

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO MARANHÃO
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**Otimização de Desempenho de Turbina Tipo Hélice de Eixo Horizontal em
Função de uma Modelagem Integrada e de Estratégia Híbrida de MPPT**

Hércules Araújo Oliveira

São Luís, Maranhão, Brasil
Abril de 2023

Hércules Araújo Oliveira

**Otimização de Desempenho de Turbina Tipo Hélice de Eixo Horizontal em
Função de uma Modelagem Integrada e de Estratégia Híbrida de MPPT**

Tese submetida à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Maranhão, como requisito parcial à obtenção do grau de Doutor em Ciências no domínio da Engenharia de Elétrica.

Área de Concentração: Automação e Controle

Orientador: Prof. Dr. Luiz Antonio de Souza Ribeiro
Coorientador: Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez

São Luís, Maranhão, Brasil
Abril de 2023

Ficha gerada por meio do SIGAA/Biblioteca com dados fornecidos pelo autor.

Diretoria Integrada de Bibliotecas/UFMA

Araújo Oliveira, Hércules.

Otimização de Desempenho de Turbina Tipo Hélice de Eixo Horizontal em Função de uma Modelagem Integrada e de Estratégia Híbrida de MPPT / Hércules Araújo Oliveira. – 2023.

177 p.

Coorientador: Osvaldo Ronald Saavedra Mendez.

Orientador: Luiz Antonio de Souza Ribeiro.

Tese (Doutorado): Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica / CCET, Universidade Federal do Maranhão, São Luís, 2023.

1. Conversão de Energia. 2. Energia Renovável. 3. Energia Eólica. 4. Turbinas Eólicas e Hidrocinéticas. 5. Desempenho de Turbinas. I. de Souza Ribeiro, Luiz Antonio. II. Ronald Saavedra Mendez, Osvaldo. III. Título.

Otimização de Desempenho de Turbina Tipo Hélice de Eixo Horizontal em Função de uma Modelagem Integrada e de Estratégia Híbrida de MPPT

Hércules Araújo Oliveira

Tese submetida à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Maranhão na Área de Concentração Automação e Controle, como requisito parcial à obtenção do grau de Doutor em Ciências no domínio da Engenharia de Elétrica.

Prof. Dr. Luiz Antonio de Souza Ribeiro, UFMA.
(Orientador)

Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez, UFMA.
(Coorientador)

Prof. Dr. José Gomes de Matos, UFMA.
(Membro da Banca Examinadora)

Prof. Dr. Shigeaki Leite de Lima, UFMA.
(Membro da Banca Examinadora)

Prof. Dr. David Howe Wood, *Calgary University*.
(Membro da Banca Examinadora)

Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz, UFPA.
(Membro da Banca Examinadora)

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, UNIFEI.
(Membro da Banca Examinadora)

Tese aprovada em 27 de abril de 2023.

*Ao senhor Deus, que nunca me desamparou. Aos
meus pais, Ferdinando Oliveira e Rosiléia Araújo.
À minha amada esposa Lorena Lúcia C. Ladeira.*

Agradecimento

Em primeiro lugar à Deus, por me guiar e permitir chegar até aqui.

Aos meus pais, Ferdinando Gomes Oliveira e Rosileia Araujo Oliveira, por compreenderem a minha ausência durante o desenvolvimento desta tese de doutorado, por me incentivarem e por terem acreditado em mim. Agradeço aos meus irmãos, Erick Charlie Araujo Oliveira e Larissa Araújo de Oliveira, por sempre trazerem alegria e contentamento, tornando essa jornada mais leve.

Em especial, à minha esposa, Lorena Lúcia Costa Ladeira, por ter me incentivado a seguir o caminho da pesquisa e do desenvolvimento, pelo amor e carinho ao longo de todos esses anos. Sobretudo, pela paciência e por ter entendido minhas faltas, tornando possível a execução deste estudo.

À minha querida tia, Nilce Nélia Oliveira Sousa, por sempre estar presente em minha vida, contribuindo das mais diversas maneiras, nos estudos, educação e orientação. Eu só consegui chegar até aqui, porque a senhora tornou isso possível. Serei eternamente grato.

Aos meus orientadores e amigos, Prof. Dr. Luiz Antonio de Souza Ribeiro e Prof. Dr. José Gomes de Matos, pela paciência, compreensão, incentivo e suporte que me foi dado para desenvolver e concluir este trabalho. Agradeço pelas orientações e discussões ao longo desses anos de mestrado e doutorado. Tenho os senhores como referências de profissionalismo e comprometimento com o ensino. Sobretudo, agradeço a confiança e amizade.

Ao meu coorientador, Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez, pela oportunidade e incentivo, por disponibilizar o espaço e recursos necessários para o desenvolvimento desta tese de doutorado.

Ao Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz, por contribuir com o desenvolvimento desta tese, pelas discussões, apontamentos e críticas sobre modelagens de turbinas tipo hélice de eixo horizontal.

Ao Prof. Dr. David Howe Wood, por me receber como *Visiting Researcher* no *Schulich School of Engineering's Department of Mechanical and Manufacturing Engineering* da *University of Calgary* por meio do programa de doutorado sanduíche no exterior. Agradeço pelas reuniões frequentes, discussões, apontamentos, acessibilidade e atenção.

À Marcos Paulo, pelas conversas sobre o desenvolvimento das simulações implementadas nesta pesquisa.

Aos amigos Alyston Nascimento, Amiron Wolff e César Branco, pela parceria durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao grupo de professores do Instituto de Energia Elétrica (IEE) da Universidade Federal do Maranhão (UFMA).

À Fundação de Amparo à Pesquisa e ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Maranhão (FAPEMA), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), à Fundação Amazônia de Amparo a Estudos e Pesquisas (FAPESPA), e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ) por terem financiado este trabalho.

A todos aqueles que não foram citados, mas que de alguma forma contribuíram para o êxito deste trabalho.

Que sentido tem os avanços em tecnologias de conversão de energia se não os fizermos de maneira eficiente?

Hércules A. Oliveira

Resumo

Este trabalho teve como objetivo de pesquisa o estudo de modelagens matemáticas aplicadas à otimização de pás e à análise de desempenho de Turbinas Tipo Hélice de Eixo Horizontal sem Difusor (TTHEH) e com Difusor (TTHEHD), em conjunto com Gerador Síncrono a Ímãs Permanentes (GSIP) e conversor eletrônico de potência, para uma integração (fluidodinâmica, mecânica e elétrica) otimizada do sistema de conversão de energia. As modelagens relacionadas aos rotores das turbinas foram fundamentadas na clássica Teoria do Momento do Elemento de Pá (*Blade Element Moment Theory*, BEMT). A modelagem proposta neste trabalho foi desenvolvida a partir do BEMT clássico com a introdução de correções complementares para perdas de ponta e raiz, para altos valores do fator de indução axial e para alto ângulo de ataque. Os métodos complementares de correção foram exaustivamente pesquisados na literatura e incluídos no BEMT a fim de melhor simular turbinas de pequeno, médio e grande porte. Essas correções contribuíram para representar melhor o desempenho dessas turbinas. Uma das abordagens do trabalho se baseou em utilizar o método proposto tanto para turbinas eólicas como para hidrocínéticas, uma vez que há similaridade entre os tipos de turbinas em estudo: tipo hélice de eixo horizontal. A principal diferença entre essas turbinas é a propriedade específica de cada tipo de fluido. A validação do método proposto foi realizada a partir do estudo de duas turbinas de pequeno porte, uma eólica e outra hidrocínética, e de quatro turbinas eólicas da série MOD-X da ordem de 100 kW a 7.3 MW da agência norte americana *National Aeronautics and Space Administration*. O estudo para o cálculo da geometria ótima da pá foi construído com base no BEMT. O conversor eletrônico de potência utilizado foi um tipo *back-to-back*, no qual o conversor modulado por largura de pulso (*Pulse Width Modulation*, PWM) do lado do gerador foi projetado com estratégia de realimentação do sinal de potência para rastreamento do ponto de máxima potência (*Maximum Power Point Tracking*, MPPT). As principais contribuições desta pesquisa obtidas a partir dos resultados discutidos são: i) garantir ampla aplicação para turbinas tipo hélice de eixo horizontal de pequeno, médio e grande porte, uma vez que os modelos encontrados na literatura são implementados e ajustados para uma turbina de faixa de potência específica, não podendo ser utilizados genericamente; ii) processamento rápido para análise de desempenho; iii) implementação simples quando comparada àquelas com modelagem numéricas computacionais, que demandam maior carga computacional e são mais complexas de simular; e iv) evita a necessidade de computadores de alto desempenho, os quais demandam investimento.

Palavras-chave: conversão de energia; energia renovável; energia eólica; turbinas eólicas e

hidrocinéticas; desempenho de turbinas.

Abstract

This work had as research objective the study of mathematical models applied to the optimization of blades and the performance analysis of Horizontal Axis Helix Turbines without Diffuser (TTHEH) and with Diffuser (TTHEHD), working together with a Permanent Magnet Synchronous Generator (GSIP) and power converter, for an optimized integration (fluid dynamics, mechanics and electrical) of the energy conversion system. These models related to turbine rotors were based on the classic Blade Element Moment Theory (BEMT). The modeling proposed in this work was developed from the classic BEMT with the addition of complementary corrections for tip and root losses, for high values of the axial induction factor and for high angle of attack. Complementary correction methods were exhaustively researched in the literature and included in the BEMT in order to better simulate small, medium and large turbines. These corrections contributed to better represent the performance of these turbines. One of the work's approaches was based on using the proposed modeling for both wind and hydrokinetic turbines, since there is similarity between the types of turbines under study: horizontal axis propeller type. The main difference between these turbines is the specific property of each fluid type. The validation of the proposed modeling was carried out from the study of two small turbines, one wind and the other hydrokinetic, and four wind turbines of the MOD-X series of the order of 100 kW to 7.3 MW of the North American agency National Aeronautics and Space Administration. The study for calculating the optimal blade geometry was derivated based on BEMT. The power converter used was a back-to-back type, in which the pulse width modulated converter (PWM) on the generator side was designed with a power signal feedback strategy for maximum point of power tracking (MPPT). The main contributions of this research observed from the results are: i) it ensures wide application for small, medium and large horizontal axis propeller turbines, since the models found in the literature are implemented and adjusted for a specific power range turbine, not being able to be used generically; ii) fast processing for performance analysis; iii) simple implementation when compared to those with computational numerical modeling, which demand a higher computational burden and are more complex to simulate; and iv) avoids the need for high-performance computers, which demand investment.

Keywords: energy conversion; renewable energy; wind energy; wind and hydrokinetic turbines; turbine performance.

Lista de figuras

Figura 1.1 – Modelagem integrada: hidráulica–mecânica–elétrica.	40
Figura 2.1 – Modelo de um disco atuador de uma TTTEH.	45
Figura 2.2 – Disco atuador contido em um volume de controle.	49
Figura 3.1 – Forças aerodinâmicas sobre um aerofólio.	54
Figura 3.2 – Elementos da pá.	57
Figura 3.3 – Definições da geometria do perfil da pá da turbina.	58
Figura 4.1 – <i>Floss</i> e curva de distribuição de força ao longo do raio do rotor: a) condição de partida da turbina e b) torque sob operação de condição próxima à nominal.	66
Figura 6.1 – Geometria comum de um difusor.	77
Figura 6.2 – Seções definidas para análise das linhas de fluxo que passam pelo difusor.	80
Figura 7.1 – Fluxograma do método BEMT: a) ciclo da velocidade do fluido em cor azul, b) ciclo da seção da pá em cor verde e c) ciclo do fator de indução axial em cor laranja.	101
Figura 7.2 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina de pequeno porte.	103
Figura 7.3 – Geometria da pá da turbina de pequeno porte.	103
Figura 7.4 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina de pequeno porte.	104
Figura 7.5 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-0.	105
Figura 7.6 – Geometria da pá da turbina MOD-0.	105
Figura 7.7 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-0.	106
Figura 7.8 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-1.	106
Figura 7.9 – Geometria da pá da turbina MOD-1.	107
Figura 7.10 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-1.	108
Figura 7.11 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-2.	108
Figura 7.12 – Geometria da pá da turbina MOD-2.	109
Figura 7.13 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-2.	109
Figura 7.14 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-5.	110
Figura 7.15 – Geometria da pá da turbina MOD-5.	110
Figura 7.16 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-5.	111
Figura 7.17 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina hidrocínética de pequeno porte.	112
Figura 7.18 – Geometria da pá da turbina hidrocínética de pequeno porte.	112
Figura 7.19 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina de pequeno porte.	113
Figura 8.1 – Esboço do projeto da turbina.	114

Figura 8.2 – Ocorrência de velocidade.....	116
Figura 8.3 – Densidade de potência em função da ocorrência de velocidade.....	116
Figura 8.4 – Curva do coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque e de Re (aerofólio NACA 4412).	117
Figura 8.5 – Curva do coeficiente de arrasto em função do ângulo de ataque e de Re (aerofólio NACA 4412).	118
Figura 8.6 – Curva da eficiência aerodinâmica em função do ângulo de ataque e de Re (aerofólio NACA 4412).	119
Figura 8.7 – Comprimento da corda e ângulo de torção em funções do raio da pá.	123
Figura 8.8 – Geometria ótima da pá.	123
Figura 8.9 – Inércia do gerador elétrico em função da faixa de potência para turbinas de pequeno porte.....	128
Figura 9.1 – Convenções adotadas para os eixos de referencial síncrono e estacionário.	133
Figura 9.2 – Torque mecânico em função da velocidade do fluido, destacando o MPP.	135
Figura 9.3 – Potência mecânica em função da velocidade do fluido, destacando o MPP.	136
Figura 9.4 – Potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de <i>pitch</i> ($U_\infty = 5m/s$).	137
Figura 9.5 – Coeficiente de potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de <i>pitch</i> ($U_\infty = 5m/s$).	137
Figura 9.6 – Curvas de coeficiente de potência em função de Ω e θp ($U_\infty = 5m/s$).	138
Figura 9.7 – Potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de <i>pitch</i> ($U_\infty = 12m/s$).	139
Figura 9.8 – Coeficiente de potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de <i>pitch</i> ($U_\infty = 12m/s$).	139
Figura 9.9 – Diagrama de blocos simplificado para ilustrar a estratégia de MPPT para uma abordagem fluidodinâmica-mecânica.	141
Figura 9.10 – Diagrama de blocos da estratégia de MPPT mecânico.	142
Figura 9.11 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle ótimo de potência.	143
Figura 9.12 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle ótimo de torque.	144
Figura 9.13 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle ótimo de TSR.	145
Figura 9.14 – Curva de potência para tomada de decisão do método CPO.	146
Figura 9.15 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle perturbe e observe.	146
Figura 9.16 – Topologia de conversor <i>back-to-back</i>	148
Figura 9.17 – Diagrama de blocos da estratégia de MPPT elétrico e das malhas dos controladores	

de correntes do GSIP.....	149
Figura 9.18 – Diagrama de blocos das malhas dos controladores de correntes do GSIP.	150
Figura 9.19 – Diagrama de bloco com controlador PI e sistema equivalente.....	151
Figura 10.1 – Diagrama de blocos simplificado do sistema de conversão de energia.....	155
Figura 10.2 – Curva $C_p \times \lambda$ para $U_\infty = 12,50 \text{ m/s}$ (ponto de operação nominal).....	156
Figura 10.3 – Velocidade de rotação do eixo da turbina em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$	157
Figura 10.4 – Taxa de velocidade de ponta em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$	157
Figura 10.5 – Coeficiente de potência em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$	158
Figura 10.6 – Potência ativa de saída em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$	159
Figura 10.7 – Corrente de eixo-d no referencial estacionário para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$	159
Figura 10.8 – Corrente de eixo-q no referencial estacionário para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$	160
Figura 10.9 – Velocidade de rotação do eixo da turbina em função do tempo para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$	161
Figura 10.10 – Taxa de velocidade de ponta em função do tempo para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$	161
Figura 10.11 – Coeficiente de potência em função do tempo para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$	162
Figura 10.12 – Potência ativa de saída em função do tempo para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$	162
Figura 10.13 – Corrente de eixo-d no referencial estacionário para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$	163
Figura 10.14 – Corrente de eixo-q no referencial estacionário para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$	163
Figura 10.15 – Curva $C_p \times \lambda$ para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$ com $KMPP$ específico.....	164
Figura 10.16 – Coeficiente de potência em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$ e $KMPP$ específico.....	165
Figura 10.17 – Diagrama de blocos do sistema equivalente turbina-gerador.	165
Figura 10.18 – Rigidez dinâmica do sistema.	166

Lista de tabelas

Tabela 9.1 – Comparação das informações necessárias para as estratégias de MPPT.	147
Tabela 9.2 – Parâmetros da planta e do controlador.	151
Tabela 10.1 – Especificação do gerador elétrico.....	153
Tabela 10.2 – Geometria da pá da turbina.	154

Lista de abreviaturas e siglas

BEMT	<i>Blade Element Moment Theory</i>
CA	Corrente Alternada
CC	Corrente Contínua
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
COP	Controle Ótimo de Potência
COT	Controle Ótimo de Torque
COTSR	Controle Ótimo de TSR
CPO	Controle Perturbe e Observe
DSP	<i>Digital Signal Processing</i>
GSIP	Gerador Síncrono a Ímãs Permanentes
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEE	Instituto de Energia Elétrica
ICMAR	Instituto de Ciências do Mar
MPP	<i>Maximum Power Point</i>
MPPT	<i>Maximum Power Point Tracking</i>
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
TSR	<i>Tip Speed Ratio</i>
TTHEH	Turbinas Tipo Hélice de Eixo Horizontal sem Difusor
TTHEHD	Turbinas Tipo Hélice de Eixo Horizontal com Difusor
UFMA	Universidade Federal do Maranhão
ZDC	<i>Zero d-axis Current</i>

Lista de símbolos

Capítulos de 1 a 8

A	área
a	fator de indução axial de velocidade
a'	fator de indução rotacional de velocidade
a_b	fator de indução axial de velocidade na pá
a'_b	fator de indução rotacional de velocidade na pá
a_c	variável auxiliar
a_{dif}	fator de indução axial que leva em consideração o efeito do difusor
a'_{dif}	fator de indução rotacional que leva em consideração o efeito do difusor
$a_{dif_{opt}}$	fator de indução axial ótimo para uma TTTHD
A_p	área dimensional do perfil aerodinâmico
A_{pa}	área projetada do aerofólio
B	números de pás
c	corda do perfil do aerofólio
C	variável auxiliar
C_d	coeficiente de arrasto
C_{dmax}	máximo coeficiente de arrasto
C_{ds}	coeficientes de arrasto no ângulo de estol
C_l	coeficiente de sustentação
C_{ls}	coeficientes de sustentação no ângulo de estol
C_m	coeficiente de momento
C_n	coeficiente de força normal ao plano de rotação do rotor

C_p	coeficiente de potência
$C_{p_{max}}$	coeficiente de potência máximo
$C_{p_{THEHD}}$	coeficiente de potência de uma TTtheHD
$C_{p_{THEHD_{opt}}}$	coeficiente ótimo de potência de uma TTtheHD
C_{p3}	coeficiente de pressão na saída do difusor
C_Q	coeficiente de torque mecânico
$C_{Q_{THEHD}}$	coeficiente de torque de uma TTtheHD
c_{som}	velocidade do som
C_T	coeficiente de empuxo
$C_{T_{THEHD}}$	coeficiente de empuxo de uma TTtheHD
D_p	densidade de potência
da	taxa de variação do fator de indução
dA	taxa de variação de área
da_{dif}	taxa de variação do fator de indução axial com efeito do difusor
$dC_{p_{THEHD}}$	taxa de variação de coeficiente de potência de uma TTtheHD
dE_m	taxa de variação de energia mecânica
dF_D	força de arrasto incremental
dF_L	força de sustentação incremental
dF_N	força incremental normal ao plano de rotação do rotor
$dF_{N_{THEHD}}$	força incremental normal ao plano de rotação do rotor do difusor
dF_T	força incremental tangencial ao círculo varrido pelo rotor
dP_m	taxa de variação de potência mecânica
$dP_{m_{THEHD}}$	taxa de variação de potência mecânica no rotor do difusor
dQ	taxa de variação de torque mecânico

dQ_{TEHD}	taxa de variação de torque mecânico no rotor do difusor
dr	taxa de variação do raio
dt	taxa de variação do tempo
dT	taxa de variação de empuxo
dT_{TEHD}	taxa de variação de empuxo no rotor do difusor
ξdx	taxa de variação de espaço
$d\omega_{rm}$	taxa de variação de velocidade do rotor da turbina
e^ξ	variável auxiliar
E_m	energia mecânica
F_D	força de arrasto
F_{hub}	fator de correção de perda de cubo
F_L	força de sustentação
F_{loss}	fator de correção de perda
F_t	variável auxiliar
f_t	variável auxiliar
F_{tip}	fator de correção de perda de ponta
F_u	fator de correção de perda de ponta para movimento axial
F_w	fator de correção de perda de ponta para movimento circunferencial
g	aceleração da gravidade
h	altura em relação a um ponto referencial no fluido
J	inércia
K	variável auxiliar
k_0	constante
k_1	constante

k_2	constante
k_3	constante
L	comprimento que caracteriza o fluxo
M	número de Mach
$\dot{m}$	fluxo de massa
M_T	força de momento de impulso
n_{dif}	eficiência do difusor
p	pressão
P_{fluido}	potência resultante de um fluxo de massa
P_m	potência mecânica
P_{mdif}	potência mecânica proveniente do fluido através do difusor
$P_{mdifideal}$	potência mecânica ideal proveniente do fluido através do difusor
P_{mTEHD}	potência mecânica no rotor do difusor
P_o	probabilidade de ocorrência de velocidade
p_{step}	taxa de variação do coeficiente de torque em relação ao de empuxo
Q	torque mecânico
Q_{el}	torque elétrico
Q_{fluido}	torque resultante de um fluxo de massa
Q_{mec}	torque mecânico
$Q_{perd\ el}$	perdas relacionadas ao torque elétrico
$Q_{perd\ mec}$	perdas relacionadas ao torque mecânico
Q_{TEHD}	torque mecânico no rotor do difusor
r	distância a partir do eixo de rotação (raio local)
R	raio

r_e	raio efetivo
Re	número de Reynold
S	variável auxiliar
T	empuxo
T_{ftuido}	empuxo resultante de um fluxo de massa
T_{TEHD}	empuxo no rotor do difusor
$TRIG$	variável auxiliar
U	velocidade do fluido
U_{rel}	velocidade relativa do fluxo
$U_{rel_{dif}}$	velocidade relativa do fluxo no rotor do difusor
u_{wb}	velocidade axial induzida na pá
ν	viscosidade cinemática
V_{esp}	velocidade específica de um escoamento
w_{wb}	velocidade circunferencial induzida na pá
X_A	variável auxiliar
X_B	variável auxiliar
X_C	variável auxiliar
X_D	variável auxiliar
x_{var}	variável auxiliar
Y_1	variável auxiliar
Y'_1	variável auxiliar
Y_2	variável auxiliar
Y'_2	variável auxiliar
α	ângulo de ataque

$\alpha_{max_{efic}}$	ângulo de ataque de maior eficiência aerodinâmica
α_s	ângulo de estol
β	relação de área entre a seção do rotor e a saída do difusor
γ	máxima taxa de aumento de velocidade de fluido no difusor
Γ	Circulação na pá
ΔH_{dif}	perda total de energia no difusor
ε	taxa de aumento de velocidade
θ_p	ângulo de torção da seção
λ	taxa de velocidade de ponta
λ_r	taxa de velocidade local
μ	viscosidade dinâmica
μ_{rc}	relação de aspecto entre os raios e a corda da pá
σ	solidez
σ'	solidez local
φ	ângulo da velocidade relativa do fluxo
ω	velocidade angular do fluido
Ω	velocidade angular do eixo do rotor
ρ	massa específica do fluido
ρ_L	massa específica da pá

Subscritos

∞	fluxo livre a montante
d	fluxo no disco atuador
w	fluxo livre a jusante

1	seção indicada em figura
2	seção indicada em figura
3	seção indicada em figura
4	seção indicada em figura
<i>ent</i>	entrada do difusor
<i>sai</i>	saída do difusor

Capítulos de 9 a 10

<i>abc</i>	variáveis trifásicas
Λ_{GSIP}	fluxo magnético produzido pelo ímã
<i>as</i>	fase a (da representação trifásica) no terminal do estator
<i>bs</i>	fase b (da representação trifásica) no terminal do estator
C_{pMPP}	coeficiente de potência no ponto de máxima potência
<i>cs</i>	fase c (da representação trifásica) no terminal do estator
<i>dq</i>	eixos direto e de quadratura
<i>ds</i>	eixo direto no referencial estacionário
<i>f</i>	variável referente à tensão ou corrente
<i>i</i>	corrente
<i>J</i>	inércia
K_{MPP}	constante de operação no ponto de máxima potência para cada valor de velocidade de fluido
L_{ls}	indutância de dispersão
L_{md}	indutância de magnetização
P_e	potência elétrica

P_m	potência mecânica
P_p	número de pares de polos
qs	eixo de quadratura no referencial estacionário
r_s	resistência do estator
T_e	torque eletromagnético
T_M	torque mecânico
v	tensão
α_{opt}	ângulo de ataque ótimo
αs	variável α (da representação bifásica) do estator
$\alpha\beta$	variáveis bifásicas
βs	variável β (da representação bifásica) do estator
θ_e	ângulo de fase das tensões do estator
$\theta_{p_{aux}}$	variável auxiliar para o controle do <i>pitch</i>
λ	fluxo concatenado
λ_{MPP}	taxa de velocidade de ponta no ponto de máxima potência
λ_{opt}	taxa de velocidade de ponta ótima
ω_e	velocidade do rotor do gerador em radiano elétrico
ω_m	velocidade do rotor do gerador em radiano mecânico

Sobrescritos

e	referencial síncrono (referencial girante sincronizado com o rotor)
-----	---

Subscritos

kd	enrolamento de amortecimento no eixo d
kq	enrolamento de amortecimento no eixo q

<i>ativa</i>	tipo de potência ativa
<i>cobre</i>	perda elétrica
<i>MPP</i>	máximo ponto de potência
<i>perdas</i>	perdas por algum tipo de resistência
<i>reativa</i>	tipo de potência reativa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	33
1.1	Contextualização	33
1.2	Justificativa.....	37
1.3	Objetivos	39
1.3.1	Objetivo geral.....	39
1.3.2	Objetivos específicos	40
1.4	Contribuições.....	41
1.5	Metodologia	41
1.6	Organização do trabalho.....	42
2	ESTUDO UNIDIMENSIONAL APLICADO AO PROJETO DE ROTOR DE UMA TTTHEH	44
2.1	Contextualização	44
2.2	Lei da Conservação.....	44
2.2.1	Conservação de massa	44
2.2.2	Conservação de momento	45
2.2.3	Equação de Bernoulli	46
2.2.3.1	Análise da conservação de energia a montante.....	46
2.2.3.2	Análise da conservação de energia a jusante	46
2.3	Aproveitamento de energia no disco atuador no sentido axial	46
2.3.1	Limite de Betz.....	48
2.4	Aproveitamento de energia no disco atuador no sentido rotacional	49
2.5	Aproveitamento de energia: análises de sentidos axiais e rotacional.....	52
2.5.1	Taxa de velocidade de ponta	52
2.5.2	Taxa de variação de empuxo, torque e potência.	52

2.6	Teoria do momento	53
2.7	Considerações	53
3	ESTUDO BIDIMENSIONAL APLICADO AO PROJETO DE ROTOR DE UMA TTTHEH	54
3.1	Contextualização	54
3.2	Conceitos gerais da aerodinâmica	54
3.2.1	Forças aerodinâmicas	55
3.2.1.1	Número de Reynold	55
3.3	Teoria do elemento da pá	56
3.4	Considerações	61
4	TEORIA DO MOMENTO DO ELEMENTO DE PÁ APLICADO AO PROJETO DE ROTOR DE UMA TTTHEH	62
4.1	Contextualização	62
4.2	Equações dos fatores de indução axial e rotacional	62
4.3	Método de Prandtl	64
4.3.1	Fator de perda de ponta	64
4.3.2	Fator de perda de cubo	65
4.4	Equações dos fatores de indução axial e rotacional com fator de correção da perda de ponta	67
4.5	Método de Glauert	67
4.6	Modelos de solução para o método BEMT clássico	67
4.7	Considerações	68
5	MODELOS MATEMÁTICOS COMPLEMENTARES AO MÉTODO BEMT CLÁSSICO APLICADO AO PROJETO DE ROTOR DE UMA TTTHEH	70

5.1	Contextualização	70
5.2	Correção de perda de ponta	70
5.2.1	Correção de Prandtl e Betz.....	70
5.2.2	Correção de Burton	70
5.2.3	Correção do Raio Efetivo.....	71
5.2.4	Correção de Goldstein.....	71
5.3	Correção para altos valores do fator de indução	71
5.3.1	Correção de Peter Smith	71
5.3.2	Correção de Robert Wilson.....	71
5.3.3	Correção de Robert Wilson e Spera	72
5.3.4	Correção de Marshall Buhl	72
5.3.5	Correção de Madsen.....	72
5.3.6	Correção de Shen	72
5.4	Correção de altos valores do ângulo de ataque	73
5.5	Correção aplicada simultaneamente para a perda de ponta e altos valores do fator de indução	74
5.6	Considerações	76
6	TEORIA DO MOMENTO DO ELEMENTO DE PÁ APLICADO AO PROJETO DE ROTOR DE UMA TTtheHD	77
6.1	Contextualização	77
6.2	Conservação de energia somente no difusor	77
6.2.1	Eficiência do difusor	78
6.2.2	Perdas de energia no difusor	79
6.3	Estudo unidimensional aplicado a projeto de rotor de uma TTtheHD	80
6.3.1	Aproveitamento de energia no disco atuador de uma TTtheHD	80
6.3.1.1	Análise da conservação de energia a montante do difusor	80
6.3.1.2	Análise da conservação de energia a jusante do difusor.....	81
6.3.1.3	Potência mecânica em função da variação de pressão	81

6.3.1.4	Coeficiente de potência de uma TTtheHD	82
6.3.1.5	Potência mecânica em função do torque mecânico	84
6.3.2	Pressão na saída do difusor de uma TTtheHD	85
6.3.3	Coeficiente de potência em função da relação de área, da máxima taxa de aumento de velocidade, do fator de indução axial e da eficiência do difusor	86
6.3.4	Fator de indução axial e coeficiente de potência ótimos de uma TTtheHD.....	88
6.3.5	Empuxo	91
6.3.6	Torque mecânico.....	91
6.4	Estudo bidimensional aplicado a projeto de rotor de uma TTtheHD	92
6.4.1	Empuxo e torque mecânico.....	92
6.4.2	Coeficientes de empuxo e torque mecânico.....	93
6.4.3	Fatores de indução axial e rotacional	94
6.4.4	Fatores de indução axial e rotacional considerando o método de Prandtl	94
6.4.4.1	Equação do fator de indução axial	95
6.4.4.2	Equação do fator de indução rotacional.....	96
6.5	Considerações.....	97
7	ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UMA TTtheH/D UTILIZANDO O MÉTODO BEMT COM CORREÇÕES COMPLEMENTARES.....	98
7.1	Contextualização	98
7.2	Algoritmo implementado do método BEMT com correções complementares.....	98
7.2.1	Dados de entrada	98
7.2.2	Metodologia do método BEMT implementado	99
7.3	Validação do método BEMT implementado	102
7.3.1	Turbina de pequeno porte	102
7.3.2	Turbina MOD-0 / 100 kW	104
7.3.3	Turbina MOD-1 / 2 MW	106
7.3.4	Turbina MOD-2 / 2.5 MW	108
7.3.5	Turbina MOD-5 / 7.3 MW	110
7.3.6	Turbina de hidrocínética de pequeno porte.....	111

7.4	Considerações	113
8	PROJETO DA GEOMETRIA ÓTIMA DA PÁ DE UMA TTHEH/D	114
8.1	Contextualização	114
8.2	Esboço para o projeto da pá	114
8.2.1	Potência nominal do projeto	114
8.2.2	Escolha da velocidade nominal do fluido	115
8.3	Escolha do perfil aerodinâmico para o projeto da pá	117
8.4	Cálculo da geometria ótima da pá	119
8.4.1	Geometria ótima da pá para TTHEH	119
8.4.2	Geometria ótima da pá para TTHEHD	121
8.5	Análise de partida da turbina em função da geometria	123
8.5.1	Torque de partida	124
8.5.2	Inércia	127
8.5.3	Taxa de variação de velocidade na partida	128
8.6	Considerações	129
9	GERADOR ELÉTRICO E CONVERSOR ELETRÔNICO DE POTÊNCIA	130
9.1	Contextualização	130
9.2	Gerador elétrico	130
9.2.1	Seleção do gerador elétrico	130
9.2.2	Transformação de variáveis e de referenciais do GSIP	131
9.2.3	Modelagem matemática do GSIP	133
9.2.4	Curvas características de torque e potência de uma TTHEH.....	134
9.2.5	Curvas característica de uma TTHEH com variação do ângulo de <i>pitch</i>	136
9.3	Estratégias de MPPT	139
9.3.1	Rastreamento do MPP sob uma abordagem mecânica	140
9.3.2	Rastreamento do MPP sob uma abordagem elétrica.....	142
9.3.2.1	Controle Ótimo de Potência – COP	142

9.3.2.2	Controle Ótimo de Torque – COT	143
9.3.2.3	Controle Ótimo de TSR – COTSR	144
9.3.2.4	Controle Perturbe e Observe – CPO	145
9.3.2.5	Comparação das estratégias de MPPT	147
9.4	Conversor eletrônico de potência	147
9.5	Considerações	151
10	ANÁLISE DE RESULTADOS	153
10.1	Contextualização	153
10.2	Descrição do sistema	153
10.3	Descrição da simulação.....	154
10.4	Descrição de resultados	156
10.4.1	Velocidade de vento $U_{\infty} = 5 \text{ m/s}$ para <i>KMPP</i> do ponto de operação nominal	156
10.4.2	Velocidade de vento $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$ para <i>KMPP</i> do ponto de operação nominal	160
10.4.3	Velocidade de vento $U_{\infty} = 5 \text{ m/s}$ para <i>KMPP</i> específico.....	164
10.4.4	Rejeição à perturbação	165
10.5	Considerações	166
11	CONCLUSÕES GERAIS, SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS E PUBLICAÇÕES.....	168
11.1	Conclusões gerais	168
11.2	Sugestões para trabalhos futuros	170
11.3	Lista de artigos técnicos produzidos sobre o tema e áreas correlatas da tese de doutorado.....	170
11.4	Artigo técnico sobre o tema e áreas correlatas da tese de doutorado aceito para publicação	171
	REFERÊNCIAS	171

1 Introdução

1.1 Contextualização

A disponibilidade de energia é fundamental para assegurar condições necessárias para as atividades econômicas de um país enquanto insumo básico e, ao mesmo tempo, proporcionar condições adequadas de qualidade de vida para sua população [1]. Segundo o último Censo Demográfico, dos serviços prestados aos domicílios brasileiros, a energia elétrica foi a que apresentou a maior cobertura (97,8%), principalmente nas áreas urbanas (99,1%), mas também com forte presença na área rural (89,7%) [2]. Porém ainda havia 1,3% de domicílios brasileiros sem energia elétrica. A região com maior índice era a norte, onde 24,1% dos domicílios rurais não possuíam energia elétrica, seguida das áreas rurais da região nordeste (7,4%) [2].

Embora o percentual de domicílios sem energia elétrica seja pequeno, um fator que deve ser analisado é a evolução do consumo final de energia elétrica comparado à evolução da oferta interna no Brasil nos últimos anos. De acordo com os últimos dados levantados pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), o crescimento do consumo foi superior ao crescimento da geração [1], [3]. Isso significa que o aumento da geração não vem acompanhando o crescimento da demanda, que está sendo suprida por uma participação cada vez mais significativa das usinas termelétricas (que possui alto custo de geração de energia elétrica em comparação, por exemplo, às hidrelétricas, além de emitirem grande quantidade de gases poluentes). É verdade que o aumento da participação de turbinas eólicas na geração de energia foi significativo nos últimos 10 anos, mas só será possível fazer uma análise detalhada de toda a matriz energética brasileira após o Censo Brasileiro de 2020.

De todo modo, as discussões sobre energia renovável têm ganhado atenção no cenário mundial devido à disponibilidade finita dos combustíveis fósseis. Além disso, a pressão sobre as questões ambientais tem aumentado consideravelmente. Atualmente, as energias renováveis mais comumente exploradas no Brasil são a hidráulica, a eólica e a solar [4], [5]. No entanto, esses tipos de energia são diretamente influenciados por condições meteorológicas como chuva, nuvens e ventos, por exemplo. Essas características de irregularidade dificultam a previsibilidade da geração, que é fundamental para o planejamento e integração do despacho de energia na rede elétrica [6].

Como uma alternativa para geração de energia, têm-se as turbinas hidrocínéticas através das

quais é possível transformar energia cinética provenientes de rios e correntes marítimas em energia elétrica. O comportamento das correntes de maré é geralmente mais fácil de prever em comparação ao do vento. O método mais comum utilizado para modelar a dinâmica das marés é através de análises harmônicas, considerando cada aspecto (meteorológico e geomorfológico, por exemplo) como uma componente da série harmônica [7]. Através desses modelos temporais é possível se estimar quantidades confiáveis de potência a partir desse tipo de fonte renovável.

Com base em abordagens paramétricas, estima-se que o potencial energético global proveniente dos oceanos é da ordem de 2.10^3 TWh/ano [8]. Apesar desse valor ser significativo, o aproveitamento dessa fonte é restrito a regiões específicas. Essas limitações são consequências da característica geográfica e da variação das marés de cada região.

Um aspecto que contribui para o aproveitamento da energia das correntes de marés se deve ao fato de que a massa específica da água do mar é aproximadamente 1.10^3 vezes maior que a massa específica do ar. Portanto, as turbinas hidrocínéticas geralmente são menores que as eólicas para a geração do mesmo nível de potência [9].

Existem várias técnicas utilizadas para explorar a energia proveniente dos mares e oceanos, que podem ser classificadas como: das ondas, de corrente oceânica e de maré, térmica oceânica, a partir de gradiente de maré e de salinidade, e cultivo de biomassa marinha. Dentre essas, a energia de corrente de maré ou maremotriz é a mais explorada atualmente [10], [11]. Esse tipo de energia pode ser entendido a partir da oscilação constante das águas oceânicas, que é influenciada principalmente pela força gravitacional exercida pelo Sol e pela Lua sobre a Terra, além da influência do movimento rotacional da Terra. Como consequência dessa interação de forças e movimentos, surgem deslocamentos da massa de água em dois sentidos: vertical (amplitude de maré) e horizontal (corrente de maré). Nesse contexto a energia maremotriz poder ser aproveitada basicamente de duas maneiras: a) geração através de gradiente de maré, cujo conceito é semelhante ao utilizado nas hidroelétricas em que se cria uma diferença de potencial a partir de barragens, e b) geração através de corrente de maré, cuja energia cinética disponível no fluido pode ser convertida em eletricidade através da utilização de turbinas hidrocínéticas [12].

O aproveitamento energético das marés ainda não possui tecnologia tão consolidada como a dos parques de turbinas eólica ou das usinas fotovoltaicas e, por isso, o desenvolvimento e a implantação de sistemas para o aproveitamento da energia maremotriz requerem maior atenção. A geração maremotriz apresenta algumas vantagens de caráter ambiental, uma vez que não gera problemas como poluição da água através de resíduos, poluição atmosférica através de emissão de

gases nocivos ao meio ambiente, derramamento de óleo nos oceanos e poluição visual (considerada pequena). Tecnicamente esse tipo de geração apresenta vantagens, como por exemplo, boa previsibilidade do comportamento das correntes de mares e maior densidade de potência se comparada à eólica de mesma capacidade energética. Algumas das desvantagens são: impacto negativo na migração de peixes e mamíferos marinhos; acúmulo de resíduos proveniente da costa e dos oceanos, que são “capturados” pelas turbinas [9], [12]. Um aspecto importante que se deve comentar é que esses impactos são pontuais, referentes à região na qual a usina é instalada. Sob o ponto de vista econômico, uma das principais desvantagens é o alto custo de investimento na implantação desses sistemas.

A densidade de energia, estimada a partir simulações computacionais, varia à medida que alguns parâmetros iniciais mudam e, por esse motivo, é importante definir corretamente as condições de contorno para cada tipo de simulação e estudo de caso. A magnitude da velocidade, a direção da corrente de maré, o tipo de escoamento do fluxo, as características de esteira e a influência dinâmica da estrutura da turbina também têm um impacto significativo na estimação da geração de energia.

Devido a esses fatores, os investidores buscam métodos para estimar com boa precisão o potencial energético, assim como a viabilidade econômica da usina maremotriz. Dentre esses métodos, as simulações que utilizam a fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) são comumente empregadas na avaliação de regiões propícias à exploração de energia a partir das correntes de marés. No entanto, algumas dificuldades surgem quando se trabalha com esses tipos de simulações, por exemplo: o custo da máquina de simulação, a carga computacional, a complexidade da parametrização e a construção dos modelos geométricos. Devido a essas dificuldades, métodos analíticos como o BEMT têm sido estudados e propostos para trabalhar com simulações menos complexas e de resolução rápida em relação ao CFD, garantindo resultados precisos e confiáveis. Embora o BEMT clássico já esteja consolidado, considerando os métodos de correção de Prandtl e Glauert [13], é preciso mais para analisar o desempenho das turbinas em alguns cenários. Em situações onde o ângulo de ataque supera o de estol, o método clássico apresenta erros significativos nas forças de empuxo e torque da turbina [13]. Por esta razão, modelos matemáticos complementares são necessários e devem ser capazes de equacionar corretamente o desempenho de uma turbina nesta condição.

A modelagem matemática para o estudo de turbinas hidrocínéticas tipo hélice de eixo horizontal é similar ao de turbinas eólicas de mesmo tipo. Isso é válido tanto para o projeto das

pás do rotor como para a análise de desempenho. O que se deve destacar é que as características dos fluidos serão diferentes, por exemplo, massa específica e viscosidade. Com base nessas considerações, os termos provenientes dos estudos da Aerodinâmica podem ser estendidos em analogia para a área da Hidrodinâmica, cujo fluido de estudo é a água. Essa contextualização precisa ser entendida, uma vez que os modelos para o projeto e a análise do desempenho de uma TTTEH desenvolvidos neste trabalho foram predominantemente validados a partir de dados de campo de turbinas eólicas. Apenas uma turbina hidrocínética foi simulada neste trabalho, devido à dificuldade de se encontrarem relatórios detalhados na literatura.

Este trabalho tem como principal contribuição o estudo de otimização do desempenho de turbinas tipo hélice de eixo horizontal em função de uma modelagem integrada (fluidodinâmica, mecânica e elétrica), para aplicações eólicas e hidrocínéticas. Considerou-se o projeto otimizado das pás do rotor e estratégia híbrida de MPPT, a qual foi implementada em função do controle do ângulo de ataque ótimo das pás e dos pontos de máxima potência das curvas características das turbinas. Um dos principais pontos da pesquisa foi validar e mensurar parâmetros que influenciam na eficiência do sistema de geração de energia.

Nesse contexto, propôs-se uma metodologia para o estudo do projeto otimizado das pás da turbina, a qual parte de um esboço da potência nominal desejada e considera as variáveis características da turbina e do ambiente na qual a mesma deverá ser instalada. A seleção da velocidade do fluido para o projeto das pás da turbina, considerando condição nominal de potência, é indicada a partir de um estudo de probabilidade de ocorrência de velocidade. Esse estudo permite calcular a densidade de potência. A partir dessa velocidade do fluido e da escolha de aerofólios, o cálculo da geometria ótima da pá é realizado, o qual é baseado no ângulo de ataque de máxima eficiência aerodinâmica do aerofólio. Para o estudo do desempenho do rotor da turbina, propôs-se uma modelagem analítica para representar a curva de desempenho de potência de turbinas tipo hélice de eixo horizontal. Na literatura, diversos métodos derivados do BEMT foram sugeridos para estudos de desempenho de turbinas eólicas. Nesses métodos, os autores implementaram as seguintes funções para correções complementares: perdas de ponta, altos valores do fator de indução axial e altos valores do ângulo de ataque na condição de pós estol. Alguns desses autores levam em conta apenas uma dessas funções complementares de correção. Além disso, muitos desses autores utilizaram como validação dos trabalhos o estudo de uma única turbina [14] o que pode restringir a aplicação do método, principalmente quando são empíricos. Semelhante a [15] e [16], o trabalho em [17] apresenta o cálculo direto da perda de ponta e fornece três métodos para

o cálculo. Dois desses métodos são simples, rápidos e mais precisos do que a fórmula de Prandtl.

Esses métodos são adequados para o cálculo das perdas de ponta na pá, mas abordam apenas um tipo de método de correção complementar ao clássico BEMT. Em [18] foi feito um estudo de diferentes métodos de correção, mas as análises foram limitadas a uma única turbina de 100 kW. Devido a isso, esses métodos precisam de atenção quando aplicados a estimação de desempenho de turbinas diferentes daquelas utilizadas na validação do método. De acordo com [19], as turbinas de pequeno porte diferem significativamente das médias e grandes no projeto e fabricação do rotor. Os principais desafios para as turbinas de pequeno porte são: operação com baixo número de Reynolds (Re), já que pequenos rotores geralmente operam com ventos de baixa velocidade, e os requisitos estruturais para turbinas de rotação mais rápida. Além disso, a maioria das turbinas de pequeno porte usa "guinada livre". Uma aleta de cauda, em vez de um acionamento de guinada automatizado como em rotores maiores, é usada para alinhar a turbina com a direção do vento. Vale a pena notar que este trabalho não aborda o comportamento de guinada e questões associadas ao projeto da cauda e proteção aerodinâmica contra excesso de velocidade. Para o estudo da estratégia híbrida de MPPT, utilizou-se um sistema com GSIP e conversor eletrônico de potência *back-to-back*, o qual é constituído de dois conversores *PWM*. Sendo um conversor do lado gerador (retificador ativo) e outro do lado da rede (inversor). O conversor conectado à turbina é empregado para implementar a estratégia de *MPPT* e o inversor conectado à rede regula a tensão do barramento CC e a injeção de corrente na rede. A estratégia híbrida de MPPT se baseou no controle de duas variáveis de interesse, uma elétrica baseada no ponto de maior eficiência da curva do coeficiente de potência e outra mecânica em função do ângulo de ataque da pá. O controle desse ângulo resulta nos deslocamentos das curvas do coeficiente de potência. Esse controle de MPPT permite uma interação mais eficiente das partes fluidodinâmicas, mecânicas e elétricas.

1.2 Justificativa

O Brasil dispõe de uma matriz elétrica de origem predominantemente renovável, com destaque para a geração hidráulica que responde por 65,20% do potencial da oferta interna (dados do último Censo Brasileiro). Com respeito ao potencial hidrelétrico brasileiro, segundo as bacias hidrográficas, verifica-se que o potencial em operação é de “apenas” 37,30% em relação ao potencial total da geração hidráulica. A questão é que cerca de 60% do potencial a ser explorado no país está localizado na Região Amazônica (Bacias dos rios Madeira, Tocantins, Araguaia, Xingu e Tapajós), uma região com um ecossistema frágil, cujas cabeceiras dos rios são ocupadas por populações tradicionais e povos indígenas [5].

A história mostra grandes dificuldades na gestão social e ambiental para viabilizar a construção das obras hidrelétricas, como evidenciam os exemplos das usinas Santo Antônio e Jirau, construídas no rio Madeira, e a usina de Belo Monte, no rio Xingu. Essas dificuldades, combinada ao crescimento da demanda e à hidrologia desfavorável ocorrida nos últimos anos, têm aumentado a participação dos combustíveis fósseis na geração de energia. Dentre eles, destaca-se uma maior participação das termoeletricas no despacho de energia, cujo maior custo de geração trouxe um desequilíbrio econômico-financeiro para as empresas e consumidores do setor elétrico brasileiro [5].

