máquina, diminuindo a pressão positiva na entrada causada pelo rotor, que é responsável pelo desvio das linhas de corrente.

Sendo assim, a metodologia proposta neste trabalho para a obtenção do projeto preliminar possui dois objetivos principais:

- a) Dadas a velocidade do rio, o diâmetro da máquina, o salto de pressão do rotor e a geometria da carenagem, calcular a vazão de fluido capturada pela máquina (a vazão volumétrica é essencial como dado de entrada para o projeto do rotor);

- b) Obter o conjunto de variáveis (salto de pressão, e geometria da carenagem) que maximiza o produto entre o salto de pressão  $a$  e vazão volumétrica – que corresponde à potência hidráulica para uma máquina ideal.

O detalhamento de cada processo computacional envolvido na metodologia e a integração desses processos serão apresentados nos itens que se seguem.

### 3.1 Geração da Geometria

A geração da geometria do difusor depende de algumas definições que devem ser adotadas inicialmente para o projeto. Existem, no campo das turbinas eólicas e hidrocinéticas carenadas, difusores dos mais diferentes tipos de geometrias. A abordagem escolhida aqui representa um dos tipos de geometrias usuais escolhido para o projeto.

O tipo de carenagem difusora escolhida é baseado em um perfil hidrodinâmico, isto é, a seção longitudinal da carenagem corresponde ao formato de um hidrofólio conforme mostra a Figura 3.1:

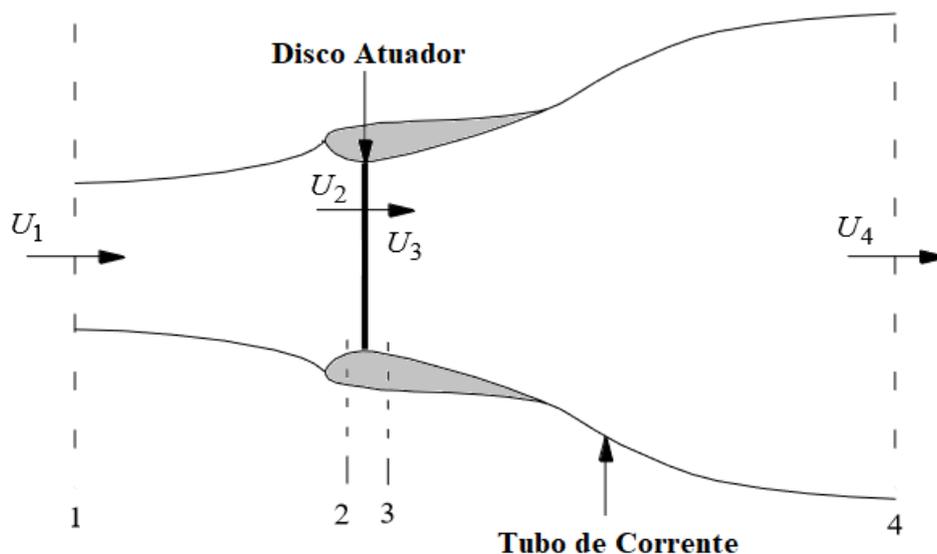


Figura 3.1: Modelo Simplificado da Máquina (adaptada de CARROLL, 2014)

Foi definido que o **diâmetro da garganta** da máquina (correspondente ao diâmetro do disco atuador) e a **corda do perfil** hidrodinâmico gerador da carenagem serão de **1 metro**.

Além disso, a máquina foi projetada para um rio de **velocidade igual a 2,4 m/s**. Essa velocidade está dentro da faixa de velocidades de projeto de turbinas hidrocínéticas usuais.

Como a metodologia de obtenção do projeto preliminar é baseada na integração de processos computacionais e na otimização, é necessário que a geometria da máquina seja alterada repetidas vezes durante o processo de busca do conjunto ótimo de variáveis. Isso cria a necessidade de se descrever a geometria do hidrofólio gerador da carenagem a partir de equações, para que, alterando-se parâmetros dessas equações, altere-se o formato das curvas do intradorso e extradorso do perfil.

A descrição escolhida para ser aplicada nessa fase foi a parametrização do intradorso e do extradorso do aerofólio através de curvas de Bézier.

As curvas de Bézier ganharam esse nome em homenagem ao engenheiro francês Pierre Bézier, que utilizou-as na década de 70 para a representação geométrica de projetos automobilísticos para a Renault. São curvas que não foram desenvolvidas especificamente para a parametrização de perfis aero e hidrodinâmicos, mas que são utilizadas com muito êxito para este fim, aliando flexibilidade e facilidade de implementação.

Uma curva genérica pode ser parametrizada por uma curva de Bézier de grau  $n$  a partir das seguintes expressões:

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

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

Nas equações acima,  $X_i$  e  $Y_i$  são coordenadas dos chamados “pontos de controle” da curva de Bézier (sempre  $n+1$  pontos). É importante observar que apenas o primeiro e o último pontos de controle necessariamente pertencem à própria curva. Os demais pontos estão, em geral, fora da curva de Bézier.

Alterando-se as coordenadas desses pontos de maneira suave, altera-se, também suavemente, a geometria da curva parametrizada. Essa é a utilidade em se descrever a geometria a partir de curvas de Bézier – adotar como variáveis de otimização coordenadas dos pontos de controle, o que permite otimizar geometrias complexas a partir de poucas variáveis.

Uma propriedade interessante das curvas de Bézier é que a curva parametrizada é sempre tangente ao segmento de reta que liga os dois primeiros pontos e também é tangente ao segmento de reta que liga os dois últimos, conforme mostra a Figura 3.2.

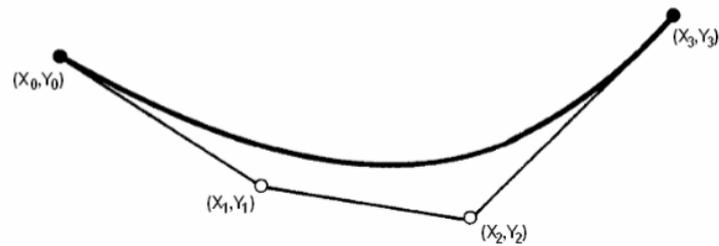


Figura 3.2: Condição de Tangência da Curva de Bézier (SOUSA, 2008)

Isso facilita a união de duas curvas de Bézier, além de ser uma propriedade importante para que se descreva de maneira adequada o bordo de ataque do hidrofólio – basta que se posicione os dois primeiros pontos de controle sobre a mesma abcissa.

Os pontos de controle adotados para se descrever a geometria dos perfis hidrodinâmicos foram distribuídos conforme a estratégia adotada por Sousa (2008), ilustrada na Figura 3.3:

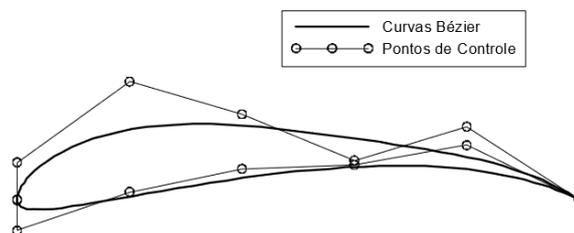


Figura 3.3: Perfil de Alta Sustentação e seus Pontos de Controle (SOUSA, 2008)

Os dois primeiros pontos de controle foram alinhados sob a mesma abcissa e os demais foram distribuídos igualmente espaçados sobre a direção axial. Isso é adequado porque reduz o número de variáveis, permitindo que as abcissas dos pontos de controle fiquem fixas e as ordenadas variem para alterar a geometria do perfil.

Neste trabalho, o intradorso e o extradorso dos perfis hidrodinâmicos gerados para a modelagem da carenagem difusora foram parametrizados por curvas de Bézier de quinto grau. Foi observado que esse número de pontos de controle (6 para o intradorso e 6 para o extradorso) se mostrou suficiente para descrever adequadamente a geometria dos hidrofólios.

Sendo assim, a geometria do difusor foi representada por 9 variáveis: 8 delas correspondentes às ordenadas de pontos de controle de cada perfil (os primeiros e últimos

pontos de cada curva são fixos) e uma referente ao ângulo de ataque da carenagem em relação ao escoamento.

Para a geração da geometria, foi elaborado um código em linguagem FORTRAN (disponível no Anexo A), que constrói de maneira automática a geometria simplificada da seção longitudinal da carenagem. O programa obtém como dados de entrada as coordenadas de cada ponto de controle e o ângulo de ataque e devolve como dados de saída a geometria da seção longitudinal do difusor.

O arquivo contendo os pontos da geometria do difusor é o ponto de partida para a geração da malha computacional necessária para a execução das simulações, processo que será descrito a seguir.

### **3.2 Geração da Malha**

O método de volumes finitos (MVF) necessita que o domínio fluido a ser estudado seja discretizado em pequenos e numerosos volumes de controle (células). A discretização do domínio fluido é chamada malha computacional.

Existem diferentes tipos de malha, baseadas em diferentes formatos de células utilizados para a discretização do domínio. Os tipos mais comuns de malha em duas dimensões são a triangular e a quadrilateral. Em três dimensões, é comum a aplicação de malhas tetraédricas ou malhas hexaédricas.

Quando se trata de um problema tridimensional, muitas vezes é conveniente se utilizar da flexibilidade da malha tetraédrica em se adaptar a geometrias complexas e criar camadas de elementos prismáticos em regiões importantes próximas às paredes, de forma a se obter um refinamento adequado na camada-limite com um número não tão grande de células (visto que o custo computacional cresce ao se aumentar o número de células da malha).

A Figura 3.4 ilustra os diferentes tipos de células que podem ser aplicados para realizar a discretização do domínio.

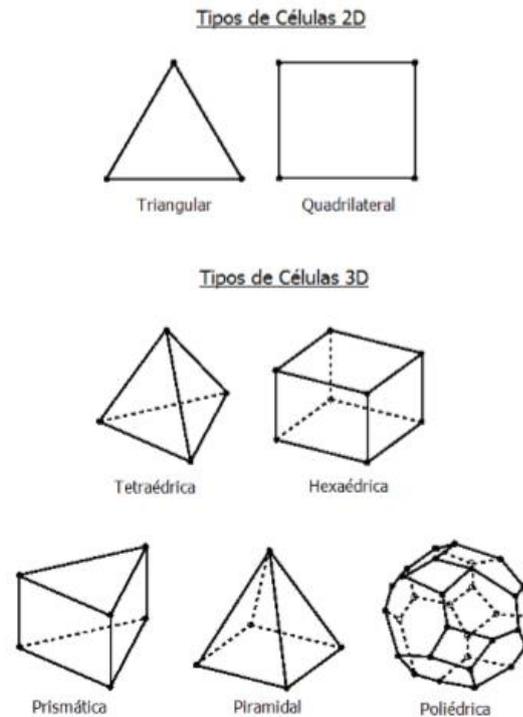


Figura 3.4: Geometrias de Células de Malhas Computacionais (OLIVEIRA, 2014)

A estratégia adotada para a obtenção do projeto preliminar foi executar um processo de otimização para se obter a geometria do canal longitudinal da máquina. Com o rotor modelado por um disco atuador no interior do canal, o problema pode ser reduzido a um caso de escoamento com simetria axial, o que permite a aplicação de malhas bidimensionais nessa fase.

Isso é muito interessante nessa etapa, pois, como o processo de otimização requer que a função objetivo seja calculada repetidas vezes, é necessário que cada simulação computacional seja executada em um tempo curto. A aplicação de uma malha bidimensional reduz muito o custo computacional, permitindo que isso seja possível.

Nessa fase da metodologia, optou-se por aplicar a geração de malhas estruturadas 2-D com geometria quadrilateral, conforme ilustra a Figura 3.5.

As malhas foram geradas no programa comercial ICEM-CFD<sup>®</sup> a partir de um arquivo de blocagem construída manualmente. A geração foi automatizada a partir de um arquivo (*automesh.rpl*) responsável por importar os pontos da geometria (fornecidos pelo programa das curvas de Bézier em FORTRAN), construir as curvas do domínio, abrir o arquivo de blocagem e associar as curvas do domínio às bordas de cada bloco.

É possível usar o mesmo arquivo de blocagem para as diferentes geometrias do canal meridional porque a topologia do problema se mantém constante para todas as geometrias geradas. Além disso, as alterações geométricas não são tão intensas, o que permite que a associação das bordas dos blocos às respectivas curvas homólogas não gere problemas de cruzamento da malha.

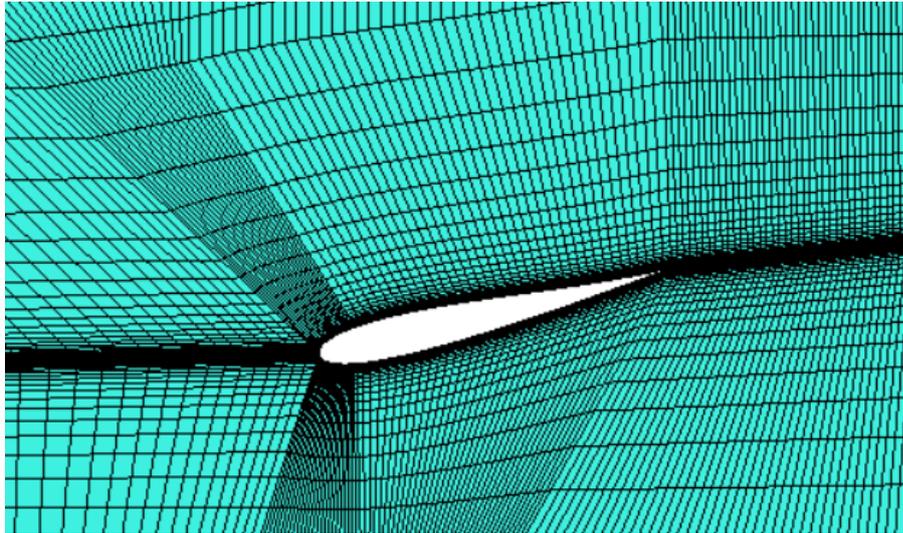


Figura 3.5: Malha Computacional Aplicada ao Problema

O código dá o comando para que a malha seja escrita, salvando-a na pasta de destino com a extensão “.msh”, para que seja, posteriormente, importada pelo *solver* para a execução da simulação computacional.

É importante notar o refinamento da camada-limite nas paredes da carenagem, pois o modelo de turbulência adotado ( $k-\omega$  SST) recomenda que o primeiro nó da malha esteja contido no interior da subcamada viscosa. A Figura 3.7 ilustra o refinamento da malha nas proximidades da parede da carenagem difusora.

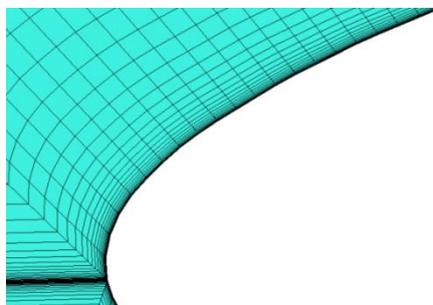


Figura 3.6: Refinamento da Camada-Limite nas Proximidades do Bordo de Ataque da Carenagem

Também é importante que as entradas e saídas do domínio computacional mantenham uma distância razoável da máquina, para que seja possível avaliar o desenvolvimento da esteira e para que não haja problemas de convergência do método numérico aplicado pelo solver.

Neste trabalho foram adotadas distâncias de 10 cordas do perfil da carenagem difusora a montante e 50 cordas a jusante da máquina, bem como 5 cordas na direção radial do escoamento para a geração do domínio computacional. Como o problema pode ser reduzido a um caso de malha bidimensional, o aumento do custo computacional devido ao tamanho do domínio não é, para esta etapa da metodologia, um problema.

Para o caso da simulação tridimensional contendo o rotor, que será apresentada mais a frente, foram adotadas distâncias mais modestas, de forma que o custo computacional não se tornasse proibitivo.

### 3.3 Simulação Computacional

As simulações computacionais realizadas neste trabalho foram executadas utilizando código comercial Ansys Fluent<sup>®</sup>. Dentro do *solver*, o usuário deve importar o arquivo de malha e fornecer todos os parâmetros de simulação necessários para os cálculos.

É possível criar, a partir de um arquivo `Journal.jou`, uma rotina de automatização na configuração desses parâmetros. É dessa maneira que as simulações computacionais foram automatizadas durante o processo de otimização.

O arquivo `Journal.jou` contém todas as informações de parâmetros necessárias às simulações (formulações, condições de contorno, modelo de turbulência, fatores de relaxação, número de iterações...). Quando executado, o arquivo configura o caso e dá início ao processo iterativo de cálculo da solução. Uma vez que o critério de parada é atingido, a solução é exportada para um arquivo de saída que contém o histórico de convergência da variável de interesse, que é a vazão em massa de fluido que atravessa o disco atuador, nesse caso.

A simulação foi configurada segundo os seguintes parâmetros:

*Solver*: Baseado na pressão

Regime: Permanente

Espaço 2-D: Axissimétrico

Modelo de Turbulência:  $k-\omega$  SST

Esquema de Acoplamento Pressão-Velocidade: SIMPLE

Esquemas de Discretização Espacial: Segunda Ordem

Fluido: Água ( $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0,001003 \text{ Pa.s}$ )

Condições de contorno:

Entrada: velocidade especificada (alinhada axialmente, de magnitude igual a 2,4 m/s);

Saída: pressão de movimento relativa nula;

Lateral: *Free-Slip* (paredes com tensão de cisalhamento nula);

Eixo: eixo de simetria;

Carenagem: parede (impenetrabilidade e escorregamento nulo);

Disco Atuador: *Fan* (salto negativo de pressão estática).

A Figuras 3.7 e 3.8 ilustram as condições de contorno mencionadas acima no domínio do problema.

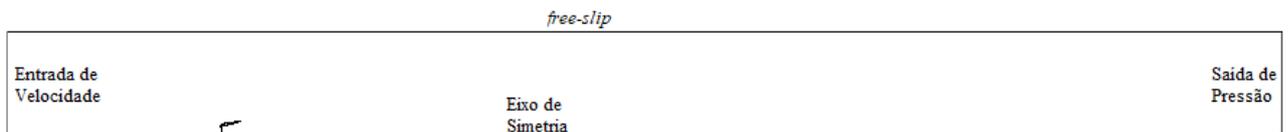


Figura 3.7: Condições de Contorno do Domínio

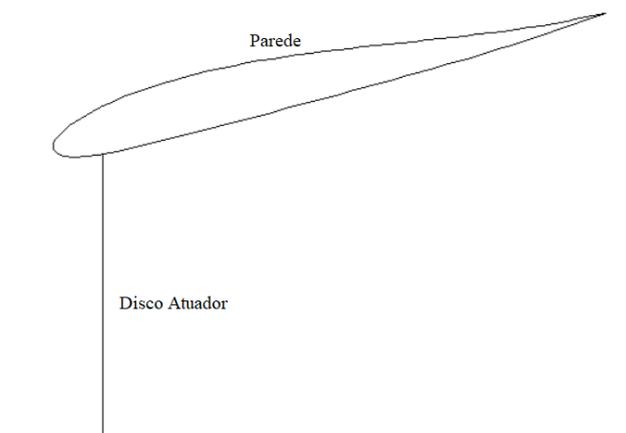


Figura 3.8: Recorte das Condições de Contorno da Máquina

O número de iterações para o cálculo do campo de escoamento foi fixado em 2000 iterações. Foi verificado que, com essa quantidade de iterações, a variável de interesse

convergiu adequadamente, apresentando variações inexpressivas para cada iteração incremental (resíduo da equação da continuidade da ordem de  $10^{-4}$ ).

Como sugerido na seção 2.1, é interessante que o próprio salto de pressão do disco atuador também seja uma variável de otimização, pois é um parâmetro ligado à geometria do rotor. Como um aumento no salto de pressão leva a uma redução da vazão de fluido que atravessa o disco, deve-se buscar, para uma dada geometria, o valor do salto de pressão que maximize a potência hidráulica (dada pelo produto entre o salto de pressão e a vazão).

Sendo assim, o processo de otimização conta com 10 variáveis: 9 delas associadas à geometria da carenagem difusora (ordenadas de pontos de controle e ângulo de inclinação do perfil) e uma delas associada indiretamente à geometria do rotor (visto que o salto de pressão no disco atuador é um dos pontos de partida para o projeto do rotor axial).

O salto de pressão, portanto, varia para cada máquina simulada, juntamente com a geometria da carenagem. Isso significa que cada máquina simulada deve possuir um arquivo *Journal* com valor atribuído para o salto de pressão na condição de contorno do disco diferente das demais. O programa responsável pela integração de processos e otimização permite que isso seja feito. Essa integração será detalhada no próximo tópico deste capítulo.

### 3.4 Integração de Processos

O processo de otimização requer que a chamada de execução dos programas, a leitura de arquivos de entrada e a avaliação de arquivos de saída sejam realizadas de maneira sistemática, dirigida e automática. Dessa forma, para se executar o processo de otimização, é necessária a aplicação de um programa que seja exclusivamente responsável por automatizar essa rotina de execução. Entretanto, é possível integrar os processos em linguagem em Fortran, Matlab<sup>®</sup>, entre outras.

