



Otimização experimental de miniturbina hidráulica

Thiago Pereira Pio de Souza

Relatório final da Unidade Curricular de Projeto/Dissertação apresentado à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial - Ramo Engenharia Mecânica no âmbito de dupla diplomação
com o **CEFET/RJ**.

Orientadores:

Professor Doutor Sérgio Manuel de Sousa Rosa

Professor Doutor José Luiz Zanon Zotin

Bragança, Portugal

Dezembro de 2020



Otimização experimental de miniturbina hidráulica

Thiago Pereira Pio de Souza

Relatório final da Unidade Curricular de Projeto/Dissertação apresentado à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial - Ramo Engenharia Mecânica no âmbito de dupla diplomação
com o **CEFET/RJ**.

Orientadores:

Professor Doutor Sérgio Manuel de Sousa Rosa

Professor Doutor José Luiz Zanon Zotin

Bragança, Portugal

Dezembro de 2020

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus por ter permitido que todas as etapas da minha vida tenham acontecido conforme sua vontade e sob seus livramentos, especialmente neste ano tão difícil de 2020.

Agradeço à minha família, meu irmão e especialmente meus pais, Marcelo Rodrigues de Souza e Margharita Pereira de Souza, por todo apoio e suporte dado ao longo dessa trajetória. Sei que muitas vezes abriram mão do próprio conforto para privilegiar os filhos com a melhor educação. Portanto, hoje me sinto grato e honrado por retornar todo esse investimento e orgulhar vocês. Obrigado por sempre confiarem e acreditarem em mim. Sem o apoio de vocês eu não poderia ir além.

A minha namorada parceira de vida e de curso, Pollyana Dala Paula Cavalcante, quem está comigo desde a época do ensino médio-técnico e ao longo de toda trajetória no curso de Engenharia Mecânica do CEFET.

A todo corpo docente e funcionários do CEFET, pelos anos de aprendizado e pela possibilidade de realizar o sonho de participar de um Intercâmbio Internacional em 2018 e posterior programa de Dupla Diplomação no Instituto Politécnico de Bragança (IPB).

Aos meus professores orientadores, José Luiz Zanon Zotin (CEFET) e Sérgio Manuel de Sousa Rosa (IPB) por todo tempo disponibilizado em ajudar a solucionar os problemas e sanar minhas dúvidas, sempre com muita boa vontade e dedicação.

Aos amigos conquistados ao longo do curso, que sem dúvida tornaram mais fácil essa árdua caminhada.

RESUMO

A utilização de tecnologias para extração de energia por fontes renováveis tem sido amplamente desenvolvida ao longo dos tempos e algumas delas encontram-se consolidadas, tais como as hidrelétricas e aerogeradores. Por outro lado, ainda existem áreas com muito a desenvolver e que apresentam grande potencial. Uma delas é a energia das marés que, por meio de turbinas hidráulicas, aproveita a energia cinética contida na corrente marítima. Ainda que a geração de energia em larga escala por intermédio dessa tecnologia esteja em fases de protótipos, é possível utilizá-la para gerar energia em locais remotos e suprir a alimentação de dispositivos. Pensando nisso, o presente trabalho apresenta um método iterativo baseado na Teoria do Momento do Elemento de Pá para calcular os elementos de uma pá em uma miniturbina de corrente marítima de eixo horizontal, a fim de otimizar sua geometria e permitir maior aproveitamento de potência. Após a criação do código no *software Wolfram Mathematica*, desenvolveu-se dois hélices diferentes, onde o primeiro apresenta uma resolução sem, e o segundo com o método iterativo. Através dos resultados obtidos nos códigos, fez-se a modelagem no *software SolidWorks* levando-se em conta a otimização de corda das pás, tornando possível a impressão 3D e depois a comparação experimental. Os resultados dos ensaios experimentais mostram que a otimização de corda permite que o hélice tenha melhor desempenho sob as mesmas condições, o que resulta em melhor rendimento e maior extração de potência. Para complementar o trabalho, foi projetado um novo hélice com um número diferente de pás. Fez-se um estudo teórico para comparar o desempenho do hélice ao incluir no código as correções para efeito de perda nas pontas e cubo do rotor, frente a não inclusão destes. Os resultados permitem concluir que a inclusão da correção de perdas leva a resultados mais próximos as condições reais e de projeto.

Palavras-chave: Energia das marés. Turbinas. Otimização. Elemento de Pá.

ABSTRACT

The use of technologies to extract energy from renewable sources has been widely developed over time and some of them are consolidated, such as hydroelectric and wind turbines. On the other hand, there are still many areas with a lot to develop and which have great potential. One of them is the tidal energy, which extract energy through hydraulic turbines by taking advantage of the kinetic energy contained in the sea current. Although the large-scale generation of energy through this technology are in prototype phases, it is possible to use it to generate energy in remote locations and supply devices. With this in mind, the present work shows an iterative method based on Blade Element Momentum Theory to calculate the blade elements in a horizontal-axis tidal mini-turbine, in order to optimize its geometry and allow greater use of power. After creating the Wolfram Mathematica's code, two different propellers were developed, where the first has a resolution without, and the second with the iterative method. Through the results obtained by the codes, the modeling was done in SolidWorks' software taking into account the chord optimization of the blades, making possible the 3D print and experimental comparison. The results of the experimental tests shows that the chord optimization allows the propeller to have better performance under the same conditions, which leads to better efficient and greater power extraction. To complement the work, a new propeller with a different number of blades is designed. A theoretical study was carried out to compare the performance of the propeller when including tip and hub losses to the code, and when they are not included. The results allow us to conclude that the inclusion of these losses correction leads to results closer to the real and design conditions.

Keywords: Tidal energy. Turbines. Optimization. Blade Element.

Índice

CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2. OBJETIVOS	2
1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO	2
CAPÍTULO 2	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1. TURBOMÁQUINAS	4
2.2. TURBINAS HIDRÁULICAS	5
2.2.1. Classificação Das Turbinas Hidráulicas	6
2.2.2. Tipos De Turbinas Hidráulicas	8
2.2.3. Critérios Para Seleção de Turbina	10
2.3. ESTUDO E APLICAÇÃO DE MINITURBINAS HIDRÁULICAS	11
2.4. ENERGIA DAS MARÉS	16
2.4.1. Tipos de Turbinas de Correntes Marítimas	18
2.4.2. Projetos Existentes	20
2.5. OTIMIZAÇÃO DE TURBINAS DE CORRENTE DE MARÉ DE EIXO HORIZONTAL	22
CAPÍTULO 3	26
3. METODOLOGIA	26
3.1. TEORIA DO ELEMENTO DE PÁ	26
3.1.1. Perfil Aerodinâmico	27
3.1.2. Forças Aerodinâmicas	28
3.1.3. Velocidade Relativa Nos Elementos De Pá	31

3.1.4. Relação De Velocidade De Ponta e Solidez.....	32
3.1.5. Forças Normais e Tangenciais	33
3.2. TEORIA DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO	34
3.3. TEORIA DO MOMENTO DO ELEMENTO DE PÁ	36
3.4. EFEITO DE PERDAS PELAS PONTAS E CUBO DO ROTOR.....	37
3.5. TORQUE E POTÊNCIA.....	38
3.6. COEFICIENTE DE POTÊNCIA	38
3.6.1. Efeito de Esteira de Rotação	39
3.6.2. Efeito da Relação <i>CDCL</i>	40
3.6.3. Efeito do Número de Pás.....	41
3.6.4. Incluindo Todos os Efeitos.....	42
3.7. MÉTODO ITERATIVO.....	43
CAPÍTULO 4.....	45
4. PROJETO E DESENVOLVIMENTO DA MILITURBINA PARA ENSAIOS PRELIMINARES	45
4.1. VERIFICAÇÃO DO CÓDIGO.....	45
4.2. PARÂMETROS DE PROJETO.....	47
4.3. GERAÇÃO DOS ELEMENTOS DE PÁ	49
4.3.1. Hélice Não Otimizado	50
4.3.2. Hélice Otimizado.....	51
4.4. IMPRESSÃO 3D.....	52
CAPÍTULO 5.....	55
5. ENSAIOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE DE RESULTADOS	55
5.1. MATERIAIS E EQUIPAMENTOS.....	55
5.1.1. Túnel D'água.....	55
5.1.2. Base da Miniturbina	56

5.1.3. Tacômetro.....	56
5.1.4. Extensão cilíndrica	57
5.2. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL.....	57
5.2.1. Cálculo da Vazão	58
5.3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	60
5.4. CONDIÇÕES E LIMITAÇÕES EXPERIMENTAIS.....	62
5.5. ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	64
5.5.1. Hélice Não Otimizado	65
5.5.2. Hélice Otimizado.....	66
5.5.3. Comparação Entre os Hélices	68
CAPÍTULO 6.....	70
6. PROPOSTA DE HÉLICE COM TRÊS PÁS.....	70
6.1. PARÂMETROS DE PROJETO.....	70
6.2. GERAÇÃO DOS ELEMENTOS DE PÁ	71
6.2.1. Aspectos Geométricos.....	71
6.2.2. Velocidade Relativa	73
6.2.3. Fatores de Interferência Axial e Tangencial	74
6.2.4. Torque e Potência.....	75
6.3. COMPARAÇÃO ENTRE OS HÉLICES DE 3 E 10 PÁS	77
CAPÍTULO 7.....	79
7. CONCLUSÃO.....	79
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Classificação de turbomáquinas. Adaptado [1].	5
Figura 2: Exemplo de turbina de impulsão [3].	6
Figura 3: Exemplo de turbina de reação [3].	7
Figura 4: Classificação de turbina quanto a trajetória do fluido [1].	7
Figura 5: Turbina Pelton [5].	8
Figura 6: Turbina Francis [1].	9
Figura 7: Turbina Kaplan [5].	10
Figura 8: Campo de utilização de cada tipo de turbina [6].	11
Figura 9: Miniturbina hidráulica bulbo desenvolvida por FERRO [8].	12
Figura 10: Turbina de eixo horizontal com difusor feito por SONG [11].	13
Figura 11: Rotor da turbina com cascata de pás desenvolvido por MUIS [12].	14
Figura 12: Ilustração do projeto Next-Sea [1].	15
Figura 13: Hélices de 50mm com a) 10 e b) 15 pás desenvolvido por FERNANDES [1].	15
Figura 14: Forças gravitacionais que causam movimento da maré [14].	16
Figura 15: Influência da posição da lua e do sol na maré [1].	17
Figura 16: Turbina de eixo horizontal [1].	18
Figura 17: Turbina de eixo vertical [16].	19
Figura 18: Turbina do tipo hidropilano oscilante [16].	19
Figura 19: Turbina do tipo Efeito Venturi [16].	20
Figura 20: Turbina SeaGen-S [18].	21
Figura 21: Turbina AR1500 [18].	21
Figura 22: Turbina AndritzHydro Hammerfest [19].	22
Figura 23: Desenho da pá e variação de corda utilizando método iterativo [25].	25

Figura 24: Divisão do hélice na teoria do elemento de pá [27].	27
Figura 25: Nomenclaturas do perfil aerodinâmico [1].	27
Figura 26: Forças envolvidas no perfil aerodinâmico [25].	28
Figura 27: Relação entre ângulo de ataque e (a) coeficiente de sustentação (b) coeficiente de arrasto para perfil NACA 0006 [29].	30
Figura 28: Curvas para diferentes valores de Reynolds [29].	30
Figura 29: Velocidades relativas no elemento de pá [30].	31
Figura 30: Decomposição dos coeficientes de força no elemento de pá. Adaptado [30].	34
Figura 31: Geometria para análise do rotor. Adaptado [27].	35
Figura 32: Efeito de perda pelas pontas [30].	37
Figura 33: Coeficiente de potência em função da relação de velocidade de ponta, com e sem efeito de esteira [32].	40
Figura 34: Coeficiente de potência função da relação de velocidade de ponta para diferentes C_D/C_L [32].	41
Figura 35: Efeito do número de pás no coeficiente de potência função da relação de velocidade de ponta [32].	42
Figura 36: Geometria do perfil NACA 6409 [26].	48
Figura 37: Curva de Coeficiente de sustentação para o perfil NACA 6409 [29].	48
Figura 38: Curva de Coeficiente de arrasto para o perfil NACA 6409 [29].	49
Figura 39: Modelagem da pá do hélice sem método iterativo.	50
Figura 40: Vista frontal e em perspectiva do hélice sem método iterativo.	51
Figura 41: Modelagem da pá do hélice otimizado.	52
Figura 42: Vista frontal e em perspectiva do hélice otimizado.	52
Figura 43: Design final da militurbina para impressão.	53
Figura 44: Impressora 3D Ultimaker 3 Extended.	53
Figura 45: Hélices impressos.	54

Figura 46: Túnel d'água do laboratório de mecânica dos fluidos do IPB.....	55
Figura 47: Base da miniturbina.	56
Figura 48: Tacômetro digital RS PRO.	57
Figura 49: Extensão cilíndrica em acrílico.	57
Figura 50: Equipamentos e métodos para cálculo experimental da vazão.	58
Figura 51: Massa do recipiente vazio.	59
Figura 52: Massa do recipiente com água.	59
Figura 53: Posicionamento da miniturbina no túnel d'água.	60
Figura 54: Leitura da velocidade angular utilizando o tacômetro digital.....	61
Figura 55: Diferença de nível de coluna d'água após remover hélice não otimizado. ...	62
Figura 56: Gráfico do coeficiente de potência incluindo todas as perdas.	64
Figura 57: Resultados experimentais de rotação para o hélice não otimizado.....	65
Figura 58: Resultados experimentais para o hélice otimizado.	66
Figura 59: Distribuição normal dos resultados experimentais de rotação.....	69
Figura 60: Hélice de três pás sem considerar perdas.....	73
Figura 61: Comparação de Velocidade Relativa nos elementos de pá.....	74
Figura 62: Comparação do fator de interferência axial nos elementos de pá.....	74
Figura 63: Comparação do fator de interferência tangencial nos elementos de pá.	75
Figura 64: Comparação do Torque nos elementos de pá.....	76
Figura 65: Comparação da Potência nos elementos de pá.....	76
Figura 66: Comparação de parâmetros entre as miniturbinas com hélices de 3 e 10 pás.	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores de relação de velocidade de ponta. Adaptado [27].	33
Tabela 2: Parâmetros de projeto utilizado por FERNANDES [1].....	46
Tabela 3: Resultados dos elementos de pá de FERNANDES [1].	46
Tabela 4: Verificação dos resultados com código de própria autoria.....	47
Tabela 5: Parâmetros de projeto	47
Tabela 6: Elementos de pá do hélice não otimizado.	50
Tabela 7: Elementos de pá do hélice otimizado.	51
Tabela 8: Parâmetros dos ensaios experimentais.	60
Tabela 9: Rotação do hélice não otimizado.....	65
Tabela 10: Parâmetros experimentais de potência do hélice não otimizado.	66
Tabela 11: Rotação do hélice otimizado.....	67
Tabela 12: Estimativa de aumento no torque para o hélice otimizado.....	67
Tabela 13: Parâmetros experimentais de potência do hélice otimizado.....	67
Tabela 14: Parâmetros de projeto do hélice com 3 pás.	71
Tabela 15: Elementos de pá do hélice sem considerar perdas.....	72
Tabela 16: Elementos de pá do hélice considerando perdas.	72
Tabela 17: Parâmetros de potência para os hélices.	75

LISTA DE SÍMBOLOS

m	Massa [kg]
U	Velocidade da água [m/s]
P	Potência [W]
P_S	Potência disponível pelo fluido [W]
P_H	Potência hidráulica [W]
t	Tempo [s]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
ρ	Massa específica da água [kg/m ³]
A	Área varrida pelo rotor [m ²]
C_P	Coefficiente de potência [-]
$C_{Pmáximo}$	Coefficiente de potência máximo teórico [-]
C_{PBetz}	Coefficiente de Betz [-]
$C_{Parrasto}$	Coefficiente de potência de arrasto [-]
λ	Relação de velocidade de ponta [-]
λr	Relação de velocidade local [-]
C_D	Coefficiente de arrasto [-]
C_L	Coefficiente de sustentação [-]
C_{pT}	Coefficiente de potência teórico [-]
F_L	Força de sustentação [N]
F_D	Força de arrasto [N]
Re	Número de Reynolds [-]
c	Corda [m]
V	Velocidade relativa do escoamento [m/s]
r	Raio do elemento da turbina [m]
r_s	Raio da seção da extensão em acrílico [m]

R	Raio da turbina [m]
R_i	Raio do cubo
ϕ	Ângulo de fluxo [°]
α	Ângulo de ataque [°]
β	Ângulo de passo [°]
B	Número de pás [-]
F_N	Força normal [N]
F_T	Força tangencial [N]
C_N	Coefficiente de força normal [-]
C_T	Coefficiente de força tangencial [-]
a	Fator de interferência axial [-]
b	Fator de interferência radial [-]
Ω	Rotação angular [Rad/s]
σ	Rigidez [-]
T	Torque [N.m]
F	Fator de correção de Prandtl [-]
\dot{Q}	Vazão [m ³ /s]
Δh	Diferença de altura entre reservatórios [m]
m_f	Massa do recipiente com fluido [kg]
m_o	Massa do recipiente vazio [kg]
v	Velocidade da água na seção da extensão em acrílico [m/s]

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

A principal matriz energética mundial ainda são aquelas provenientes de combustíveis fósseis e seus derivados, que além de serem uma fonte esgotável, emitem grandes quantidades de poluentes. Para suprir a crescente demanda energética, os governos das principais potências globais mobilizaram-se para promover o uso de energias renováveis através de fontes inesgotáveis e limpas como o sol, o vento e a água. Desde então, o estudo e desenvolvimento de novas tecnologias para geração de energia através dessas fontes têm estado em constante evolução. Algumas delas já estão bem consolidadas e promovendo energia em escala comercial, como o caso da energia eólica e hídrica, através de hidrelétricas. Entretanto, existem outras opções de aproveitamento dentro da matriz hídrica que ainda são pouco explorados apesar de seu enorme potencial, como é o caso da energia de corrente de maré.

1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

A geração de energia pela corrente de maré tem cada vez mais ganhado reconhecimento como um recurso a ser explorado para produzir energia elétrica. Os oceanos representam mais de 70% da superfície do planeta Terra e mesmo assim os meios para obtenção de energia a partir desta matriz podem ser considerados recentes e pouco maduros. Dessa maneira, estudar e contribuir com essa temática se torna relevante para ajudar no fomento da pesquisa e desenvolvimento dessas tecnologias.

Em seu trabalho, FERNANDES [1] apresenta um projeto chamado “Next-Sea” dentro do qual se faz necessário desenvolver uma miniturbina que seja capaz de gerar energia para alimentar sensores submersos no oceano. Para tornar possível o aproveitamento de energia proveniente da corrente de maré, é importante otimizar o equipamento responsável para tal, a fim de reduzir custos e aumentar seu rendimento. Tratando-se de

uma turbina axial de pequena dimensão, a otimização de suas pás é um ponto chave para atingir esse objetivo. A partir disso, o presente trabalho apresenta uma maneira iterativa de calcular os elementos de pá a fim de maximizar os coeficientes de sustentação fazendo com que a potência gerada aumente.

1.2. OBJETIVOS

Os objetivos desse trabalho baseiam-se em comparar os desempenhos de diferentes hélices que abordam diferentes parâmetros e otimizações. Estes estão discriminados a seguir:

- Obter através do desenvolvimento e aplicação de um código no *software Wolfram Mathematica* valores que possibilitem a construção de pás otimizadas.
- Desenvolver duas geometrias que abordam diferentes fenômenos e realizar a modelagem de ambos no *software SolidWorks* para posterior impressão 3D.
- Comparar experimentalmente o desempenho dos hélices.
- Propor um hélice com novos parâmetros e obter seus resultados teóricos.
- Demonstrar os impactos na extração de potência pela turbina quando se considera efeitos que causam perdas pelas pontas e cubo do rotor.
- Comparar o resultado teórico dos hélices com diferentes números de pás.

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é dividido em 7 capítulos e seus respectivos subcapítulos, que abordam assuntos relevantes ao desenvolvimento do mesmo, sendo separados para uma melhor compreensão.

O Capítulo 1 introduz o tema a ser trabalhado, mostrando contextualização e objetivos do mesmo.

O Capítulo 2 se faz a revisão bibliográfica, que começa por uma abordagem mais abrangente sobre turbomáquinas, convergindo para um tema mais específico, as turbinas hidráulicas, onde é mostrado as classificações, tipos e critérios para seleção das mesmas. A seguir, inicia-se a abordagem sobre a energia das marés, os tipos de mecanismos para obtenção dessa energia e os projetos existentes atualmente. Por fim, faz-se o estudo sobre projetos de otimização de hélices de turbinas horizontais de corrente de maré, mostrando trabalhos e artigos que validam a implementação de teorias para dimensionamento de turbinas eólicas em turbinas de energia de maré.

O Capítulo 3 trata da metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho. Neste capítulo são mostrados as teorias e equações utilizadas para implementação no *software Wolfram Mathematica* para aplicar o método iterativo.

O Capítulo 4 mostra a verificação do código através da comparação com os resultados obtidos por FERNANDES [1]. Após a verificação, adequa-se novos parâmetros e gera-se os elementos de pás para dois hélices que abordam diferentes metodologias. A seguir, faz-se a modelagem em *SolidWorks* para posterior impressão 3D.

O Capítulo 5 aborda os ensaios experimentais, suas limitações e resultados, apresentando inicialmente os materiais e equipamentos utilizados, seguido da instalação e procedimento experimental.

O Capítulo 6 apresenta a proposta de um novo hélice, com diferente número de pás, onde fez-se uma análise teórica mais profunda e com inserção de um novo efeito que impacta nos resultados. Depois é feita a comparação do desempenho dos hélices.

O Capítulo 7 apresenta as principais conclusões retiradas do trabalho desenvolvido e apresenta sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo estão dispostos alguns estudos que foram utilizados como fonte de informação para a elaboração e desenvolvimento deste trabalho. O mesmo está dividido por assunto para uma melhor apresentação.

2.1. TURBOMÁQUINAS

As turbomáquinas são dispositivos capazes de fornecer ou extrair energia de um fluido que escoar através de um sistema provido de impelidores rotativos ou pás. Estes dispositivos são amplamente utilizados para aplicações onde necessita-se converter energia. Destaca-se três tipos de aplicação [2]:

- Produção de energia elétrica – Turbinas a gás, turbinas a vapor, turbinas hidráulicas e turbinas eólicas.
- Sistemas de propulsão – Turbo-compressores para locomotivas e automóveis, turbinas a gás para avião, turbina a gás para navios.
- Indústria – Compressores centrífugos, turbo-compressores para motores diesel, turbinas a vapor, turbinas a gás, bombas e ventiladores.

As primeiras turbomáquinas foram criadas, ainda que de maneira elementar, pelo homem primitivo, o qual necessitava de mecanismos para extração e transporte de água. Assim surgiram as primeiras máquinas de fluxo, rodas de concha e bomba de parafuso para elevar água. Em 70 a.C. os romanos introduziram a roda de pás para extrair energia dos cursos d'água. Posteriormente foram desenvolvidos moinhos para extrair energia do vento, porém a baixa densidade de potência do vento limitava a produção de energia [3].

Há diferentes maneiras de se classificar as turbomáquinas, dentre as qual a mais utilizada é distingui-las pelo sentido de transferência de energia. A Figura 1 mostra o esquema de divisão das turbomáquinas:

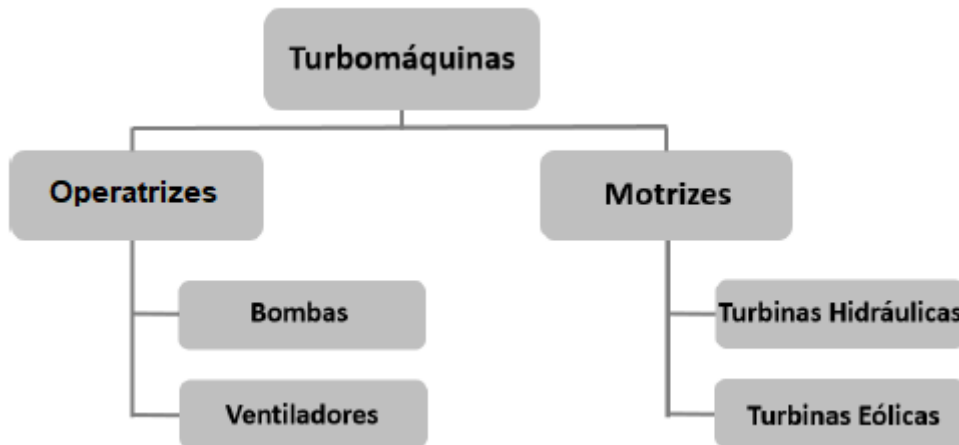


Figura 1: Classificação de turbomáquinas. Adaptado [1].