Levando em consideração as consequências dessa dependência hidrológica, quando insuficiente, se faz necessário redefinir os procedimentos para viabilizar os futuros aproveitamentos energéticos no país, além de mitigar os projetos que trazem consequências danosas e irreversíveis às populações e aos ecossistemas [4], [5]. Nesse contexto o escopo deste trabalho envolve a discussão sobre a escolha de novos projetos para geração de energia, conciliando a necessidade de atender à crescente demanda do país com a preservação ambiental.

No cenário nacional, a geração e a prospecção de energia a partir de fontes solar e eólica têm crescido nos últimos 10 anos [4], [5]. No entanto, além dessas fontes, outras promissoras são aquelas em que a extração de energia se dá a partir dos mares e oceanos. Sabe-se que as regiões mais promissoras à exploração desse tipo de energia são geralmente aquelas nas quais se registram grande intensidade de corrente e alta amplitude média de maré [12]. Combinado a isso, para se determinar o potencial energético maremotriz, são necessárias análises da geomorfologia, dos dados marégrafos e de batimetria do local em estudo.

As estimativas do potencial energético de um parque de turbinas hidrocinéticas dependem essencialmente da velocidade das correntes de marés e são muito importantes para fins de planejamento. Embora o comportamento das marés possa ser previsível, essa estimativa não é tão simples devido principalmente a sensibilidade à batimetria e ao relevo no fundo dos mares. Basicamente existem três métodos confiáveis para se obter informações sobre as correntes de maré: dados hidrográficos, medições atualizadas e dinâmica de fluidos computacional [12]. Contudo, essa prospecção requer investimentos em pesquisas e em recursos humanos. Se comparado aos investimentos realizados na Europa, o Brasil tem realizado esforços pouco expressivos na questão do aproveitamento energético a partir de fontes oceânicas. Devido a isso, o conhecimento sobre o potencial oceânico do Brasil ainda é insuficiente e precisa de atenção.

As informações que se têm disponíveis surgiram a partir de estudos globais: “Exploração da

Energia Maremotriz na Costa do Maranhão, Pará e Amapá” e “Energia Hidrocinética no Norte do Brasil”, em conjunto com a Eletronorte S.A. e a Embaixada do Reino Unido [20], [21]. Esses são os poucos estudos encontrados que disponibilizam números sobre o potencial de geração a partir dos rios e oceanos do Brasil. Com base nesses estudos, dentre as regiões com características favoráveis à geração, estão o litoral norte e nordeste do Brasil, pois possuem um dos maiores potenciais do mundo. Estima-se que o potencial energético teórico a partir dessa fonte é da ordem de 72 TWh/ano, sendo 39 TWh apenas no litoral do Estado do Maranhão [20].

A partir do exposto nessa contextualização, acredita-se que os resultados deste trabalho são promissores no que tange a formação de conhecimento sobre o aproveitamento energético a partir dos oceanos, servindo como base para a prospecção do potencial maremotriz. De maneira objetiva, alguns dos aspectos que impulsionaram o interesse neste trabalho se fundamentam em:

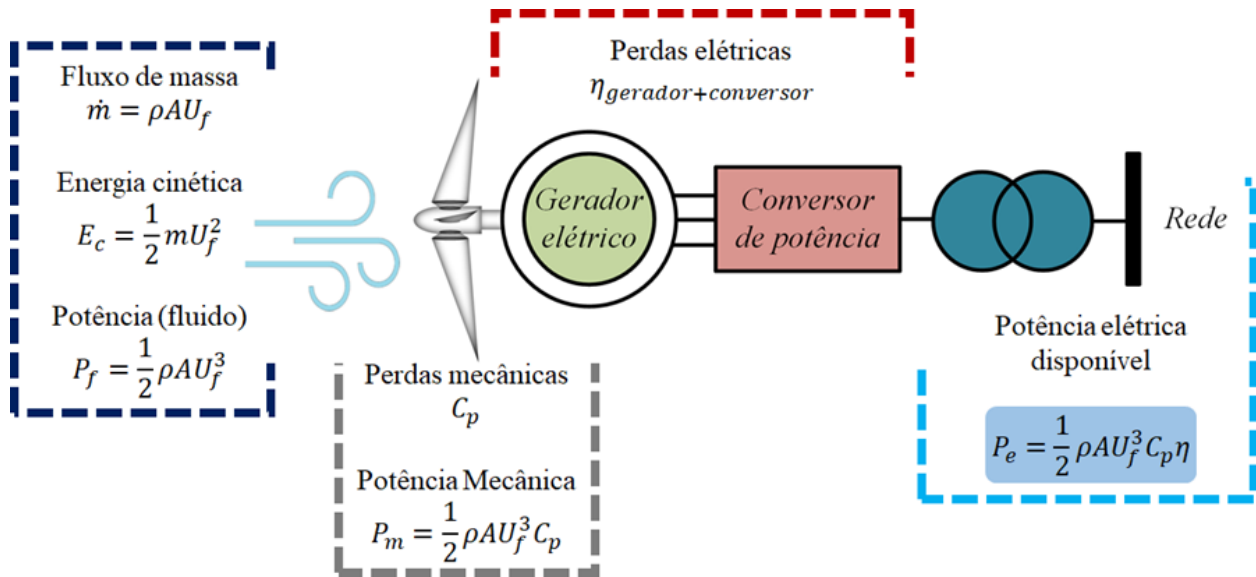
- ✓ O Brasil é um país particularmente privilegiado, pois devido a sua localização e característica geográfica se registram bons índices de intensidade de corrente e alta amplitude de maré [21];
- ✓ Levantamentos preliminares apontam no sentido de que os estados do Pará e Maranhão são os mais propícios para geração de energia a partir do oceano [20];
- ✓ Apesar da energia maremotriz ser uma fonte intermitente, ela possui características favoráveis para a geração de energia devido à sua previsibilidade e sustentabilidade [12];
- ✓ A densidade de potência é maior quando se compara as turbinas hidrocinéticas às eólicas devido à diferença entre as massas específicas dos fluidos [7], [22].

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Esta pesquisa teve como objetivo o estudo de otimização do desempenho de turbinas tipo hélice de eixo horizontal em função de uma modelagem integrada (fluidodinâmica, mecânica e elétrica), para aplicações eólicas e hidrocinéticas, considerando o projeto otimizado das pás do rotor e estratégia híbrida de MPPT em função do controle do ângulo de ataque ótimo das pás e dos pontos de máxima potência das curvas características das turbinas, analisando e identificando os fatores que influenciam na eficiência dessas turbinas. Essa modelagem é ilustrada de forma genérica na Figura 1.1.

Figura 1.1 – Modelagem integrada: hidráulica–mecânica–elétrica.



1.3.2 Objetivos específicos

- Estudar modelos de otimização para projetos de geometria das pás e cubo do rotor de turbinas;
- Estudar a probabilidade de ocorrência de velocidade de fluido para cálculo de densidade de potência para projeto de pás de turbinas;
- Estudar modelos para estimação do desempenho de turbinas em função das seguintes abordagens: rotor (constituído pelas pás), gerador elétrico e conversor eletrônico de potência;
- Estudar metodologias de simulações para implementação dos modelos de estimação do desempenho de turbinas;
- Estudar as técnicas de detecção de ponto de operação com máxima produção de potência;
- Estudar parâmetros da turbina que influenciam no ponto de operação de máxima potência;
- Avaliar o potencial energético teórico proveniente da combinação: modelo de turbina proposto e condições físicas naturais do estudo de caso.

1.4 Contribuições

- Um modelo unificado rápido e simples foi compilado em algoritmo proposto para prever a curva de desempenho de potência de turbinas tipo hélice e de eixo horizontal de pequeno, médio e grande porte;
- Modelo analítico integrado (fluidodinâmico, mecânico e elétrico) a partir do qual é possível identificar e configurar o ponto de operação da turbina que permite a extração da máxima potência: a nível de projeto e de controle;
- O custo da carga computacional do modelo proposto para análise de desempenho de turbinas é infinitamente menor quando comparado aos programas que utilizam análise de elementos finitos. O processamento é rápido e evita a necessidade de computadores de alto desempenho (alto custo);
- Implementação simples quando comparada àquelas com modelagem CFD, que demandam maior carga computacional e são mais complexas de simular.

1.5 Metodologia

A metodologia deste trabalho foi dividida em basicamente 4 etapas.

I – Formação teórica

Nessa primeira etapa foram feitas pesquisas de caráter documental, a fim de se obter conhecimento e domínio sobre o tema abordado, visando o entendimento do que já está consolidado sobre o tema: o que se têm estudado e publicado atualmente, quais os métodos utilizados para esse tipo de estudo, quais os problemas e barreiras a serem ultrapassados, quais os possíveis benefícios que esta pesquisa pode trazer, etc.

II – Definição dos métodos para simulação e análises

Nessa segunda etapa foram estudados modelos analíticos capazes de equacionar a energia que pode ser extraída a partir das correntes de fluidos (ar e água). O principal modelo em estudo é o BEMT. Esse modelo é comumente utilizado para análise do desempenho de turbinas. Um dos principais fatores que se pretende otimizar é o coeficiente de potência. Esse coeficiente é entendido como a eficiência da conversão de energia da turbina a partir do fluido: a energia é gerada a partir do fluxo de massa que movimenta as hélices da turbina, que transforma a energia cinética em mecânica e em seguida um gerador elétrico, no qual o eixo da turbina está acoplado, transforma

energia mecânica em elétrica. Com base nesse conceito a otimização desse coeficiente é de grande importância para melhoria da eficiência da turbina. Além das melhorias que se obteve a partir da modelagem e otimização do projeto de rotor da turbina, foi feito um estudo para melhorar o desempenho do sistema de geração a partir de técnicas de MPPT.

III – Validação do modelo a partir das análises de simulação

Uma vez obtidos os resultados de simulação, a partir dos métodos analíticos, foram utilizados modelos de turbinas reais conhecidas para comparação com a finalidade de validar os resultados das simulações obtidas a partir deste trabalho.

A validação do modelo é importante no sentido de se poder trabalhar com um modelo virtual capaz de se comportar de modo coerente com as condições físicas reais. A partir desse modelo foi possível se beneficiar de algumas vantagens como analisar o desempenho de um eventual protótipo a partir de: alterações na geometria do modelo, alterações das condições ambientes, arranjo de equipamentos e processos, condições críticas de operação e otimização do modelo para novos testes.

IV – Análise dos resultados e conclusões

Esta pesquisa foi desenvolvida no IEE da UFMA, através do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Eletricidade, em colaboração com: o Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Energias Oceânicas e Fluviais da UFMA, o Instituto de Tecnologia do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará e o Departamento de Engenharia Mecânica e de Manufatura da Universidade de Calgary (Canadá).

1.6 Organização do trabalho

No capítulo 2 é feita uma análise unidimensional para projetos de rotor de uma TTTHEH, com base nos estudos da Lei da Conservação (das quantidades de massa, momento e energia) e da Equação de Bernoulli. Nessa análise o aproveitamento de energia se dá nos sentidos axial e rotacional em uma abordagem unidimensional, cujo resultado é a Teoria do Momento.

No capítulo 3 é feita uma análise bidimensional para projetos de rotor de uma TTTHEH, com base nos estudos da Fluidodinâmica (principalmente da Aerodinâmica). Nessa análise o aproveitamento de energia se dá nos sentidos axial e rotacional em uma abordagem bidimensional, a partir das forças aerodinâmicas resultantes. Essas forças aerodinâmicas são calculadas principalmente em função da geometria do aerofólio, do ângulo de ataque do aerofólio, do tipo de

escoamento e do número de Reynolds.

As teorias apresentadas nos capítulos 3 e 4 são clássicas, mas optou-se por descrevê-las, visto que algumas equações específicas foram utilizadas em deduções de equações em capítulos seguintes.

No capítulo 4 é feita uma análise da combinação da Teoria do Momento e da Teoria do Elemento de Pá. Nessa análise são incluídos estudos sobre os vórtices na raiz e na ponta da pá, que contribuem para resultados mais precisos na análise do desempenho da turbina.

No capítulo 5 são analisados modelos matemáticos complementares ao BEMT. Esses modelos se baseiam em: correção das perdas de ponta e raiz da pá, correção para os altos valores dos fatores de indução e correção para os altos valores de ângulo de ataque. Foram feitas análises comparativas com o objetivo de incrementar o método BEMT e obter resultados melhores na estimação de curva de potência de turbinas.

No capítulo 6 foram feitas novamente as análises da Teoria do Momento e da Teoria do Elemento de Pá, porém, desta vez, considerando uma aplicação com difusor. O resultado dessa análise é o BEMT aplicado a turbinas com difusor.

No capítulo 7 foi discutido sobre o procedimento para construção do método BEMT implementado juntamente com os modelos matemáticos complementares discutidos no capítulo 5. Além disso, foram feitas algumas análises comparativas utilizando dados de turbinas reais para validação do método.

No capítulo 8 foi explicado o procedimento para o cálculo da geometria ótima da pá, para turbinas com e sem difusor. Foi discutido também a influência da geometria no torque de partida e na inércia das pás, assim como no tempo necessário para a turbina acelerar.

No capítulo 9 foi simulado o conjunto turbina, gerador elétrico e conversor eletrônico de potência utilizando estratégias de MPPT com duas abordagens, uma mecânica e uma elétrica, considerando a máxima eficiência na geração de energia elétrica.

No capítulo 10 são apresentados os resultados de simulação e as discussões sobre as modelagens desenvolvidas, as variáveis e fatores que influenciam na máxima extração de potência, bem como a eficiência e vantagens da pesquisa desenvolvida neste trabalho.

Por último são apresentadas as conclusões, sugestão de trabalhos futuros, artigos publicados em conferências e periódicos, e as referências utilizadas para o desenvolvimento desta pesquisa.

2 Estudo unidimensional aplicado ao projeto de rotor de uma TTHER

2.1 Contextualização

O rotor de uma turbina é um dispositivo que tem como objetivo extrair a energia cinética do fluido, transformando-a em energia mecânica. Em seguida essa energia será transformada em energia elétrica através de um gerador. O projeto do rotor de uma turbina tipo hélice pode, a princípio, ser estudado a partir de algumas considerações [23] e [24]:

- A turbina está imersa em um fluido incompressível;
- O fluido que incide na turbina é de fluxo livre (não condicionado).

Um fluido incompressível é qualquer fluido cuja massa específica (ρ) permaneça constante e tenha a capacidade de se opor à compressão em relação a um intervalo de tempo (t). Um escoamento com uma velocidade específica (V_{esp}) será essencialmente incompressível se o número de *Mach* for menor do que 0,3. Esse número pode ser calculado a partir de (2.1) [25].

$$M = \frac{V_{esp}}{c_{som}} \quad (2.1)$$

Sendo M o número de Mach e c_{som} a velocidade do som.

2.2 Lei da Conservação

A relação entre a potência contida em um fluxo de massa ($\dot{m}$) e a disponível no eixo da turbina pode ser entendida a partir da Lei da Conservação, que descreve a dinâmica dos fluidos e é definida pela conservação de três quantidades: massa, momento e energia [25], [26] e [27].

2.2.1 Conservação de massa

A partir da conservação de massa e das considerações iniciais sobre fluido incompressível, pode-se considerar (2.2) a (2.4).

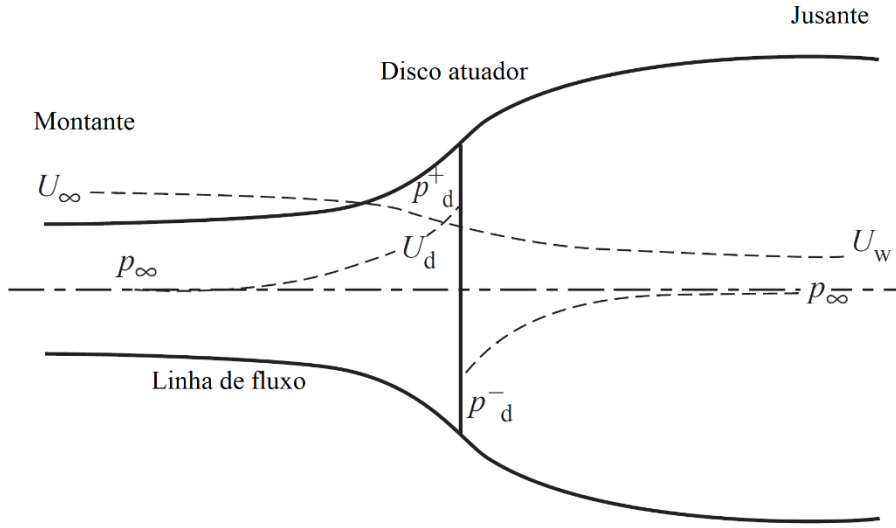
$$\dot{m}_{\infty} = \dot{m}_d = \dot{m}_w \quad (2.2)$$

$$\rho_{\infty} A_{\infty} U_{\infty} = \rho_d A_d U_d = \rho_w A_w U_w \quad (2.3)$$

$$A_{\infty} U_{\infty} = A_d U_d = A_w U_w \quad (2.4)$$

Sendo U a velocidade do fluido, A a área da seção que contém as linhas de fluxo e os subscritos ∞ , d e w referem-se às seções de fluxo livre a montante, no disco atuador e livre a jusante, respectivamente. Na Figura 2.1 é mostrado o comportamento do fluido em interação com o disco atuador.

Figura 2.1 – Modelo de um disco atuador de uma TTHEH.



Fonte: adaptado de [24].

Devido ao disco atuador representar uma resistência ao fluxo de massa, surge uma variação de velocidade, resultando na diminuição da velocidade do fluido proveniente do fluxo livre a montante. Essa variação de velocidade é representada por um coeficiente percentual da velocidade do fluido no fluxo livre e é dada por (2.5), [23] e [24].

$$-aU_\infty \quad (2.5)$$

Sendo a denominado *fator de indução axial de velocidade*. Logo a relação entre as velocidades do fluido no fluxo livre a montante e no disco atuador pode ser dada por (2.6), [23], [24], [28], [29] e [30].

$$U_d = U_\infty(1 - a) \quad (2.6)$$

2.2.2 Conservação de momento

A taxa de variação de momento pode ser expressa pelo produto do fluxo de massa com a taxa de variação de velocidade, dada por (2.7), [23], [24], [28], [29], [30] e [31].

$$(U_\infty - U_w)\rho A_d U_d \quad (2.7)$$

A força axial (empuxo, T) que causa essa variação de momento resulta da diferença de pressão (p) no disco atuador e é dada por (2.8).

$$T = (p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_d \quad (2.8)$$

Substituindo (2.6) em (2.8), tem-se (2.9).

$$T = (p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_\infty (1 - a) \quad (2.9)$$

2.2.3 Equação de Bernoulli

Definição: sob condições estáveis, a energia total do fluido, compreendendo energia cinética, potencial e de pressão, permanece constante desde que nenhum trabalho seja feito no fluido ou pelo fluido, [25], [26] e [27]. Nessas condições a equação de Bernoulli é dada por (2.10).

$$\frac{1}{2}\rho U^2 + p + \rho gh = \text{constante} \quad (2.10)$$

Sendo g a aceleração da gravidade e h a altura em relação a um ponto referencial no fluido.

A partir da equação de Bernoulli é possível desenvolver duas análises sobre a conservação de energia no fluido, uma a montante e outra a jusante com base na Figura 2.1.

2.2.3.1 Análise da conservação de energia a montante

Analisando as regiões de fluxo livre a montante e imediatamente anterior ao disco atuador, tem-se (2.11), [23], [24], [29], [30] e [31].

$$\frac{1}{2}\rho_\infty U_\infty^2 + p_\infty + \rho_\infty gh_\infty = \frac{1}{2}\rho_d U_d^2 + p_d^+ + \rho_d gh_d \quad (2.11)$$

Com base nas considerações iniciais sobre fluido incompressível e admitindo que esta análise é feita em um mesmo plano no eixo horizontal, (2.11) pode ser simplificado a (2.12).

$$\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 + p_\infty = \frac{1}{2}\rho U_d^2 + p_d^+ \quad (2.12)$$

2.2.3.2 Análise da conservação de energia a jusante

Analisando as regiões de fluxo livre a jusante e a imediatamente posterior ao disco atuador, tem-se (2.13), [23], [24], [29], [30] e [31].

$$\frac{1}{2}\rho_d U_d^2 + p_d^- + \rho_d gh_d = \frac{1}{2}\rho_w U_w^2 + p_w + \rho_w gh_w \quad (2.13)$$

Com base nas mesmas considerações admitidas na seção 2.2.3.1, (2.13) pode ser simplificado a (2.14).

$$\frac{1}{2}\rho U_d^2 + p_d^- = \frac{1}{2}\rho U_w^2 + p_w \quad (2.14)$$

2.3 Aproveitamento de energia no disco atuador no sentido axial

Admite-se que a pressão na região de fluxo livre a jusante é igual àquela na região de fluxo livre a montante. Logo (2.14) pode ser reescrito como (2.15), [23], [24], [29], [30] e [31].

$$\frac{1}{2}\rho U_d^2 + p_d^- = \frac{1}{2}\rho U_w^2 + p_\infty \quad (2.15)$$

Isolando e igualando os termos $\frac{1}{2}\rho U_d^2$ de (2.12) e (2.15), tem-se (2.16).

$$(p_d^+ - p_d^-) = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_w^2) \quad (2.16)$$

Substituindo (2.16) em (2.9), chega-se (2.21).

$$\frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_w^2)A_d = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_\infty(1 - a) \quad (2.17)$$

$$\frac{1}{2}(U_\infty^2 - U_w^2) = (U_\infty - U_w)U_\infty(1 - a) \quad (2.18)$$

$$\frac{1}{2}(U_\infty + U_w) = U_\infty(1 - a) \quad (2.19)$$

$$U_\infty + U_w = 2U_\infty(1 - a) \quad (2.20)$$

$$U_w = U_\infty(1 - 2a) \quad (2.21)$$

Substituindo (2.21) em (2.9), tem-se (2.23).

$$T = [U_\infty - U_\infty(1 - 2a)]\rho A_d U_\infty(1 - a) \quad (2.22)$$

$$T = 2\rho A_d U_\infty^2 a(1 - a) \quad (2.23)$$

Sabendo-se que a taxa de variação de energia mecânica (dE_m) pode ser definida pelo trabalho exercido por uma força em uma taxa de variação de espaço (dx), tem-se (2.24), [26].

$$dE_m = T dx \quad (2.24)$$

Sabendo-se que potência mecânica (P_m) pode ser definida pela taxa de variação de energia mecânica em função da taxa de variação do tempo (dt), tem-se (2.25), [24] e [26].

$$P_m = \frac{dE_m}{dt} \quad (2.25)$$

Substituindo-se (2.24) em (2.25), tem-se (2.26).

$$P_m = T \frac{dx}{dt} \quad (2.26)$$

Sabendo-se que a taxa de variação do espaço em função do tempo é velocidade, [26], (2.26) pode ser reescrito como (2.27).

$$P_m = TU \quad (2.27)$$

Neste caso, T e U representam o empuxo e velocidade do fluido, respectivamente, na região do disco atuador. Portanto, substituindo (2.23) em (2.27), tem-se (2.28).

$$P_m = [2\rho A_d U_\infty^2 a(1 - a)]U_d \quad (2.28)$$

Logo a potência mecânica pode ser expressa substituindo (2.6) em (2.28), que resulta em (2.29).

$$P_m = 2\rho A_d U_\infty^3 a(1-a)^2 \quad (2.29)$$

2.3.1 Limite de Betz

Sabe-se que a potência resultante de um fluxo de massa (P_{fluido}), passando através de determinada seção, pode ser definida por (2.30), [23], [24], [28], [29], [30] e [31].

$$P_{fluido} = \frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^3 \quad (2.30)$$

Partindo do princípio que a função do rotor da turbina é extrair a energia cinética do fluido, transformando-a em energia mecânica, a eficiência dessa conversão é dada por um coeficiente de potência (C_p) que é definido por (2.31).

$$C_p = \frac{P_m}{P_{fluido}} \quad (2.31)$$

Substituindo (2.29) e (2.30) em (2.31), tem-se (2.32).

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (2.32)$$

O máximo aproveitamento teórico de potência, chamado de Limite de Betz, pode ser calculado derivando-se C_p em relação ao fator de indução e igualando o resultado a zero, [23], [24], [28], [29], [30] e [31]. Derivando a partir de (2.32), chega-se a (2.35).

$$\frac{dC_p}{da} = \frac{d[4(1-a)^2 + 4a[2(1-a)(-1)]]}{da} = 0 \quad (2.33)$$

$$4(1-a)^2 - 8a(1-a) = 0 \quad (2.34)$$

$$(1-a)(1-3a) = 0 \quad (2.35)$$

Como existem perdas na conversão de energia, o aproveitamento não é integral. Logo, para o aproveitamento teórico máximo, o fator de indução é dado por (2.36).

$$a = \frac{1}{3} \quad (2.36)$$

Portanto o Limite de Betz é encontrado substituindo (2.36) em (2.32), que resulta em (2.37).

$$C_{p\max} = \frac{16}{27} \cong 0,5926 \quad (2.37)$$

Sabe-se que o empuxo resultante de um fluxo de massa, T_{fluido} , passando através de determinada seção, pode ser definido por (2.38), [23], [24], [28], [29], [30] e [31].

$$T_{fluido} = \frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^2 \quad (2.38)$$

De modo análogo ao coeficiente de potência, o coeficiente de empuxo, C_T , representa a

parcela aproveitada de empuxo em relação ao total (disponível no fluxo livre a montante) e é definida por (2.39).

$$C_T = \frac{T}{T_{fluido}} \quad (2.39)$$

Portanto o coeficiente de empuxo é encontrado substituindo (2.23) e (2.38) em (2.39), que resulta em (2.40), [23], [24], [28], [29], [30] e [31].

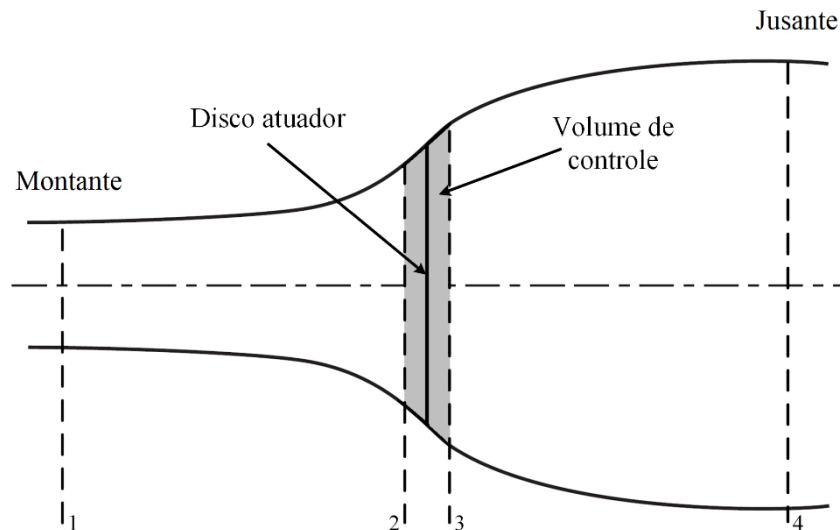
$$C_T = 4a(1 - a) \quad (2.40)$$

2.4 Aproveitamento de energia no disco atuador no sentido rotacional

No caso de um rotor tipo hélice, assume-se que a velocidade angular (ω) transmitida ao fluido é consequência da reação ao torque exercido pelo fluido no rotor, cuja velocidade angular é Ω . A partir dessa consideração, entende-se que a velocidade angular do fluido em relação à pá do rotor aumenta de Ω para $\Omega + \omega$ em direções opostas, enquanto a componente axial permanecer constante, [23], [24], [29], [30] e [31]. Esse fluxo de massa rotacional proveniente da interação do fluxo livre com o disco atuador é definido, em termo náutico, como esteira.

Usando um volume de controle (região sombreada da Figura 2.2) que se move com a velocidade angular das pás do rotor, a equação de energia pode ser aplicada nas seções imediatamente antes e depois do disco atuador para se derivar uma expressão que calcula a diferença de pressão entre elas (seções 2 e 3 indicadas na Figura 2.2).

Figura 2.2 – Disco atuador contido em um volume de controle.



Com base nas considerações feitas na seção 2.2 sobre a Lei de Conservação e Equação de

Bernoulli, pode-se aplicar a conservação de energia nas seções 2 e 3 da Figura 2.2, que resulta em (2.41), [23], [24], [29], [30] e [31].

$$\frac{1}{2}\rho_2 U'^2_2 + p_2 + \rho_2 g h_2 = \frac{1}{2}\rho_3 U'^2_3 + p_3 + \rho_3 g h_3 \quad (2.41)$$

Sendo que o sobrescrito em U' refere-se à velocidade tangencial da seção.

Com base nas considerações feitas na seção 2.1 sobre fluido incompressível e admitindo que esta análise é feita em um mesmo plano de referência no eixo horizontal, (2.41) pode ser simplificado a (2.42).

$$\frac{1}{2}\rho U'^2_2 + p_2 = \frac{1}{2}\rho U'^2_3 + p_3 \quad (2.42)$$

Organizando (2.42), tem-se (2.43).

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2}\rho(U'^2_3 - U'^2_2) \quad (2.43)$$

A velocidade tangencial em determinado ponto no espaço, a partir do eixo de rotação, é definida por (2.44), [26].

$$U' = \Omega r \quad (2.44)$$

Sendo Ω a velocidade angular do ponto e r a distância (raio) a partir do eixo de rotação.

Sabe-se que a velocidade do fluido aumenta de Ω para $\Omega + \omega$ nas seções 2 e 3. Então substituindo (2.44) em (2.43), chega-se a (2.47).

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2}\rho[(\Omega r + \omega r)^2 - (\Omega r)^2] \quad (2.45)$$

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2}\rho[2\Omega\omega r^2 + \omega^2 r^2] \quad (2.46)$$

$$p_2 - p_3 = \rho\left[\Omega + \frac{\omega}{2}\right]\omega r^2 \quad (2.47)$$

Sabe-se que a variação de pressão produz uma força que, neste caso, é igual e oposta ao empuxo (T , força axial do fluido sobre o rotor da turbina, ver seção 2.2.2). Assim o empuxo pode ser calculado a partir de (2.8) e (2.47), que resulta em (2.48), [23], [24], [29], [30] e [31].

$$T = \left[\rho\left(\Omega + \frac{\omega}{2}\right)\omega r^2\right] A_d \quad (2.48)$$

Outro método utilizado para encontrar a força resultante sobre o disco atuador do rotor é através da taxa de variação de momento (ver (2.7), seção 2.2.2) no volume de controle mostrado na Figura 2.2, [23], [24], [29], [30] e [31]. Logo o empuxo pode ser calculado por (2.49).

$$T = \rho A_d U'_d (U'_3 - U'_2) \quad (2.49)$$

Como esta análise é rotacional, diferentemente da seção 2.2.2, substitui-se (2.44) em (2.49),

que resulta em (2.51).

$$T = \rho A_d U'_d [(\Omega r + \omega r) - (\Omega r)] \quad (2.50)$$

$$T = \rho A_d U'_d (\omega r) \quad (2.51)$$

Igualando (2.48) a (2.51), tem-se (2.52).

$$U'_d = \left(\Omega + \frac{\omega}{2} \right) r \quad (2.52)$$

Visto que o fator de indução de velocidade pode ser entendido como um coeficiente percentual da velocidade do fluido no fluxo inicial de referência, o *fator de indução rotacional de velocidade* (a') pode ser definido por (2.53).

$$a' = \frac{\Delta U'}{U'_{inicial}} \quad (2.53)$$

Usando o volume de controle da região sombreada da Figura 2.2 e (2.52), o fator de indução rotacional pode ser definido por (2.55), [23], [24], [29], [30] e [31].

$$a' = \frac{\left[\left(\Omega + \frac{\omega}{2} \right) r - (\Omega r) \right]}{\Omega r} \quad (2.54)$$

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (2.55)$$

Organizando (2.55) de outra forma, tem-se (2.56).

$$\omega = 2a'\Omega \quad (2.56)$$

Substituindo (2.56) em (2.48), chega-se a (2.59).

$$T = \left[\rho \left(\Omega + \frac{2a'\Omega}{2} \right) (2a'\Omega) r^2 \right] A_d \quad (2.57)$$

$$T = [\rho(1 + a')2a'\Omega^2 r^2] A_d \quad (2.58)$$

$$T = 2a'(1 + a')\rho\Omega^2 r^2 A_d \quad (2.59)$$

O torque mecânico (Q) exercido no rotor a partir do fluxo de massa deve ser igual à taxa de variação do momento angular da esteira, [23], [24], [29], [30] e [31]. Logo o torque mecânico pode ser definido por (2.60).

$$Q = \dot{m}(\omega r)r \quad (2.60)$$

Substituindo o fluxo de massa e (2.56) em (2.60), tem-se (2.61).

$$Q = \rho A_d U_d (2a'\Omega r^2) \quad (2.61)$$

De modo análogo ao coeficiente de potência, o coeficiente de torque mecânico (C_Q) representa a parcela de torque mecânico aproveitado em relação ao total (torque resultante de um fluxo de massa, Q_{fluido}) e é definido por (2.62).

$$C_Q = \frac{Q}{Q_{fluido}} \quad (2.62)$$

Substituindo (2.6), (2.38) e (2.61) em (2.62), tem-se (2.66), considerando que o torque mecânico exercido pelo fluido livre é o empuxo vezes a distância ao eixo do disco atuador.

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^2 r} \quad (2.63)$$

$$C_Q = \frac{\rho A_d U_d (2a' \Omega r^2)}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^2 r} \quad (2.64)$$

$$C_Q = \frac{4(U_\infty(1-a))(a' \Omega r)}{U_\infty^2} \quad (2.65)$$

$$C_Q = \frac{4a'(1-a)\Omega r}{U_\infty} \quad (2.66)$$

2.5 Aproveitamento de energia: análises de sentidos axiais e rotacional

2.5.1 Taxa de velocidade de ponta

A taxa de velocidade de ponta (λ) é definida como a relação entre a velocidade tangencial da ponta da pá do rotor e a velocidade do fluido no fluxo livre, [23], [24], [30] e [31]. Logo λ é dado por (2.67).

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_\infty} \quad (2.67)$$

Igualando (2.23) a (2.59), chega-se a (2.69).

$$2\rho A_d U_\infty^2 a(1-a) = 2a'(1+a')\rho \Omega^2 r^2 A_d \quad (2.68)$$

$$\frac{a(1-a)}{a'(1+a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{U_\infty^2} = \lambda_r^2 \quad (2.69)$$

Sendo λ_r definido como a taxa de velocidade local.

2.5.2 Taxa de variação de empuxo, torque e potência.

Em um elemento de área anelar incremental, a área pode ser dada por (2.70), [26].

$$dA_d = 2\pi r dr \quad (2.70)$$

A taxa de variação de empuxo (dT) pode ser calculada substituindo (2.70) em (2.59), que resulta em (2.71).

$$dT = 4a'(1+a')\rho \Omega^2 \pi r^3 dr \quad (2.71)$$

A taxa de variação de torque mecânico (dQ) pode ser calculada substituindo (2.6) e (2.70)

em (2.61), que resulta em (2.72).

$$dQ = 4a'(1 - a)\rho U_\infty \Omega \pi r^3 dr \quad (2.72)$$

Sabendo-se que potência mecânica também pode ser definida pelo produto da velocidade angular com o torque mecânico, tem-se (2.73), [26].

$$P_m = Q\Omega \quad (2.73)$$

Logo a taxa de variação de potência mecânica (dP_m) pode ser calculada substituindo (2.72) em (2.73), que resulta em (2.74).

$$dP_m = 4a'(1 - a)\rho U_\infty \Omega^2 \pi r^3 dr \quad (2.74)$$

2.6 Teoria do momento

Essa teoria refere-se a análise das forças na pá com base no estudo da conservação do momento linear e angular, [23], [24], [28], [29], [30], [31] e [32]. A partir da conservação do momento linear, substituindo (2.70) em (2.23), tem-se (2.75).

$$dT = 4\rho U_\infty^2 a(1 - a)\pi r dr \quad (2.75)$$

A partir da conservação do momento angular, derivou-se (2.72), repetida em (2.76).

$$dQ = 4a'(1 - a)\rho U_\infty \Omega \pi r^3 dr \quad (2.76)$$

2.7 Considerações

O principal objetivo deste capítulo é derivar as equações de empuxo, torque e potência, assim como seus respectivos coeficientes a partir de uma análise unidimensional e do estudo da Lei da Conservação. Também é de interesse deixar claro o conceito do Limite de Betz e como a velocidade do fluido se decompõe ao longo do espaço a montante e a jusante do disco atuador.

3 Estudo bidimensional aplicado ao projeto de rotor de uma TTHEH

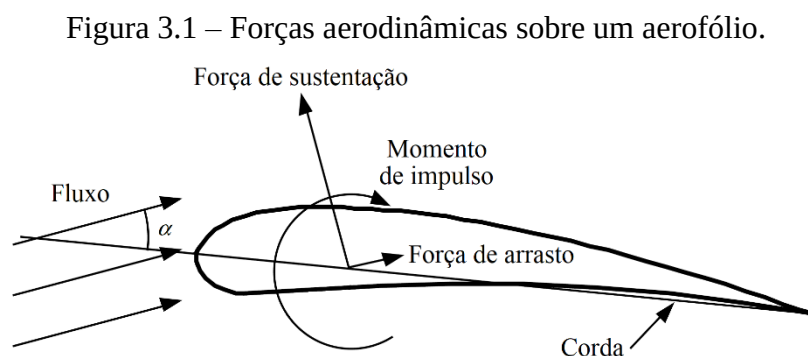
3.1 Contextualização

A Fluidodinâmica é a parte da Física que estuda a dinâmica dos fluidos sobre corpos sólidos, parados ou em movimento. Uma parte específica da Fluidodinâmica é a área de conhecimento sobre a Aerodinâmica, no qual o fluido de estudo é o ar. Um dos principais interesses nessa área se baseiam em estudar as forças resultantes exercida em um corpo a partir da corrente de ar. Essas forças são consequência da pressão e da viscosidade que surge a partir da interação entre o fluido e o corpo, [25] e [26]. Os estudos nessa área são contínuos e consolidados, muito difundidos no setor da aviação, do automobilismo e na geração de energia a partir de turbinas eólicas, por exemplo.

Neste estudo, o procedimento para o projeto do rotor de uma turbina hidrocínética tipo hélice é semelhante ao projeto de turbinas eólicas. O que deve se destacar é que apenas as características dos fluidos serão diferentes, como por exemplo, massa específica e viscosidade. Com base nessas considerações, os termos provenientes dos estudos da Aerodinâmica podem ser estendidos em analogia para a área da Hidrodinâmica, cujo fluido de estudo é a água. Essa contextualização precisa ser entendida, uma vez que os modelos para o projeto e a análise do desempenho de uma TTHEH desenvolvidos neste trabalho foram validados a partir de dados de campo de turbinas eólicas.

3.2 Conceitos gerais da aerodinâmica

Aerofólios são estruturas com formas geométricas específicas que são usadas para gerar forças mecânicas devido ao seu movimento relativo com um fluido circulante [23]. Na Figura 3.1 são mostradas as principais forças que atuam no aerofólio.



Fonte: adaptado de [23].

3.2.1 Forças aerodinâmicas

À medida que um fluido acelera ao redor do bordo de ataque (região curva na qual o fluido incide primeiramente) a pressão cai, resultando em um gradiente de pressão negativo. À medida que o fluido se aproxima do bordo de fuga (região delgada de último contato do fluido), ele desacelera e a pressão superficial aumenta, resultando em um gradiente de pressão positivo. Essa diferença de pressão resulta em uma força de sustentação perpendicular à direção da corrente de fluxo, [23], [24], [25], [27] e [30].

As forças de arrasto são resultantes da distribuição de pressão sobre o aerofólio e do atrito viscoso entre o fluido e o aerofólio. Essa força é paralela à direção da corrente de fluxo, [23], [24], [25], [27] e [30]. Esse arrasto provoca o desenvolvimento de duas regiões específicas de fluxo:

- I. Região mais distante da superfície do aerofólio, na qual os efeitos de atrito são insignificantes.
- II. Região mais próxima da superfície do aerofólio, na qual os efeitos de atrito dominam.

Na região mais próxima da superfície do aerofólio, também chamada de camada limite, a velocidade do fluido aumenta de zero para aproximadamente a velocidade de fluxo livre, analisando a partir da superfície do aerofólio. O fluxo na camada limite é acelerado ou desacelerado pelo gradiente de pressão e pelo atrito viscoso sobre a superfície do aerofólio. Essa dinâmica pode provocar um “descolamento” da camada limite, transformando as correntes de fluxo em um escoamento turbulento. Essa situação gera uma condição chamada estol, na qual a força de sustentação decresce, [23].

O momento de impulso ou momento de guinada é uma função da integral dos elementos das forças de pressão em torno de um quarto da corda sobre a superfície do aerofólio. Essa força é aplicada no centroide aerodinâmico do aerofólio, que é dado por um eixo perpendicular à seção transversal do aerofólio, [23], [24], [25], [27] e [30].

3.2.1.1 Número de Reynold

O parâmetro adimensional mais importante para definir as características das condições do escoamento do fluido é o Número de Reynold, dado por (3.1), [23], [24], [25], [27], [30] e [31].

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (3.1)$$

Sendo L e ν o comprimento que caracteriza o fluxo e a viscosidade cinemática,

respectivamente.

A viscosidade cinemática é definida por (3.2), [25].

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.2)$$

Sendo μ a viscosidade dinâmica.

Substituindo (3.2) em (3.1), tem-se (3.3).

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (3.3)$$

Os coeficientes de força e momento são funções do número de Reynold e podem ser definidos por estudos bi ou tridimensionais, baseados em testes de túnel de vento. As análises bidimensionais não consideram o efeito da perda de ponta. Nos projetos de rotores de turbinas do tipo hélice geralmente é utilizada a análise bidimensional, cujos coeficientes de sustentação, arrasto e de momento são definidos respectivamente por (3.4), (3.5) e (3.6), [23], [24], [27] e [30].

$$C_l = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho U^2 c} \quad (3.4)$$

$$C_d = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 c} \quad (3.5)$$

$$C_m = \frac{M_T}{\frac{1}{2} \rho U^2 c A_{pa}} \quad (3.6)$$

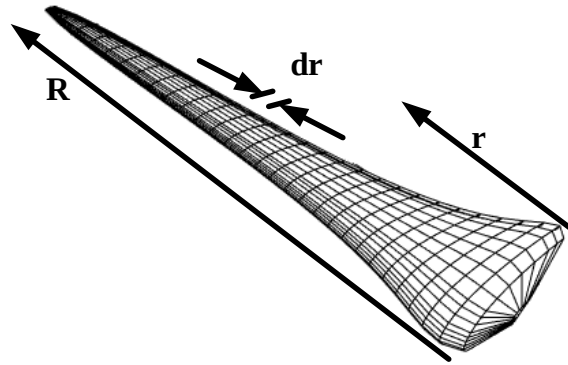
Sendo F_L , F_D , M_T , A_{pa} e c as forças de sustentação e de arrasto, o momento de impulso, a área projetada do aerofólio e a corda do perfil do aerofólio, respectivamente.

3.3 Teoria do elemento da pá

As forças nas pás de uma turbina tipo hélice podem ser expressas como uma função dos coeficientes de sustentação e de arrasto, que dependem do ângulo de ataque e da geometria do perfil, [23], [24], [30] e [31]. Nessa análise supõe-se:

- Não há interação aerodinâmica entre os elementos da pá. Neste estudo, os elementos da pá são as seções nas quais a pá foi dividida (ver Figura 3.2);
- As forças nas pás são determinadas unicamente pelas características de sustentação e arrasto da geometria do perfil aerodinâmico das pás;
- As forças são constantes em cada seção da pá e o rotor possui número finito de pás.

Figura 3.2 – Elementos da pá.



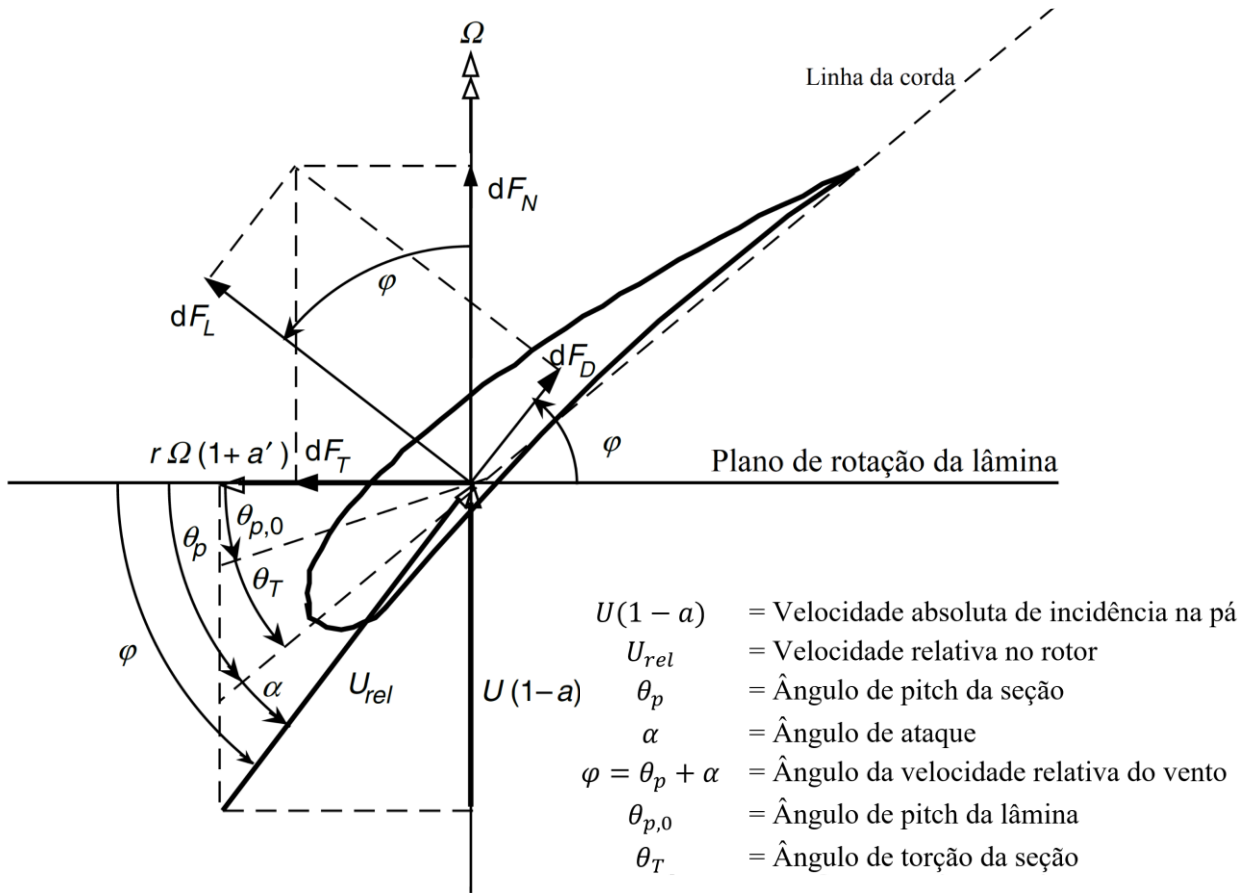
Essas forças são calculadas a partir das componentes de velocidade. A velocidade relativa do fluxo é a soma vetorial da velocidade do fluxo axial no rotor, $U_{\infty}(1 - a)$, e a velocidade do fluxo rotacional no rotor, $(\Omega + \omega/2)r$.

A partir de (2.52) e (2.56), deduzidas no capítulo 2, tem-se (3.7).

$$\left(\Omega + \frac{\omega}{2}\right)r = \Omega r + \Omega r a' = \Omega r(1 + a') \quad (3.7)$$

Na Figura 3.3 são mostradas as componentes das forças de sustentação, arrasto, normal e tangencial, e as componentes de velocidade axial, angular e relativa.

Figura 3.3 – Definições da geometria do perfil da pá da turbina.