A rotina de otimização consiste em criar a geometria a partir das variáveis de entrada, gerar a malha a partir da geometria, importar a malha para o *solver*, calcular a função objetivo, modificar as variáveis de projeto e repetir todo o processo até que a função objetivo atinja o valor ótimo.

O *software* utilizado neste trabalho para a integração dos processos é o código comercial Mode FRONTIER<sup>®</sup>, que contém uma variedade de algoritmos de otimização mono e multiobjetivos, bem como uma série de ferramentas de pós processamento do processo de otimização (gráficos de dispersão, superfícies de resposta, estatísticas, histórico dos

indivíduos...). A Figura 3.9 ilustra o fluxograma de integração aplicado para a obtenção do projeto preliminar do canal longitudinal da máquina. O tronco principal do fluxograma (*DOE*→*Scheduler*→*Bezier*→*ICEM*→*Fluent*→*Power*→*Exit*) corresponde à sequência de chamada dos executáveis do processo.

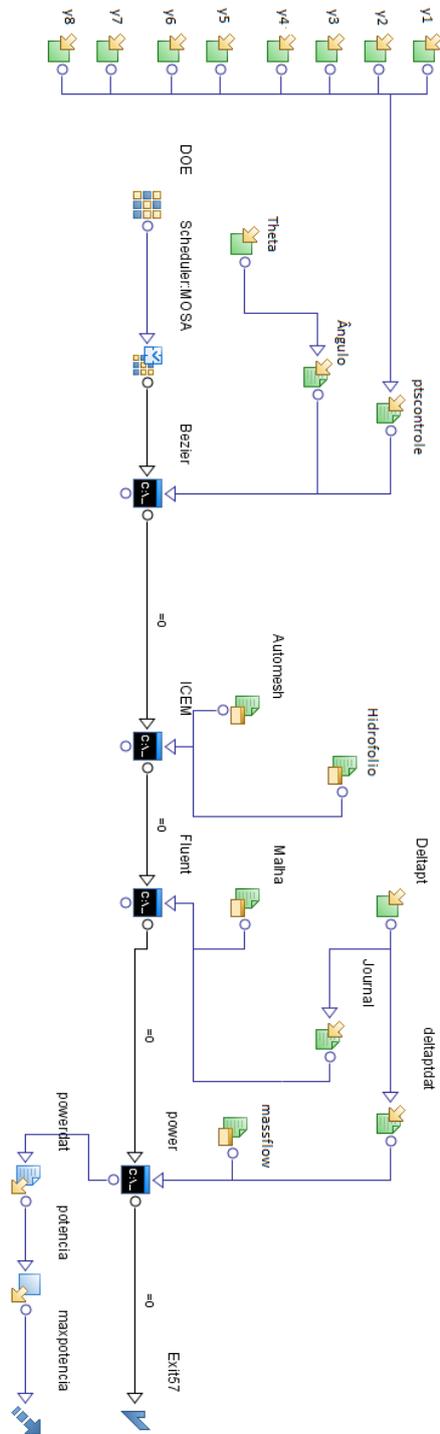


Figura 3.9: Fluxograma de Integração de Processos

O algoritmo funciona da seguinte maneira:

As variáveis associadas à geometria (pontos de controle e ângulo de ataque) são modificadas nos arquivos “ptscontrole” e “Ângulo”, que servem como arquivos de entrada de dados para o programa “Bezier”, escrito em linguagem FORTRAN.

O Programa “Bezier” gera as curvas correspondentes ao intradorso e extradorso da seção longitudinal da carenagem difusora, gerando o arquivo “Hidrofolio” como arquivo de saída.

Em seguida o gerador de malhas ICEM-CFD é executado, carregando como arquivos de entrada a geometria da carenagem, através do arquivo “Hidrofolio”, e o código para a geração automática da malha, “Automesh”, a partir do arquivo de blocagem construído manualmente (que não está representado no fluxograma acima, pois não é modificado após cada ciclo). O ICEM-CFD gera o arquivo “Malha”, que será utilizado pelo *solver* para o cálculo do fluxo mássico que atravessa a máquina.

O próximo passo é a chamada do *solver*, “Fluent”, que lê o arquivo de malha juntamente com o arquivo “Journal”, contendo as configurações para a simulação computacional. Note que a variável “deltapt” é modificada no arquivo “Journal”, portanto, para cada ciclo executado, a simulação é configurada com um salto de pressão diferente para o disco. O *solver* gera o arquivo “Massflow”, que contém o histórico de convergência da vazão em massa da simulação, como arquivo de saída.

Os arquivos “Massflow” e “Deltapt.dat” entram como dados de entrada em um programa auxiliar, “Power”, escrito em FORTRAN, responsável por calcular a potência ideal da máquina através da Equação 3.3:

$$P = Q \cdot \Delta p_t = \dot{m} \cdot Y = \frac{\dot{m} \Delta p_t}{\rho} \quad (3.3)$$

O arquivo que contém o valor da potência é associado a uma variável de saída, com a instrução de que ela deve ser maximizada pelo algoritmo de otimização.

Após essa sequência de execuções de programas, as variáveis de entrada são modificadas e o ciclo de integração de processos se reinicia, de forma a calcular a função objetivo para um indivíduo (máquina) diferente.

O algoritmo de otimização *Simulated Annealing* (MOSA) é responsável por realizar a busca dirigida pelo ótimo global no espaço de soluções. Após a geração e avaliação da função

objetivo para um número estabelecido de indivíduos, é possível avaliar o histórico do processo de otimização e obter o indivíduo ótimo, juntamente com o par de parâmetros - variação de pressão total e vazão volumétrica- correspondente necessário ao passo inicial do projeto do rotor. No Capítulo 5 serão apresentados os resultados desse processo, bem como os demais resultados do trabalho.

## CAPÍTULO 4

### Projeto Hidrodinâmico do Rotor Axial

Até esta etapa da metodologia proposta neste trabalho, a extração de energia do fluido foi modelada através de um disco atuador que cria uma descontinuidade na pressão estática do escoamento. Esse déficit de pressão estática é repassado à pressão dinâmica (associada à velocidade do fluido) à medida que o escoamento se afasta da máquina, o que cria uma esteira cuja região interna possui um saldo energético inferior ao da corrente livre - pois a energia foi retirada do escoamento pelo disco devido à queda de pressão.

Para a etapa seguinte do projeto da máquina, é necessário projetar o componente que cria esse efeito na prática: o rotor axial.

O rotor é o componente de qualquer modalidade de máquina de fluxo responsável pela transformação da potência hidráulica em potência de eixo (ou vice-versa). Para o caso de uma turbina axial, as pás possuem uma geometria tal que desvia o escoamento em sentido contrário ao de rotação. Pela lei da ação e reação, isso cria forças nas pás do rotor que atuam no mesmo sentido de rotação. A ação dessas forças afastadas do centro de rotação cria o torque necessário para que haja a transmissão de potência.

Esse capítulo detalhará o procedimento de cálculo adotado para a obtenção das grandezas geométricas do rotor axial, que é baseado na teoria da asa de sustentação aplicada às máquinas de fluxo e em uma solução da equação de equilíbrio radial que admite trabalho específico uniforme ao longo do comprimento das pás, o que resulta em  $rc_u$  constante, ou seja, no vórtice livre (ou potencial).

Pelo fato da máquina hidrocínética não ser uma turbina hidráulica convencional, algumas considerações adotadas tendem a fazer com que o rotor axial fuja das configurações ótimas classicamente conhecidas para máquinas usuais. É bom observar, também, que a incapacidade de absorção energética para uma máquina hidrocínética não é composta, em sua totalidade, por ineficiências termodinâmicas, mas também pelo fato de que a simples obstrução do canal hidráulico faz a máquina capturar menos massa.

Nesse sentido, é possível que as configurações ótimas para máquinas convencionais simplesmente não se apliquem ou não sejam convenientes para o projeto de máquinas hidrocínéticas. Para realizar o projeto do rotor, foram utilizadas informações de alguns diagramas de pré-dimensionamento de rotores axiais, porém adaptadas ao contexto do projeto estudado neste trabalho.

O ponto de partida para o projeto do rotor são os resultados da máquina ótima obtida pelo processo descrito no capítulo anterior.

#### 4.1 Projeto Preliminar

A partir dos resultados do processo de otimização, duas grandezas importantes para o projeto do rotor axial foram obtidas: a vazão e o trabalho específico ideal do rotor. Para que sejam calculados o formato e os ângulos das pás, é necessário definir, ainda, a relação de cubo, a rotação de projeto e o número de pás.

Vale salientar que um dos objetivos é buscar no projeto desse rotor uma relação de cubo que seja alta o suficiente para comportar um gerador no interior da ogiva (isso reduz o custo da máquina, pois elimina a necessidade de se utilizar um gerador elétrico periférico feito sob medida para o projeto), porém que não obstrua de maneira muito intensa o escoamento. Além disso, a teoria da asa de sustentação com equilíbrio radial de vórtice potencial se aplica bem para rotores com relação de cubo mais elevadas (em geral, superiores a 0,4).

A partir dessas considerações, pode-se utilizar como diretriz de projeto o chamado Diagrama de Cordier (Figura 4.1), que relaciona dois importantes parâmetros adimensionais das turbomáquinas: o Coeficiente de Diâmetro ( $\delta$ ) e o Coeficiente de Ligeireza ( $\sigma$ ) (Equações 4.1 e 4.2).

$$\delta = 1,054 \frac{Y^{1/4}}{Q^{1/2}} D_{ext} \quad (4.1)$$

$$\sigma = 2,108 \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} n \quad (4.2)$$

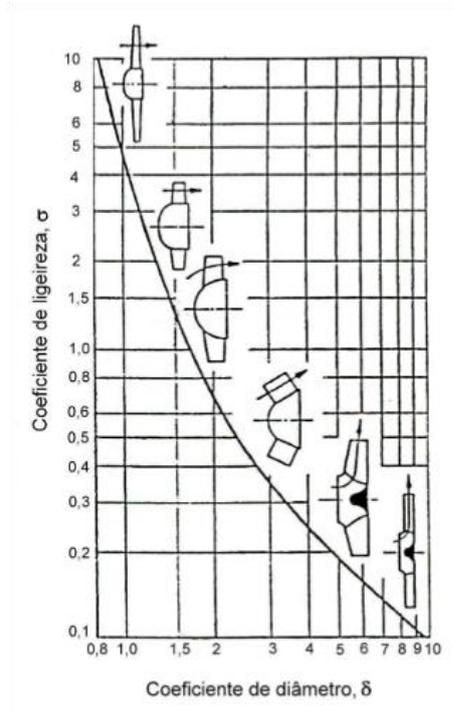


Figura 4.1: Diagrama de Cordier (DITZEL, 1980)

A curva representada no Diagrama de Cordier foi obtida através de um mapeamento dos coeficientes de Diâmetro e Ligeireza para máquinas de fluxo convencionais de boa eficiência. Isso não significa que essa curva deve ser seguida rigorosamente, porém é interessante procurar, quando possível, manter o par de parâmetros adimensionais da máquina a ser projetada próximo à curva, pois ela corresponde a uma faixa de otimização do projeto preliminar.

Assim, pode-se calcular a rotação de projeto do rotor a partir do valor do Coeficiente de Ligeireza, obtendo-a com o auxílio do Diagrama de Cordier, pois a vazão, o trabalho específico e o diâmetro do rotor já são conhecidos (o que permite calcular o Coeficiente de Diâmetro e adotar um respectivo Coeficiente de Ligeireza próximo à faixa ótima do Diagrama de Cordier):

Calcula-se, portanto, a rotação do rotor pela Equação (4.3):

$$n(rps) = \frac{\sigma \gamma^{3/4}}{2,107 Q^{1/2}} \quad (4.3)$$

A seguir, a Figura 4.2 apresenta um diagrama de pré-dimensionamento que pode ser utilizado como base de orientação para o projeto de rotores axiais de turbinas hidráulicas convencionais. Nele, algumas dimensões e parâmetros principais do rotor são indicadas em função da rotação específica referente à vazão, dada pela Equação 4.4:

$$n_{qA} = 1000 \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} n \quad (4.4)$$

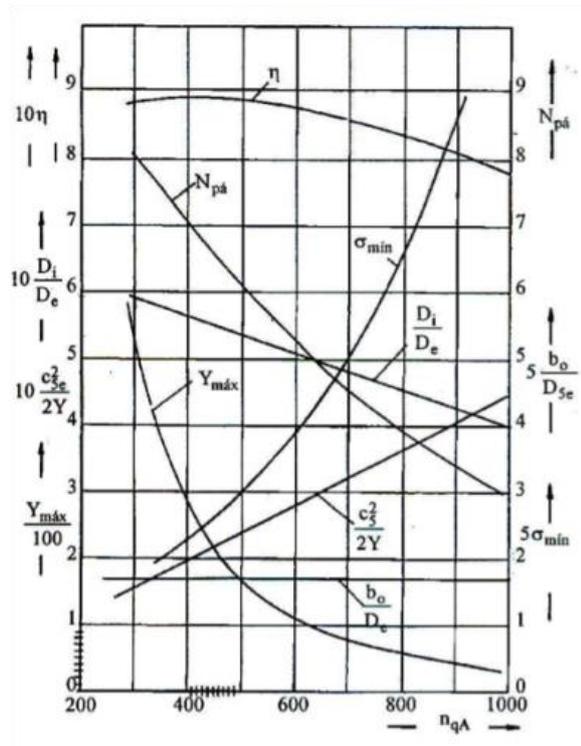


Figura 4.2: Diagrama de Pré-Dimensionamento de Rotores Axiais (BRAN E SOUZA, 1969)

A relação de cubo do rotor será obtida a partir desse diagrama, porém nem todas as grandezas indicadas na figura são convenientes de serem adotadas para o projeto em questão (como, por exemplo, o número de pás). À medida que a rotação específica cresce, nota-se que o número de pás diminui. Isso não é conveniente para o projeto da máquina em questão da maneira que o difusor foi concebido, pois implicaria em adotar pás muito largas. Em turbinas hidráulicas convencionais, à medida que se caminha do cubo para a periferia das pás, a corda do perfil hidrodinâmico cresce. Isso é feito para carregar menos intensamente a ponta da pá, evitando problemas de cavitação.

Em resumo, o diagrama da Figura 4.2 sugere adotar, para rotores de máquinas de rotação específica alta (como é o caso das turbinas hidrocínéticas), poucas pás de grande largura.

O projeto aqui desenvolvido não trata de uma turbina hidráulica convencional. No caso do projeto proposto neste trabalho, a geometria difusora da carenagem não permite que a corda do perfil na ponta da pá seja muito grande, pois isso faria com que sua projeção no plano meridional se prolongasse muito, causando perdas devido à grande existência da folga de topo entre a ponta das pás e a carenagem.

Felizmente, o fenômeno da cavitação não é algo preocupante nesse caso, pois as turbinas hidrocínéticas operam com diferenças modestas de pressão estática entre o lado de sucção e pressão das pás.

Assim, optou-se, nesse projeto, por um rotor com pás mais estreitas, com a corda dos perfis reduzindo de tamanho do cubo para a ponta da pá. É necessário, a partir dessa consideração, adotar-se o número de pás do projeto. Isso pode ser feito com o auxílio do diagrama da Figura 4.3, que relaciona a razão de solidez do rotor ( $\Omega$ ) com a relação de velocidade de ponta ( $\lambda$ ).

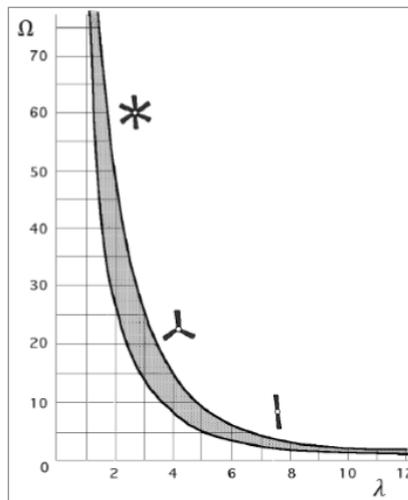


Figura 4.3: Faixa Recomendada de Relação de Solidez e Razão de Velocidade de ponta (IBARRA, 2015)

A razão de solidez do rotor é referente à relação entre a área circular ocupada pelas pás do rotor e a área do círculo correspondente varrido pelas pás. (IBARRA, 2015)

Para se manter uma determinada razão de solidez com pás menos largas, é necessário que se tenha mais pás. Ainda, a teoria da asa de sustentação tende a ser melhor aplicada para rotores de alta solidez.

Definidos a relação de cubo ( $R_c$ ), a rotação ( $n$ ) e o número de pás ( $N_{pá}$ ), pode-se dar início ao projeto das pás do rotor, onde será feita a definição do formato e ângulos de montagem dos perfis para cada estação de altura das pás.

## 4.2 Formato das Pás e Ângulos de Montagem

A seguir será apresentado o procedimento de cálculo que conduz à especificação dos perfis hidrodinâmicos das estações radiais das pás e dos ângulos de montagem desses perfis em relação à direção circunferencial.

- a) Diâmetro interno do rotor ( $D_i$ ):

$$D_i = R_c \cdot D_e \quad (4.4)$$

- b) Componente axial da velocidade absoluta ( $c_a$ ):

$$c_a = \frac{Q}{0,25\pi(D_e^2 - D_i^2)} \quad (4.5)$$

- c) Diâmetro da estação radial  $k$  ( $D_k$ ):

$$D_k = D_i + \left[ \left( \frac{k-1}{N-1} \right) \cdot (D_e - D_i) \right], 2 \leq k \leq n \quad (4.6)$$

- d) Velocidade circunferencial da estação radial  $k$  ( $u_k$ ):

$$u_k = \pi D_k \frac{n}{60} \quad (4.7)$$

- e) Componente circunferencial da velocidade Absoluta na saída do rotor da estação radial  $k$  ( $c_{u6,k} = \Delta c_{u,k}$ ):

Sob a consideração de que o trabalho específico é constante ao longo do comprimento da pá, resulta imediatamente que a componente circunferencial da velocidade absoluta na saída do rotor é inversamente proporcional ao raio para uma máquina sem sistema diretor na entrada. Essa é a condição de equilíbrio radial de vórtice potencial.

$$\Delta c_{u,k} = \frac{Y_{pá}}{u_k} \quad (4.8)$$

- f) Ângulo da velocidade absoluta na saída do rotor com relação à direção circunferencial na estação  $k$  ( $\alpha_{6,k}$ ):

$$\alpha_{6,k}(\text{°}) = 180 - \tan^{-1}\left(\frac{c_m}{c_{u6,k}}\right) \quad (4.9)$$

- g) Velocidade Relativa Média Vetorial da estação  $k$  ( $w_{\infty,k}$ ):

$$w_{\infty,k} = \sqrt{\left(u_k + \frac{\Delta c_{u,k}}{2}\right)^2 + c_m^2} \quad (4.10)$$

- h) Ângulo entre a Velocidade Relativa Média Vetorial e a direção circunferencial ( $\beta_{\infty}$ ):

$$\beta_{\infty} = \text{sen}^{-1}\left(\frac{c_m}{w_{\infty,k}}\right) \quad (4.11)$$

- i) O passo ( $t$ ):

$$t = \frac{\pi D_k}{N_{p\acute{a}}} \quad (4.12)$$

- j) A seguir, adota-se a corda do perfil hidrodinâmico da respectiva estação radial e calcula-se a relação corda-passo:

$$\left(\frac{l}{t}\right)_k = \frac{l_k}{t_k} \quad (4.13)$$

- k) O Número de Reynolds da estação radial  $k$  ( $Re_k$ ):

$$Re_k = \frac{\rho w_{\infty} l_k}{\mu} \quad (4.14)$$

- l) O Coeficiente de Sustentação da estação radial  $k$ , considerando a Eq. (2.60):

$$C_{s,k} = \frac{2\Delta c_{u,k} t_k}{w_{\infty,k} l_k} \quad (4.15)$$

- m) A seguir, especifica-se um valor para a espessura máxima do perfil da estação radial  $k$ , e calcula-se a espessura máxima relativa do perfil ( $y_{máx,k}/l_k$ ). É importante, por questões estruturais, que os perfis hidrodinâmicos sejam mais espessos na raiz da pá do que na ponta. Assim, a pá deve ir se tornando mais fina à medida que a estação radial se afasta da raiz da pá.
- n) Nesta etapa, é necessário realizar a seleção dos perfis hidrodinâmicos-base para serem aplicados em cada estação. É interessante procurar nas curvas polares perfis que apresentam baixo coeficiente de escorregamento ( $\varepsilon < 0,05$ ) para o respectivo coeficiente de sustentação necessário.
- o) Selecionado o perfil hidrodinâmico-base referente à estação  $k$ , utiliza-se a seguinte aproximação linear para determinar o ângulo de ataque do perfil em cada estação:

$$C_s = C_s \left( \frac{y_{máx}}{l}, \delta \right) \approx a\delta + b \frac{y_{máx}}{l} \quad (4.16)$$

As constantes  $a$  e  $b$  são obtidas pelo diagrama polar do perfil base, já que suas características geométricas são conhecidas. Assim, o ângulo de ataque é dado pela Equação (4.16):

$$\delta_k = \frac{C_{s,k} - b \frac{y_{máx,k}}{l_k}}{a} \quad (4.17)$$

Ângulos de ataque negativos ou próximos ao ângulo de *stall* dos perfis hidrodinâmicos refletem escolhas equivocadas dos hidrofólios-base.