O elemento rotativo da turbomáquina altera a entalpia de estagnação do fluido que passa por ele, realizando um trabalho positivo ou negativo, dependendo do tipo de aplicação. Essa mudança de entalpia está ligada à mudança de pressão que ocorre simultaneamente no fluido [3]. Para o caso das turbomáquinas operatrizes, o sentido de transferência de energia se dá em favor do fluido, aumentando sua pressão ou altura de coluna d'água, também conhecido como *Head*. Alguns exemplos de aplicação são bombas, compressores e ventiladores. Por outro lado, as turbomáquinas motrizes extraem energia do fluido, transformando-a em trabalho mecânico. Os mecanismos mais conhecidos e utilizados são turbinas eólicas, hidráulicas, de vapor e gás.

As definições e classificações de turbomáquinas são bem abrangentes e envolvem uma grande quantidade de equipamentos que funcionam de maneira singular. O propósito deste trabalho é estudar mais especificamente turbinas hidráulicas. Por este motivo, serão apresentadas mais informações sobre esse tipo de turbina.

2.2. TURBINAS HIDRÁULICAS

As turbinas hidráulicas são utilizadas desde os tempos da Grécia antiga, na forma de roda d'água e subsequentemente utilizado pela Europa Medieval para a moagem de grãos. A primeira turbina hidráulica comercializada para propósitos industriais foi criada pelo francês Benoit Fourneyron em 1830. Ela alcançava uma velocidade de 2300 rev/min promovendo cerca de 50 kW com uma eficiência global superior a 80% [4].

O princípio básico de funcionamento das turbinas hidráulicas em geral consiste em extrair energia da água em forma Potencial, pela altura de queda d'água, bem como Cinética, pela velocidade da mesma. Estas são transformadas em energia útil, seja ela mecânica ou elétrica.

2.2.1. Classificação Das Turbinas Hidráulicas

As razões técnicas para estabelecer uma classificação das turbinas hidráulicas são diversas. Em sua maior parte, estas complementam-se, identificando e definindo amplamente um determinado tipo de turbina [5].

Levando-se em consideração as classificações mais relevantes ao trabalho, podemos classificar as turbinas hidráulicas de duas maneiras:

- 1) Segundo a forma de atuação da água sobre as pás:
 - a) Turbinas de Impulsão – Essas turbinas são acionadas por um ou mais bocais que direcionam e aumentam a velocidade do fluido na saída. A energia cinética contida no jato de água que incide nas pás da turbina é usada para impulsionar o movimento do rotor e conseqüentemente gerar energia. O sentido do jato d'água se dá no mesmo sentido de rotação das pás [5].

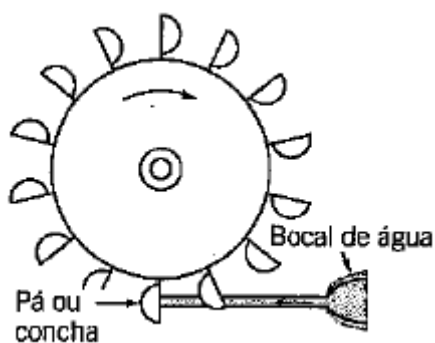


Figura 2: Exemplo de turbina de impulsão [3].

- b) Turbinas de reação – Neste tipo de turbina, parte da variação de pressão do fluido ocorre externamente e outra parte dentro das pás móveis. Uma aceleração externa é imprimida ao fluido antes de ser direcionado ao rotor à medida que passa por bocais ou pás estacionárias. Já dentro das pás

móveis, ocorre uma aceleração adicional do fluido em relação ao rotor de modo que tanto a velocidade relativa quanto a diferença de pressão mudam através do rotor [3].

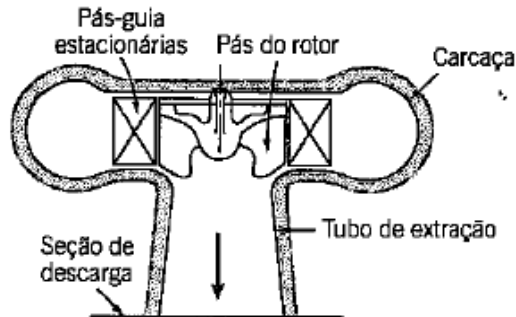


Figura 3: Exemplo de turbina de reação [3].

2) Segundo à trajetória do fluido em relação ao eixo da turbina:

- a) Radiais – Turbinas que possuem o eixo de rotação perpendicular ao fluxo de água. A projeção do fluido pode ser centrífuga ou centrípeta.
- b) Axial – Turbinas que possuem o eixo de rotação paralelo ao fluxo de água.
- c) Mista – Turbinas cuja incidência do fluxo de água se inicia em direção radial, posteriormente trocando para uma direção paralela ao eixo de rotação.
- d) Tangencial – Turbinas cuja incidência de fluxo de água é tangencial ao eixo de rotação.

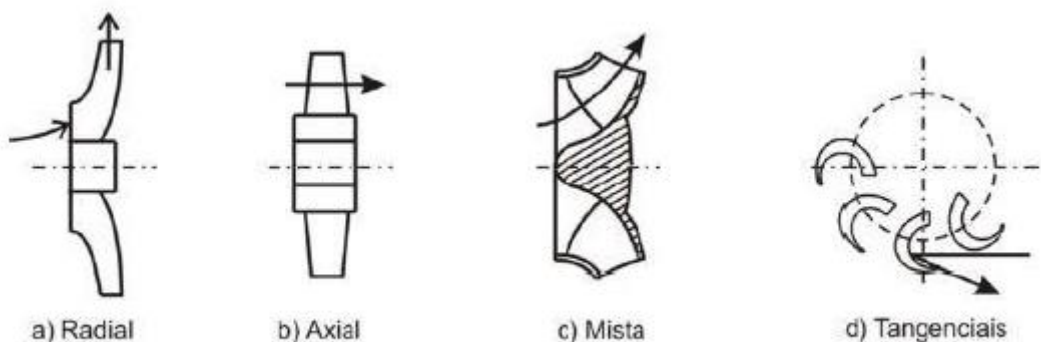


Figura 4: Classificação de turbina quanto a trajetória do fluido [1].

2.2.2. Tipos De Turbinas Hidráulicas

Os principais tipos de turbinas hidráulicas empregados atualmente são as turbinas tipo Pelton, Francis e Kaplan, as quais serão mais bem descritas a seguir.

a) Pelton

A turbina tipo Pelton foi criada pelo americano Lester A. Pelton, sendo classificada simultaneamente como turbina de Impulsão e turbina tangencial. Ela é composta de três elementos básicos como um ou mais injetores, um rotor e uma carcaça. O rotor consiste em múltiplas palhetas, que recebem a energia cinética do fluido em alta velocidade, proveniente da transformação da energia de pressão do injetor. A medida em que o jato d'água atinge a palheta do rotor, a energia cinética é convertida em torque [4].

Sua utilização é ideal para uma queda a partir de aproximadamente 200 metros de altura e vazões relativamente pequenas, de até $10\text{m}^3/\text{s}$ aproximadamente [5].

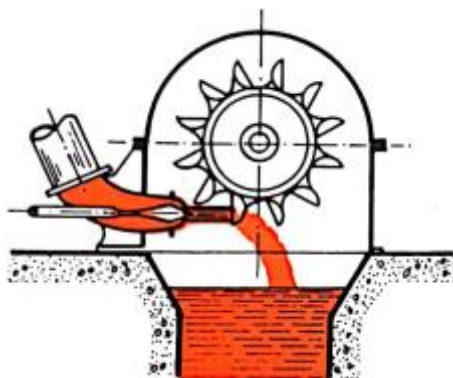


Figura 5: Turbina Pelton [5].

b) Francis

A turbina tipo Francis foi criada pelo engenheiro americano James B. Francis, sendo classificada simultaneamente como turbina de reação e turbina mista. Seus elementos principais são a voluta espiral, rotor, distribuidor e o tubo de sucção. O rotor é totalmente envolvido pela voluta, que possui área decrescente ao longo do caminho percorrido pelo fluido de tal maneira que a velocidade permaneça constante. O fluido é previamente guiado por um conjunto de pás do distribuidor até o contato com o rotor. Ao entrar em contato com o rotor, o momento angular da água é reduzido e o trabalho é fornecido ao

eixo da turbina, gerando torque. Em condições ideais de projeto, o fluido sai no sentido axial pelo tubo de sucção [4].

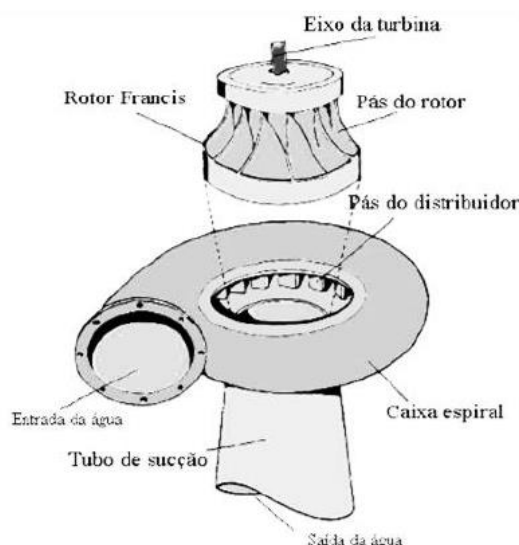


Figura 6: Turbina Francis [1].

O campo de aplicação da turbina tipo Francis é muito extenso, podendo-se empregar em diferentes alturas de coluna d'água e em ampla gama de vazão, entre 2 e 200m³/s aproximadamente. Podemos classificá-las em função da velocidade específica do rotor, cuja rotação por minuto depende da altura de queda d'água [5].

- Lenta – Para alturas de 200 metros ou mais.
- Normal – Para alturas entre 20 e 200 metros.
- Rápidas e extra rápidas – Para alturas inferiores a 20 metros.

c) Kaplan

A turbina tipo Kaplan foi criada pelo engenheiro austríaco Viktor Kaplan, sendo classificada simultaneamente como turbina de reação e turbina axial. O aumento da necessidade por energia fez com que fosse desenvolvido turbinas para aplicações de baixo *Head*, em locais como rios [4].

A admissão do fluido ocorre paralelamente ao eixo, que por sua vez tem sua energia cinética convertida em torque pelo rotor. Um grande diferencial neste tipo de turbina é a incorporação de mecanismos para ajuste automático das pás, que permite obter

bons rendimentos para diferentes valores de vazão. Além disso, comparando-se para uma certa quantidade de energia, são menos volumosas que as outras turbinas [5].

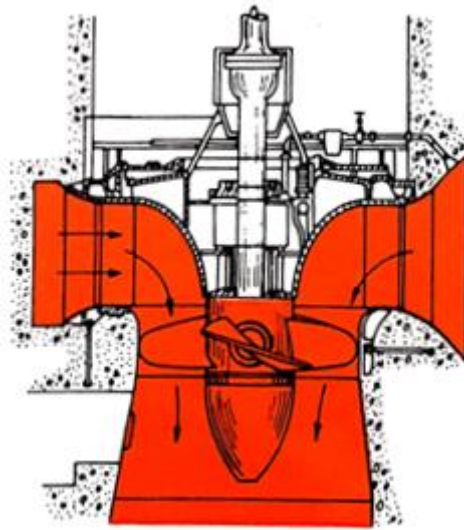


Figura 7: Turbina Kaplan [5].

2.2.3. Critérios Para Seleção de Turbina

Para selecionar um tipo apropriado de turbina é necessário conhecer o *Head* do sistema bem como a velocidade do fluido. Turbinas de Impulsão normalmente operam com uma eficiência maior com cargas acima de 300 m. Para cargas até 300 m pode-se utilizar turbina Francis, enquanto as turbinas Kaplan são empregadas para cargas de coluna d'água menores que 30 m [5]. A comparação entre a eficiência de Turbina Francis e Kaplan para seleção de turbinas hidráulicas para pequena geração de energia elétrica pode ser visto no trabalho de ADEJUMOBI [6].

A Figura 8 apresenta um gráfico que apresenta as melhores aplicações de turbina em função do *Head* e velocidade do fluido.

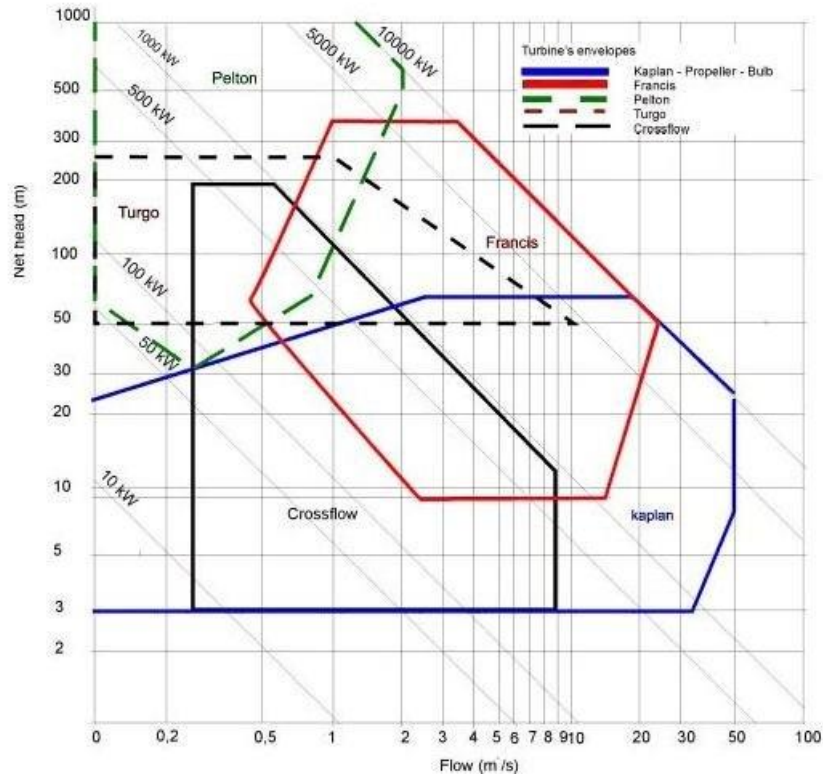


Figura 8: Campo de utilização de cada tipo de turbina [6].

Para prosseguir com a escolha do modelo ideal de turbina, faz-se necessário conhecer melhor como estas serão utilizadas.

2.3. ESTUDO E APLICAÇÃO DE MINITURBINAS HIDRÁULICAS

As turbinas estudadas em sua grande maioria aplicam-se a geração de energia em larga escala. Todavia essas grandes instalações requerem alto capital de investimento. Deste modo, as aplicações das miniturbinas ganham espaço pois possibilitam levar energia a regiões rurais e menos favorecidas, bem como o carregamento de equipamentos portáteis, sem necessitar alto investimento em infraestrutura. Alguns dos estudos e aplicações de miniturbinas hidráulicas serão dispostos nesse capítulo.

HATATA [7] realizou um estudo de viabilidade de pequenas centrais hidrelétricas para locais selecionados no Egito, mais precisamente no Delta do rio Nilo, localizado ao norte do país. O estudo é baseado em dados reais do *Head* e fluxo de água do rio coletados cinco anos antes da realização do artigo, para descobrir o potencial de energia

hídrica. Diferentes tipos de turbinas, tais como a de fluxo cruzado, Francis e Kaplan foram levados em consideração para serem aplicadas em oito diferentes regiões no Delta do Nilo. Cada região possui características de *Head* e fluxo diferente, mas através desse estudo o autor conclui que para aplicações de baixo *Head*, as turbinas de fluxo cruzado e Kaplan são mais adequadas, e que na maioria das regiões a turbina Kaplan apresenta maior eficiência.

FERRO [8] projetou uma miniturbina hidráulica bulbo de baixo custo e obteve seu desempenho teórico através de um programa numérico invíscido tridimensional calculado através do código *FLUENT*. A turbina com rotor de 0,5 m e quatro pás foi então construída, como pode ser visto na Figura 9. Posteriormente, ela foi testada para que seus resultados experimentais fossem confrontados com o resultado numérico. O autor conclui que as pás do rotor produzem com muito boa aproximação o *Head* da turbina desejado nas condições de projeto.



Figura 9: Miniturbina hidráulica bulbo desenvolvida por FERRO [8].

SCHLEICHER [9] fez um estudo numérico preliminar para modelar o rotor de uma miniturbina hidráulica portátil cuja aplicação dar-se-á em situações de acampamento militar temporário para fornecer energia a equipamentos necessários. A turbina do tipo Kaplan com 0,533 m de diâmetro possui um Coeficiente de potência máximo de 0,43, o que implica dizer que aproximadamente 43% da energia do fluido que passa pelo rotor é aproveitada pelo mesmo. Para otimizações futuras, o autor sugere a adição de um difusor para aumentar as características de geração de energia.

RIGLIN [10] deu prosseguimento ao trabalho de SCHLEICHER [9] ao realizar a caracterização experimental e numérica do protótipo da turbina hidráulica portátil, a ser

aplicada em rios para trabalhar de maneira integrada ao Sistema de Energia Renovável de Solo (*Ground Renewable Energy System, GREENS*), composta também por um sistema de geração de energia solar. Este protótipo já apresenta a inclusão de um difusor para melhorar o desempenho. Os testes foram conduzidos com velocidade do fluido entre 1 m/s e 1,7 m/s e o valor máximo de coeficiente de potência encontrado foi de 0,37. O erro relativo entre os resultados numérico e experimental são de menos de 3% quando se considera todas as perdas envolvidas no sistema, como no gerador, transmissão e caixa de redução. Os resultados mostraram que o protótipo é capaz de ser integrado com sucesso ao sistema *GREENS* para aplicações portáteis.

SONG [11] desenvolveu uma micro turbina com difusor de eixo horizontal a ser utilizada para geração de energia sustentável em sistemas de correntes marítimas ou rios. Seu trabalho consiste em desenvolver e investigar o desempenho dessa turbina por meio de simulação numérica e ensaios experimentais. O modelo utilizado nos ensaios pode ser visto na Figura 10. Os resultados experimentais mostram a acuracidade do método numérico, apresentando um desvio médio inferior a 6% com relação ao resultado experimental. O autor avaliou que a utilização do difusor aumenta o coeficiente de potência em média 45% e o coeficiente de torque em média 15%.



Figura 10: Turbina de eixo horizontal com difusor feito por SONG [11].

MUIS [12] conduziu um estudo numérico sobre a otimização de turbina hidráulica para aplicações cujo *Head* é muito baixo. A turbina possui diâmetro do rotor de 0,6 m e sua condição de projeto é para uma vazão de 0,128 m³/s e *Head* disponível de 0,3 m. Para aproveitar a passagem do fluido através do rotor da melhor maneira, desenvolveu um modelo de cascata de pás com perfil de aerofólio, como pode ser visto na Figura 11.

Foram feitas análises numéricas acerca da pressão e eficiência dessa turbina, chegando a um resultado de máxima eficiência de 91% para diferentes faixas de fluxo.

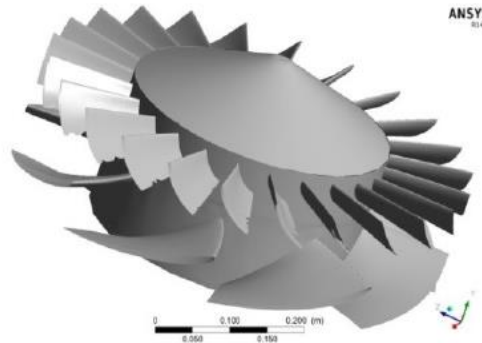


Figura 11: Rotor da turbina com cascata de pás desenvolvido por MUIS [12].

MADU [13] investigou numericamente a integridade estrutural de uma minitur-bina hidráulica pela interação do fluido com as pás do rotor. Dois tipos de materiais foram avaliados, aço estrutural e compósito de vidro epóxi. As turbinas possuem dez pás com diâmetro de 0,3 m e uma velocidade de fluxo de 1,5 m/s foi empregada para a análise. A deflexão máxima esperada pelas pás são mínimas e podem até ser considerada nulas. Porém a turbina em aço estrutural apresentou melhor desempenho devido sua alta rigidez. Além disso, para ambos os casos, o máximo valor de tensão Von-Mises encontrado é menor do que a tensão de escoamento de seus respectivos materiais. O autor conclui que devido às condições instáveis de turbulência e a alta densidade do fluido, o aço estrutural é mais recomendado.

FERNANDES [1] por sua vez realizou o estudo e concessão de miniturbinas hidráulicas com o recurso a impressoras 3D. O enquadramento de seu trabalho envolve o projeto Next-Sea, que recorre a uma instalação submersa, baseado em sensores, cujo intuito é monitorar diversas variáveis oceanográficas pertinentes por intermédio de uma instalação de baixo custo. Sabendo-se que tais sensores necessitam de energia para operar, surgiu a ideia de projetar miniturbinas a partir de correntes marinhas [1].

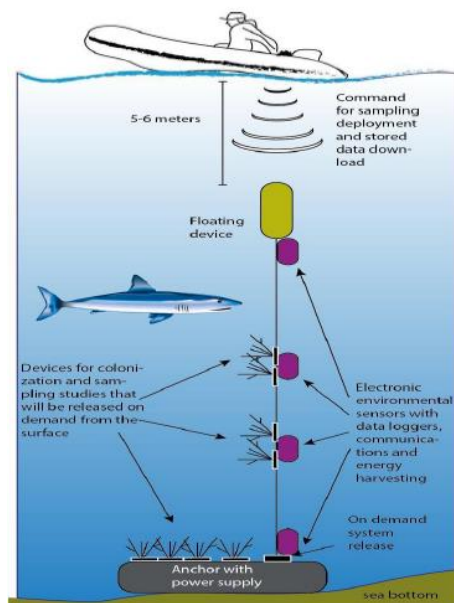


Figura 12: Ilustração do projeto Next-Sea [1].

Diferentes hélices de turbina tipo Kaplan foram desenvolvidos, com diâmetros de 50 mm e 100 mm e número de pás igual a 10 e 15. Estas foram projetadas, impressas e ensaiadas experimentalmente obtendo-se resultados de rotação e tensão elétrica gerado. Embora a tensão elétrica obtida experimentalmente ainda seja muito baixa, o autor conclui que a produção de energia por intermédio desta tecnologia aparenta ser viável para futuras aplicações para esta e outras finalidades.

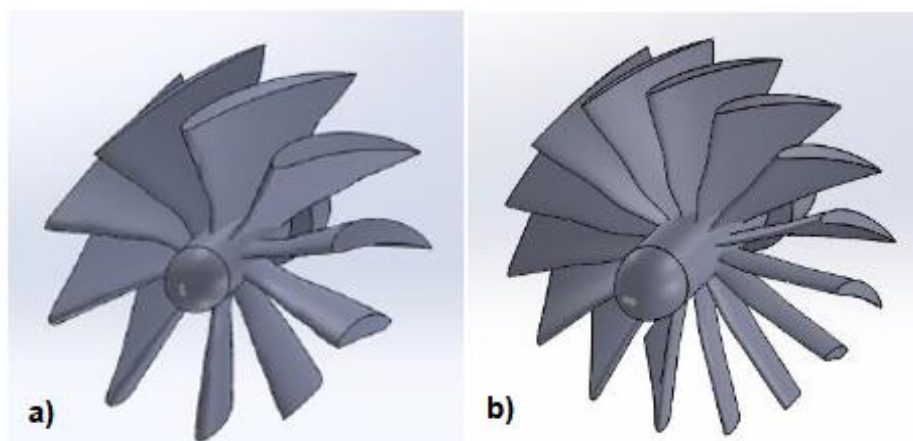


Figura 13: Hélices de 50mm com a) 10 e b) 15 pás desenvolvido por FERNANDES [1].

