

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALBERTO DOS SANTOS LOPES

PROJETO E TESTES DE UM AEROGERADOR DE PEQUENO PORTE E DE UM
SISTEMA DE MEDIÇÃO DE EFICIÊNCIA MECÂNICA

FORTALEZA

2011

ALBERTO DOS SANTOS LOPES

PROJETO E TESTES DE UM AEROGERADOR DE PEQUENO PORTE E DE UM
SISTEMA DE MEDIÇÃO DE EFICIÊNCIA MECÂNICA

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do grau Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha

Co-Orientador: Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Junior

L85p Lopes, Alberto dos Santos
Projeto e testes de um aerogerador de pequeno porte e de um sistema de
medição de eficiência mecânica /Alberto dos Santos Lopes, 2009.
118 f. ; il. color. enc.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Co-orientador: Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Junior
Área de concentração: Energias renováveis
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Ceará, Centro de
Tecnologia. Depto. de Engenharia Mecânica e de Produção, Fortaleza, 2011.

1. Energia – Fontes alternativas 2. Energia eólica. 3. Turbina. I. Rocha,
Paulo Alexandre Costa (Orient.). II. Silva Junior, Francisco Ilson da. III.
Universidade Federal do Ceará – Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

CDD 620

FORTALEZA
2011
ALBERTO DOS SANTOS LOPES

PROJETO, DESENVOLVIMENTO, MONTAGEM E TESTES DE UMA ESTRUTURA DE
MEDIÇÃO DE EFICIÊNCIA DE PEQUENOS AEROGERADORES

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 24/02/2011

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará – UFC

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Junior.
Universidade Federal do Ceará – UFC

Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia – Ceará - IFCE

Dedico este trabalho, primeiramente, a Deus que me conduziu e permitiu seguir em frente. Em especial à minha família, Filhos, Esposa, Mãe e Pai, pelo apoio e o incentivo incondicionais.

AGRADECIMENTOS

A Deus.

À minha filha Clara por se traduzir na maior fonte de motivação e dedicação ante a todos os desafios de minha vida.

À minha esposa Verônica e seus filhos Renato e Vitória de quem sempre tive o apoio, compreensão e incentivo nesta e em todas as etapas de minha vida.

Ao meu pai Almir, minha mãe Fátima, tia Georgina, avó Nazaré, avô José e irmã Alessandra por sempre estarem presentes em minha educação e formação desde a infância até minha idade adulta.

A todos os meus professores e, em especial ao meu Orientador, Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha, pela orientação, apoio e acolhida quando de minha chegada à Universidade Federal do Ceará, e ao meu Co-Orientador, Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Junior pelo apoio e pela disponibilidade de tempo e atenção durante o mestrado.

Aos meus colegas de mestrado, que compartilham o mesmo interesse no desenvolvimento das Energias Renováveis, em especial ao colega Francisco Olimpio Moura Carneiro com o qual aprendi e dividi os temas ligados a Energia Eólica e desenvolvi trabalhos em parceria, sendo ainda fundamental na etapa experimental deste trabalho.

Aos meus colegas do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos da UFC, liderado pelo Prof. Dr. Paulo Alexandre, pelo qual tenho muita estima.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), pela concessão da bolsa e financiamento da aquisição de materiais de consumo.

À FUNCAP (Fundação Cearense de Apoio ao Desenvolvimento Científico), pelo financiamento da compra de equipamentos.

À MPX Energia S.A., pelo financiamento e compra de equipamentos.

RESUMO

Neste trabalho, foi desenvolvida um turbina eólica de 490 W em conjunto com uma estrutura para testes de desempenho de aerogeradores deste porte. Foi empregado o método analítico BEM (*Blade Element Momentum Theory*) para desenvolvimento, dimensionamento, fabricação e testes dos componentes da turbina e do sistema de medição, abrangendo o estudo aerodinâmico das pás a serem testadas, seu respectivo carregamento, ensaio destrutivo e previsão de desempenho. Para tanto, foram consideradas as etapas do cálculo e projeto mecânico de todos os principais componentes. Também foi definida a metodologia de testes envolvendo a especificação de instrumentos, teste em bancada, testes de campo, tratamento de dados e geração de resultados. Os resultados foram posteriormente comparados com aqueles gerados pelo BEM. O aparato construído permitiu estabelecer uma estrutura adequada para futuros testes com rotores eólicos de maiores diâmetros e complexidade tecnológica.