- p) De posse dos ângulos de ataque de cada estação, calcula-se o ângulo de montagem do perfil ( $\beta_k$ ):

$$\beta_k = \beta_{\infty,k} - \delta_k \quad (4.18)$$

Obtidos os perfis das pás e os ângulos de montagem, o projeto do rotor está finalizado do ponto de vista hidrodinâmico. Na prática, é necessário abordar, ainda, as questões de

resistência estrutural, principalmente pelo fato de que as espessuras dos perfis foram adotadas segundo a experiência do projetista.

Caso algum critério de resistência mecânica não seja atendido, é necessário retornar ao passo de adoção das espessuras máximas relativas e refazer o cálculo dos ângulos de ataque. Tais critérios não serão abordados no presente trabalho, que focará apenas no projeto hidrodinâmico da máquina e não analisará as tensões mecânicas induzidas devido à interação fluido-estrutura envolvida no problema.

## CAPÍTULO 5

### Resultados

Este capítulo apresentará os resultados envolvidos na metodologia sugerida neste trabalho. Os resultados são divididos da seguinte forma:

Em primeiro lugar, são apresentados os resultados referentes à otimização baseada na integração de processos que foi utilizada para a obtenção da geometria da carenagem e do salto de pressão total do rotor (2-D).

A seguir, são apresentadas algumas modificações realizadas no canal meridional do projeto ótimo obtido na primeira fase. Essas modificações foram realizadas a partir das análises dos resultados dos campos de escoamento para a máquina ótima. A análise dessas modificações foi feita em dinâmica dos fluidos computacional, considerando, ainda, o modelo de disco atuador com simetria axial, porém, desta vez, prevendo a presença do cubo no interior do canal hidráulico da máquina. Essa simulação forneceu o par definitivo de parâmetros (vazão e variação de pressão) necessários ao projeto do rotor axial (2-D).

Por último, serão apresentados os resultados do projeto do rotor axial, bem como as análises do campo de escoamento obtidas através da simulação computacional do modelo da máquina contendo o rotor (3-D). Essa simulação foi executada a partir de um modelo tridimensional completo contendo todos os componentes hidrodinâmicos da máquina (domínio inercial para canal hidráulico estacionário e domínio não-inercial para o rotor), e forneceu como resultados os contornos de pressão na máquina, o campo de pressão total do escoamento e as curvas de comportamento e desempenho do projeto.

Para que se mantenha um parâmetro de comparação coerente com os resultados das demais turbinas carenadas que já constam na literatura, toda vez que o coeficiente de potência for mencionado no texto deste trabalho em referência à máquina projetada, ele estará levando em consideração como área de referência a **área da seção transversal do rotor**, como é feito usualmente para máquinas dotadas de difusor.

Dessa maneira, o coeficiente de potência obtido para o ponto de projeto é superior ao limite de Betz, como ocorre comumente em máquinas carenadas adotando-se a área do rotor como referência.

Além disso, para avaliar o projeto da máquina no que diz respeito a seu desempenho termodinâmico (isto é, quantificar o efeito das perdas devido às dissipações viscosas do escoamento ao passar pela máquina), foi avaliado, também, o rendimento hidráulico da máquina. Isso permite inferir qual é, de fato, o percentual de energia referente à pressão total do escoamento que está sendo transformado em potência de eixo pelo rotor, informação que não pode ser obtida simplesmente através do coeficiente de potência.

### **5.1 Resultados do Processo de Otimização**

O processo de otimização utilizado para a obtenção da geometria da carenagem, do salto de pressão do rotor e da vazão da máquina contou com 10 variáveis: 8 delas associadas aos pontos de controle da geometria do perfil hidrodinâmico utilizado para o projeto da carenagem, uma delas associada ao ângulo de ataque do perfil com relação ao escoamento e, por último, uma associada ao salto de pressão do disco atuador, indiretamente ligada à geometria do rotor.

Para que o processo de otimização funcione, é necessário limitar o espaço de busca da solução. Em outras palavras, é preciso estabelecer limites superiores e inferiores nas variáveis de projeto para que o algoritmo de otimização busque, dentro do espaço viável estabelecido, a solução ótima do problema.

A Tabela 5.1 apresenta os limites de variação estabelecidos para cada variável do processo de otimização:

Tabela 5.1: Espaço de Busca da Solução para o Processo de Otimização

	Mínimo	Máximo	
Ordenadas dos Pontos de Controle (m)	0,03	0,08	Curva Superior
	0,02	0,13	
	0,02	0,06	
	0	0,04	
	-0,08	-0,03	Curva Inferior
	-0,13	-0,02	
	-0,06	-0,02	
	-0,04	0	
Ângulo de Inclinação (°)	7	14	
Salto de Pressão (Pa)	1000	4000	

Os limites de variação das ordenadas dos pontos de controle foram estabelecidos de forma que os perfis variassem dentro de um espaço que vai desde o perfil mais delgado possível (que possui as ordenadas dos pontos de controle mais próximas ao eixo horizontal) até o perfil mais espesso possível (com as ordenadas mais distantes do eixo horizontal). A Figura 5.1 ilustra o espaço de variação da geometria do perfil hidrodinâmico.

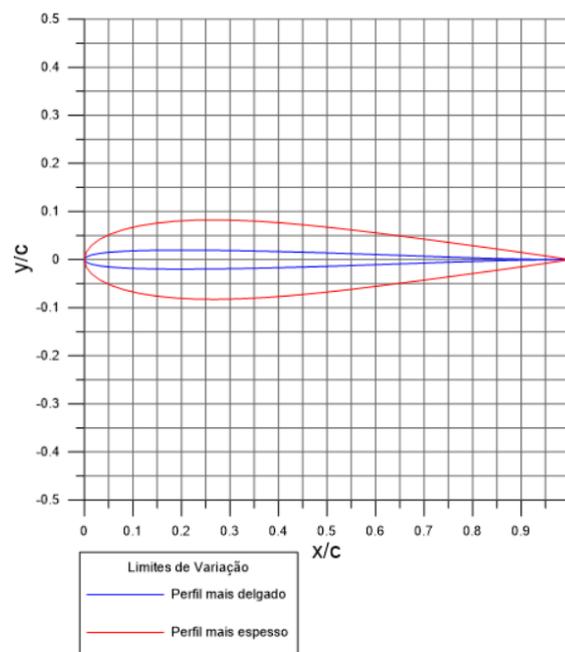


Figura 5.1: Espaço de Variação da Geometria do Perfil Hidrodinâmico da Carenagem

Dessa forma, o perfil hidrodinâmico que baseia o projeto do difusor pode assumir qualquer geometria contida no espaço entre as curvas da Figura 5.1, não necessitando, necessariamente, ser um perfil simétrico.

O intervalo de variação do ângulo de inclinação do perfil da carenagem em relação ao escoamento foi estipulado com base em uma faixa usual de variação dos ângulos de difusores de turbinas eólicas e hidrocinéticas carenadas (de 7° a 14°). Não é desejável que ocorra descolamento de camada-limite na região interna do difusor, pois esse fenômeno reduz a área efetiva de saída do escoamento, o que diminui o desempenho da carenagem e, por consequência, impacta negativamente no coeficiente de potência da máquina.

Com relação ao salto de pressão do disco atuador, foram estabelecidos limites que correspondem a um coeficiente de empuxo que varia de aproximadamente 0,35 a 1,4. Note que, segundo a relação empírica de Glauert (Figura 2.4), é possível que uma máquina apresente coeficiente de empuxo superior a 1 (o que corresponde a valores de trabalho específico superiores à carga referente à pressão dinâmica da corrente livre). Com a adição de um difusor, é interessante investigar projetos que apresentem coeficientes de empuxo fora das faixas usuais para turbinas não carenadas, visto que o valor ótimo para essa variável pode estar fora desses limites.

Para inicializar o processo de otimização, cuja rotina está ilustrada no fluxograma da Figura 3.9, é interessante se estabelecer um projeto de experimentos (DOE – Design of Experiments) para os primeiros indivíduos gerados. Para esses indivíduos, o algoritmo de otimização ainda não atua para buscar o valor ótimo, isto é, a função somente é avaliada sem que haja critério de busca direcionada. Isso é interessante apenas para varrer o espaço de soluções e fornecer informações qualitativas acerca do processo de otimização ao projetista, pois o algoritmo *Simulated Annealing* não necessita de um conjunto inicial da população para funcionar.

O projeto de experimentos foi estabelecido pela combinação aleatória das variáveis de projeto para os 100 primeiros indivíduos (máquinas). Definido o projeto de experimentos inicial, a rotina foi inicializada e o fluxograma de integração de processos foi executado. Assim, para o primeiro indivíduo, a geometria foi gerada e transferida para o programa de geração de malha, que gerou a discretização do domínio e exportou-a ao *solver*, que, por sua vez, calculou o fluxo de massa, permitindo o cálculo da função objetivo. Após isso, o ciclo se repete para os demais indivíduos do projeto de experimentos.

Após a avaliação da função objetivo para os 100 primeiros indivíduos, o algoritmo Simulated Annealing passou a operar, realizando a busca direcionada pelo ótimo global da função no espaço de soluções determinado pela Tabela 5.1.

Com relação ao critério de independência de malha das simulações, foi verificado que uma malha bidimensional de aproximadamente 32000 elementos foi suficiente para atender o critério de Índice de Convergência de Malha (Grid Convergence Index – GCI) para o cálculo da vazão em massa do escoamento ao passar pela máquina. As análises de independência de malha de todas as simulações contidas neste trabalho estão no Anexo B.

É interessante realizar a comparação de duas malhas geradas automaticamente para geometrias diferentes, conforme ilustrado na Figura 5.2:

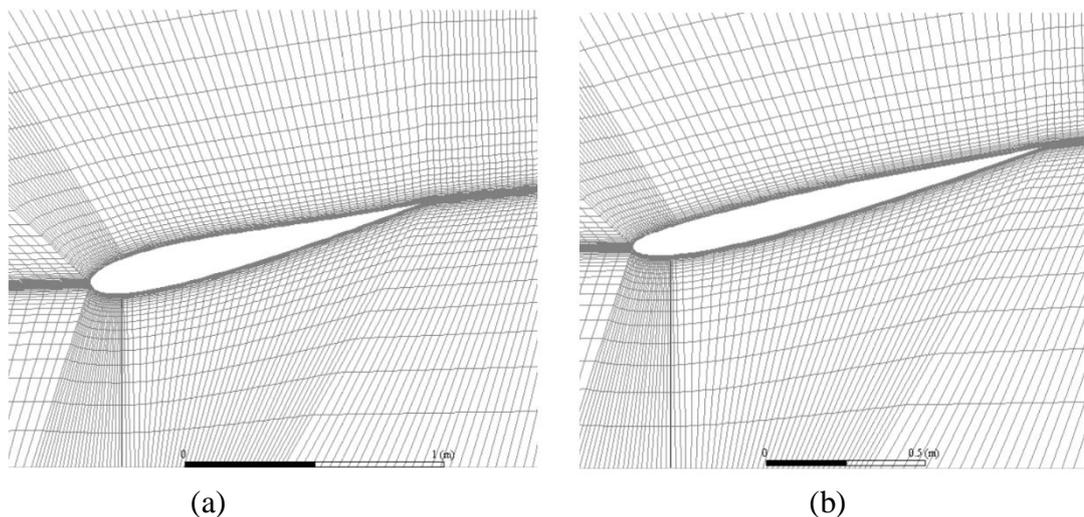


Figura 5.2: Malhas Similares para Máquinas Distintas

Note que, apesar das geometrias ilustradas na Figura 5.2 serem diferentes, o refinamento de malha nas proximidades dos perfis hidrodinâmicos mostrados na figura se mantém, o que valida a estratégia adotada para a automatização do processo de geração de malha no presente trabalho.

Para avaliar a adequação desse refinamento com relação às recomendações do modelo de turbulência  $k-\omega$  SST, é necessário exibir o gráfico da distribuição da distância adimensional da parede ( $y^+$ ) do primeiro nó da malha, ilustrado na Figura 5.3:

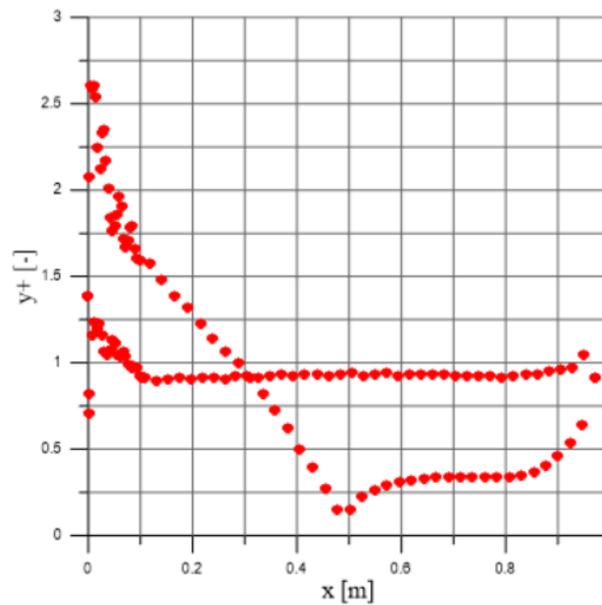


Figura 5.3: Distribuição do  $y^+$  ao longo da Parede da Carenagem

Observa-se, pela distribuição do  $y^+$ , que o primeiro nó da malha encontra-se no interior da subcamada viscosa do escoamento, conforme recomendado para o modelo de turbulência escolhido para as simulações.

Com relação ao processo de otimização, a função objetivo foi avaliada para 1198 diferentes máquinas, cuja combinação das variáveis foi, após a centésima máquina gerada, dirigida pelo algoritmo de otimização de maneira a buscar a potência ótima global do problema.

A Figura 5.4 mostra a evolução do processo de busca pelo ótimo global. Note que, já no primeiro indivíduo, conseguiu-se obter uma potência razoável mesmo sem o processo dirigido de busca do algoritmo de otimização. Isso é consequência da coincidência de uma boa combinação entre o salto de pressão do disco e o ângulo de inclinação do perfil hidrodinâmico da carenagem (variáveis que mais influenciam na função objetivo do problema). Apesar de desnecessária para a operação do *Simulated Annealing*, a geração aleatória dos 100 primeiros perfis permite identificar caso o algoritmo de busca estacione em mínimos locais com valores da função objetivo inferiores aos obtidos pelas combinações aleatórias do DOE.

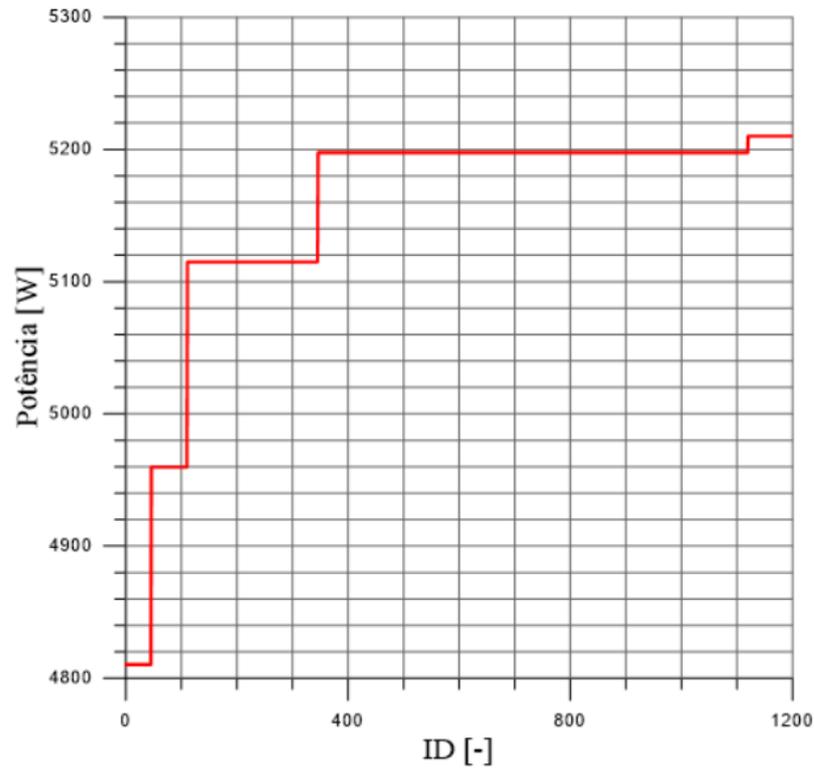


Figura 5.4: Histórico do Processo de Busca pelo Ótimo Global

Pela figura, nota-se que se obteve para a máquina ótima (máquina de ID 1120) uma potência ideal de aproximadamente 5210 W, com um fluxo de massa de aproximadamente 2006,7 kg/s, para uma velocidade da corrente de 2,4 m/s. A Figura 5.5 mostra a geometria do perfil da carenagem obtida para a máquina ótima encontrada pelo processo de otimização.

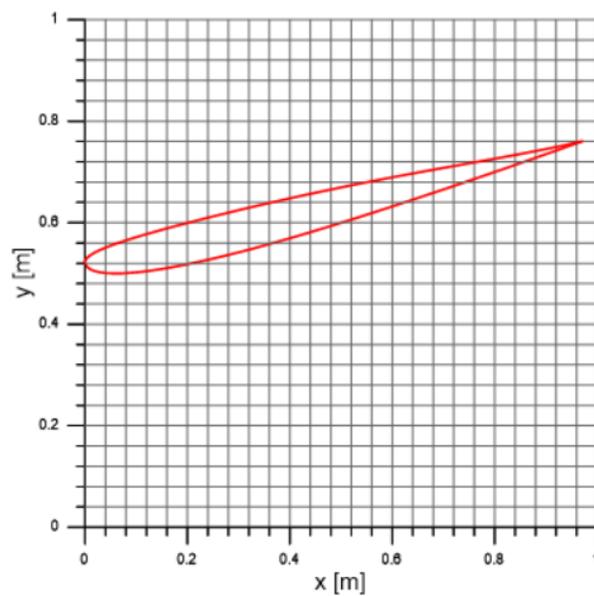


Figura 5.5: Formato do perfil da Carenagem para a Máquina Ótima

Pode-se, ainda, observar os valores resultantes das variáveis de otimização para a máquina ótima encontrada. Essa visualização pode ser feita de maneira fácil e intuitiva, através do diagrama da Figura 5.6:

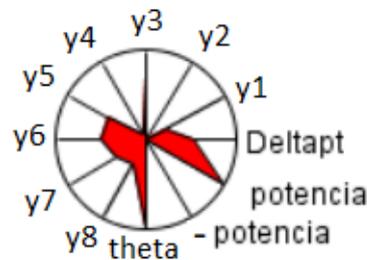


Figura 5.6: Magnitude Normalizada das Variáveis de Entrada e Saída para a Máquina Ótima

No Diagrama da Figura 5.6, os pontos mais próximos do centro indicam valores das variáveis próximos aos limites inferiores estabelecidos para o espaço de busca (no caso das variáveis de entrada) ou próximos aos valores mínimos obtidos no processo de otimização (no caso da potência, variável de saída). Os pontos mais afastados do centro indicam valores próximos aos valores máximos das variáveis (note que a potência para a máquina ótima está representada por um ponto na circunferência externa).

Podemos notar duas coisas: o valor do ângulo de inclinação do perfil ( $\theta$ ) para a máquina ótima se encontra próximo ao limite máximo estabelecido para o espaço de busca dessa variável. Isso indica que, mesmo com o efeito de descolamento de camada-limite na região interna à carenagem, as soluções com ângulos de inclinação elevadas ainda conseguem capturar mais massa do que aquelas com ângulos moderados. Isso ocorre, possivelmente, pelo deslocamento do ponto de estagnação no bordo de ataque do perfil em direção ao bordo de fuga ao aumentar-se o ângulo de inclinação em relação ao escoamento.

Além disso, pode-se observar que o valor do salto de pressão para a máquina ótima está próximo à metade da faixa de variação estabelecida para essa variável, o que indica que a máquina deve possuir um coeficiente de empuxo de aproximadamente 0,89. Se analisarmos a Figura 2.3, que relaciona os coeficientes de empuxo e potência com o fator de indução axial, percebe-se que, para a teoria unidimensional do disco atuador, o valor ótimo do coeficiente de potência se dá para um coeficiente de empuxo também de aproximadamente 0,89, resultado que concorda com o trabalho de Jamieson (2008), que prevê que o coeficiente de empuxo ótimo é o mesmo tanto para máquinas carenadas quanto para máquinas sem carenagem.