Como pode-se observar, o principal tipo de turbina para aplicações de pequena dimensão é a Kaplan, devido à sua baixa necessidade de *Head* e por sua fácil instalação.

Sua aplicação é vasta, desde pequenos canais d'água e rios até oceanos, sendo este último de maior interesse para o presente trabalho.

2.4. ENERGIA DAS MARÉS

Atualmente a maior parte dos recursos energéticos são provenientes de origem não-renovável, como o carvão, petróleo e gás. O constante aumento da demanda por energia, aliado à futura escassez destes recursos esgotáveis, faz com que seja necessário desenvolver, explorar e expandir meios de obter energia através de fontes renováveis. Dentre as fontes mais utilizadas atualmente, destaca-se a energia solar, eólica e hidráulica.

O principal meio de exploração em escala comercial da matriz hidráulica é através das usinas hidrelétricas, que são baseadas no aproveitamento de desnível de quedas d'água para gerar energia. Entretanto, meios alternativos para se obter energia a partir da matriz hídrica têm sido explorados, sobretudo por meio das energias oceânicas, o qual está inserido a energia das marés [14,15,16,17]

Os oceanos compõem cerca de 71% da superfície da terra e estão sob influência de diferentes fenômenos, como desníveis topográficos, variação de altura das marés e a existência de corrente marítima. Os dois últimos são explicados pelo movimento relativo e atração gravitacional entre o planeta Terra, a lua e o sol [14].

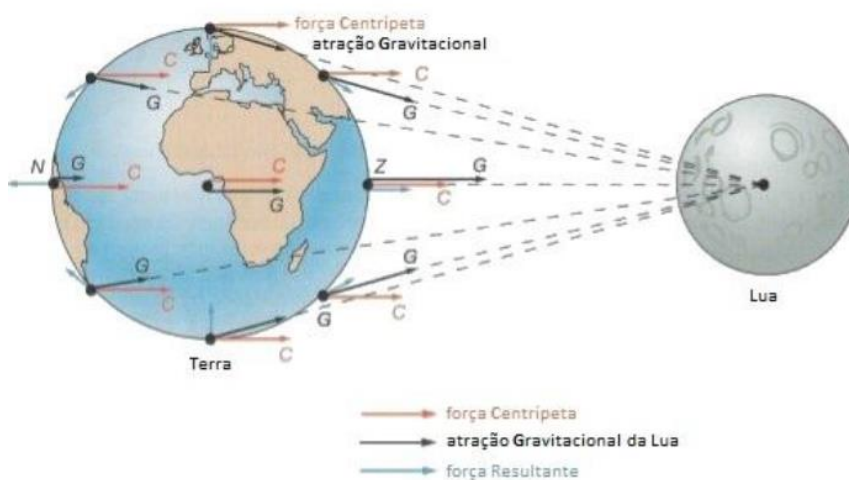


Figura 14: Forças gravitacionais que causam movimento da maré [14].

A mudança de nível d'água nos oceanos e a corrente de maré associada são resultados da atração gravitacional exercidos, em sua maior parte, pela lua. Isto se explica pois apesar da relação gravitacional ser diretamente proporcional à massa dos corpos, ela é inversamente proporcional ao quadrado da distância entre os corpos, o que faz com que a força exercida pelo sol seja 0,46 vezes a força exercida pela lua [14].

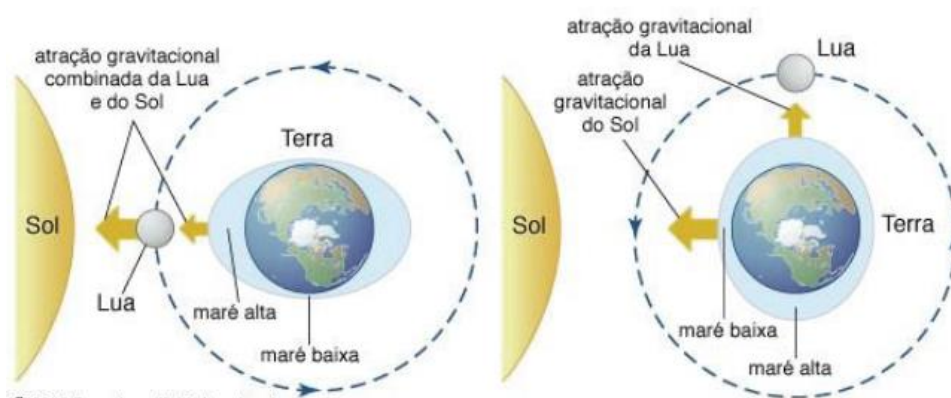


Figura 15: Influência da posição da lua e do sol na maré [1].

O aproveitamento da energia das marés pode dar-se de duas maneiras. A primeira é através da variação do nível da maré, que consiste no represamento de água por meio de uma barreira física, utilizando-se então a energia potencial gerada pelo desnível de coluna d'água formado pela diferença da maré. Já a segunda maneira, mais relevante ao trabalho, consiste em aproveitar a energia cinética contida na corrente marítima.

O princípio físico de conversão de energia cinética de corrente de maré se assemelha à conversão de energia cinética eólica. A maior massa específica da água, cerca de 800 vezes maior do que a do ar, permite que grande quantidade de energia seja produzida mesmo com velocidades consideravelmente menores se comparado à velocidade do vento [15,17]. Embora a energia de corrente de maré apresente vantagens como ser totalmente previsível e utilização de baixa velocidade para gerar energia, ela ainda não é tão desenvolvida quanto a energia eólica. Considerando-se que é uma tecnologia relativamente recente, o aproveitamento de energia dessa fonte ainda não convergiu para um padrão único de turbina, muito devido à variedade e especificidade dos ambientes onde estes serão utilizados, como por exemplo diferentes profundidades e velocidade de fluido [14]. Portanto, alguns dos dispositivos conhecidos serão abordados nesse trabalho.

2.4.1. Tipos de Turbinas de Correntes Marítimas

Diversos conceitos já foram propostos para a extração e conversão desse tipo de energia. Elas podem ser classificadas quanto ao seu princípio de funcionamento e pela direção do eixo em que ocorre o aproveitamento de energia.

O conceito mais disseminado dentre as turbinas de corrente marítima é a turbina de eixo horizontal, devido seu baixo custo e impacto ecológico [15]. Esta possui eixo alinhado com o fluxo das correntes marinhas e converte a energia cinética do fluido através da rotação de seu rotor. Seu método de conversão de energia e geometria assemelham-se às turbinas eólicas, como pode ser observado na Figura 16.

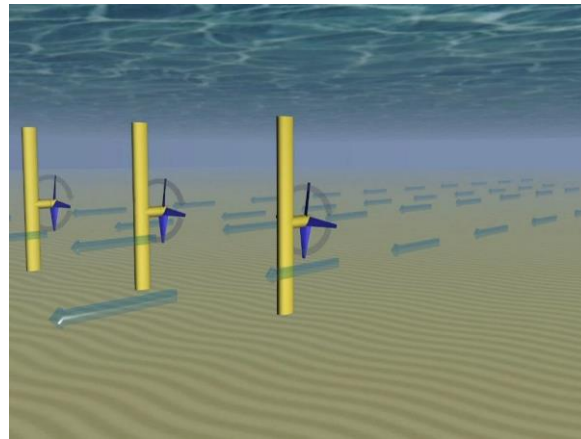


Figura 16: Turbina de eixo horizontal [1].

Outro conceito utilizado para extrair energia do fluido é a turbina de eixo vertical. Seu eixo é posicionado verticalmente e suas pás rotativas giram no sentido paralelo ao fluxo da corrente. Tanto a turbina de eixo horizontal quanto de eixo vertical vem sendo estudadas e desenvolvidas, porém esta última é difundida em menor número [16].

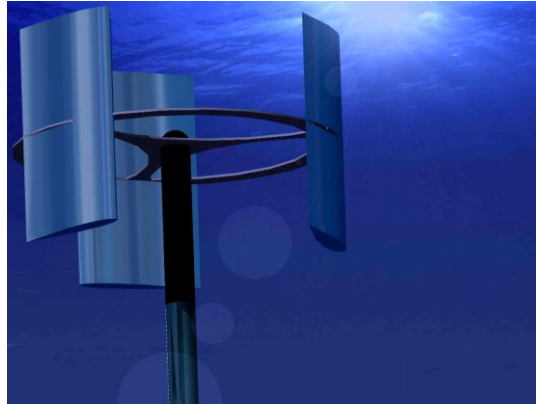


Figura 17: Turbina de eixo vertical [16].

Diferentemente das duas concepções anteriores, os dispositivos alternativos de corrente de maré, também conhecidos como hidropilano oscilante, utilizam-se de perfis hidrodinamicamente eficientes, chamados hidrofólios, que são acoplados a hastes fixas na estrutura do suporte [16]. Estes hidrofólios movem-se em sentido vertical, ascendente e descendente, ao invés de funcionarem como pás rotativas.

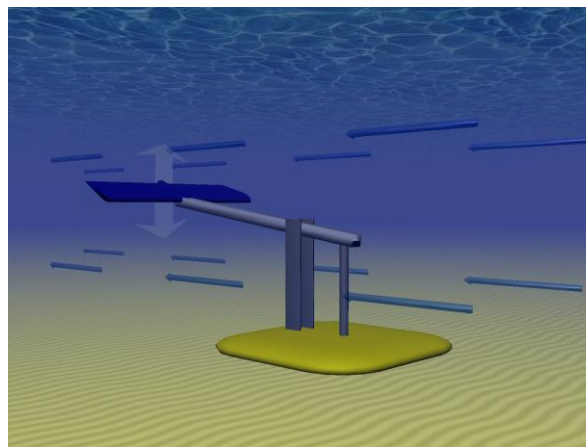


Figura 18: Turbina do tipo hidropilano oscilante [16].

Além destes, também existe estudo sobre um tipo conhecido como Efeito Venturi. Seu funcionamento é baseado em direcionar o fluido para dentro de um duto com área de seção variável, onde fica localizado o rotor, que o concentra produzindo uma diferença de pressão e conseqüente aceleração na velocidade com que o fluido passa por essa seção.

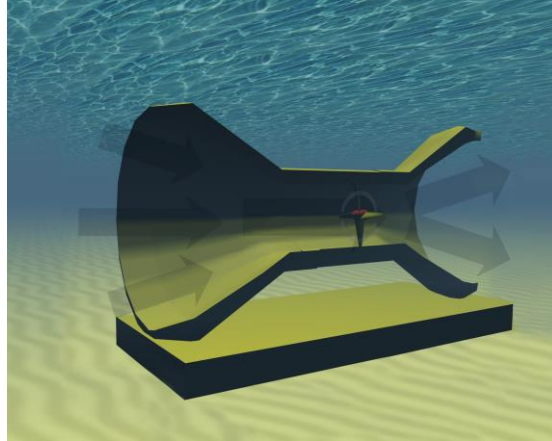


Figura 19: Turbina do tipo Efeito Venturi [16].

2.4.2. Projetos Existentes

Os programas de investigação de correntes de marés da indústria, do governo e das universidades no Reino Unido, Noruega, Irlanda, Suécia, Canadá e Estados Unidos, nos últimos anos, estabeleceram uma base importante para a indústria emergente de energia das marés [17]. O estudo e desenvolvimento de tecnologias para aproveitamento de energia das correntes das marés ocorre desde a década de 90 e diversas concepções têm sido propostas. Apenas no início do século XXI começaram-se a testar protótipos com capacidade nominal de 300 kW [15]. Até os dias atuais, a maior parte dessas turbinas ainda estão em fase de protótipo e testes.

O principal modelo de turbina implementado e considerado um dos pioneiros no aproveitamento da energia de corrente de maré em escala comercial é a SeaGen-S, originalmente criada pela empresa *Marine Current Turbines* e hoje produzida pela *Atlantis Resources*. Essa turbina axial possui dois rotores com diâmetros de 20 metros e capacidade de geração de energia entre 1 - 1,5 MW que vinha sendo operada desde 2008. No entanto, com a experiência adquirida através destas operações, foi possível otimizar o design do sistema para gerar 2 MW com maior disponibilidade e menor custo [18].



Figura 20: Turbina SeaGen-S [18].

Outra turbina de eixo horizontal, também produzida pela *Atlantis Resources*, é a AR1500. Todo conjunto pesa aproximadamente 1000 toneladas-força junto com suas fundações, possuindo um rotor de 18 metros de diâmetro constituído por três pás com mecanismos de ajuste do ângulo da pá. Sua velocidade operacional é de 3 m/s a 5 m/s e possui restrição de aplicações para profundidade mínima a partir de 30 metros. A turbina encontra-se em testes e possui capacidade de geração de energia de 1,5 MW [18].



Figura 21: Turbina AR1500 [18].

Mais protótipos de turbinas de eixo horizontal estão em andamento, como é o caso da *AndritzHydro Hammerfest* da empresa Norueguesa *AndritzHydro*. Composta por um rotor com três pás e 20 m de diâmetro, essa turbina foi desenvolvida para operar em

profundidades entre 30 m e 100 m. Ela vem sendo testada em lugares como o Centro Europeu de Energia Marinha (EMEC), no Reino Unido, e em Kvalsund, na Noruega [19].

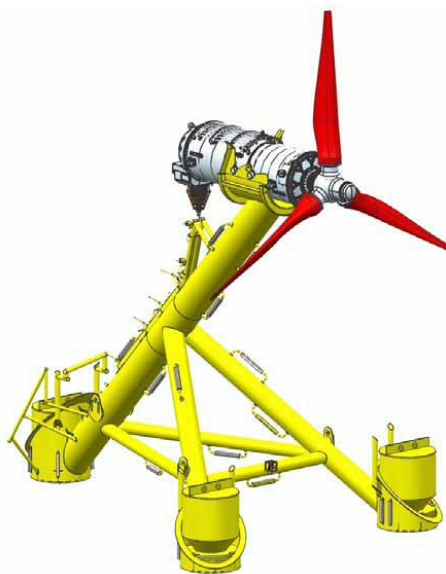


Figura 22: Turbina AndritzHydro Hammerfest [19].

Outros modelos de turbinas foram testados, porém atualmente a maior parte do desenvolvimento e estudo são acerca das turbinas de eixo horizontal com pás rotativas. Desse modo, foram abordados apenas as principais turbinas que continuam em fases de teste até a presente data.

2.5. OTIMIZAÇÃO DE TURBINAS DE CORRENTE DE MARÉ DE EIXO HORIZONTAL

Desenvolver e aplicar métodos numéricos para testar e selecionar modelos mais eficientes de turbinas hidráulicas pode culminar em uma economia enorme de tempo e dinheiro se comparado à realização de ensaios experimentais de protótipos. Apesar do fato de simulações não poderem transmitir com exatidão todas as complexas condições que envolvem situações reais de instalação *offshore*, sua utilização vem sendo amplamente utilizada por conseguir aliar baixo custo e bons resultados [20]. Tratando-se de métodos numéricos, os dois modelos mais comuns utilizados atualmente são a Fluido Dinâmica Computacional (*Computational Fluid Dynamics*, CFD) e Teoria do Momento

do Elemento de Pá (*Blade Element Momentum Theory*, BEMT) [20], sendo este último o objeto de estudo e aplicação neste trabalho.

Na Fluido Dinâmica Computacional diversas estratégias são empregadas para análise da turbina, diferenciando-se em como o fluxo do fluido foi modelado e resolvido. Em geral, apresentam resultados mais completos pois consideram os efeitos em cada pá individualmente tal como o fluxo entrono da pá, ao passo que a Teoria do Momento do Elemento de Pá considera apenas o desempenho do rotor como um todo. O método numérico de simulação direta (*Direct Numerical Simulation*, DNS) é o mais robusto, o qual resolve as equações de Navier-Stokes numericamente para toda a gama dos termos espaciais e temporais de turbulência, o que significa que as equações são resolvidas sem o uso de qualquer modelo de turbulência [20]. Já a Simulação Numérica Média de Reynolds (*Reynolds-Averaged Numerical Simulation*, RANS) é a mais utilizada por não necessitar recursos computacionais tão potentes quanto o anterior. Este método utiliza uma descrição estatística do fluxo, onde a média de tempo da equação de Navier-Stokes é usada para diminuir o número de equações a serem resolvidos em cada etapa de tempo, permitindo uma simulação mais rápida [20].

Por outro lado, embora a Teoria do Momento do Elemento de Pá tenha menor precisão sob certas condições, a baixa demanda computacional levou a uma alta aceitação dessa teoria para modelagem de rotores de turbinas [20,21]. Sua utilização é ampla e bem consolidada no desenvolvimento de perfis de pás para aerogeradores, mas artigos e estudos recentes demonstram que essa teoria também pode ser aplicada para o desenvolvimento e otimização de turbinas de corrente de maré de eixo horizontal.

MASTERS [21] utilizou a Teoria do Momento do Elemento de Pá para a modelagem de rotores de turbinas de corrente de maré incluindo efeito de perdas nas pontas e perda no cubo do rotor. Seus resultados foram comparados a um código industrial certificado, *GH Tidal Blade*, apresentando boa correlação.

VOGEL [22] validou a utilização dessa teoria comparando seus resultados com o método RANS presente no *software OpenFOAM*. Ao analisar a Teoria do Momento do Elemento de Pá de um rotor confinado, o autor verificou que os resultados apresentam discrepâncias de aproximadamente 3% superior no torque em relação ao *OpenFOAM*, e aproximadamente 3% inferior na potência. Já na comparação entre a Teoria do Momento

do Elemento de Pá confinado e livre (não confinado) mostram que esse confinamento causa aumento de carga e potência, ocasionando maior momento na raiz da pá.

BATTEN [23] também validou o método através de ensaio experimental em túnel de cavitação e tanque reboque de uma turbina de corrente marítima. As pás foram modeladas com o auxílio do *software XFoil*, o qual utiliza um painel de código 2D e método com fluxo de vorticidade linear que inclui solução viscosa que interage com o fluxo potencial incompressível por meio de um modelo de transpiração de superfície [23]. Os resultados obtidos através do *software* apresentam boa concordância com os resultados experimentais.

ZHU [24], em um dos artigos mais recentes, igualmente utiliza a Teoria do Momento do Elemento de Pá para realizar a modelagem inicial das pás de seu rotor. Uma otimização de ângulo de inclinação e corda é aplicado para obter a geometria final do hélice. Os resultados numéricos obtidos através de CFD são comparados aos resultados experimentais e mostram que a eficiência dessas turbinas podem ser otimizadas de modo geral.

Portanto, tendo em vista a validação do método, é possível utilizar como base os referenciais teóricos presente em diversas bibliografias sobre projeto e otimização de turbinas eólicas para desenvolver pás otimizadas para turbinas de corrente de maré de eixo horizontal. Muitas vezes, os trabalhos que utilizam a Teoria do Momento do Elemento de Pá apresentam *softwares* específicos para obtenção da geometria das pás, tais como *QBlade* e *XFoil*. Entretanto, WENZEL [25] e JUNIOR [26] desenvolveram códigos em *softwares* de computação numérica capazes de fornecer aspectos geométricos e parâmetros de torque e potência de um aerogerador otimizado por meio de implementação de um método iterativo que utiliza as equações de Teoria do Momento do Elemento de Pá a partir da seleção de um perfil aerodinâmico cujas propriedades são conhecidas. WENZEL [25] demonstra a aplicação deste método para uma turbina de pequeno porte, obtendo valores de corda e ângulo para construção do desenho da pá. Seu código é capaz de calcular diferentes valores de ângulos de ataque para cada elemento de pá.

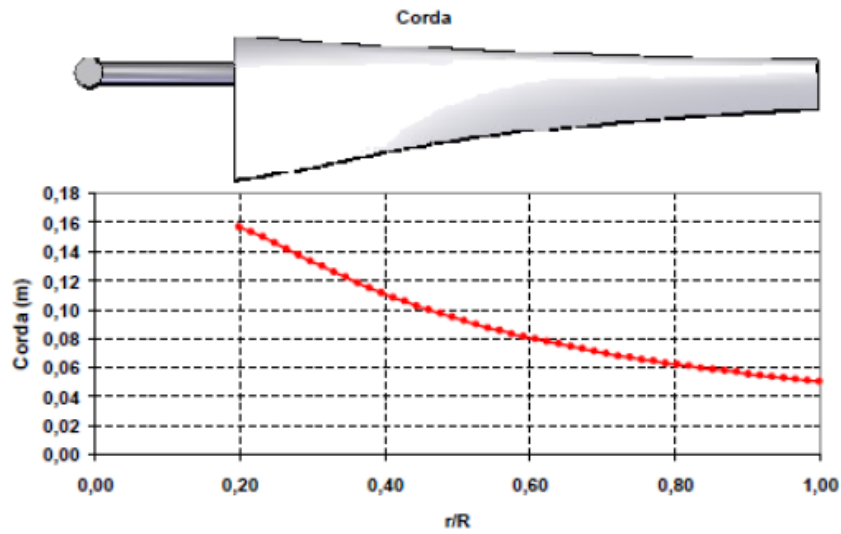


Figura 23: Desenho da pá e variação de corda utilizando método iterativo [25].

Por sua vez, JUNIOR [26] desenvolveu um código no *software Wolfram Mathematica* e o verificou comparando com os resultados obtidos por WENZEL [25]. Sua metodologia difere-se pois o ângulo de ataque é fixo por toda a extensão do hélice. Posteriormente, aplicou o código validado para criação de um aerogerador otimizado com potência de 1kW a ser instalado em Itaguaí, município do estado do Rio de Janeiro, Brasil.

O presente trabalho é desenvolvido com base na metodologia de JUNIOR [26] e as equações a serem implementadas serão expostas no próximo capítulo.

CAPÍTULO 3

3. METODOLOGIA

Através de um código no *software Wolfram Mathematica* baseado na Teoria do Momento do Elemento de Pá, pode-se construir pás otimizadas com perfil aerodinâmico constante. Como já foi abordado, essa teoria é amplamente utilizada para hélices de turbinas eólicas, mas estudos também mostram que estas teorias são bem aceitas para a modelagem de hélices em turbinas hidráulicas. Desta maneira, será abordada a metodologia presente nas bibliografias sobre otimização de pá de aerogeradores [25,26,27,28,30,31,32].

3.1. TEORIA DO ELEMENTO DE PÁ

A Teoria do elemento de pá é a primeira teoria utilizada para considerar as forças envolvidas nas pás do rotor de maneira bidimensional. Para seu desenvolvimento, divide-se a pá em um número finito de seções e obtém-se relações para as forças envolvidas em cada elemento em função dos coeficientes de arrasto, coeficiente de sustentação e ângulo de ataque. As seguintes considerações se fazem necessárias [27]:

- Não há interações aerodinâmicas entre os elementos.
- As forças nas pás são determinadas unicamente pelas características de arrasto e sustentação do perfil de aerofólio da pá.

A pá é dividida em N elementos com corda c e distância dr , conforme a Figura 24.

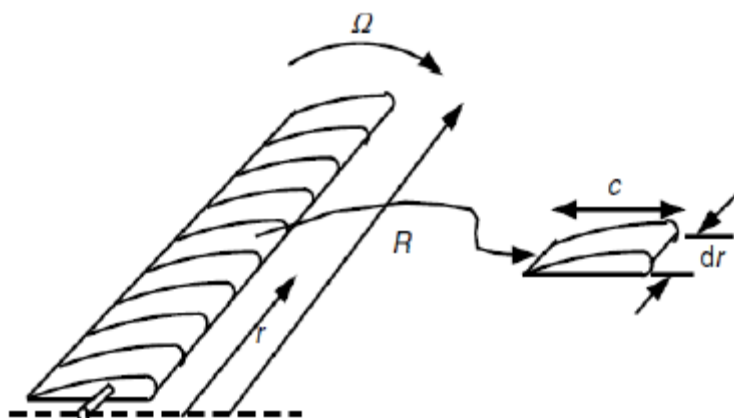


Figura 24: Divisão do hélice na teoria do elemento de pá [27].

3.1.1. Perfil Aerodinâmico

O perfil aerodinâmico, ou também aerofólio, corresponde à seção transversal de uma pá. Esta possui diversos modelos, cada um com suas particularidades geométricas. Sobre elas são geradas forças de sustentação e arrasto, na direção perpendicular e paralela ao escoamento do fluido, respectivamente.