Fonte: adaptado de [23].

Sendo:

- U_{rel} – a velocidade relativa do fluxo;
- θ_p – o ângulo de torção da seção, que é formado entre a linha da corda do perfil e o plano de rotação do rotor;
- α – o ângulo de ataque, que é formado entre a linha da corda do perfil e a direção da velocidade relativa do fluxo;
- φ – o ângulo da velocidade relativa do fluxo, que é formado entre o plano de rotação do rotor e a própria velocidade relativa do fluxo;
- dF_L – a força de sustentação incremental;
- dF_D – a força de arrasto incremental;
- dF_N – a força incremental normal ao plano de rotação do rotor. É a própria força incremental do empuxo;
- dF_T – a força incremental tangencial ao círculo varrido pelo rotor.

A partir de (3.4), (3.5) e da Figura 3.3, é possível deduzi de (3.8) a (3.14), [23], [24], [30], [31] e [32].

$$\varphi = \theta_p + \alpha \quad (3.8)$$

$$tg(\varphi) = \frac{U_\infty(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{1-a}{\lambda_r(1+a')} \quad (3.9)$$

$$U_{rel} = \frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \quad (3.10)$$

$$dF_L = \frac{1}{2} C_l \rho U_{rel}^2 c dr \quad (3.11)$$

$$dF_D = \frac{1}{2} C_d \rho U_{rel}^2 c dr \quad (3.12)$$

$$dF_N = dF_L \cos(\varphi) + dF_D \sin(\varphi) \quad (3.13)$$

$$dF_T = dF_L \sin(\varphi) - dF_D \cos(\varphi) \quad (3.14)$$

Substituindo (3.11) e (3.12) em (3.13), chega-se a (3.16).

$$dF_N = \left(\frac{1}{2} C_l \rho U_{rel}^2 c dr \right) \cos(\varphi) + \left(\frac{1}{2} C_d \rho U_{rel}^2 c dr \right) \sin(\varphi) \quad (3.15)$$

$$dF_N = \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) c dr \quad (3.16)$$

Se o rotor tem um número B de pás, então (3.16) pode ser expresso por (3.17).

$$dF_N = B \left[\frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) c dr \right] \quad (3.17)$$

O torque mecânico diferencial devido à força tangencial, a uma distância r em relação ao eixo de rotação, pode ser definido por (3.18), [23], [24], [30], [31] e [32].

$$dQ = Br dF_T \quad (3.18)$$

Substituindo (3.14) em (3.18), tem-se (3.19).

$$dQ = Br (dF_L \sin(\varphi) - dF_D \cos(\varphi)) \quad (3.19)$$

Substituindo (3.11) e (3.12) em (3.19), chega-se (3.21).

$$dQ = Br \left(\left(\frac{1}{2} C_l \rho U_{rel}^2 c dr \right) \sin(\varphi) - \left(\frac{1}{2} C_d \rho U_{rel}^2 c dr \right) \cos(\varphi) \right) \quad (3.20)$$

$$dQ = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) c r dr \quad (3.21)$$

Substituindo (3.10) em (3.17) e (3.21), obtém-se (3.22) e (3.23).

$$dF_N = B \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) c dr \right] \quad (3.22)$$

$$dQ = B \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) c r dr \right] \quad (3.23)$$

A solidez é definida como a área das pás projetada em relação ao círculo varrido pelo rotor. Logo a solidez local (σ') é definida por (3.24), [23], [24], [30], [31] e [32].

$$\sigma' = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (3.24)$$

Substituindo (3.24) em (3.22) e (3.23), obtém-se (3.25) e (3.26).

$$dF_N = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) r dr \right] \quad (3.25)$$

$$dQ = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right] \quad (3.26)$$

O coeficiente de empuxo pode ser calculado substituindo (2.38), (2.70) e (3.25) em (2.39), resultando em (3.29), (ver seção 2.3, capítulo 2).

$$C_T = \frac{T}{T_{fluido}} \quad (3.27)$$

$$C_T = \frac{\sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) r dr \right]}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 2\pi r dr} \quad (3.28)$$

$$C_T = \sigma' \left[\left(\frac{1-a}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) \right] \quad (3.29)$$

O coeficiente de torque mecânico pode ser calculado substituindo (2.70) e (3.26) em (2.62), resultado em (3.33), (ver seção 2.4, capítulo 2).

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 2\pi r dr} \quad (3.30)$$

$$C_Q = \frac{\sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right]}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^2 r} \quad (3.31)$$

$$C_Q = \frac{\sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right]}{\frac{1}{2} \rho (2\pi r dr) U_\infty^2 r} \quad (3.32)$$

$$C_Q = \sigma' \left[\left(\frac{(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r \right] \quad (3.33)$$

3.4 Considerações

O principal objetivo deste capítulo foi derivar as equações de empuxo, torque e potência, assim como seus respectivos coeficientes a partir de uma análise bidimensional e do estudo da aerodinâmica. Também é de interesse definir os vetores de velocidades em relação à pá e à seção varrida pelo rotor, assim como os ângulos aerodinâmicos.

4 Teoria do momento do elemento de pá aplicado ao projeto de rotor de uma TTHEH

4.1 Contextualização

Essa teoria surge a partir da combinação da Teoria do Momento com a Teoria do Elemento de Pá e é conhecida como Método BEMT, [23], [24], [27], [28], [30], e [32]. Esse método é largamente usado, tanto para elaboração e otimização de novos projetos como para análise de desempenho de turbinas já comerciais.

A combinação das duas teorias surge igualando-se as equações de forças normais [33], [34], (2.75) a (3.25), que resulta em (4.3).

$$4\rho U_\infty^2 a(1-a)\pi r dr = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) r dr \right] \quad (4.1)$$

$$4a = \sigma' \left[\left(\frac{1-a}{\sin^2(\varphi)} \right) (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) \right] \quad (4.2)$$

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.3)$$

E igualando as equações de torque mecânico, (2.76) a (3.26), chega-se a (4.6).

$$4a'(1-a)\rho U_\infty \Omega \pi r^3 dr = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{U_\infty(1-a)}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right] \quad (4.4)$$

$$4a' \Omega r = \sigma' \left[\frac{U_\infty(1-a)}{\sin^2(\varphi)} (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (4.5)$$

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \left(\frac{U_\infty}{\Omega r} \right) \quad (4.6)$$

O termo entre parênteses em (4.6) é o inverso da taxa de velocidade local (ver equação (2.69), capítulo 2). Logo (4.6) pode ser reescrito como (4.7).

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \lambda_r \sin^2(\varphi)} \quad (4.7)$$

4.2 Equações dos fatores de indução axial e rotacional

A equação do fator de indução axial é deduzida a partir de (4.3), que resulta em (4.13).

$$a = (1-a) \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.8)$$

$$a = \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} - a \left(\frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \right) \quad (4.9)$$

$$a + a \left(\frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \right) = \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.10)$$

$$a \left(1 + \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \right) = \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.11)$$

$$a = \frac{\frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)}}{\left(1 + \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \right)} \quad (4.12)$$

$$a = \frac{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi) + \sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \quad (4.13)$$

Dividindo (4.13) por $\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))$, chega-se a (4.14).

$$a = \frac{1}{1 + \frac{4 \sin^2(\varphi)}{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}} \quad (4.14)$$

A equação do fator de indução rotacional é deduzida a partir de (4.7), que pode ser reescrita como (4.15).

$$a' = \left(\frac{1 - a}{\lambda_r} \right) \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.15)$$

Substituindo (3.9) em (4.15), chega-se a (4.23).

$$a' = (\operatorname{tg}(\varphi)(1 + a')) \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.16)$$

$$a' = \left(\frac{\sin(\varphi)}{\cos(\varphi)} (1 + a') \right) \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \sin^2(\varphi)} \quad (4.17)$$

$$a' = (1 + a') \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \quad (4.18)$$

$$a' = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} + a' \left(\frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \right) \quad (4.19)$$

$$a' - a' \left(\frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \right) = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \quad (4.20)$$

$$a' \left(1 - \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \right) = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \quad (4.21)$$

$$a' = \frac{\frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)}}{\left(1 - \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)} \right)} \quad (4.22)$$

$$a' = \frac{\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi) - \sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))} \quad (4.23)$$

Dividindo (4.23) por $\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))$, chega-se a (4.24).

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)}{\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))} - 1} \quad (4.24)$$

4.3 Método de Prandtl

4.3.1 Fator de perda de ponta

A princípio o método BEMT não considera a “perda de ponta”, porém é importante para o estudo do desempenho da turbina uma vez que interfere diretamente no torque mecânico. Essa perda de ponta ou redução de circulação na pá é consequência da influência dos vórtices que surgem na ponta da pá. De acordo com a teoria do elemento de pá, a interação do fluido com as pás produz uma diferença de pressão entre as superfícies superior e inferior do aerofólio. Como a pressão é maior na superfície inferior do aerofólio, o fluido escoar da superfície inferior para a superior na região da ponta da pá gerando vórtices que diminuem a força de sustentação. Esse efeito é mais perceptível em rotor com número finito de pás e quando essas pás são mais delgadas [23], [30] e [35]. Devido a esse efeito, o torque mecânico no eixo do rotor diminui.

A abordagem mais direta para considerar essa perda proveniente dos vórtices foi desenvolvida por Prandtl e é formalmente definida como a razão entre a circulação limite atual e a de um rotor com número infinito de pás [35], [36], [37] e [38]. De acordo com esse método, um fator de correção de perda (F_{loss}) deve ser introduzido nas equações (2.75) e (2.76), discutidas anteriormente [23], [30] e [35]. Esse fator de correção é uma função do número de pás, do ângulo do fluido relativo e da posição na pá. O método de Prandtl pode ser simplificado por um fator de correção de perda de ponta (F_{tip}) dado em (4.25), [23], [24], [27], [30], [31] e [32].

$$F_{tip} = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^{-1} \left[\exp^{-\left(\frac{B}{2} \frac{(R-r)}{(r \sin(\varphi))}\right)} \right] \quad (4.25)$$

Os cálculos dos elementos da pá feitos com o modelo de Prandtl mostram uma boa concordância com os dados de teste [29] na alta taxa de velocidade da ponta. No entanto, Wood [30] mostra que é impreciso para baixa taxa de velocidade da ponta (menor que 1,0) e não reproduz corretamente o efeito de F_{loss} . Sendo assim, para essa condição de baixa taxa velocidade de ponta é necessário um estudo específico.

4.3.2 Fator de perda de cubo

Algumas implementações do método BEMT incluem o modelo da “perda de cubo”. Esse modelo é explicado de maneira semelhante ao descrito sobre a perda de ponta. Porém ele se refere à influência dos vórtices gerados na raiz da pá (próximo ao cubo do rotor), [24], [27], [29], [31] e [32]. O fator de perda de cubo é dado por (4.26).

$$F_{hub} = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^{-1} \left[\exp^{-\left(\frac{B}{2} \frac{(r-r_{hub})}{(r_{hub} \sin(\varphi))}\right)} \right] \quad (4.26)$$

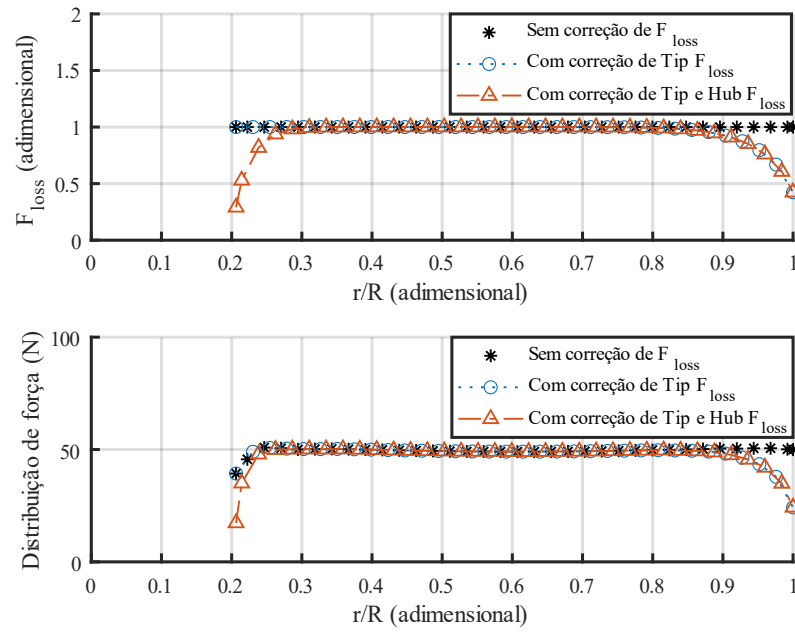
Logo, a partir de (4.25) e (4.26), o fator de correção de Prandtl pode ser dado por (4.27).

$$F_{loss} = F_{tip} F_{hub} \quad (4.27)$$

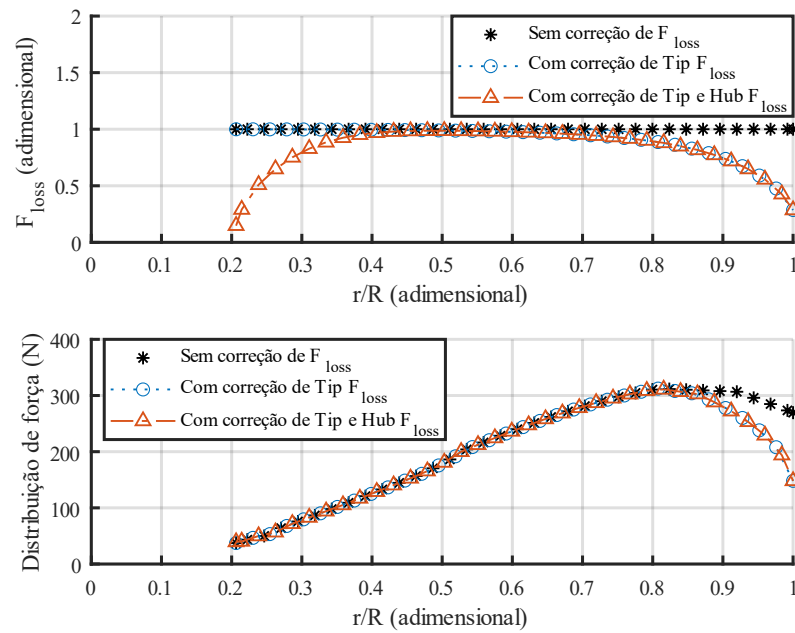
Na Figura 4.1 são mostrados nos gráficos superiores que as perdas por desprendimento de vórtices afetam F_{loss} apenas na ponta da pá, levando a uma redução de F_{loss} . Quando a correção é aplicada à raiz ($r/R < 0,3$) e à ponta ($r/R > 0,9$), F_{loss} diminui. Analisando o gráfico inferior da Figura 4.1 a), que mostra a curva de distribuição de força ao longo do raio do rotor na condição de partida da turbina, é possível observar que tanto as correções de raiz quanto as de ponta diminuem, influenciando na distribuição de força ao longo da posição radial, nas faixas $0,2 < r/R < 0,3$ e $0,9 < r/R < 1,0$. Isso fica mais evidente na condição de partida da turbina porque a região de raiz da pá tem uma contribuição de torque significativa, pois o ângulo de ataque em rotações muito baixas é muito menor na raiz do que na ponta, afetando o torque. O gráfico inferior da Figura 4.1 b) mostra a curva de distribuição de força ao longo da pá. A turbina está operando em condição próxima à nominal. É possível observar que nessa condição a influência da correção da ponta é mais significativa do que a correção na raiz. Isso acontece porque, perto da condição nominal, a perda de ponta é de longe mais significativa para o torque da turbina, já que a relação entre sustentação e arrasto está próxima do ideal.

Os cálculos do elemento de pá feitos com o modelo de Prandtl mostram boa precisão com os dados experimentais [34], [37] para uma alta taxa de velocidade de ponta. Contudo, Wood et al. [17] mostraram que o cálculo do elemento de pá é impreciso para uma relação de velocidade de ponta muito baixa (menor que 1). Além disso, F_{loss} é impreciso ao longo da lâmina e tem um erro significativo na região próxima ao cubo em qualquer valor de λ .

Figura 4.1 – F_{loss} e curva de distribuição de força ao longo do raio do rotor: a) condição de partida da turbina e b) torque sob operação de condição próxima à nominal.



a)



b)

4.4 Equações dos fatores de indução axial e rotacional com fator de correção da perda de ponta

Considerando o fator de correção, as equações da teoria do momento, (2.75) e (2.76), são alteradas para (4.28) e (4.29).

$$dT = F_{loss} 4\rho U_{\infty}^2 a(1-a)\pi r dr \quad (4.28)$$

$$dQ = F_{loss} 4a'(1-a)\rho U_{\infty} \Omega \pi r^3 dr \quad (4.29)$$

Como consequência da alteração de dT e dQ , os fatores de indução axial e rotacional podem ser reescritos por (4.30) e (4.31). Para essa dedução é necessário repetir o desenvolvimento de (4.1) a (4.24), usando dT e dQ dados em (4.28) e (4.29).

$$a = \frac{1}{1 + \frac{F_{loss} 4 \sin^2(\varphi)}{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}} \quad (4.30)$$

$$a' = \frac{1}{\frac{F_{loss} 4 \cos(\varphi) \sin(\varphi)}{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))} - 1} \quad (4.31)$$

Percebe-se que a única alteração em (4.30) e (4.31) é o surgimento de F_{loss} no denominador.

4.5 Método de Glauert

A teoria do momento e a teoria dos elementos de pá não são aplicadas em condições de esteira turbulenta. Uma solução para essa condição de esteira foi proposta por Glauert, que desenvolveu uma relação empírica entre o fator de indução axial e o coeficiente de empuxo, incluindo os fatores de perdas nas pás, [23], [24], [27], [28], [29], [30], [31] e [32]. Essa relação é dada por (4.32) e é válida para $a > 0,4$ ou $C_T > 0,96$.

$$a = \left(\frac{1}{F_{loss}} \right) (0.143 + \sqrt{0.0203 - 0.6427(0.889 - C_T)}) \quad (4.32)$$

Desse modo, se $C_T < 0,96$, as equações derivadas anteriormente em (4.30) e (4.31) podem ser usadas. Caso contrário, se $C_T > 0,96$, o cálculo do fator de indução axial deve ser determinado usando (4.32) e do fator de indução rotacional usando (4.24).

4.6 Modelos de solução para o método BEMT clássico

Existem dois modelos clássicos que geralmente são usados para solucionar o método BEMT, resolvendo as equações que determinam o desempenho da turbina, [23], [24], [27], [28], [30] e [32]:

- Solução através do cálculo de C_l e a : utiliza as características específicas do aerofólio (C_l em função de α) e as equações BEMT. Esse método pode ser resolvido numérica ou graficamente, construindo a curva de C_l em função de α e em função dos termos em (4.3). Assim que C_l é determinado, a pode ser calculado por (4.14). O valor do fator de indução deve ser conferido a cada cálculo para que não ultrapasse o limite de Betz, assegurando assim, a validade do resultado. O problema encontrado neste método se dá pela multiplicidade de soluções (valores de C_l) na região de estol. Como comentado na seção 3.2, a partir do ângulo de estol o C_l decresce com o aumento de α e devido a isso se caracteriza uma região de vértice de parábola. Logo é possível encontrar mais de uma solução para C_l .
- Solução iterativa através do cálculo de a e a' : utiliza uma abordagem analítica iterativa. O cálculo começa com uma estimativa para a e a' , que serão atualizados a partir das condições do fluido. Os cálculos são repetidos até que a e a' atendam a uma condição de tolerância.

Devido ao método I apresentar o problema de multiplicidade de soluções, optou-se por usar o método II neste trabalho.

4.7 Considerações

De maneira simples, o desempenho de turbinas pode ser analisado com o método BEMT clássico em função dos 4 itens seguintes:

- Os fatores de indução são calculados por (4.30) e (4.31). Sendo que para a situação em que $a > 0,4$ ou $C_T > 0,96$, somente o fator de indução axial passa a ser calculado por (4.32).
- As velocidades axial, tangencial e relativa no rotor podem ser calculadas por (2.6), (3.7) e (3.10) respectivamente.
- O ângulo φ pode ser calculado por (3.9) e consequentemente o ângulo α pode ser calculado por (3.8).
- A força de empuxo e o torque mecânico no rotor podem ser calculados por (3.25) e (3.26), e consequentemente a potência mecânica por de ser calculada por (2.73).

Esses 4 passos são calculados iterativamente em um algoritmo como descrito por [13].

- 1) Inicializa a e a' , geralmente $a = a' = 0$;
- 2) Calcula o ângulo de fluxo φ ;

- 3) Calcula o ângulo de ataque α ;
- 4) Calcula os coeficientes de sustentação $C_l(\alpha)$ e arrasto $C_d(\alpha)$ a partir de um banco de dados;
- 5) Calcula os coeficientes de força normal C_n e tangencial C_t ;
- 6) Calcula os novos valores de a e a' ;
- 7) Se os novos valores de a e a' mudaram para um valor maior que a tolerância, ir para o passo 2. Se não, seguir para o passo 8;
- 8) Calcular as cargas locais no segmento da pá.

No capítulo 5 são feitas análises comparativas de vários métodos complementares ao BEMT. Após uma discussão para a escolha da melhor combinação desses métodos, é mostrado um fluxograma que facilita o entendimento do modelo.

5 Modelos matemáticos complementares ao método BEMT clássico aplicado ao projeto de rotor de uma TTTHH

5.1 Contextualização

Embora o método BEMT clássico seja consolidado, considerando os métodos de Prandtl e Glauert, não é suficiente para analisar o desempenho de turbinas em alguns cenários. Por exemplo, em situações na qual o ângulo de ataque supera o de estol, o método clássico introduz erros significativos na força de empuxo e no torque da turbina. Por isso são necessários modelos matemáticos complementares capazes de equacionar corretamente o desempenho de uma turbina.

Nesse contexto, existem outros modelos matemáticos que podem ser utilizados para analisar os efeitos de perda de ponta e raiz, altos valores do fator de indução axial e altos valores do ângulo de ataque na região pós-estol.

5.2 Correção de perda de ponta

Existem vários métodos que foram desenvolvidos para corrigir essas perdas de ponta na pá. Alguns desses métodos são mostrados nas próximas seções.

5.2.1 Correção de Prandtl e Betz

Além do método aplicado à ponta e à raiz, Prandtl propôs juntamente com Betz outros dois métodos que podem ser implementados por (5.1) e (5.2), [27].

$$F_{loss} = \frac{2}{\pi} a \cos \left(\exp \left(-\frac{B}{2} \left(1 - \frac{\lambda_r}{\lambda} \right) \sqrt{1 + \lambda^2 \left(\frac{1 + a'(R)}{1 - a(R)} \right)^2} \right) \right) \quad (5.1)$$

$$F_{loss} = \frac{2}{\pi} a \cos \left(\exp \left(-\frac{B}{2} \left(1 - \frac{\lambda_r}{\lambda} \right) \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda}{1 - a(R)} \right)^2} \right) \right) \quad (5.2)$$

5.2.2 Correção de Burton

Burton [24] propôs um método semelhante ao de Prandtl que pode ser implementado por (5.3) [27].

$$F_{loss} = \frac{2}{\pi} a \cos \left(\exp \left(-\frac{B}{2} \left(\frac{\lambda}{\lambda_r} - 1 \right) \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda_r}{1 - a} \right)^2} \right) \right) \quad (5.3)$$

5.2.3 Correção do Raio Efetivo

O método mais simples de compensar a perda de ponta é com a redução do raio efetivo da pá [39]. Essa redução é de 3 % e pode ser implementada por (5.4) e (5.5). Sendo $r_e = 0,97R$.

$$F = 1 \quad \text{if } 0 < r < r_e \quad (5.4)$$

$$F = 0 \quad \text{if } r_e \leq r \leq R \quad (5.5)$$

5.2.4 Correção de Goldstein

Goldstein propôs um método que promete ser mais preciso que o método de Prandtl, mas é pouco utilizado devido a maior complexidade (são necessárias informações de parâmetros característicos da região dos vórtices) [29]. Devido à falta dessas informações, o método de Goldstein não foi estudado neste trabalho, mas pode ser encontrado em [29].

5.3 Correção para altos valores do fator de indução

Os modelos matemáticos propostos para correção do método BEMT, quando se trabalha com altos valores do fator de indução axial, são baseados em relações empíricas que foram fundamentadas no estudo preliminar realizado por Glauert [23], [24], [39] e [13]. Alguns desses métodos serão descritos a seguir.

5.3.1 Correção de Peter Smith

O método descrito por Peter Smith [40] pode ser implementado por (5.6), (5.7) e (5.8), para $a > 0.5$.

$$a = 1 - \sqrt{\frac{f_t}{F_t}} \quad (5.6)$$

$$f_t = \frac{1}{\left[0.11 \left(\frac{1}{F_t}\right)^3 - 0.70 \left(\frac{1}{F_t}\right)^2 + 2.15 \left(\frac{1}{F_t}\right) + 2.15\right]} \quad (5.7)$$

$$F_t = \frac{a}{(1 - a)} \quad (5.8)$$

5.3.2 Correção de Robert Wilson

O método descrito por Robert Wilson, [29] e [41], pode ser implementado por (5.9) e (5.10), para $a > 0.4$.

$$S = \frac{\sigma' C_l \cos(\varphi)}{8 \sin^2(\varphi)} \quad (5.9)$$

$$a = \frac{2S + F_{loss} - \sqrt{F_{loss}^2 + 4SF_{loss}(1 - F_{loss})}}{2(S + F_{loss}^2)} \quad (5.10)$$

5.3.3 Correção de Robert Wilson e Spera

O método descrito por Robert Wilson e Spera, [13] e [39], pode ser implementado por (5.11) e (5.12), para $a > a_c$. Onde $a_c = 0,2$.

$$K = \frac{4F_{loss} \sin^2(\varphi)}{\sigma' C_n} \quad (5.11)$$

$$a = \frac{1}{2} \left[2 + K(1 - 2a_c) - \sqrt{(K(1 - 2a_c) + 2)^2 + 4(Ka_c^2 - 1)} \right] \quad (5.12)$$

5.3.4 Correção de Marshall Buhl

O método descrito por Marshall Buhl, [32] e [42], pode ser implementado por (5.13) e (5.14), para $a > 0.4$ ou equivalente $C_T > 0.96$.

$$C_T = \frac{8}{9} + \left(4F_{loss} - \frac{40}{9} \right) a + \left(\frac{50}{9} - 4F_{loss} \right) a^2 \quad (5.13)$$

$$a = \frac{18F_{loss} - 20 - 3\sqrt{C_T(50 - 36F_{loss}) + 12F_{loss}(3F_{loss} - 4)}}{36F_{loss} - 50} \quad (5.14)$$

5.3.5 Correção de Madsen

O método de Madsen [27] pode ser implementado por (5.15) para $C_T < C$ e (5.16) para $C_T > C$. Onde $C = 2.5$.

$$a = k_0 + k_1 C_T + k_2 C_T^2 + k_3 C_T^3 \quad (5.15)$$

$$a = (k_1 + 2Ck_2 + 3Ck_3^2)(C_T - C) + k_0 + 2,5k_1C + k_2C^2 + k_3C^3 \quad (5.16)$$

Onde os coeficientes de (5.15) e (5.16) são dados por (5.17).

$$k_0 = -0.001701; k_1 = 0.251163; k_2 = 0.054496; k_3 = 0.089207 \quad (5.17)$$

5.3.6 Correção de Shen

Shen et al. [43] descreveu um método com duas funções intermediárias, Y_1 e Y_2 , que são dadas nas equações (5.18) e (5.19), respectivamente, para as quais $Y_1 \geq 2$ representa uma região de baixo empuxo. Esta condição é a mesma para $a > 1/3$ e é utilizada nas seguintes expressões

para os fatores de indução, conforme mostrado nas equações (5.20) e (5.21). O fator de indução axial é calculado em função do raio, considerando os vórtices ao longo da pá. Os resultados mostraram que o modelo prediz melhor a distribuição de força aerodinâmica nas proximidades da ponta, resultando em curvas de potência mais precisas. Este método provou ser mais eficiente para prever o desempenho de potência de pequenas turbinas do que os outros apresentados neste trabalho.

$$Y_1 = \frac{4F_{loss} \sin^2(\varphi)}{\sigma' C_n} \quad (5.18)$$

$$Y_2 = \frac{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)}{\sigma' C_t} \quad (5.19)$$

$$a = \left(\frac{2 + Y_1 - \sqrt{4Y_1(1 - F_{loss}) + Y_1^2}}{2(1 + F_{loss}Y_1)} \right) \quad (5.20)$$

$$a' = \frac{(1 - a) - 1}{(1 - aF_{loss})Y_2} \quad (5.21)$$

5.4 Correção de altos valores do ângulo de ataque

As pás do rotor da turbina podem ser sujeitas a altos ângulos de ataque quando a velocidade do fluido também é alta. Isso ocorre porque o ângulo φ é diretamente proporcional a velocidade do fluido (ver equação (3.9), capítulo 2.7), assim como o ângulo α , uma vez que se assume o ângulo de montagem constante (ver Figura 3.3). Nessa condição, a pá é submetida a um fenômeno de estol, caracterizado por uma diminuição da eficiência aerodinâmica (diminuição da força de sustentação e aumento da força de arrasto). O método BEMT clássico não é capaz de representar corretamente as forças aerodinâmicas resultantes na região pós-estol. Em relação a região de pós-estol em pás de turbinas, o método de correção mais conhecido é o proposto por Viterna e Corrigan em (5.22) e (5.23), [27], [39] e [40].

$$C_l = X_A \sin(2\alpha) + X_B \left(\frac{\cos^2(\alpha)}{\sin(\alpha)} \right) \quad (5.22)$$

$$C_d = X_C \sin^2(\alpha) + X_D \cos(\alpha) \quad (5.23)$$

Sendo X_A , X_B , X_C e X_D definidos em (5.24) a (5.27).

$$X_A = \frac{X_C}{2} \quad (5.24)$$

$$X_B = C_{ls} - C_{dmax} \sin(\alpha_s) \cos(\alpha_s) \left(\frac{\sin(\alpha_s)}{\cos^2(\alpha_s)} \right) \quad (5.25)$$

$$X_C = C_{dmax} \quad (5.26)$$

$$X_D = \frac{C_{ds} - C_{dmax} \sin^2(\alpha_s)}{\cos(\alpha_s)} \quad (5.27)$$

Sendo C_{ls} e C_{ds} os coeficientes de sustentação e arrasto dados no ângulo de estol, α_s . O máximo coeficiente de arrasto C_{dmax} é calculado para $\alpha = 90^\circ$, onde supõe-se que o fluxo de um lado do perfil é totalmente separado. Viterna, Montgomerie e Radkey propuseram equações para o cálculo desse coeficiente em (5.28), (5.29) e (5.30), respectivamente [44].

$$C_{dmax} = 1.11 + 0.018\mu_{rc} \quad (5.28)$$

$$C_{dmax} = 1.98 - 0.81 \left[1 - \exp\left(-\frac{20}{\mu_{rc}}\right) \right] \quad (5.29)$$

$$C_{dmax} = 1.98 - 0.81 \tanh\left(\frac{12.22}{\mu_{rc}}\right) \quad (5.30)$$

Sendo μ_{rc} a relação de aspecto entre os raios e a corda da pá, definido em (5.31).

$$\mu_{rc} = \frac{R - r_{hub}}{c} \quad (5.31)$$

5.5 Correção aplicada simultaneamente para a perda de ponta e altos valores do fator de indução

Os cálculos BEMT com o modelo de Prandtl mostram boa concordância com os resultados dos dados de desempenho das turbinas eólicas em uma alta taxa de velocidade de ponta, como visto em [45]. No entanto, é mostrado em [17] que é impreciso em baixa velocidade de ponta e para qualquer razão de velocidade de ponta na região próxima ao eixo da turbina não reproduz o aumento de F_{loss} acima da unidade. Além disso, F_{loss} foi considerado impreciso em toda a pá em uma taxa de velocidade de ponta baixa e com erro perto do cubo em qualquer taxa de velocidade de ponta.

Wood et al. [17] propuseram um método alternativo usando a teoria do vórtice helicoidal, analisando os termos não lineares nas equações do fluxo para o momento angular e axial e encontraram uma maneira precisa de incluí-los nos cálculos BEMT [46]. A partir desses trabalhos, os resultados calculados mostraram maiores velocidades axiais induzidas nas regiões da ponta e do cubo. Sugere-se que as funções de vorticidade possam ser usadas em situações em que F_{loss} não pode. Para este método, os coeficientes de torque e empuxo são calculados pelas equações (5.32) e (5.33).

$$\frac{dC_T}{dr} = 8a_b F_u (1 - a_b) r \quad (5.32)$$

$$\frac{dC_Q}{dr} = 8a'_b F_w \lambda (1 - a_b) r^3 \quad (5.33)$$

Onde a_b é o valor do fator de indução nas pás e a'_b é o fator de indução rotacional correspondente; F_u e F_w são as perdas para movimento axial e circunferencial. a_b e a'_b são calculados pelas equações (5.34) e (5.35), e F_u e F_w são calculados pelas equações (5.36) e (5.37).

$$a_b = \frac{1}{Y'_1 + 1} \quad (5.34)$$

$$a'_b = \frac{1}{Y'_2 - 1} \quad (5.35)$$

$$F_u = \frac{a}{a + u_{wb}} \quad (5.36)$$

$$F_w = \frac{a'}{a' + \frac{w_{wb}}{\lambda r}} \quad (5.37)$$

Onde Y'_1 e Y'_2 são duas funções intermediárias semelhantes àquelas implementadas por Shen et al. [47], e são definidos pelas equações (52) e (53).

$$Y'_1 = \frac{4F_u \sin^2 \phi}{\sigma C_a} \quad (5.38)$$

$$Y'_2 = \frac{4F_w \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_{a'}} \quad (5.39)$$

A equação para w_{wb} pode ser obtida multiplicando-se u_{wb} por $p_{step}(t)/r$, onde u_{wb} é calculado pela equação (5.40).

$$\begin{aligned} u_{wb} \sim & \frac{1}{4\pi} \int_0^r \frac{\partial \Gamma}{\partial t} \left[\frac{p_{step}^2(t) + t^2}{p_{step}^2(t) + r^2} \right]^{1/4} \left[\frac{-N}{p_{step}(t)(1 - e^{\xi N})} \right. \\ & + \frac{1}{24} \left(\frac{2p_{step}^2(t) + 9t^2}{(p_{step}^2(t) + t^2)^{3/2}} - \frac{2p_{step}^2(t) - 3r^2}{(p_{step}^2(t) + r^2)^{3/2}} \right) \log(1 - e^{-\xi N}) \left. \right] dt \\ & + \frac{1}{4\pi} \int_r^1 \frac{\partial \Gamma}{\partial t} \left[\frac{p_{step}^2(t) + t^2}{p_{step}^2(t) + r^2} \right]^{1/4} \left[\frac{N}{p_{step}(t)(1 - e^{-\xi N})} \right. \\ & + \frac{1}{24} \left(\frac{2p_{step}^2(t) + 9t^2}{(p_{step}^2(t) + t^2)^{3/2}} - \frac{2p_{step}^2(t) - 3r^2}{(p_{step}^2(t) + r^2)^{3/2}} \right) \log(1 - e^{\xi N}) \left. \right] dt \end{aligned} \quad (5.40)$$

Onde e^ξ é uma variável auxiliar e é calculada por (5.41).

$$e^\xi = \frac{r \left[p_{step}(t) + \sqrt{p_{step}^2(t) + t^2} \right] \exp \sqrt{1 + r^2/p_{step}^2(t)}}{t \left[p_{step}(t) + \sqrt{p_{step}^2(t) + r^2} \right] \exp \sqrt{1 + t^2/p_{step}^2(t)}} \quad (5.41)$$

Onde p_{step} é o passo calculado pela equação (5.42) e Γ é a circulação limitada do elemento no raio. Γ é calculado pela equação (5.43).

$$p_{step} = dC_Q/dC_T \quad (5.42)$$

$$\Gamma = \frac{1}{2} U_T C_l \left(1 - \frac{C_d}{C_l \tan \phi} \right) \quad (5.43)$$

Semelhante aos outros métodos, o uso da teoria do vórtice não leva em conta o alto empuxo e a necessidade de correção da equação (5.32) nesta região. Por analogia com as equações de Shen et al. [43], para $a_b > a_c = 1/3$, são utilizadas as equações (5.44) e (5.45).

$$\frac{dC_T}{dr} = 8[a_c^2 + (1 - 2a_c)a_b]F_u r \quad (5.44)$$

$$a_b = 1 + Y_1' \left(\frac{1}{2} - a_c^2 \right) - \frac{\sqrt{Y_1'}}{2} \sqrt{4 + Y_1' + 4a_c(a_c - 2 - Y_1'(1 - a_c))} \quad (5.45)$$

5.6 Considerações

O método BEMT clássico combinado às correções de Prandtl (perda de ponta e de raiz), de Robert Wilson e Spera (altos valores do fator de indução axial) e de Viterna com Corrigan (altos valores do ângulo de ataque), apresenta boa predição do desempenho de turbinas tipo hélice quando comparado aos demais métodos apresentados. Quanto à correção dos altos valores do ângulo de ataque, a correção de C_{dmax} pode ser feita pelos métodos de Viterna e Corrigan, Bjorn Montgomerie e Hibbs com Radkey, pois os resultados são aproximadamente iguais. Essa conclusão foi feita a partir da publicação de um artigo em congresso, [48], no qual o método completo foi validado a partir dos dados da turbina MOD-0 de 100 kW.

6 Teoria do momento do elemento de pá aplicado ao projeto de rotor de uma TTTHEHD

6.1 Contextualização

O difusor é um dispositivo utilizado com o objetivo de aumentar a potência extraída do fluxo de massa a partir de uma TTTHEH. Isso se deve às forças aerodinâmicas resultantes da interação do fluido com a geometria do difusor, que geralmente é caracterizada por um tubo em que a espessura no plano longitudinal possui o formato de um aerofólio (ver Figura 6.1) com o lado de sucção apontado para o centro do tubo.

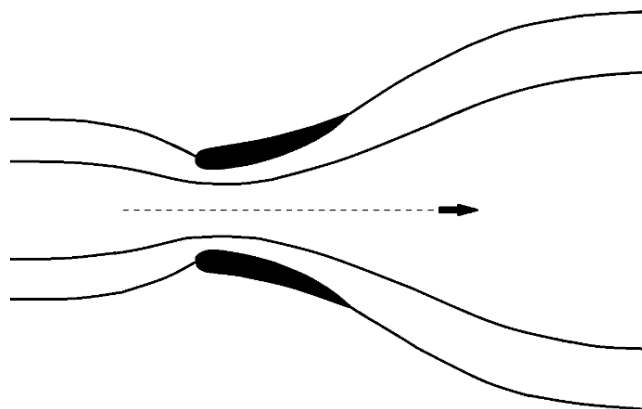
A parede do difusor provoca um aumento da força de sustentação com orientação para o centro, gerando uma região de alta pressão na entrada do difusor. Essa força de sustentação é resultado de uma diferença de pressão entre a parte exterior e a parte interior do difusor. O aumento dessa força é acompanhado com o surgimento de vórtices na saída do difusor, gerando uma região de baixa pressão. Essa dinâmica induz um aumento na velocidade do fluido no lado de maior pressão e, consequentemente, um aumento do fluxo de massa que passa no interior do difusor [30].

A análise de desempenho de uma TTTHEHD segue a mesma linha de pensamento da análise sem difusor, discutidas nos capítulos de 2 a 4. Portanto a conservação de energia do fluxo de massa em um difusor leva em consideração as mesmas condições estabelecidas sobre o fluido e a Lei de Conservação (ver seções 2.1 e 2.2, capítulo 2).

6.2 Conservação de energia somente no difusor

Na Figura 6.1 é mostrada a geometria mais comum de um difusor e as linhas de fluxo.

Figura 6.1 – Geometria comum de um difusor.



Analisando as regiões de fluxo na entrada e na saída do difusor, e aplicando a equação de Bernoulli, tem-se (6.1).

$$\frac{1}{2}\rho_{ent}U_{ent}^2 + p_{ent} + \rho_{ent}gh_{ent} = \frac{1}{2}\rho_{sai}U_{sai}^2 + p_{sai} + \rho_{sai}gh_{sai} \quad (6.1)$$

Sendo os subscritos *ent* e *sai* as seções de entrada e saída do difusor, respectivamente.

Como o fluido é incompressível (6.1) pode ser simplificado a (6.2).

$$\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 + p_{ent} + \rho gh_{ent} = \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2 + p_{sai} + \rho gh_{sai} \quad (6.2)$$

Organizando (6.2), tem-se (6.3).

$$\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) + (p_{ent} - p_{sai}) = (\rho gh_{sai} - \rho gh_{ent}) \quad (6.3)$$

Segundo [49] e [50], a diferença contida entre parênteses no segundo membro da equação (6.3) representada a perda total de energia no difusor (ΔH_{dif}). Logo (6.3) pode ser reescrito por (6.4) ou (6.5).

$$\Delta H_{dif} = \left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) + (p_{ent} - p_{sai}) \quad (6.4)$$

$$(p_{ent} - p_{sai}) = \left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) - \Delta H_{dif} \quad (6.5)$$

6.2.1 Eficiência do difusor

A potência mecânica proveniente do fluido através do difusor ($P_{m_{dif}}$) pode ser calculada substituindo (6.5) e (2.8) em (2.27), resultando em (6.8).

$$P_{m_{dif}} = \Delta p AU \quad (6.6)$$

$$P_{m_{dif}} = (p_{ent} - p_{sai})AU \quad (6.7)$$

$$P_{m_{dif}} = \left[\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) - \Delta H_{dif}\right] AU \quad (6.8)$$

A potência mecânica ideal proveniente do fluido através do difusor ($P_{m_{dif_{ideal}}}$) pode ser calculada por (6.8), considerando que não há perdas ($\Delta H_{dif} = 0$). Logo $P_{m_{dif_{ideal}}}$ pode ser calculado por (6.9).

$$P_{m_{dif_{ideal}}} = \left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) AU \quad (6.9)$$

Logo a eficiência do difusor (η_{dif}) pode ser calculada por (6.10).

$$\eta_{dif} = \frac{P_{m_{dif}}}{P_{m_{dif_{ideal}}}} \quad (6.10)$$

Substituindo (6.8) e (6.9) em (6.10), chega-se a (6.12).

$$\eta_{dif} = \frac{\left[\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) - \Delta H_{dif}\right] AU}{\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) AU} \quad (6.11)$$

$$\eta_{dif} = \frac{\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) - \Delta H_{dif}}{\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2} \quad (6.12)$$

Substituindo (6.4) em (6.12), chega-se a (6.15).

$$\eta_{dif} = \frac{\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) - \left[\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) + (p_{ent} - p_{sai})\right]}{\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2} \quad (6.13)$$

$$\eta_{dif} = \frac{(p_{sai} - p_{ent})}{\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2} \quad (6.14)$$

$$\eta_{dif} = \frac{(p_{sai} - p_{ent})}{\frac{1}{2}\rho(U_{ent}^2 - U_{sai}^2)} \quad (6.15)$$

6.2.2 Perdas de energia no difusor

Como já foi comentado na subseção anterior, as perdas no difusor podem ser calculadas por (6.4). Além dessa equação elas podem ser calculadas por (6.17) e (6.21).

Substituindo o denominador de (6.15) em (6.4), chega-se a (6.17).

$$\Delta H_{dif} = \left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2\right) + \left(-\eta_{dif} \left(\frac{1}{2}\rho(U_{ent}^2 - U_{sai}^2)\right)\right) \quad (6.16)$$

$$\Delta H_{dif} = \frac{1}{2}\rho(U_{ent}^2 - U_{sai}^2)(1 - \eta_{dif}) \quad (6.17)$$

Substituindo o numerador de (6.15) em (6.4), chega-se a (6.21).

$$\Delta H_{dif} = \left(\frac{p_{sai} - p_{ent}}{\eta_{dif}}\right) + (p_{ent} - p_{sai}) \quad (6.18)$$

$$\Delta H_{dif} = \left(\frac{p_{sai} - p_{ent}}{\eta_{dif}}\right) - (p_{sai} - p_{ent}) \quad (6.19)$$

$$\Delta H_{dif} = \frac{(p_{sai} - p_{ent}) - \eta_{dif}(p_{sai} - p_{ent})}{\eta_{dif}} \quad (6.20)$$

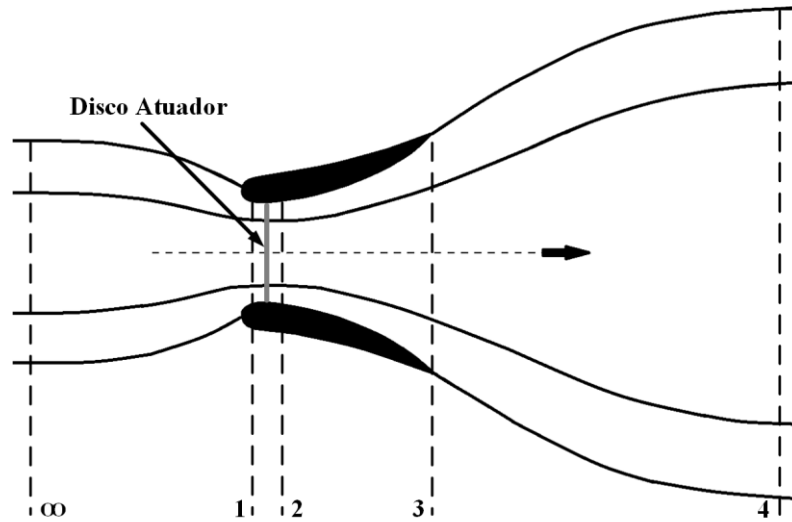
$$\Delta H_{dif} = \frac{(p_{sai} - p_{ent})(1 - \eta_{dif})}{\eta_{dif}} \quad (6.21)$$

6.3 Estudo unidimensional aplicado a projeto de rotor de uma TTthehd

6.3.1 Aproveitamento de energia no disco atuador de uma TTthehd

Na Figura 6.2 são mostradas as linhas de fluxo que passam por um difusor. Sendo que “ ∞ ” indica a seção do fluxo livre a montante, “1” indica a seção de entrada do difusor e imediatamente anterior ao disco atuador, “2” indica a seção imediatamente posterior ao disco atuador, “3” indica a seção da saída do difusor e “4” indica a seção de esteira a jusante. As seções 1 e 2 são aproximadamente iguais e na modelagem matemática a seção 2 é definida como a própria seção do rotor.

Figura 6.2 – Seções definidas para análise das linhas de fluxo que passam pelo difusor.