Isso indica que manter o coeficiente de empuxo dessa ordem é uma diretriz de projeto válida para máquinas de fluxo livre de maneira geral, mesmo considerando o fato de que a teoria unidimensional do disco atuador não leva em conta efeitos de viscosidade e turbulência, fatores que foram considerados nas simulações do processo de otimização deste trabalho.

Com relação ao formato do perfil hidrodinâmico da seção meridional da carenagem, observa-se que a linha de esqueleto do hidrofólio ótimo tende a apresentar concavidade para fora, visto que o perfil possui uma curva superior próxima à curva do perfil mais delgado possível, enquanto a curva inferior tende a se afastar moderadamente do eixo das ordenadas, conforme mostrado na Figura 5.7:

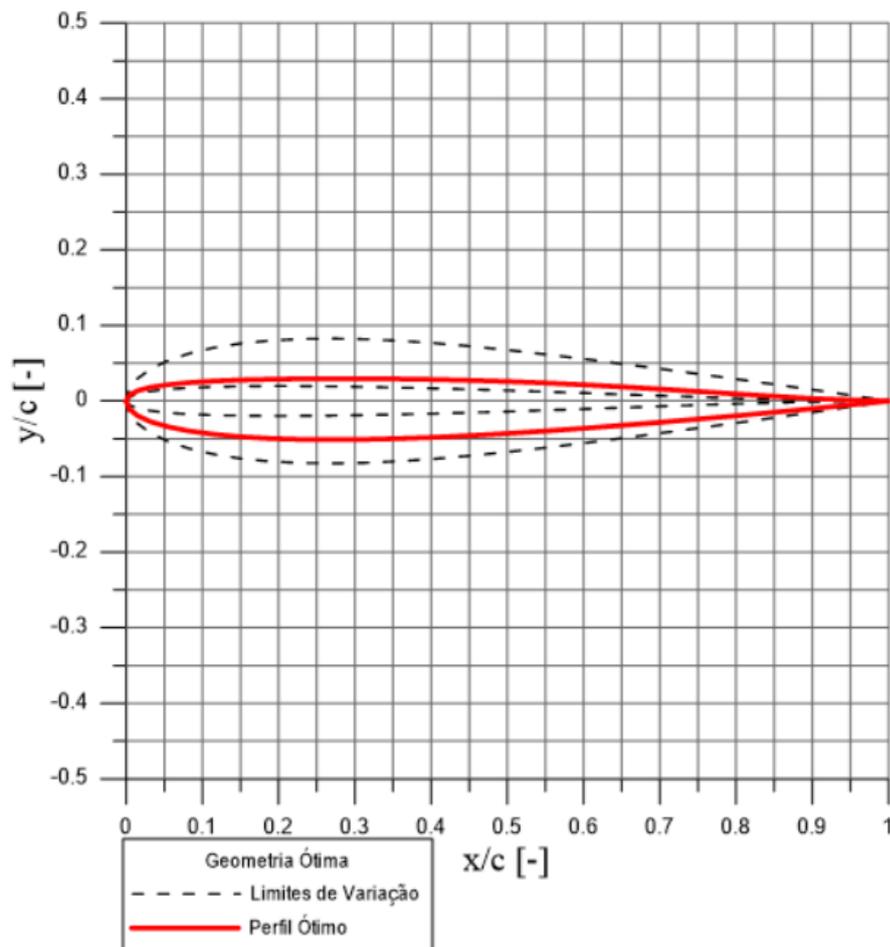


Figura 5.7: Geometria Ótima do Perfil Hidrodinâmico da Carenagem

É importante analisar os resultados dos campos de escoamento obtidos para a máquina ótima. Essas análises permitem verificar se os campos de escoamento resultantes da simulação estão como o esperado, além de informar características como pontos de estagnação e regiões de descolamento de camada-limite no interior da máquina. Essas análises

permitem que seja feita a identificação de possíveis alterações no canal longitudinal da máquina de forma a melhorar seu desempenho.

O primeiro campo interessante de ser analisado é o campo de pressão total do escoamento, pois ele é importante para a validação dos resultados numéricos obtidos. Como o disco atuador é um elemento que retira energia do escoamento, é esperado que distribuição de pressão total seja descontínua ao atravessá-lo, sofrendo uma queda. Essa queda de pressão total se dá devido a uma descontinuidade na pressão estática pelo modelo de disco atuador aplicado.

O déficit de pressão estática é repassado à pressão dinâmica a medida que o escoamento se afasta do disco atuador, o que cria uma esteira que se dissipa por efeitos difusivos após uma distância razoável da máquina. As Figuras 5.8 e 5.9 ilustram que as simulações reproduziam com fidelidade o comportamento esperado.

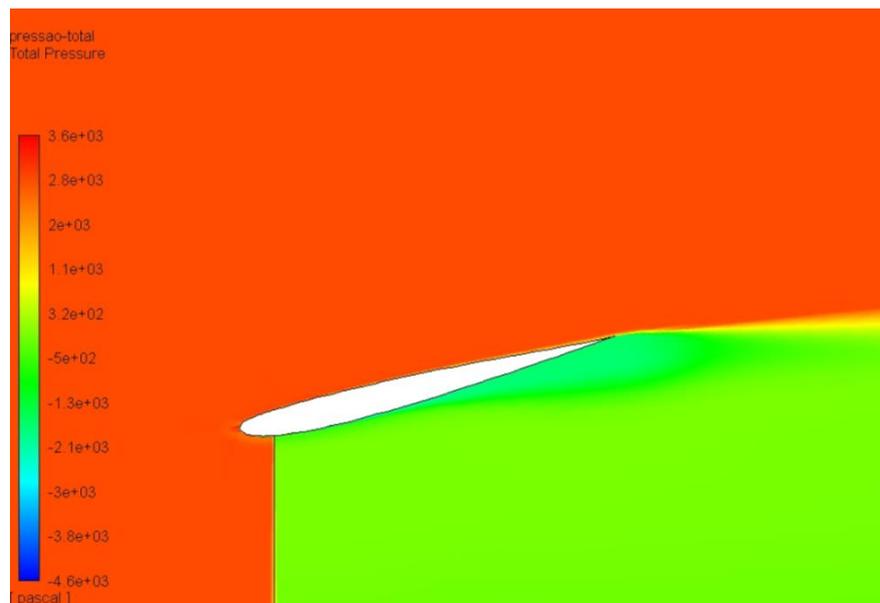


Figura 5.8: Salto de Pressão Total no Disco Atuador

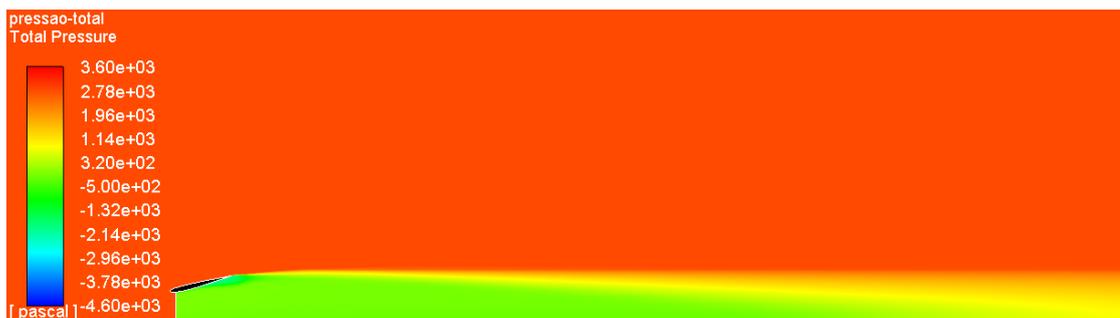


Figura 5.9: Dissipação Viscosa da Esteira

A presença da esteira criada pela máquina impacta negativamente no desempenho de outras máquinas posicionadas a jusante. Para se otimizar o desempenho de um conjunto de máquinas hidrocínéticas, é necessário conhecer a distância de dissipação dessa esteira, isto é, a distância a partir da qual o escoamento já recuperou energia suficiente para que seja viável o posicionamento de outra máquina.

A Figura 5.10 mostra a distribuição de pressão total na linha de centro do domínio, o que é uma informação útil para essa análise.

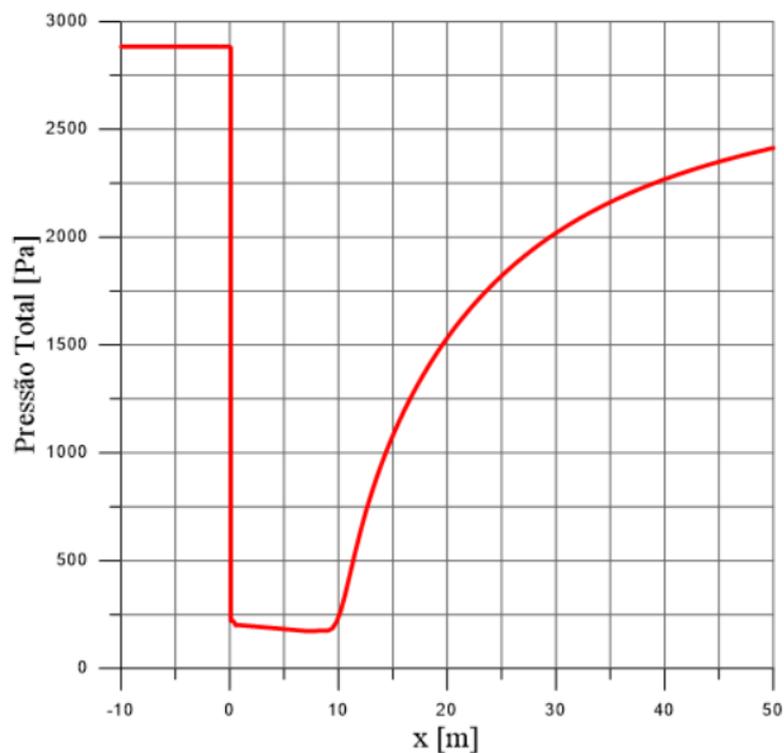


Figura 5.10: Distribuição de Pressão Total na Linha de Centro do Domínio

Note que, de acordo com a Figura 5.10, a recuperação energética na linha de centro do domínio só começa a ocorrer aproximadamente após 10 metros de distância da entrada da máquina, o que corresponde a aproximadamente 6,7 vezes o seu diâmetro (diâmetro de saída do difusor).

Além disso, é possível observar que, mesmo a uma distância de 50 metros da entrada da máquina (correspondente a quase 34 vezes o seu diâmetro externo), a pressão total na linha

de centro ainda não se recuperou integralmente, o que evidencia o baixo desempenho de conjuntos de rotores eólicos e hidrocínéticos alinhados axialmente.

Outra análise importante de se realizar é com relação ao campo de velocidades do domínio. Essa análise permite verificar com clareza a localização do ponto de estagnação no bordo de ataque do hidrofólio da carenagem bem como regiões de descolamento de camada-limite, que são indesejáveis por influenciar negativamente no desempenho do difusor.

O campo de velocidades do domínio está ilustrado na Figura 5.11.

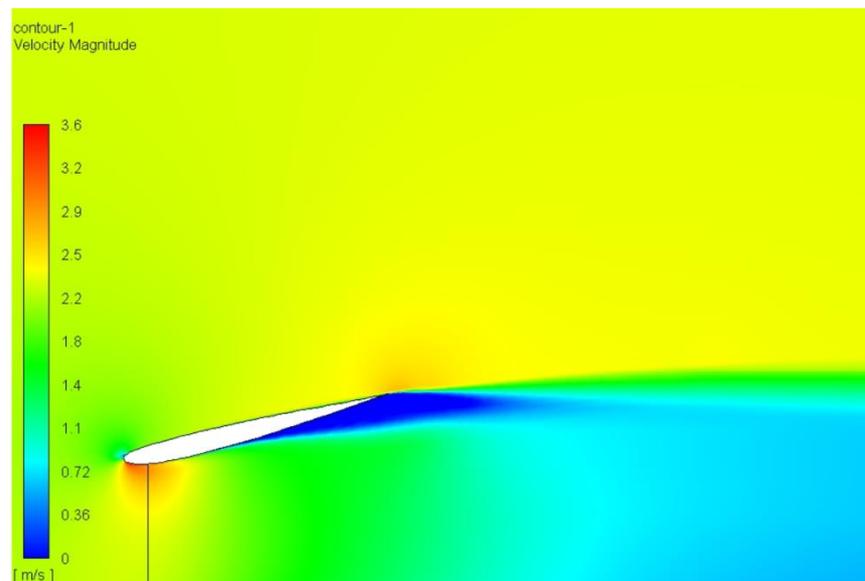


Figura 5.11: Contornos de Magnitude do Vetor Velocidade

A Figura 5.11 indica a presença do ponto de estagnação na superfície superior da carenagem (acima do bordo de ataque), o que sugere que as linhas de corrente estão convergindo para dentro da carenagem ao se aproximarem da máquina. Essa é a função principal do difusor hidrodinâmico: capturar maior massa de fluido do escoamento, aumentando a potência disponível para a máquina.

Além disso, observa-se na Figura 5.11 que há uma região de descolamento de camada-limite no interior da carenagem. Isso era esperado, visto que a solução ótima (juntamente com várias outras soluções que apresentaram potência próxima à da solução ótima) foi obtida para um ângulo de inclinação elevado do perfil hidrodinâmico em relação à corrente livre. Esse comportamento pode ser percebido com maior clareza através de uma análise das linhas de corrente do escoamento (Figura 5.12).

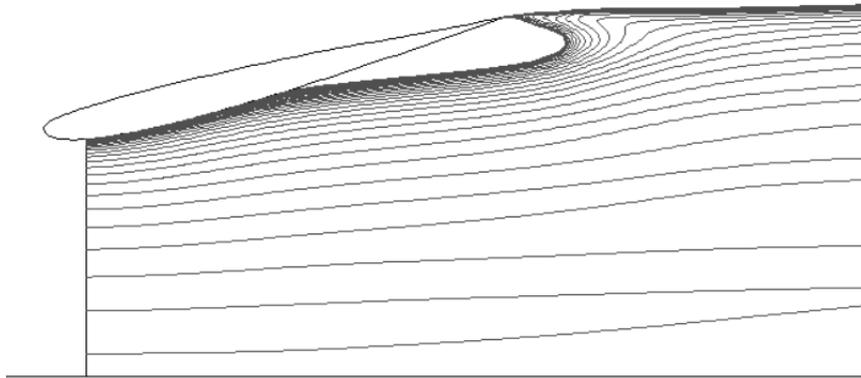


Figura 5.12: Descolamento de Camada-Limite no Interior do Difusor

A observação das Figuras 5.11 e 5.12 sugere que podem ser executadas melhorias no canal meridional da máquina de maneira a minimizar ou evitar o descolamento de camada-limite do difusor. Além disso, é necessário, para finalizar o projeto preliminar da máquina, levar em consideração a presença da ogiva e do cubo no interior do canal, o que influencia na vazão devido ao efeito de bloqueio que esse componente causa no escoamento.

Essas ponderações serão apresentadas a seguir, através de modificações realizadas no canal meridional acompanhadas de outra simulação numérica em domínio com simetria axial, ainda utilizando malha 2-D.

## 5.2 Alterações no Canal Meridional

Observou-se, através das análises dos campos de escoamento, que a solução ótima obtida apresenta descolamento de camada-limite na região interna do difusor. Serão apresentadas algumas alterações de maneira a se finalizar o projeto preliminar do canal meridional, tentando minimizar os efeitos de descolamento de camada-limite, bem como considerar a presença da ogiva no interior da máquina.

Os efeitos dessas alterações foram estudados através de simulações computacionais ainda com a consideração de simetria axial do escoamento, o que permite aplicar, novamente,

malha bidimensional. Uma vez finalizadas as análises desta etapa, o par definitivo de trabalho específico e vazão foi obtido para o projeto do rotor.

Primeiramente, foi preciso adotar uma estratégia de minimização dos efeitos de descolamento de camada-limite no interior do difusor. Isso pode ser feito através de uma energização da camada-limite a partir da abertura de um canal na carenagem que comunica o escoamento externo à máquina com o escoamento em seu interior (alterando-se a concepção original do difusor com perfil mono-elemento obtido pelo processo de otimização), como ilustrado na Figura 5.13:

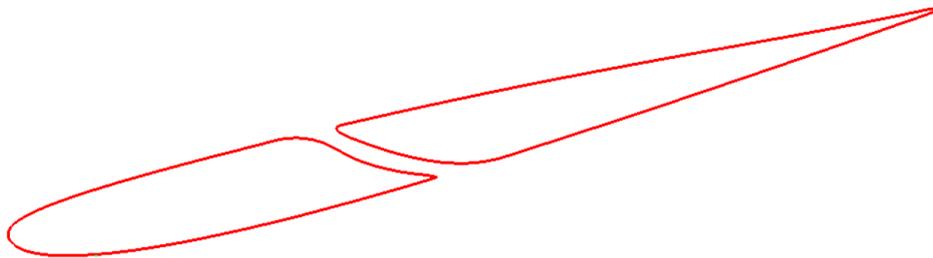


Figura 5.13: Abertura de Canal na Seção Meridional do Difusor Hidrodinâmico

Em segundo lugar, foi considerada uma ogiva no interior do difusor, para que seja possível mensurar os efeitos do bloqueio do escoamento na vazão da máquina. Foi considerada, nessa etapa, uma ogiva de maneira que a relação de cubo fosse de 0,4, limite inferior recomendado para se aplicar a consideração de equilíbrio radial de vórtice potencial.

A ogiva adotada é tal que sua seção meridional é baseada em um perfil hidrodinâmico simétrico, sendo, na prática, um perfil de revolução com relação ao eixo de simetria da máquina. A Figura 5.14 ilustra o formato da ogiva adotada, bem como o cubo do rotor, já modelado nessa análise.

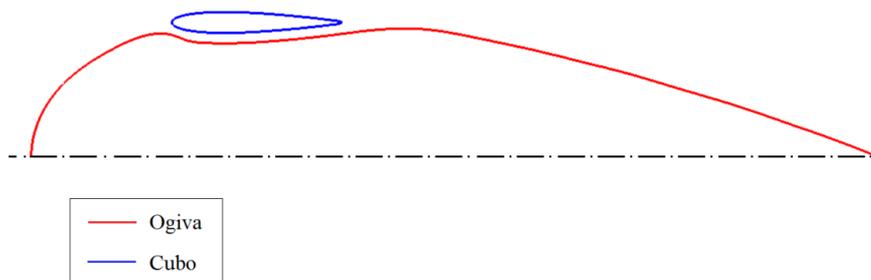


Figura 5.14: Seção Meridional do Conjunto Ogiva-Cubo

É importante notar que o conjunto ogiva-cubo foi concebido de maneira a permitir uma passagem de fluido por um canal entre a ogiva e o cubo. Isso foi feito pelo mesmo motivo que levou à abertura do canal no difusor, isto é, evitar o descolamento de camada-limite no bordo de fuga da ogiva, o que levaria a uma perda da área útil do difusor, ocasionando perda de vazão e impactando negativamente na potência da máquina.

Dessa forma, a seção meridional da máquina nesta etapa ficou como o ilustrado na Figura 5.15.

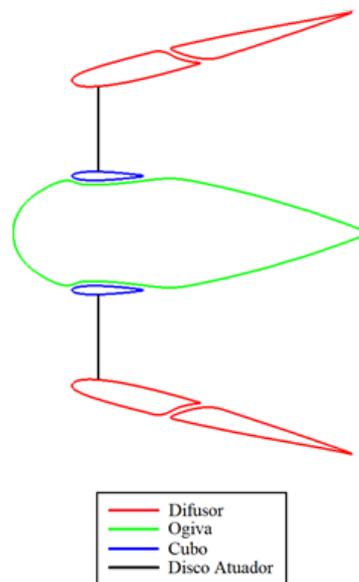


Figura 5.15: Seção Meridional Modificada da Máquina Ótima

Para as simulações numéricas desta etapa, devido à maior complexidade da geometria, foi adotada malha não-estruturada com camada prismática nas regiões de parede, de maneira a satisfazer o critério de refinamento recomendado pelo modelo de turbulência  $k-\omega$  SST. O comprimento e largura do domínio, bem como as condições de contorno do problema foram mantidas inalteradas com relação às simulações da primeira etapa.

Foi verificado que uma malha de aproximadamente 77000 elementos (quadriláteros na camada-limite e triângulos nas regiões afastadas de paredes) foi suficiente para atender o critério de independência de malha adotado com relação à variável de interesse – a vazão em massa atravessando o disco atuador. A Figura 5.15 ilustra a malha adotada nesta etapa do trabalho.