O aerofólio possui algumas nomenclaturas que às caracterizam, e são de suma importância para dar prosseguimento às equações. A linha de curvatura, ou esqueleto, é exatamente a linha média, entre a superfície superior e inferior. O bordo de ataque e o bordo de fuga estão localizados nas extremidades da linha de curvatura. A corda é a distância em linha reta, entre os bordos de ataque e fuga. A espessura é a distância entre a superfície superior e inferior, medida perpendicularmente à corda. A flecha é a distância entre o esqueleto e a linha de corda.

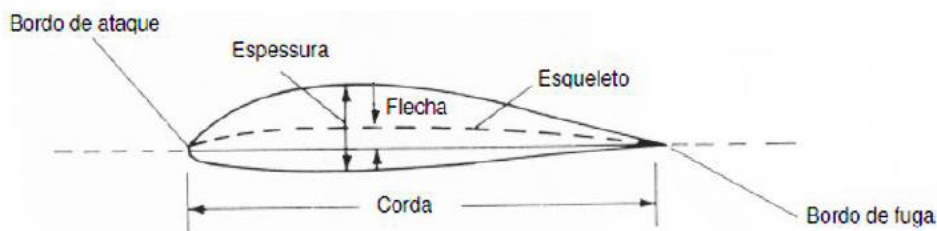


Figura 25: Nomenclaturas do perfil aerodinâmico [1].

Os perfis aerodinâmicos mais utilizados em turbinas eólicas e aviação são da *National Advisory Committee for Aeronautics* (NACA) [28]. Existem variadas séries de

aerofólios de perfil NACA e estes podem ser encontrados em uma ampla base de dados [26]. As séries de quatro dígitos da NACA são caracterizadas da seguinte maneira:

- 1º dígito: valor da flecha relativa em porcentagem, f/c ;
- 2º dígito: coordenada da flecha máxima, x_m , dada por $\frac{10x_m}{c}$;
- 3º e 4º dígitos: espessura relativa em porcentagem, $\frac{espessura}{c}$

Para cada perfil NACA existem diferentes propriedades aerodinâmicas, que são medidas em túneis de ventos padrão. Estas propriedades serão melhor explicadas no próximo subcapítulo.

3.1.2. Forças Aerodinâmicas

O fluxo do fluido ao passar pelas pás do rotor, gera uma distribuição de forças pela extensão do aerofólio, conhecidos como força de arrasto (*Drag Force*) e força de sustentação (*Lift Force*), que por sua vez são orientadas de forma paralela e perpendicular ao fluido, respectivamente. A magnitude dessas forças depende da massa específica do fluido, da velocidade, dimensões da superfície, forma e orientação do corpo.

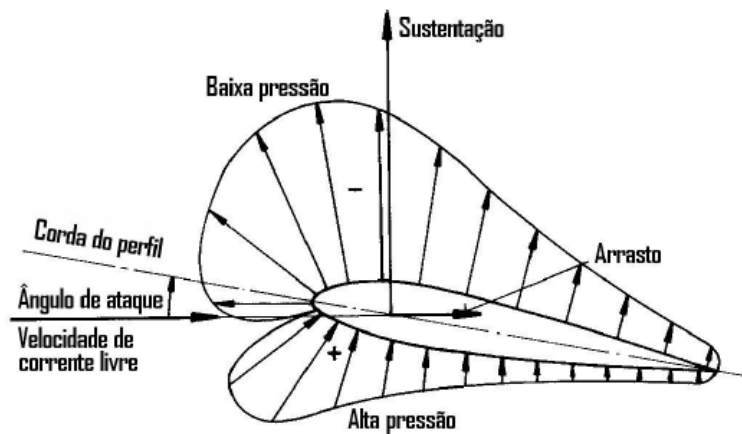


Figura 26: Forças envolvidas no perfil aerodinâmico [25].

O perfil aerodinâmico sob a influência de um escoamento possibilita um aumento da velocidade na parte superior e uma redução da velocidade na parte inferior do aerofólio, gerando, respectivamente, uma zona de baixa e alta pressão. Essa diferença faz com que haja uma força de sustentação perpendicular à velocidade de corrente livre. A utilização da sustentação aerodinâmica permite aumentar a eficiência do rotor [28]. Por

outro lado, a velocidade de corrente livre ao passar pelo perfil aerodinâmico promove um atrito cisalhante ao longo da superfície da pá, gerando uma força paralela e em sentido contrário ao escoamento, conhecido como força de arrasto.

A utilização de números adimensionais para calcular as forças envolvidas é fundamental para simplificar o problema, visto que os fenômenos envolvidos apresentam dependência complexa de parâmetros geométricos e do escoamento. Tais parâmetros geralmente são encontrados por meio de ensaios experimentais e estes devem ser expandidos para diferentes condições. Seria inviável, por exemplo, realizar ensaios para todos os tipos de perfis existentes e para infinitos valores de velocidade que o fluido pode assumir. Isto levaria a um número inimaginável de ensaios experimentais. Ao invés disso, através da análise dimensional e semelhança, é possível estabelecer relação entre o modelo experimental e analítico para definir um determinado parâmetro usando apenas um gráfico e um número reduzido de experimentos, tornando assim a análise dimensional uma ferramenta imprescindível. Os termos adimensionais do coeficiente de arrasto e sustentação são definidos da seguinte maneira:

Coeficiente de arrasto:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} = \frac{\text{Forças de arrasto}}{\text{Forças dinâmicas}} \quad (1)$$

Coeficiente de sustentação:

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} = \frac{\text{Forças de sustentação}}{\text{Forças dinâmicas}} \quad (2)$$

Os valores para os coeficientes de arrasto e sustentação podem ser observados através de gráficos que apresentam as relações dos respectivos coeficientes para um determinado perfil de aerofólio em função do Ângulo de ataque (α) e do número Reynolds (Re), que é mais um número adimensional que relaciona as forças de inércia em razão das forças viscosas. Para um melhor rendimento do hélice, seleciona-se um ângulo de ataque que proporciona um alto coeficiente de sustentação e baixo coeficiente de arrasto.

Para o perfil simétrico NACA 0006 obtém-se as seguintes curvas com Reynolds igual a 5×10^4 :

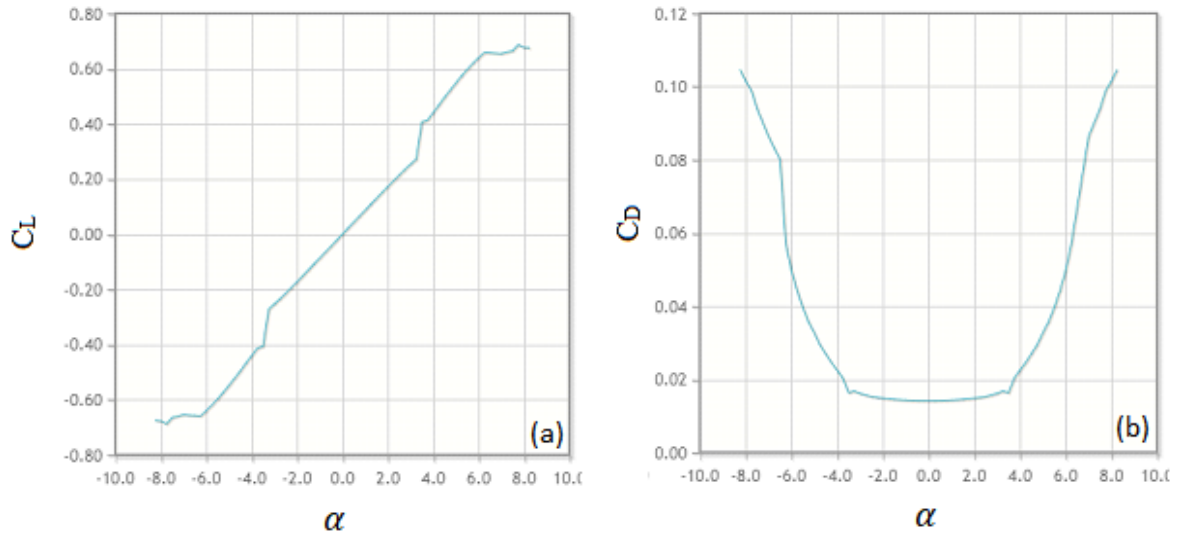


Figura 27: Relação entre ângulo de ataque e (a) coeficiente de sustentação (b) coeficiente de arrasto para perfil NACA 0006 [29].

Tratando-se do mesmo perfil de aerofólio, para cada número de Reynolds existem curvas C_L e C_D diferentes. A figura 28 mostra as curvas do perfil NACA 0006 para Reynolds igual a 5×10^4 e 5×10^5 .

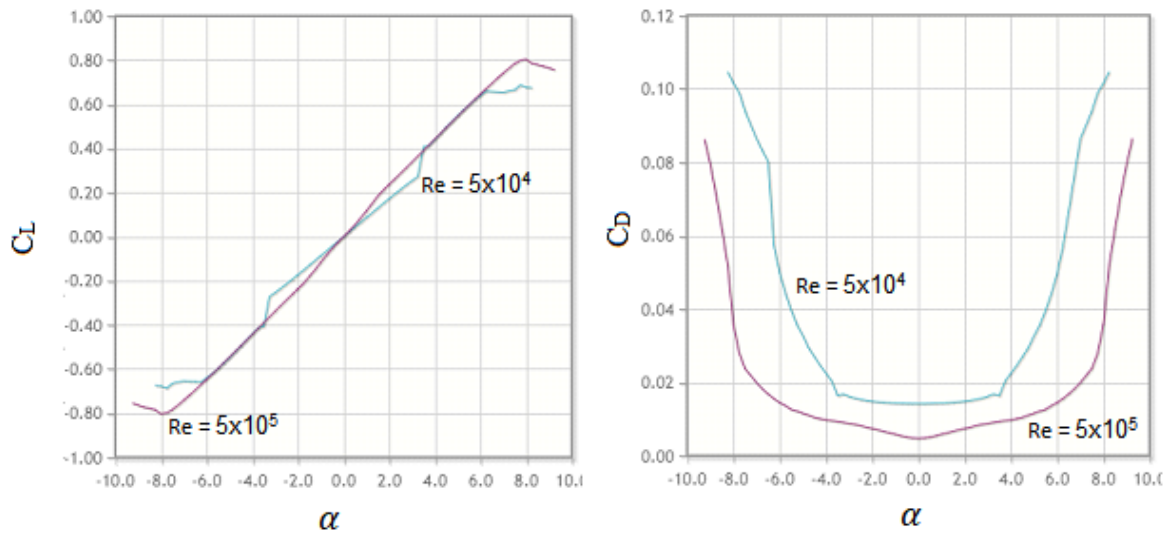


Figura 28: Curvas para diferentes valores de Reynolds [29].

No caso de um hélice com corda constante, o valor do número de Reynolds sofrerá alterações ao longo da extensão de seu raio, visto que a velocidade também varia

com o raio. Isto faz com que o hélice opere fora do valor de projeto, diminuindo sua eficiência.

$$Re = \frac{\rho c V_w}{\mu} \quad (3)$$

Para manter as condições de projeto por toda a extensão do hélice, é necessário projetar um aerofólio com corda variável, a fim de manter o número de Reynolds sempre constante. Através de um método iterativo, calcula-se o comprimento de corda a uma distância r do eixo do rotor.

$$c = \frac{8\pi r}{BC_L} (1 - \cos\Phi) \quad (4)$$

3.1.3. Velocidade Relativa Nos Elementos De Pá

Apesar da velocidade do fluido ser considerada constante por toda a extensão do hélice, a velocidade tangencial modifica-se à medida em que se analisa elementos com uma distância dr entre si. Portanto, deve-se analisar a velocidade relativa de cada elemento. Para as velocidades axial e tangencial, considera-se ainda fatores de interferência, aqui denominados por a e b . Estes fatores são coeficientes de velocidade que são induzidos pelo rotor.

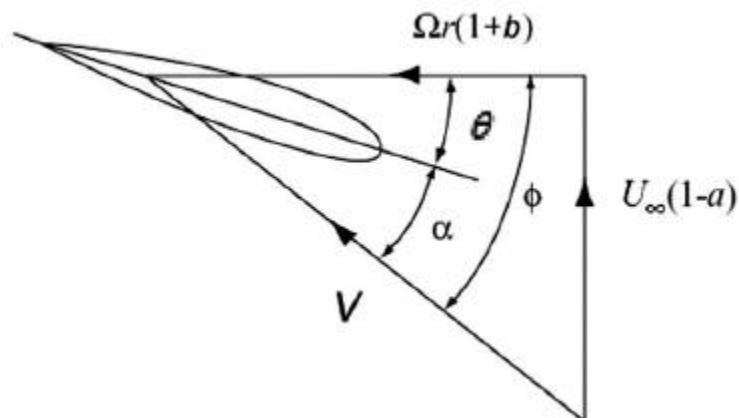


Figura 29: Velocidades relativas no elemento de pá [30].

Através da Figura 29, obtém-se relações trigonométricas importantes para os cálculos que serão desenvolvidos mais adiante.

Velocidade Relativa:

$$V = \sqrt{U^2(1 - a)^2 + \Omega^2 r^2(1 + b)^2} \quad (5)$$

Ângulo de fluxo:

$$\Phi = \alpha + \beta \quad (6)$$

$$\tan\Phi = \frac{(1 - a) U}{(1 + b) \Omega r} \quad (7)$$

3.1.4. Relação De Velocidade De Ponta e Solidez

Velocidade de ponta é um número adimensional utilizado nos cálculos para dimensionamento dos hélices, que denota a relação entre a velocidade de corrente livre e a velocidade tangencial na ponta da pá.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U} \quad (8)$$

Para calcular a velocidade de ponta em cada elemento, situado a uma distância r , tem-se a seguinte relação, denominada relação de velocidade de ponta local.

$$\lambda_r = \lambda \frac{r}{R} \quad (9)$$

Desta forma, a equação (7) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\tan\Phi = \frac{(1 - a) 1}{(1 + b) \lambda_r} \quad (10)$$

Além disto, observa-se na Tabela 1 sugestões para valores de relação de velocidade de ponta em função do número de pás. Estes valores estão relacionados a resultados experimentais que mostram que hélices com menor número de pás devem ter maior velocidade de rotação para apresentar melhor rendimento. Para hélices com maior número de pás, a potência está mais relacionada ao torque e por isso a relação de velocidade de ponta é menor.

Tabela 1: Valores de relação de velocidade de ponta. Adaptado [27].

Relação de velocidade de ponta λ	Número de pás, B
1	8-24
2	6-12
3	3-6
4	3-4
>4	1-3

Outra importante relação utilizada é a solidez, que relaciona a área das pás da turbina com a área percorrida pelas mesmas. Para cada elemento, define-se a solidez local como:

$$\sigma = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (11)$$

3.1.5. Forças Normais e Tangenciais

Como já foi citado anteriormente, na teoria do elemento de pá as relações para as forças envolvidas em cada elemento são obtidas em função dos coeficientes de arrasto e coeficiente de sustentação. Para um hélice com um número de pás B, deve-se considerar que cada elemento sofre esforços tangenciais e axiais a uma distância r do centro do rotor. Tais forças podem ser expressas como:

$$dF_N = \frac{1}{2} Bc\rho V^2 (C_L \cos\Phi + C_D \sin\Phi) dr \quad (12)$$

$$dF_T = \frac{1}{2} Bc\rho V^2 (C_L \sin\Phi - C_D \cos\Phi) dr \quad (13)$$

Pode-se ainda escrever estas equações em um referencial local, em função do coeficiente de força normal e tangencial, conforme relação da Figura 30.

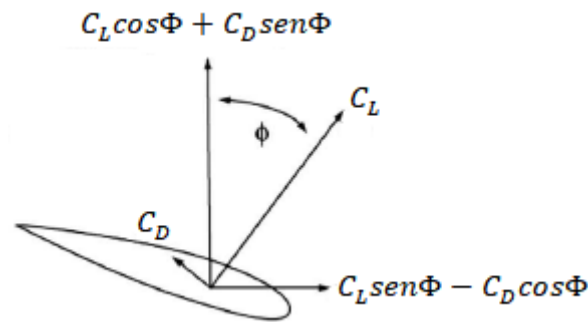


Figura 30: Decomposição dos coeficientes de força no elemento de pá. Adaptado [30].

Definindo os coeficientes de força normal tangencial como:

$$C_N = C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi \quad (14)$$

$$C_T = C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi \quad (15)$$

Pode-se reescrever as equações (12) e (13) da seguinte forma:

$$dF_N = \frac{1}{2} B c \rho V^2 C_N dr \quad (16)$$

$$dF_T = \frac{1}{2} B c \rho V^2 C_T dr \quad (17)$$

3.2. TEORIA DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Esta teoria assume que o fluido ao passar pelo rotor acaba por converter parte de sua energia em forma cinética rotacional. Essa perda resulta em menor extração de energia pelo rotor [21,31].

As forças envolvidas, considerando-se tais perdas, podem ser calculadas por este método, uma vez que força está relacionado com a variação de momento. Nesta teoria,

divide-se o rotor em segmentos angulares para proceder com os cálculos de esforços axiais e tangenciais em cada segmento.

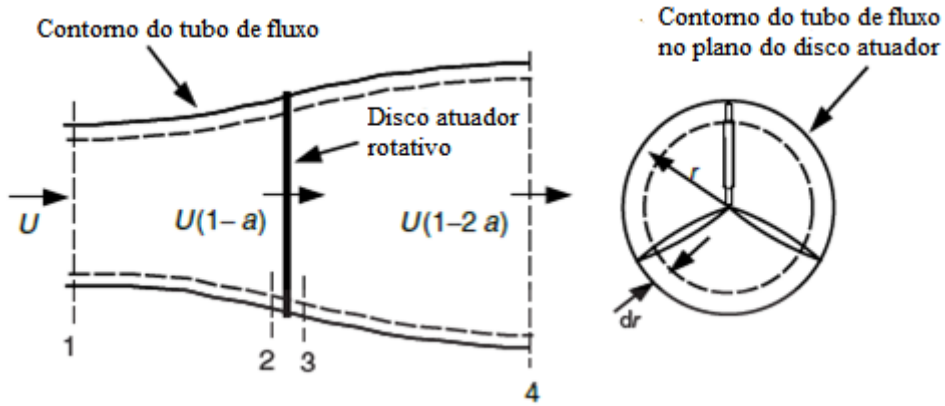


Figura 31: Geometria para análise do rotor. Adaptado [27].

Para a força axial, tem-se:

$$dF_N = \Delta U_{axial} d\dot{m} \quad (18)$$

$$dF_N = [U - U(1 - 2a)]d\dot{m} \quad (19)$$

$$dF_N = 2Ua d\dot{m} \quad (20)$$

Onde o fluxo mássico é dado por:

$$d\dot{m} = \rho U_{axial}(2\pi r dr) \quad (21)$$

$$d\dot{m} = \rho U(1 - a)(2\pi r dr) \quad (22)$$

Portanto, a força axial é definida como:

$$dF_N = 4U^2\rho a(1 - a)\pi r dr \quad (23)$$

Para a componente tangencial da força, tem-se:

$$dF_T = \omega r d\dot{m} \quad (24)$$

$$\omega = 2\Omega b \quad (25)$$

$$dF_T = 4\Omega\rho U(1 - a)b\pi r^2 dr \quad (26)$$

3.3. TEORIA DO MOMENTO DO ELEMENTO DE PÁ

A teoria do Momento do Elemento de Pá associa a Teoria do Elemento de Pá com a Teoria de Quantidade de Movimento. Somente através da fusão de ambas é possível calcular os coeficientes de interferência a e b que são induzidos pelo rotor [31]. Os fatores de interferência axial e tangencial não são coeficientes pré-determinados, pois estes dependem das características do fluido, regime de trabalho, além do perfil de aerofólio escolhido. Portanto, estes são calculados apenas aplicando-se um método iterativo.

Igualando as equações (16) e (23), assim como as equações (17) e (26), utilizando-se ainda de algumas relações da Figura 29, obtém-se as seguintes relações:

$$a = \frac{\sigma C_N}{4\text{sen}^2\Phi + \sigma C_N} \quad (27)$$

$$b = \frac{\sigma C_T}{4\text{sen}\Phi\text{cos}\Phi - \sigma C_T} \quad (28)$$

As simplificações abordadas nas teorias anteriores, que permitem o desenvolvimento da Teoria do Momento do Elemento de Pá, fazem com que esta apresente algumas limitações. Ao assumir que as forças atuando na pá são exclusivamente em duas dimensões, significa que as componentes de força ortogonal, ou seja, ao longo da pá, são negligenciadas. Além disso, essa teoria não considera a influência das perdas causadas por vórtices na ponta e cubo do rotor nos coeficientes de interferência [31]. Todavia existem correções para a inclusão de tais perdas na Teoria do Momento do Elemento de Pá, que serão apresentadas a seguir.

3.4. EFEITO DE PERDAS PELAS PONTAS E CUBO DO ROTOR

Devido a diferença de pressão entre a superfície superior e inferior, o fluido tende a escoar em torno da ponta da pá do ponto de menor para o de maior pressão, reduzindo a sustentação e produção de potência próximo a ponta. Este efeito é denominado como perda pelas pontas e deve ser considerado para resultados mais precisos [21,31].

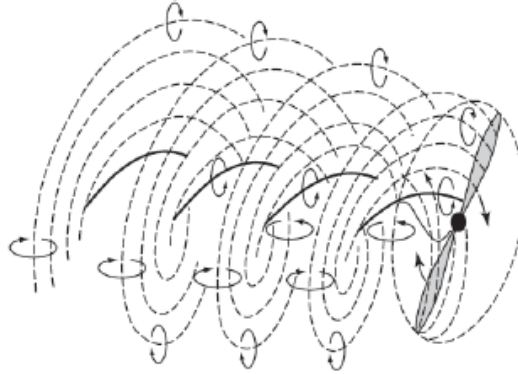


Figura 32: Efeito de perda pelas pontas [30].

Atualmente existem diferentes soluções exatas para o comportamento de perda na ponta, como o proposto por Goldstein e Biot-Savart que não são muito implementadas na teoria do momento de elemento de pá. Já a aproximação de correção de Prandtl pode ser utilizada com relativa facilidade [21,31].

$$F_{ponta} = \frac{2}{\pi} \operatorname{acos} \left[\exp \left(- \frac{\frac{B}{2} \left(1 - \frac{r}{R} \right)}{\left(\frac{r}{R} \right) \operatorname{sen}(\Phi)} \right) \right] \quad (29)$$

Para corrigir os coeficientes de velocidade induzida causado por um vórtice presente próximo ao cubo, utiliza-se um modelo de correção no cubo do rotor [21,31].

$$F_{cubo} = \frac{2}{\pi} \operatorname{acos} \left[\exp \left(- \frac{B(r - Ri)}{2 r \operatorname{sen}(\Phi)} \right) \right] \quad (30)$$

O produto das equações (29) e (30) fornece um fator único, F , que permite considerar ambas as perdas. Este fator é introduzido às equações (23) e (26) multiplicando-

as por F . Sendo assim, é possível obter novas equações para os fatores de interferência axial e tangencial.

$$a = \left(1 + \frac{4F \operatorname{sen}^2(\Phi)}{\sigma C_L \cos(\Phi)} \right)^{-1} \quad (31)$$

$$b = \left(\frac{4F \cos(\Phi)}{\sigma C_L} - 1 \right)^{-1} \quad (32)$$

3.5. TORQUE E POTÊNCIA

A conversão de energia em turbina ocorre quando a energia do fluido é transformada em energia mecânica, através da rotação do eixo do rotor, que ocorre devido a uma força tangencial. Essa força pode ser calculada para cada elemento de pá e ao multiplicá-la pela distância do centro do rotor até o respectivo elemento, obtém-se o que chamamos de torque. O produto de cada contribuição da força tangencial e sua respectiva distância gera o torque total.

$$dT = r dF_T \quad (33)$$

A potência extraída pela turbina pode ser descrita como o produto da velocidade angular do rotor pelo torque.

$$dP = \Omega dT \quad (34)$$

3.6. COEFICIENTE DE POTÊNCIA

O coeficiente de potência é um parâmetro adimensional que expressa a potência que pode ser extraída do fluido pela turbina, sendo expresso como:

$$C_p = \frac{P}{P_s} \quad (35)$$

A potência disponível pelo fluido pode ser calculada levando-se em consideração a seção transversal da turbina e a energia cinética do fluido.

$$P_s = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (36)$$

Assim como as turbinas eólicas, as turbinas hidráulicas também possuem limites para a quantidade de energia que pode ser extraída do fluido. Albert Betz foi o primeiro a demonstrar que o máximo coeficiente de potência teórica alcançado por uma turbina eólica é de 59,3% [25].

$$C_{PBetz} = \frac{16}{27} = 59,3\% \quad (37)$$

Este valor ficou conhecido como Coeficiente de Betz e tem validade para projetos teóricos assumindo que [27]:

- O ar é um fluido homogêneo, incompressível e flui em regime permanente;
- Não há arrasto;
- O rotor possui número infinito de pás;
- Impulso uniforme em toda área do disco;
- Não há rotação na esteira;
- A pressão estática na entrada do volume de controle é igual à pressão estática na saída.