6.3.1.1 Análise da conservação de energia a montante do difusor

Analizando as regiões de fluxo livre a montante e imediatamente na entrada do difusor através da equação de Bernoulli, tem-se (6.22).

$$\frac{1}{2}\rho_{\infty}U_{\infty}^2 + p_{\infty} + \rho_{\infty}gh_{\infty} = \frac{1}{2}\rho_{ent}U_{ent}^2 + p_{ent} + \rho gh_{ent} \quad (6.22)$$

Como o fluido é incompressível e admite-se que esta análise é feita em um mesmo plano no eixo horizontal, (6.22) pode ser simplificado a (6.23).

$$\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 + p_{\infty} = \frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 + p_{ent} \quad (6.23)$$

Organizando (6.23), tem-se (6.24).

$$p_{\infty} = \frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 + p_{ent} - \frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 \quad (6.24)$$

6.3.1.2 Análise da conservação de energia a jusante do difusor

Analizando as regiões de fluxo imediatamente na saída e na esteira a jusante do difusor através da equação de Bernoulli, tem-se (6.25).

$$\frac{1}{2}\rho_{sai}U_{sai}^2 + p_{sai} + \rho_{sai}gh_{sai} = \frac{1}{2}\rho_4U_4^2 + p_4 + \rho_4gh_4 \quad (6.25)$$

Como o fluido é incompressível e admite-se que esta análise é feita em um mesmo plano no eixo horizontal, (6.25) pode ser simplificado a (6.26).

$$\frac{1}{2}\rho U_{sai}^2 + p_{sai} = \frac{1}{2}\rho U_4^2 + p_4 \quad (6.26)$$

Organizando (6.26), tem-se (6.27).

$$p_4 = \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2 + p_{sai} - \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (6.27)$$

6.3.1.3 Potência mecânica em função da variação de pressão

A potência mecânica no rotor ($P_{m_{TEHD}}$) pode ser calculada a partir da variação de pressão, como foi feito em (6.6). Substituindo (6.24) e (6.27) em (6.6), tem-se (6.31).

$$P_{m_{TEHD}} = \Delta p A_d U_d = \Delta p A_2 U_2 \quad (6.28)$$

$$P_{m_{TEHD}} = \left(\left(\frac{1}{2}\rho U_{sai}^2 + p_{sai} - \frac{1}{2}\rho U_4^2 \right) - \left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 + p_{ent} - \frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 \right) \right) A_2 U_2 \quad (6.29)$$

$$P_{m_{TEHD}} = \left(\left(\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 - \frac{1}{2}\rho U_4^2 \right) + \left(-\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 + \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2 \right) + (-p_{ent} + p_{sai}) \right) A_2 U_2 \quad (6.30)$$

$$P_{m_{TEHD}} = \left(\left(\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 - \frac{1}{2}\rho U_4^2 \right) - \left(\left(\frac{1}{2}\rho U_{ent}^2 - \frac{1}{2}\rho U_{sai}^2 \right) + (p_{ent} - p_{sai}) \right) \right) A_2 U_2 \quad (6.31)$$

Substituindo (6.4) em (6.31), tem-se (6.32).

$$P_{m_{TEHD}} = \left(\left(\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 - \frac{1}{2}\rho U_4^2 \right) - \Delta H_{dif} \right) A_2 U_2 \quad (6.32)$$

Substituindo (6.17) em (6.32), tem-se (6.34).

$$P_{m_{TEHD}} = \left(\left(\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 - \frac{1}{2}\rho U_4^2 \right) - \left(\frac{1}{2}\rho (U_{ent}^2 - U_{sai}^2)(1 - \eta_{dif}) \right) \right) A_2 U_2 \quad (6.33)$$

$$P_{m_{TEHD}} = \frac{1}{2}\rho \left((U_{\infty}^2 - U_4^2) - (U_{ent}^2 - U_{sai}^2)(1 - \eta_{dif}) \right) A_2 U_2 \quad (6.34)$$

6.3.1.4 Coeficiente de potência de uma TTCHED

6.3.1.4.1 Em função das velocidades do fluido e da eficiência do difusor

Como discutido no capítulo 2, o coeficiente de potência pode ser calculado por (2.31). Substituindo (2.30) e (6.34) em (2.31), tem-se (6.38).

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{P_{m_{TEHD}}}{P_{fluido}} \quad (6.35)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\frac{1}{2}\rho \left((U_{\infty}^2 - U_4^2) - (U_{ent}^2 - U_{sai}^2)(1 - \eta_{dif}) \right) A_2 U_2}{\frac{1}{2}\rho A_d U_{\infty}^3} \quad (6.36)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\frac{1}{2}\rho \left((U_{\infty}^2 - U_4^2) - (U_{ent}^2 - U_{sai}^2)(1 - \eta_{dif}) \right) A_2 U_2}{\frac{1}{2}\rho A_2 U_{\infty}^3} \quad (6.37)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\left((U_{\infty}^2 - U_4^2) - (U_{ent}^2 - U_{sai}^2)(1 - \eta_{dif}) \right) U_2}{U_{\infty}^3} \quad (6.38)$$

A partir de agora os subscritos referentes à entrada e saída do difusor serão substituídos pelos números das respectivas seções mostradas na Figura 6.2, *ent* → 2 e *sai* → 3. Logo (6.38) pode ser reescrito por (6.39).

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\left((U_{\infty}^2 - U_4^2) - (U_2^2 - U_3^2)(1 - \eta_{dif}) \right) U_2}{U_{\infty}^3} \quad (6.39)$$

6.3.1.4.2 Em função das relações de área e de velocidade

Outras equações para calcular o coeficiente de potência podem ser deduzidas a partir de (6.39). Primeiramente precisam ser definidas a) a relação de área entre a seção do rotor e a saída do difusor β e b) a taxa de aumento de velocidade (ε), que são dadas por (6.40) e (6.41).

$$\beta = \frac{A_d}{A_3} = \frac{A_2}{A_3} \quad (6.40)$$

$$\varepsilon = \frac{U_1}{U_{\infty}} = \frac{U_2}{U_{\infty}} \quad (6.41)$$

A partir da Lei da Conservação pode-se deduzir (6.43), a partir de (6.40).

$$AU = A_d U_d = A_2 U_2 = A_3 U_3 \quad (6.42)$$

$$\beta = \frac{A_2}{A_3} = \frac{U_3}{U_2} \quad (6.43)$$

Desenvolvendo (6.39) para deduzir outras equações do coeficiente de potência, chega-se a

(6.47).

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\left((U_{\infty}^2 - U_4^2) - (U_2^2 - U_3^2)(1 - \eta_{dif}) \right) U_2}{U_{\infty}^3} \quad (6.44)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \left(\left(\frac{U_{\infty}^2}{U_{\infty}^2} - \frac{U_4^2}{U_{\infty}^2} \right) - (U_2^2 - U_3^2) \frac{(1 - \eta_{dif})}{U_{\infty}^2} \right) \left(\frac{U_2}{U_{\infty}} \right) \quad (6.45)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \left(\left(\frac{U_{\infty}^2}{U_{\infty}^2} - \frac{U_4^2}{U_{\infty}^2} \right) - (U_2^2) \left(1 - \frac{U_3^2}{U_2^2} \right) \frac{(1 - \eta_{dif})}{U_{\infty}^2} \right) \left(\frac{U_2}{U_{\infty}} \right) \quad (6.46)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \left(\left(1 - \frac{U_4^2}{U_{\infty}^2} \right) - \left(\frac{U_2}{U_{\infty}} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{U_3}{U_2} \right)^2 \right) (1 - \eta_{dif}) \right) \left(\frac{U_2}{U_{\infty}} \right) \quad (6.47)$$

Substituindo (6.41) e (6.43) em (6.47), tem-se (6.48).

$$C_{p_{TEHD}} = \varepsilon \left(\left(1 - \left(\frac{U_4}{U_{\infty}} \right)^2 \right) - \varepsilon^2 (1 - \beta^2) (1 - \eta_{dif}) \right) \quad (6.48)$$

6.3.1.4.3 Em função das relações de área e de velocidade, e do coeficiente de pressão na saída do difusor

O coeficiente de pressão na saída do difusor (C_{p3}) pode ser calculado por (6.49).

$$C_{p3} = \frac{p_3 - p_4}{\frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2} \quad (6.49)$$

A partir da análise da conservação de energia a jusante do difusor em (6.26), tem-se (6.51).

$$\frac{1}{2} \rho U_3^2 + p_3 = \frac{1}{2} \rho U_4^2 + p_4 \quad (6.50)$$

$$p_3 - p_4 = \frac{1}{2} \rho (U_4^2 - U_3^2) \quad (6.51)$$

Com o objetivo de introduzir C_{p3} na equação do coeficiente de potência, a velocidade do fluido na saída do difusor pode ser calculada por (6.52).

$$U_3 = \varepsilon \beta U_{\infty} \quad (6.52)$$

Substituindo (6.52) em (6.51), tem-se (6.56).

$$p_3 - p_4 = \frac{1}{2} \rho (U_4^2 - (\varepsilon \beta U_{\infty})^2) \quad (6.53)$$

$$p_3 - p_4 = \frac{1}{2} \rho (U_4^2 - \varepsilon^2 \beta^2 U_{\infty}^2) \quad (6.54)$$

$$p_3 - p_4 = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \left(\frac{U_4^2}{U_\infty^2} - \varepsilon^2 \beta^2 \right) \quad (6.55)$$

$$\frac{p_3 - p_4}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2} = - \left(\varepsilon^2 \beta^2 - \frac{U_4^2}{U_\infty^2} \right) \quad (6.56)$$

Substituindo (6.49) em (6.56), tem-se (6.58).

$$C_{p3} = - \left(\varepsilon^2 \beta^2 - \frac{U_4^2}{U_\infty^2} \right) \quad (6.57)$$

$$\left(\frac{U_4}{U_\infty} \right)^2 = C_{p3} + \varepsilon^2 \beta^2 \quad (6.58)$$

Substituindo (6.58) em (6.48), tem-se (6.62).

$$C_{p_{TEHD}} = \varepsilon \left((1 - (C_{p3} + \varepsilon^2 \beta^2)) - \varepsilon^2 (1 - \beta^2) (1 - \eta_{dif}) \right) \quad (6.59)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \left(\varepsilon (1 - C_{p3}) - \varepsilon^3 \beta^2 - \varepsilon^3 (1 - \beta^2) (1 - \eta_{dif}) \right) \quad (6.60)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \varepsilon (1 - C_{p3}) + \varepsilon^3 \left(-\beta^2 - (1 - \beta^2) (1 - \eta_{dif}) \right) \quad (6.61)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \varepsilon (1 - C_{p3}) + \varepsilon^3 (\eta_{dif} (1 - \beta^2) - 1) \quad (6.62)$$

6.3.1.5 Potência mecânica em função do torque mecânico

O difusor provoca uma aceleração do fluido livre a montante e a máxima taxa de aumento de velocidade (γ) pode ser calculada por (6.63).

$$\gamma = \frac{U_{1_{max}}}{U_\infty} \quad (6.63)$$

Sendo $U_{1_{max}}$ a máxima velocidade induzida.

A potência mecânica pode ser calculada por (2.73) (ver seção 2.5, capítulo 2). Para uma TTTEHD, a potência mecânica pode ser calculada a partir de (6.64), resultando em (6.65). A taxa de variação da potência mecânica no rotor pode ser calculada por (6.67).

$$P_{m_{TEHD}} = Q_{TEHD} \Omega \quad (6.64)$$

$$P_{m_{TEHD}} = \rho A_d U_d (2a'_{dif} \Omega r^2) \Omega \quad (6.65)$$

$$dP_{m_{TEHD}} = \rho (2\pi r dr) (\gamma U_\infty (1 - a_{dif})) (2a'_{dif} \Omega r^2) \Omega \quad (6.66)$$

$$dP_{m_{TEHD}} = 2\rho \gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) U_\infty \Omega^2 r^2 (2\pi r dr) \quad (6.67)$$

Sendo a_{dif} o fator de indução axial que leva em consideração o efeito do difusor, analogamente a'_{dif} é o fator de indução rotacional.

O coeficiente de potência pode ser calculado por (2.31) (ver seção 2.3.1, capítulo 2). Para

uma TTthehd, pode ser calculado substituindo (2.30) e (6.67) em (2.31), resultando em (6.73).

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{P_{m_{TEHD}}}{P_{fluido}} \quad (6.68)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\int_0^r 2\rho\gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})U_\infty\Omega^2 r^2(2\pi r dr)}{\frac{1}{2}\rho A_d U_\infty^3} \quad (6.69)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{\int_0^r 4\rho\gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})U_\infty\Omega^2 r^2(\pi r dr)}{\frac{1}{2}\rho(\pi R^2)U_\infty^3} \quad (6.70)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{4\rho\pi U_\infty\Omega^2 \int_0^r \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})r^3 dr}{\frac{1}{2}\rho(\pi R^2)U_\infty^3} \quad (6.71)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{8\Omega^2 U_\infty \int_0^r \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})r^3 dr}{R^2 U_\infty^3} \quad (6.72)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{8\Omega^2}{R^2 U_\infty^2} \int_0^r \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})r^3 dr \quad (6.73)$$

Aplicando a mudança de variável $d\lambda_r = \Omega dr / U_\infty$ em (6.73), tem-se (6.74).

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{8\Omega^2}{R^2 U_\infty^2} \int_0^{\lambda_r} \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})r^3 \left(\frac{U_\infty d\lambda_r}{\Omega} \right) \quad (6.74)$$

Multiplicando (6.74) por $U_\infty\Omega/U_\infty\Omega$ a equação não é alterada e pode ser reescrita por (6.77).

$$C_{p_{TEHD}} = \left(\frac{U_\infty\Omega}{U_\infty\Omega} \right) \frac{8\Omega^2}{R^2 U_\infty^2} \int_0^{\lambda_r} \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif})r^3 \left(\frac{U_\infty d\lambda_r}{\Omega} \right) \quad (6.75)$$

$$C_{p_{TEHD}} = 8 \left(\frac{U_\infty^2}{\Omega^2 R^2} \right) \int_0^{\lambda_r} \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif}) \left(\frac{r^3 \Omega^3 d\lambda_r}{U_\infty^3} \right) \quad (6.76)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^{\lambda_r} \gamma a'_{dif}(1 - a_{dif}) \lambda_r^3 d\lambda_r \quad (6.77)$$

Resolvendo a integral, (6.77) pode ser reescrita por (6.78).

$$C_{p_{TEHD}} = 2\gamma a'_{dif}(1 - a_{dif}) \lambda_r^4 \left(\frac{1}{\lambda^2} \right) \quad (6.78)$$

6.3.2 Pressão na saída do difusor de uma TTthehd

As velocidades do fluido no rotor e na esteira a jusante do difusor podem ser calculadas da mesma maneira como foi feito no capítulo 2.

A velocidade do fluido no rotor tem como referência de entrada a seção 1 da Figura 6.2.

Nessa seção é onde surge a máxima velocidade induzida $U_{1_{max}}$. Logo a velocidade do fluido no rotor pode ser calculada por (6.79).

$$U_2 = U_{1_{max}} (1 - a_{dif}) \quad (6.79)$$

Substituindo (6.63) em (6.79), tem-se (6.80).

$$U_2 = \gamma U_{\infty} (1 - a_{dif}) \quad (6.80)$$

Substituindo (6.41) em (6.80), tem-se (6.82).

$$\varepsilon U_{\infty} = \gamma U_{\infty} (1 - a_{dif}) \quad (6.81)$$

$$\varepsilon = \gamma (1 - a_{dif}) \quad (6.82)$$

Na região a jusante tem-se (6.83).

$$U_4 = U_{\infty} (1 - 2a_{dif}) \quad (6.83)$$

O coeficiente de pressão na saída do difusor pode ser calculado em função do fator de indução axial, da máxima taxa de aumento de velocidade e da taxa de aumento de velocidade. Logo, substituindo (6.82) e (6.83) em (6.57), tem-se (6.89).

$$C_{p3} = - \left((\gamma(1 - a_{dif}))^2 \beta^2 - \frac{(U_{\infty}(1 - 2a_{dif}))^2}{U_{\infty}^2} \right) \quad (6.84)$$

$$C_{p3} = - \left(\gamma^2 \beta^2 (1 - a_{dif})^2 - (1 - 2a_{dif})^2 \right) \quad (6.85)$$

$$C_{p3} = -\gamma^2 \beta^2 (1 - a_{dif})^2 + (1 - 4a_{dif} + 4a_{dif}^2) \quad (6.86)$$

$$C_{p3} = -\gamma^2 \beta^2 (1 - a_{dif})^2 + (1 - 2a_{dif} + a_{dif}^2) + (-2a_{dif} + 3a_{dif}^2) \quad (6.87)$$

$$C_{p3} = -\gamma^2 \beta^2 (1 - a_{dif})^2 + (1 - a_{dif})^2 + a_{dif}(-2 + 3a_{dif}) \quad (6.88)$$

$$C_{p3} = (1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + a_{dif}(3a_{dif} - 2) \quad (6.89)$$

6.3.3 Coeficiente de potência em função da relação de área, da máxima taxa de aumento de velocidade, do fator de indução axial e da eficiência do difusor

Coeficiente de potência pode ser calculado em função do fator de indução axial, da máxima taxa de aumento de velocidade, da taxa de aumento de velocidade e da eficiência do difusor. Logo, substituindo (6.82) e (6.89) em (6.62), tem-se (6.103).

$$C_{p_{TEHD}} = \varepsilon(1 - C_{p3}) + \varepsilon^3(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \quad (6.90)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left(1 - \left((1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + a_{dif}(3a_{dif} - 2) \right) \right) + (\gamma(1 - a_{dif}))^3 (\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \quad (6.91)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left[\left(1 - \left((1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + a_{dif}(3a_{dif} - 2) \right) \right) + \gamma^2(1 - a_{dif})^2(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.92)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left[1 - (1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 - a_{dif}(3a_{dif} - 2) + \gamma^2(1 - a_{dif})^2(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.93)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left[1 - (1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + (-3a_{dif}^2 + 2a_{dif}) + \gamma^2(1 - a_{dif})^2(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.94)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left[-(1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + (-3a_{dif}^2 + 2a_{dif} + 1) + \gamma^2(1 - a_{dif})^2(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.95)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left[-(1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + ((2a_{dif} - 2a_{dif}^2) + (1 - a_{dif}^2)) + \gamma^2(1 - a_{dif})^2(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.96)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left[-(1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif})^2 + (2a_{dif}(1 - a_{dif}) + (1 + a_{dif})(1 - a_{dif})) + \gamma^2(1 - a_{dif})^2(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.97)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif}) \left\{ (1 - a_{dif}) \left[-(1 - \gamma^2 \beta^2)(1 - a_{dif}) + (2a_{dif} + (1 + a_{dif})) + \gamma^2(1 - a_{dif})(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \right\} \quad (6.98)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})^2 \left[-(1 - a_{dif} - \gamma^2 \beta^2 + \gamma^2 \beta^2 a_{dif}) + (3a_{dif} + 1) + \gamma^2(1 - a_{dif})(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.99)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})^2 \left[4a_{dif} + \gamma^2 \beta^2 - \gamma^2 \beta^2 a_{dif} + \gamma^2(1 - a_{dif})(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.100)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})^2 \left[4a_{dif} + \gamma^2 \beta^2(1 - a_{dif}) + \gamma^2(1 - a_{dif})(\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1) \right] \quad (6.101)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})^2 \{ 4a_{dif} + \gamma^2(1 - a_{dif})[\beta^2 + (\eta_{dif}(1 - \beta^2) - 1)] \} \quad (6.102)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})^2 \{ 4a_{dif} + \gamma^2(1 - a_{dif})(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1) \} \quad (6.103)$$

Se for considerado que não há perdas no difusor ($\eta_{dif} = 1$) e não há um aumento na

velocidade do fluido ($\gamma = 1$), (6.103) se resume a (6.105), resultando na mesma equação utilizada para uma TTtheH (ver (2.32), capítulo 2). Isso mostra que as deduções feitas são coerentes.

$$C_{p_{TEHD}} = 1(1 - a_{dif})^2 \{4a_{dif} + 1^2(1 - a_{dif})(1 - \beta^2)(1 - 1)\} \quad (6.104)$$

$$C_{p_{TEHD}} = 4a_{dif}(1 - a_{dif})^2 \quad (6.105)$$

Se for considerado apenas que não há perdas no difusor ($\eta_{dif} = 1$), a relação entre os coeficientes de potência e de empuxo pode ser calculada substituindo (2.40) e (6.82) em (6.103), resultando em (6.109).

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})^2 \{4a_{dif} + \gamma^2(1 - a_{dif})(1 - \beta^2)(1 - 1)\} \quad (6.106)$$

$$C_{p_{TEHD}} = 4a_{dif}\gamma(1 - a_{dif})^2 \quad (6.107)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \gamma(1 - a_{dif})4a_{dif}(1 - a_{dif}) \quad (6.108)$$

$$C_{p_{TEHD}} = \varepsilon C_T \quad (6.109)$$

6.3.4 Fator de indução axial e coeficiente de potência ótimos de uma TTtheHD

O máximo aproveitamento teórico de potência em uma TTtheHD, pode ser calculado derivando-se $C_{p_{TEHD}}$ em relação ao fator de indução e igualando o resultado a zero, semelhante ao que foi feito no capítulo 2. Derivando a partir de (6.103), chega-se a (6.120).

$$\frac{C_{p_{TEHD}}}{da_{dif}} = \frac{d \left[\gamma(1 - a_{dif})^2 \{4a_{dif} + \gamma^2(1 - a_{dif})(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)\} \right]}{da_{dif}} = 0 \quad (6.110)$$

$$\frac{d \left[4a_{dif}\gamma(1 - a_{dif})^2 + \gamma^3(1 - a_{dif})^3(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1) \right]}{da_{dif}} = 0 \quad (6.111)$$

$$\begin{aligned} & \left[4\gamma(1 - a_{dif})^2 + 4a_{dif}\gamma(2(1 - a_{dif})(-1)) \right] \\ & + \left[\gamma^3(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1) \left(3(1 - a_{dif})^2(-1) \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (6.112)$$

$$4\gamma(1 - a_{dif})^2 - 8a_{dif}\gamma(1 - a_{dif}) - 3\gamma^3(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)(1 - a_{dif})^2 = 0 \quad (6.113)$$

$$4(1 - a_{dif}) - 8a_{dif} - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)(1 - a_{dif}) = 0 \quad (6.114)$$

$$4 - 12a_{dif} - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)(1 - a_{dif}) = 0 \quad (6.115)$$

$$4 - 12a_{dif} - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1) + 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)a_{dif} = 0 \quad (6.116)$$

$$4 - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1) + a_{dif}(-12 + 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)) = 0 \quad (6.117)$$

$$4 - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1) = -a_{dif}(-12 + 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)) \quad (6.118)$$

$$a_{dif} = \frac{4 - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)}{12 - 3\gamma^2(1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)} \quad (6.119)$$

$$a_{dif_{opt}} = \frac{4 + 3\gamma^2(\beta^2 - 1)(\eta_{dif} - 1)}{12 + 3\gamma^2(\beta^2 - 1)(\eta_{dif} - 1)} \quad (6.120)$$

Sendo $a_{dif_{opt}}$ o fator de indução axial ótimo para uma TTCHED.

Com o objetivo de reduzir as expressões matemáticas a seguir, (6.120) pode ser reescrito em (6.122) utilizando uma variável x_{var} definida como (6.121).

$$x_{var} = \gamma^2(\beta^2 - 1)(\eta_{dif} - 1) \quad (6.121)$$

$$a_{dif_{opt}} = \frac{4 + 3x_{var}}{12 + 3x_{var}} \quad (6.122)$$

A partir de $a_{dif_{opt}}$ é possível calcular o coeficiente de potência ótimo para uma TTCHED. Substituindo (6.121) e (6.122) em (6.103), tem-se (6.140).

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left(1 - a_{dif_{opt}}\right)^2 \left\{4a_{dif_{opt}} + \gamma^2 \left(1 - a_{dif_{opt}}\right) (1 - \beta^2)(\eta_{dif} - 1)\right\} \quad (6.123)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left(1 - a_{dif_{opt}}\right)^2 \left\{4a_{dif_{opt}} - \gamma^2 \left(1 - a_{dif_{opt}}\right) (\beta^2 - 1)(\eta_{dif} - 1)\right\} \quad (6.124)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left(1 - a_{dif_{opt}}\right)^2 \left\{4a_{dif_{opt}} - \left(1 - a_{dif_{opt}}\right) x_{var}\right\} \quad (6.125)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma(1 - 2a_{dif_{opt}} + a_{dif_{opt}}^2) \left\{4a_{dif_{opt}} - x_{var} + x_{var}a_{dif_{opt}}\right\} \quad (6.126)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left[4a_{dif_{opt}} - x_{var} + x_{var}a_{dif_{opt}} - 8a_{dif_{opt}}^2 + 2x_{var}a_{dif_{opt}} - 2x_{var}a_{dif_{opt}}^2 + 4a_{dif_{opt}}^3 - x_{var}a_{dif_{opt}}^2 + x_{var}a_{dif_{opt}}^3\right] \quad (6.127)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left[(4a_{dif_{opt}} - 8a_{dif_{opt}}^2 + 4a_{dif_{opt}}^3 - x_{var} + 3x_{var}a_{dif_{opt}} - 3x_{var}a_{dif_{opt}}^2 + x_{var}a_{dif_{opt}}^3)\right] \quad (6.128)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left[a_{dif_{opt}}(4 + 3x_{var}) + a_{dif_{opt}}^2(-8 - 3x_{var}) + a_{dif_{opt}}^3(4 + x_{var}) - x_{var}\right] \quad (6.129)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left[\left(\frac{4 + 3x_{var}}{12 + 3x_{var}}\right)(4 + 3x_{var}) + \left(\frac{4 + 3x_{var}}{12 + 3x_{var}}\right)^2(-8 - 3x_{var}) + \left(\frac{4 + 3x_{var}}{12 + 3x_{var}}\right)^3(4 + x_{var}) - x_{var}\right] \quad (6.130)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \gamma \left[\frac{(12 + 3x_{var})^2(4 + 3x_{var})^2}{(12 + 3x_{var})^3} + \frac{(12 + 3x_{var})(4 + 3x_{var})^2}{(12 + 3x_{var})^3} + \frac{(-8 - 3x_{var}) + (4 + 3x_{var})^2(4 + x_{var}) - x_{var}(12 + 3x_{var})^3}{(12 + 3x_{var})^3} \right] \quad (6.131)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{(12 + 3x_{var})^3} [(12 + 3x_{var})^2(4 + 3x_{var})^2 + (12 + 3x_{var})(4 + 3x_{var})^2(-8 - 3x_{var}) + (4 + 3x_{var})^2(4 + x_{var}) - x_{var}(12 + 3x_{var})^3] \quad (6.132)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^3} [3^2(4 + x_{var})^2(4 + 3x_{var})^2 + 3(4 + x_{var})(4 + 3x_{var})^2(-8 - 3x_{var}) + (4 + 3x_{var})^2(4 + x_{var}) - x_{var}3^3(4 + x_{var})^3] \quad (6.133)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^3} \{ (4 + x_{var})[3^2(4 + x_{var})(4 + 3x_{var})^2 + 3(4 + 3x_{var})^2(-8 - 3x_{var}) + (4 + 3x_{var})^2 - x_{var}3^3(4 + x_{var})^2] \} \quad (6.134)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^2} \{ [3^2(4 + x_{var})(4 + 3x_{var})^2 + 3(4 + 3x_{var})^2(-8 - 3x_{var}) + (4 + 3x_{var})^2 - x_{var}3^3(4 + x_{var})^2] \} \quad (6.135)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^2} [(4 + 3x_{var})^2(9(4 + x_{var}) + 3(-8 - 3x_{var}) + (4 + 3x_{var})) - 27x_{var}(4 + x_{var})^2] \quad (6.136)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^2} [(16 + 24x_{var} + 9x_{var}^2)((36 + 9x_{var}) + (-24 - 9x_{var}) + (4 + 3x_{var})) - 27x_{var}(16 + 8x_{var} + x_{var}^2)] \quad (6.137)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^2} [(16 + 24x_{var} + 9x_{var}^2)(16 + 3x_{var}) - 432x_{var} - 216x_{var}^2 - 27x_{var}^3] \quad (6.138)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{\gamma}{3^3(4 + x_{var})^2} [(256 + 48x_{var} + 384x_{var} + 72x_{var}^2 + 144x_{var}^2 + 27x_{var}^3) - 432x_{var} - 216x_{var}^2 - 27x_{var}^3] \quad (6.139)$$

$$C_{pTEHD_{opt}} = \frac{256\gamma}{27(4 + x_{var})^2} \quad (6.140)$$

Substituindo (6.121) em (6.140), tem-se (6.141).

$$C_{p_{TEHD_{opt}}} = \frac{256\gamma}{27 \left(4 + \gamma^2(\beta^2 - 1)(\eta_{dif} - 1) \right)^2} \quad (6.141)$$

Novamente, se for considerado que não há perdas no difusor ($\eta_{dif} = 1$) e não há um aumento na velocidade do fluido ($\gamma = 1$), (6.141) se resume a (6.143), resultando na mesma equação utilizada para uma TTHEH (ver (2.37), capítulo 2). Isso mostra que as deduções feitas são coerentes.

$$C_{p_{TEHD_{opt}}} = \frac{256.1}{27(4 + 1^2(\beta^2 - 1)(1 - 1))^2} \quad (6.142)$$

$$C_{p_{TEHD_{opt}}} = \frac{256}{27(4)^2} \cong 0,5926 \quad (6.143)$$

6.3.5 Empuxo

A taxa de variação de empuxo para uma TTHEH pode ser calculada por (2.8) (ver seção 2.3, capítulo 2). Para uma TTHEHD, a taxa de variação de torque mecânico (dT_{TEHD}) pode ser calculada substituindo (6.80) e (6.83) em (2.8), resultando em (6.148).

$$T_{TEHD} = (p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_d \quad (6.144)$$

$$T_{TEHD} = (U_\infty - U_\infty(1 - 2a_{dif}))\rho A_d(\gamma U_\infty(1 - a_{dif})) \quad (6.145)$$

$$T_{TEHD} = (U_\infty - U_\infty + 2a_{dif}U_\infty)\rho A_d(\gamma U_\infty(1 - a_{dif})) \quad (6.146)$$

$$T_{TEHD} = 2\rho\gamma a_{dif}U_\infty^2(1 - a_{dif})A_d \quad (6.147)$$

$$dT_{TEHD} = 2\rho\gamma a_{dif}U_\infty^2(1 - a_{dif})(2\pi r dr) \quad (6.148)$$

O coeficiente de empuxo pode ser calculado substituindo (2.38) e (6.147) em (2.39), resultando em (6.151).

$$C_{T_{TEHD}} = \frac{T_{TEHD}}{T_{fluido}} \quad (6.149)$$

$$C_{T_{TEHD}} = \frac{2\rho\gamma a_{dif}U_\infty^2(1 - a_{dif})A_d}{\frac{1}{2}\rho A_d U_\infty^2} \quad (6.150)$$

$$C_{T_{TEHD}} = 4\gamma a_{dif}(1 - a_{dif}) \quad (6.151)$$

6.3.6 Torque mecânico

A taxa de variação de torque mecânico para uma TTHEH pode ser calculada por (2.61) (ver seção 2.4, capítulo 2). Para uma TTHEHD, a taxa de variação de torque mecânico (dQ_{TEHD}) pode ser calculada substituindo (2.70) e (6.80) em (2.61), resultando em (6.154).

$$Q_{TEHD} = \rho A_d U_d (2a'_{dif} \Omega r^2) \quad (6.152)$$

$$dQ_{TEHD} = \rho (2\pi r dr) (\gamma U_\infty (1 - a_{dif})) (2a'_{dif} \Omega r^2) \quad (6.153)$$

$$dQ_{TEHD} = 2\rho \gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) U_\infty \Omega r^2 (2\pi r dr) \quad (6.154)$$

O coeficiente de torque mecânico pode ser calculado substituindo (2.70) e (6.154) em (2.62), resultando em (6.157).

$$C_{Q_{TEHD}} = \frac{Q_{TEHD}}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^2 r} \quad (6.155)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \frac{2\rho \gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) U_\infty \Omega r^2 (2\pi r dr)}{\frac{1}{2} \rho (2\pi r dr) U_\infty^2 r} \quad (6.156)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \frac{4\gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) \Omega r}{U_\infty} \quad (6.157)$$

6.4 Estudo bidimensional aplicado a projeto de rotor de uma TTthehd

Devido à influência do difusor, a velocidade do fluido na seção das pás do rotor passa a ser representada por (6.80), consequentemente a velocidade relativa do fluido passa a ser calculada por (6.158) e $tg(\varphi)$ por (6.159).

$$U_{rel_{dif}} = \frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{sen(\varphi)} \quad (6.158)$$

$$tg(\varphi) = \frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\Omega r (1 + a'_{dif})} = \frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\lambda_r (1 + a'_{dif})} \quad (6.159)$$

Reorganizando (6.159), tem-se (6.161).

$$\frac{sen(\varphi)}{cos(\varphi)} = \frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\Omega r (1 + a'_{dif})} = \frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\lambda_r (1 + a'_{dif})} \quad (6.160)$$

$$sen(\varphi) = \frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif}) cos(\varphi)}{\Omega r (1 + a'_{dif})} = \frac{\gamma (1 - a_{dif}) cos(\varphi)}{\lambda_r (1 + a'_{dif})} \quad (6.161)$$

6.4.1 Empuxo e torque mecânico

A força de empuxo pode ser calculada substituindo (6.158) em (3.17), resultando em (6.163).

$$dF_{N_{TEHD}} = B \left[\frac{1}{2} \rho U_{rel_{dif}}^2 (C_l cos(\varphi) + C_d sen(\varphi)) c dr \right] \quad (6.162)$$

$$dF_{N_{TEHD}} = B \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{sen(\varphi)} \right)^2 (C_l cos(\varphi) + C_d sen(\varphi)) c dr \right] \quad (6.163)$$

O torque mecânico pode ser calculado substituindo (6.158) em (3.21), resultando em (6.165).

$$dQ_{TEHD} = B \left[\frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) c r dr \right] \quad (6.164)$$

$$dQ_{TEHD} = B \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) c r dr \right] \quad (6.165)$$

Substituindo (3.24) em (6.163) e (6.165), tem-se (6.166) e (6.167).

$$dF_{N_{TEHD}} = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) r dr \right] \quad (6.166)$$

$$dQ_{TEHD} = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right] \quad (6.167)$$

6.4.2 Coeficientes de empuxo e torque mecânico

O coeficiente de empuxo pode ser calculado substituindo (2.38) e (6.166) em (2.39), resultado em (6.170), (ver seção 2.3, capítulo 2).

$$C_{T_{TEHD}} = \frac{T_{TEHD}}{T_{fluido}} \quad (6.168)$$

$$C_{T_{TEHD}} = \frac{\sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) r dr \right]}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 2\pi r dr} \quad (6.169)$$

$$C_{T_{TEHD}} = \sigma' \left[\left(\frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi)) \right] \quad (6.170)$$

O coeficiente de torque mecânico pode ser calculado substituindo (6.167) em (2.62), resultado em (6.173), (ver seção 2.4, capítulo 2).

$$C_{Q_{TEHD}} = \frac{Q_{TEHD}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 (2\pi r dr) r} \quad (6.171)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \frac{\sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right]}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 (2\pi r dr) r} \quad (6.172)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \sigma' \left[\left(\frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.173)$$

Substituindo (6.161) em (6.173), tem-se (6.178).

$$C_{Q_{TEHD}} = \sigma' \left[\frac{\gamma^2 (1 - a_{dif})^2}{\text{sen}^2(\varphi)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.174)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \sigma' \left[\frac{\gamma^2 (1 - a_{dif})^2}{\left(\text{sen}(\varphi) \frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif}) \cos(\varphi)}{\Omega r (1 + a'_{dif})} \right)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.175)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \sigma' \left[\frac{\gamma^2 (1 - a_{dif})^2 \Omega r (1 + a'_{dif})}{\gamma U_\infty (1 - a_{dif}) \cos(\varphi) \text{sen}(\varphi)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.176)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \sigma' \left[\frac{\gamma \Omega r (1 - a_{dif}) (1 + a'_{dif})}{U_\infty \cos(\varphi) \text{sen}(\varphi)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.177)$$

$$C_{Q_{TEHD}} = \sigma' \left[\frac{\gamma \lambda_r (1 - a_{dif}) (1 + a'_{dif})}{\cos(\varphi) \text{sen}(\varphi)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.178)$$

6.4.3 Fatores de indução axial e rotacional

O fator de indução axial pode ser calculado igualando (6.151) a (6.170), resultando em (6.181).

$$4\gamma a_{dif} (1 - a_{dif}) = \sigma' \left[\left(\frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\text{sen}(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi)) \right] \quad (6.179)$$

$$4a_{dif} = \frac{Bc}{2\pi r} \left[\frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\text{sen}^2(\varphi)} (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi)) \right] \quad (6.180)$$

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} = \frac{Bc}{8\pi r} \left[\frac{\gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{\text{sen}^2(\varphi)} \right] \quad (6.181)$$

O fator de indução rotacional pode ser calculado igualando (6.157) a (6.177), resultando em (6.184).

$$\frac{4\gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) \Omega r}{U_\infty} = \sigma' \left[\frac{\gamma \Omega r (1 - a_{dif}) (1 + a'_{dif})}{U_\infty \cos(\varphi) \text{sen}(\varphi)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.182)$$

$$4a'_{dif} = \frac{Bc}{2\pi r} \left[\frac{(1 + a'_{dif})}{\cos(\varphi) \text{sen}(\varphi)} (C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.183)$$

$$\frac{a'_{dif}}{(1 + a'_{dif})} = \frac{Bc}{8\pi r} \left[\frac{(C_l \text{sen}(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{\cos(\varphi) \text{sen}(\varphi)} \right] \quad (6.184)$$

6.4.4 Fatores de indução axial e rotacional considerando o método de Prandtl

Para considerar as perdas de ponta discutidas no capítulo 4, (6.148) e (6.154) são alteradas

para (6.185) e (6.186).

$$dT_{TEHD} = F_{loss} 4\rho\gamma a_{dif} U_{\infty}^2 (1 - a_{dif}) (\pi r dr) \quad (6.185)$$

$$dQ_{TEHD} = F_{loss} 4\rho\gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) U_{\infty} \Omega r^2 (\pi r dr) \quad (6.186)$$

Como consequência da alteração de dT_{TEHD} e dQ_{TEHD} , os fatores de indução axial e rotacional podem ser reescritos igualando (6.185) com (6.166) e (6.186) com (6.167), respectivamente.

6.4.4.1 Equação do fator de indução axial

$$\begin{aligned} F_{loss} 4\rho\gamma a_{dif} U_{\infty}^2 (1 - a_{dif}) (\pi r dr) \\ = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{\gamma U_{\infty} (1 - a_{dif})}{\text{sen}(\varphi)} \right)^2 (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi)) r dr \right] \end{aligned} \quad (6.187)$$

$$F_{loss} 4a_{dif} = \sigma' \left[\frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\text{sen}^2(\varphi)} (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi)) \right] \quad (6.188)$$

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} = \frac{\sigma'}{4F_{loss}} \left[\frac{\gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{\text{sen}^2(\varphi)} \right] \quad (6.189)$$

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} = \frac{Bc}{8\pi r F_{loss}} \left[\frac{\gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{\text{sen}^2(\varphi)} \right] \quad (6.190)$$

Reorganizando (6.189), tem-se (6.197).

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} = \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \quad (6.191)$$

$$a_{dif} = (1 - a_{dif}) \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \quad (6.192)$$

$$a_{dif} = \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} - a_{dif} \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \quad (6.193)$$

$$a_{dif} + a_{dif} \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} = \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \quad (6.194)$$

$$a_{dif} \left(1 + \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \right) = \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \quad (6.195)$$

$$a_{dif} = \frac{\frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)}}{\left(1 + \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi)} \right)} \quad (6.196)$$

$$a_{dif} = \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))}{4F_{loss} \text{sen}^2(\varphi) + \sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))} \quad (6.197)$$

Dividindo (6.197) por $\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \text{sen}(\varphi))$, chega-se a (6.198).

$$a = \frac{1}{1 + \frac{4F_{loss} \sin^2(\varphi)}{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}} \quad (6.198)$$

6.4.4.2 Equação do fator de indução rotacional

$$F_{loss} 4\rho \gamma a'_{dif} (1 - a_{dif}) U_{\infty} \Omega r^2 (\pi r dr) = \sigma' \pi \left[\rho \left(\frac{\gamma U_{\infty} (1 - a_{dif})}{\sin(\varphi)} \right)^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) r^2 dr \right] \quad (6.199)$$

$$F_{loss} 4a'_{dif} \Omega r = \sigma' \left[\frac{\gamma U_{\infty} (1 - a_{dif})}{\sin^2(\varphi)} (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.200)$$

$$\frac{a'_{dif}}{1 - a_{dif}} = \frac{\sigma'}{4F_{loss}} \left[\frac{\gamma U_{\infty}}{\Omega r \sin^2(\varphi)} (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.201)$$

$$\frac{a'_{dif}}{1 - a_{dif}} = \frac{\sigma'}{4F_{loss}} \left[\frac{\gamma}{\lambda_r \sin^2(\varphi)} (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.202)$$

$$\frac{a'_{dif}}{1 - a_{dif}} = \frac{Bc}{8\pi r F_{loss}} \left[\frac{\gamma}{\lambda_r \sin^2(\varphi)} (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) \right] \quad (6.203)$$

Reorganizando (6.202), tem-se (6.205).

$$a'_{dif} = \left(\frac{1 - a_{dif}}{\lambda_r} \right) \frac{\gamma \sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin^2(\varphi)} \quad (6.204)$$

$$a'_{dif} = \left(\frac{1 - a_{dif}}{\lambda_r} \right) \frac{\gamma \sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin^2(\varphi)} \quad (6.205)$$

Substituindo (6.159) em (6.205), tem-se (6.213).

$$a'_{dif} = \left(\frac{tg(\varphi)(1 + a'_{dif})}{\gamma} \right) \frac{\gamma \sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin^2(\varphi)} \quad (6.206)$$

$$a'_{dif} = \left(\frac{\sin(\varphi)(1 + a'_{dif})}{\cos(\varphi)} \right) \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin^2(\varphi)} \quad (6.207)$$

$$a'_{dif} = (1 + a'_{dif}) \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} \quad (6.208)$$

$$a'_{dif} = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} + a'_{dif} \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} \quad (6.209)$$

$$a'_{dif} - a'_{dif} \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} \quad (6.210)$$

$$a'_{dif} \left(1 - \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} \right) = \frac{\sigma' (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)} \quad (6.211)$$

$$a'_{dif} = \frac{\frac{\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)}}{\left(1 - \frac{\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)}\right)} \quad (6.212)$$

$$a'_{dif} = \frac{\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))}{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi) - \sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))} \quad (6.213)$$

Dividindo tudo por $\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))$, chega-se a (6.214).

$$a'_{dif} = \frac{1}{\frac{4F_{loss} \sin(\varphi) \cos(\varphi)}{\sigma'(C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi))} - 1} \quad (6.214)$$

6.5 Considerações

O método BEMT com difusor segue a mesma metodologia do método BEMT sem difusor explicada nos capítulos 4 e 5. O que basicamente muda é o perfil de velocidade do fluido, que em turbinas sem difusor é considerado constante ao longo da pá e com difusor varia ao longo dela. Essa variação de velocidade do fluido em função do raio do difusor é introduzida a partir do estudo da eficiência e perdas no difusor. Uma vez que esse perfil de velocidade é configurado considerando o efeito do difusor, o método BEMT é aproximadamente o mesmo.

7 Análise do desempenho de uma TTtheH/D utilizando o método BEMT com correções complementares

7.1 Contextualização

A modelagem matemática do método BEMT foi demonstrada nos capítulos de 2 a 4. De modo semelhante foi demonstrado no capítulo 5 os métodos de correções complementares quanto às perdas de ponta e de raiz, aos altos valores do fator de indução axial e aos altos valores do ângulo de ataque. Também foi demonstrado no capítulo 6 que esse método BEMT pode ser estendido para uma TTtheHD. Neste capítulo será demonstrado como esse modelo funciona a partir de um algoritmo implementado no programa Matlab.

7.2 Algoritmo implementado do método BEMT com correções complementares

Na Figura 7.1 é mostrado o fluxograma completo do método BEMT implementado. Esse fluxograma ajuda a entender a metodologia utilizada na implementação do algoritmo, que é descrito nas próximas duas subseções, 7.2.1 e 7.2.2.

7.2.1 Dados de entrada

Os dados de entrada se referem basicamente à:

- Pá: a) geometria no que diz respeito à corda e ângulo de torção em funções do raio, e b) quantidade de pás;
- Características do fluido: massa específica e viscosidade dinâmica;
- Perfil aerodinâmico/hidrodinâmico: coeficientes de sustentação e de arrasto em funções do ângulo de ataque e de Re ;
- Faixa de velocidade do fluido;
- Velocidade rotacional da turbina;
- Tolerância para o cálculo iterativo de α .

Quando a análise é feita considerando o difusor, inclui-se:

- Eficiência do difusor;
- Diâmetros de entrada e saída do difusor;
- Relação de área;
- Perfil de aumento de velocidade do fluido em função do raio.

7.2.2 Metodologia do método BEMT implementado

A partir dos dados de entrada, o método trabalha com três ciclos de cálculo: velocidade do fluido, seção ou elemento da pá e fator de indução axial. Essa seção ou elemento de pá nada mais é do que uma parte do raio da pá que está em análise.

O primeiro ciclo é iniciado selecionando o primeiro valor de velocidade do fluido da faixa determinada e então a taxa de velocidade de ponta é calculada. Em seguida o segundo ciclo, que é interno ao primeiro, é iniciado para a primeira seção da pá. Nesse segundo ciclo a geometria da pá é selecionada em função da seção e a solidez local é calculada. Em seguida o terceiro ciclo, que é interno ao segundo, é iniciado para calcular iterativamente o valor do fator de indução axial. Nesse terceiro ciclo são configurados chutes iniciais para os fatores de indução axial e rotacional e depois são calculados:

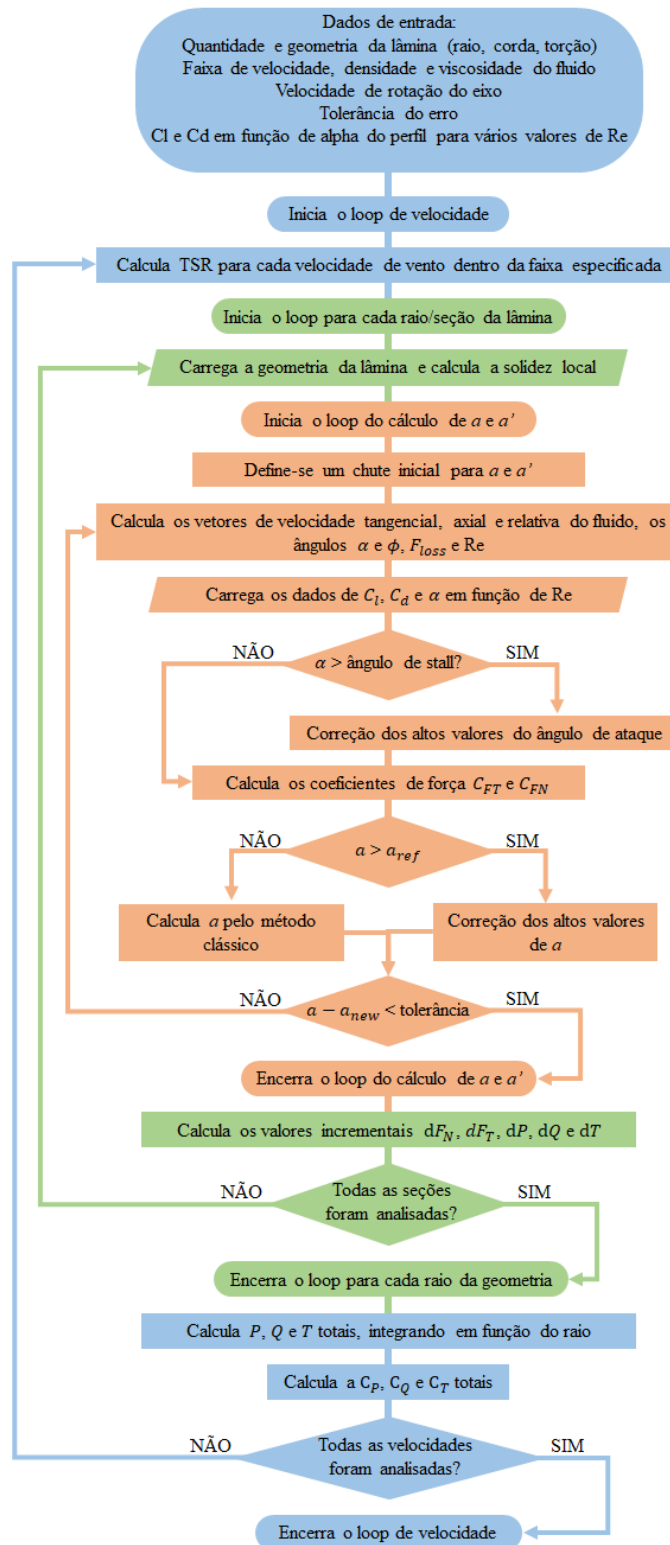
- Velocidade tangencial do fluido em relação à área varrida pelo rotor;
- Velocidade normal do fluido em relação à área varrida pelo rotor;
- Velocidade relativa do fluido em relação à área varrida pelo rotor;
- Ângulo φ ;
- Ângulo α ;
- Número de Reynold;
- Em função do ângulo α e do número de Reynold são selecionados os coeficientes C_l e C_d ;
- Correção das perdas de ponta e de raiz de Prandtl;
- Correção dos altos valores dos ângulos de α e consequentemente C_l e C_d (quando se aplica);
- Forças C_n e C_t ;
- Correção dos altos valores do fator de indução axial (quando se aplica);
- Coeficiente de indução rotacional.