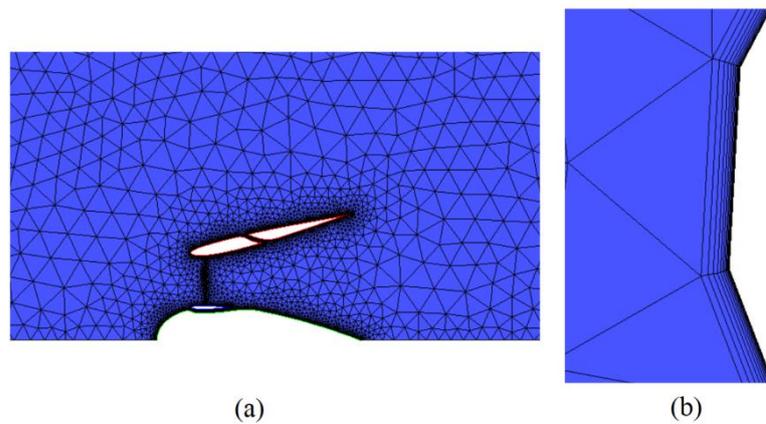


Figura 5.15: (a) Malha nas Proximidades da Máquina; (b) Refinamento na Camada-Limite

Novamente, é importante analisar a distribuição de  $y^+$  nas paredes para verificar se o refinamento atende as recomendações para o modelo de turbulência adotado. A Figura 5.16 mostra essa distribuição.

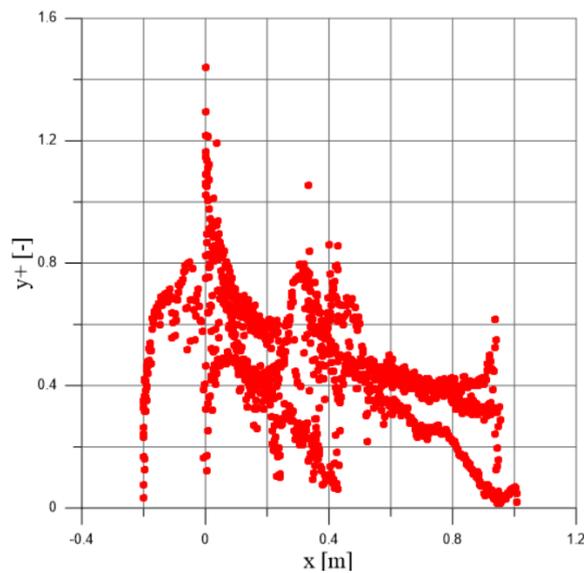


Figura 5.16:  $y^+$  nas Superfícies de Paredes da Máquina

É possível concluir, pela Figura 5.16, que a malha para a simulação desta etapa também se adequa às recomendações do modelo de turbulência, pois os primeiros nós se encontram na região da subcamada viscosa.

A seguir, são analisados os resultados da simulação numérica desta etapa. Começando pelos contornos de magnitude do vetor velocidade, ilustrado na Figura 5.17:

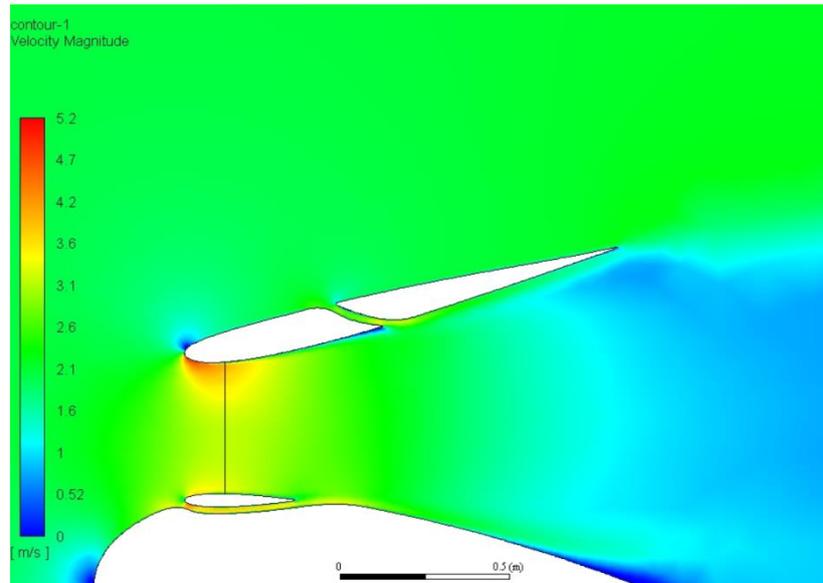


Figura 5.17: Contornos de Magnitude do Vetor Velocidade para a Máquina Modificada

A primeira característica importante a se notar é que o descolamento de camada-limite na região interna ao difusor aparentemente foi solucionado. Além disso, nota-se que a presença da ogiva, bem como o melhor aproveitamento da área de saída do difusor proporcionam um aumento da velocidade do escoamento na entrada da máquina – a maior velocidade na entrada da máquina na simulação sem as alterações no canal meridional foi de aproximadamente 3,6 m/s, enquanto na simulação realizada após as alterações no canal meridional o pico de velocidade na entrada foi da ordem de 5,2 m/s.

É possível perceber, ainda, que há uma região no bordo de fuga da ogiva que apresenta um pequeno descolamento de camada-limite. Isso não é um problema, visto que esse descolamento ocorre bem próximo ao eixo de simetria da máquina, o que implica em uma perda modesta de área útil da saída do difusor. A energização da camada-limite provocada pelo canal entre o cubo do rotor e a ogiva é responsável por fazer com que essa separação do escoamento seja pequena.

Para verificar mais claramente que o problema de descolamento de camada-limite foi solucionado e para efeitos de comparação, é útil observar a diferença de comportamento das linhas de corrente entre a máquina obtida pelo processo de otimização e a máquina após as alterações no canal meridional, o que está ilustrado na Figura 5.18.

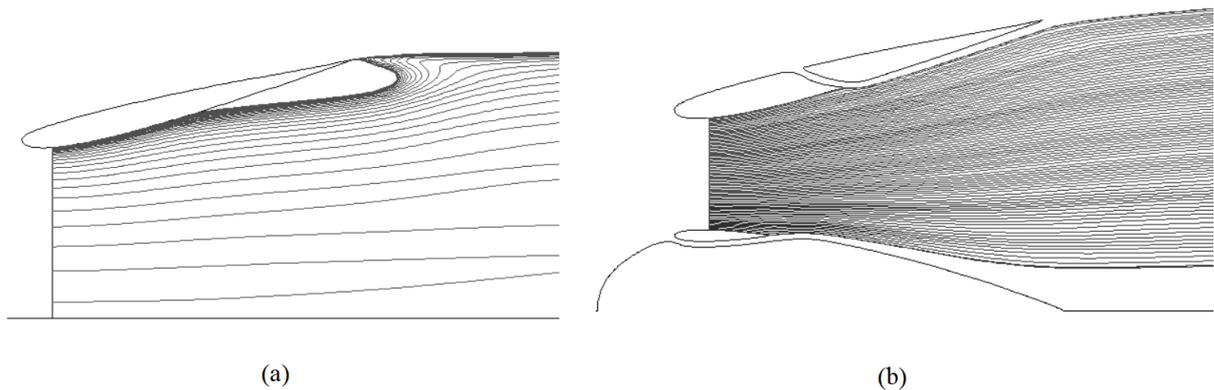


Figura 5.18: (a) Descolamento de Camada-Limite na Região Próxima ao Bordo de Fuga do Difusor (b) Camada-Limite Colada Após Modificações no Canal Longitudinal

Durante a simulação do canal meridional modificado, verificou-se que uma ligeira alteração no valor do salto de pressão conduziu a uma potência ligeiramente superior à obtida pelo processo de otimização, portanto esse novo valor de salto de pressão foi adotado para efeitos de obtenção do projeto preliminar do rotor.

As modificações realizadas no canal longitudinal permitiram incrementar significativamente a potência da máquina quando comparada à potência obtida do processo de otimização. Isto se deu devido à correção do descolamento de camada-limite na parte interna do difusor, que origina um efeito de diminuição da área útil de saída da carenagem.

A Tabela 5.2 apresenta uma comparação entre as grandezas de interesse obtidas antes e após as modificações no canal meridional da máquina sob a simulação do escoamento em simetria axial.

Tabela 5.2: Influências Quantitativas das Modificações no Canal Meridional

	Canal Meridional Original	Canal Meridional Modificado
Salto de Pressão [Pa]	2580,6	2600,0
Vazão em Massa [kg/s]	2006,7	2322,5
Potência [W]	5187,8	6045,48
Coefficiente de Potência [-]	0,9651	1,125

Em termos quantitativos, nota-se que as alterações no canal meridional foram responsáveis por um ganho de aproximadamente 16% de potência com relação à máquina com o difusor original resultante do processo de otimização. Verifica-se, aí, a importância de se evitar efeitos de descolamento de camada-limite no interior de difusores de turbinas hidrocínéticas carenadas.

Com relação ao projeto do rotor, já é possível, a partir dos dados desta simulação, obter as grandezas para a formulação de seu projeto preliminar, pois a vazão já é conhecida pelo resultado da simulação e o trabalho específico ideal do rotor pode ser calculado através do salto de pressão do disco atuador (basta dividi-lo pela massa específica do fluido). A Tabela 5.3 mostra as grandezas adotadas como ponto de partida para o projeto do rotor.

Tabela 5.3: Dados de Entrada para o Projeto Preliminar do Rotor

Diâmetro Externo do Rotor [m]	$D_e$	0,996
Vazão do Rotor [m <sup>3</sup> /s]	$Q$	2,327
Trabalho Específico Disponível [J/kg]	$Y$	2,605

Dessa forma, as etapas envolvendo análise simplificada dos campos de escoamento sob as considerações de disco atuador e simetria axial podem ser encerradas e é possível prosseguir, a partir dos dados obtidos, para o projeto hidrodinâmico do rotor axial da máquina, o que nos conduz aos resultados da terceira e última etapa da metodologia de projeto proposta no presente trabalho.

### 5.3 Projeto do Rotor Axial

Como pontuado anteriormente, a partir da Tabela 5.3 é possível conceber o projeto preliminar do rotor. O primeiro passo desse processo é estimar um rendimento hidráulico para o rotor, pois o dado obtido da simulação da segunda etapa da metodologia é referente a um trabalho específico ideal, que deve ser corrigido quando se considera a potência extraída por um rotor real. Para nos auxiliar nesse processo, buscamos novamente o diagrama de pré-dimensionamento de rotores axiais (Figura 5.19).



$$\delta = 1,054 \frac{Y^{0,25}}{Q^{0,5}} D_e \approx 1,054 \frac{Y_{p\dot{a}}^{0,25}}{Q^{0,5}} D_e \quad (5.3)$$

$$\delta = 1,054 \cdot \frac{1,954^{0,25}}{2,327^{0,5}} \cdot 0,996 = 0,814 \quad (5.4)$$

Agora é necessário adotar um Coeficiente de Ligeireza para a máquina, a partir do Coeficiente de Diâmetro obtido na Equação (5.4). Para isso, utilizamos como auxílio o Diagrama de Cordier (Figura 5.20).

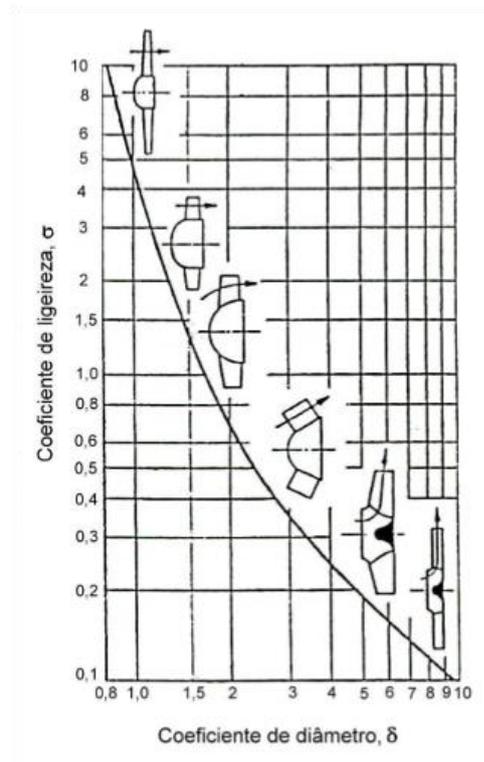


Figura 5.20: Diagrama de Cordier (DIETZEL, 1960)

Antes de definir o coeficiente de ligeireza da máquina, cabe pontuar algumas questões: a metodologia de projeto do rotor axial adotada neste trabalho baseia-se na condição de equilíbrio radial de vórtice potencial. Essa condição é satisfeita mais adequadamente para rotores axiais com relações de cubo superiores a 0,4.

Além disso, para simplificar o projeto da máquina e obter-se um equipamento com custo razoável, é interessante manter o gerador elétrico no interior da ogiva, evitando a necessidade de se utilizar um gerador periférico feito sob medida para o projeto e que deveria ser acoplado à carenagem, alterando seu formato.

Note que o coeficiente de diâmetro de 0,814 se situa praticamente no limite inferior do diagrama da Figura 5.20. Se seguíssemos rigorosamente a curva do Diagrama, seria necessário adotarmos um coeficiente de ligeireza em torno de 10. Isso impossibilitaria as duas questões pontuadas anteriormente, pois a relação de cubo tende a diminuir com o aumento do Coeficiente de Ligeireza, conforme ilustram, simultaneamente, as Figuras 5.19 e 5.20.

Foi decidido, portanto, reduzir compulsoriamente o Coeficiente de Ligeireza até um valor de 2,5, o que ainda mantém proximidade razoável do ponto de projeto à curva de projetos otimizados do Diagrama de Cordier. O ponto correspondente ao projeto da máquina está ilustrado na Figura 5.21.

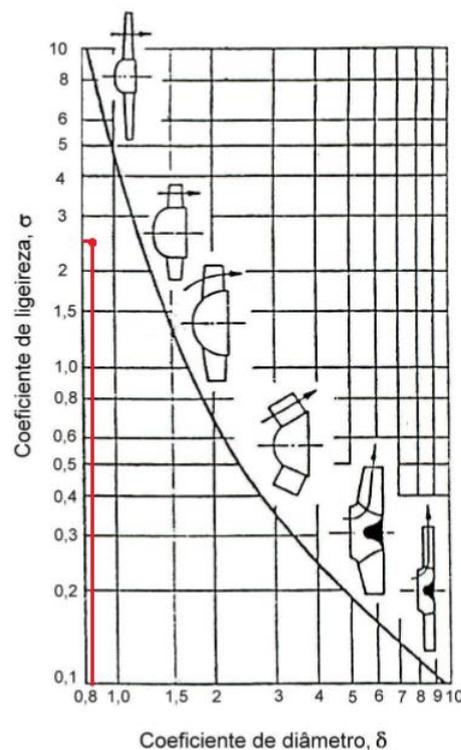


Figura 5.21: Ponto de Projeto Obtido a Partir da Adoção do Coeficiente de Ligeireza

O Coeficiente de Ligeireza é um adimensional que difere da rotação específica referente à vazão apenas por uma constante. Sendo assim, adotado o Coeficiente de Ligeireza de 2,5 para a máquina, o  $n_{qA}$  correspondente está definido e é de aproximadamente 1186.

$$n_{qA} = 1186 \text{ (valor adotado na sequência)} \quad (5.5)$$

A partir da definição do  $n_{qA}$  da máquina é possível determinar a rotação do rotor:

$$n = \frac{n_{qA} Y_{pá}^{0,75}}{1000 Q^{0,5}} = \frac{1186 \cdot 1,954^{0,75}}{1000 \cdot 2,327^{0,5}} = 1,285 \text{ rps} = 77,1 \text{ rpm} \quad (5.6)$$

É possível, também, adotar a relação de cubo da máquina a partir da extrapolação dos valores do diagrama da Figura 5.19:

$$\frac{D_i}{D_e} = 0,35 \text{ (adotado)} \quad (5.7)$$

Apesar da relação de cubo adotada ser inferior à faixa recomendada para a aplicação da condição de equilíbrio de vórtice potencial, ela ainda se situa em uma faixa próxima ao valor do limite inferior de 0,4, o que não torna proibitivo seguir com o projeto do rotor sob essa consideração. Para relações de cubo mais baixas, a teoria do elemento de pá seria mais apropriada para o projeto do rotor.

O último passo para a finalização do projeto preliminar do rotor é a definição do número de pás. Para isso, é conveniente calcular a razão de velocidade de ponta ( $\lambda$ ) da máquina, a partir da rotação obtida na Equação 5.6:

$$\lambda = \frac{\pi D_e n (\text{rps})}{U_\infty} = \frac{\pi \cdot 0,996 \cdot 1,285}{2,4} = 1,68 \quad (5.8)$$

De posse da razão de velocidade de ponta, é possível utilizar o diagrama da Figura 5.22, que relaciona a solidez do rotor com a relação de velocidade de ponta da pá, para estimar o número de pás do rotor.

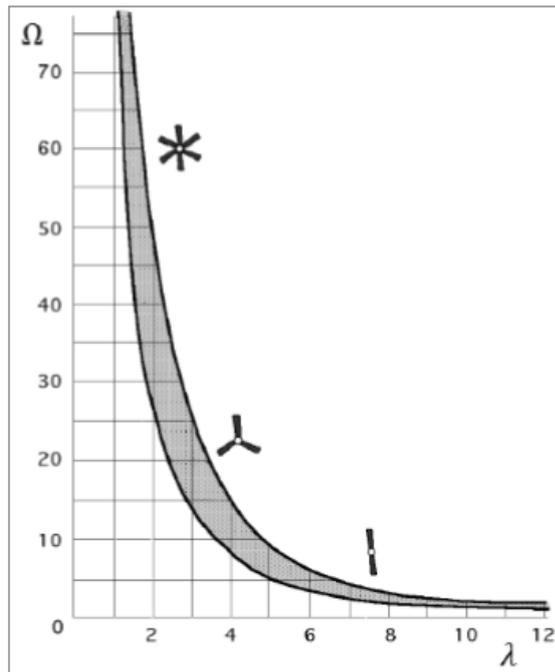


Figura 5.22: Faixa Recomendada de Relação de Solidez e Razão de Velocidade de ponta (IBARRA, 2015)

A partir do diagrama da Figura 5.22, conclui-se que, para uma relação de velocidade de ponta de 1,68, é necessário que o rotor seja de alta solidez. Por esse motivo foi adotado, para o projeto da máquina em questão, um rotor axial de 8 pás.

A Tabela 5.4 apresenta o resumo dos parâmetros adotados no projeto preliminar do rotor axial.

Tabela 5.4: Projeto Preliminar do Rotor Axial

Rotor Axial	
Coeficiente de Diâmetro ( $\delta$ ) [-]	0,814
Coeficiente de Ligeireza ( $\sigma$ ) [-]	2,5
Rotação Específica ( $n_{qA}$ ) [-]	1186
Rotação ( $n$ ) [rpm]	77,1
Relação de Cubo ( $D_i/D_e$ ) [-]	0,35
Razão de Velocidade de Ponta ( $\lambda$ ) [-]	1,68
Número de Pás ( $N_{pá}$ ) [-]	8

É possível, a partir dos dados do projeto preliminar, realizar o projeto do rotor segundo a Teoria da Asa de Sustentação, cujo procedimento de cálculo das grandezas geométricas foi apresentado na seção 4.2.

O rotor foi dividido em 6 estações radiais para a realização dos cálculos dos perfis das pás e seus respectivos ângulos de montagem. A Tabela 5.5 apresenta os resultados do cálculo da geometria do rotor axial projetado.

Tabela 5.5 Grandezas Geométricas e Cinemáticas do Rotor Axial

Estação	$D$ [m]	$u$ [m/s]	$Cu_6 = \Delta Cu$ [m/s]	$\alpha_6$ [°]	$W_\infty$ [°]	$\beta_\infty$ [°]	$t$ [m]	$l$ [m]
Ponta	0,996	4,02	0,486	98	5,5	39	0,391	0,210
5	0,867	3,50	0,558	99	5,1	42	0,340	0,240
4	0,737	2,98	0,656	101	4,7	46	0,289	0,270
3	0,608	2,45	0,796	103	4,4	50	0,239	0,300
2	0,478	1,93	1,012	107	4,2	54	0,188	0,330
Cubo	0,349	1,41	1,388	112	4,0	58	0,137	0,350

$Re$ [-]	$l/t$ [-]	$C_s$ [-]	$y_{\text{máx}}$ [-]	$y_{\text{máx}}/l$ [-]	perfil base	$\delta$ [°]	$\beta$ [°]
1139698	0,54	0,3318	0,015	0,07143	NACA1408	2,214	36,4
1213853	0,71	0,3115	0,018	0,07500	NACA1408	1,969	40,0
1273851	0,93	0,2968	0,020	0,07407	NACA1408	1,840	44,0
1324758	1,26	0,2854	0,022	0,07333	NACA1408	1,741	48,3
1373679	1,76	0,2753	0,025	0,07576	NACA1408	1,609	52,8
1392263	2,56	0,2716	0,030	0,08571	NACA1408	1,436	56,9

Após os resultados de algumas simulações preliminares, foi verificado que o ângulo  $\beta$  de montagem das pás, quando decrescido de aproximadamente 2°, melhorava o desempenho da máquina. Isso ocorreu, provavelmente, por uma estimativa inicial de vazão do rotor acima do que efetivamente se verifica na prática (ou seja, a vazão utilizada como dado de entrada para o projeto foi ligeiramente superestimada). Sendo assim, os ângulos de montagem adotados foram ligeiramente menores do que aqueles resultantes dos cálculos apresentados na Tabela 5.5, conforme mostra a Tabela 5.6:

Tabela 5.6: Ângulos Efetivos de Montagem das Pás

Estação	$\beta$ [°]
Ponta	34
5	38
4	42,2
3	46,7
2	51,3
Cubo	55,5

Realizados os cálculos das grandezas geométricas, o projeto do rotor está finalizado. A Figura 5.23 apresenta a geometria do rotor axial projetado para ser incorporado à máquina hidrocínética com difusor.