3.6.1. Efeito de Esteira de Rotação

O coeficiente de Betz é o valor limite máximo teórico de coeficiente de potência, independentemente do valor de relação de ponta. Entretanto, a equação (37) é válida para altos valores de relação de velocidade de ponta, fazendo com que haja significativa diferença para relações menores.

Pelas equações (33) e (34) observa-se que o torque é produzido por forças tangenciais à pá multiplicado pela sua respectiva distância para o centro do rotor. Essas forças são resultadas da mudança de velocidade do fluido na direção tangencial. A direção dessas mudanças de velocidade do ar é oposta à direção das forças atuando nas pás e considera-se que o fluido chegue ao rotor sem nenhuma componente tangencial. Com isso, ao passar pelo rotor, as mudanças de velocidade do vento ocorrem formando uma esteira que gira em sentido oposto ao giro do rotor, resultando em mais perdas de energia, pois esta esteira ainda possui energia cinética de rotação. Uma vez que à baixa rotação faz-se necessário um torque maior, o efeito de rotação de esteira também aumenta pois quanto maior o torque, maior a velocidade tangencial na esteira e conseqüentemente menor aproveitamento de energia e potência [32].

A seguinte expressão pode ser utilizada para calcular o coeficiente de potência incluindo o efeito de esteira de rotação.

$$C_{Pideal} = \frac{16}{27} \exp(-035\lambda^{-1,29}) \quad (38)$$

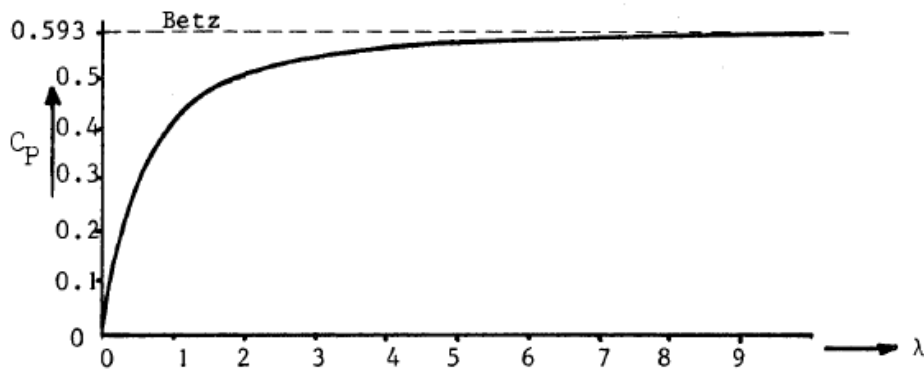


Figura 33: Coeficiente de potência em função da relação de velocidade de ponta, com e sem efeito de esteira [32].

3.6.2. Efeito da Relação C_D/C_L

O coeficiente de arrasto (C_D) é a medida da resistência da pá contra o fluido. Portanto a relação C_D/C_L determina as perdas devido a essa resistência. Quanto maior a relação, mais perdas o rotor terá devido ao arrasto, o que resulta em perda de potência. A

expressão que fornece os valores de coeficiente de potência do arrasto em função da relação C_D/C_L é [32]:

$$C_{Parrasto} = \frac{16 C_D}{27 C_L} \lambda \quad (39)$$

Alternativamente, o valor pode ser obtido através da Figura 34.

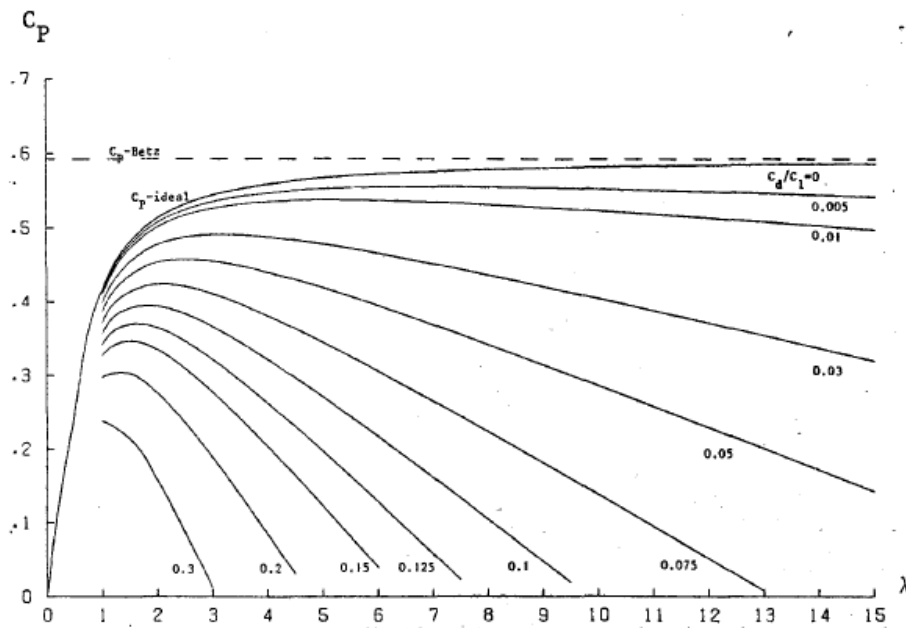


Figura 34: Coeficiente de potência função da relação de velocidade de ponta para diferentes C_D/C_L [32].

3.6.3. Efeito do Número de Pás

A quantidade de pás afeta o coeficiente de potência devido ao já mencionado problema de perda nas pontas. Tais perdas resultam na diminuição de potência a ser aproveitada pelo rotor, que dependem do número de pás e relação de velocidade de ponta. Na Figura 35 observa-se as curvas para a coeficiente de potência para diferentes números de pás e com relação $C_D/C_L = 0,03$.

Para traçar tais curvas, existe uma expressão que define o fator de redução da potência em função do número de pás e conseqüente perda pelas pontas [32].

$$\eta_B = \left(1 - \frac{1,386}{B} \operatorname{sen}\left(\frac{\Phi}{2}\right)\right)^2 \quad (40)$$

Onde neste caso, Φ é o valor do ângulo de fluxo teórico definido como:

$$\Phi = \frac{2}{3} \arctan\left(\frac{1}{\lambda}\right) \quad (41)$$

Este ângulo de fluxo é obtido quando não se considera a rotação atrás do rotor, com $a = 1/3$ e $b = 0$ [32].

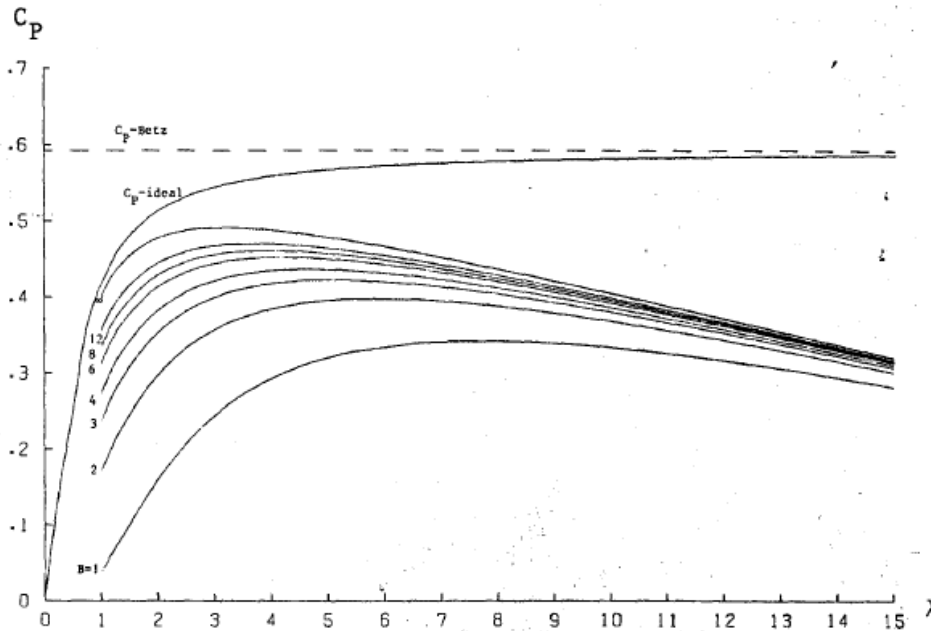


Figura 35: Efeito do número de pás no coeficiente de potência função da relação de velocidade de ponta [32].

3.6.4. Incluindo Todos os Efeitos

Considerando-se todas as perdas citadas, é possível estimar o coeficiente de potência mais próximo ao seu valor real.

$$C_P = \eta_B (C_{Pideal} - C_{Parrasto}) \quad (42)$$

Substituindo os termos da equação (42) pelas respectivas expressões dos efeitos envolvidos e mostrados nas equações (38), (39) e (40), obtém-se a seguinte expressão [32].

$$C_p = \frac{16}{27} \left(1 - \frac{1,386}{B} \operatorname{sen} \left(\frac{\Phi}{2} \right) \right)^2 \left(\exp(-0,35\lambda^{-1,29}) - \frac{C_D}{C_L} \lambda \right) \quad (43)$$

Finalmente, com esta expressão pode-se construir gráficos variando o número de pás e perfil aerodinâmico para análise prévia.

3.7. MÉTODO ITERATIVO

A aplicação do método iterativo é uma das maneiras para calcular os parâmetros de uma turbina, como pode ser visto na literatura [25,26]. Adotando-se um determinado perfil, seu ângulo de ataque e a velocidade de projeto do fluido, é possível dar início aos cálculos conforme os seguintes passos.

- a) Assumem-se valores iniciais para a e b ;
- b) Divide-se o hélice em uma quantidade pré-determinada de seções;
- c) Determinam-se o ângulo de fluxo Φ e o ângulo de passo $\beta = \Phi - \alpha$;
- d) Determina-se a corda (c) local;
- e) Determinam-se C_N e C_T ;
- f) Calcula-se a solidez local σ ;
- g) Determinam-se então os valores de a e b , retornando ao passo 1 e fazendo o processo iterativo até a convergência;
- h) Determinam-se a velocidade relativa V e a velocidade angular Ω ;
- i) Determinam-se as forças axial dF_N e a força tangencial dF_T ;
- j) Determinam-se então o torque dT e a potência dP ;
- k) Repete-se o procedimento para todos os elementos da pá e então através do somatório das contribuições de cada elemento encontram-se o torque e a potência total.

Os parâmetros a e b são variáveis independentes. Existem restrições de limite dos valores destes coeficientes de interferência para a aplicação da Teoria do Momento

no Elemento de Pá; O valor máximo do coeficiente de interferência axial, a , é 0,5. Um valor acima deste ponto implicaria que o fluxo foi revertido a jusante da turbina, a menos que uma correção de alta indução seja empregado. Em operação real, o fluxo incorpora fluido do fluxo livre e um alto grau de turbulência acima deste limite [21].

CAPÍTULO 4

4. PROJETO E DESENVOLVIMENTO DA MILITURBINA PARA ENSAIOS PRELIMINARES

Neste capítulo será abordado a implementação da modelagem matemática visto no capítulo anterior no *software Wolfram Mathematica*.

Inicialmente, faz-se a verificação do código comparando os resultados obtidos com o trabalho de FERNANDES [1]. Em seu trabalho, o autor leva em conta apenas a Teoria do Elemento de Pá, não considerando, portanto, a interferência axial e tangencial. Para efeitos de comparação, utiliza-se a mesma metodologia e parâmetros de projetos de seu trabalho.

Após esta verificação, adotou-se novos parâmetros para o desenvolvimento de dois hélices distintos envolvendo as duas metodologias. A primeira sem considerar os coeficientes de interferência e o segundo onde considera-se tais coeficientes através da aplicação do método iterativo descrito anteriormente, com adição da correção de perda pelas pontas. Estes hélices serão abordados como hélice não otimizado e hélice otimizado, respectivamente. A pá de cada hélice foi dividida em 5 partes iguais. Para cada parte foram calculados parâmetros geométricos como ângulos de fluxo, ângulo de passo e corda, além do coeficiente de potência teórico do rotor.

Por fim, observa-se que as duas metodologias fornecem comprimentos de corda diferentes para os elementos de pá. Portanto faz-se a modelagem no *software SolidWorks* dos dois hélices modificando-se apenas os comprimentos de corda em cada elemento para futuro ensaio experimental.

4.1. VERIFICAÇÃO DO CÓDIGO

O código utilizado neste trabalho foi baseado no algoritmo desenvolvido por JUNIOR [26], que por sua vez foi validado com base no algoritmo de WENZEL [25].

Para a verificação do código, utilizou-se a metodologia e parâmetros de FERNANDES [1] e comparou-se os resultados.

Tabela 2: Parâmetros de projeto utilizado por FERNANDES [1].

Descrição	Símbolo	Valor
Perfil	-	NACA 6409
Ângulo de ataque	α	11°
Coefficiente de Sustentação	C_L	1,3
Coefficiente de arrasto	C_D	0,05
Velocidade do fluido	U	0,7 m/s
Massa específica da água	ρ	1025 kg/m ³
Diâmetro do rotor	D_e	0,05 m
Diâmetro do cubo	D_i	0,01 m
Número de Pás	B	10
Potência disponível pelo fluido	P_S	0,35 W
Relação de velocidade de ponta	λ	0,36
Coefficiente de Potência máximo teórico	C_{Pmax}	0,15
Potência máxima	P_{max}	0,053 W

Como já foi comentado, a metodologia apresentada no trabalho de FERNANDES [1] não levou em conta os coeficientes de interferência axial e tangencial, a e b , sendo estes considerados nulos. A partir desta consideração não se faz necessário a utilização de método iterativo em seu projeto, entretanto negligenciar estes coeficientes pode levar a resultados menos precisos. De toda maneira, aplicou-se ao código os parâmetros indicados na Tabela 2 e foram considerados que os coeficientes a e b eram iguais a zero. Na Tabela 3 encontram-se os resultados para cada elemento de pá obtidos por FERNANDES [1] e na Tabela 4 os resultados de cada elemento de pá encontrados pelo algoritmo de própria autoria.

Tabela 3: Resultados dos elementos de pá de FERNANDES [1].

Elemento	Raio r , (m)	Relação velocidade de ponta λ	Ângulo de fluxo Φ (°)	Ângulo de passo β (°)	Corda do perfil (m)
1	0,005	0,07	85,9	74,9	0,01
2	0,01	0,14	81,9	70,9	0,018
3	0,015	0,21	77,9	66,9	0,025
4	0,02	0,29	74,1	63,1	0,03
5	0,025	0,36	70,4	59,4	0,035

Tabela 4: Verificação dos resultados com código de própria autoria.

Elemento	Raio r , (m)	Relação velocidade de ponta λ	Ângulo de fluxo Φ (°)	Ângulo de passo β (°)	Corda do perfil (m)
1	0,005	0,07	85,9	74,9	0,009
2	0,01	0,14	81,9	70,9	0,017
3	0,015	0,21	77,9	66,9	0,023
4	0,02	0,29	74,1	63,1	0,028
5	0,025	0,36	70,3	59,3	0,032

Observa-se que os resultados para os ângulos corroboram com os encontrados pelo algoritmo de própria autoria. Há uma pequena diferença nos valores de corda, chegando a um máximo de 9% no elemento de pá número cinco. Apenas aspectos geométricos foram considerados até então.

4.2. PARÂMETROS DE PROJETO

Os parâmetros de projeto do presente trabalho diferem-se com relação ao trabalho de FERNANDES [1] sobretudo pela escolha de uma nova relação de velocidade de ponta.

Tabela 5: Parâmetros de projeto

Descrição	Símbolo	Valor
Perfil	-	NACA 6409
Ângulo de ataque	α	11°
Coefficiente de Sustentação	C_L	1,3
Coefficiente de arrasto	C_D	0,05
Velocidade do fluido	U	0,7 m/s
Massa específica da água	ρ	999 kg/m ³
Diâmetro do rotor	D_e	0,05 m
Diâmetro do cubo	D_i	0,01 m
Número de Pás	B	10
Potência disponível pelo fluido	P_S	0,35 W
Relação de velocidade de ponta	λ	1
Coefficiente de Potência máximo teórico	C_{Pmax}	0,367
Potência máxima	P_{max}	0,128 W
Torque	T	0,0045 N.m

Para fins de comparação o perfil aerodinâmico e o número de pás escolhido são os mesmos utilizados por FERNANDES [1]. O perfil NACA 6409 proporciona bom coeficiente de sustentação e baixo coeficiente de arrasto.

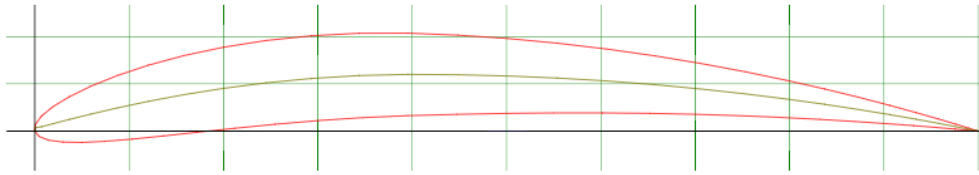


Figura 36: Geometria do perfil NACA 6409 [26].

Através da base de dados disponível na literatura [29] é possível obter as curvas dos coeficientes de sustentação e arrasto do perfil NACA 6409 em função do ângulo de ataque para número de Reynolds igual a 5×10^4 , que é o menor valor disponível na base de dados. Desta maneira, seleciona-se o ângulo que alie maior coeficiente de sustentação com menor coeficiente de arrasto. Portanto o ângulo de ataque escolhido foi de 11° e os coeficientes associados a esse ângulo são observados na Figura 37 e Figura 38.

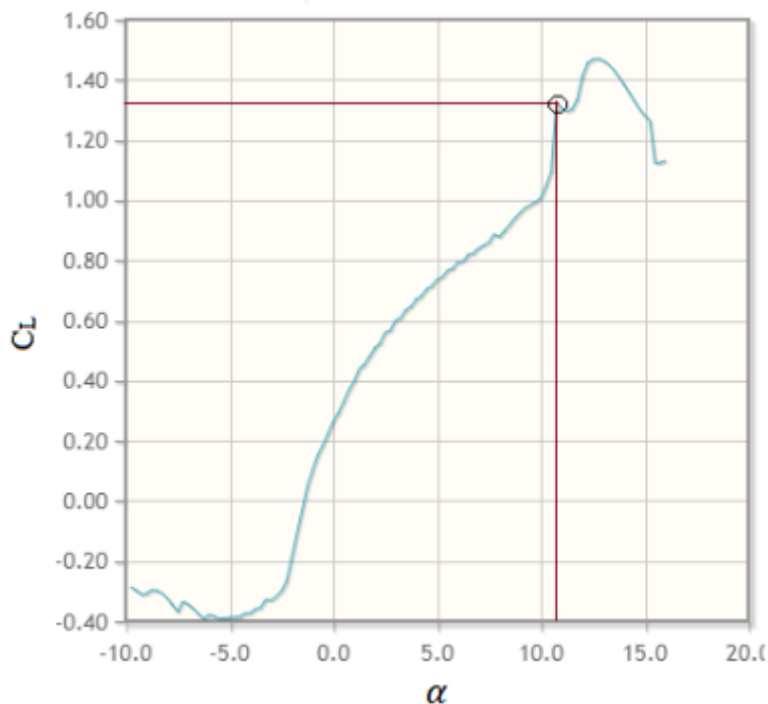


Figura 37: Curva de Coeficiente de sustentação para o perfil NACA 6409 [29].

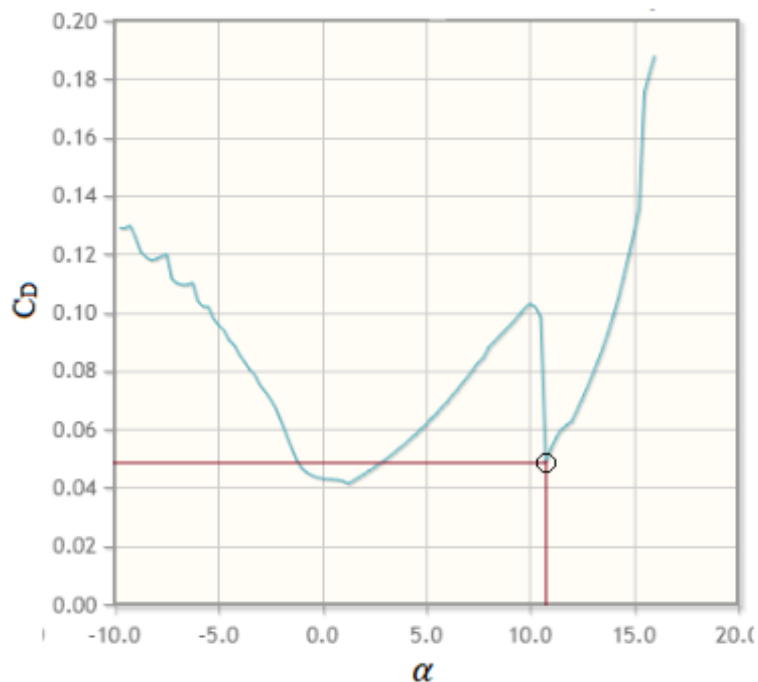


Figura 38: Curva de Coeficiente de arrasto para o perfil NACA 6409 [29].

O diâmetro do rotor selecionado é o mesmo de FERNANDES [1] não só para comparar, mas também pela facilidade em imprimir e ensaiar, não necessitando máquinas de impressão 3D e túnel d'água mais robustos. O diâmetro interno, ou seja, do cubo, deve ser de 15% a 20% do diâmetro do rotor [1]. Para a massa específica teórica da água, escolheu-se este valor baseado em uma temperatura da água em torno de 15°C. A relação de velocidade de ponta foi selecionada utilizando-se a Tabela 1 para número de pás igual a dez. Os resultados para a Potência disponível pelo fluido e Coeficiente de Potência foram obtidos através das equações (36) e (43) respectivamente. A potência da turbina é então calculada pela equação (35). Por fim, o torque é calculado através da equação (34) ao dividir a potência pela rotação, em rad/s.

4.3. GERAÇÃO DOS ELEMENTOS DE PÁ

A partir dos novos parâmetros de projeto, utiliza-se as respectivas metodologias para obter os aspectos geométricos do hélice não otimizado e hélice otimizado. Para uma análise prévia, a modelagem em *SolidWorks* levou em consideração apenas a mudança de

comprimento de corda ao longo da pá, para um mesmo ângulo de fluxo. Essa análise permitiria detectar a influência da corda para o desempenho de um hélice.

4.3.1. Hélice Não Otimizado

Através do algoritmo desenvolvido e os parâmetros da Tabela 5, obtém-se os elementos de pá para o hélice. Nesta abordagem, os valores de interferência axial e tangencial são considerados nulos.

Tratando-se de um hélice de pequena dimensão, a pá foi dividida em 5 elementos e os resultados dos aspectos geométricos para cada elemento desse hélice estão disponíveis na Tabela 6.

Tabela 6: Elementos de pá do hélice não otimizado.