Somente quando o cálculo do fator de indução axial alcançar o número de iterações permitidas ou quando o erro for menor do que a tolerância, o terceiro ciclo é encerrado e o segundo é retomado.

Uma vez que o terceiro ciclo é encerrado, são calculadas as taxas de incremento de forças de sustentação, arrasto, tangencial e normal ao rotor. Depois são calculados os valores incrementais de torque, empuxo e potência. Somente quando essas forças e valores incrementais são calculados para todas as seções da pá, o segundo ciclo é encerrado e o primeiro é retomado.

Uma vez que o segundo ciclo é encerrado, são calculadas as integrais de torque, empuxo e potência para todo o comprimento de pá, bem como seus respectivos coeficientes. Somente quando esses cálculos integrais são feitos para toda a faixa de velocidade do fluido, o primeiro ciclo é encerrado.

Figura 7.1 – Fluxograma do método BEMT: a) ciclo da velocidade do fluido em cor azul, b) ciclo da seção da pá em cor verde e c) ciclo do fator de indução axial em cor laranja.



7.3 Validação do método BEMT implementado

A validação do método BEMT implementado foi feita a partir da análise comparativa de desempenho de algumas turbinas reais. As turbinas utilizadas para esse fim foram duas de pequeno porte, uma eólica e uma hidrocínética, e da série MOD-X, da ordem de 100 kW a 7.3 MW. Essa escolha se baseou na qualidade dos respectivos relatórios, nos quais foram informados: as dimensões da geometria da pá, perfis aerodinâmicos utilizados, dados medidos de coeficiente de potência em função da taxa de velocidade de ponta e potência de saída em função da velocidade do fluido.

Com o objetivo de deixar a análise dos resultados mais clara e direta, as turbinas com os respectivos resultados do método BEMT implementado são mostradas separadamente nas subseções a seguir.

É importante comentar que, a princípio, essa demonstração de resultados não leva em consideração as simulações dos geradores elétricos nos quais as potências de saída foram medidas. Para que se pudesse analisar as curvas de potências considerando o efeito do gerador elétrico, foi considerado apenas a eficiência dele. Os valores de eficiência desses geradores foram obtidos a partir dos relatórios de cada turbina ou em função da faixa de potência nominal a partir de [51].

7.3.1 Turbina de pequeno porte

Na Figura 7.2 são mostrados o ângulo de torção e a corda em funções do raio e na Figura 7.3 é mostrada a geometria da turbina de pequeno porte. Essas informações e mais detalhes podem ser encontradas em [52]. É possível observar nas duas figuras citadas que a pá possui uma geometria delgada, apresenta ângulo de torção ao longo do raio da pá. O perfil aerodinâmico utilizado é NACA4412. Por se tratar de uma pá pequena em comprimento (1,5 metros), não foram utilizados mais de um aerofólio.

Figura 7.2 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina de pequeno porte.

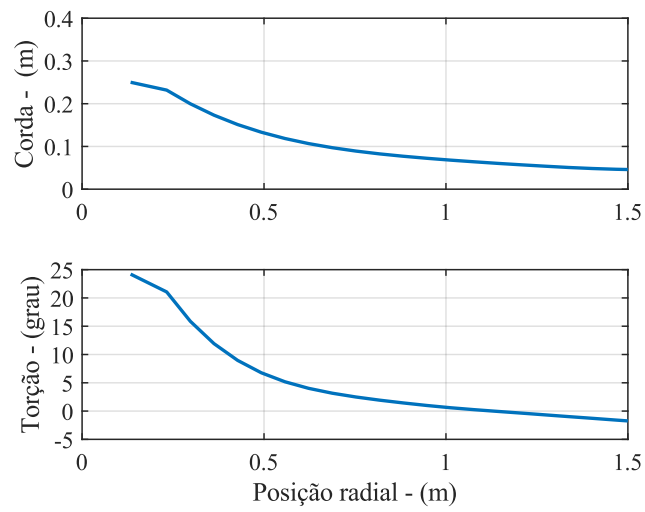
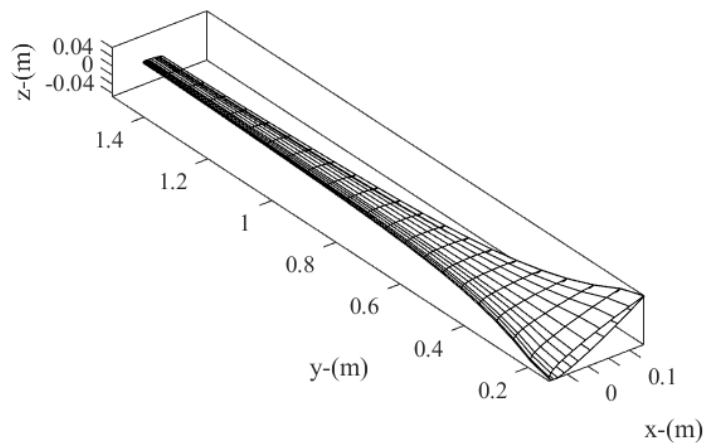
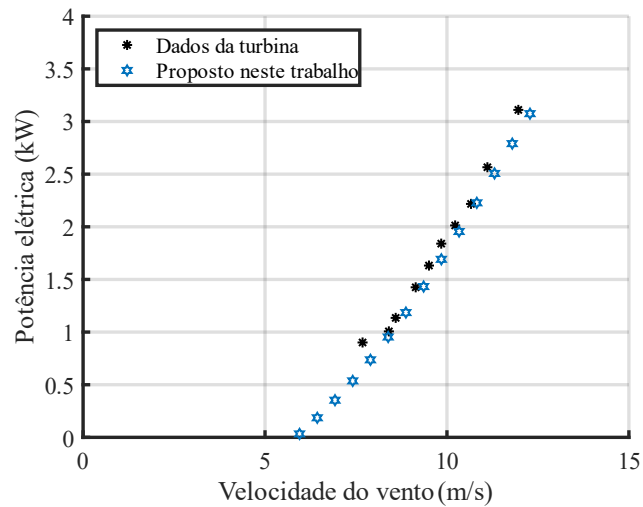


Figura 7.3 – Geometria da pá da turbina de pequeno porte.



Na Figura 7.4 são mostrados os dados medidos de potência de saída em função da velocidade do vento da turbina de pequeno porte e a curva de potência calculada pelo método BEMT. É possível notar que o método BEMT consegue prever de maneira coerente o comportamento real da turbina, pois os resultados são próximos dos dados medidos.

Figura 7.4 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina de pequeno porte.



7.3.2 Turbina MOD-0 / 100 kW

Na Figura 7.5 são mostrados o ângulo de torção e a corda em funções do raio e na Figura 7.6 é mostrada a geometria da turbina MOD-0. Essas informações e mais detalhes podem ser encontradas em [53]. É possível observar nas duas figuras citadas que a pá possui uma geometria parte retangular e parte trapezoidal, e não apresenta ângulo de torção. O perfil aerodinâmico utilizado é da série NACA 230XX, geralmente há uma variação de espessura baseado em questões de eficiência e de resistência. Devido a isso a região de ponta da pá apresenta um perfil aerodinâmico de maior eficiência, pois essa região é a maior responsável pelo torque mecânico, e a região da raiz da pá apresenta um perfil aerodinâmico de maior resistência para suportar os esforços mecânicos que atuam ao longo da pá.

Figura 7.5 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-0.

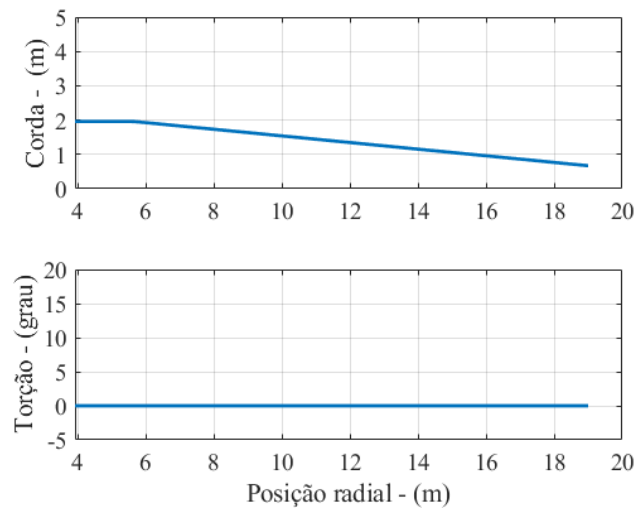
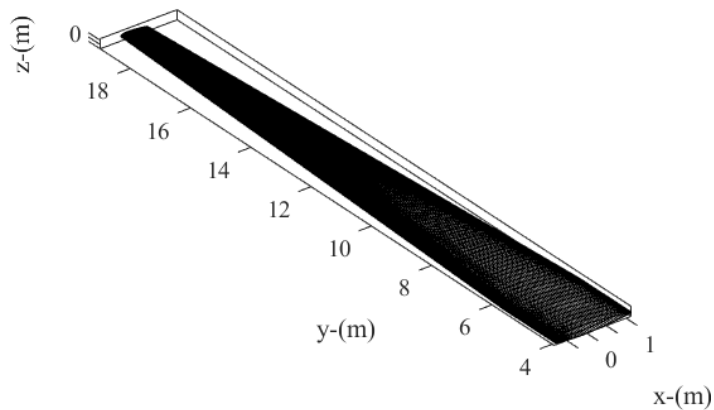
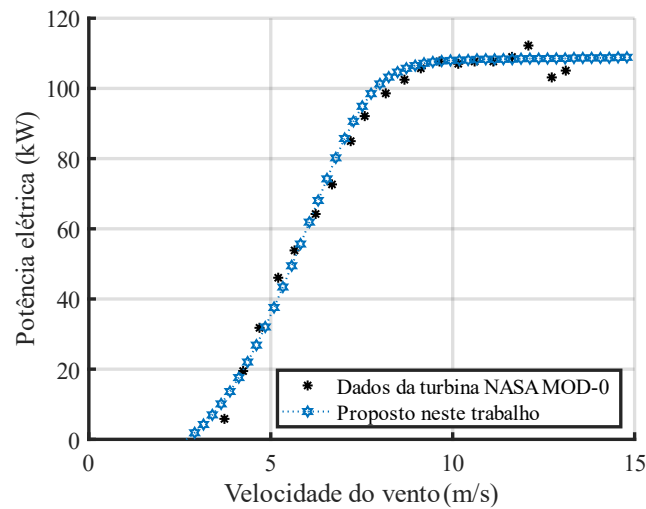


Figura 7.6 – Geometria da pá da turbina MOD-0.



Na Figura 7.7 são mostrados os dados medidos de potência de saída em função da velocidade do vento da turbina MOD-0 e a curva de potência calculada pelo método BEMT. É possível notar que o método BEMT consegue prever de maneira coerente o comportamento real da turbina MOD-0, pois os resultados são próximos dos dados medidos. Neste caso os dados medidos são valores médios, mas na prática existe uma dispersão de dados de medição que implica em uma margem para mais e para menos. Em alguns relatórios da NASA são usados todos esses dados, em outros são usados apenas os valores médios.

Figura 7.7 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-0.



7.3.3 Turbina MOD-1 / 2 MW

Na Figura 7.8 são mostrados o ângulo de torção e a corda em funções do raio e na Figura 7.9 é mostrada a geometria da turbina MOD-1. Essas informações e mais detalhes podem ser encontradas em [54]. É possível observar nas duas figuras citadas que a pá possui geometria trapezoidal e apresenta ângulo de torção, que variam linearmente em duas regiões com coeficientes diferentes. O perfil aerodinâmico utilizado é da série NACA 44XX.

Figura 7.8 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-1.

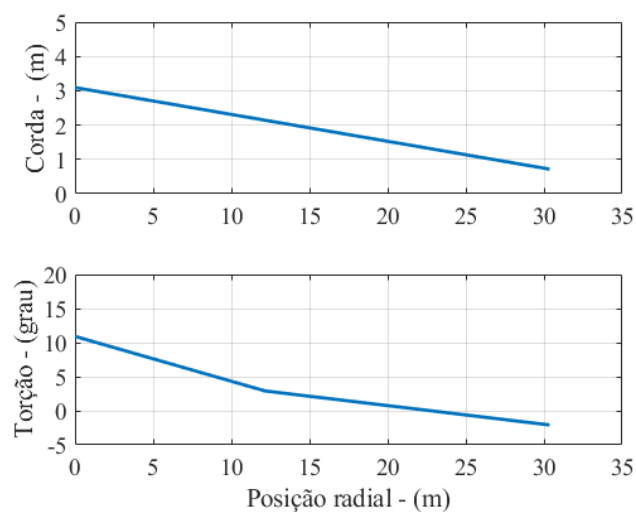
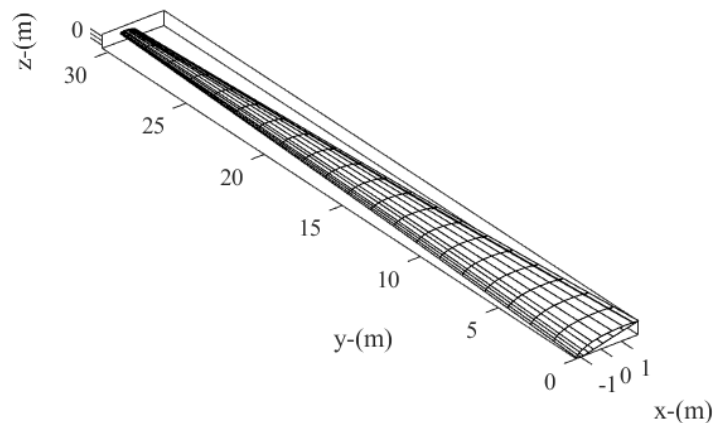
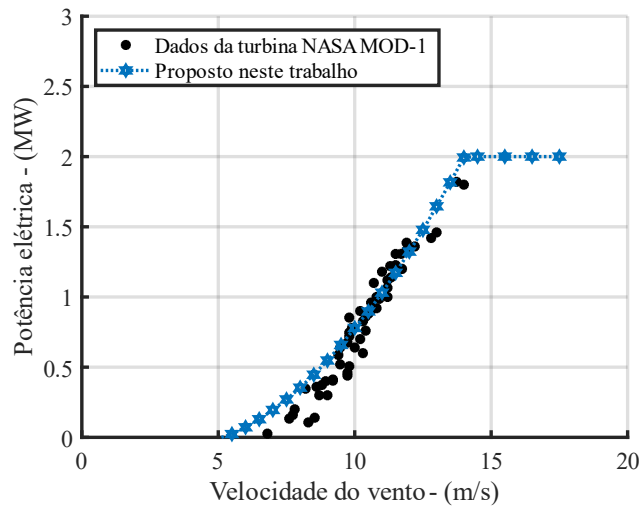


Figura 7.9 – Geometria da pá da turbina MOD-1.



Na Figura 7.10 são mostrados os dados medidos de potência de saída em função da velocidade do vento da turbina MOD-1 e a curva de potência calculada pelo método BEMT. É possível notar que o método BEMT consegue prever de maneira coerente o comportamento real da turbina MOD-1, pois os resultados são próximos dos dados medidos. Neste caso os dados medidos são dispersos e não valores médios como os mostrados na turbina MOD-0. Também é possível notar que a partir da velocidade de vento de 14 m/s há uma limitação de potência, que era feita por meio do controle do ângulo de ataque da pá ou através de dispositivos chamados ailerons (determinada área articulada do bordo de fuga da pá). De todo modo, esse controle variava as forças aerodinâmicas atuantes sobre a pá com o objetivo de operar em uma região de potência desejada.

Figura 7.10 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-1.



7.3.4 Turbina MOD-2 / 2.5 MW

Na Figura 7.11 são mostrados o ângulo de torção e a corda em funções do raio e na Figura 7.12 é mostrada a geometria da turbina MOD-2. Essas informações e mais detalhes podem ser encontradas em [55] e [56]. É possível observar nas duas figuras citadas que a pá possui geometria trapezoidal e apresenta ângulo de torção que varia linearmente. O perfil aerodinâmico utilizado é da série NACA 230XX.

Figura 7.11 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-2.

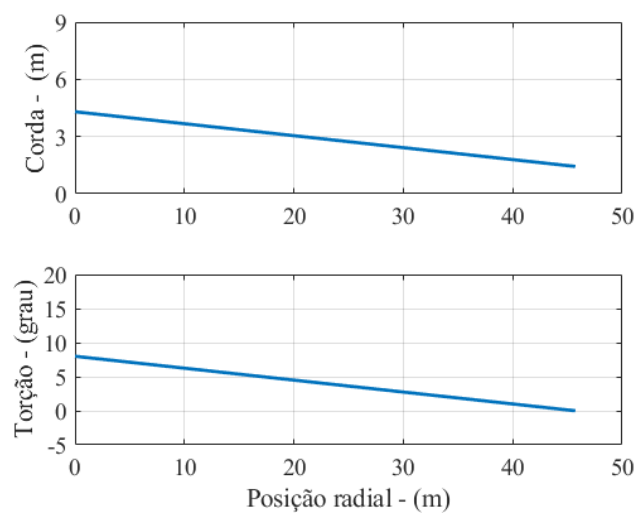
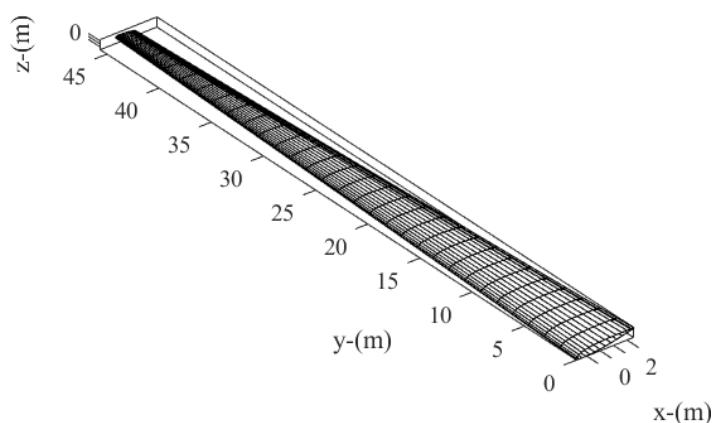
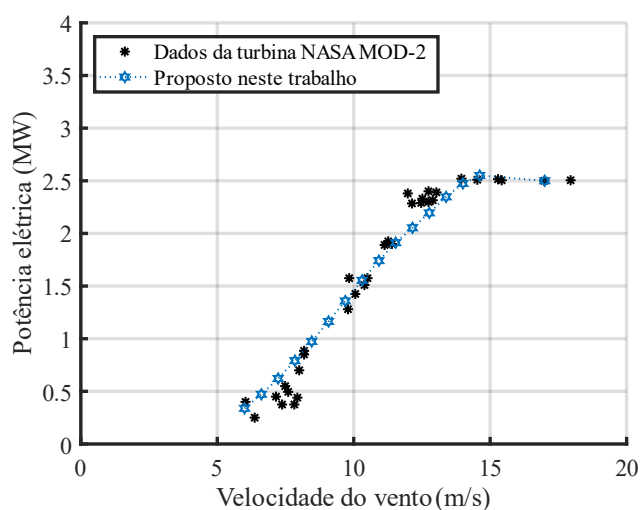


Figura 7.12 – Geometria da pá da turbina MOD-2.



Na Figura 7.13 são mostrados os dados medidos de potência de saída em função da velocidade do vento da turbina MOD-2 e a curva de potência calculada pelo método BEMT. É possível notar que o método BEMT consegue prever de maneira coerente o comportamento real da turbina MOD-1, pois os resultados são próximos dos dados medidos. Neste caso os dados medidos são dispersos. Também é possível notar que a partir da velocidade de vento de 14 m/s há uma limitação de potência, cujo controle foi explicado anteriormente na subseção 7.3.3.

Figura 7.13 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-2.



7.3.5 Turbina MOD-5 / 7.3 MW

Na Figura 7.14 são mostrados o ângulo de torção e a corda em funções do raio e na Figura 7.15 é mostrada a geometria da turbina MOD-5. Essas informações e mais detalhes podem ser encontradas em [57]. É possível observar nas duas figuras citadas que a pá possui geometria parte retangular e parte trapezoidal, e apresenta ângulo de torção que varia linearmente. O perfil aerodinâmico utilizado é da série NACA 640XX.

Figura 7.14 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina MOD-5.

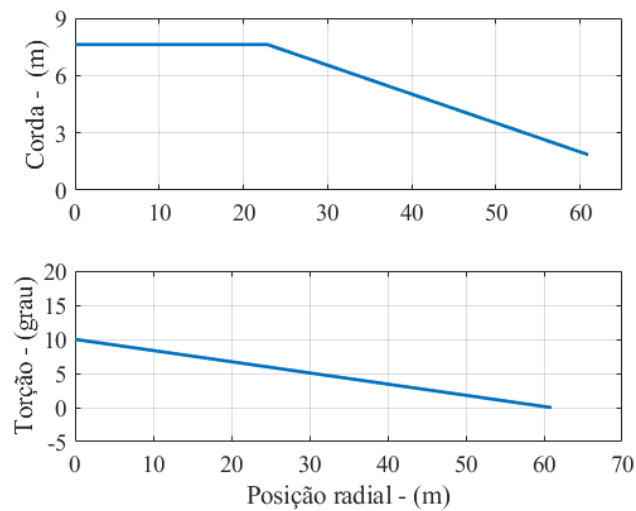
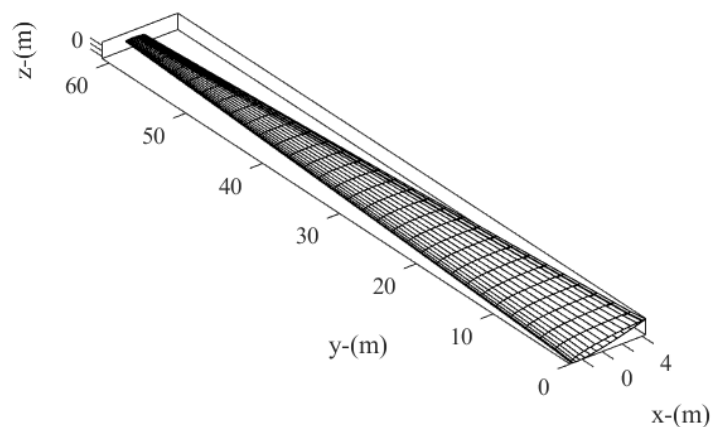
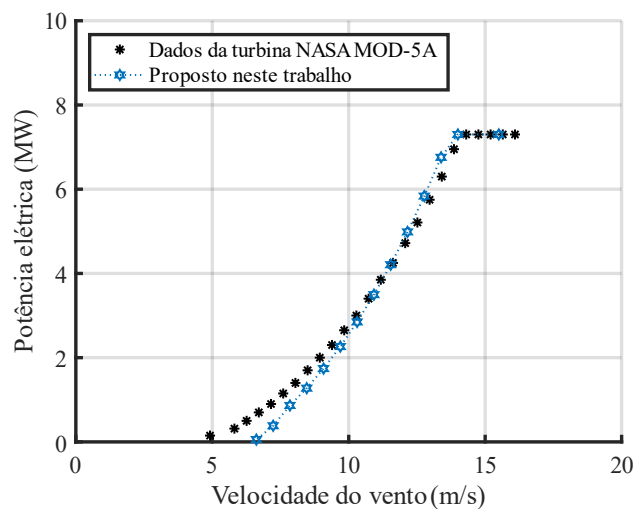


Figura 7.15 – Geometria da pá da turbina MOD-5.



Na Figura 7.16 são mostrados os dados medidos de potência de saída em função da velocidade do vento da turbina MOD-5 e a curva de potência calculada pelo método BEMT. É possível notar que o método BEMT consegue prever de maneira coerente o comportamento real da turbina MOD-1, pois os resultados são próximos dos dados medidos. Neste caso os dados medidos são valores médios. Também é possível notar que a partir da velocidade de vento de 14 m/s há uma limitação de potência.

Figura 7.16 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina MOD-5.



7.3.6 Turbina de hidrocínética de pequeno porte

Na Figura 7.17 são mostrados o ângulo de torção e a corda em funções do raio e na Figura 7.18 é mostrada a geometria da pá da turbina hidrocínética de pequeno porte de potência nominal de 35 kW. Essas informações e mais detalhes dessa turbina podem ser encontradas em [58]. É possível observar nas duas figuras citadas que a pá possui uma geometria trapezoidal e apresenta ângulo de torção ao longo do raio da pá. O perfil aerodinâmico utilizado nessa turbina foi o NACA4416.

Figura 7.17 – Corda e ângulo de torção em função do raio da turbina hidrocinética de pequeno porte.

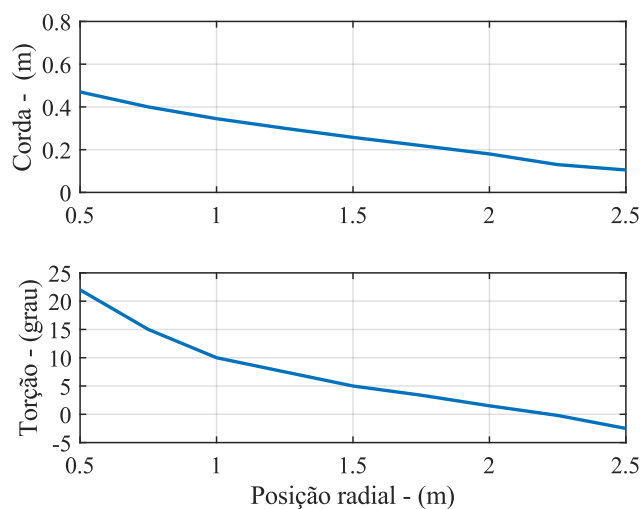
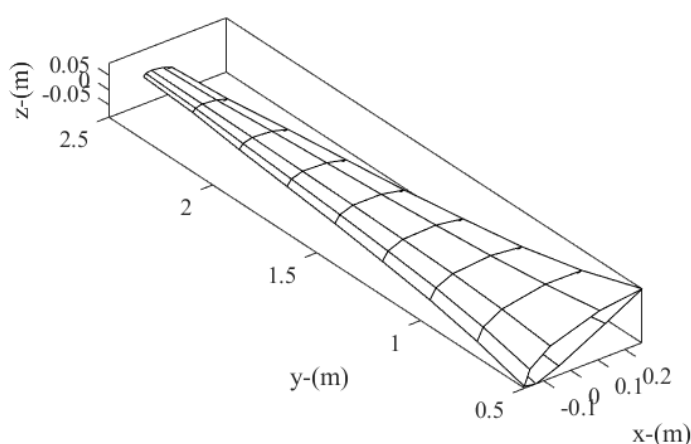
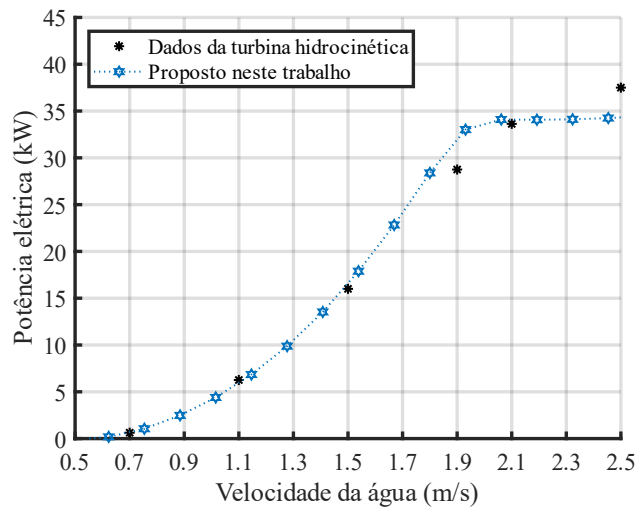


Figura 7.18 – Geometria da pá da turbina hidrocinética de pequeno porte.



Na Figura 7.19 são mostrados os dados medidos de potência de saída em função da velocidade da água da turbina hidrocinética de pequeno porte e a curva de potência calculada pelo método BEMT. Próximo dos valores de velocidade da água de 1,9 m/s e 2,5 m/s há um pequeno distanciamento da curva estimada para os dados da turbina. Isso pode ser justificado pelo fato de que os dados da turbina consideram um rotor com regulação de estol para evitar a cavitação em turbinas hidrocinéticas e neste trabalho isso não foi considerado. Portanto, é possível afirmar que o método BEMT consegue prever de maneira coerente o comportamento da turbina.

Figura 7.19 – Potência elétrica de saída do gerador da turbina de pequeno porte.



7.4 Considerações

A partir das figuras das curvas de potência é possível notar que o método BEMT é mais eficiente na faixa de valores médios e altos de velocidade de ventos. Esse resultado é coerente, pois as simulações foram analisadas para situações em regime permanente para cada valor de velocidade de vento, porém, para um mesmo valor de velocidade do eixo da turbina, que depende do valor nominal do gerador de cada turbina. Sendo assim, o método BEMT implementado valoriza a região de operação próxima às condições nominais da turbina e introduz erros na região de partida, quando ela começa a acelerar.

Contudo, levando em consideração os resultados obtidos a partir do método BEMT e avaliando as subseções de 7.3.2 a 7.3.5, é possível afirmar que o modelo implementado apresenta bons resultados de predição do desempenho e é válido para analisar o desempenho desses tipos de turbinas. O modelo final é composto pelas correções propostas por Viterna com Corrigan para alto ângulo de ataque, por Shen para altos valores do fator de indução axial e por Prandtl para perdas de ponta e raiz. Em geral, os resultados a partir do método BEMT são próximos dos dados reais e exige menor esforço computacional se comparado a outros métodos que utilizam cálculo computacional numérico.

8 Projeto da geometria ótima da pá de uma TTHEH/D

8.1 Contextualização

O projeto da geometria ótima da pá deve ser calculado em função da potência nominal de saída desejada e das condições do ambiente. A combinação dessas informações é responsável por definir a faixa de potência do projeto.

A escolha do perfil aerodinâmico e os cálculos da corda e ângulo de torção da pá em funções do raio são ajustes refinados para maximizar o coeficiente de potência da turbina. Para isso são utilizadas as equações derivadas nos capítulos de 3 a 5.

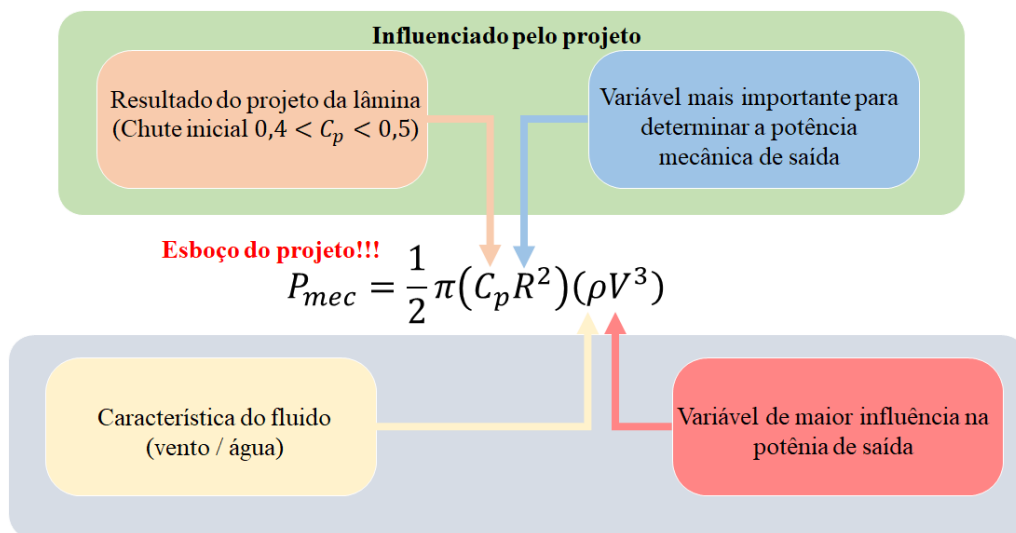
8.2 Esboço para o projeto da pá

8.2.1 Potência nominal do projeto

O esboço da potência nominal da turbina se baseia na potência de saída desejada. Esse esboço pode ser iniciado a partir de (8.1) e da Figura 8.1.

$$P_m = \frac{1}{2} C_p \rho A_d U_\infty^3 \quad (8.1)$$

Figura 8.1 – Esboço do projeto da turbina.



De início, a velocidade do fluido e o raio são as variáveis mais relevantes devido aos seus expoentes, porém a velocidade do fluido depende das características do ambiente. Quanto à massa específica do fluido, é uma constante específica da composição do fluido. Quanto à variável C_p , é uma consequência da eficiência mecânica da turbina. Para não sobrestimar essa eficiência, usar

valores entre 0,4 e 0,5 é uma boa prática com base nos desempenhos das várias turbinas já comentadas neste trabalho. Logo a variável mais sensível que o projetista pode trabalhar é o raio.

O tamanho do raio basicamente depende do investimento financeiro. Quanto maior o raio, maior será a potência mecânica, maior será o tamanho do gerador elétrico e maior será o custo do sistema. Quando se trata de turbinas hidrocínéticas, o raio pode ser limitado pela profundidade do sítio, por exemplo, regiões rasas de mar próxima ao litoral, de rio ou de canal.

8.2.2 Escolha da velocidade nominal do fluido

A escolha da velocidade do fluido para que a turbina opere com potência nominal é feita a partir de uma probabilidade de ocorrência de velocidade (P_o), a partir da qual é possível calcular uma densidade de potência (D_p). Calculando as probabilidades de ocorrência a partir de (8.2) e a densidade de potência a partir de (8.3) é possível definir a velocidade de fluido que resultará no maior aproveitamento de potência. Quanto maior os dados de medição de velocidade do fluido em função do tempo, mais preciso será o cálculo do desempenho a partir da velocidade de fluido selecionada.

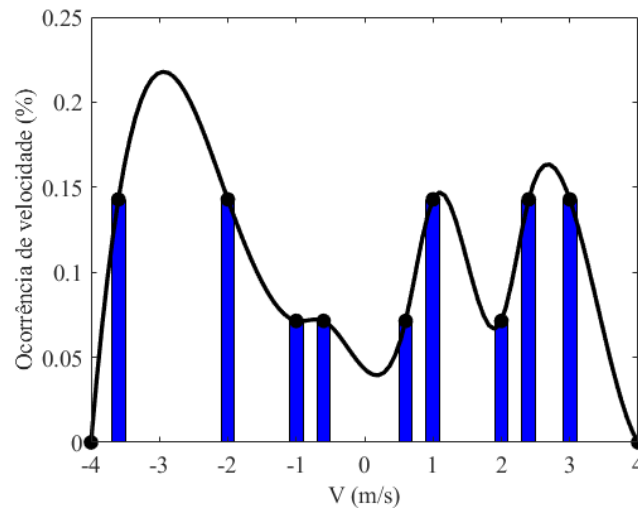
$$P_o = \frac{\textit{evento}}{\textit{espaço amostral}} \quad (8.2)$$

$$D_p = \frac{1}{2} \rho P_o U_\infty^3 \quad (8.3)$$

Sendo o *evento* um valor de velocidade e o *espaço amostral* todos os valores de velocidade medidos.

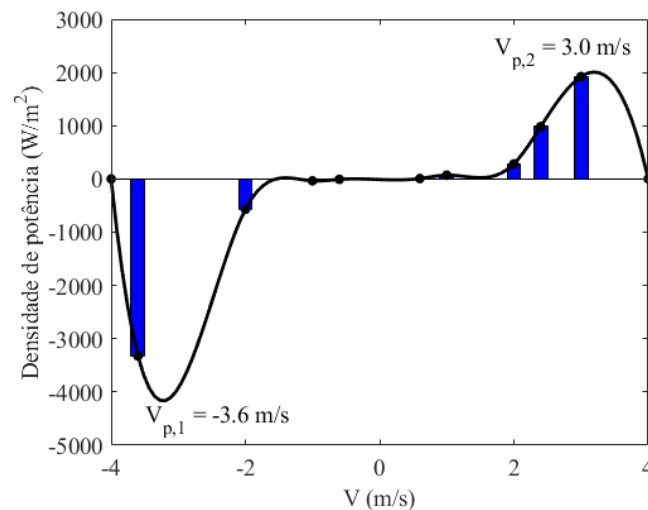
Na Figura 8.2 é mostrado um gráfico ilustrativo (banco de dados gerados aleatoriamente) que representa as ocorrências de velocidades do fluido para cada valor de velocidade. É possível notar que existem 5 valores de velocidade que apresentam maior ocorrência, próximo de 15 %. Os valores de velocidade apresentam um semieixo positivo e outro negativo porque ilustram o efeito da corrente de maré (enchente e vazante). Quando se utilizamos dados de vento, a velocidade sempre é positiva.

Figura 8.2 – Ocorrência de velocidade.



Na Figura 8.3 é mostrado um gráfico ilustrativo que representa as densidades de potência para cada valor de velocidade do gráfico da Figura 8.2. A partir da densidade de potência é possível definir facilmente o valor de velocidade do fluido que resultará no maior aproveitamento de potência, que neste caso é $V_{p,1} = 3.6 \text{ m/s}$. Observe que alguns valores de densidade são negativos, isso se deve apenas para indicar se a velocidade de maré utilizada foi positiva ou negativa. Comumente a densidade é calculada em módulo.

Figura 8.3 – Densidade de potência em função da ocorrência de velocidade.



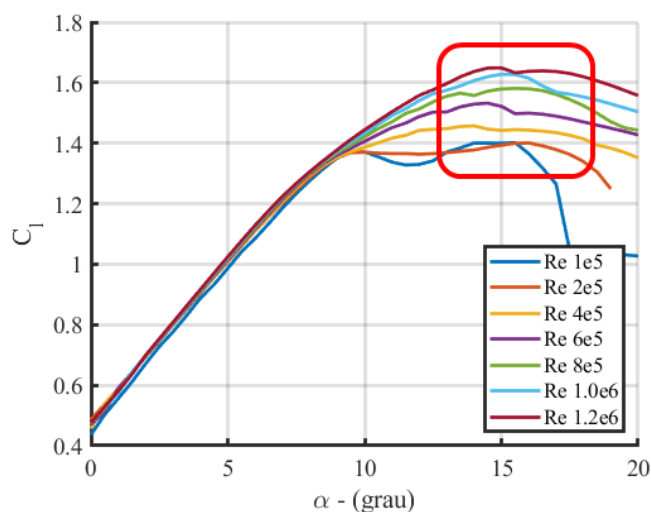
8.3 Escolha do perfil aerodinâmico para o projeto da pá

É importante comentar que até o momento da escrita deste documento, as escolhas dos perfis se basearam apenas na eficiência aerodinâmica e as curvas foram obtidas a partir do programa XFLR v6.47 para $Re > 100.000$. É verdade que para a construção de uma pá é importante fazer um estudo estrutural e de fadiga, porém essa linha de pesquisa não foi o foco do trabalho até o momento. Sendo assim assume-se, a princípio, que as pás projetadas são capazes de suportar todos os esforços mecânicos que podem atuar sobre elas.

A eficiência aerodinâmica de um perfil se baseia nos dados dos coeficientes de sustentação e arrasto em função do ângulo de ataque e do número de Reynold, e é definida pela razão entre aquele primeiro coeficiente e o segundo. Logo para o projeto da pá, deve-se procurar o ângulo de ataque em que a eficiência aerodinâmica do perfil é máxima considerando o número de Reynold, que pode ser calculado a partir das condições do fluido e da corda média que se pretende construir a pá. As três figuras a seguir se referem ao perfil aerodinâmico NACA 4412 e são apresentadas para ilustrar o procedimento para escolha do perfil.

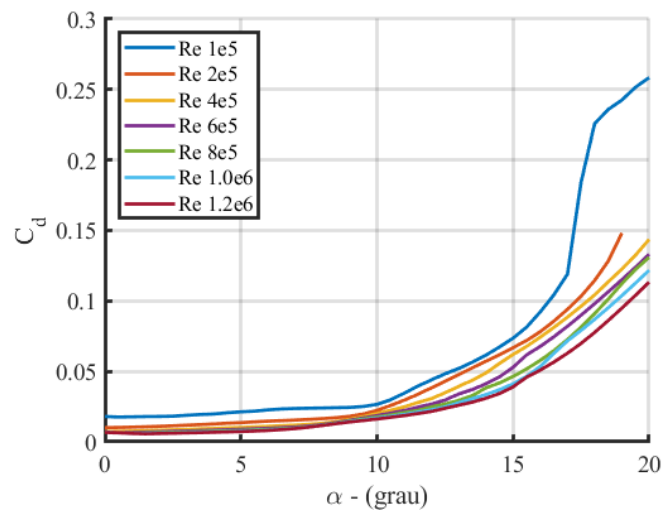
Na Figura 8.4 são mostradas as curvas do coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque para diferentes valores de Re . Observa-se que o coeficiente de sustentação aumenta com o aumento de Re e para todas as curvas há uma região de estol (destacada em vermelho). O conhecimento dessa região é importante para a correção dos altos valores do ângulo de ataque (ver capítulo 5, subseção 5.3.6).

Figura 8.4 – Curva do coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque e de Re (aerofólio NACA 4412).



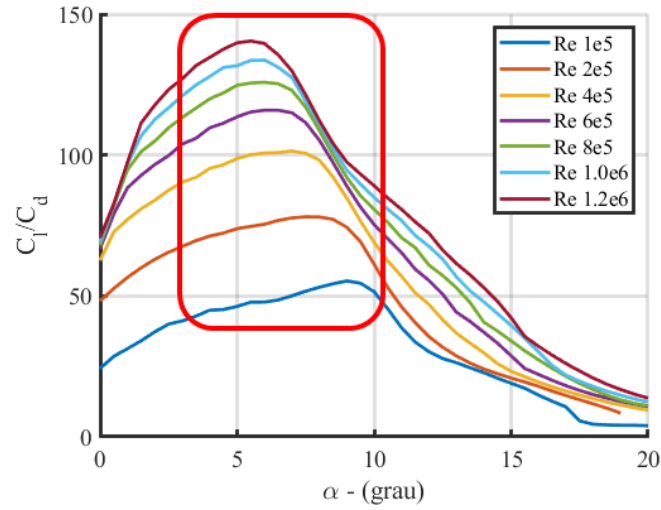
Na Figura 8.5 são mostradas as curvas do coeficiente de arrasto em função do ângulo de ataque para diferentes valores de Re . Observa-se analogamente à Figura 8.4 que o coeficiente de arrasto diminui com o aumento de Re .

Figura 8.5 – Curva do coeficiente de arrasto em função do ângulo de ataque e de Re (aerofólio NACA 4412).



Na Figura 8.6 são mostradas as curvas da eficiência aerodinâmica em função do ângulo de ataque para diferentes valores de Re . Observa-se que para todas as curvas há uma região de máxima eficiência (destacada em vermelho). Portanto, a partir do cálculo do número de Reynold, busca-se o ângulo de ataque em que a curva tem ponto de máximo ($\alpha_{max\,efic}$). Uma vez que esse procedimento é feito para um perfil aerodinâmico, ele é repetido para tantos quantos se deseja comparar. Com o resultado de comparação desses vários perfis, escolhe-se aquele de maior eficiência.

Figura 8.6 – Curva da eficiência aerodinâmica em função do ângulo de ataque e de Re (aerofólio NACA 4412).



8.4 Cálculo da geometria ótima da pá

O cálculo da geometria ótima da pá é feito para o comprimento da corda e o ângulo de torção em função do comprimento do raio.

8.4.1 Geometria ótima da pá para TTTEH

O ângulo de torção (ou ângulo de *pitch*, θ_p) para uma TTTEH é calculado por (8.4), sendo que $\alpha_{max\,efic}$ é constante e φ é calculado por (8.5).

$$\theta_p = \varphi - \alpha_{max\,efic} \quad (8.4)$$

$$tg(\varphi) = \frac{U_\infty(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{1-a}{\lambda_r(1+a')} \quad (8.5)$$

Em (8.5) U_∞ é a velocidade do fluido de maior ocorrência (ver subseção 8.2.2) e Ω é a velocidade rotacional nominal do eixo do rotor. Observa-se que φ é função do raio local e por isso esse ângulo varia ao longo da pá.

A equação para o cálculo da corda ótima deriva da equação do fator de indução axial considerando a correção das perdas de ponta e raiz (ver capítulo 4, subseção 0), retomada em (8.6) e reorganizada em (8.9).

$$a = \frac{1}{1 + \frac{F_{loss} 4 \sin^2(\varphi)}{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}} \quad (8.6)$$

$$1 + \frac{F_{loss} 4 \sin^2(\varphi)}{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} = \frac{1}{a} \quad (8.7)$$

$$\frac{F_{loss} 4 \sin^2(\varphi)}{\sigma' (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} = \frac{1}{a} - 1 \quad (8.8)$$

$$\left(\frac{a}{1-a}\right) \frac{F_{loss} 4 \sin^2(\varphi)}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} = \sigma' \quad (8.9)$$

Substituindo (3.10) e (3.24) em (8.9), tem-se (8.10).

$$\left(\frac{a}{1-a}\right) \frac{F_{loss} 4}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{U_\infty (1-a)}{U_{rel}}\right)^2 = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.10)$$

Sendo U_{rel} conhecido a partir da Figura 3.3, (8.10) é organizado em (8.15).

$$\left(\frac{a}{1-a}\right) \frac{F_{loss} 4}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{U_\infty (1-a)}{\sqrt{(U_\infty (1-a))^2 + (\Omega r (1+a'))^2}}\right)^2 = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.11)$$

$$\frac{F_{loss} 4a}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{U_\infty^2 (1-a)}{(U_\infty (1-a))^2 + (\Omega r (1+a'))^2}\right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.12)$$

$$\frac{F_{loss} 4a}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{U_\infty^2 (1-a)}{U_\infty^2 \left[(1-a)^2 + \left(\frac{\Omega r}{U_\infty} (1+a')\right)^2\right]}\right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.13)$$

$$\frac{F_{loss} 4a}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{(1-a)}{\left[(1-a)^2 + \left(\frac{\Omega r}{U_\infty} (1+a')\right)^2\right]}\right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.14)$$

$$\frac{F_{loss} 4a}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{(1-a)}{(1-a)^2 + (\lambda_r (1+a'))^2}\right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.15)$$

Os fatores de indução axial e rotacional são ótimos para $a = 1/3$ e $a' = 0$. Sendo assim, (8.15) resulta em (8.21) para o cálculo da corda ótima ao longo da pá.

$$\frac{F_{loss} 4 \left(\frac{1}{3}\right)}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{\left(1 - \frac{1}{3}\right)}{\left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 + (\lambda_r (1+0))^2}\right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.16)$$

$$\frac{F_{loss} \left(\frac{4}{3}\right)}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{\left(\frac{2}{3}\right)}{\left(\frac{2}{3}\right)^2 + \lambda_r^2} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.17)$$

$$\frac{F_{loss}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{\frac{8}{9}}{\frac{4}{9} + \lambda_r^2} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.18)$$

$$\frac{F_{loss}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{\frac{8}{9}}{\frac{4 + 9\lambda_r^2}{9}} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.19)$$

$$\frac{F_{loss}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{8}{4 + 9\lambda_r^2} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.20)$$

$$c = \frac{F_{loss}}{B (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \left(\frac{16\pi r}{4 + 9\lambda_r^2} \right) \quad (8.21)$$

8.4.2 Geometria ótima da pá para TTthehd

O ângulo de torção para uma TTthehd é calculado semelhantemente como para uma TTtheh, conforme (8.4). Contudo, devido à mudança na velocidade do fluido, $tg(\varphi)$ passa a ser calculado por (6.159), que é apresentada novamente em (8.22).

$$tg(\varphi) = \frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\Omega r (1 + a'_{dif})} = \frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\lambda_r (1 + a'_{dif})} \quad (8.22)$$

A equação para o cálculo da corda ótima deriva da equação do fator de indução axial considerando o efeito do difusor na velocidade do fluido, a correção das perdas de ponta e raiz (ver capítulo 6, subseção 6.4), retomada de (6.191), apresentada novamente em (8.23) e reorganizada em (8.24).