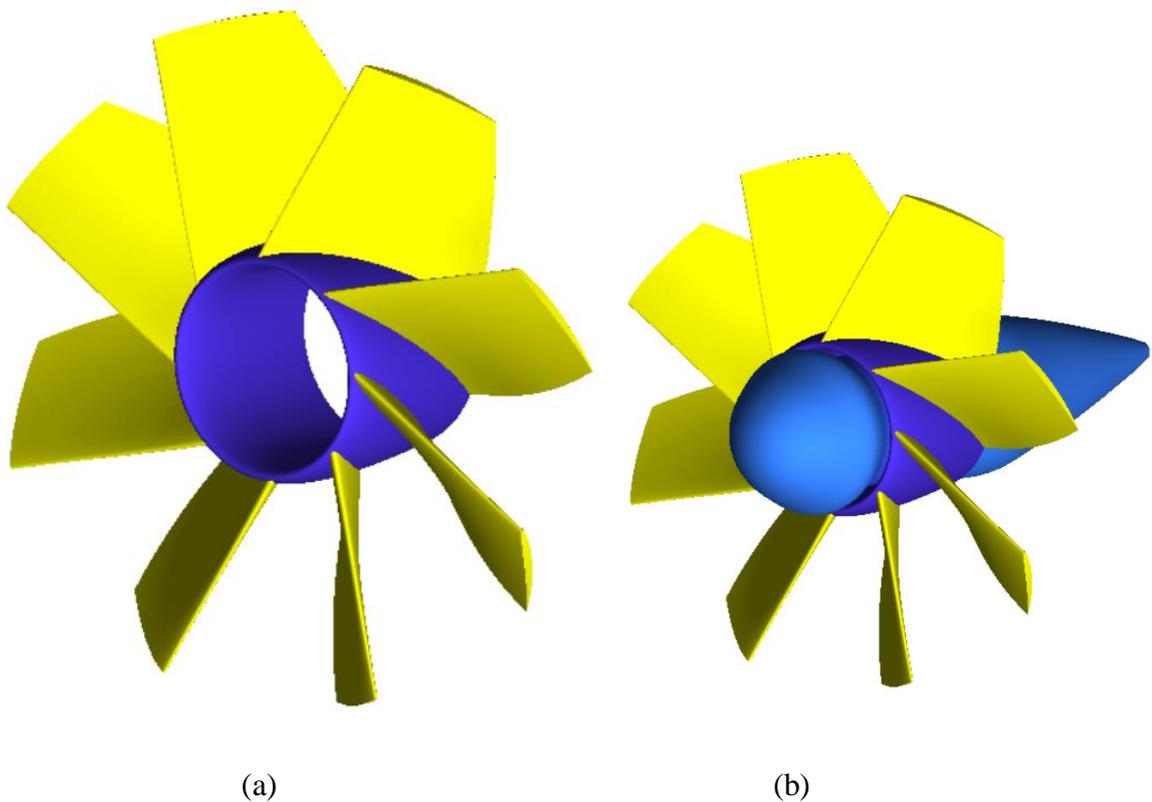


Figura 5.23: (a) Rotor Axial (b) Conjunto Rotor-Ogiva

O conjunto mostrado na Figura 5.23 (b) é incorporado à carenagem difusora e fixado por meio de uma haste de suporte em formato hidrodinâmico. A Figura 5.24 mostra o conjunto completo da turbina hidrocínética.

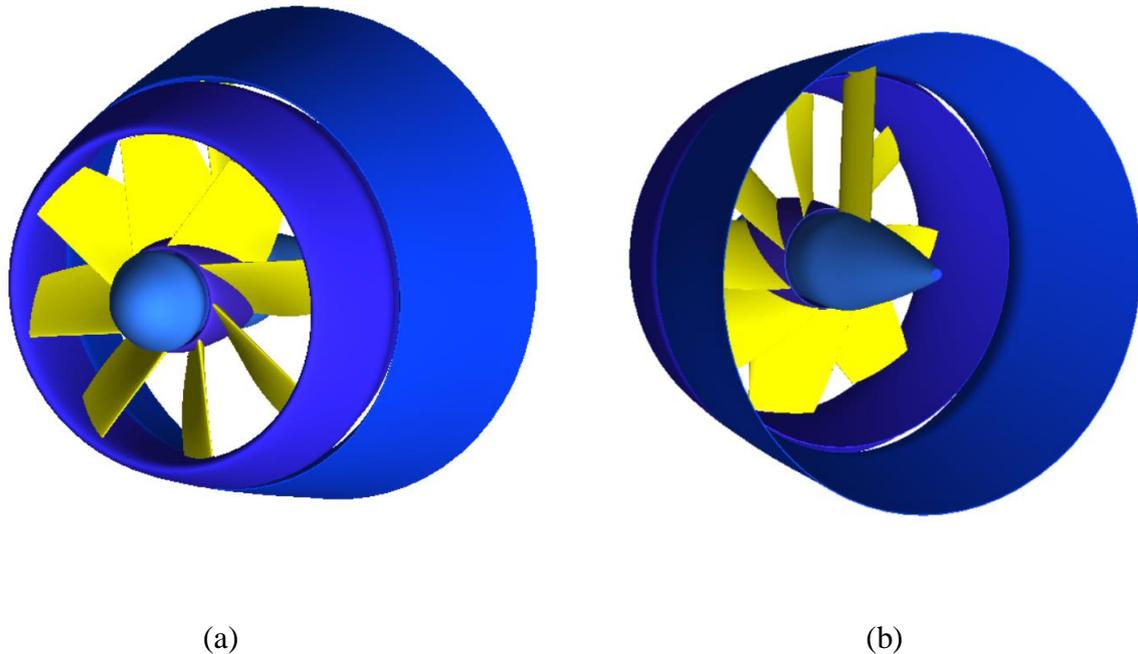


Figura 5.24: Máquina Completa (a) Vista Anterior (b) Vista Posterior

Sob o ponto de vista hidrodinâmico, verificou-se que quanto menor a obstrução do canal hidráulico causada pelos componentes da máquina maior é o aproveitamento energético alcançado pela turbina. Por esse motivo optou-se por realizar a fixação do conjunto rotor-ogiva por apenas uma haste hidrodinâmica posicionada verticalmente no interior do canal.

Evidentemente, do ponto de vista de resistência, é possível que a fixação por uma única haste possa apresentar problemas de rigidez estrutural do conjunto, sendo necessária uma avaliação do problema do ponto de vista dos critérios admissíveis de tensões e deformações para se definir precisamente parâmetros como o material e a espessura dessa haste de fixação. Pode ser necessário, ainda, acrescentar mais hastes para tornar o projeto estrutural tecnicamente viável (sob o custo de obter-se um menor coeficiente de potência para a máquina).

Para a consideração dessas questões são necessárias análises da interação fluido-estrutura do conjunto de componentes do equipamento perante os campos de escoamento. Essas análises podem ser realizadas por meio de abordagens que integram os resultados de

simulações fluidodinâmicas com simulações numéricas de mecânica estrutural realizadas pelo método de elementos finitos.

O presente trabalho, no entanto, concentra-se apenas nas avaliações de desempenho da máquina do ponto de vista hidrodinâmico. Assim prosseguiremos negligenciando, nesse momento, implicações que devem ser melhor avaliadas do ponto de vista estrutural para que a fabricação de um equipamento protótipo seja exequível.

Assim, o projeto da máquina está concluído e é possível prosseguir para a simulação do desempenho da turbina completa a partir de uma análise em fluidodinâmica computacional em três dimensões.

#### 5.4 Simulação Tridimensional

A partir da geometria da obtida é possível realizar a simulação da máquina em três dimensões para avaliar seu real desempenho e validar a metodologia adotada para a realização do projeto.

Nesta etapa, optou-se por realizar simulações tridimensionais da máquina completa, sem fazer simplificações relativas à periodicidade do canal hidráulico como é comum em simulações no campo das turbomáquinas.

A Figura 5.25 ilustra o domínio e suas condições de contorno adotadas para a realização dessas simulações.

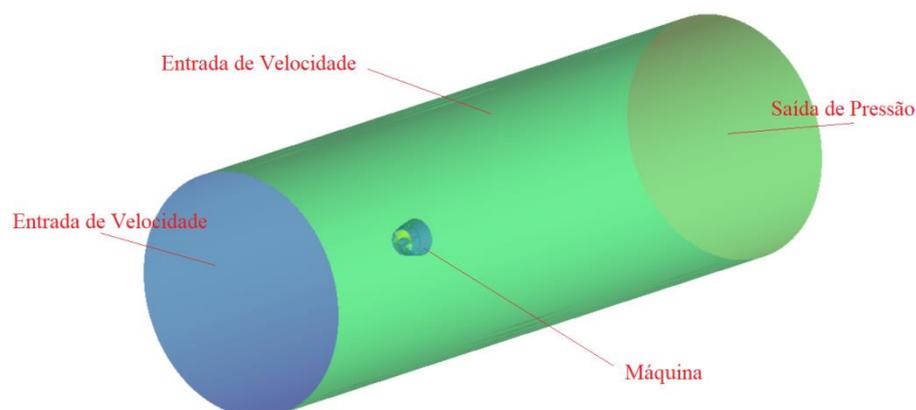


Figura 5.25: Domínio Computacional das Simulações Tridimensionais

Nas simulações computacionais em três dimensões optou-se por utilizar na superfície de entrada e nas laterais condições de contorno com velocidade especificada. Nessas superfícies, a velocidade é definida como um vetor que aponta na direção axial com magnitude de 2,4 m/s. Na superfície de saída, a pressão de movimento especificada é nula. Conseqüentemente, o campo de pressões no domínio é obtido relativo à pressão de movimento na saída.

Na simulação tridimensional, como é necessário modelar os efeitos de rotação do rotor, é necessário utilizar uma abordagem numérica com dois referenciais distintos: um deles com referencial inercial e outro, referente ao domínio do rotor, com referencial não-inercial.

Esses dois domínios são acoplados por meio de uma condição de interface em suas fronteiras, como mostrado na Figura 5.26:

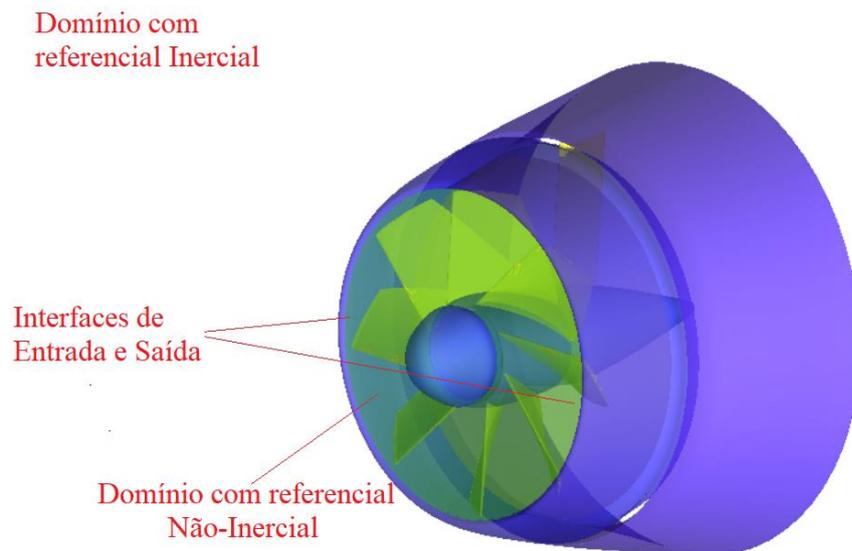


Figura 5.26: Acoplamento de Referenciais pela Condição de Interface

A estratégia de simulação de se utilizar múltiplos referenciais permite que o custo computacional da simulação seja reduzido, pois a velocidade absoluta no domínio inercial e a velocidade relativa no domínio não-inercial podem ser tratadas de maneira a considerar o problema como um caso em regime permanente, o que consome um tempo de processamento bem inferior a simulações tridimensionais com abordagens para regimes transientes.

Com relação à discretização do domínio fluido, os estudos de independência de malha mostraram que uma malha de aproximadamente 9 milhões de elementos foi suficiente para se

obter resultados satisfatórios. Na abordagem do problema tridimensional, optou-se por utilizar malha tetraédrica não-estruturada na maior parte do domínio. Nas proximidades da camada-limite do rotor foram aplicadas 15 camadas de elementos prismáticos de maneira a garantir o refinamento para que as perdas viscosas pudessem ser avaliadas de maneira adequada, inclusive na região da folga de topo entre as pás e a carenagem.

Ainda, para que não houvesse problemas com relação à convergência numérica das simulações, a transição dos tamanhos dos elementos da malha foi realizada de maneira suave, sem que haja regiões próximas com elementos de tamanhos muito diferentes.

As Figuras 5.27, 5.28 e 5.29 mostram detalhes da malha adotada para a execução das simulações numéricas desta etapa.

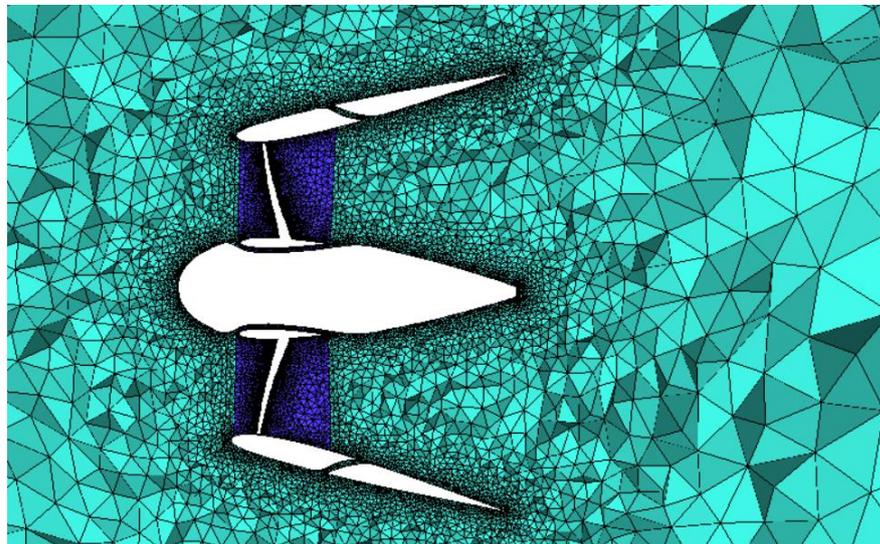


Figura 5.27: Corte da Malha Computacional nas Proximidades da Máquina

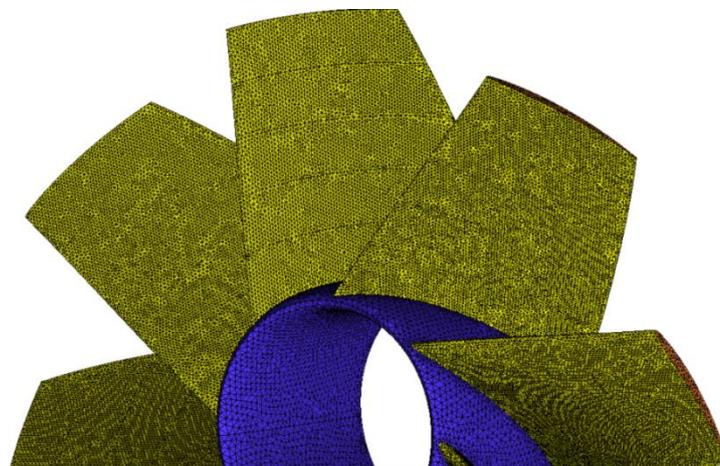


Figura 5.28: Malha de Superfície no Rotor

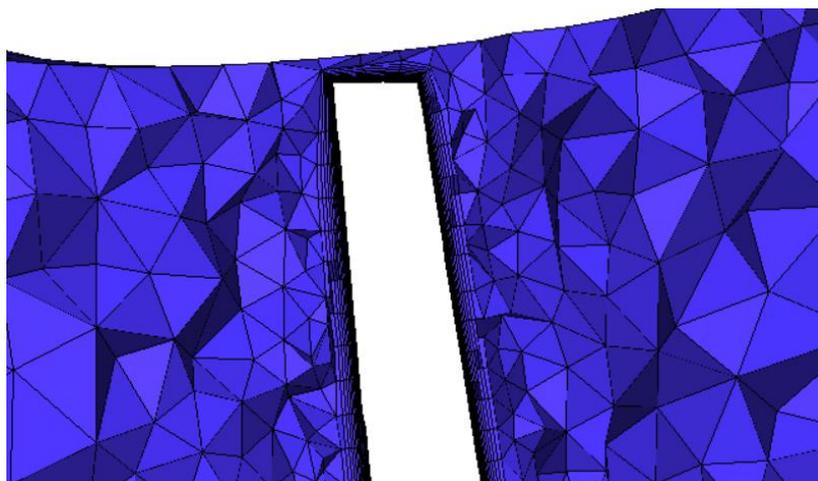


Figura 5.29: Detalhe das Camadas Prismáticas e Folga de Topo (corte longitudinal da malha)

As simulações foram conduzidas de maneira a avaliar o desempenho da máquina inicialmente no ponto de projeto, para que haja poder de comparação entre os resultados obtidos na abordagem do problema com simetria axial e os resultados obtidos com a simulação tridimensional.

Após obtidos os resultados para a máquina operando no ponto de projeto, foram executadas diversas outras simulações variando a rotação e mantendo constante a velocidade da corrente livre do escoamento. Como as curvas de desempenho das máquinas hidrocínéticas podem ser resumidas como funções de uma única variável adimensional (a relação de velocidade de ponta), basta que se varie a rotação ou a velocidade do escoamento incidente para que se obtenha as curvas de comportamento de interesse.

Para verificar o refinamento da malha na direção normal à parede do rotor, pode-se exibir o resultado dos contornos do parâmetro  $y^+$  ao longo das superfícies do cubo e das pás, conforma ilustrado na Figura 5.30.

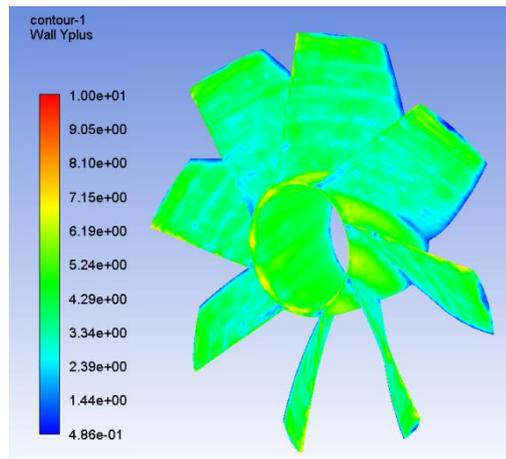


Figura 5.30: Contornos de  $y^+$  nas Paredes do Rotor

Verifica-se, na superfície do rotor, um  $y^+$  médio inferior a 5,0, o que indica que o primeiro nó da malha está dentro da subcamada viscosa do escoamento, conforme recomendado para a obtenção de bons resultados para o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST.

Tratando-se da simulação em ponto de projeto, a comparação interessante a se fazer entre a simulação tridimensional e a simplificação com simetria axial e disco atuador é com relação ao campo de pressão total do escoamento. As Figuras 5.31 e 5.32 mostram essa comparação.