Elemento	Raio r , (m)	Relação velocidade de ponta λ	Ângulo de fluxo Φ (°)	Ângulo de passo β (°)	Corda do perfil (m)
1	0,005	0,2	78,69	67,69	0,00777
2	0,01	0,4	68,2	57,2	0,01215
3	0,015	0,6	59,04	48,04	0,01408
4	0,02	0,8	51,34	40,34	0,01451
5	0,025	1	45	34	0,01415

A partir dos valores obtidos, pode-se modelar a pá com auxílio do *software SolidWorks*. Na Figura 39 se observa a divisão dos elementos de pá ao longo de sua extensão.

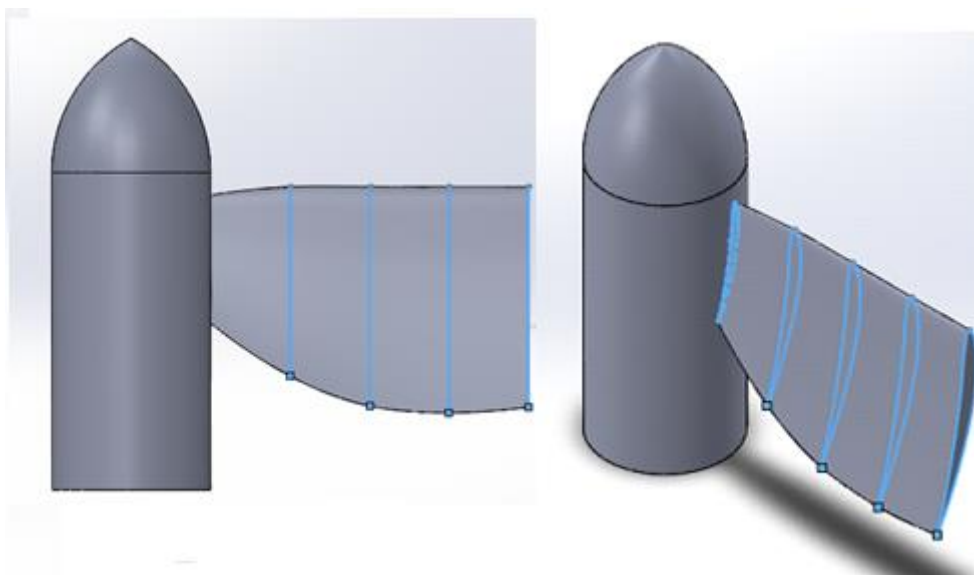


Figura 39: Modelagem da pá do hélice sem método iterativo.

Uma vez concluído a pá do hélice, replica-se para todas as outras pás, até a quantidade desejada. No presente trabalho, o hélice possui dez pás.

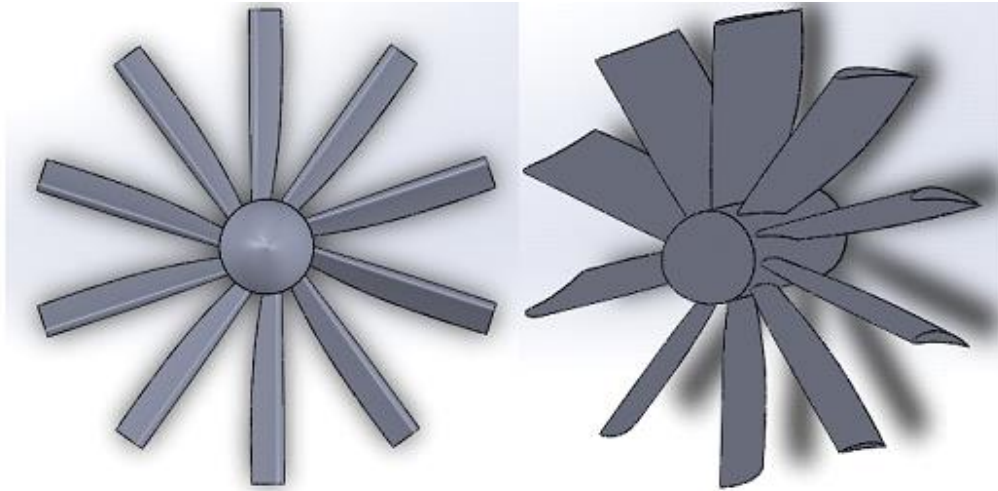


Figura 40: Vista frontal e em perspectiva do hélice sem método iterativo.

4.3.2. Hélice Otimizado

Para o desenvolvimento do hélice otimizado, os parâmetros utilizados são os mesmos do anterior, ou seja, os indicados na Tabela 5. A diferença entre os dois hélices consiste no método para o cálculo dos elementos de pá. Ao aplicar o método iterativo, os coeficientes axial e tangencial são determinados, permitindo implementar a correção de perda pelas pontas e assim obter resultados que tendem a ser mais precisos para a otimização do hélice.

Os resultados dos aspectos geométricos obtidos para os cinco elementos de pá do hélice otimizado encontram-se na Tabela 7.

Tabela 7: Elementos de pá do hélice otimizado.

Elemento	Raio (m)	Relação velocidade de ponta λ	Ângulo de fluxo Φ (°)	Ângulo de passo β (°)	Corda do perfil (m)
1	0,005	0,2	84,18	73,18	0,00868
2	0,01	0,4	78,86	67,86	0,01560
3	0,015	0,6	74,54	63,54	0,02127
4	0,02	0,8	70,19	59,19	0,02556
5	0,025	1	45	34	0,01415

Mais uma vez, a partir dos resultados extraídos na Tabela 7 é possível modelar o hélice através do *software Solidworks*, agora para obter a geometria do hélice otimizado.

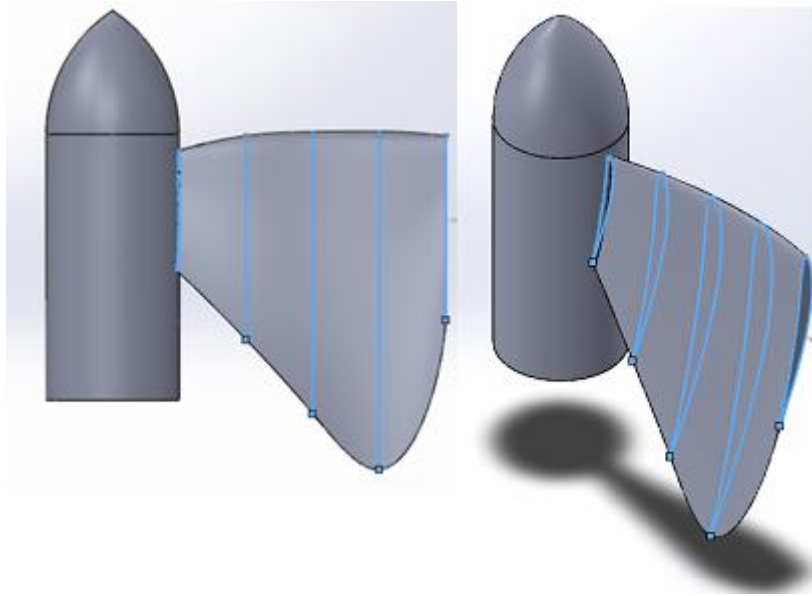


Figura 41: Modelagem da pá do hélice otimizado.

Analogamente, o modelo da pá é replicado para as demais. Portanto o resultado da modelagem do hélice otimizado com dez pás pode ser visto na Figura 42.

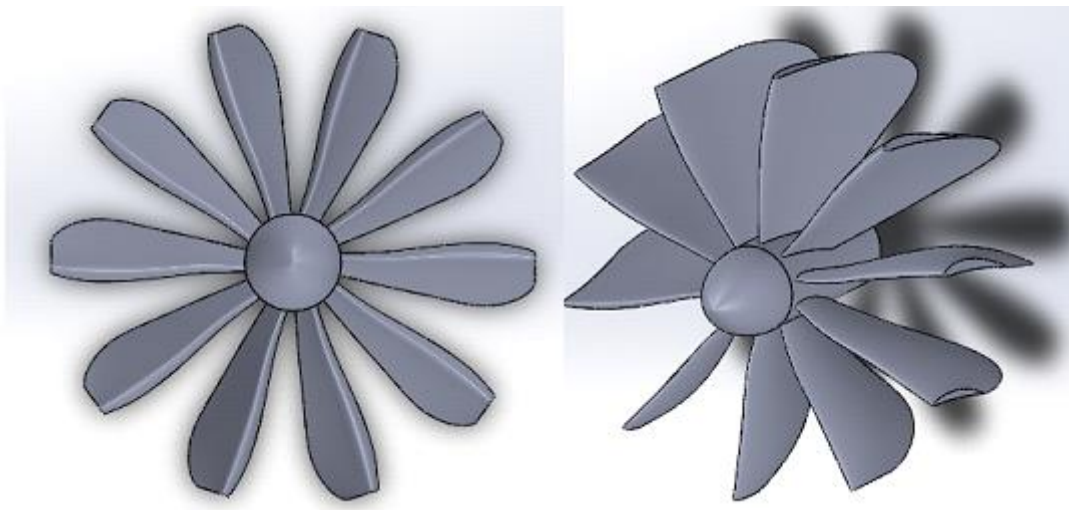


Figura 42: Vista frontal e em perspectiva do hélice otimizado.

4.4. IMPRESSÃO 3D

As impressões 3D dos hélices previamente modelados foram realizadas no laboratório FabLab do Instituto Politécnico de Bragança – Portugal. Em meio a uma pandemia pelo Covid-19, os pedidos eram enviados por correio eletrônico até o responsável pelo

laboratório e posteriormente deixados à disposição do aluno na recepção do Instituto. Desse modo, não foi possível acompanhar os procedimentos para impressão dos mesmos.

Pequenas modificações no desenho original foram necessárias para que o tempo de impressão fosse diminuído e não houvesse necessidade de imprimir suporte para o hélice. A solução encontrada foi imprimir o eixo de maneira acoplada e remover a ponta da miniturbina conforme a Figura 43.

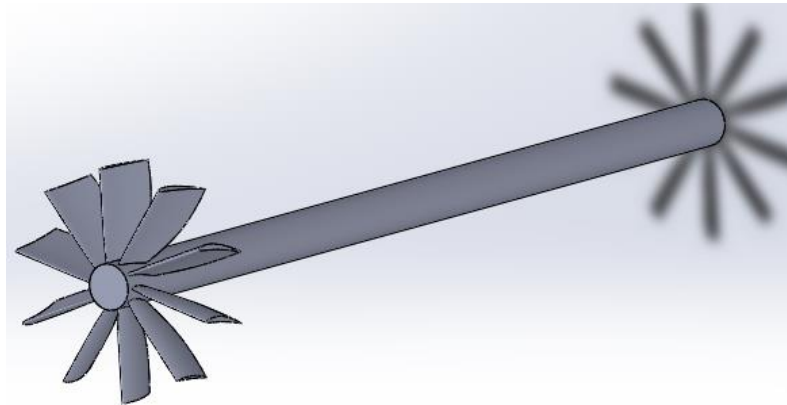


Figura 43: Design final da miniturbina para impressão.

Todos os hélices foram impressos com o recurso da tecnologia de modelação por deposição de material fundido (FDM). Utilizou-se a impressora 3D presente no FabLab da marca *Ultimaker*, modelo 3 Extended.

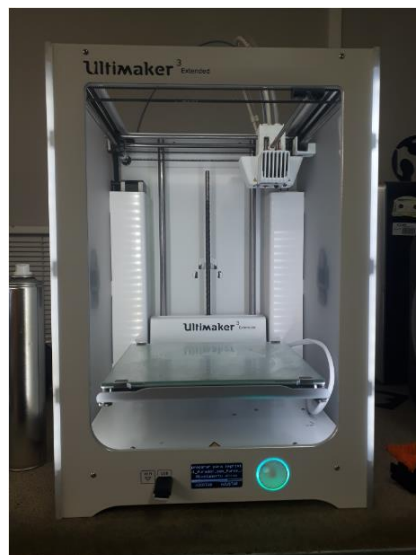


Figura 44: Impressora 3D Ultimaker 3 Extended.

O material utilizado na impressão é um termoplástico que pertence à família dos poliésteres alifáticos, chamado PLA. Este material é muito utilizado nas impressões do tipo FDM nas impressoras de baixo custo. Para este fim, apresenta vantagens como elevada velocidade de impressão e possibilidade de ser impresso sobre uma superfície fria. Por outro lado, apresenta baixa resistência térmica [1].

Na figura 45 observa-se os hélices após sua impressão.

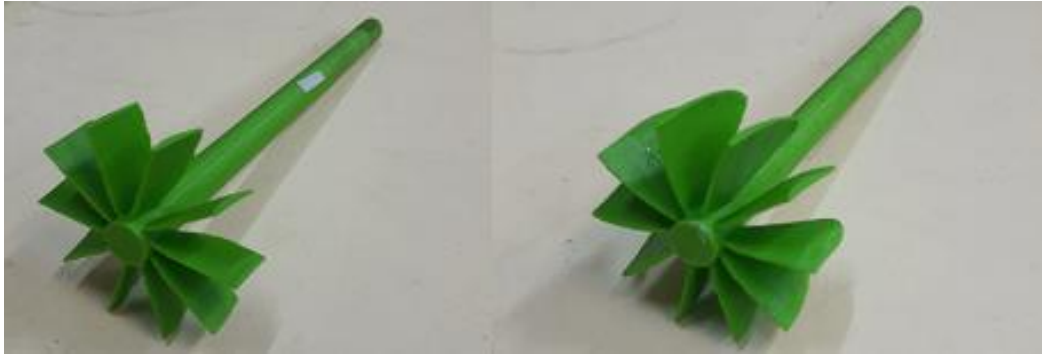


Figura 45: Hélices impressos.

CAPÍTULO 5

5. ENSAIOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo estão expostos os equipamentos e materiais adotados para realização dos ensaios, suas limitações e os resultados obtidos.

5.1. MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para a realização dos ensaios experimentais, diversos materiais e equipamentos foram utilizados desde o início desta fase até a obtenção dos resultados para certificar que os experimentos fossem padronizados e seus resultados fossem confiáveis.

5.1.1. Túnel D'água

O principal equipamento que permitiu a realização dos ensaios foi o túnel D'água. Este está localizado no laboratório de Mecânica dos fluidos do Instituto Politécnico de Bragança.



Figura 46: Túnel d'água do laboratório de mecânica dos fluidos do IPB.

Esse equipamento foi fabricado pela *Engineering Laboratory Design Inc.* com potência de 0.56 kW e comprimento de canal de 2,20 metros. Possui também sistema para regulagem de inclinação.

5.1.2. Base da Miniturbina

A base da miniturbina é responsável por manter o hélice submerso e livre para realizar movimento de rotação. Esta deve ser suficientemente pesada para que o fluxo de água não seja capaz de mover a estrutura da miniturbina, sendo mantida submersa por ação da gravidade. A base é composta por uma chapa de aço retangular com quatro parafusos em seus vértices para realizar o ajuste de altura e manter o hélice alinhado. O componente central foi fixado por solda e comporta um rolamento selado, onde o hélice é colocado.



Figura 47: Base da miniturbina.

5.1.3. Tacômetro

O tacômetro digital da marca RS PRO modelo RS 163-5348 está disponível no laboratório do IPB. Este possui as funções de leitura por foto e contato, com uma amplitude de leitura de 0,5 até 100 mil rotações por minuto e resolução de 0,1 RPM [33].



Figura 48: Tacômetro digital RS PRO.

5.1.4. Extensão cilíndrica

Esta extensão em acrílico é parte dos acessórios do túnel d'água fornecidos pelo fabricante. Possui um diâmetro interno de 7,5 cm e comprimento de 10 cm.



Figura 49: Extensão cilíndrica em acrílico.

5.2. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Os ensaios experimentais foram realizados no laboratório de Mecânica dos Fluidos do Instituto Politécnico de Bragança com a finalidade de comparar o desempenho dos hélices desenvolvidos.

O túnel d'água é o principal equipamento para que se realize os ensaios, uma vez que a partir dele se obtém condições para imprimir ao fluido as condições de projeto.

Nesta primeira etapa, verificou-se que o túnel d'água havia danos em seus componentes de medição da vazão devido a rupturas por ressecamento de mangueiras na parte interna. Portanto, optou-se por calcular a vazão de uma forma prática e que não está sujeita a erros de instrumentos, descrita seguidamente.

5.2.1. Cálculo da Vazão

O procedimento para realizar o cálculo da vazão de maneira experimental consiste em impor uma restrição à seção transversal do túnel d'água, a fim de tornar possível a aplicação de um duto que permita direcionar o fluido para um recipiente externo.



Figura 50: Equipamentos e métodos para cálculo experimental da vazão.

Com o auxílio de um cronômetro, fez-se a medição do tempo gasto do momento em que o duto foi direcionado para o recipiente, até o momento em que foi retirado. O recipiente externo, por sua vez, não havia qualquer escala para medir o volume. Portanto o cálculo do volume seria feito a partir da diferença de massa do recipiente antes e depois da introdução do fluido.



Figura 51: Massa do recipiente vazio.

Após realização do procedimento anterior, pode-se observar a massa do recipiente com o fluido na Figura 52.



Figura 52: Massa do recipiente com água.

Sabendo a massa específica da água, a diferença de massa e o tempo gasto para preencher o recipiente, pode-se calcular a vazão utilizando a seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \frac{(m_f - m_o)}{\rho \Delta t} \quad (44)$$

Para o cálculo da velocidade do fluido na seção restringida pela extensão em acrílico, utiliza-se a seguinte expressão:

$$v = \frac{\dot{Q}}{\pi r_s^2} \quad (45)$$

Todos os valores utilizados e obtidos estão dispostos na Tabela 8:

Tabela 8: Parâmetros dos ensaios experimentais.

Descrição	Símbolo	Valor
Massa inicial do recipiente	m_o	1,45 kg
Massa final do recipiente	m_f	30,30 kg
Massa específica da água	ρ	999 kg/m ³
Tempo medido no cronômetro	Δt	8,36 s
Vazão	\dot{Q}	0,0034 m ³ /s
Raio da seção	r_s	0,0375 m
Velocidade do fluido na seção	v	0,78 m/s

5.3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A realização do trabalho experimental ocorreu em diversas baterias de ensaios com a devida autorização para acesso ao laboratório. Com os cálculos de vazão e velocidade do fluido, base da miniturbina e hélices impressos, deu-se início aos ensaios experimentais.

Para manter a miniturbina o mais próximo do regime de projeto, manteve-se o hélice inserido na extensão em acrílico. Nesta etapa é importante manter o hélice concêntrico ao orifício para evitar desbalanceamentos.



Figura 53: Posicionamento da miniturbina no túnel d'água.

Para tornar possível a leitura de rotação dos hélices, utilizou-se o tacômetro digital na função foto [33]. O procedimento para obter as leituras de rotação através dessa função é basicamente colar uma fita refletiva no eixo do hélice e apontar o leitor ótico enquanto mantém pressionado o botão de leitura do tacômetro. Dessa forma, a cada vez que a luz emitida pelo tacômetro for refletida pela fita colada no eixo, essa será

contabilizada para uma medida. Importa referir que a base de apoio do tacômetro deve ser uma superfície rígida e plana para evitar qualquer movimento transversal que possa impactar nos resultados.

Por se tratar de um tacômetro relativamente antigo, sua memória não é capaz de fornecer todos os resultados obtidos pela leitura durante o tempo em que o botão esteve pressionado. A memória interna do aparelho informa apenas três resultados: O maior valor, o menor valor e o último valor obtido. Como os valores apresentaram certa variação, considerou-se mais prudente realizar a filmagem destas leituras e posteriormente transportá-las para um arquivo *Excel*. Desta forma é possível obter maior quantidade de amostras.



Figura 54: Leitura da velocidade angular utilizando o tacômetro digital.

A manutenção da orientação, posicionamento e condições experimentais de ensaio da miniturbina é fundamental para obter resultados que possam ser aproveitados e comparados entre si. Para que não haja variação na condição experimental, aplica-se o mesmo procedimento tanto para o hélice não otimizado quanto para o hélice otimizado. A intercambialidade dos hélices permite a utilização da mesma base, mantendo-se assim o mesmo fator de perda por atrito proveniente do rolamento, que por sua vez deve ser lubrificado antes de toda e qualquer bateria de ensaios.

Em um segundo momento, para estimar a potência extraída pelas turbinas, fez-se a medição da diferença de altura de coluna d'água entre os casos onde havia sido inserido a turbina e após a remoção da mesma. Através dessa diferença de altura, é possível calcular a potência hidráulica da turbina pela seguinte equação.

$$P_H = \rho g \dot{Q} \Delta h \quad (46)$$

Aplicando-se então os dados de massa específica e vazão volumétrica da Tabela 8, e a diferença de altura encontrada experimentalmente, pode-se estimar a Potência Hidráulica das miniturbinas. Importa referir que possíveis erros de medição não foram levados em conta, como por exemplo a questão da tensão superficial da água a subir pela parede do reservatório. Na figura 55 observa-se o caso para a diferença de altura após a remoção do hélice não otimizado.

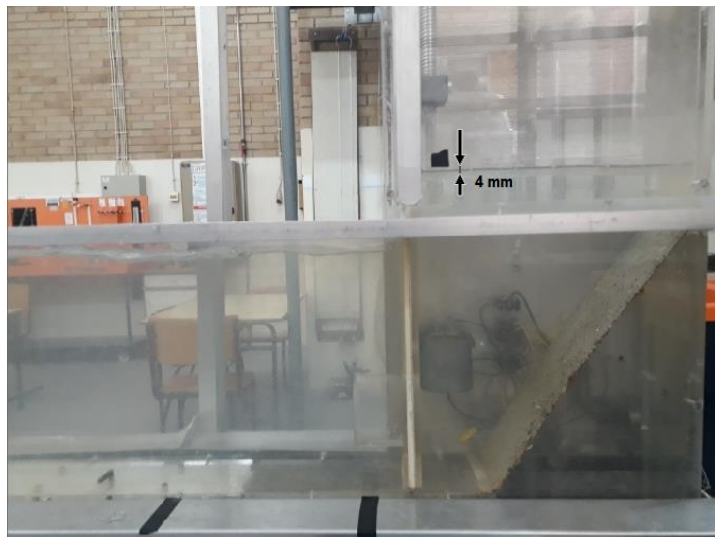


Figura 55: Diferença de nível de coluna d'água após remover hélice não otimizado.

5.4. CONDIÇÕES E LIMITAÇÕES EXPERIMENTAIS

Em meio à pandemia mundial do Covid-19, os recursos eram limitados e muitas vezes as condições necessárias para os ensaios experimentais não foram totalmente alcançadas, necessitando sofrer algumas adaptações.

Devido a dificuldades para regulagem e leitura da vazão pelo túnel d'água, por conta de alguns componentes avariados, optou-se por proceder aos ensaios experimentais com o hélice inserido na extensão em acrílico, onde o valor obtido experimentalmente para a velocidade do fluido nesta seção é de 0,78 m/s, cerca de 11% maior do que a estipulada pelo projeto. Este valor é considerado aceitável e não impacta negativamente na comparação experimental entre os hélices, visto que a velocidade do fluido é a mesma para ambos. Além disso, o pequeno comprimento dessa extensão não permite que o escoamento seja completamente desenvolvido, mas para fins de comparação os hélices foram posicionados igualmente.

Durante a realização das medidas de rotação dos hélices, notou-se também que o eixo estava a fletir levemente e que tal movimento poderia alterar a leitura do tacômetro. Este fenômeno pode ser explicado por dois fatores. A base da miniturbina, especialmente onde o rolamento selado está acoplado, não possui um perfil capaz de amenizar os impactos da água. Logo, é possível que regiões com recirculação acabem se formando e gerando, conseqüentemente, diferenças de pressão sobre o eixo não previstas durante o projeto do experimento. Adicionalmente, o fato de ter apenas um ponto de apoio também contribui para o acontecimento de tal fenômeno. Para amenizar o impacto desta oscilação do eixo na leitura do tacômetro, colou-se a fita refletiva na parte do eixo mais próximo ao rolamento, onde a deflexão é menos acentuada.

Na etapa de estimar a potência hidráulica das miniturbinas, ao realizar o procedimento para o hélice otimizado observou-se que a diferença de nível de coluna d'água era praticamente igual ao encontrado para hélice não otimizado. Portanto, em virtude dessa pequena diferença de nível associado aos possíveis erros de medição, percebeu-se que não era possível distingui-las com precisão suficiente a fim de comparar os valores de potência hidráulica experimentalmente. Para avaliar a potência do hélice otimizado de outra maneira e permitir a comparação, procedeu-se com o cálculo de potência através de uma estimativa com base no aumento percentual de corda entre os hélices e as médias das rotações obtidas nos ensaios. Estes cálculos serão melhor explicados no capítulo sobre análise dos resultados experimentais.