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} = \frac{\sigma' \gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))}{4F_{loss} \sin^2(\varphi)} \quad (8.23)$$

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} \left(\frac{4F_{loss} \sin^2(\varphi)}{\gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) = \sigma' \quad (8.24)$$

Substituindo (3.10), considerando o efeito do difusor na velocidade do fluido, e (3.24) em (8.24), obtém-se (8.29).

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} \left(\frac{4F_{loss}}{\gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left(\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{U_{rel}} \right)^2 = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.25)$$

$$\frac{a_{dif}}{(1 - a_{dif})} \left(\frac{4F_{loss}}{\gamma (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left[\frac{\gamma U_\infty (1 - a_{dif})}{\sqrt{(\gamma U_\infty (1 - a_{dif}))^2 + (\Omega r (1 + a_{dif}'))^2}} \right]^2 \quad (8.26)$$

$$= \frac{Bc}{2\pi r}$$

$$\left(\frac{4F_{loss} a_{dif}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left[\frac{\gamma U_\infty^2 (1 - a_{dif})}{(\gamma U_\infty (1 - a_{dif}))^2 + (\Omega r (1 + a_{dif}'))^2} \right] = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.27)$$

$$\left(\frac{4F_{loss} a_{dif}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left\{ \frac{\gamma U_\infty^2 (1 - a_{dif})}{U_\infty^2 \left[(\gamma (1 - a_{dif}))^2 + \left(\frac{\Omega r}{U_\infty} (1 + a_{dif}') \right)^2 \right]} \right\} = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.28)$$

$$\left(\frac{4F_{loss} a_{dif}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left\{ \frac{\gamma (1 - a_{dif})}{\left[(\gamma (1 - a_{dif}))^2 + (\lambda_r (1 + a_{dif}'))^2 \right]} \right\} = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.29)$$

Os fatores de indução axial e rotacional são ótimos para $a_{dif} = 1/3$ e $a'_{dif} = 0$. Sendo assim, (8.29) resulta em (8.35).

$$\left(\frac{4F_{loss}(1/3)}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left\{ \frac{\gamma (1 - (1/3))}{\left[(\gamma (1 - (1/3)))^2 + (\lambda_r (1 + 0))^2 \right]} \right\} = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.30)$$

$$\left(\frac{F_{loss} 4/3}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left(\frac{\gamma (2/3)}{\left[(\gamma (2/3))^2 + \lambda_r^2 \right]} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.31)$$

$$\left(\frac{F_{loss}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left(\frac{\gamma (8/9)}{\left[\gamma^2 (4/9) + \lambda_r^2 \right]} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.32)$$

$$\left(\frac{F_{loss}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left(\frac{\gamma (8/9)}{\frac{[4\gamma^2 + 9\lambda_r^2]}{9}} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.33)$$

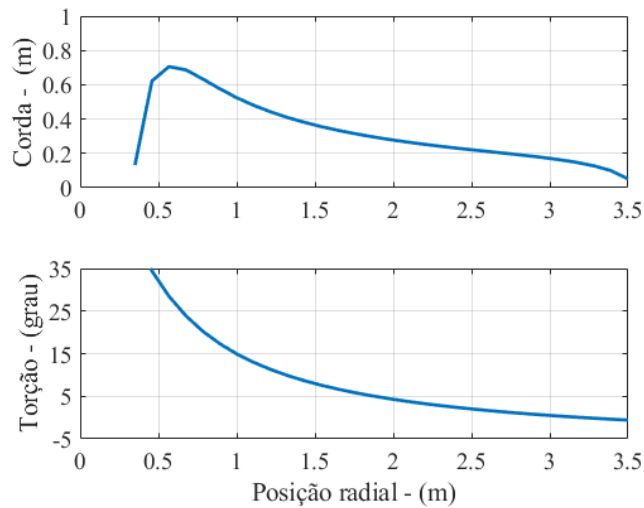
$$\left(\frac{F_{loss}}{(C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left(\frac{8\gamma}{4\gamma^2 + 9\lambda_r^2} \right) = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (8.34)$$

$$c = \left(\frac{F_{loss}}{B (C_l \cos(\varphi) + C_d \sin(\varphi))} \right) \left(\frac{16\gamma\pi r}{4\gamma^2 + 9\lambda_r^2} \right) \quad (8.35)$$

Na Figura 8.7 são mostradas ilustrativamente as curvas do comprimento da corda e do ângulo de torção em função do raio da pá. Devido ao projeto otimizado, a pá tem uma geometria

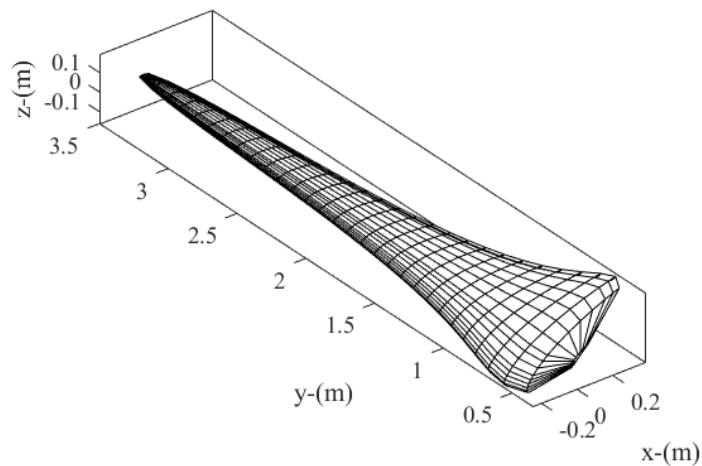
delgada e torcida para que ela opere com a maior eficiência aerodinâmica ao longo do comprimento.

Figura 8.7 – Comprimento da corda e ângulo de torção em funções do raio da pá.



Na Figura 8.8 é mostrada ilustrativamente a geometria da pá ótima.

Figura 8.8 – Geometria ótima da pá.



8.5 Análise de partida da turbina em função da geometria

O torque de partida é diretamente influenciado pelo ângulo de torção da pá e, juntamente com a inércia, é responsável pelo tempo necessário para que a turbina comece a operar.

8.5.1 Torque de partida

A partir da Figura 3.3 (ver capítulo 3, subseção 3.3) é possível retomar de (8.36) a (8.40).

$$U_{rel} = \sqrt{U_{\infty}^2 + (r\Omega)^2} \quad (8.36)$$

$$U_{rel} = U_{\infty} \sqrt{1 + \lambda_r^2} \quad (8.37)$$

$$\sin(\varphi) = \frac{U_{\infty}(1 - a)}{U_{rel}} \quad (8.38)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{\Omega r(1 + a')}{U_{rel}} \quad (8.39)$$

$$\alpha = \varphi - \theta_p \quad (8.40)$$

No cálculo do torque de partida a turbina está parada e, por isso, assume-se que a e a' são muito pequenos. Isso permite que (8.38) e (8.39) possam ser reescritos em (8.41) e (8.42).

$$\sin(\varphi) = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \quad (8.41)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{\Omega r}{U_{\infty} \sqrt{1 + \lambda_r^2}} = \frac{\lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \quad (8.42)$$

Ainda considerando a Figura 3.3 e assumindo que a e a' são muito pequenos, é possível afirmar que o ângulo de ataque na partida é alto. Como os dados polares geralmente estão disponíveis para uma faixa limitada de ângulo de ataque, os modelos de engenharia foram desenvolvidos para estender os dados para o chamado polar completo, onde o ângulo de ataque varia de -180° a 180° . Uma revisão dos coeficientes aerodinâmicos em altos ângulos de ataque é encontrada no trabalho de Lindenburg [44].

Uma comparação de métodos é encontrada em Skrzypinski et al. [59]. Como uma aproximação, assume-se que os desempenhos do perfil para grandes ângulos de ataque são independentes da forma do perfil. Portanto, o desempenho de um perfil para alto ângulo de ataque pode ser obtido a partir dos coeficientes de placa plana. Os coeficientes de sustentação e arrasto para esse caso podem ser calculados por (8.43) e (8.44) [27], [39] e [40].

$$C_l = \sin(2\alpha) = 2\sin(\alpha)\cos(\alpha) \quad (8.43)$$

$$C_d = 1 - \cos(2\alpha) = 2\sin^2(\alpha) \quad (8.44)$$

Retomando a equação do torque (ver capítulo 3, subseção 3.3), tem-se (8.45).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 (C_l \sin(\varphi) - C_d \cos(\varphi)) cr \quad (8.45)$$

Substituindo (8.41) e (8.42) em (8.45), tem-se (8.47).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 \left(C_l \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) - C_d \left(\frac{\lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \right) cr \quad (8.46)$$

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 cr \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) (C_l - C_d \lambda_r) \quad (8.47)$$

Substituindo (8.43) e (8.44) em (8.47), tem-se (8.49).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 cr \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) (2 \text{sen}(\alpha) \cos(\alpha) - 2 \text{sen}^2(\alpha) \lambda_r) \quad (8.48)$$

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 cr \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \text{sen}(\alpha) (\cos(\alpha) - \text{sen}(\alpha) \lambda_r) \quad (8.49)$$

Para escrever (8.49) em função do ângulo de *pitch*, usa-se (8.40) e as relações trigonométricas em (8.50) e (8.51).

$$\text{sen}(\alpha) = \text{sen}(\varphi - \theta_p) = \text{sen}(\varphi) \cos(\theta_p) - \text{sen}(\theta_p) \cos(\varphi) \quad (8.50)$$

$$\cos(\alpha) = \cos(\varphi - \theta_p) = \cos(\varphi) \cos(\theta_p) + \text{sen}(\varphi) \text{sen}(\theta_p) \quad (8.51)$$

Substituindo (8.41) e (8.42) em (8.50), tem-se (8.53).

$$\text{sen}(\alpha) = \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \cos(\theta_p) - \text{sen}(\theta_p) \left(\frac{\lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \quad (8.52)$$

$$\text{sen}(\alpha) = \frac{\cos(\theta_p) - \text{sen}(\theta_p) \lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \quad (8.53)$$

Substituindo (8.41) e (8.42) em (8.51), tem-se (8.55).

$$\cos(\alpha) = \left(\frac{\lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \cos(\theta_p) + \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \text{sen}(\theta_p) \quad (8.54)$$

$$\cos(\alpha) = \frac{\lambda_r \cos(\theta_p) + \text{sen}(\theta_p)}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \quad (8.55)$$

Usando apenas a parte trigonométrica de (8.49), TRIG, tem-se (8.56).

$$TRIG = \text{sen}(\alpha) (\cos(\alpha) - \text{sen}(\alpha) \lambda_r) \quad (8.56)$$

Substituindo (8.53) e (8.55) em (8.56), tem-se (8.61).

$$TRIG = \left(\frac{\cos(\theta_p) - \text{sen}(\theta_p) \lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \left(\left(\frac{\lambda_r \cos(\theta_p) + \text{sen}(\theta_p)}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) - \left(\frac{\cos(\theta_p) - \text{sen}(\theta_p) \lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \lambda_r \right) \quad (8.57)$$

$$TRIG = \left(\frac{\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \left(\left(\frac{\lambda_r \cos(\theta_p) + \sin(\theta_p)}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) - \left(\frac{\lambda_r \cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r^2}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \right) \quad (8.58)$$

$$TRIG = \left(\frac{\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \left(\frac{\sin(\theta_p)(1 + \lambda_r^2)}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \quad (8.59)$$

$$TRIG = \left(\frac{(1 + \lambda_r^2)}{(\sqrt{1 + \lambda_r^2})^2} \right) \sin(\theta_p)(\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.60)$$

$$TRIG = \sin(\theta_p)(\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.61)$$

Substituindo (8.61) em (8.49), tem-se (8.62).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho U_{rel}^2 cr \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \sin(\theta_p)(\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.62)$$

Substituindo (8.37) em (8.62), o torque de partida pode ser calculado por (8.64).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho \left(U_\infty \sqrt{1 + \lambda_r^2} \right)^2 cr \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_r^2}} \right) \sin(\theta_p)(\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.63)$$

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho cr U_\infty^2 (1 + \lambda_r^2)^{\frac{1}{2}} \sin(\theta_p)(\cos(\theta_p) - \sin(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.64)$$

A equação do torque de partida pode ser simplificada utilizando a relações trigonométrica em (8.65).

$$\sin(2x) = 2\sin(x)\cos(x) \quad (8.65)$$

Desenvolvendo (8.64) e usado (8.65), tem-se (8.68).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} B \rho cr U_\infty^2 (1 + \lambda_r^2)^{\frac{1}{2}} (\sin(\theta_p)\cos(\theta_p) - \sin^2(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.66)$$

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{4} B \rho cr U_\infty^2 (1 + \lambda_r^2)^{\frac{1}{2}} (2\sin(\theta_p)\cos(\theta_p) - 2\sin^2(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.67)$$

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{4} B \rho cr U_\infty^2 (1 + \lambda_r^2)^{\frac{1}{2}} (\sin(2\theta_p) - 2\sin^2(\theta_p)\lambda_r) \quad (8.68)$$

Algumas considerações precisam ser feitas em (8.68) para que seja possível discutir de maneira clara e direta a influência da geometria da pá no torque de partida. Assumindo que a pá está partindo do repouso, na iminência de acelerar, a taxa de velocidade de ponta é aproximadamente zero ($\lambda_r \cong 0$). Sendo assim, pode-se assumir que $2\sin^2(\theta_p)\lambda_r \cong 0$. Logo a equação completa do torque de partida em (8.64) pode ser simplificada por uma aproximação em

(8.69).

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{4} B \rho c r U_{\infty}^2 (1 + \lambda_r^2)^{\frac{1}{2}} \sin(2\theta_p) \quad (8.69)$$

Observando (8.69) é possível notar que o ângulo de *pitch* é o principal responsável pelo torque de partida para cada valor de velocidade de fluido. Portanto, é plausível afirmar que se θ_p for predominante negativo ao longo da pá, o torque será pequeno ou mesmo negativo e, consequentemente, a turbina demorará para partir ou até mesmo não conseguirá acelerar. Em alguns casos, ainda que a turbina consiga partir, podem ser necessários valores altos de velocidade do fluido e isso pode reduzir a faixa de operação da turbina (maior tempo em repouso). Portanto é importante que o projetista analise a geometria ótima da pá e o torque de partida em conjunto.

Observando simultaneamente (8.69) e a Figura 8.7, é possível notar que a região da raiz da pá é a maior responsável pelo torque de partida. É importante ressaltar que na velocidade rotacional nominal da turbina, a região da raiz da pá passa a ser responsável por suportar os esforços mecânicos e o torque passa a ter a maior contribuição proveniente da região de ponta da pá.

8.5.2 Inércia

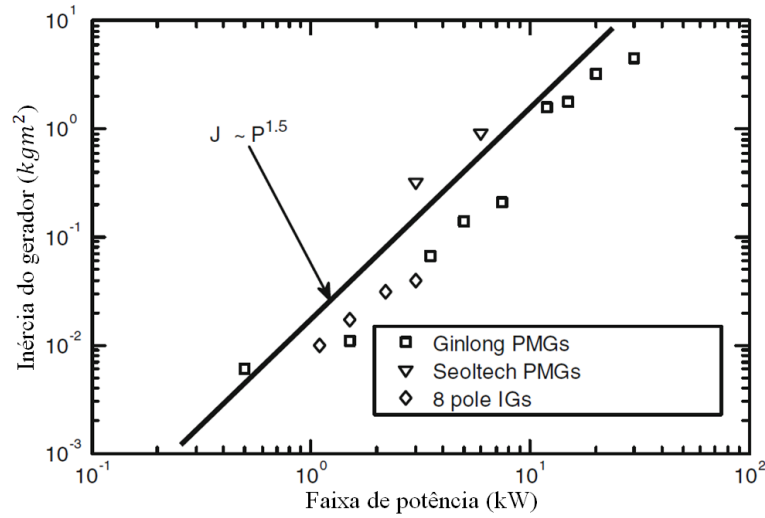
Wood [52] propôs um método para estimar a inércia (J) das pás da turbina, (8.70).

$$J = B \rho_L A_p R^5 \left[\int (cr)^2 dr + \frac{A_p}{12} \left(\int c^4 \cos^2 \theta_p dr + A_p^2 \int c^4 \sin^2 \theta_p dr \right) \right] \quad (8.70)$$

Sendo ρ_L a massa específica da pá e A_p , a área dimensional do perfil aerodinâmico. Esse método foi validado utilizando dados reais de uma turbina [52].

Na Figura 8.9 é mostrado alguns dados de turbinas de pequeno porte: inércia do gerador elétrico em função da faixa de potência. Os resultados não são precisos a ponto de serem usados com propriedade em novos projetos de turbinas, mas podem ser usadas como estimativas uma vez que o trem de potência da turbina envolve inúmeros componentes mecânicos e calcular a inércia de todo esse conjunto se torna complexo.

Figura 8.9 – Inércia do gerador elétrico em função da faixa de potência para turbinas de pequeno porte.



Fonte: adaptado de [52].

8.5.3 Taxa de variação de velocidade na partida

A taxa de variação de velocidade do rotor da turbina pode ser calculada por (8.71), [23]. O sinal negativo indica apenas o sentido de rotação do eixo.

$$-\frac{d\omega_{rm}}{dt} = \frac{Q_{mec} - (Q_{el} + Q_{perd\ mec} + Q_{perd\ el})}{J} \quad (8.71)$$

Sendo os subscritos referentes ao torque mecânico para “mec”, elétrico para “el”, perdas mecânicas para “perd mec” e perdas elétricas para “perd el”. É comum o torque elétrico ser representado por “ T ”, mas na modelagem das forças aerodinâmicas e mecânicas feitas até aqui aquela letra é usada para representar o empuxo.

Na partida não há carga na saída do gerador, justamente para que a turbina acelere. Por isso, é possível simplificar (8.71) em (8.72). Sendo Q_{mec} o próprio torque de partida e $Q_{perd\ mec}$, a resistência do trem de potência.

$$-\frac{d\omega_{rm}}{dt} = \frac{Q_{mec} - Q_{perd\ mec}}{J} \quad (8.72)$$

A princípio, a resistência do trem de potência é assumida constante porque é característica do conjunto físico da turbina. É sabido que essa resistência muda ao longo do tempo com os desgastes dos materiais que compõem o sistema e é influenciada pelas manutenções preventivas. De todo modo, ela não varia em função dos pontos de operação da turbina. Tendo o conhecimento

disso, fica claro observar que a taxa de variação de velocidade é diretamente proporcional ao torque de partida e inversamente proporcional à inércia.

O torque de partida pode ser gerenciado como discutido na seção 8.5.1 e a inércia dependerá do material da pá, que deve ser tão leve quanto resistente para suportar as cargas que atuam sobre a pá.

8.6 Considerações

O cálculo da geometria ótima da pá é baseado no ângulo de ataque de máxima eficiência de um perfil, considerado o melhor para aquela aplicação. Em sequência os valores das velocidades do fluido e do eixo do rotor da turbina são usados para calcular a corda e ângulo de torção em função do raio. Esse procedimento é feito para garantir o maior aproveitamento de energia na velocidade do fluido de maior ocorrência, mas os resultados dos ângulos de torção devem ser analisados para que a velocidade necessária para a turbina partir não seja alta. Na situação em que essa velocidade de entrada é alta, a faixa de velocidade do fluido em que a turbina opera é pequena. Se isso ocorrer, é possível que a turbina permaneça maior tempo parada do que em operação.

9 Gerador elétrico e conversor eletrônico de potência

9.1 Contextualização

Este capítulo apresenta as modelagens matemáticas do gerador elétrico e do conversor eletrônico de potência que são utilizadas neste trabalho para TTTEH. Essas modelagens são usadas para simulação do conjunto turbina, gerador elétrico e conversor eletrônico de potência, assim como também para implementação das estratégias de controle e MPPT.

9.2 Gerador elétrico

Os sistemas TTTEH, principalmente os sistemas eólicos, podem ser classificados quanto à velocidade de rotação em que operam: variável ou aproximadamente constante. Na topologia com velocidade de rotação aproximadamente constante são utilizados sistemas de engrenagem de alguns estágios, cujo objetivo é adequar a baixa rotação do eixo do rotor da turbina com a do eixo do gerador elétrico. Nessa topologia os geradores elétricos utilizados são de indução com rotor em gaiola. Na topologia com velocidade de rotação variável podem ser utilizados ou não sistemas de engrenagem. Uma das vantagens dessa topologia é a possibilidade de implementar estratégias de controle de MPPT em função da velocidade do eixo do rotor da turbina. Nessa topologia os geradores elétricos utilizados podem ser de indução com rotor bobinado duplamente alimentado, síncronos com campo excitado eletricamente ou GSIP.

9.2.1 Seleção do gerador elétrico

O GSIP foi escolhido para integrar o projeto de turbina em estudo neste trabalho por apresentar vantagens em relação aos demais citados [23] e [39]. Algumas dessas vantagens são:

- Não há necessidade de um circuito secundário para alimentação e controle do campo, pois o campo é excitado pelo próprio ímã do gerador elétrico;
- Pode ter acoplamento direto entre o eixo do rotor da turbina e o do gerador elétrico, devido ao fato de possuir uma quantidade relativamente grande de polos. Isso porque na máquina síncrona a frequência elétrica é diretamente proporcional ao produto da velocidade de rotação mecânica pelo número de polos. Sendo assim, as tensões por fase induzidas nesse tipo de máquina serão relativamente altas, mesmo em baixa rotação, porque são proporcionais à frequência elétrica.
- Quando o acoplamento entre o eixo do rotor da turbina e o do gerador elétrico é direto, não há a necessidade de um sistema de engrenagem. Esse sistema de transmissão introduz perdas mecânicas ao sistema. Atualmente essas perdas são

muito pequenas devido à utilização de multiplicadores com engrenagens planetárias de simples estágio de alta eficiência [60];

- O uso do conjunto gerador elétrico e conversor eletrônico de potência viabiliza o controle ótimo com implementação de estratégias de MPPT para toda a faixa de velocidade de fluido em que a turbina pode operar. A partir desse controle também é possível controlar as potências ativa e reativa na saída do conversor eletrônico de potência, evitando sistemas secundários para esse fim.

Algumas das desvantagens do GSIP são:

- O preço dessas máquinas ainda é alto devido ao elevado custo dos materiais magnéticos;
- O fluxo magnético do ímã pode sofrer alterações sob grandes variações de temperatura, influenciando diretamente nas tensões induzidas de fase, na produção de conjugado e na precisão das estratégias de controle elaboradas com base no fluxo magnético por polo da máquina.

9.2.2 Transformação de variáveis e de referenciais do GSIP

Os cálculos das variáveis trifásicas de tensão, corrente e fluxo concatenado da máquina síncrona é uma tarefa dificultosa e complexa. Por isso é utilizado o conceito de Vetor Complexo Variável (ou Vetor Espacial Variável) que permite expressar as variáveis trifásicas da máquina síncrona em uma forma mais compacta, através da representação de variáveis genéricas bifásicas. Assim as equações da máquina tornam-se significativamente simples. Complementarmente a esse conceito é utilizado o de Transformação de Eixo Referencial da máquina. Esse referencial pode ser o do rotor, do estator ou um rotacional genérico [61] e [62].

Quando a transformação relaciona as variáveis trifásicas abc no terminal da máquina com o Vetor Complexo Variável no referencial do estator da máquina $\alpha\beta$, denomina-se transformada de Clark e pode ser calculada por (9.1) e (9.2). As frequências angulares das variáveis bifásicas e trifásicas são iguais nesse caso porque o referencial é o mesmo (estacionário). A vantagem dessa transformação é a representação compacta das variáveis trifásicas em bifásicas.

Transformação da representação abc para $\alpha\beta$ no referencial estacionário.

$$\begin{bmatrix} f_{\alpha s} \\ f_{\beta s} \\ f_{0s} \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & -\frac{\sqrt{3}}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{as} \\ f_{bs} \\ f_{cs} \end{bmatrix} \quad (9.1)$$

Transformação da representação $\alpha\beta$ para abc no referencial estacionário.

$$\begin{bmatrix} f_{as} \\ f_{bs} \\ f_{cs} \end{bmatrix} = \frac{3}{2} \begin{bmatrix} \frac{2}{3} & 0 & \frac{2}{3} \\ -\frac{1}{3} & -\frac{1}{\sqrt{3}} & \frac{2}{3} \\ -\frac{1}{3} & \frac{1}{\sqrt{3}} & \frac{2}{3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{\alpha s} \\ f_{\beta s} \\ f_{0s} \end{bmatrix} \quad (9.2)$$

Sendo f as variáveis de tensão ou corrente; os subscritos as , bs e cs as variáveis trifásicas do estator; os subscritos αs e βs as variáveis bifásicas do estator; e o subscrito $0s$ a componente de sequência zero do estator. Se o sistema é equilibrado, tem-se $f_{as} + f_{bs} + f_{cs} = 0$ e consequentemente $f_{0s} = 0$.

A fração que multiplica as matrizes de ordem 3x3 em (9.1) e (9.2) é arbitrária, podendo ser $2/3$ quando se pretende manter a amplitude da tensão ou corrente e $\sqrt{3}/2$ quando se pretende manter o valor de potência. Neste trabalho, optou-se por manter as amplitudes de corrente e tensão.

Quando a transformação relaciona o Vetor Complexo Variável no referencial do estator da máquina $\alpha\beta$ com um Vetor Complexo Variável no referencial do rotor da máquina dq , denomina-se transformada de Park e pode ser calculada por (9.3) e (9.4). A transformação de referencial rotativo serve para eliminar o acoplamento senoidal entre o circuito do estator e do rotor. A vantagem dessa transformação é a representação das variáveis trifásicas abc ou bifásicas $\alpha\beta$ em sinais constantes, pois o referencial girante é sincronizado com a frequência elétrica. Esse referencial também é chamado síncrono.

- a) Transformação da representação $\alpha\beta$ no referencial estacionário para a dq no referencial síncrono.

$$\begin{bmatrix} f_{qs}^e \\ f_{ds}^e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_e) & -\sin(\theta_e) \\ \sin(\theta_e) & \cos(\theta_e) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{\alpha s} \\ f_{\beta s} \end{bmatrix} \quad (9.3)$$

- b) Transformação da representação dq no referencial síncrono para a $\alpha\beta$ no referencial estacionário.

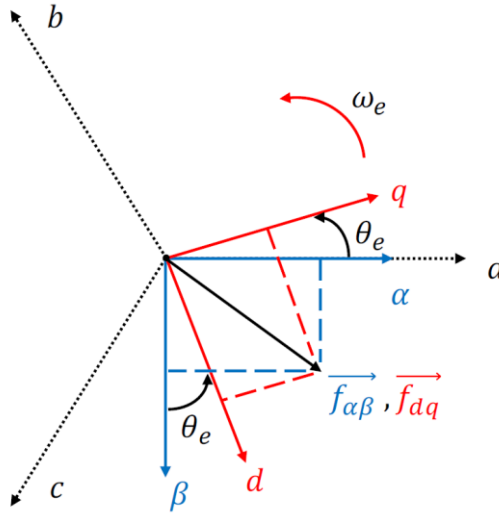
$$\begin{bmatrix} f_{\alpha s} \\ f_{\beta s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_e) & \sin(\theta_e) \\ -\sin(\theta_e) & \cos(\theta_e) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{qs}^e \\ f_{ds}^e \end{bmatrix} \quad (9.4)$$

Sendo os subscritos ds e qs os sinais constantes de eixos direto e de quadratura; o

sobrescrito e o referencial síncrono; e θ_e o ângulo de fase das tensões do estator.

Na Figura 9.1 é mostrada a convenção adotada e a relação para as transformações e referenciais citados.

Figura 9.1 – Convenções adotadas para os eixos de referencial síncrono e estacionário.



Fonte: [63].

9.2.3 Modelagem matemática do GSIP

A modelagem matemática do GSIP é feita no referencial síncrono dq (girante sincronizado com o rotor do gerador) devido às simplificações comentadas na subseção anterior. As equações utilizadas são as da máquina síncrona à ímã permanente, que são as mesmas do GSIP, porém a diferença é que este é modelado com as correntes no sentido negativo e, consequentemente, o eixo gira em sentido inverso ao modo motor [61] e [62]. Portanto as equações da máquina são calculadas por (9.5) a (9.17):

a) Tensão:

$$v_{ds}^e = r_s i_{ds}^e - \omega_e \lambda_{qs}^e + \frac{d\lambda_{ds}^e}{dt} \quad (9.5)$$

$$v_{qs}^e = r_s i_{qs}^e + \omega_e \lambda_{ds}^e + \frac{d\lambda_{qs}^e}{dt} \quad (9.6)$$

$$v_{kd}^e = r_{kd} i_{kd}^e + \frac{d\lambda_{kd}^e}{dt} \quad (9.7)$$

$$v_{kq}^e = r_{kq} i_{kq}^e + \frac{d\lambda_{kq}^e}{dt} \quad (9.8)$$

Sendo v , i e λ as tensões, correntes e fluxos concatenados, respectivamente; os subscritos ds , qs refere-se às variáveis do estator nos eixos d e q , respectivamente; os subscritos kd e kq refere-se às variáveis do enrolamento de amortecimento do rotor nos eixos d e q , respectivamente; r_s a resistência do estator; o sobrescrito e refere-se ao referencial girante sincronizado com o rotor; e ω_e a velocidade do rotor do gerador em radiano elétrico.

b) Fluxo concatenado:

$$\lambda_{ds}^e = (L_{ls} + L_{md})i_{ds}^e + L_{md}i_{kd}^e + \Lambda_{GSIP} \quad (9.9)$$

$$\lambda_{qs}^e = (L_{ls} + L_{mq})i_{qs}^e + L_{mq}i_{kq}^e \quad (9.10)$$

$$\lambda_{kd}^e = (L_{lkd} + L_{md})i_{kd}^e + L_{md}i_{ds}^e + \Lambda_{GSIP} \quad (9.11)$$

$$\lambda_{kq}^e = (L_{lkq} + L_{mq})i_{kq}^e + L_{mq}i_{qs}^e \quad (9.12)$$

Sendo L_{ls} e L_{md} as indutâncias de dispersão e magnetização, respectivamente; e Λ_{GSIP} o fluxo magnético produzido pelo ímã.

c) Torque eletromagnético:

$$T_e = \frac{3}{2}P_p(\lambda_{ds}i_{qs} - \lambda_{qs}i_{ds}) \quad (9.13)$$

$$T_e = \frac{3}{2}P_p[\Lambda_{GSIP}i_{qs} - (L_{ds} - L_{qs})i_{qs}i_{ds}] \quad (9.14)$$

Sendo T_e o torque eletromagnético; P_p o número de pares de polos.

d) Potência:

$$P_{eativa} = \frac{3}{2}(v_{ds}i_{ds} + v_{qs}i_{qs}) \quad (9.15)$$

$$P_{ereativa} = \frac{3}{2}(v_{qs}i_{ds} - v_{ds}i_{qs}) \quad (9.16)$$

$$P_{ecobre} = \frac{3}{2}r_s(i_{ds}^2 + i_{qs}^2) + \frac{3}{2}r_s(i_{kd}^2 + i_{kq}^2) \quad (9.17)$$

Sendo P_e a potência elétrica; os subscritos *ativa*, *reativa* e *cobre* o tipo de potência elétrica. Para o *cobre*, define-se como perda elétrica ou potência dissipada.

9.2.4 Curvas características de torque e potência de uma TTHER

A partir do método BEMT implementado neste trabalho (ver capítulo 7) é possível calcular o torque e potência mecânica do rotor da turbina. Esses cálculos são funções da velocidade do fluido. A taxa de variação de velocidade rotacional do eixo do conjunto (turbina e gerador) depende dos torques mecânico e elétrico do conjunto, além da inércia do conjunto. Essa taxa de variação de velocidade pode ser calculada por (9.18) [23], [24], [61] e [62].

$$-\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{T_m - (T_{m_{perdas}} + T_e + T_{e_{perdas}})}{J} \quad (9.18)$$

Sendo T_m o torque mecânico resultante da interação do fluido com as pás do rotor da turbina, J a inércia do conjunto; ω_m a velocidade mecânica do eixo do gerador; os subscritos *perdas* são as perdas por algum tipo de resistência.

As curvas característica da TTTHEH geralmente são obtidas por (9.18), considerando-se que não há carga elétrica na saída do gerador, ou seja, $T_e = 0$. Nessa condição as Figura 9.2 e Figura 9.3 mostram as curvas características genéricas de torque e potência de uma TTTHEH com ângulo de *pitch* fixo para diferentes velocidades do fluido, destacando o ponto de máxima potência (*Maximum Power Point*, MPP).

Figura 9.2 – Torque mecânico em função da velocidade do fluido, destacando o MPP.

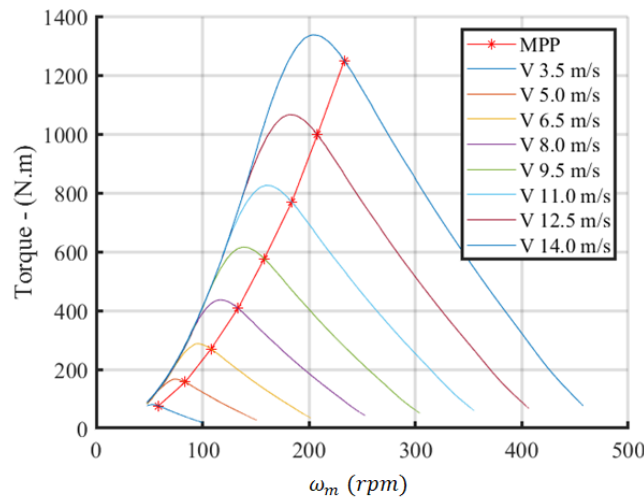
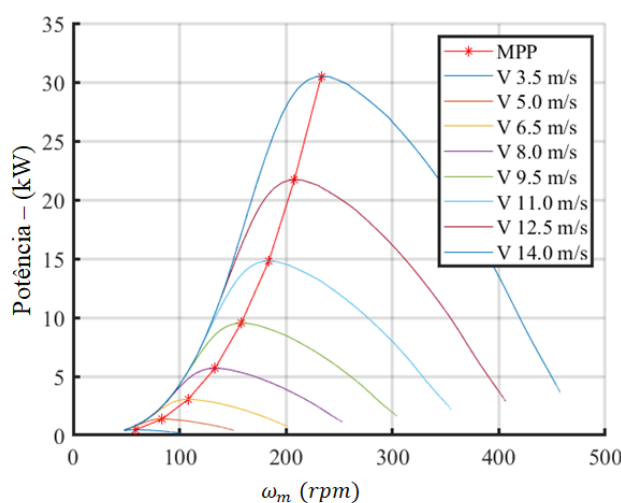


Figura 9.3 – Potência mecânica em função da velocidade do fluido, destacando o MPP.



O conhecimento do MPP é importante para a operação do conjunto turbina, gerador e conversor eletrônico de potência. A estratégia de controle implementada no controlador do conversor eletrônico de potência deve ser utilizada para configurar o conjunto com algumas das finalidades sendo rastrear e operar no MPP.

9.2.5 Curvas característica de uma TTTEH com variação do ângulo de *pitch*

Conforme discutido em (8.69), o ângulo de *pitch* é diretamente proporcional ao torque de partida da turbina. Logo, a partir de (8.69) e (8.71), conclui-se que o controle desse ângulo influencia diretamente no torque e tempo de partida da turbina.

Na Figura 9.4 são mostradas ilustrativamente as curvas de potência mecânica de saída de uma turbina para cada valor do ângulo de *pitch* em uma condição de velocidade do fluido a 5 m/s. Utilizou-se uma turbina eólica de três pás, raio de 3 m e potência nominal de 10 kW a 12,50 m/s para essa ilustração, na qual não se considerou a informação da inércia da pá da turbina. De todo modo, essa informação pode ser obtida a partir de (8.70), conforme discutido no Capítulo 8. A influência da inércia resulta em um deslocamento no eixo horizontal das curvas, resultado em uma condição de partida mais lenta. A curva em cor preto representa a turbina em condição normal de *pitch* fixo, θ_p . A curva em cor azul celeste representa a turbina em condição de *pitch* $\theta_p = 4$. Observa-se que próximo à velocidade de *cut-in* ($U_\infty = 5\text{ m/s}$) da turbina é possível aumentar a potência de saída e proporcionar um tempo de partida menor com o aumento do ângulo de *pitch*. Além de contribuir para reduzir a velocidade de *cut-in* da turbina e o tempo de partida da turbina, isso proporciona maior geração de energia. Essa melhor eficiência mecânica em função da

variação do ângulo de *pitch* pode ser observada na Figura 9.5 na condição $\lambda > 10$ (condição de partida da turbina), na qual as curvas com $\theta_p > 0$ (curvas em cores azul celeste e rosa) apresentam maior coeficiente de potência.

Figura 9.4 – Potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de *pitch* ($U_\infty = 5m/s$).

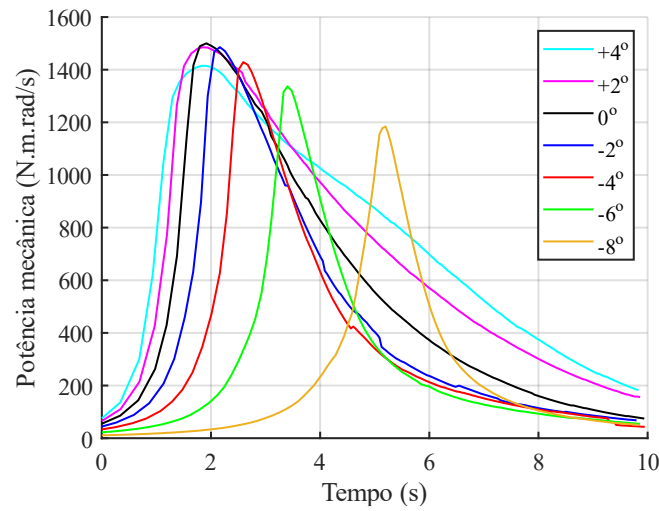
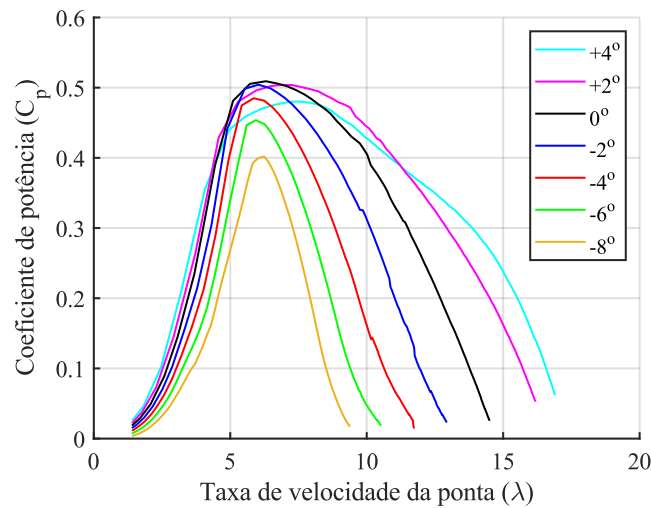


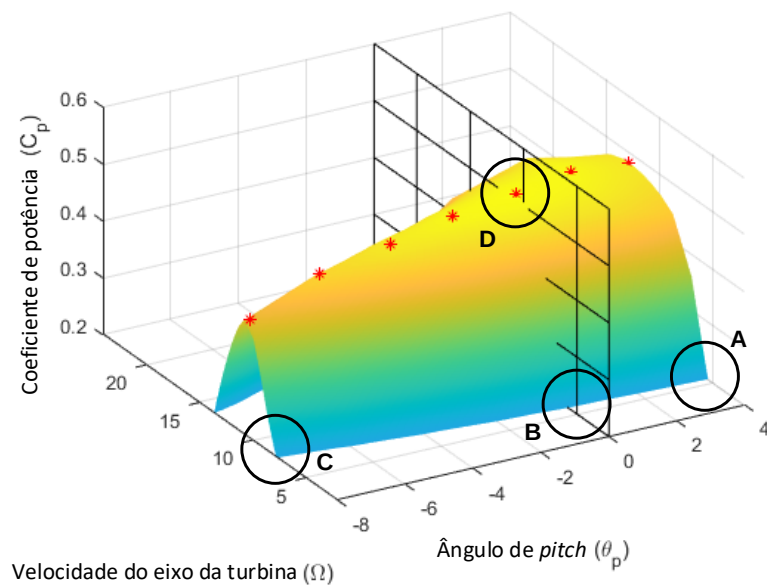
Figura 9.5 – Coeficiente de potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de *pitch* ($U_\infty = 5m/s$).



Na Figura 9.6 é apresentado um gráfico de três eixos para ilustrar e discutir de forma simplificada a interação entre as variáveis C_p , Ω e θ_p . No ponto A, destaca-se a condição de partida da turbina, em que a aceleração é maior devido ao aumento de θ_p . É possível observar um valor

mínimo de C_p para a menor velocidade do eixo da turbina mostrada no gráfico (há valores de $C_p > 0$ para $\Omega \sim 5$). Nos pontos B e C, a aceleração da turbina na condição de partida é menor se comparada ao ponto A (há valores de $C_p > 0$ para $\Omega \sim 8$). Isso se deve à diminuição de θ_p . No ponto D, dentro do intervalo $0 < \theta_p < 4$, o controle do ângulo de *pitch* permite a turbina funcionar em uma maior faixa de operação próxima ao maior MPP da superfície do gráfico para essa condição de velocidade de fluido. Os símbolos * em vermelho representam os pontos máximos para cada curva com θ_p fixo.

Figura 9.6 – Curvas de coeficiente de potência em função de Ω e θ_p ($U_\infty = 5m/s$).



Analisando nas Figura 9.7 e Figura 9.8 (nas quais não se considerou a informação da inércia da pá da turbina, mas pode ser obtida a partir de (8.70), conforme discutido no Capítulo 8) resultados de simulação da mesma turbina para uma condição de velocidade de fluido $U_\infty = 12 m/s$, observa-se que o tempo de partida da turbina é menor do que no caso de $U_\infty = 5m/s$, consequência de um maior torque mecânico resultante do fluxo de massa. Mesmo assim, é possível reduzir esse tempo de partida, conforme discutido nas Figura 9.4 a Figura 9.6. A curva em cor rosa representa a turbina em condição de *pitch* $\theta_p = 2$. Observa-se que, próximo à velocidade nominal de fluido ($U_\infty = 12,50 m/s$) do projeto da turbina, é possível aumentar a potência de saída e proporcionar um tempo de partida menor com o aumento do ângulo de *pitch* quando comparado à curva em cor preta.

Portanto, o controle do ângulo de *pitch* é importante nas estratégias de MPPT e,

consequentemente, melhora o desempenho do sistema de conversão de energia.

Figura 9.7 – Potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de *pitch* ($U_{\infty} = 12\text{m/s}$).

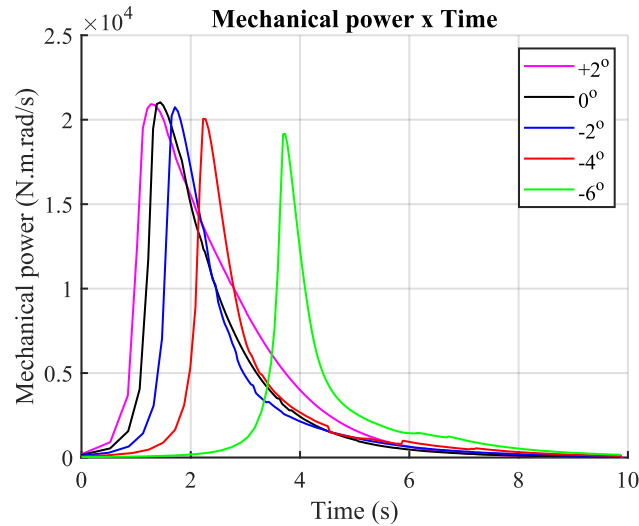
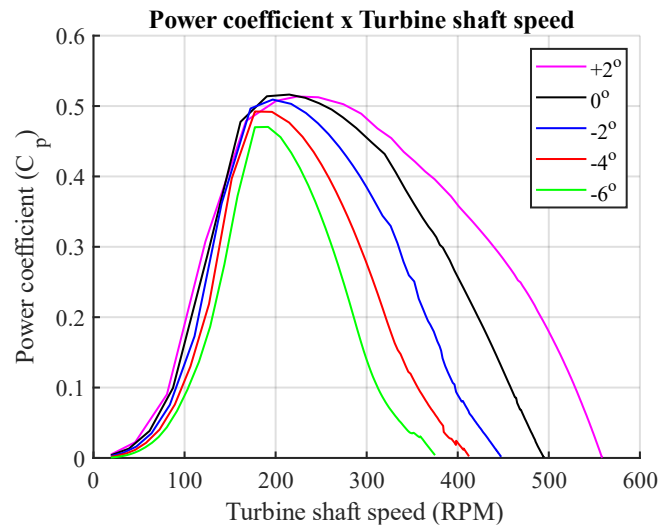


Figura 9.8 – Coeficiente de potência mecânica em função do tempo e variação do ângulo de *pitch* ($U_{\infty} = 12\text{m/s}$).



9.3 Estratégias de MPPT

A partir da Figura 9.3 é possível observar que a potência máxima existe para um único valor de velocidade rotacional, quando se considera uma velocidade constante do fluido. Consequentemente haverá apenas um valor para o coeficiente de potência e um para a taxa de

velocidade de ponta que pode ser reescrita como em (9.19). Portanto, a velocidade do eixo do gerador da turbina deve ser controlada em função da velocidade do fluido para que a turbina opere no MPP.

$$\lambda_{MPP} = \frac{\omega_{m_{MPP}} R}{U} \quad (9.19)$$

Logo a equação da potência mecânica (P_m) no MPP ($P_{m_{MPP}}$) pode ser reescrita por (9.20).

$$P_{m_{MPP}} = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 C_{p_{MPP}} U^3 \quad (9.20)$$

Substituindo (9.19) em (9.20), obtém-se (9.22).

$$P_{m_{MPP}} = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 C_{p_{MPP}} \left(\frac{\omega_{m_{MPP}} R}{\lambda_{MPP}} \right)^3 \quad (9.21)$$

$$P_{m_{MPP}} = \frac{1}{2} \rho \pi R^5 \left(\frac{C_{p_{MPP}}}{\lambda_{MPP}^3} \right) \omega_{m_{MPP}}^3 \quad (9.22)$$

Com o conhecimento prévio das curvas características da turbina, mostradas na Figura 9.3, é possível calcular $C_{p_{MPP}}$ e λ_{MPP} . Assim é possível se obter a relação em (9.23).

$$\frac{1}{2} \rho \pi R^5 \left(\frac{C_{p_{MPP}}}{\lambda_{MPP}^3} \right) = K_{MPP} \quad (9.23)$$

Sendo K_{MPP} uma constante para cada valor de velocidade do fluido.

Portanto, considerando (9.22) e (9.23), pode-se calcular a única velocidade rotacional que resultará na potência máxima. Essas duas variáveis podem ser utilizadas para a referência do controle com MPPT, o que dependerá do método utilizado.