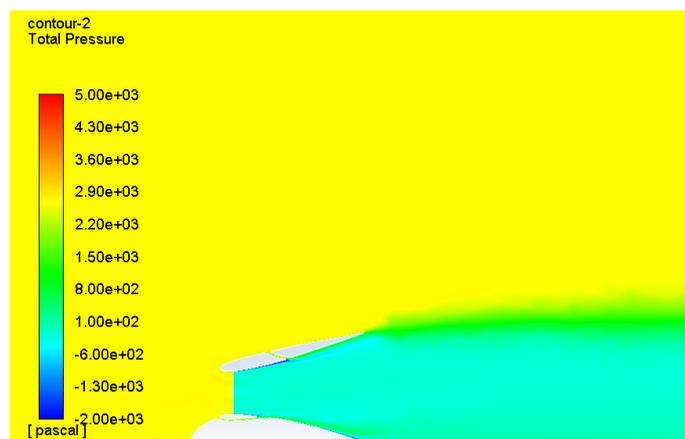


Figura 5.31: Campo de Pressão Total para a Simulação em Simetria Axial

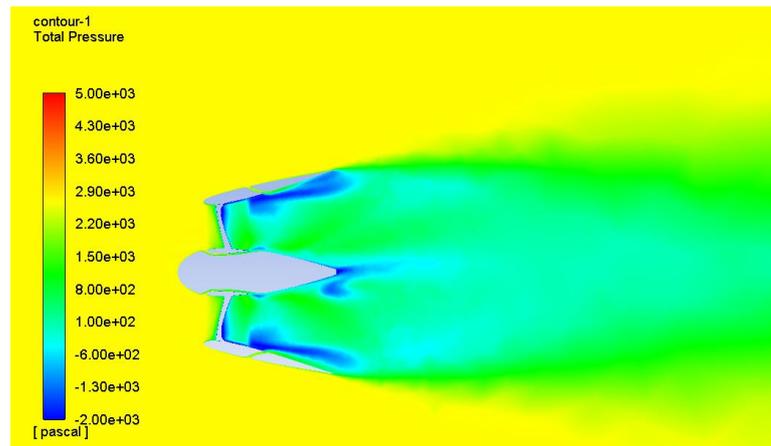


Figura 5.32: Campo de Pressão Total na Linha de Centro da Máquina em Simulação Tridimensional (plano de corte longitudinal)

É importante lembrar que as relações de cubo das máquinas representadas nas Figuras 5.31 e 5.32 são ligeiramente diferentes. Na simulação em simetria axial, a máquina representada possui relação de cubo de 0,4. Essa foi uma estimativa inicial realizada após os dados obtidos do processo de otimização da etapa inicial do projeto.

A máquina definitiva, retratada na Figura 5.31, possui relação de cubo de 0,35, valor adotado após a obtenção dos dados definitivos de vazão e trabalho específico resultantes da segunda etapa da metodologia.

A comparação interessante a se fazer entre os campos, é que, apesar de se utilizar na simulação da Figura 5.30 as considerações de escoamento em simetria axial e representar o rotor por meio de um disco atuador, observa-se boa concordância entre os resultados do campo de pressão total obtido na simulação simplificada e na simulação tridimensional, retratada na Figura 5.31. Isso significa que modelar o rotor através de um disco atuador e utilizar o salto de pressão do disco como uma estimativa para o trabalho específico ideal da máquina real conduz a um projeto preliminar coerente, o que valida a metodologia proposta para o projeto preliminar do rotor axial.

Na Figura 5.32 podemos notar regiões que aparentam apresentar descolamento de camada-limite no interior da carenagem. Essas regiões são, na verdade, vórtices criados pela folga na ponta da pá do rotor, que exercem influência sobre o escoamento no interior da máquina, conforme podemos observar na Figura 5.32 (note que o vórtice maior corresponde à região influenciada pela haste de suporte da ogiva).

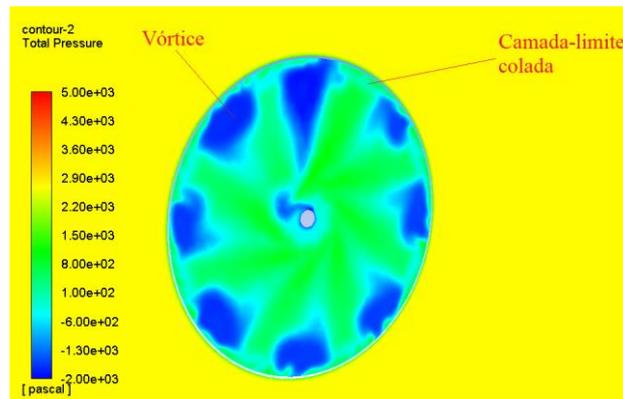


Figura 5.33: Vórtices na Saída da Máquina Criados pelas Pás

Em regiões não influenciadas pelos vórtices das pás, fica claro que o escoamento está colado à carenagem, conforme previsto pelas simulações com simetria axial relatadas na Seção 5.2, que é referente às alterações realizadas no canal meridional para corrigir o descolamento de camada-limite no difusor.

Outro resultado importante é o campo de pressão estática na superfície da máquina. Através dele é possível avaliar se existem regiões críticas sujeitas ao fenômeno da cavitação. Na seção 4.1 foi mencionado que a geometria do rotor do presente trabalho fugiria das configurações usuais de máquinas axiais, tendo as pás com formato tal que as cordas dos perfis hidrodinâmicos das estações diminuiriam à medida que se caminhasse da raiz para a ponta. Isso tende a carregar de maneira mais intensa a ponta das pás, o que poderia, em determinadas situações, gerar problemas associados ao fenômeno da cavitação.

A Figura 5.34 exibe o campo de pressão estática na superfície da máquina.

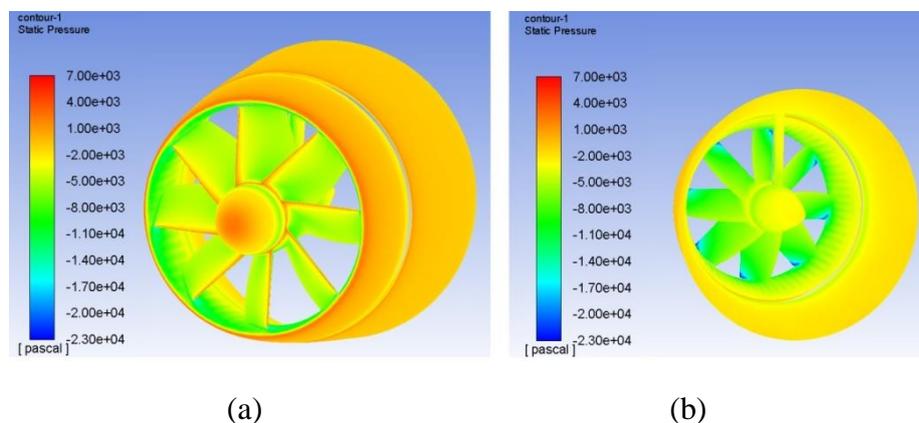


Figura 5.34 Campo de Pressão Estática - (a) Vista Anterior (b) Vista Posterior

Conforme colocado, é fato que as pontas das pás do rotor sofrem um carregamento mais elevado, conforme indicam as regiões em azul nas pás na Figura 5.33 (b). No entanto, os valores de queda na pressão estática nessas regiões ainda estão muito distantes da pressão de vapor da água, o que indica que não haverá, no ponto de projeto, problemas com efeitos da cavitação.

No levantamento das curvas de comportamento da máquina e operação fora do ponto de projeto, variou-se a condição de velocidade angular do rotor e computou-se o torque com relação ao eixo da máquina através da integração dos carregamentos hidrodinâmicos em todas as partes girantes do conjunto (pás, cubo e a parcela média da ogiva, situada na parte interna do cubo). A partir do resultado do torque obtido ( $\tau$ ) e da velocidade angular do rotor ( $\omega$ ), é possível calcular a potência de eixo do rotor pela equação 5.9:

$$P_{pá} = \tau \cdot \omega \quad (5.9)$$

De posse da potência de eixo resultante para cada condição de operação, é possível obter as curvas de comportamento da máquina.

O primeiro resultado interessante de ser analisado é a curva que relaciona a razão entre a potência de eixo da máquina e a potência de projeto ( $P_{pá}/P_{pá,proj}$ ) com a razão entre velocidade específica da máquina e a velocidade específica de projeto ( $\lambda/\lambda_{proj}$ ) – Figura 5.35.

Essa curva é importante porque permite analisar se o projeto do rotor está coerente, isto é, se as condições de operação ótimas da máquina estão próximas de seu ponto de projeto.

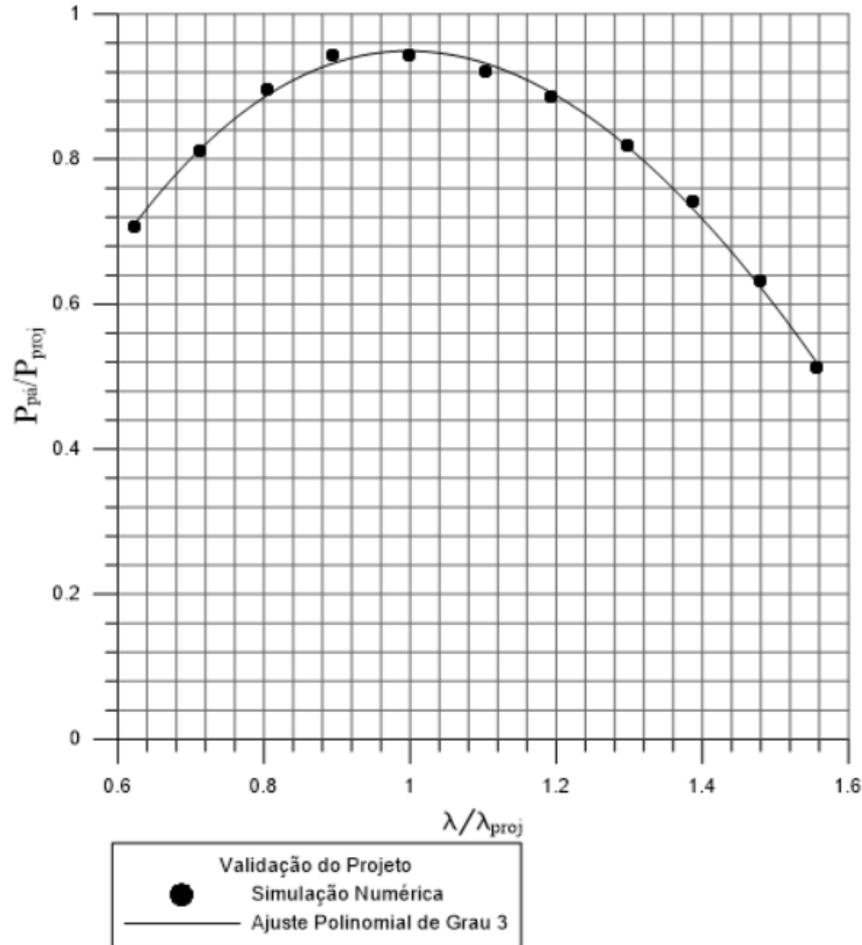


Figura 5.35: Curva de Validação do Projeto do Rotor

Na Figura 5.35, como as grandezas estão normalizadas com relação à condição de projeto do rotor axial, espera-se que o ponto que corresponde à razão de velocidade de projeto resulte um valor de potência próximo à potência de projeto. Em outras palavras, para um projeto coerente, espera-se que o par ordenado (1,1) esteja próximo à curva de operação do diagrama ilustrado na Figura 5.35, como de fato acontece.

Nota-se, ainda, que o valor máximo da curva resulta para um valor de  $\lambda/\lambda_{proj}$  muito próximo de 1, o que evidencia que a potência ótima da máquina é obtida quase exatamente na condição de projeto do rotor axial.

Outra curva de comportamento interessante de ser analisada é a curva que relaciona a vazão da máquina com sua rotação, retratada na Figura 5.36.

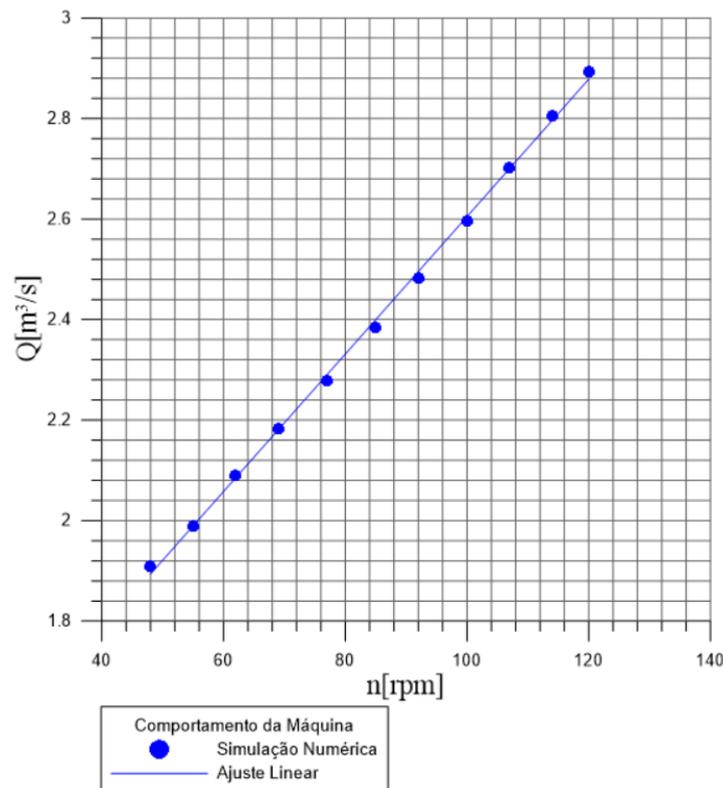


Figura 5.36: Relação entre Vazão da Máquina e Rotação

A Figura 5.36 mostra que um aumento da rotação cria um efeito de aumento de vazão da máquina, o que é característica do comportamento de máquinas de fluxo axiais. É conveniente lembrar que, nas simulações executadas para o levantamento das curvas características, a velocidade da corrente livre do rio não foi alterada. Isso significa que um aumento na rotação do rotor cria um efeito de desobstrução do canal hidráulico da máquina, permitindo que maior vazão seja capturada da corrente livre do escoamento.

Além disso, observa-se boa concordância entre a vazão prevista pela simulação com a consideração de disco atuador ( $2,327 \text{ m}^3/\text{s}$ ) e a vazão obtida na simulação tridimensional do projeto completo da máquina ( $2,278 \text{ m}^3/\text{s}$ ) - com a ressalva de que a vazão da simulação simplificada representa a vazão do rotor e a vazão obtida na simulação tridimensional é a vazão da máquina (considerando a parcela do escoamento que passa pelo canal entre o cubo e a ogiva). Sendo assim, a vazão do rotor na simulação com disco atuador é superestimada, pois ela não leva em consideração a obstrução do canal hidráulico criada pelas pás do rotor.

Evidentemente, como a potência ótima se dá para a condição de projeto e o aumento de rotação cria uma tendência de aumento de potência, o torque da máquina é sacrificado a medida que a rotação aumenta, de forma que a tendência de incremento de potência advinda

do aumento da rotação é compensada negativamente pela queda no torque, pois a rotação do rotor tende a se aproximar da rotação de disparo, conforme ilustrado na Figura 5.37.

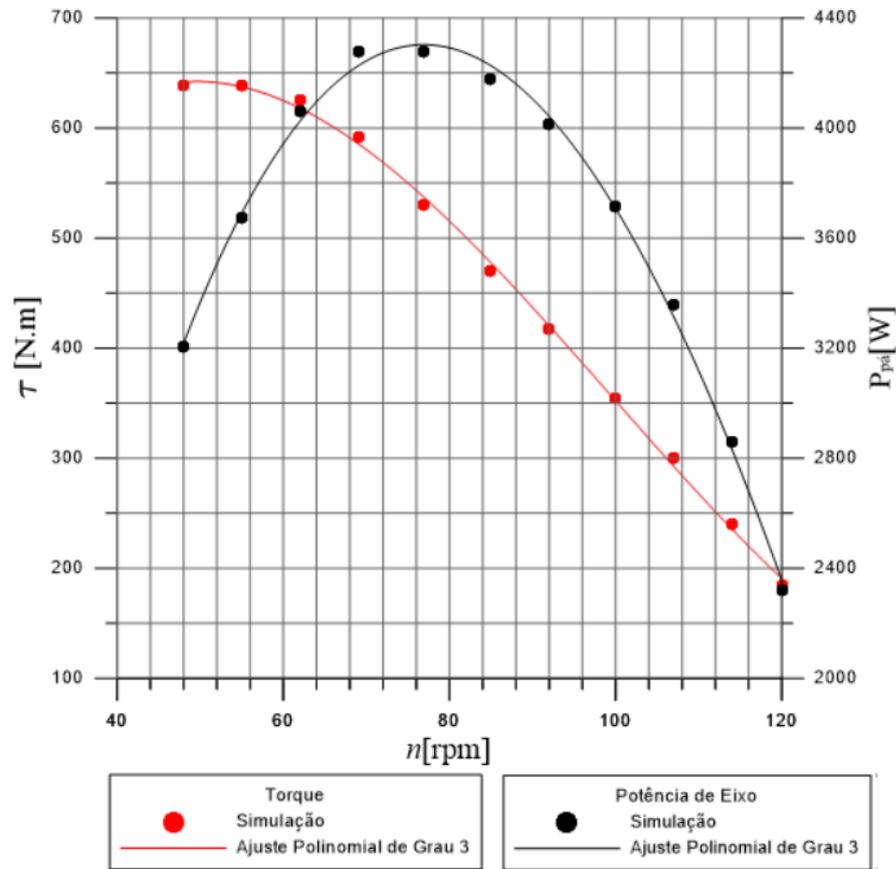


Figura 5.37: Variação de Torque e Potência de Eixo com a Rotação

É interessante observar, também, que o torque tende a crescer a medida que a rotação da máquina diminui. Em rotações muito baixas, porém, o torque passa a não aumentar mais significativamente. Isso ocorre porque nessas condições os perfis hidrodinâmicos das pás já estão em estado de estol, o que faz com que haja perda da força de sustentação sobre as pás, que é responsável pelo torque da máquina.

Por esse motivo, rotações muito abaixo da rotação de projeto criam instabilidades na máquina e sujeitam o equipamento a um aumento de vibração e de esforços mecânicos, além de criarem uma condição de operação mais sujeita a efeitos de cavitação, já que a camada-limite do escoamento se descola do lado de sucção da pá.

A curva de comportamento mais importante de uma máquina hidrocínética é a que relaciona seu coeficiente de potência ( $C_p$ ) com a razão de velocidade de ponta ( $\lambda$ ). Esse diagrama é mostrado na Figura 5.38:

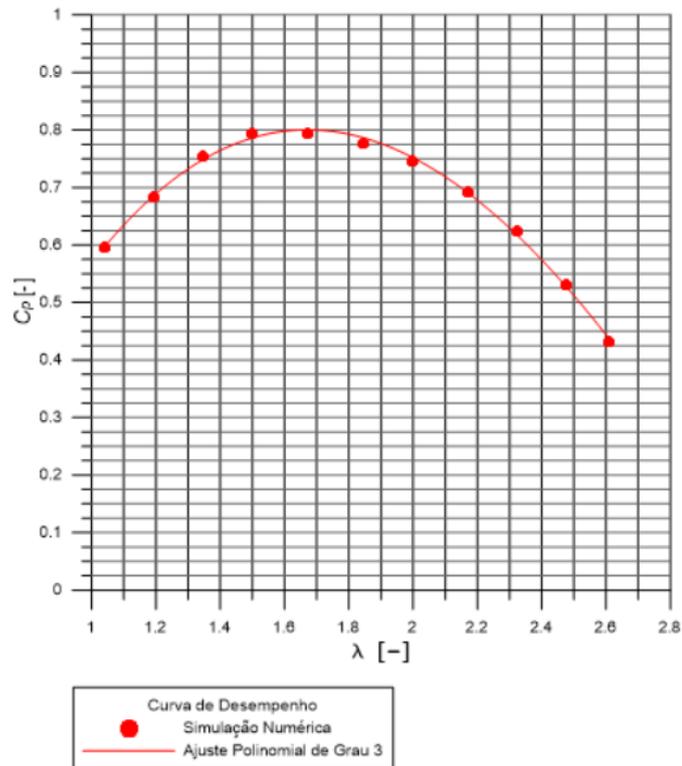


Figura 5.38: Curva de Desempenho da Turbina Hidrocinética Carenada

Observa-se que a máquina obteve um coeficiente de potência máximo próximo a 0,8 no ponto de projeto, o que é um valor expressivo para turbinas de fluxo livre.

Como o Coeficiente de Potência não é uma medida de eficiência do ponto de vista termodinâmico, é interessante, ainda, avaliar o desempenho da máquina com relação à sua eficiência hidráulica, para quantificar qual parcela da potência disponível para a máquina está sendo convertida em potência de eixo. A eficiência hidráulica da máquina é definida como a razão entre a potência disponível e a potência de eixo entregue pelo rotor:

$$\eta_h = \frac{P_{pá}}{P} = \frac{\tau \cdot \omega}{\dot{m} \cdot Y} \quad (5.10)$$

Onde  $P_{pá}$  é a potência de eixo do rotor e  $P$  é a potência hidráulica disponível. A Figura 5.40 mostra a curva de eficiência hidráulica da máquina para cada condição de operação simulada.