5.5. ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nas diversas baterias de ensaios experimentais. As leituras feitas pelo tacômetro foram gravadas com auxílio de uma câmera e transportadas manualmente para um arquivo *Excel*. As informações coletadas para cada hélice permitem fazer comparações de desempenho entre si. A expectativa é que o hélice otimizado apresente melhor desempenho, por apresentar um método mais completo de resolução.

A representação gráfica do coeficiente de potência com base na equação (43), considerando os parâmetros deste projeto, está na Figura 56.

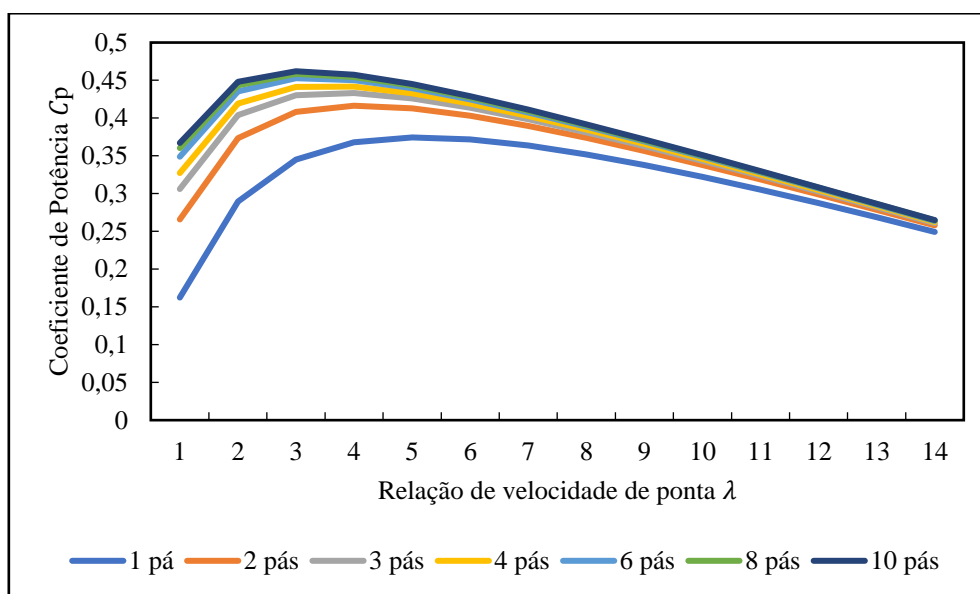


Figura 56: Gráfico do coeficiente de potência incluindo todas as perdas.

Como já foi citado, existem diferenças entre os parâmetros teóricos e as condições experimentais. Os hélices foram projetados para maior rendimento à uma velocidade de fluxo de 0,7 m/s enquanto a condição experimental obtida foi de 0,78 m/s. A potência extraída pelos hélices tem como base grandezas obtidas nos ensaios, que são as leituras de rotação do tacômetro e da potência hidráulica para o caso do hélice não otimizado. Já para o caso do hélice otimizado fez-se uma estimativa com base na rotação e variação de corda do mesmo. A partir destes valores é possível comparar seus desempenhos.

Em virtude do aumento da velocidade do fluido nas condições experimentais em relação à velocidade de projeto, sua potência disponível sofrerá alterações. Conforme

visto na equação (36), essa grandeza é diretamente proporcional ao cubo da velocidade, portanto a potência disponível pelo fluido no caso experimental deverá ser recalculada, chegando-se ao valor de 0,465 W.

5.5.1. Hélice Não Otimizado

Os resultados experimentais de rotação do hélice não otimizado estão dispostos na Figura 57. Os resultados são compostos por 337 diferentes leituras obtidas pelo tacômetro.

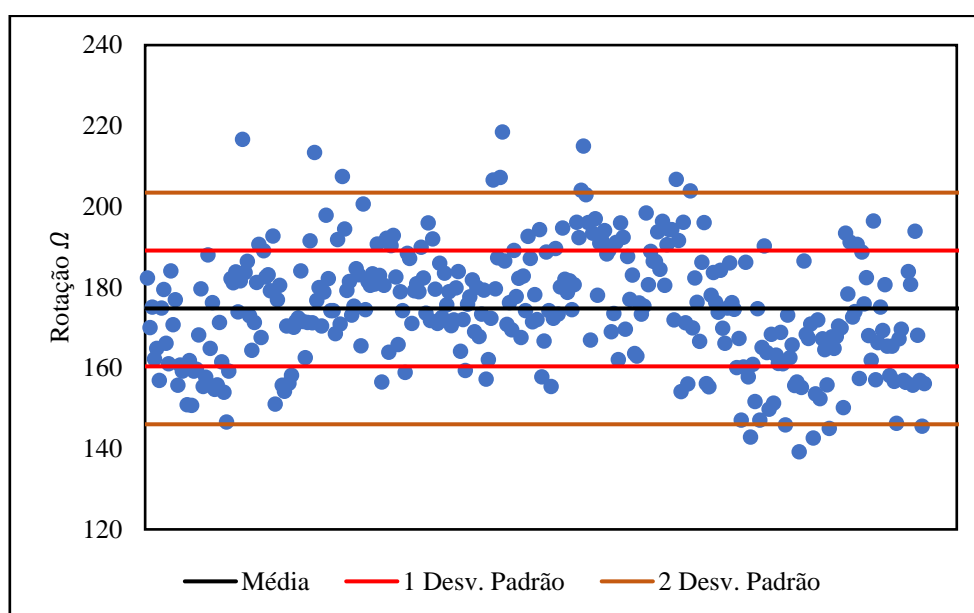


Figura 57: Resultados experimentais de rotação para o hélice não otimizado.

As amostras permitem realizar uma análise com base estatística, obtendo-se assim o valor médio para a rotação do hélice bem como seu desvio padrão. Tais valores podem ser vistos na Tabela 10.

Tabela 9: Rotação do hélice não otimizado.

Descrição	Valor
Média	174,74 RPM
Desvio Padrão	14,35

Para estimar a potência extraída pela turbina, calculou-se através da equação (46), da vazão volumétrica (Tabela 8) e da diferença de altura de coluna d'água de 4 mm (Figura 55), a potência hidráulica da mesma. A partir dessa grandeza, é possível calcular

o torque, através da equação (33), e o coeficiente de potência, através da equação (35). Os valores obtidos podem ser observados na Tabela 10.

Tabela 10: Parâmetros experimentais de potência do hélice não otimizado.

Descrição	Símbolo	Valor
Potência Hidráulica	P_H	0,133 W
Rotação	Ω	174,74 RPM
Torque	T	0,0072 N.m
Potência disponível pelo fluido	P_S	0,465 W
Coefficiente de Potência	C_P	0,286

Comparando-se estes resultados aos parâmetros de projeto dispostos na Tabela 5, observa-se que apesar da potência extraída ser maior, o coeficiente de potência diminuiu. Este aumento na potência extraída pela turbina se deve ao aumento na potência disponível. Porém, ao trabalhar fora do regime de projeto, a turbina perde rendimento. Se ela fosse projetada para uma velocidade do fluido de 0,78 m/s, apresentaria melhor desempenho e conseqüentemente maior quantidade de potência extraída.

5.5.2. Hélice Otimizado

Os resultados experimentais para a rotação do hélice otimizado encontram-se na Figura 58. Os resultados são compostos por 498 diferentes leituras obtidas pelo tacômetro.

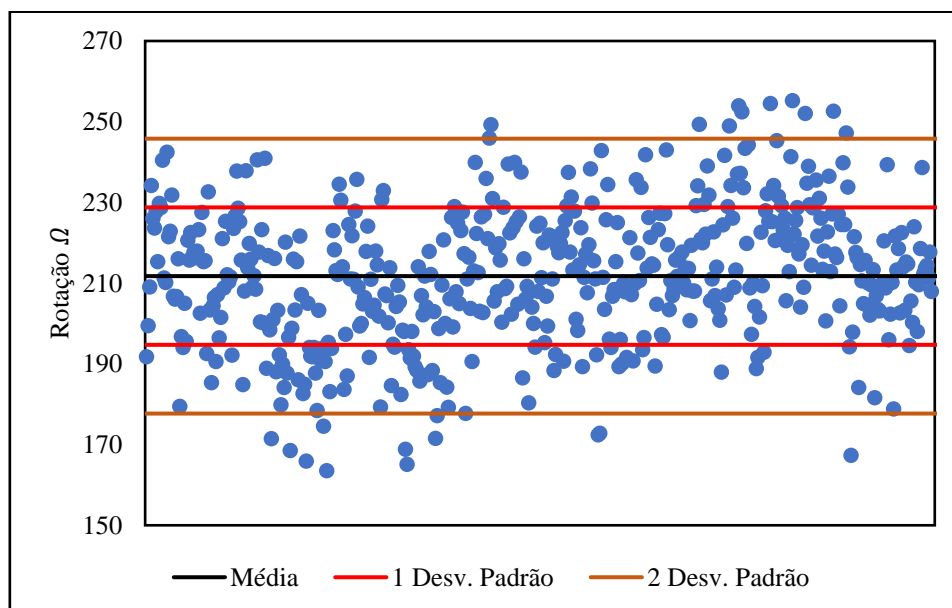


Figura 58: Resultados experimentais para o hélice otimizado.

Realizando-se os cálculos com base nas amostras obtidas pelas leituras do tacômetro, é possível obter o valor de velocidade de rotação média e desvio padrão, dispostos na Tabela 11.

Tabela 11: Rotação do hélice otimizado.

Descrição	Valor
Média	211,73 RPM
Desvio Padrão	17,02

Para fazer uma estimativa da potência do hélice otimizado, sabendo que a força tangencial é diretamente proporcional ao valor de corda, conforme visto na equação (17), considerou-se que o aumento percentual da força tangencial é igual ao aumento percentual de corda. A partir desse raciocínio, chegou-se aos seguintes valores através da comparação de corda entre os hélices:

Tabela 12: Estimativa de aumento no torque para o hélice otimizado.

Elemento	Raio r, (m)	Corda Hélice Otimizado	Corda Hélice Não Otimizado	Aumento de corda (%)	Aumento Força tangencial (%)	Aumento no torque (%)
1	0,005	0,00868	0,00777	+11,7	+11,7	+0,05
2	0,01	0,01560	0,01215	+28,3	+28,3	+0,28
3	0,015	0,02127	0,01408	+51,0	+51,0	+0,76
4	0,02	0,02556	0,01451	+76,1	+76,1	+1,52
5	0,025	0,01415	0,01415	0	0	0
\sum Aumento no Torque						+ 2,61 %

O aumento percentual no torque foi calculado fazendo-se a multiplicação entre o aumento percentual da força tangencial e o respectivo raio. O torque do hélice otimizado é então obtido aumentando em 2,61% o torque encontrado para o hélice não otimizado. Ao multiplicar esse valor pela rotação, em rad/s, obtém-se a potência estimada. Considerando ainda a potência disponível pelo fluido, é possível obter resultado para o coeficiente de potência utilizando a equação (35). Os valores calculados encontram-se na Tabela 13.

Tabela 13: Parâmetros experimentais de potência do hélice otimizado.

Descrição	Símbolo	Valor
Torque estimado	T	0,0074 N.m
Rotação	Ω	211,73 RPM
Potência estimada	P	0,164 W
Potência disponível pelo fluido	P_s	0,465 W
Coeficiente de Potência	C_p	0,352

Analogamente ao hélice não otimizado, apesar dos valores de potência extraído pela turbina serem superiores ao teórico, em razão do aumento da potência disponível pelo fluido, o coeficiente de potência segue inferior, demonstrando perda de rendimento.

Outra análise importante pode ser feita ao aplicar o resultado da potência estimada presente na Tabela 13, na equação (46) para encontrar Δh . Ao proceder com os cálculos, observa-se que diferença de altura obtida é de pouco menos de 5mm. Isto significa que a diferença de altura entre o hélice otimizado e o hélice não otimizado é de menos de 1mm, corroborando com o que foi constatado experimentalmente. Portanto essa estimativa se mostra coerente e permite uma comparação entre as potências de ambos os hélices.

5.5.3. Comparação Entre os Hélices

Os hélices foram submetidos às mesmas condições experimentais, inclusive sob as mesmas perdas por atrito do rolamento, já que a base da miniturbina é intercambiável. Nesta análise, comparou-se o impacto da variação de corda ao longo da extensão da pá.

Através dos resultados de rotação obtidos, fica evidente o melhor desempenho do hélice otimizado frente ao hélice não otimizado, apresentando rotação média 21,1% superior. A rotação impacta diretamente na potência extraída pela turbina, demonstrando qualitativamente que a variação de corda com base nos valores calculados pelo método iterativo resulta em maior extração de potência. As distribuições normais dos resultados experimentais para a rotação podem ser visualizadas na Figura 59.

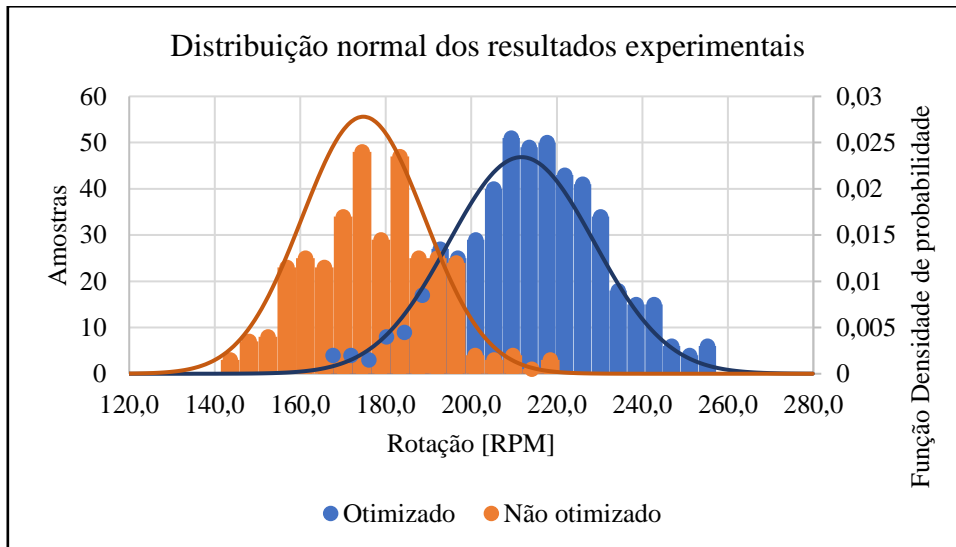


Figura 59: Distribuição normal dos resultados experimentais de rotação.

Além disso, com base na potência hidráulica obtida experimentalmente para o hélice não otimizado e nas estimativas abordadas para a potência do hélice otimizado, verifica-se uma extração de potência 23% maior por parte do hélice otimizado.

Embora incertezas experimentais existam e os métodos utilizados para estimar a potência do hélice otimizado baseie-se em relações de proporcionalidade, os resultados se mostram satisfatórios. Desse modo, verifica-se que a implementação do método iterativo para calcular os fenômenos de interferência que são induzidos pelo rotor, caracterizados pelos coeficientes de interferência axial e tangencial, resulta em uma geometria de corda que permite de fato otimizar o desempenho da turbina.

CAPÍTULO 6

6. PROPOSTA DE HÉLICE COM TRÊS PÁS

Complementando o estudo experimental realizado, neste capítulo será apresentado a proposta de um hélice com três pás, mais comuns entre os artigos e trabalhos acadêmicos [21,22,23,25,26].

Inseriu-se ao código as mesmas condições de projeto do hélice de dez pás, mas com um novo aspecto não considerado anteriormente, que é a perda pelo cubo do rotor [21,31], cujo impacto interfere diretamente no resultado de potência. Foi feita uma análise sobre a influência das perdas pelo cubo e pelas pontas na potência final extraída pela turbina. Para isso, aplicou-se o método iterativo para geração dos elementos de pá para dois diferentes critérios. O primeiro para o caso sem considerar perdas e o segundo considerando-se as perdas pelas pontas e cubo do rotor. Por fim, compara-se o desempenho teórico desta turbina com os resultados dos hélices de 10 pás.

6.1. PARÂMETROS DE PROJETO

Os parâmetros deste projeto seguem o mesmo padrão dos hélices desenvolvido anteriormente no que diz respeito ao perfil aerodinâmico, ângulo de ataque e diâmetro. Entretanto por se tratar agora de um hélice com 3 pás, alguns parâmetros precisam ser modificados. A nova relação de velocidade de ponta segue a Tabela 1. O coeficiente de potência máximo teórico sofre alterações pois conforme visto na equação (43), esta sofre variação quando se altera a relação de velocidade de ponta.

Tabela 14: Parâmetros de projeto do hélice com 3 pás.

Descrição	Símbolo	Valor
Perfil	-	NACA 6409
Ângulo de ataque	α	11°
Coefficiente de Sustentação	C_L	1,3
Coefficiente de arrasto	C_D	0,05
Velocidade do fluido	U	0,7 m/s
Massa específica da água	ρ	999 kg/m ³
Diâmetro do rotor	D_e	0,05 m
Diâmetro do cubo	D_i	0,01 m
Número de Pás	B	3
Potência disponível pelo fluido	P_s	0,35 W
Relação de velocidade de ponta	λ	5
Coefficiente de Potência máximo teórico	C_{Pmax}	0,426
Potência máxima	P_{max}	0,149 W
Torque	T	0,001 N.m

6.2. GERAÇÃO DOS ELEMENTOS DE PÁ

Diferentemente dos capítulos anteriores, o método iterativo foi aplicado para ambos os hélices, abordando a inclusão de perdas pelas pontas e cubo do rotor frente a não inclusão destes. A pá foi dividida em 15 partes para que fosse possível obter dados suficientes para realizar a comparação através de gráficos posteriormente.

6.2.1. Aspectos Geométricos

Os resultados dos aspectos geométricos para o hélice sem considerar perdas é apresentado na Tabela 15.

Tabela 15: Elementos de pá do hélice sem considerar perdas.

Elemento	Raio r (m)	Relação velocidade de ponta λ	Ângulo de fluxo Φ (°)	Ângulo de passo β (°)	Corde do perfil (m)
1	0,005	1,00	31,18	20,18	0,004654
2	0,0064	1,29	26,91	15,91	0,004487
3	0,0079	1,57	23,43	12,43	0,004174
4	0,0093	1,86	20,62	9,62	0,003833
5	0,0107	2,14	18,35	7,35	0,00351
6	0,0121	2,43	16,49	5,49	0,003219
7	0,0136	2,71	14,95	3,95	0,002961
8	0,015	3,00	13,66	2,66	0,002735
9	0,0164	3,29	12,57	1,57	0,002537
10	0,0179	3,57	11,63	0,63	0,002364
11	0,0193	3,86	10,82	-0,18	0,00221
12	0,0207	4,14	10,11	-0,89	0,002074
13	0,0221	4,43	9,49	-1,51	0,001953
14	0,0236	4,71	8,94	-2,06	0,001844
15	0,025	5,00	8,45	-2,55	0,001747

Já os resultados para o hélice considerando as perdas estão dispostos da Tabela 16.

Tabela 16: Elementos de pá do hélice considerando perdas.

Elemento	Raio r (m)	Relação velocidade de ponta λ	Ângulo de fluxo Φ (°)	Ângulo de passo β (°)	Corde do perfil (m)
1	0,005	1,00	45,00	34,00	0,009437
2	0,0064	1,29	24,90	13,90	0,003845
3	0,0079	1,57	22,59	11,59	0,003885
4	0,0093	1,86	20,25	9,25	0,003697
5	0,0107	2,14	18,17	7,17	0,003442
6	0,0121	2,43	16,40	5,40	0,003182
7	0,0136	2,71	14,90	3,90	0,002939
8	0,015	3,00	13,62	2,62	0,002717
9	0,0164	3,29	12,52	1,52	0,002517
10	0,0179	3,57	11,56	0,56	0,002334
11	0,0193	3,86	10,70	-0,30	0,002163
12	0,0207	4,14	9,92	-1,08	0,001994
13	0,0221	4,43	9,14	-1,86	0,001812
14	0,0236	4,71	8,27	-2,73	0,001578
15	0,025	5,00	11,31	0,31	0,003129

Os resultados do método com perdas são diferentes quando comparados ao método que não as considera, principalmente perto do rotor e das pontas onde o efeito de perda é maximizado. Nas extremidades do hélice, no cubo e na ponta, esses efeitos são tão intensos que faz com que muitos parâmetros zerem ou até mesmo assumam valores fora do padrão. Sabendo disso, tais seções do hélice devem ser desconsideradas [26].

De maneira ilustrativa, modelou-se o hélice que não considera perdas. Para a modelagem do hélice com perdas, faz-se necessário aplicar um método de linearização de corda e ângulo de passo, apresentado na literatura [32], para suavizar os valores fora de padrão nas extremidades da pá. Visto que estes hélices não seriam impressos para ensaios experimentais, tal método não é abordado neste trabalho.

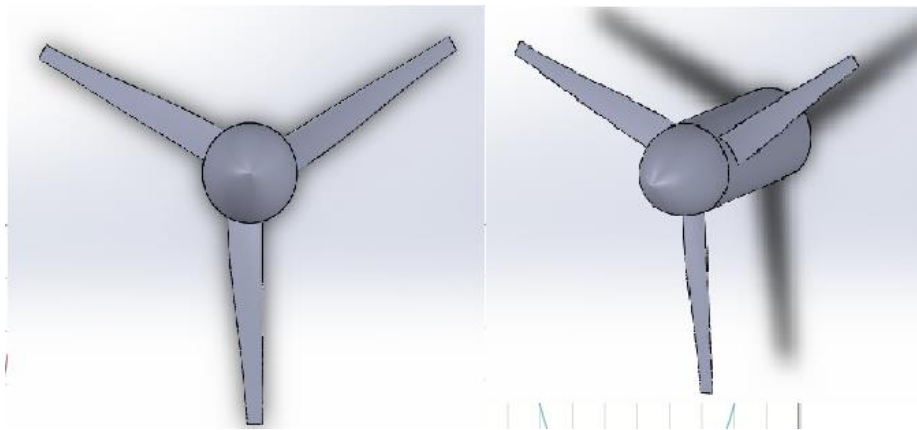


Figura 60: Hélice de três pás sem considerar perdas.

Além dos parâmetros geométricos, também foram calculadas outras variáveis ligadas a estes hélices. É possível avaliar a diferença de tais parâmetros para cada elemento de pá graficamente entre o método sem perdas e com perdas.

6.2.2. Velocidade Relativa

Ao longo da pá o efeito de perda nas pontas e no cubo quase não influencia na velocidade relativa. Porém próximo a estas extremidades a velocidade relativa tende rapidamente a zero. Isso ocorre pela simplificação a qual considera que existe um vórtice presente próximo ao cubo e que a energia na ponta da hélice está sendo convertida em energia cinética de rotação através dos vórtices gerados na ponta da pá.

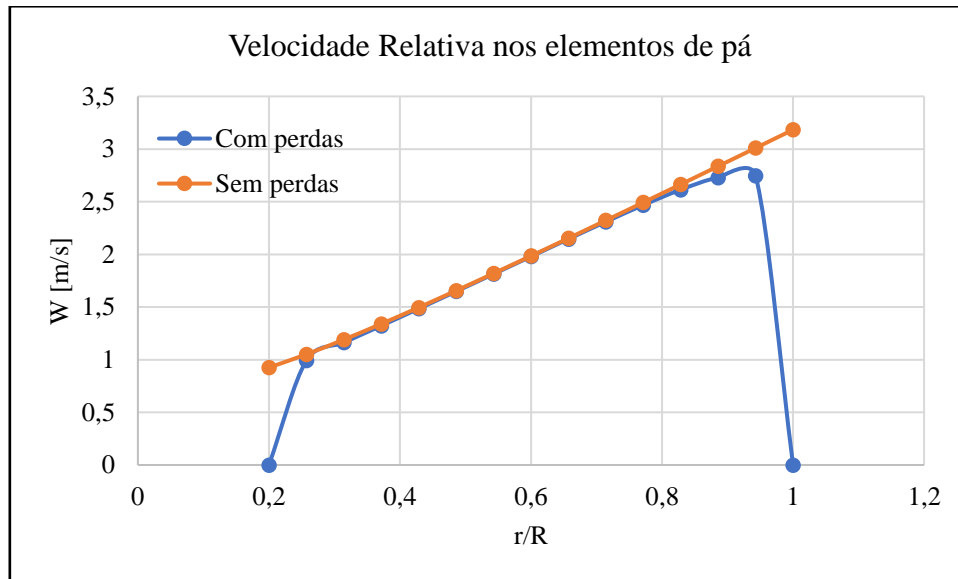


Figura 61: Comparação de Velocidade Relativa nos elementos de pá.