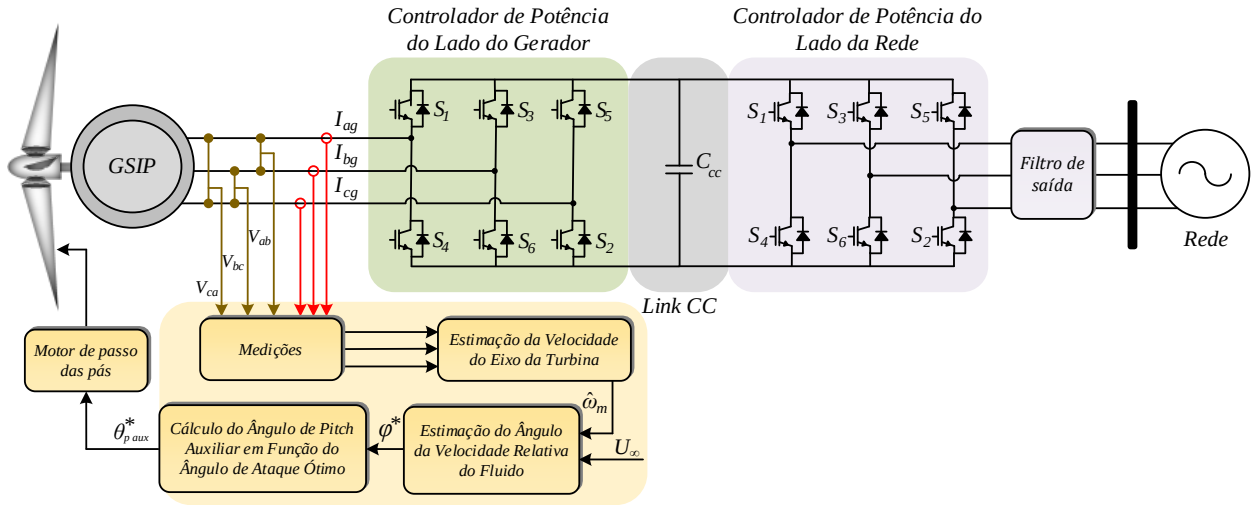
Como a potência pode ser calculada com o produto do torque pela velocidade de rotação, o torque no ponto de MPP pode ser calculado por (9.24).

$$T_{m_{MPP}} = \frac{1}{2} \rho \pi R^5 \left(\frac{C_{p_{MPP}}}{\lambda_{MPP}^3} \right) \omega_{m_{MPP}}^2 \quad (9.24)$$

9.3.1 Rastreamento do MPP sob uma abordagem mecânica

Conforme discutido na seção 9.2.5, o controle do ângulo de *pitch* é interessante para a maximização da extração de potência. O diagrama de blocos ilustrado na Figura 9.9 apresenta a metodologia para a estratégia de MPPT no que se refere ao controle do ângulo de *pitch* para uma maior eficiência aerodinâmica. Nas seções a seguir serão mostradas as estratégias de MPPT no que se refere às estratégias implementadas nos controladores do conversor eletrônico de potência, o qual será discutido na seção 9.4.

Figura 9.9 – Diagrama de blocos simplificado para ilustrar a estratégia de MPPT para uma abordagem fluidodinâmica-mecânica.



A partir da Figura 3.3 e das equações (3.8) e (3.9), tem-se que θ_p pode ser calculado por (9.25).

$$\theta_p = \text{atan}\left(\frac{U_\infty(1-a)}{\Omega r(1+a')}\right) - \alpha_{opt} \quad (9.25)$$

O ângulo α , sob o qual as pás da turbina estão submetidas, varia de acordo com o ponto de operação da turbina e é função das variáveis Ω , a e a' , considerando que a velocidade U_∞ e o ângulo θ_p são fixos. Assumindo que os valores dos fatores de indução são aqueles ótimos, $a = 1/3$ e $a' = 0$, α pode ser calculado (9.26).

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{2}{3} \frac{U_\infty}{\Omega r}\right) - \theta_p \quad (9.26)$$

Portanto, o MPP pode ser obtido em função do controle Ω para várias velocidades de fluido, de modo que a relação $U_\infty/\Omega r$ seja a mais próxima possível daquela do projeto otimizado da pá, $U_\infty/\Omega r \sim 1/\lambda_{opt}$. Onde λ_{opt} é a razão da velocidade de ponta para o ponto ótimo de operação da turbina.

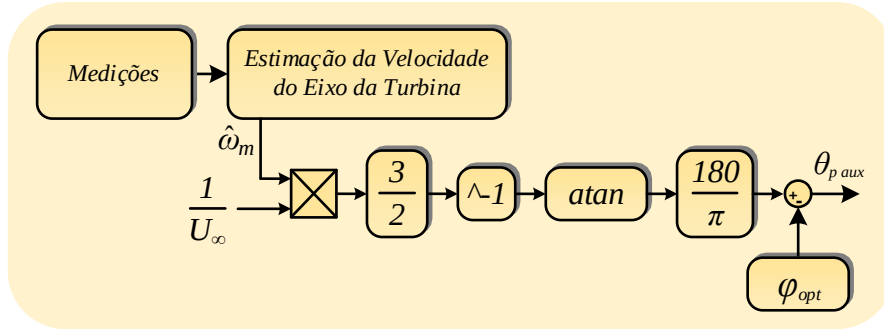
O controle de θ_p foi implementado de modo que o limite tenha como consequência o ângulo de ataque ótimo (α_{opt}). Assim, o valor de θ_p deve ser aquele que satisfaça a condição de que α sejam o mais próximo de α_{opt} , resultando em uma operação com melhor eficiência aerodinâmica para uma faixa maior de Ω .

Como θ_p é um valor fixo devido à geometria resultante do projeto otimizado da pá, foi introduzida uma variável auxiliar para o controle do pitch ($\theta_{p_{aux}}$). Portanto, para a turbina operar

em um ponto de maior eficiência aerodinâmica em uma dada condição de U_∞ e Ω , $\theta_{p_{aux}}$ deve ser um valor para atender a condição em que $\alpha \sim \alpha_{opt}$. Da equação (9.26) derivou-se a equação (9.29), a qual foi implementada por meio do diagrama de blocos ilustrado na Figura 9.10.

$$\theta_{p_{aux}} = \text{atan}\left(\frac{2}{3} \frac{U_\infty}{\Omega r}\right) - (\theta_p + \alpha) \quad (9.27)$$

Figura 9.10 – Diagrama de blocos da estratégia de MPPT mecânico.



9.3.2 Rastreamento do MPP sob uma abordagem elétrica

As estratégias de MPPT implementadas nos controladores de potência podem ser divididas em dois tipos básicos, um que requer previamente características específicas do sistema de conversão de energia (turbina, gerador e conversor eletrônico de potência) e um que se baseia em métodos de busca.

9.3.2.1 Controle Ótimo de Potência – COP

Para a implementação desse método é requerido, [64]:

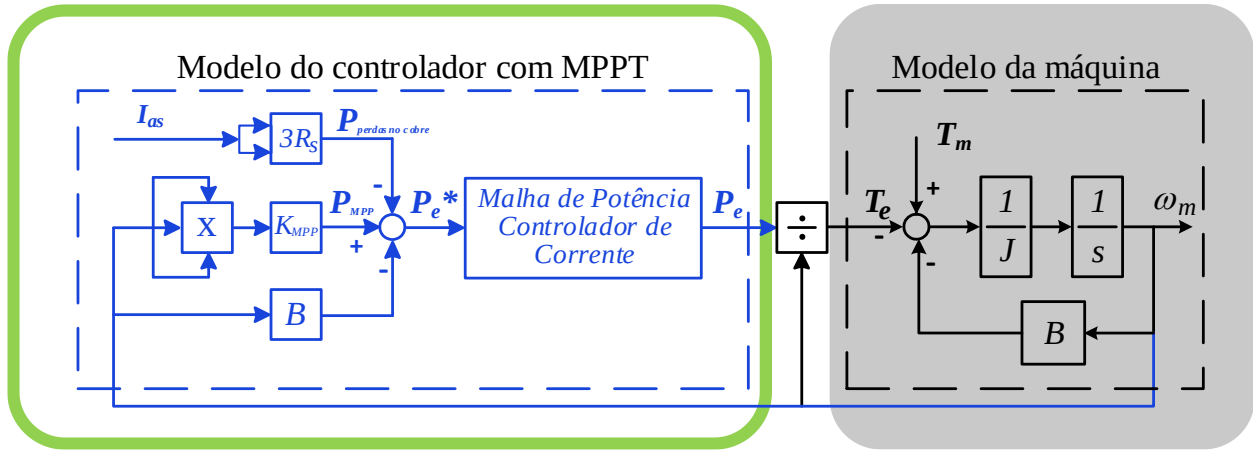
- Parâmetros da turbina: resistência do trem de potência, constante K_{MPP} ;
- Parâmetros do gerador: resistência do estator (r_s);
- Velocidade de rotação do rotor (pode ser medida ou estimada);
- Sensores de corrente e tensão.

As perdas mecânicas e elétrica são calculadas a partir dos parâmetros da turbina e do gerador, respectivamente. A potência mecânica máxima é calculada por (9.22) e (9.23), a partir da velocidade de rotação da turbina. Existem perdas magnéticas no núcleo do GSIP, porém não são calculadas devido à complexidade dos cálculos e ao fato do erro, causado por essa omissão, ser pequeno. Logo a potência de referência para o conversor pode ser calculada por (9.28).

$$P_e^* = P_{m_{MPP}} - P_{m_{perdas}} - P_{e_{perdas}} \quad (9.28)$$

Essa potência elétrica de referência é aplicada em função da tensão e corrente na entrada do conversor. Na Figura 9.11 é ilustrado o diagrama de blocos para o cálculo da potência de referência. Sendo I_{as} a corrente RMS de fase do GSIP e B a resistência mecânica do trem de potência.

Figura 9.11 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle ótimo de potência.



9.3.2.2 Controle Ótimo de Torque – COT

Para a implementação desse método é requerido, [64]:

- Parâmetros da turbina: resistência do trem de potência, constante K_{MPP} ;
- Velocidade de rotação do rotor (pode ser medida ou estimada);
- Sensores de corrente e tensão.

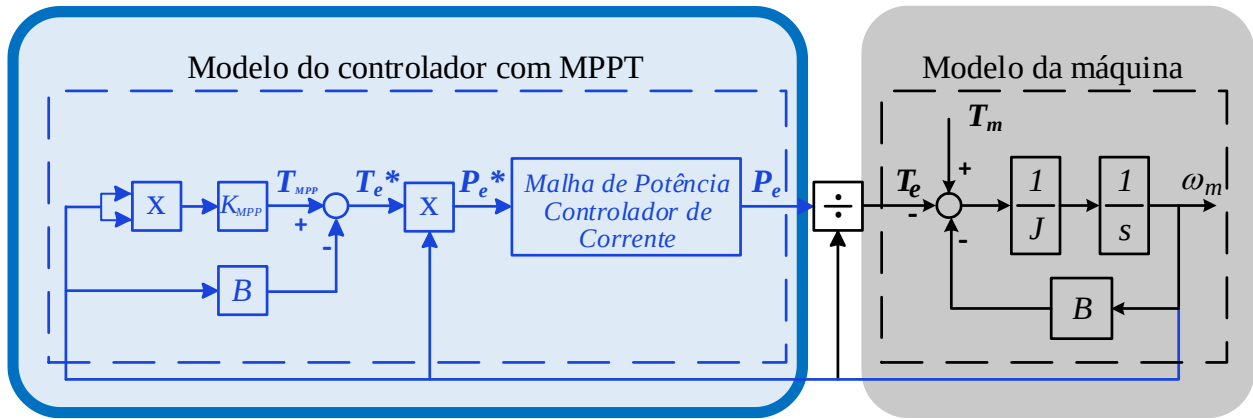
O torque proveniente da resistência mecânica é calculado a partir da resistência do trem de potência. O torque mecânico para o MPP é calculado por (9.24), a partir da velocidade de rotação da turbina. Logo o torque de referência para o conversor pode ser calculado por (9.29).

$$T_e^* = T_{m_{MPP}} - T_{m_{perdas}} \quad (9.29)$$

A literatura indica que esse método reduz perdas elétricas no gerador [65]. Porém é necessário fazer o controle das três tensões do gerador, o que implica na utilização de conversores eletrônicos de potência do tipo retificador controlado por PWM [24].

Na Figura 9.12 é ilustrado o diagrama de blocos para o cálculo do torque de referência.

Figura 9.12 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle ótimo de torque.



9.3.2.3 Controle Ótimo de TSR – COTSR

TSR, do inglês *Tip Speed Ratio*, é o mesmo λ conhecido. Para a implementação desse método é requerido, [66]:

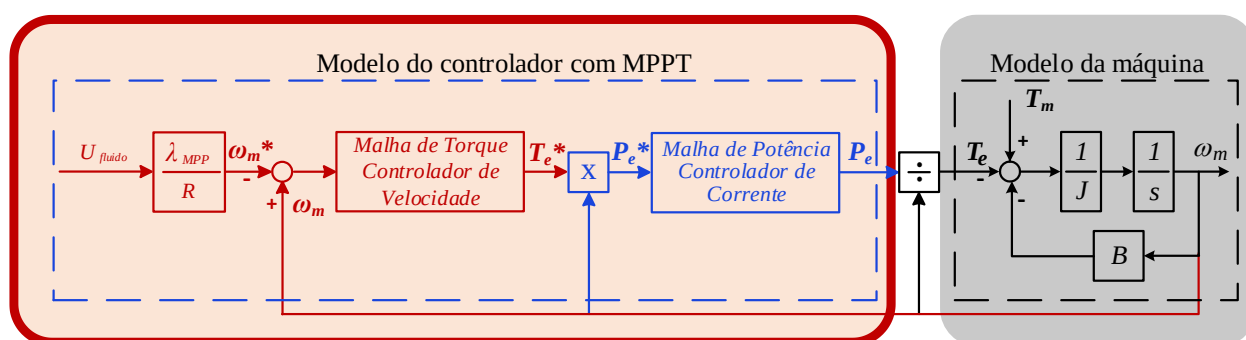
- Parâmetros da turbina: resistência do trem de potência, raio e λ_{MPP} ;
- Velocidade de rotação do rotor (pode ser medida ou estimada);
- Sensores de corrente e tensão;
- Sensor de velocidade do fluido.

Diferentemente dos demais métodos, este possui um controle da malha de velocidade além do de corrente. A velocidade rotacional de referência é calculada a partir da informação do valor de velocidade do fluido e de λ_{MPP} , e é dada por (9.30).

$$\omega_m^* = \frac{\lambda_{MPP} U}{R} \quad (9.30)$$

A velocidade rotacional de referência calculada em (9.30) é utilizada na malha de torque com controle da velocidade rotacional para gerar uma referência de torque que será utilizada na malha de potência com controlador de corrente. Nesse método não há a necessidade de calcular as perdas mecânicas e elétricas pois, uma vez que ω_m e λ são controlados no MPP, é garantido que a turbina opera no MPP. Na Figura 9.13 é ilustrado o diagrama de blocos para o cálculo do torque de referência. Como a malha de controle é a de velocidade, o tempo para se alcançar o regime permanente é maior do que nos métodos COP e CPT, pois o controle só atua quando a velocidade rotacional de referência é maior do que a de MPP e a dinâmica dessa malha de controle é mais lenta.

Figura 9.13 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle ótimo de TSR.



9.3.2.4 Controle Perturbe e Observe – CPO

Para a implementação desse método são requeridos sensores de corrente e tensão. A principal vantagem destes métodos é que não são necessários os sensores de velocidades do rotor e do fluido. De modo geral esses tipos de sensores aumentam os custos desses sistemas. Devido a essa vantagem o método sempre alcançará o MPP, ou se aproximará dele, sem depender dos parâmetros da turbina, assumindo que o algoritmo de busca é implementado corretamente [67].

Esse método é não linear e implementado utilizando algoritmos de decisão. Em determinado tempo inicial as variáveis de interesse, no caso tensão e corrente, são medidas e a potência é calculada. Após esse cálculo de potência o ponto de operação é alterado, geralmente a referência de corrente é gerenciada. Depois de determinado tempo, função do período de amostragem, as variáveis de interesse são medidas novamente e um novo valor de potência é calculado. A partir da comparação entre os valores de potência anterior e posterior é observado se a potência gerada aumentou ou diminuiu. Analisando essas informações é tomado uma decisão, aumentando ou diminuindo a variável de referência gerenciada, para que o sistema siga para o MPP [67]. De forma sucinta, o método lê e observa as variáveis para poder tomar uma decisão a partir de um estado de tempo anterior e atual.

Observando as curvas de potência da Figura 9.14, percebe-se que todas apresentam o formato de uma montanha, característica pela qual esse método também é chamado Subida da Montanha, original no inglês *Hill-Climbing*. Ainda sobre a mesma figura é possível entender que a partir do semipleno esquerdo até o MPP a potência aumenta com o aumento da velocidade rotacional e, no sentido inverso, a partir do MPP, a potência diminui com a redução da velocidade rotacional. Similarmente a partir do semiplano direito até o MPP a potência aumenta com a redução da velocidade rotacional e, no sentido inverso, a partir do MPP, a potência diminui com o aumento da velocidade rotacional. Essas relações são simplificadas em termos matemáticos em

(9.31) a (9.34) e ilustradas na Figura 9.14.

a) Semiplano esquerdo da Figura 9.3 até o MPP

$$\Delta\omega_m > 0 \rightarrow \Delta P_m > 0 \quad (9.31)$$

$$\Delta\omega_m < 0 \rightarrow \Delta P_m < 0 \quad (9.32)$$

b) Semiplano direito da Figura 9.3 a partir do MPP

$$\Delta\omega_m > 0 \rightarrow \Delta P_m < 0 \quad (9.33)$$

$$\Delta\omega_m < 0 \rightarrow \Delta P_m > 0 \quad (9.34)$$

Na Figura 9.15 é ilustrado o diagrama de blocos para o cálculo da potência de referência utilizando o método perturbe e observe.

Figura 9.14 – Curva de potência para tomada de decisão do método CPO.

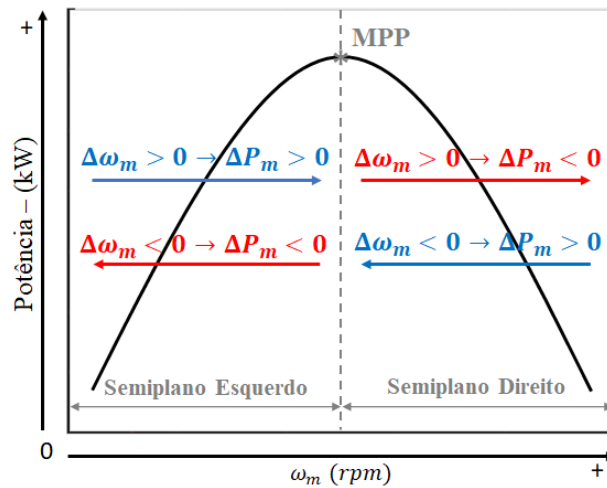
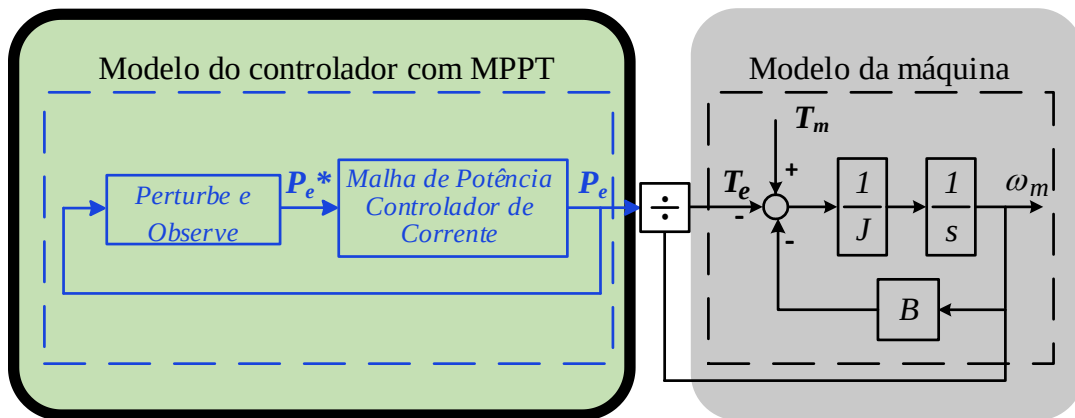


Figura 9.15 – Diagrama simplificado para ilustrar o sistema com controle perturbe e observe.



9.3.2.5 Comparação das estratégias de MPPT

Em termos gerais, a estratégia de MPPT dependerá dos custos que se pretende investir no projeto, pois o melhor método em termos de rastreamento é aquele que exige o maior número de sensores e conhecimento das variáveis do sistema, conforme é mostrado na Tabela 9.1.

Tabela 9.1 – Comparação das informações necessárias para as estratégias de MPPT.

Método	Sensores de corrente e tensão	Sensor de velocidade do rotor	Parâmetros da turbina e do gerador	Sensor de velocidade do fluido	Alcança C_{pMPP}	Alcança λ_{MPP}	Erro de C_{pMPP}
COTSR	O	O	O	O	O	O	Nulo
COP	O	O	O	X	X	X	Baixo
COT	O	O	O	X	X	X	Baixo
CPO	O	X	X	X	X	X	Depende da convergência do método

A melhor estratégia para o rastreamento do MPP é a do método com COTSR, pois o erro é nulo, mas é aquela que usa a maior quantidade de sensores e informações. Devido a isso o investimento deste método é maior em relação aos demais.

Os métodos de COP e de COT usam a mesma quantidade de sensores e apresentam erros baixo, segundo [68] e conforme apresentado no Exame de Qualificação desta Tese de Doutorado [69]. Neste trabalho, optou-se por utilizar o método de COP.

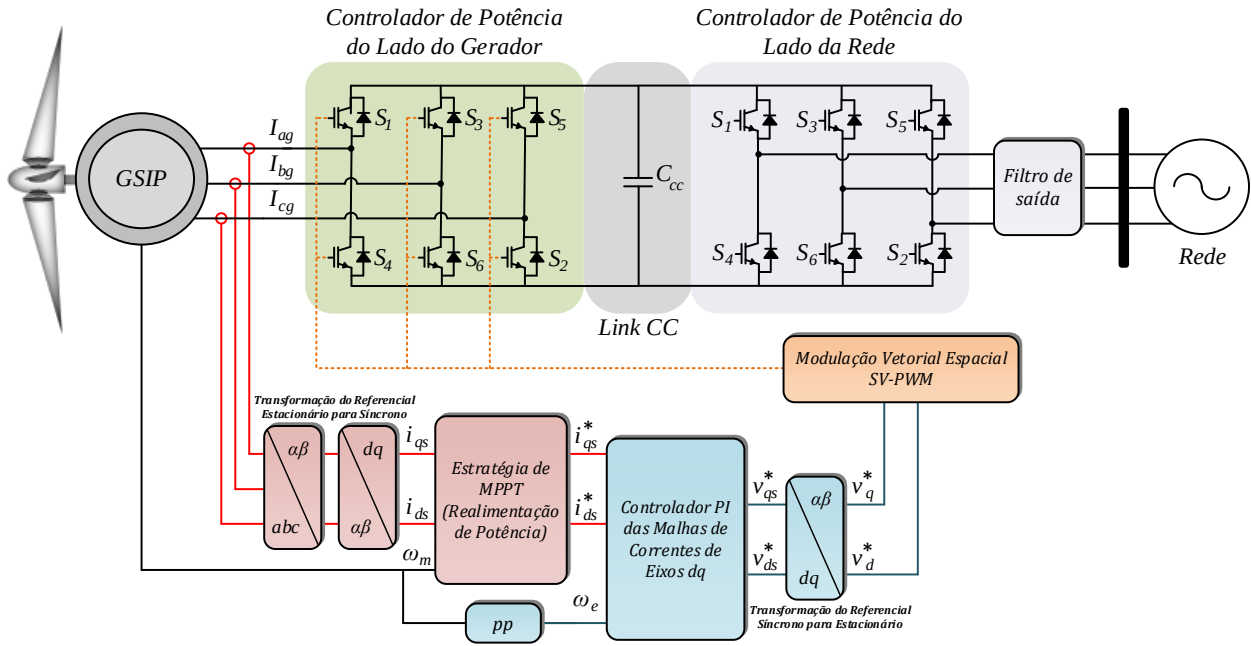
9.4 Conversor eletrônico de potência

A implementação das estratégias de controle para maximização da produção energética da turbina requer um conversor eletrônico de potência como interface entre a turbina e a carga, que geralmente é um link CC ou um banco de baterias. Esse link CC pode alimentar cargas CC ou pode se conectar com um conversor CC-CA para suprir cargas CA ou se interligar com uma rede CA existente.

O conversor do lado turbina, portanto, é do tipo CA-CC. De modo que, dependendo do tipo de aplicação, podem ser utilizados retificadores de seis pulsos com tiristores [70], com filtros ressonantes e demais melhoramentos como os propostos em [71]. Essa topologia pode ser vantajosa do ponto de vista econômico, quando comparada com outras soluções, especialmente em aplicações onde o link CC é um banco de baterias. No entanto, para aplicações para conexão de turbinas com a rede, a topologia do conversor *back-to-back* como aquela mostrada na Figura 9.16 tem sido a mais encontrada na literatura. Esse conversor é constituído por dois conversores PWM, sendo um do lado do gerador da turbina e um do lado da rede principal [72]. O link CC é

utilizado para desacoplar os controladores dos conversores do lado do gerador e da rede, tornando, assim, os controles independentes [73]. Como um dos objetivos deste trabalho é a máxima conversão de energia, optou-se por detalhar apenas o conversor do lado do gerador, visto que o conversor do lado da rede tem como principal função regular a tensão do link CC e a injeção de corrente na rede [74].

Figura 9.16 – Topologia de conversor *back-to-back*.



O retificado ativo trifásico foi projetado para trabalhar com a estratégia de MPPT definida neste trabalho, realimentação de potência, tendo como premissa a máxima conversão de energia de todo o sistema, conforme ilustrado na Figura 9.17. Portanto, a estratégia utilizada no controlador das malhas de corrente foi a de zerar a corrente de eixo-d $i_{ds} = 0$ (Zero *d*-axis Current, ZDC). Essa estratégia é de fácil implementação e as perdas no cobre são calculadas por (9.35), no estator do gerador. Definindo $i_{ds} = 0$, as perdas no cobre resultam em (9.36)

$$P_{e_{cobre}} = \frac{3}{2} r_s (i_{ds}^2 + i_{qs}^2) \quad (9.35)$$

$$P_{e_{cobre}} = \frac{3}{2} r_s i_{qs}^2 \quad (9.36)$$

Como consequência dessa estratégia, há uma redução no fator de potência. A potência reativa, calculada por (9.37), resulta em (9.38). Logo, quanto maior for o valor de i_{qs} , maior será a potência reativa e menor o fator de potência.

$$P_{e_{reativa}} = \frac{3}{2}(v_{qs}i_{ds} - v_{ds}i_{qs}) \quad (9.37)$$

$$P_{e_{reativa}} = -\frac{3}{2}v_{ds}i_{qs} \quad (9.38)$$

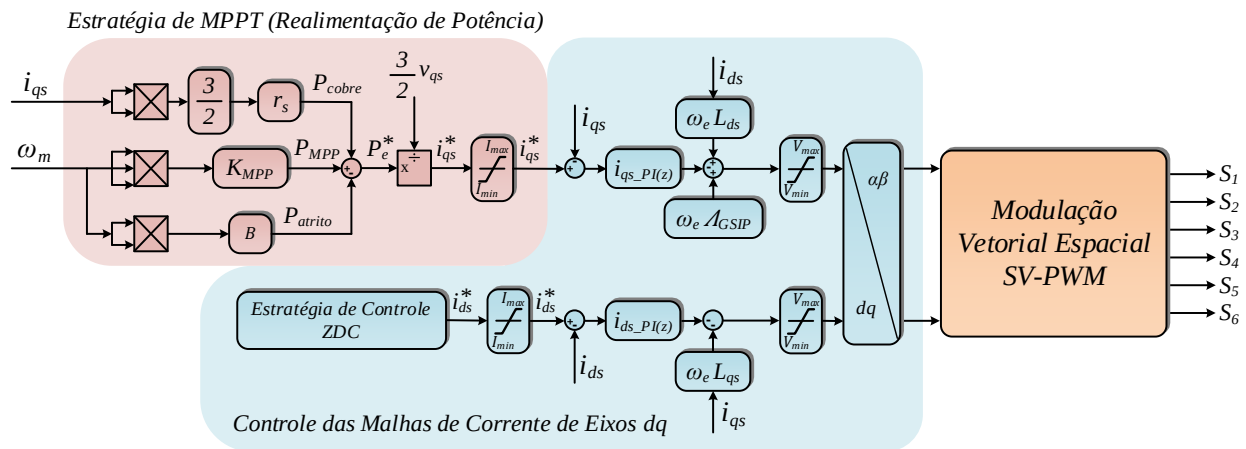
A potência de referência ($P_{e_{ativa}}^*$) da estratégia de MPPT é calculada em função do K_{MPP} para cada valor de velocidade do fluido, ver seção 9.3, e é utilizada para o cálculo da referência de corrente de eixo-q, a qual pode ser calculada isolando-se i_{qs} a partir de (9.39), resultando em (9.41).

$$P_{e_{ativa}} = \frac{3}{2}(v_{ds}i_{ds} + v_{qs}i_{qs}) \quad (9.39)$$

$$P_{eativa}^* = \frac{3}{2} v_{qs} i_{qs} \quad (9.40)$$

$$i_{qs} = \frac{2 P_{e_{ativa}}^*}{3 v_{qs}} \quad (9.41)$$

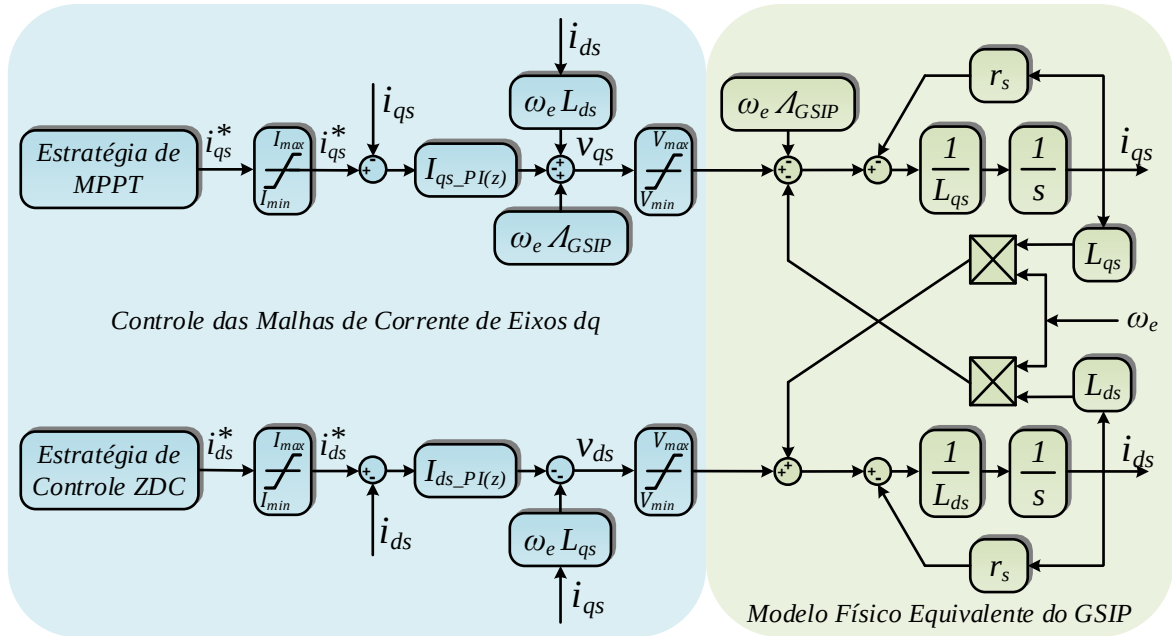
Figura 9.17 – Diagrama de blocos da estratégia de MPPT elétrico e das malhas dos controladores de correntes do GSIP.



As malhas dos controladores de correntes foram projetadas para controlar as correntes do estator do gerador nos eixos direto e de quadratura no referencial síncrono com desacoplamento entre os eixos. Para isso, implementa-se duas realimentações, uma de $\omega_e \hat{L}_{ds} i_{ds}$ na malha de controle da corrente I_{qs} e uma de $\omega_e \hat{L}_{qs} i_{qs}$ na malha de corrente de I_{ds} . A influência da tensão resultante do fluxo magnético produzido pelo ímã na corrente de eixo q, I_{qs} , é desacoplada com a realimentação de $\omega_e \Lambda_{GSIP}$. Esses desacoplamentos são mostrados na delimitação do plano de fundo em cor azul na Figura 9.18. Os saturadores das correntes são utilizados para não permitir

que o limite de corrente da máquina seja excedido. Os saturadores das tensões são utilizados para não permitir que a turbina seja motorizada segundo os quadrantes de operação da máquina.

Figura 9.18 – Diagrama de blocos das malhas dos controladores de correntes do GSIP.



Nessas condições, considerando os desacoplamentos como ideais, as funções de transferências que relacionam as correntes e as tensões de eixos-dq podem ser calculadas por (9.42) e (9.43). Portanto, o diagrama de blocos ilustrado na Figura 9.19 foi utilizado para a sintonia dos controladores PI de correntes, porém, esta foi realizada no domínio do tempo discreto, considerando a influência da interface *latch* e o atraso computacional [75]. Na Tabela 9.2 são mostrados os parâmetros da planta e do controlador.

$$\frac{I_{qs}(s)}{V_{qs}(s)} = \frac{1}{L_{qs}s + r_s} \quad (9.42)$$

$$\frac{I_{ds}(s)}{V_{ds}(s)} = \frac{1}{L_{ds}s + r_s} \quad (9.43)$$

Figura 9.19 – Diagrama de bloco com controlador PI e sistema equivalente.

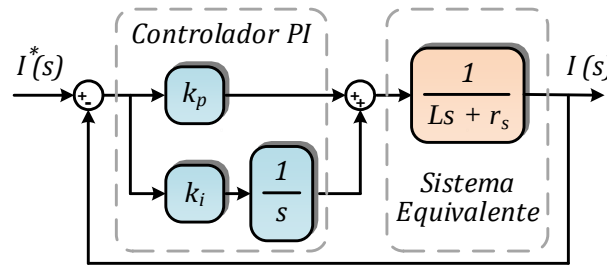


Tabela 9.2 – Parâmetros da planta e do controlador.

Parâmetros da planta	
L_{ds}	4,48 mH
L_{qs}	4,48 mH
r_s	0,5 Ω
Parâmetros do controlador PI	
Largura de faixa	700 Hz
Tempo de amostragem	100 μs
Zero do controlador (δ_c)	0,98
Ganho k_p	10,7317
Ganho k_i	$2,1901 \cdot 10^3$

9.5 Considerações

Neste capítulo foram apresentadas as modelagens do gerador elétrico, do conversor eletrônico de potência e das estratégias de MPPT, sob uma ótica mecânica e uma elétrica.

No que se refere ao GSIP, foram apresentadas as vantagens da utilização em aplicações de turbinas para geração de energia, a modelagem no referencial síncrono e a modulação PWM utilizando Vetor Complexo Variável. Com base nessas modelagens e nas caracterizas de uma turbina, foram discutidas as curvas características de torque e potência do conjunto turbina-gerador, analisando o efeito do controle do ângulo de *pitch* no tempo de partida da turbina e na eficiência do sistema.

No que se refere às estratégias de MPPT, a abordagem mecânica se baseou no controle do ângulo de *pitch* e a abordagem elétrica se baseou em uma comparação das estratégias encontradas na literatura (COP, COT, COTSR e CPO), dentre as quais se optou por trabalhar com a de COP.

No que se refere ao conversor eletrônico de potência, foi apresentada uma topologia *back-to-back*, constituído com dois conversores com modulação PWM utilizando Vetor Complexo

Variável, sendo um do lado do gerador da turbina e um do lado da rede principal. O conversor do lado do gerador foi apresentado em detalhes, discutindo as malhas dos controladores de corrente de eixos-dq e os diagramas de blocos para a implementação dos MPPTs. A estratégia de controle das malhas de corrente (no caso, estratégia ZDC) foi implementada com $i_{ds} = 0$ para reduzir as perdas no estator da máquina e valorizar a extração da máxima potência. Por fim, os parâmetros da planta do sistema e do controlador foram apresentados.

10 Análise de resultados

10.1 Contextualização

A pesquisa realizada neste trabalho abordou o estudo de um projeto de turbina utilizando toda a modelagem matemática a partir do fluxo de massa até a injeção de potência em um sistema elétrico. Essa modelagem foi feita de forma genérica no sentido de que pudesse ser utilizada tanto para o fluido sendo o ar como a água. Logo, é necessária atenção aos dados específicos do fluido para os estudos, por exemplo, a massa específica e o perfil de velocidade em função do tempo.

Nesta análise de resultados é considerado uma modelagem integrada (fluidodinâmica – mecânica – elétrica) para as simulações realizadas. As pás do rotor da turbina foram especificadas segundo o projeto de otimização apresentado neste trabalho. O gerador escolhido foi do tipo GSIP. A topologia adotada para o conversor eletrônico de potência foi a *back-to-back*, da qual foi apresentado e discutido apenas sobre o conversor do lado do gerador, uma vez que o foco desta pesquisa se baseia na maximização da extração de potência do sistema. As características individuais desses componentes do sistema de geração e conversão de energia serão mostradas nas próximas seções.

10.2 Descrição do sistema

Para que fosse possível fazer a simulação do conjunto (turbina, gerador elétrico e conversor eletrônico de potência) foi escolhido um gerador cujos dados são conhecidos [76], conforme mostrado na Tabela 10.1.

Tabela 10.1 – Especificação do gerador elétrico.

Parâmetros do gerador elétrico	
Potência nominal	10 kW
Número de pares de polos	19
Constante do ímã	0,3652 V.s/rad
Indutância do estator	4,48 mH ($L_{ds} = L_{qs}$)
Resistência do estator	0,50 ohms
Inércia	25 kg.m ²
Resistência do trem de potência	0,35 Nm/(rad/s)
$C_{p_{MPP}}$	0.5175
λ_{MPP}	6.0310
I_{as_max}	50 A

A geometria da pá da turbina foi gerada utilizando o perfil aerodinâmico NACA 4412. O comprimento e quantidade de pás foram ajustadas para se adequar ao limite de potência do GSIP [76]. Na Tabela 10.2 são mostrados os valores da corda e ângulo de torção em função do raio da pá da turbina.

Tabela 10.2 – Geometria da pá da turbina.

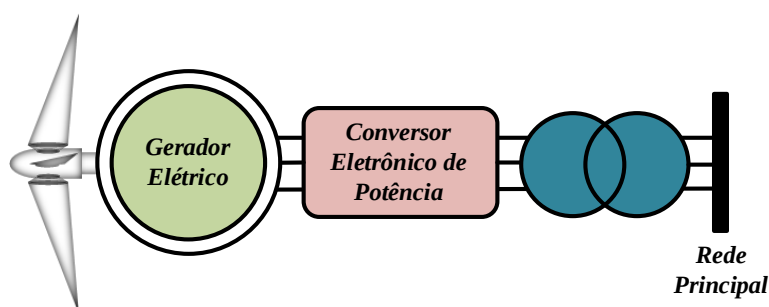
Raio (metros)	Corda (metros)	Ângulo de torção (graus)
0,3500	0,1318	42,13291
0,5750	0,7066	28,11458
0,8000	0,6248	19,77727
1,0250	0,5137	14,45952
1,2500	0,4314	10,83089
1,4750	0,3708	8,215269
1,7000	0,3246	6,24883
1,9250	0,2882	4,719569
2,1500	0,2587	3,49742
2,3750	0,2338	2,499876
2,6000	0,2116	1,670213
2,8250	0,1899	0,970041
3,0500	0,1649	0,370713
3,2750	0,1290	-0,14725
3,5000	0,0512	-0,59933

O conversor eletrônico de potência foi projetado seguindo os procedimentos discutidos no capítulo 9 (ver subseção 9.4). Os parâmetros do conversor eletrônico de potência foram mostrados na Tabela 9.2 da seção 9.4.

10.3 Descrição da simulação

O diagrama de blocos simplificado apresentado na Figura 10.1 mostra resumidamente a integração dos sistemas individualmente estudados neste trabalho. As simulações desse sistema foram desenvolvidas no programa *Matlab* e *Simulink*.

Figura 10.1 – Diagrama de blocos simplificado do sistema de conversão de energia.



No bloco que representa o rotor da turbina (nacele e pás), a variável de entrada é a velocidade do fluido e os parâmetros do rotor da turbina são previamente definidos. O método BEMT proposto neste trabalho (ver capítulo 7) foi utilizado para calcular o desempenho do rotor da turbina. A velocidade do fluido é a variável de entrada dependente da condição ambiente definida. A velocidade de rotação do eixo do rotor da turbina é uma variável de entrada por realimentação proveniente da equação dinâmica do trem de potência (rotor da turbina, gerador e conversor eletrônico de potência). O valor do ângulo $\theta_{p_{aux}}$ é uma variável de entrada por realimentação proveniente da estratégia de MPPT para maximizar a eficiência aerodinâmica do rotor da turbina (ver seção 9.3.1 deste capítulo). A saída desse bloco é o conjugado mecânico no eixo do rotor da turbina, o qual é acoplado no GSIP e o faz girar.

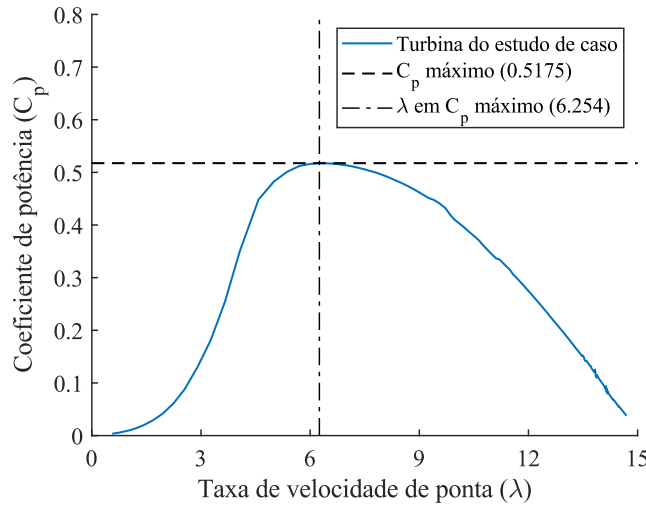
No bloco que representa o GSIP, a variável de entrada é o conjugado mecânico no eixo do rotor da turbina. Como o modelo desse gerador é consolidado, optou-se por utilizado o modelo disponível no *Simulink*. As saídas desse bloco são as correntes das três fases do GSIP.

No bloco do conversor eletrônico de potência, as variáveis de entradas são as correntes das três fases do GSIP. Além dessas, são necessárias para o controle das malhas de corrente e implementação do MPPT as variáveis ω_m , ω_e , i_{ds} , i_{qs} , ângulo de ω_e e tensão do link CC (ver seção 9.3.2 deste capítulo). As estratégias de MPPT implementadas no conversor eletrônico de potência foram as do controle do ângulo $\theta_{p_{aux}}$ e a OPC, conforme discutidas nas seções 9.3.1, 9.3.2.1 e 9.3.2.5.

Os *setpoints* utilizados na implementação do algoritmo de MPPT foram obtidos a partir da curva de $C_p \times \lambda$ apresentada na Figura 10.2, condição na qual o sistema (rotor da turbina, gerador e conversor eletrônico de potência) operava em vazio para a velocidade de fluido no ponto de operação nominal. Portanto, levou-se em consideração as perdas mecânicas e elétricas na partida e aceleração da turbina. Essa metodologia torna as simulações mais realistas, uma vez que o projeto preliminar da geometria da pá e a análise de desempenho somente pelo método BEMT não incluem

a dinâmica de todo o sistema de geração e conversão de energia.

Figura 10.2 – Curva $C_p \times \lambda$ para $U_\infty = 12,50 \text{ m/s}$ (ponto de operação nominal).



O valor de K_{MPP} é calculado a partir da equação (9.23) para $C_{p_{MPP}} = 0,5175$ e $\lambda_{MPP} = 6,2540$. Logo, $K_{MPP} = 2,1381$.

10.4 Descrição de resultados

Nas discussões apresentadas desta seção, as curvas em cor azul representam os resultados para aquelas simulações em que se utilizou tanto o controle de $\theta_{p_{aux}}$ como a estratégia de MPPT. As curvas em cor vermelha representam os resultados para aquelas simulações em que se utilizou apenas a estratégia de MPPT. As simulações foram separadas em seções para diferentes velocidades de vento.

10.4.1 Velocidade de vento $U_\infty = 5 \text{ m/s}$ para K_{MPP} do ponto de operação nominal

Na Figura 10.3 são apresentadas as curvas das velocidades de rotação do eixo da turbina. A curva em cor azul atinge um valor de $\omega_m = 88,1207 \text{ RPM}$ em regime permanente, apresentando um erro de 3,29 % em relação ao $\omega_{m_{MPP}}$. Também é possível observar que a curva em cor azul é mais inclinada que a em cor vermelha, representando uma maior taxa de variação de velocidade, em que essa maior aceleração permite atingir o regime permanente primeiro se comparada com a curva em cor vermelha. A curva em cor vermelha atinge um valor de $\omega_m = 87,3925$ em regime permanente, apresentando um erro de 2,43 % em relação ao $\omega_{m_{MPP}}$. Esses erros influenciam diretamente o ponto ótimo de operação da turbina, visto que o MPP é calculado

em função de ω_m por meio da equação (9.23), conforme discutido no capítulo 9 e seção 9.3.

Na Figura 10.4 são apresentadas as curvas das taxas de velocidade de ponta. A curva em cor azul atinge um valor de $\lambda = 6,4596$ em regime permanente, apresentando um erro de 3,29 % em relação ao λ_{MPP} . A curva em cor vermelha atinge um valor de $\lambda = 6,4062$ em regime permanente, apresentando um erro de 2,43 % em relação ao λ_{MPP} . Esses resultados são coerentes com aqueles apresentados sobre a Figura 10.3, visto que λ e ω_m apresentam uma relação direta, conforme discutido no capítulo 9 e seção 9.3.

Figura 10.3 – Velocidade de rotação do eixo da turbina em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$.

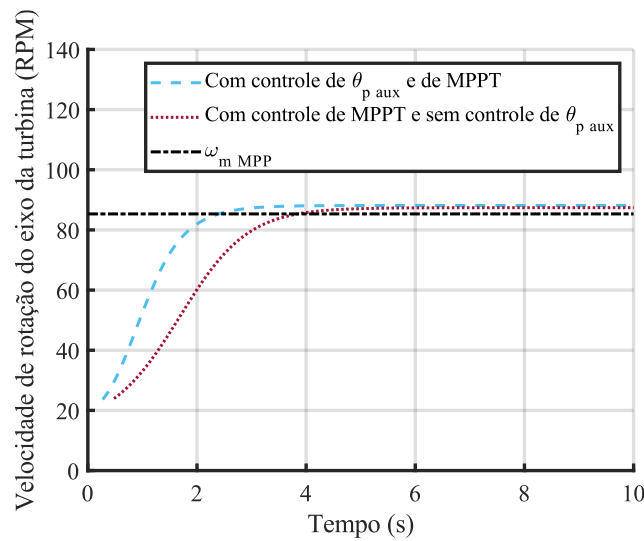
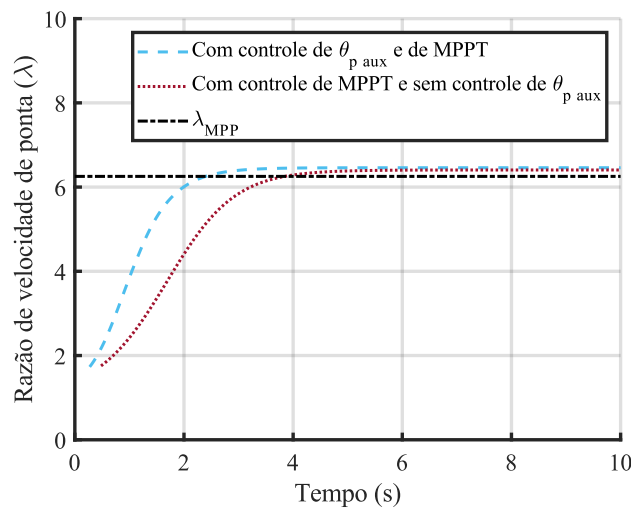
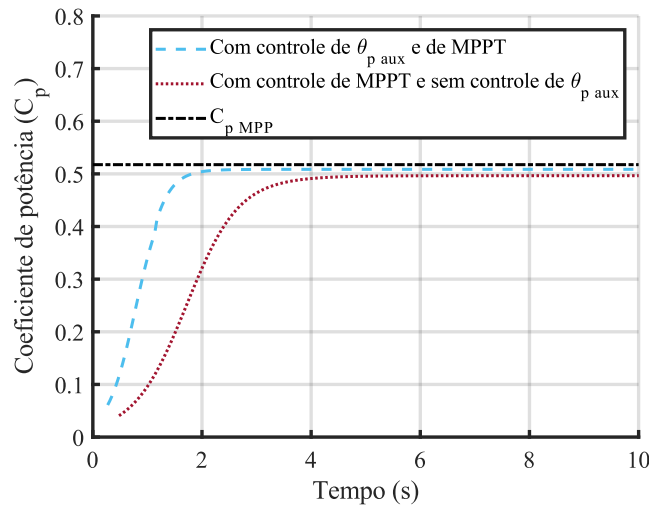


Figura 10.4 – Taxa de velocidade de ponta em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$.