ABSTRACT

In this paper was developed a small scale wind turbine and a structure for performance testing. It was employed the BEM (Blade Element Momentum Theory) to developing, design, fabrication and tests of wind turbine and the measuring system, including the blades aerodynamic analysis which was tested, it respective loading, destructive test and performance forecast. It was considered the complete mechanical design of main components. It was defined the tests methodology involving the instruments specifications, bench tests, field experiments, collected data analysis and results exposition and discussion. In order to validate the manufactured structure and system, it was verified the aerodynamic performance of a small scale wind turbine with 490 W. The results were compared with those proposed by BEM theory. The constructed device allowed establishing an appropriate condition for bigger wind turbine rotor in the future and with more technological complexity.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Cenário energético mundial através da história	17
1.2 A Energia eólica no Brasil	17
1.3 Tipos de turbinas/conversores eólicos	17
1.4 Conceitos predominantes no projeto de turbinas eólicas	18
1.5 Alguns conceitos de mecânica dos fluidos aplicados ao escoamento sobre corpos imersos	20
1.6 Teoria do Momento do Elemento de Pá – Definição de parâmetros	21
1.7 Teoria do Momento do Elemento de Pá – Desenvolvimento do método	24
1.8 Principais componentes de turbinas eólicas e o sistema de controle	28
1.8.1 Alternativas de controle	29
1.8.1.1 Controle de velocidade por estol	31
1.8.1.2 Controle de velocidade por variação do ângulo de <i>pitch</i> (θ)	31
2 OBJETIVOS	33
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	34
4 METODOLOGIA	38
4.1 Definições das características gerais do sistema	36
4.2 Fluxograma de medição	43
4.3 Desempenho e carregamento aerodinâmico – BEM	44
4.4 Projeto de desenho de componentes mecânicos	48
4.4.1 Torre	48
4.4.2 Freio aerodinâmico	54
4.4.3 Freio mecânico	63
4.4.4 Pás de teste	68
4.4.5 Eixo do rotor	71
4.4.6 Eixo da pá	82
4.4.7 Eixo do volante de freio mecânico	86
4.4.8 Rolamentos	90
4.4.9 Demais componentes	93
4.5 Fabricação das pás	94
4.6 Fabricação da veleta de orientação	100
4.7 Local e período de realização dos testes	101
4.8 Montagem do Sistema	102
4.9 Operação do sistema	106
5 Resultados	107
5.1 Ensaio destrutivo da pá	107
5.2 Coleta de dados de desempenho da pá em campo	108
5.3 Discussão dos resultados	110
6 CONCLUSÃO	114
7 TRABALHOS FUTUROS	115
8 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	116
APÊNDICE	118

LISTA DE SÍMBOLOS

\sqrt{a}	Fator de Neuber
A	Área de perpendicular ao fluxo; fator tabelado para cálculo de C_{superf}
a	Fator de indução ou interferência axial; distância entre o ponto de aplicação da força de frenagem e a articulação da sapata
a'	Fator de indução e interferência tangencial
b	Distância entre sapata e o centro do tambor; fator tabelado para cálculo de C_{superf}
B	Número de pás
C	Carga dinâmica básica de classificação
c	Corda do perfil aerodinâmica
C_{carreg}	Fator de correção devido ao tipo de carregamento
C_{conf}	Fator de correção devido a confiabilidade requerida do componente
C_D	Coefficiente de arrasto
C_L	Coefficiente de sustentação
C_M	Coefficiente de momento aerodinâmico
C_P	Coefficiente de potência
C_Q	Coefficiente de torque
C_{superf}	Fator de correção devido ao tipo de acabamento na superfície
C_T	Coefficiente de empuxo
C_{tamanho}	Fator de correção devido ao tamanho do componente
C_{temp}	Fator de correção devido a temperatura de operação da peça
d	Diâmetro de eixo
E	Módulo de rigidez
F	Fator de perda de ponta
F_a	Carga axial constante aplicada
F_a	Força de atuação do freio
$F_{\text{atuação}}$	Força de atuação do freio aerodinâmico e do freio mecânico
F_{centr}	Força centrífuga
F_D	Força de arrasto
F_L	Força de sustentação
F_{Mola}	Força exercida pela mola
F_r	Carga radial constante aplicada