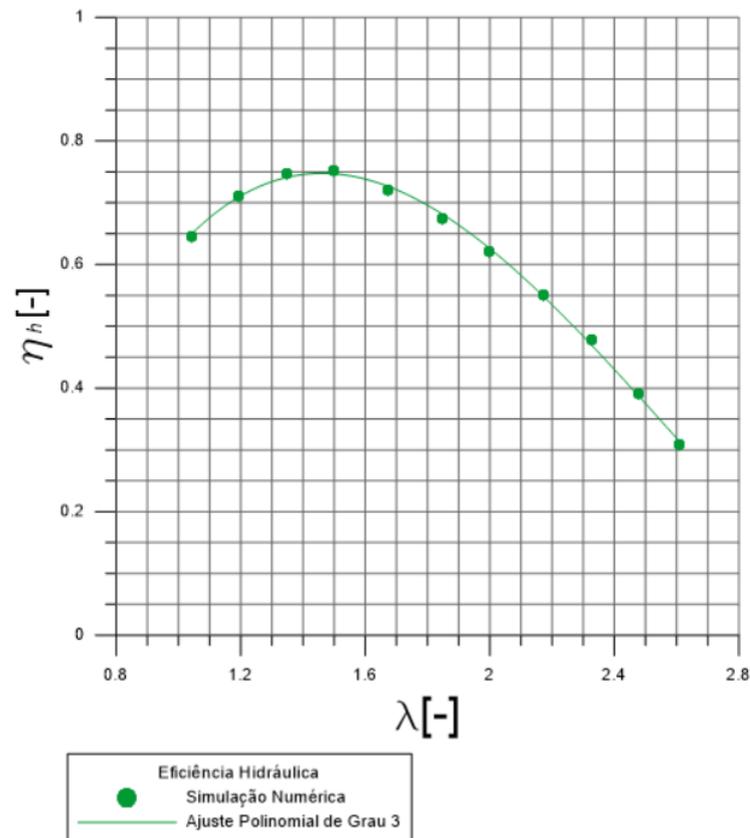


Figura 5.40: Eficiência Hidráulica da Turbina

É possível observar que a eficiência hidráulica da máquina é muito próxima àquela estimada inicialmente, obtida pela extrapolação do diagrama da Figura 5.19. Apesar de o rotor projetado fugir de configurações usuais de projeto para rotores axiais de alta rotação específica, o rendimento hidráulico da máquina é comparável àqueles obtidos para turbinas hidráulicas convencionais de alta rotação específica e mesma potência. Isso salienta as peculiaridades da máquina projetada: não é conveniente enxergá-la, do ponto de vista de projeto, como uma máquina usual.

Nesse sentido, estudos envolvendo análise dimensional e otimização de parâmetros geométricos de rotores específicos para máquinas dessa natureza são de grande interesse ao desenvolvimento desses equipamentos para a exploração de fontes renováveis de energia elétrica.

O Capítulo seguinte apresentará as conclusões do trabalho.

## Capítulo 6

### Conclusões e Sugestões

Este capítulo apresenta as conclusões extraídas a partir dos resultados obtidos no trabalho. Em seguida, são apresentadas sugestões pertinentes de serem investigadas por trabalhos futuros no campo das turbinas hidrocínéticas carenadas.

#### 6.1 Conclusões

No Capítulo 1 foram apresentadas a introdução e motivação do presente trabalho, bem como os objetivos propostos a serem cumpridos. Salientou-se a necessidade e a demanda crescente pelo desenvolvimento de tecnologias para o aproveitamento de fontes renováveis de energia elétrica de baixo impacto ambiental, características que o aproveitamento hidrocínético de correntes marítimas e pluviais é capaz de oferecer. Também foi apresentada uma breve revisão de trabalhos realizados nos campos das máquinas de fluxo, em especial, de turbinas eólicas e hidrocínéticas.

O Capítulo 2 apresentou a fundamentação teórica com base nas ferramentas utilizadas para o desenvolvimento da metodologia proposta no trabalho. Foram conceituados e detalhados a física do problema, os modelos matemáticos utilizados em sua abordagem, as equações fundamentais de conservação, o processo e o algoritmo de otimização e os fundamentos físicos e matemáticos que suportam a metodologia escolhida para projeto do rotor axial.

O Capítulo 3 detalhou os processos computacionais envolvidos no desenvolvimento da metodologia de projeto preliminar de turbinas hidrocínéticas. Foram descritos a estratégia de geração de geometria por curvas de Bézier, o processo de automatização da geração da malha 2-D e os esquemas numéricos, condições de contorno e configurações do solver para as simulações em simetria axial com disco atuador. Além disso, foi detalhado o fluxograma de integração de processos responsável pela execução sistemática de cada tarefa. O algoritmo de

otimização foi responsável pela busca dirigida pela configuração ótima do projeto preliminar da máquina.

No Capítulo 4 foi detalhado o procedimento de projeto do rotor axial baseado na teoria da asa de sustentação aplicada às máquinas de fluxo, em que a análise de um escoamento em grade de turbomáquina axial é reduzida à análise hidrodinâmica de um perfil isolado com velocidade incidente igual à velocidade relativa vetorial média. Além disso, o projeto do rotor baseou-se na condição de equilíbrio radial de vórtice potencial.

O Capítulo 5 apresentou os resultados da metodologia proposta, que pode ser dividida em três etapas distintas: o processo de otimização para obtenção do projeto preliminar, as modificações no canal longitudinal da turbina e o projeto do rotor com simulação 3-D da máquina completa.

Com relação ao processo de otimização para a obtenção da geometria da carenagem e do salto de pressão do disco, observou-se que a metodologia baseada na integração de processos computacionais mostrou-se satisfatória, resultando em uma máquina com rotor de diâmetro de 1 m e com potência hidráulica de aproximadamente 5210 W, para uma velocidade da corrente do rio de 2,4 m/s. A geometria do perfil hidrodinâmico da carenagem apresentou linha de esqueleto côncava para fora, e o ângulo de ataque ótimo do difusor resultou próximo ao limite superior estabelecido para o espaço de busca. Isso significa que a potência ótima foi obtida para uma geometria em que há presença de descolamento de camada-limite na região interna do difusor, devido ao elevado ângulo de ataque do perfil da carenagem.

Um resultado interessante da primeira etapa da metodologia foi o fato de que o salto de pressão ótimo do disco obtido pelo processo de otimização corresponde a um coeficiente de empuxo de aproximadamente 0,89, o que é um resultado compatível com a curva de comportamento de máquinas não carenadas. Isso é um indicativo de que um salto de pressão correspondente a esse valor de coeficiente de empuxo é uma boa diretriz de projeto tanto para máquinas não carenadas quanto para máquinas dotadas de difusor, resultado que concorda com trabalhos clássicos acerca desse tema.

Na segunda etapa da metodologia, buscou-se corrigir os efeitos de descolamento de camada-limite na região interna do difusor bem como prever a influência da ogiva no interior do canal hidráulico, de maneira a obter-se o resultado definitivo para a vazão da máquina. Para isso foi feita a abertura de um canal na carenagem de maneira a permitir que o

escoamento externo energizasse a camada-limite no interior da máquina. Isso corrigiu o efeito do descolamento de camada-limite, o que levou a um aumento de aproximadamente 16% da potência – ocasionada pelo incremento da vazão. Isso ocorre porque a correção do descolamento de camada-limite proporciona um aumento da área útil na saída do difusor, melhorando o efeito de sucção desse componente.

Ainda, o conjunto da ogiva e do rotor foi concebido de maneira a permitir que uma parcela da vazão da máquina energize a camada-limite da ogiva, também, de maneira a evitar separação do escoamento nesse componente. As simulações da segunda etapa da metodologia forneceram o par definitivo de trabalho específico e vazão, que conduziu ao projeto do rotor, na terceira etapa.

Os resultados da terceira e última etapa da metodologia mostraram que as técnicas utilizadas para realizar a predição da vazão da máquina foram satisfatórias, pois houve boa concordância entre a vazão obtida como resultado da simulação 3-D com os resultados de vazão obtidos na simulação com a consideração de simetria axial. Conclui-se, ainda, que a vazão na simulação em simetria axial é superestimada com relação à vazão real da máquina, pois a modelagem de disco atuador não prevê a obstrução do canal hidráulico pelas pás do rotor. Dessa maneira, espera-se que a estimativa de vazão realizada com a modelagem do rotor por um disco atuador seja tão melhor quanto menor for a solidez do rotor, pois rotores com menor solidez obstruem o canal hidráulico de maneira menos intensa.

Houve, também, boa concordância entre os campos de pressão total do escoamento obtidos na simulação em simetria axial e na simulação 3-D, o que evidencia que o rotor axial projetado extrai energia da maneira prevista pelo disco atuador da simulação simplificada.

Os resultados finais obtidos mostraram, também, que o cálculo da geometria do rotor axial forneceu uma máquina cujo ponto ótimo de operação se deu muito próximo ao ponto de projeto da máquina, o que evidencia que a metodologia proposta no presente trabalho é válida. Observou-se que a eficiência hidráulica obtida para a máquina foi próxima à prevista no projeto preliminar, apesar de o rotor fugir das configurações usuais para rotores de turbomáquinas axiais de alta rotação específica.

Além disso, observou-se que a metodologia conduziu ao projeto de uma máquina de elevado coeficiente de potência, o que sugere que o projeto desenvolvido pode ser competitivo do ponto de vista econômico.

## 6.2 Sugestões

- *Incluir efeitos de rotação da esteira na modelagem de disco atuador para as simulações em simetria axial.* Isso possivelmente tornaria as primeiras etapas da metodologia mais fiéis ao comportamento da máquina no caso real, melhorando a previsão da vazão e, talvez, obtendo um ponto ótimo de trabalho específico ligeiramente diferente do obtido para o caso de disco atuador unidimensional;
- *Estender a metodologia desenvolvida para o projeto otimizado de difusores multi-elemento.* Isso permitiria o desenvolvimento de difusores livres de descolamento de camada-limite desde a primeira etapa da metodologia, ao custo de um aumento no número de variáveis de projeto (já que a geometria de cada um dos elementos e seus respectivos ângulos de ataque devem ser variados). Por esse motivo, talvez seja necessário adotar, nessa abordagem, processos de otimização mais complexos, como, por exemplo, a metamodelagem;
- *Executar o projeto do rotor axial também integrado à otimização.* Permitir que o número de pás, a relação de cubo, os perfis de cada estação radial e os ângulos de montagem da pá em cada estação variem em um processo de otimização cuja função objetivo é o rendimento hidráulico do rotor. Isso permitiria estabelecer configurações geométricas pré-otimizadas para rotores hidrocinéticos, que, como observado, fogem de características de rotores de turbinas hidráulicas convencionais;
- *Executar o projeto do rotor a partir de metodologias diferentes da teoria da asa de sustentação com equilíbrio radial de vórtice potencial.* Nesse caso, o rotor projetado poderia assumir relações de cubo menores, menor solidez e trabalhar com rotações mais elevadas, o que, geralmente, conduz a coeficientes de potência maiores, por deslocar a curva de operação da máquina para regiões de relação de velocidade de ponta mais altas. Podem ser investigados rotores com vórtice forçado ou projetados pela teoria do elemento de pá, largamente aplicada ao projeto de turbinas eólicas e hidrocinéticas.
- *Avaliar o projeto de turbinas hidrocinéticas carenadas do ponto de vista econômico.* Isso seria essencial para estudar a viabilidade de implementação de empreendimentos que se propõem a utilizar esses equipamentos, permitindo uma estimativa da taxa interna de retorno ao investimento e fornecendo diretrizes para a avaliação técnico-econômica de parques hidrocinéticos em corrente pluvial ou marítima.

- *Realizar o estudo experimental da turbina hidrocínética desenvolvida no presente trabalho.* Seria a última etapa de validação da metodologia aqui proposta: confrontar os resultados obtidos nas simulações numéricas com os resultados de experimentos em banco de ensaios realizados em um modelo em escala da máquina.

## ANEXO A

### Código de Geração da Geometria do Perfil da Carenagem

```
program main

implicit none

integer n,k,cont,np

parameter (n=41,np=12)

real

B1(n,2),B2(n,2),p(np,2),t,theta,pi,mrot(2,2),extradorso(n,2),

lintradorso(n,2),aux(n),pontoextra(2,1),pontointra(2,1),minimo

,

1xaux,yaux

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

do cont=1,np

read(1,*) p(cont,1),p(cont,2)

enddo

close(1)

open(2,file='THETA.DAT')

read(2,*) theta

pi=4.*atan(1.)

close (2)

theta = theta*pi/180

t=0.025
```

```

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)+
  1 10*(1-k*t)**3*((k*t)**2)*p(3,1)+
  1 10*(1-k*t)**2*((k*t)**3)*p(4,1)+
  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)+
  1 10*(1-k*t)**3*((k*t)**2)*p(3,2)+
  1 10*(1-k*t)**2*((k*t)**3)*p(4,2)+
  1 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)+
  1 10*(1-k*t)**3*((k*t)**2)*p(9,1)+
  1 10*(1-k*t)**2*((k*t)**3)*p(10,1)+
  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)+
  1 10*(1-k*t)**3*((k*t)**2)*p(9,2)+
  1 10*(1-k*t)**2*((k*t)**3)*p(10,2)+
  1 5*(1-k*t)*((k*t)**4)*p(11,2)+((k*t)**5)*p(12,2)

  enddo

do cont=1,n
  xaux=B1(cont,1)*cos(-theta)+B1(cont,2)*sin(-theta)
  yaux=-B1(cont,1)*sin(-theta)+B1(cont,2)*cos(-theta)
  extradorso(cont,1)=xaux

```

```
extradorso(cont,2)=yaux
xaux=B2(cont,1)*cos(-theta)+B2(cont,2)*sin(-theta)
yaux=-B2(cont,1)*sin(-theta)+B2(cont,2)*cos(-theta)
intradorso(cont,1)=xaux
intradorso(cont,2)=yaux
aux(cont)=intradorso(cont,2)
enddo

minimo = minval(aux)

do cont=1,n
intradorso(cont,2)=intradorso(cont,2)+(0.5-minimo)
extradorso(cont,2)=extradorso(cont,2)+(0.5-minimo)
enddo

1 format (3f12.6)
2 format (2i3)

open (3,file='AIRFOIL.DAT')
write(3,2) 41, 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
```

## ANEXO B

### Estudos de Independência de Malha

Primeira Etapa

Número de Células	Vazão em Massa (kg/s)	Variação (%)
16000	758,37	-
31000	744,83	-1,79%
62000	739,83	-0,67%

Segunda Etapa

Número de Células	Vazão em Massa (kg/s)	Variação (%)
25000	2176,2	-
45000	2311,3	6,21%
77000	2321,5	0,44%

Terceira Etapa

Número de Células	Momento (N.m)	Variação (momento) (%)	Fluxo de Massa (kg/s)	Variação (Vazão em Massa) (%)
5300000	523,1	-	2270,9	-
6900000	528,1	0,956%	2274,3	0,150%
9000000	530,11	0,381%	2276	0,075%

## Referências

- ABE, K., OHYA, Y. (2004)** “An Investigaton of Flow Fields around Flanged Diffusers using CFD”, *Journal of Wind Engineering*, pp. 315-330
- ALBUQUERQUE, R. B. F. (2006)** “Projeto de Turbinas Hidráulicas Axiais com Parametrização da Geometria, Equação de Equilíbrio Radial e Técnicas de Otimização”, Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, Brasil, 94 p.
- ANSYS, INC. (2015)**, “ANSYS FLUENT Theory Guide”, USA
- ANSYS, INC. (2015)**, “ANSYS FLUENT User Guide”, USA
- BARBOSA, D.L.M., et al. (2015)** “An Investigation of a Mathematical Model for the Internal Velocity Profile of Conical Diffusers Applied to DAWTs”, *Anais da Academia Brasileira de Ciências*, pp. 1133-1148
- BATALHA, T.P. (2014)** “Projeto e Simulação Numérica de uma Turbina Hidrocinética de Eixo Vertical”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 104 p.
- BELLONI, C. (2013)** “Hydrodynamics of Ducted and Open-Centre Tidal Turbines”. Tese de Doutorado, University of Oxford, Oxford, UK. 230 p.
- BOTAN, A.C.B. et al. (2016)** “Turbina Axial para Condições de Ultra Baixa Queda”, *Revista Brasileira de Energias Renováveis v.05*, pp. 435-443
- BRAN, R., SOUZA, Z. (1969)** “Máquinas de Fluxo”, Ao Livro Tecnico S A
- BÚRIGO, V.C. (2014)** “Análise da Modelagem Numérica do Vento para Avaliação do Potencial Eólico em um Terreno Complexo Empregando CFD”, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS, Brasil, 80 p.
- CARROLL, J. (2014)** “Diffuser Augmented Wind Turbine Analysis Code”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Aeroespacial, University of Kansas, Kansas, USA, 111 p.
- CHICA, E. et al. (2015)** “Design of a Hydrokinetic Turbine”. *WIT Transactions on Ecology and The Environment*, WIT Press, pp. 137-148

- CRESSWELL, N.W. (2014)** “The Generation Potential of Diffuser Augmented Tidal Stream Turbines”. Tese de Doutorado, Durham University, UK, 250 p.
- DA SILVA, A.B. (2013)** “Projeto Aerodinâmico de Turbinas Eólicas”, monografia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 78 p.
- DIETZEL, F. (1980)** “Turbinen, Pumpen und Verdichter”, Vogel-Buchverlag
- EL-ZAHABY, A. M. et al. (2016)** “CFD Analysis of Flow Fields for Shrouded Wind Turbine’s Diffuser Model with Different Flange Angles”, Alexandria Engineering Journal, 9 p.
- HAESER,G., GOMES-RUGGIERO, M. (2008)** “Aspectos Teóricos de Simulated Annealing e um Algoritmo duas Fases em Otimização Global”, Sociedade Brasileira de Matemática Aplicada e Computacional, pp. 395-404
- HANSEN, M. O. L., Sørensen, N. N., Flay, R. G. J. (2000)** “Effect of Placing a Diffuser around a Wind Turbine”, Wind Energy, pp. 207-213
- HANSEN, M. O. L. (2008)** “Aerodynamics of wind turbines”, 2 ed., Earthscan, London, 181 p.
- HJORT, S., LARSEN, H. (2014)** “A Multi-Element Diffuser Augmented Wind Turbine”, Energies, pp. 3256-3281
- IBARRA, G.A.B. (2015)** “Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio” Dissertação de Mestrado em Engenharia de Energia – Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 128 p.
- JAMIESON, P. (2009)** “Beating Betz - Energy Extraction Limits in a Uniform Flow Field”. Journal of Solar Energy Engineering, 10 p.
- KHAN, J. (2018)** “A Generic Performance Curve for Tidal and Hydrokinetic Devices”. Journal of Ocean Technology, pp. 54-62
- LIU, Y, YOSHIDA, S. (2015)** “An Extension of the Generalized Actuator Disc Theory for Aerodynamic Analysis of the Diffuser Augmented Wind Turbines”, Energy, pp. 1852-1859
- MUKHERJI, S. S. (2010)** “Design and critical performance evaluation of horizontal axis hydrokinetic turbines”, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Missouri University Of Science And Technology, Missouri, USA, 101 p.

**OLIVEIRA, A. A. C. (2014)** “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, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 111 p.

**RIO VAZ, D. A. T. D. et al. (2014)** “An Extension of the Blade Element Momentum method Applied to Diffuse Augmented Wind Turbines”, *Energy Conversion and Management*, pp. 1116-1123

**RODRIGUES, A. P. S. P., BRASIL, A. C. P, SALOMON, L. R. B. (2007)** “Modelling of Hydrokinetic Turbine”, 19<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering, 10 p.

**SCHLEICHER, C.W. et al. (2013)** “Design and Simulation of a Micro Hydrokinetic Turbine”, *Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium*, Washington, D.C., USA, 8 p.

**SILVA, E. R. (2011)** “Técnicas de Metamodelagem aplicadas à Otimização de Turbomáquinas”. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, Brasil, 142 p.

**SILVA NETO, R.A. (2015)** “Modelagem e análise de turbina hidrocínética por estágio cinético Curtis”. Monografia, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil, 85 p.

**SOUSA, B.S. (2008)** “Projeto de perfis aerodinâmicos utilizando técnicas de otimização mono e multiobjectivos”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 131 p.

**SOUZA, J. F. A. et al. (2011)** “Uma Revisão sobre a Turbulência e sua Modelagem”, *Revista Brasileira de Geofísica*, pp. 22-41

**TIAGO FILHO, G.L. et al. (2010)** “Poraque Hydrokinetic Turbine”, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Publishing, 12 p.

**VAN BUSSEL, G. J. W. (2007)** “The Science of Making More Torque from Wind: Diffuser Experiments and Theory Revisited”, *Journal of Physics*, IOP Publishing, 12 p.

**WHITE, F. M. (2011)** “Fluid Mechanics”, 4 ed., WCB/McGraw-Hill, New York, 862 p.