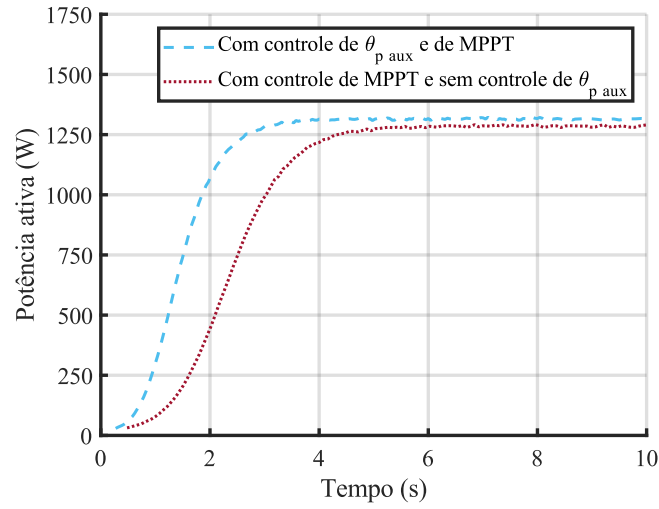
É mostrado na Figura 10.5 que a curva em cor azul atinge um valor de $C_p = 0,5086$ em regime permanente, representando um erro de 1,71 % em relação ao $C_{p_{MPP}}$. A curva em cor vermelha atinge um valor de $C_p = 0,4965$ em regime permanente, representando um erro de 4,05 % em relação ao $C_{p_{MPP}}$. Portanto, a curva em cor azul apresenta uma condição de maior eficiência na conversão de energia. Conforme mostrado na Figura 10.2, o $C_{p_{MPP}}$ ocorre para um valor de $\omega_{m_{MPP}}$ e não apresenta uma relação diretamente proporcional.

Figura 10.5 – Coeficiente de potência em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$.



Na Figura 10.6 são mostradas as curvas de potência ativa de saída. A curva em cor azul atinge um valor de $P_e = 1317,03 \text{ W}$ em regime permanente, apresentando uma potência aproximadamente 2,87 % maior em relação à curva em cor vermelha, a qual atinge um valor de $P_e = 1280,25 \text{ W}$ em regime permanente. Devido ao fato da curva em cor azul ser maior que a curva em cor vermelha em toda a faixa de tempo, tem-se uma maior produção de energia.

Figura 10.6 – Potência ativa de saída em função do tempo para $U_{\infty} = 5 \text{ m/s}$.



No que se refere à estratégia de MPPT implementada, realimentação de potência e estratégia ZDC, as Figura 10.7 e Figura 10.8 apresentam corretamente o comportamento esperado: i) a corrente de eixo-d no referencial estacionário é controlada para ser zero e ii) a corrente de eixo-q no referencial estacionário é controlada de tal modo para se conseguir a potência ativa de referência desejada.

Figura 10.7 – Corrente de eixo-d no referencial estacionário para $U_{\infty} = 5 \text{ m/s}$.

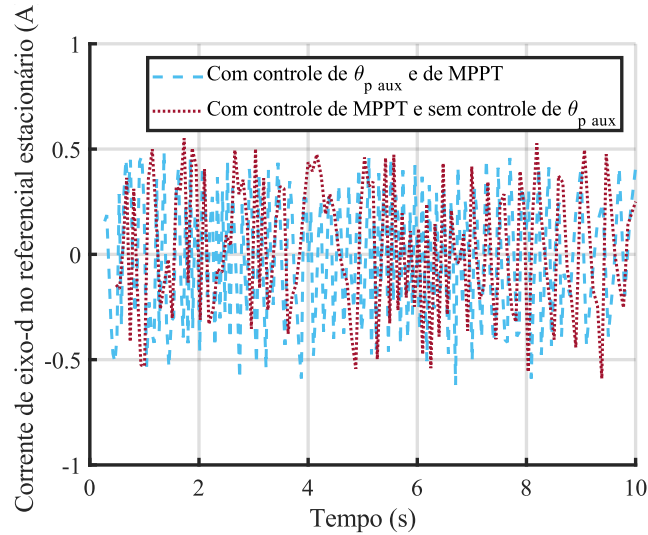
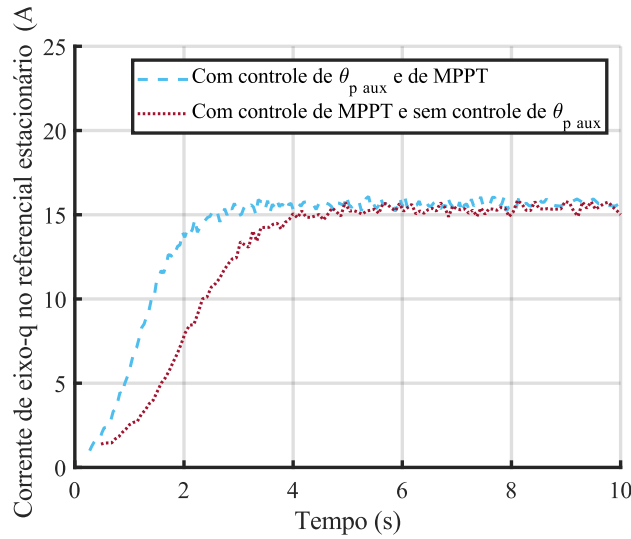


Figura 10.8 – Corrente de eixo-q no referencial estacionário para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$.



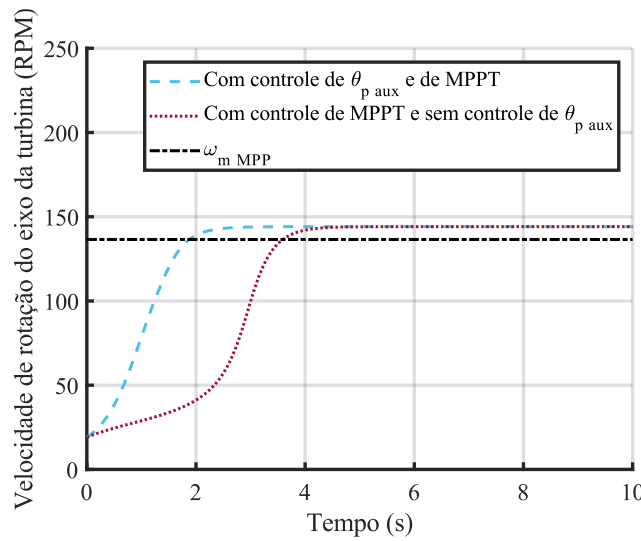
A partir das Figura 10.3 a Figura 10.8, é possível observar que com o controle de $\theta_{p \text{ aux}}$ e com a estratégia de MPPT em comparação a utilizar somente a estratégia de MPPT:

- A turbina apresenta maior aceleração na partida, logo a resposta dinâmica para se alcançar o regime permanente é mais rápida;
- O tempo de partida da turbina é reduzido;
- Alcança-se um maior valor de C_p , consequentemente, obtém-se uma melhor eficiência na conversão de energia;
- Alcança-se uma maior potência ativa de saída, tanto no transitório como no regime permanente.

10.4.2 Velocidade de vento $U_\infty = 8 \text{ m/s}$ para K_{MPP} do ponto de operação nominal

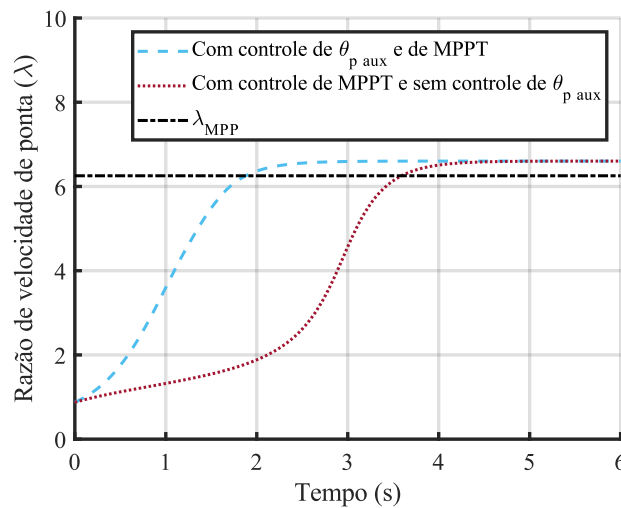
Na Figura 10.9 são apresentadas as curvas das velocidades de rotação do eixo da turbina. Tanto a curva em cor azul como a em cor vermelha atingem um valor de $\omega_m = 144,1180 \text{ RPM}$ em regime permanente, apresentando um erro de aproximadamente 5,58 % em relação ao $\omega_{m \text{ MPP}}$. Também é possível observar que a curva em cor azul é mais inclinada que a em cor vermelha, representando uma maior taxa de variação de velocidade, em que essa maior aceleração permite atingir o regime permanente primeiro se comparada com a curva em cor vermelha. Conforme discutido na seção 10.4.1 deste capítulo, esses erros influenciam diretamente o ponto ótimo de operação da turbina.

Figura 10.9 – Velocidade de rotação do eixo da turbina em função do tempo para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$.



Na Figura 10.10 são apresentadas as curvas das taxas de velocidade de ponta. Tanto a curva em cor azul como a em cor vermelha atingem um valor de $\lambda = 6.6027$ em regime permanente, apresentando um erro de aproximadamente 5,58 % em relação ao λ_{MPP} . Esses resultados são coerentes com aqueles apresentados sobre a Figura 10.9, visto que λ e ω_m apresentam uma relação direta, conforme discutido na seção 10.4.1 deste capítulo.

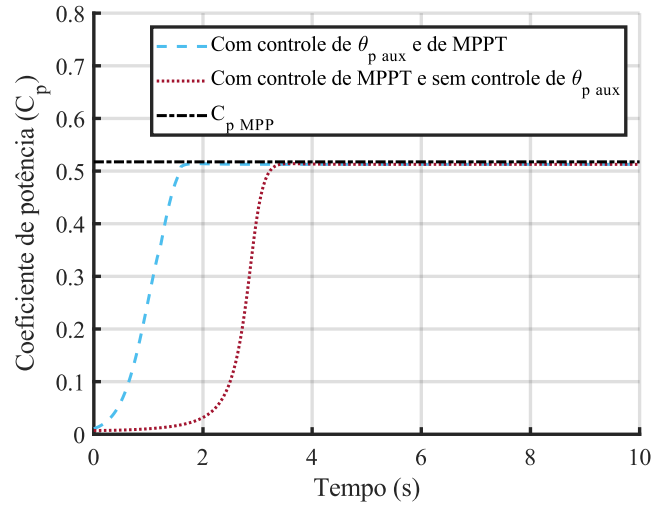
Figura 10.10 – Taxa de velocidade de ponta em função do tempo para $U_\infty = 8 \text{ m/s}$.



É mostrado na Figura 10.11 que tanto a curva em cor azul como a em cor vermelha atingem um valor de $C_p = 0.5129$ em regime permanente, apresentando um erro de aproximadamente

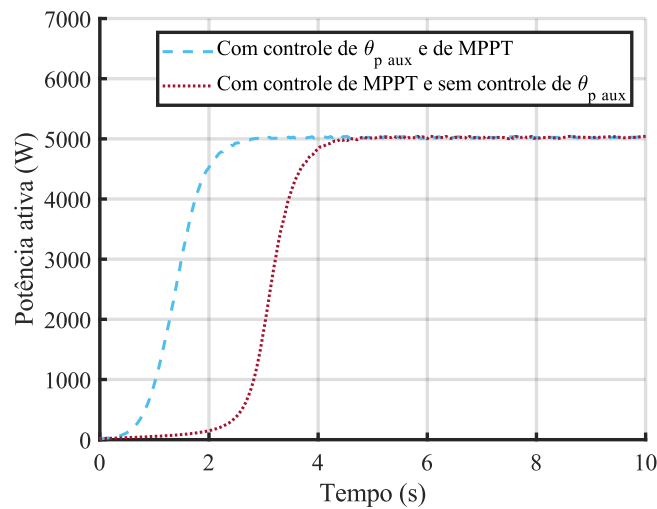
0,9 % em relação ao $C_{p_{MPP}}$. A curva em cor azul apresenta uma condição de maior eficiência na conversão de energia, visto que é maior no intervalo de 0 a aproximadamente 3,5 s.

Figura 10.11 – Coeficiente de potência em função do tempo para $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$.



Na Figura 10.12 são mostradas as curvas de potência ativa de saída. Tanto a curva em cor azul como a em cor vermelha atingem um valor de aproximadamente $P_e = 5039,20 \text{ W}$ em regime permanente. Devido ao fato da curva em cor azul atingir o regime permanente primeiro que a curva em cor vermelha em toda a faixa de tempo, tem-se uma maior produção de energia.

Figura 10.12 – Potência ativa de saída em função do tempo para $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$.



No que se refere à estratégia de MPPT implementada, realimentação de potência e estratégia ZDC, as Figura 10.13 e Figura 10.14 apresentam corretamente o comportamento esperado: i) a corrente de eixo-d no referencial estacionário é controlada para ser zero e ii) a corrente de eixo-q no referencial estacionário é controlada de tal modo para se conseguir a potência ativa de referência desejada.

Figura 10.13 – Corrente de eixo-d no referencial estacionário para $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$.

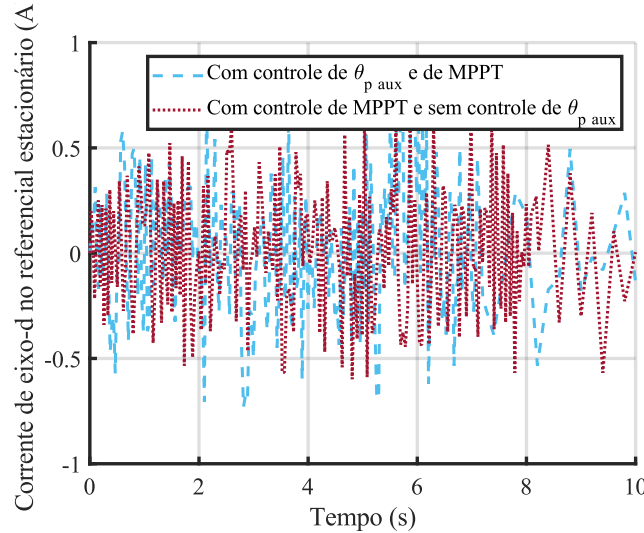
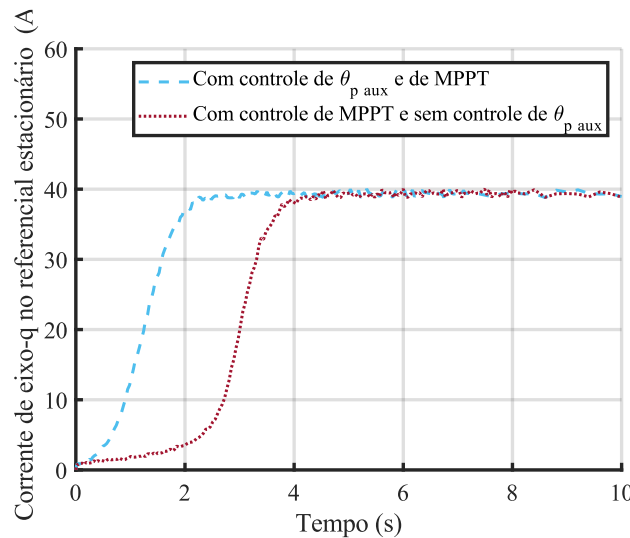


Figura 10.14 – Corrente de eixo-q no referencial estacionário para $U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$.



A partir das Figura 10.9 a Figura 10.14, foi possível obter as mesmas conclusões daquelas para a condição de $U_{\infty} = 5 \text{ m/s}$. Complementarmente, foi possível observar que quanto mais

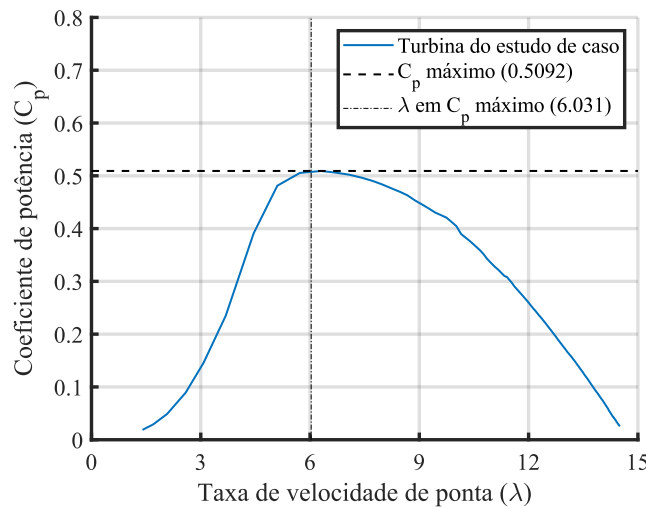
próximo da velocidade nominal do projeto, menor o erro em relação ao ponto de MPP. Esse erro pode ser minimizado com um ajuste variável de K_{MPP} para cada velocidade do fluido, conforme mostrado na seção a seguir.

10.4.3 Velocidade de vento $U_\infty = 5 \text{ m/s}$ para K_{MPP} específico

Nas duas condições de simulações anteriores, os *setpoints* utilizados na implementação do algoritmo de MPPT foram obtidos a partir da condição na qual o sistema operava em vazio para a velocidade de fluido no ponto de operação nominal. Sendo $C_{p_{MPP}} = 0,5175$, $\lambda_{MPP} = 6,2540$ e $K_{MPP} = 2,1381$.

A próxima condição de simulação, entretanto, foi ajustada para que os *setpoints* utilizados na implementação do algoritmo de MPPT fossem aqueles obtidos a partir da condição na qual o sistema operava em vazio para a velocidade de fluido da simulação, conforme mostrado na Figura 10.15.

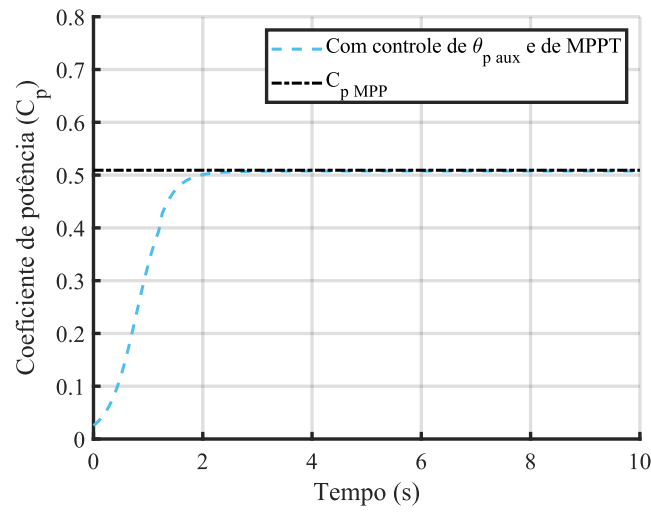
Figura 10.15 – Curva $C_p \times \lambda$ para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$ com K_{MPP} específico.



O valor de K_{MPP} é calculado a partir da equação (9.23) para $C_{p_{MPP}} = 0,5092$ e $\lambda_{MPP} = 6,031$. Logo, $K_{MPP} = 2,3459$.

Na Figura 10.16 que a curva em cor azul atinge um valor de $C_p = 0,5077$ em regime permanente, representando um erro de 0,3 % em relação ao $C_{p_{MPP}}$. Portanto, quando os valores de K_{MPP} são ajustados em função de cada velocidade do fluido, obtém-se uma melhor eficiência na conversão de energia.

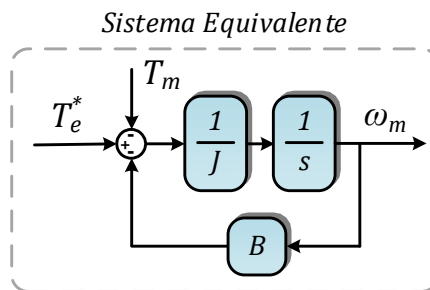
Figura 10.16 – Coeficiente de potência em função do tempo para $U_\infty = 5 \text{ m/s}$ e K_{MPP} específico.



10.4.4 Rejeição à perturbação

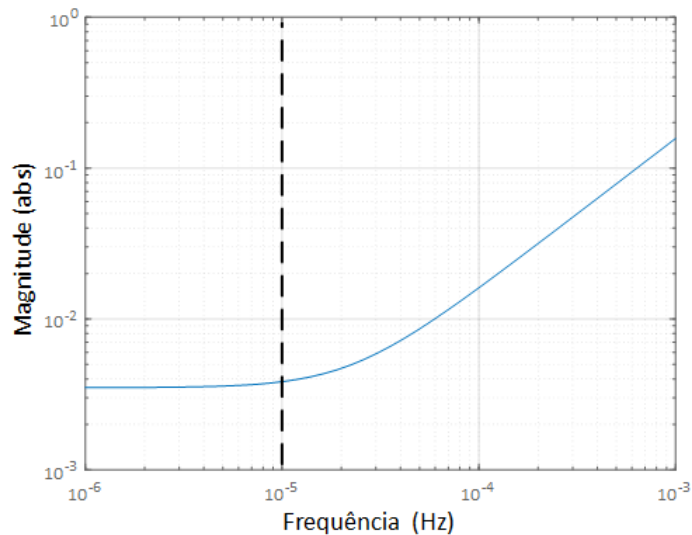
Assumindo que o projeto do controlador foi implementado corretamente, o sistema equivalente do modelo físico da turbina-gerador pode ser representado pelo diagrama de blocos da Figura 10.17. A partir desse diagrama de blocos é possível observar que o controlador de corrente não será mais afetado pela dinâmica da velocidade, uma vez que o efeito da velocidade foi corretamente eliminado com o desacoplamento cruzado (ver capítulo seção 9.4 do capítulo 9). Devido a isso, o sistema não consegue mais observar o efeito da perturbação a partir da dinâmica da velocidade, resultando, dessa forma, na diminuição da rigidez dinâmica do sistema. Nesse caso de desacoplamento, a rigidez dinâmica do sistema dependerá apenas dos parâmetros mecânicos do conjunto turbina-gerador. A perturbação do sistema é representada pelo conjugado mecânico e é observada na velocidade.

Figura 10.17 – Diagrama de blocos do sistema equivalente turbina-gerador.



A rigidez dinâmica representa a influência da perturbação na saída do sistema em função da frequência dessa perturbação. Assumindo $T_e^* = 0$, é possível observar a rigidez dinâmica do sistema na Figura 10.18. Para frequências até aproximadamente $1 \cdot 10^{-5} \text{ Hz}$, região à esquerda da linha preta tracejada na Figura 10.18, a rejeição à perturbação é menor. Isso significa que o efeito da perturbação não é completamente eliminado. Nota-se que a rigidez dinâmica, para este caso, aumenta mais significativamente para frequências maiores que $1 \cdot 10^{-4} \text{ Hz}$. De maneira geral, a velocidade terá maior influência do conjugado mecânico em uma faixa de baixa frequência. Essa influência será menor em uma faixa de alta frequência.

Figura 10.18 – Rigidez dinâmica do sistema.



10.5 Considerações

Neste capítulo foram apresentadas as descrições do sistema, detalhando os componentes que o compõe, da simulação, descrevendo a metodologia utilizada, e dos resultados, avaliando o desempenho do sistema com base no projeto otimizado das pás e nas estratégias de MPPT implementadas.

No que se refere às estratégias com o controle de $\theta_{p_{aux}}$ e de MPPT, em comparação a estratégia de se utilizar somente o controle de MPPT: a turbina apresenta maior aceleração na partida, logo a resposta dinâmica para se alcançar o regime permanente é mais rápida; o tempo de

partida da turbina é reduzido; alcança-se um maior valor de C_p , conseqüentemente, obtém-se uma melhor eficiência na conversão de energia; e alcança-se uma maior potência ativa de saída, tanto no transitório como no regime permanente.

No que se refere aos *setpoints* para a estratégia de MPPT, quando se utiliza os valores de C_p e λ no MPP referentes à condição nominal do sistema, observa-se que o $C_{p_{MPP}}$ é alcançado para velocidades de fluido próximas à nominal. Quando se utilizam os valores de C_p e λ para os MPP de cada velocidade do fluido, observa-se que o $C_{p_{MPP}}$ é alcançado. Portanto, utilização de um K_{MPP} para cada velocidade de fluido implica em maior eficiência de conversão de energia.

No que se refere à estratégia de MPTT implementada, realimentação de potência e estratégia ZDC, os resultados apresentaram corretamente o comportamento esperado: i) a corrente de eixo-d no referencial estacionário é controlada para ser zero e ii) a corrente de eixo-q no referencial estacionário é controlada de tal modo para se conseguir a potência ativa de referência desejada.

11 Conclusões gerais, sugestões para trabalhos futuros e publicações

11.1 Conclusões gerais

Este trabalho de pesquisa abordou a otimização do desempenho de turbinas tipo hélice de eixo horizontal sob uma perspectiva completa do sistema de conversão de energia, constituído por turbina, gerador e conversor eletrônico de potência, para aplicações eólicas e hidrocinéticas. Nesse contexto, foi apresentado um estudo sobre: i) o projeto otimizado das pás do rotor da turbina em função da maior probabilidade de ocorrência de velocidade do fluido e da densidade de potência, ii) a metodologia para a escolha de perfis aerodinâmicos a serem utilizados no projeto das pás, iii) a modelagem da turbina para análise de desempenho, considerando métodos complementares de correções, iv) estratégias de MPPT baseadas no controle de variáveis mecânica e elétrica, v) o funcionamento de todo o sistema de conversão de energia.

O projeto da geometria otimizada da pá foi baseado no ângulo de ataque de máxima eficiência do perfil aerodinâmico utilizado, assumindo que as propriedades mecânicas são suficientes para as aplicações. Em sequência, os valores das velocidades do fluido e do eixo do rotor da turbina foram utilizados para calcular a corda e ângulo de torção em função do raio. Esse procedimento foi feito para garantir o maior aproveitamento de energia para a velocidade do fluido de maior ocorrência. Nesse momento do projeto, os resultados dos ângulos de torção devem ser analisados para que a velocidade necessária para a turbina partir não seja alta. Na situação em que essa velocidade de entrada é alta, a faixa de velocidade do fluido em que a turbina opera é pequena. Se isso ocorrer, é possível que a turbina permaneça maior tempo parada do que em operação. Conforme mostrado no capítulo 10, o projeto da pá foi desenvolvido corretamente e resultou em baixas velocidades do fluido para que a turbina começasse a operar. Além disso, somando-se ao projeto otimizado da pá, o controle do ângulo da pá permitiu uma redução do tempo de partida da turbina. A geometria otimizada da pá também permitiu uma melhoria na eficiência mecânica do sistema, uma vez que resultou em um maior coeficiente de potência se comparada a uma geométrica de pá com mesmo comprimento do raio, perfil aerodinâmico e sem otimização.

O algoritmo BEMT utilizado para representar o desempenho da turbina foi composto pelo método clássico e pelas correções complementares propostas por Viterna & Corrigan para alto ângulo de ataque, por Shen para altos valores do fator de indução axial, e por Prandtl para perdas de ponta e raiz. A partir dos resultados obtidos no capítulo 7, observa-se que o modelo apresentado obteve satisfatoriamente estimativas para as curvas de potência das turbinas simuladas. A simulação se mostrou eficaz e rápida para a análise da turbina. Além de ter menor complexidade,

pode ser muito bem aplicada de forma genérica para estudos preditivos de turbinas de pequeno, médio e grande porte sem a necessidade de ajustes ou correções adicionais. Além disso, evita-se a necessidade prévia de computadores de alto desempenho para analisar o coeficiente de potência da turbina.

A modelagem com difusor segue a mesma metodologia do método BEMT sem difusor. O que basicamente muda é o perfil de velocidade do fluido, que em turbinas sem difusor é considerado constante ao longo da pá e com difusor varia ao longo dela. Essa variação de velocidade do fluido em função do raio do difusor é introduzida a partir do estudo da eficiência e perdas no difusor. Uma vez que esse perfil de velocidade é configurado considerando o efeito do difusor, o método BEMT pode ser empregado para a análise de desempenho dessas turbinas.

A utilização do GSIP permitiu um acoplamento direto entre o eixo do rotor da turbina e o do gerador elétrico, eliminando perdas mecânicas se comparado aos sistemas que utilizam caixas multiplicadoras de velocidade. As tensões por fase induzidas nesse tipo de máquina são relativamente altas, mesmo em baixa rotação, porque são proporcionais à frequência elétrica (desde que possuam uma quantidade relativamente grande de pares de polos). Devido a essas características foi possível implementar mais facilmente o controle de estratégias de MPPT, sem a necessidade de sensores de velocidades, para toda a faixa de velocidade de fluido em que a turbina pode operar.

As estratégias utilizadas para a operação no ponto de geração de máxima potência se fundamentaram no controle do ângulo de *pitch* das pás da turbina e na estratégia de MPPT baseada na realimentação de potência. Conforme apresentado no capítulo 10, a implementação desse controle híbrido de MPPT resultou em melhores resultados de desempenho da turbina: i) obteve-se maior aceleração na condição de partida da turbina, ii) o tempo de partida da turbina foi reduzido, logo a resposta dinâmica para se alcançar o regime permanente no MPP foi mais rápida, iii) conforme se esperava, o $C_{p_{MPP}}$ em condições nominais e próximo a ela é alcançado. Em condições de baixa velocidade do fluido o C_p é muito próximo daquele do MPP. Portanto, foi possível validar a melhoria e eficiência da estratégia híbrida de MPPT.

O modelo apresentado e simulado de todo o sistema de conversão de energia foi implementado no programa Matlab. As principais contribuições deste trabalho foram: i) apresentar um modelo otimizado de todo o sistema de conversão de energia, ii) garantir um modelo de ampla aplicabilidade para representação do desempenho de turbinas tipo hélice de eixo horizontal de pequeno, médio e grande porte, tanto para aplicações eólicas como hidrocínéticas, iii) rápido pré-processamento e processamento para análise de desempenho, mecânico e elétrico; iv)

implementação simples quando comparada àquelas com modelagem CFD, que demandam maior carga computacional e são mais complexas de simular; e v) evita a necessidade de computadores de alto desempenho, o que reduz os custos da infraestrutura para pesquisa.

11.2 Sugestões para trabalhos futuros

- i. Analisar os esforços dinâmicos sobre as pás na região de partida da turbina, com e sem controle do ângulo de *pitch*;
- ii. Analisar e comparar a resposta dinâmica das turbinas eólicas e hidrocínéticas de mesma potência nominal e verificar possíveis vantagens e desvantagens entre as aplicações;
- iii. Analisar a influência das estratégias de MPPT na rejeição à perturbação;
- iv. Testar outras topologias de conversores que contribuíssem para a melhoria na conversão de energia e maximização da potência extraída;
- v. Estudar possíveis projetos de geradores para turbinas com difusores, como construção do estator dentro do difusor e aumento do número de polos, etc;
- vi. Estudar métodos economicamente viáveis para estimar a velocidade do rotor da turbina para aplicações de pequeno porte.

11.3 Lista de artigos técnicos produzidos sobre o tema e áreas correlatas da tese de doutorado

- i. H. A. Oliveira, L. A. d. S. Ribeiro, J. R. P. Vaz, O. R. Saavedra e J. G. De Matos, “Comparative study of different correction methods to analyze wind turbine performance,” 15th Brazilian Power Electronics Conference and 5th IEEE Southern Power Electronics Conference (COBEP/SPEC), 1-4 December 2019.
- ii. H. A. Oliveira, J. G. R. L. A. d. S. De Matos, O. R. Saavedra e C. A. S. Castelo Branco, “BEM Model Extended to Analyze the Performance of Medium and Large Size Wind Turbines,” IECON 2021 - 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, 2021.
- iii. H. A. Oliveira, J. G. De Matos, L. A. d. S. Ribeiro, O. R. Saavedra, A. d. A. Lorençato, A. S. Martins e L. d. P. A. Pinheiro, “Smooth Integration of Rectifier-Battery Banks Operation in Real-Life Isolated Microgrids Based on Renewable Sources: Theory and Application,” IEEE TRANSACTIONS ON SMART GRID, pp. 3383-3393, 5 September 2022.
- iv. H. A. Oliveira et al., "A bidirectional converter control design to improve the

performance of isolated microgrid," IECON 2021 – 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Toronto, ON, Canada, 2021, pp. 1-6, doi: 10.1109/IECON48115.2021.9589881.

- v. Oliveira, H.A.; de Matos, J.G.; Ribeiro, L.A.d.S.; Saavedra, O.R.; Vaz, J.R.P. Assessment of Correction Methods Applied to BEMT for Predicting Performance of Horizontal-Axis Wind Turbines. *Sustainability* 2023, 15, 7021. <https://doi.org/10.3390/su15087021>.

11.4 Artigo técnico sobre o tema e áreas correlatas da tese de doutorado aceito para publicação

- i. Oliveira, H.A.; Wood, D; de Matos, J.G.; Ribeiro, L.A.d.S.; Saavedra, O.R; A. C. V. Nascimento. Improved performance of wind turbines using a hybrid MPPT strategy. 25th European Conference on Power Electronics and Applications, Aalborg, Denmark, 2023.

Referências

- [1] Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), Brasil em Números, Rio de Janeiro: IBGE, 2015.
- [2] Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, “Censo Demográfico - Características da População e dos Domicílios,” IBGE, Rio de Janeiro, 2011.
- [3] Ministério de Minas e Energia, “Balanço Energético Nacional 2014: Ano Base 2013,” Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, 2014.
- [4] Ministério de Minas e Energia, “Balanço Energético Nacional 2015: Ano Base 2014,” Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, 2015.
- [5] Centrais Elétricas Brasileiras - ELETROBRAS, “Sistema de Informações do Potencial Hidrelétrico Brasileiro,” ELETROBRAS, Rio de Janeiro, 2014.
- [6] H. Th.J., “Tidal Power,” *Proceedings of the IEEE.*, vol. 8, nº 3, pp. 419-433, March, 1993.
- [7] S. E. B. Elghali, R. Balme, K. L. Saux, M. E. H. Benbouzid, J. F. Charpentier e F. Hauville, “A Simulation Model for the Evaluation of the Electrical Power Potential Harnessed by a

- Marine Current Turbine,” *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, vol. 32, n° 4, pp. 786-797, 2007.
- [8] Intergovernmental Panel on Climate Change, “Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation,” 2012.
- [9] J. Zhang, L. Moreau, M. Machmoum e P.-E. Guillermin, “State of the Art in Tidal Current Energy Extracting Technologies,” *International Conference on Green Energy*, 19 June 2014.
- [10] A. Uihlein e D. Magagna, “Renewable and Sustainable Energy Reviews,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, n° May, pp. 1070-1081, 2016.
- [11] T. E. Tawil, J. F. Charpentier e M. Benbouzid, “Tidal energy site characterization for marine turbine optimal installation: Case of the Ouessant Island in France,” *International Journal of Marine Energy*, vol. 18, n° June, pp. 57-64, 2017.
- [12] J. Hardisty, *The analysis of tidal stream power*, Chichester: Wiley, 2009.
- [13] M. O. L. Hansen, *Aerodynamics of Wind Turbines*, 3th Edition ed., London and New York: Routledge, 2015.
- [14] J. R. P. Vaz, J. T. Pinho e A. L. A. Mesquita, “An extension of BEM method applied to horizontal-axis wind turbine design,” *Renewable Energy*, pp. 1734-1740, 8 January 2011.
- [15] D. H. Wood, “Application of extended vortex theory for blade element analysis of horizontal-axis wind turbines,” *Renewable Energy*, pp. 188-194, 12 January 2018.
- [16] J. Vaz e D. H. Wood, “Performance analysis of wind turbines at low tip-speed ration using the Betz-Goldstein model,” *Energy Conversion and Management*, n° 126, pp. 662-672, 2016.
- [17] D. Wood, V. Okulov e D. Bhattacharjee, “Direct calculation of wind turbine tip loss,” *Renew Energy*, pp. 95:269-76, 2016.
- [18] H. A. Oliveira, L. A. d. S. Ribeiro, J. R. P. Vaz, O. R. Saavedra e J. G. De Matos, “Comparative study of different correction methods to analyze wind turbine performance,” *15th Brazilian Power Electronics Conference and 5th IEEE Southern Power Electronics Conference (COBEP/SPEC)*, 1-4 December 2019.
- [19] D. Wood, *Small Wind Turbines - Analysis, Design, and Application*, New York: Springer, 2011.
- [20] Sondotécnica Engenharia de Solos, “Exploração da Energia Maremotriz na Costa do Maranhão, Pará e Amapá,” Rio de Janeiro, 1981.

- [21] Eletronorte S.A., UNIFEI, “ENERGIA HIDROcinÉTICA NO NORTE DO BRASIL,” Itajubá, 2016.
- [22] H. A. Oliveira, J. G. R. L. A. d. S. De Matos, O. R. Saavedra e C. A. S. Castelo Branco, “BEM Model Extended to Analyze the Performance of Medium and Large Size Wind Turbines,” *IECON 2021 - 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2021.
- [23] J. F. a. M. J. G. Manwell, *Wind Energy Explained: Theory, Design and Application*, 2nd ed., 2th Edition ed., Chippingham, Wiltshire: John Wiley & Sons Ltd, 2009.
- [24] T. Burton, D. Sharpe e N. a. B. E. Jenkins, *Wind Energy Handbook*, 1th Edition ed., Chichester, West Sussex: John Wiley & Sons, Ltd, 2001.
- [25] P. J. Pritchard, *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*, 8th Edition ed., Danvers: John Wiley & Sons, INC.
- [26] W. a. K. K.-H. Beitz, *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering*, vol. 1, Honiton, Devon: Springer-Verlag London Ltd., 1994.
- [27] E. Branlard, *Wind Turbine Aerodynamics and Vorticity-Based Methods: Fundamentals and Recent Applications*, vol. 7, Cham, Switzerland: Springer International Publishing, 2017.
- [28] S. B. P. A. W. E. R. Lissaman, *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*, Oregon: Oregon State University, 1974.
- [29] R. E. Wilson e P. B. S. a. W. S. N. Lissaman, *Aerodynamic Performance of Wind Turbines*, Oregon, 1976.
- [30] M. O. L. Hansen, *Aerodynamics of Wind Turbines*, 3th Edition ed., London: Routledge, 2015.
- [31] O. d. Vries, *Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion*, London: Technical Editing and Reproduction Ltd, 1979.
- [32] P. a. H. A. Moriarty, *AeroDyn Theory Manual*, Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2005.
- [33] P. Smith, *Aerodynamic Theory: A General Review of Progress – Vol. IV. Applied*, Peter Smith Publisher, Inc., 1976.
- [34] R. Wilson, *Aerodynamic behavior of wind turbines*, New York, USA: Spera DA. Wind turbine techonology. ASM Press, 2009.

- [35] V. Okulov e J. Sørensen, “Refined Betz limit for rotors with a finite number of blades,” *Wind Energy*, pp. 415-26, 2008.
- [36] B. A. Prandtl L, *Four essays on the hydrodynamics and aerodybamics*, Göttinger Nachr, Göttingen, 1927.
- [37] Q. Wald, “The aerodynamics of propellers,” *Prog Aerosp Sci*, vol. 42, pp. 85-128, 2006.
- [38] J. Vaz e W. DH, “Performance analysis of wind turbines at low tip-speed ration using the Betz-Goldstein model,” *Energy Conversion and Management*, n° 126, pp. 662-672, 2016.
- [39] D. A. Spera, *Wind Turbine Technology Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering*, New York: ASME Press, 2009.
- [40] C. Bak, P. Fuglsang, N. N. Sørensen e H. A. Madsen, *Airfoil Characteristics for Wind Turbines*, Roskilde: Risø National Laboratory, 1999.
- [41] E. R. Wilson e S. B. P. Lissaman, *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*, Oregon: Oregon State University and Science National Foundation, 1974.
- [42] J. Marshall L. Buhl, *A New Empirical Relationship between Thrust Coefficient and Induction Factor for the Turbulent Windmill State*, Golden: National Renewable Energy Laboratory, 2005.
- [43] W. Z. Shen, R. Mikkelsen, J. N. Sorensen e C. Bak, “Tip Loss Corrections for Wind Turbine Computations,” *Wind Energy*, pp. 8:457-475, 31 March 2005.
- [44] C. Lindenburg, *Stall Coefficients - Aerodynamic airfoil coefficients at large angeles of attrak*, Colorado, 2001.
- [45] H. A. Oliveira, J. G. de Matos, L. A. d. S. Ribeiro, O. R. Saavedra e C. A. Santana, “BEM Model Extended to Analyze the Performance of Medium and Large Size Wind Turbines,” em *IECON 2021 – 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Toronto, ON, Canada, 2021.
- [46] D. H. Wood e V. L. Okulov, “Nonlinear blade element-momentum analysis of Betz-Goldstein rotors,” *Renewable Energy*, vol. 107, p. 542e549, 2017.
- [47] J. R. Vaz, V. L. Okulov e D. H. & Wood, “Finite blade functions and blade element optimization for diffuser-augmented wind turbines,” *Renewable Energy*, pp. 812-822, March 2021.
- [48] H. A. Oliveira, L. A. d. S. Ribeiro, J. R. P. Vaz, O. R. Saavedra e J. G. De Matos,

- “Comparative study of different correction methods to analyze wind turbine performance,” *15th Brazilian Power Electronics Conference and 5th IEEE Southern Power Electronics Conference (COBEP/SPEC)*, 1-4 Dezembro 2019.
- [49] D. G. Phillips, *An Investigation on Diffuser Augmented wind Turbine Design*, Auckland, 2003.
- [50] B. P. S. L. Dixon, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Dixon, S. L. (Sydney Lawrence): Elsevier Butterworth–Heinemann, 2005.
- [51] C. U. Brunner, C. Evans e R. Werle, “Standard Format for IEC Standards - Learning from motor standards for other electric equipment,” Topmotors, [Online]. Available: https://www.topmotors.ch/sites/default/files/2018-06/E_PB_2013_EEMODS13_Paper_Brunner_IEC_Standards.pdf. [Acesso em 01 07 2020].
- [52] D. Wood, *Small Wind Turbines - Analysis, Design, and Application*, London Dordrecht Heidelberg New York: Springer, 2011.
- [53] R. D. Corrigan e L. A. Viterna, “Free Yaw Performance of the MOD-0 Large Horizontal Axis 100 kW Wind Turbine,” National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, 1985.
- [54] J. L. Collins, P. R. H. Shaltens Richard K e R. S. Barton, “Experience and Assessment of the DOE/NASA MOD-1 2000 kW Wind Turbine Generator,” National Aeronautic and space Administration. General Electric Company, At Boone, North Carolina, 1985.
- [55] H. H. Hubbard e K. P. Shepherd, “The effects of blade mounted vortex generators on the noise from a MOD-2 wind turbine generator,” National Aeronautics and Space Administration, Virginia, 1984.
- [56] NASA, “Mod-2 Wind Turbine System Development Final Report. Volume 1 Executive summary,” National Aeronautics and Space Administration, 1982.
- [57] NASA, “MOD-5A Wind Turbine Generator Program Design Report Volume 1 Executive Summary,” National Aeronautics and Space Administration, 1984.
- [58] J. Jonkman e W. Musial, “A Hydrodynamic Optimization Method and Design Code for Stall-Regulated Hydrokinetic Turbine Rotors,” em *ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering OMAE*, Honolulu, Hawaii, 2009.
- [59] W. R. Skrzypinski, F. Zahle e C. Bak, “Parametric approximation of airfoil aerodynamic coefficients at high angles of attack,” *Proceedings of EWEA 2014 European Wind Energy*

Association (EWEA), 2014.

- [60] A. L. A. Mesquita, A. L. A. Mesquita, F. C. Palheta, J. R. P. Vaz, M. V. G. de Moraes e C. Gonçalves, “A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Energy Conversion and Management*, pp. 1261-1268, November 2014.
- [61] T. A. Lipo, *Analysis of Synchronous Machines - Second Edition*, New York: CRC, 2012.
- [62] D. W. Novotny e T. A. Lipo, *Vector Control and Dynamics of AC Drives*, Wisconsin: University of Wisconsin-Madison, 1996.
- [63] M. P. F. De Assunção, *Estudo e Análise de controlador para turbina eólica para injeção de energia na rede elétrica*, São Luís: UFMA, 2018.
- [64] B. Wu, L. Y., N. Zargari e S. Kouro, *Power conversion and control of wind energy systems*, John Wiley & Sons, 2011.
- [65] N. Mohan, T. .. Undeland e W. P. Robbins, *Power Electronics - Converters, Applications, and Design. Second Edition*, New York: John Wiley & Sons, INC..
- [66] M. Cheng e Y. Zhu, “The state of the art of wind energy conversion systems and technologies: A review,” *Energy Conversion and Management*, p. 332–347, 15 August 2014.
- [67] R. M. Linus e P. Damodharan, “Maximum power point tracking method using a modified perturb and observe algorithm for grid connected wind energy conversion systems,” *IET Renewable Power Generation*, pp. 682-689, 20 February 2014.
- [68] R. Rathi e K. S. Sandhu, “Comparative Analysis of MPPT Algorithms using Wind Turbines with Different Dimensions & Ratings,” em *IEEE 1st International Conference on Power Electronics, Intelligent Control and Energy Systems (ICPEICES)*, Delhi, India, 2016.
- [69] H. A. Oliveira, *Projeto e Análise de Desempenho de Turbina Hidrocinética*, São Luís: Universidade Federal do Maranhão, 2020.
- [70] T. R. S. Freitas, P. J. M. Menegáz e S. L. Simonetti, “Rectifier topologies for permanent magnet synchronous generator on wind energy conversion systems: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, nº February , pp. 1334-1344, 2016.
- [71] H. A. Oliveira, J. G. De Matos, L. A. d. S. Ribeiro, O. R. Saavedra, A. d. A. Lorençato, A. S. Martins e L. d. P. A. Pinheiro, “Smooth Integration of Rectifier-Battery Banks Operation in Real-Life Isolated Microgrids Based on Renewable Sources: Theory and Application,” *IEEE TRANSACTIONS ON SMART GRID*, pp. 3383-3393, 5 September 2022.

- [72] J. G. De Matos, *Controle de potência em microrrede CA isoladas com aerogeradores e bancos de baterias distribuídos*, São Luís: Universidade Federal do Maranhão, 2014.
- [73] Y. Du e A. K. S. Bhat, “Power Converter Schemes for Small Scale Wind Energy Conversion Systems - Review, a Systematic Classification Based on Isolation Transformer and Generator Side Rectifier,” *Second International Conference on Computational Intelligence & Communication Technology (CICT)*, 2016.
- [74] E. A. Jr., *Estratégia de Conversor para Interligação de Sistemas de Geração Eólica à Rede Elétrica*, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2014.
- [75] G. F. Franklin, J. D. Powell e A. Emami-Naeini, *Sistemas de Controle para Engenharia - Sexta Edição*, Porto Alegre: Bookman, 2013.
- [76] Xantrex Technology Inc., “Operation and Maintenance Manual. Model BWT-10240. 10KW Grid-Tied,” Livermore, CA, US, 2003.