6.2.3. Fatores de Interferência Axial e Tangencial

Estes são outros parâmetros que sofrem pouca variação ao longo da pá, mas que possuem divergência nas extremidades. Também são explicados pelo fato de sofrerem correções de perda nas pontas e no cubo, onde os fatores de interferência axial e tangencial são maximizados.

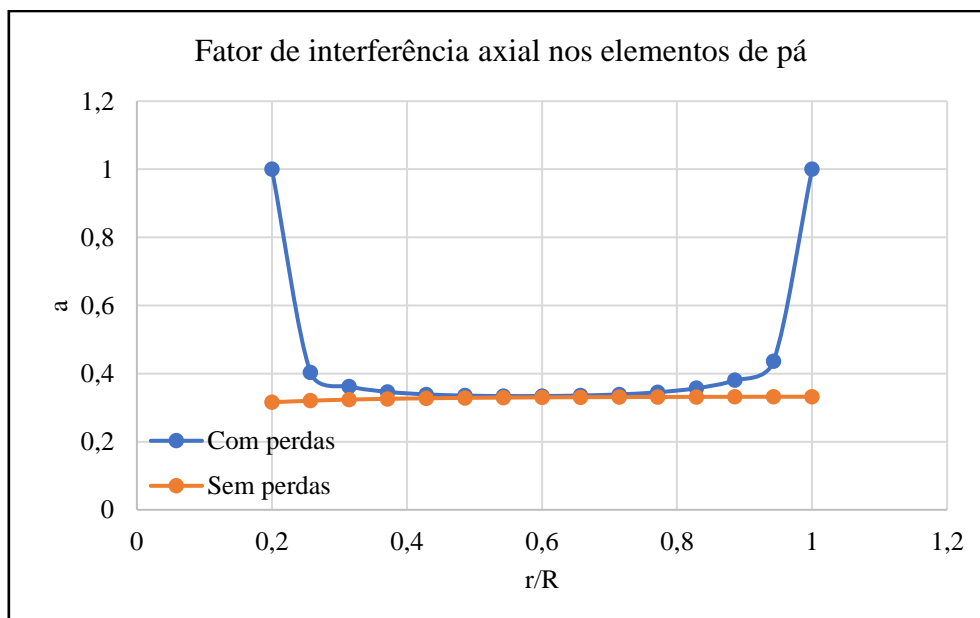


Figura 62: Comparação do fator de interferência axial nos elementos de pá.

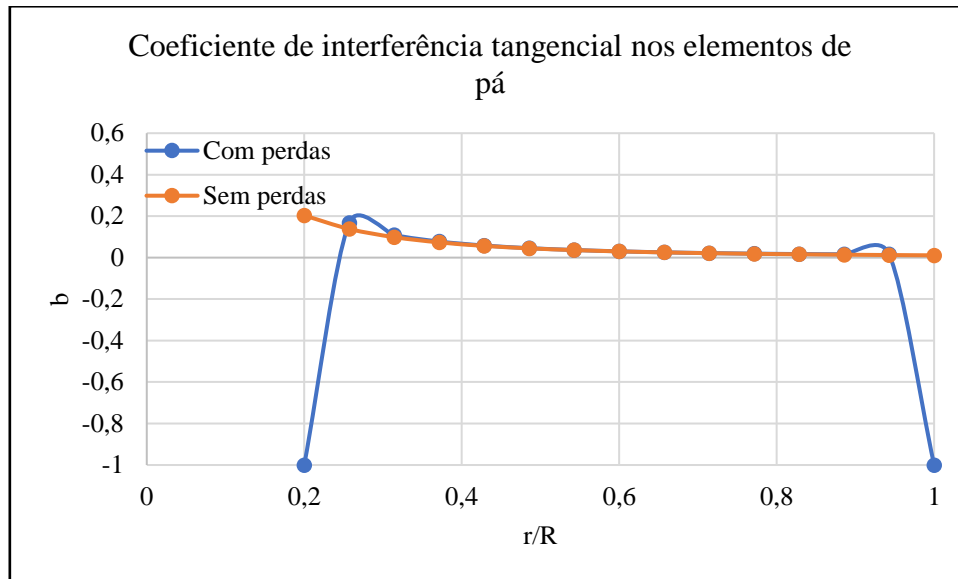


Figura 63: Comparação do fator de interferência tangencial nos elementos de pá.

6.2.4. Torque e Potência

Os parâmetros de torque e potência para os hélices com e sem perdas, obtidas pelo somatório de cada elemento, podem ser observados na Tabela 17. Estes valores são para a potência no rotor, sem considerar as perdas pelo gerador ou outros fatores como atritos que não são abordados nestas teorias.

Tabela 17: Parâmetros de potência para os hélices.

Descrição	Símbolo	Hélice com perdas	Hélice sem perdas
Torque	T	0,0010 N.m	0,0013 N.m
Rotação	Ω	1336,90 RPM	1336,90 RPM
Potência	P	0,141 W	0,180 W
Potência disponível pelo fluido	P_{ζ}	0,35 W	0,35 W
Coeficiente de Potência	C_p	0,402	0,514

A diferença entre o resultado do somatório de torque e potência entre o método com perdas pelas pontas e cubo do rotor e o método sem perdas pode ser melhor compreendida ao analisar a Figura 64 e Figura 65.

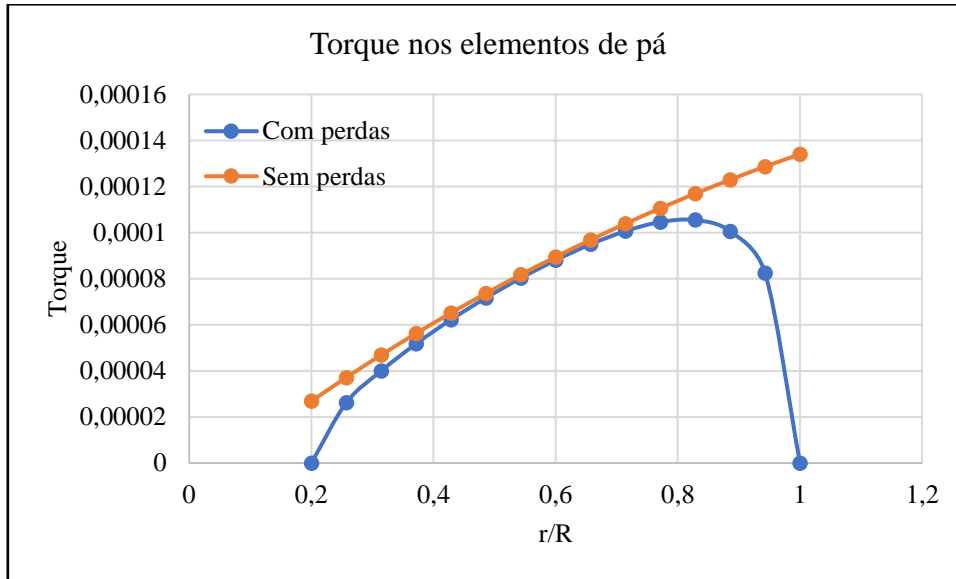


Figura 64: Comparação do Torque nos elementos de pá.

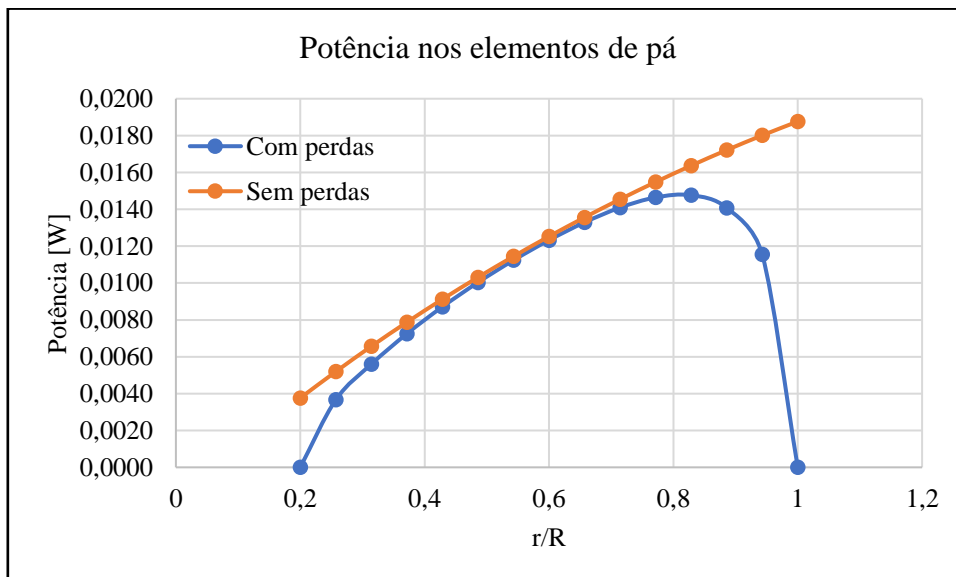


Figura 65: Comparação da Potência nos elementos de pá.

Como já foi explicado, as correções para as perdas implicam em máximos coeficientes de interferência nas extremidades da pá, resultando em uma velocidade relativa nula e conseqüentemente nenhuma geração de torque e potência. Dessa maneira, ao não considerar tais perdas, o hélice apresenta valor teórico de potência maior, mas que não reflete as reais condições de operação, culminando em valores superdimensionados e errôneos. A implementação dessas perdas no código resulta em uma previsão mais precisa do torque e potência gerados, promovendo uma geometria de pá otimizada que permite

encontrar resultados mais próximos aos parâmetros de potência de projeto, visto na Tabela 14.

6.3. COMPARAÇÃO ENTRE OS HÉLICES DE 3 E 10 PÁS

Com base nos resultados para os hélices de 10 pás e os resultados teóricos abordando as perdas pelas pontas e cubo do rotor para um hélice de 3 pás, é possível fazer uma análise sobre as principais diferenças encontradas e a expectativa de potência gerada.

Primeiramente, uma notável diferença pode ser percebida em relação aos comprimentos de corda. Para hélices com elevado número de pás, o principal fator para geração de potência é o torque e por isso estas apresentam maiores valores de comprimento de corda, ao passo que para hélices com menor número de pás o principal fator é a velocidade de rotação que este consegue atingir, resultando em menores comprimentos de corda para permitir altas rotações. Sendo assim, as geometrias encontradas para os hélices estão coerentes, visto que o hélice de 10 pás possui comprimentos de corda maior do que o hélice de 3 pás.

Já a comparação entre o desempenho teórico das miniturbinas pode ser feita com base em seus resultados de torque e potência. Os parâmetros de projeto para o hélice de 3 pás, presente na Tabela 14, e os parâmetros de projeto do hélice de 10 pás, presente na Tabela 5, são comparados e observados na Figura 66.

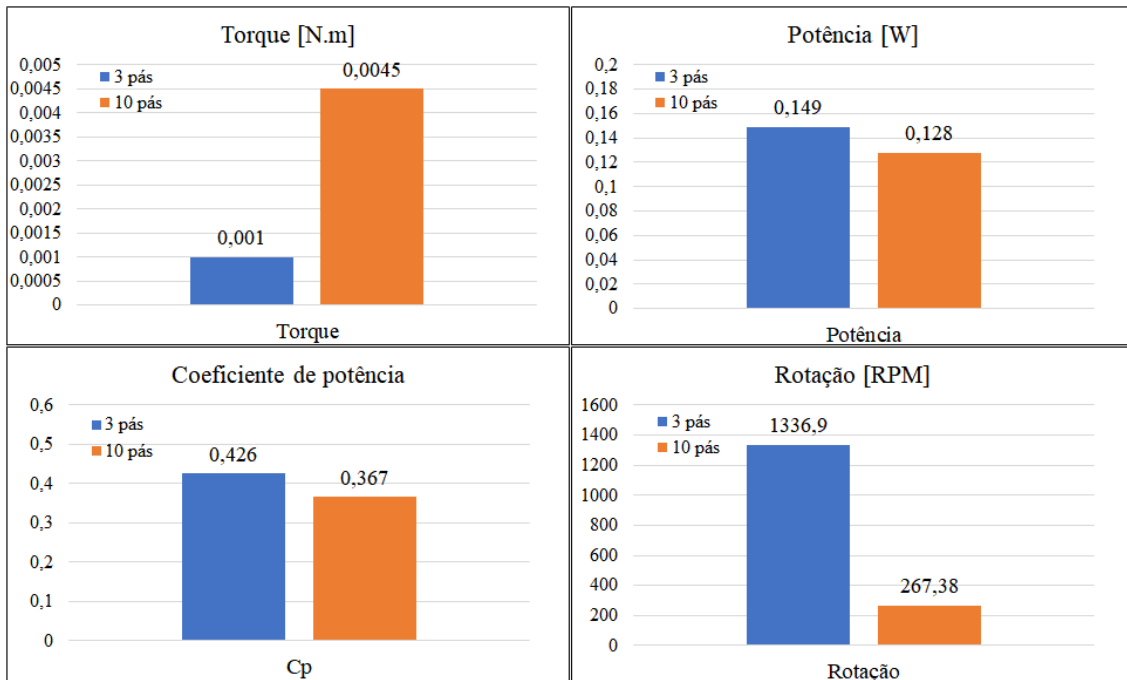


Figura 66: Comparação de parâmetros entre as miniturbinas com hélices de 3 e 10 pás.

Verifica-se então que coeficiente de potência, e conseqüentemente a potência, para o hélice de 3 pás apresentam resultados superiores. Estes resultados também estão de acordo com o que é explanado na literatura [32], visto que hélices com maior número de pás, por conseguinte maior torque, apresentam maior efeito de esteira de rotação, culminando em menor coeficiente de potência. Outro ponto a se destacar é o alto valor de rotação necessário para que o hélice de 3 pás atinja os valores de potência de projeto. Isso se explica pelo fato de que ao selecionar um hélice de 3 pás com alto valor de relação de velocidade de ponta, aliado à pequena dimensão do rotor, faz com que a rotação necessária seja bem alta, conforme pode-se inferir através da equação (8). Portanto, para o caso de miniturbinas onde o raio é consideravelmente pequeno, a aplicação de altas relações de velocidade de ponta implica em valores de rotação bastante elevadas.

Para uma comparação mais criteriosa de caráter experimental, faz-se necessário o ensaio de hélices com 10 pás levando em conta também otimização de ângulo, bem como o ensaio experimental utilizando os parâmetros obtidos neste capítulo.

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSÃO

No presente trabalho foram apresentados estudos que permitem relacionar a teoria aplicada para otimização de aerogeradores com os casos de turbinas hidráulicas de corrente marítima. A partir dessa ótica, apresentou-se um método iterativo capaz de calcular os elementos de pá do rotor a fim de otimizar a geração de energia. Uma vez implementado o código, desenvolveu-se dois diferentes hélices, no qual o primeiro não se utiliza o método iterativo e o segundo o utiliza, aqui denominados por hélice não otimizado e hélice otimizado, respectivamente. Os parâmetros de corda obtidos para cada elemento foram utilizados para modelagem no *software Solidworks* para posterior impressão 3D e ensaio experimental.

Os resultados mostram que o hélice otimizado possui uma rotação 21,1% superior frente ao hélice não otimizado sob as mesmas condições experimentais. Sabendo-se que a rotação está diretamente ligada à potência extraída, é possível afirmar de maneira qualitativa que sua potência também é maior. Para constatar tal afirmação, fez-se ainda o cálculo da potência hidráulica da turbina com base nos ensaios experimentais para o hélice não otimizado e uma estimativa para o hélice otimizado, onde verificou-se que a extração de potência do hélice otimizado é cerca de 23% maior, e tal aumento de potência se deve principalmente ao aumento da rotação. Deste modo, é evidente a melhor performance do hélice otimizado, o que permite concluir que a implementação do método iterativo leva a geometrias de corda variável capazes de extrair maior potência para um mesmo diâmetro do rotor.

Para o projeto teórico de hélices com três pás, além da análise de perda pelas pontas, acrescentou-se ao código as perdas pelo cubo do rotor. Isso permite obter resultados mais precisos uma vez que tais perdas ocorrem em uma turbina real que outrora não eram considerados. Verificou-se então as forças envolvidas em cada elemento de pá para os casos em que não se consideram perdas e o que as considera, para calcular a potência total gerada pelo rotor. Como esperado, ao considerar as perdas, o somatório de torque e potência é menor, porém mais próximo aos parâmetros de projeto e por conseguinte mais

próximo as condições reais. Por outro lado, o código sem perdas apresenta resultados superestimados pois negligencia os efeitos de perda causados por vórtices no cubo e também a conversão da energia na ponta do hélice em energia cinética de rotação através dos vórtices gerados na ponta da pá. Além disso, ao comparar os resultados teóricos obtidos para os hélices de 10 e 3 pás, conclui-se que estes corroboram com o que é exposto na literatura [32] no que diz respeito à dimensão de corda e coeficientes de potência dos mesmos, onde os hélices com menor número de pás apresentam maior coeficiente de potência por apresentarem menor efeito de esteira de rotação.

Todos os resultados apresentados neste trabalho estão em alinhados com as expectativas. A geração de energia por meio das correntes marítimas tem se mostrado cada vez mais como uma alternativa para geração de energia limpa e com crescente investigação. O fato de poder utilizar as teorias das já consolidadas literaturas para projeto e otimização de aerogeradores abrem portas para a investigação e evolução dos projetos de turbinas horizontais de corrente marítima.

Para trabalhos futuros, recomenda-se investigar experimentalmente os parâmetros teóricos encontrados para o hélice de três pás e verificar se os resultados corroboram com o resultado teórico exposto neste trabalho. Além disso, uma investigação experimental para os hélices de dez pás levando em conta também a otimização de ângulo tornaria possível uma comparação mais minuciosa com o hélice de três pás.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] FERNANDES, Rui F.C. Estudo, desenvolvimento e concessão de microturbinas hidráulicas com o recurso de impressoras 3D. Dissertação de Mestrado. Universidade do Minho, Portugal. 2017.
- [2] PÁSCOA, J. Turbomaquinas—Uma Abordagem Moderna. 2017.
- [3] FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. Introdução À Mecânica Dos Fluidos. Grupo Gen-LTC, 2000.
- [4] DIXON, S. Larry; HALL, Cesare. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [5] CENTRALES HIDROELÉCTRICAS, I. I. Turbinas Hidráulicas. 1994..
- [6] ADEJUMOBI, I. A.; SHOBAYO, D. I. Optimal Selection of Hydraulic Turbines for Small Hydro Electric Power Generation—A Case Study of Opeki River, South Western Nigeria. Nigerian Journal of Technology, v. 34, n. 3, p. 530-537, 2015.
- [7] HATATA, A. Y.; EL-SAADAWI, M. M.; SAAD, S. A feasibility study of small hydro power for selected locations in Egypt. Energy Strategy Reviews, v. 24, p. 300-313, 2019.
- [8] FERRO, L. M. C.; GATO, L. M. C.; FALCÃO, A. F. O. Design of the rotor blades of a mini hydraulic bulb-turbine. Renewable Energy, v. 36, n. 9, p. 2395-2403, 2011.
- [9] SCHLEICHER, W. C.; RIGLIN, J. D.; OZTEKIN, A. Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design. Renewable Energy, v. 76, p. 234-241, 2015.
- [10] RIGLIN, Jacob et al. Experimental and numerical characterization of a full-scale portable hydrokinetic turbine prototype for river applications. Renewable Energy, v. 99, p. 772-783, 2016.
- [11] SONG, Ke; WANG, Wen-Quan; YAN, Yan. Numerical and experimental analysis of a diffuser-augmented micro-hydro turbine. Ocean Engineering, v. 171, p. 590-602, 2019.

[12] MUIS, Abdul et al. Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application. *Energy Procedia*, v. 68, p. 263-273, 2015.

[13] MADU, Kingsley; ORJI, Malachy U.; UYAELUMUO, Anthony E. Fluid Structure Interaction Analysis of a Micro-Hydrokinetic Turbine Rotor Blade. Madu, Orji and Uyaelumuo (2018). *Research Journal of Mechanical Operations*, v. 1, n. 1, p. 10-23, 2018.

[14] FLEMING, Fernanda Pereira. Avaliação do potencial de energias oceânicas no Brasil. Universidade Federal do Rio de Janeiro–UFRJ/COPPE. Rio de Janeiro, 2012.

[15] BLANCO ILZARBE, Jesus M.; TEIXEIRA, Joao A. Recent Patents on Tidal Power Extraction Devices. *Recent Patents on Engineering*, v. 3, n. 3, p. 178-193, 2009.

[16] WU, Alex Hiratsuka et al. Considerações no Projeto de Turbinas de Correntes Marítimas.

[17] AQUARET, “Aquaret- Tidal stream,” pp. 73–140. Disponível em: <<http://www.aquaret.com/index.html>>. Acesso em 25 Set. 2020.

[18] ENERGY, S. A. Tidal stream projects. 2018. Disponível em <<https://simecatlantis.com/projects/>>. Acesso em 25 Set. 2020.

[19] HAMMERFEST, A. H. Andritz Hydro Hammerfest Tidal Turbines. 2018. Disponível em: <<http://www.andritzhydrohammerfest.co.uk/tidal-turbines/>>. Acesso em 27 Set. 2020.

[20] NACHTANE, M. et al. A review on the technologies, design considerations and numerical models of tidal current turbines. *Renewable Energy*, 2020.

[21] MASTERS, Ian et al. A robust blade element momentum theory model for tidal stream turbines including tip and hub loss corrections. *Journal of Marine Engineering & Technology*, v. 10, n. 1, p. 25-35, 2011.

[22] VOGEL, C. R.; WILLDEN, R. H. J.; HOULSBY, G. T. Blade element momentum theory for a tidal turbine. *Ocean Engineering*, v. 169, p. 215-226, 2018.

[23] BATTEN, W. M. J. et al. Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines. *Ocean engineering*, v. 34, n. 7, p. 1013-1020, 2007.

[24] ZHU, Fu-wei et al. Blade design and optimization of a horizontal axis tidal turbine. *Ocean Engineering*, v. 195, p. 106652, 2020.

[25] WENZEL, Guilherme München. Projeto aerodinâmico de pás de turbinas eólicas de eixo horizontal. *Revista da Graduação*, v. 1, n. 1, 2007.

[26] JUNIOR, Miguel Luís Belmonte. Otimização da geometria de pás para turbina eólica de eixo horizontal. Trabalho de Conclusão de Curso. 2017.

[27] MANWELL, James F.; MCGOWAN, Jon G.; ROGERS, Anthony L. *Wind energy explained: theory, design and application*. John Wiley & Sons, 2010.

[28] HAU, Erich. *Wind turbines: fundamentals, technologies, application, economics*. Springer Science & Business Media, 2013.

[29] AIRFOIL TOOLS. “airfoiltools.com NACA6409 9% (n6409-il).” Disponível em: <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=n6409-il>. Acesso em: 03 Mar. 2020.

[30] BURTON, Tony et al. *Wind energy handbook*. New York: Wiley, 2001.

[31] MORIARTY, Patrick J.; HANSEN, A. Craig. *AeroDyn theory manual*. National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US), 2005.

[32] JANSEN, Wim AM; SMULDERS, Paul Thomas. Rotor design for horizontal axis windmills. SWD publications, v. 7701, 1977.

[33] RS Pro Tachometer. Manual de uso. Digital photo/contact tachometer RS 163-5348. RS Pro. 6p. Disponível em <<https://uk.rs-online.com/web/generalDisplay.html?id=rspro>>. Acesso em 27 Abr. 2020.