k	Raio de giração
k_f	Fator de concentração de tensões em fadiga à flexão
k_{fs}	Fator de concentração de tensões em fadiga à torção
k_{Mola}	Constante elástica da mola
k_t	Fator geométrico de concentração de tensões teórico à flexão
k_{ts}	Fator geométrico de concentração de tensões teórico à torção
L	Vida em fadiga expressa em milhões de revoluções
L_0	Comprimento inicial da mola em teste de para cálculo de k_{Mola}
$L_{9,81N}$	Carga de testes de 9,81N empregada no cálculo de k_{Mola}
l_{ef}	Comprimento efetivo
L_{mola}	Comprimento da mola do freio aerodinâmico
M	Massa
M_A	Momento fletor no ponto A
M_{Amax}	Momento fletor máximo no ponto A
M_{Amin}	Momento fletor mínimo no ponto A
$M_{atuação}$	Momento de atuação da mola
M_{Ff}	Momento gerado pelas forças de frenagem
M_{Fn}	Momento gerado pelas forças normais à sapata na frenagem
N_f	Coefficiente de segurança
$N_{f,A}$	Coefficiente de segurança
P	Carga equivalente constante aplicada ao rolamento
P	Potência disponível no eixo
P_0	Potência do fluido através da área do rotor
P_{cr}	Carga crítica flambagem
p_{max}	Pressão máxima admissível no material de fricção da sapata
q	Sensibilidade ao entalhe
r	Raio local ou raio da pá; raio do freio do tambor, distância entre o centro de gravidade da pá e o eixo do rotor
R_y	Reação vertical no apoio A
R_{b_y}	Reação vertical no apoio B
R_X	Reação horizontal no na articulação da sapata
R_Y	Reação vertical no na articulação da sapata
S'_e	Limite de fadiga teórico.

S_e	Limite de fadiga corrigido
S_r	Índice de esbeltez
S_{ut}	Tensão de ruptura do material
S_y	Tensão de escoamento do material
T_f	Torque de frenagem
U	Velocidade de corrente livre
V	Fator de rotação
V_0	Velocidade de corrente livre do fluido
V_M	Velocidade a montante do rotor
V_{rel}	Velocidade relativa
V_T	Velocidade tangencial
w	Largura do tambor
W	Velocidade relativa
X	Fator radial
Y	Fator axial
α	Ângulo de ataque
β	Ângulo de giro da alavanca de acionamento do freio aerodinâmico
ΔL_{mola}	Variação do ângulo da mola
θ	Ângulo de torção da pá; ângulo entre a força de atuação do torque e a mola
θ_1	Ângulo que define o início da curvatura da sapata de freio
θ_2	Ângulo que define o final da curvatura da sapata de freio
θ_{max}	Ângulo de ocorrência da pressão máxima p_{max} de frenagem
λ	Velocidade específica
λ_r	Velocidade específica local
μ	Coefficiente de atrito do material de frenagem; posição relativa na pá
ρ	Massa específica do fluido
σ	Solidez do rotor
σ'	Solidez local do rotor
σ'_A	Tensão normal equivalente de Von Mises
σ''_A	Tensão normal equivalente de Von Mises
σ'_{Aa}	Tensão normal alternante equivalente de Von Mises no ponto A
σ'_m	Tensão normal média equivalente de Von Mises no ponto A
σ_A	Tensão normal devida à flexão no apoio A

σ_{Aa}	Tensão alternante no ponto A
σ_{Am}	Tensão média no ponto A
σ_{AMax}	Tensão normal máxima no ponto A
σ_{Amin}	Tensão normal mínima no ponto A
σ_{axial}	Tensão normal alternante equivalente de Von Mises no ponto A
σ_{comp}	Tensão normal devida a compressão gerada pelo empuxo na pá
τ_a	Tensão cisalhante alternante no ponto A
τ_A	Tensão cisalhante no ponto A
τ_{am}	Tensão cisalhante média no ponto A
τ_{Amax}	Tensão cisalhante máxima no ponto A
τ_{Amin}	Tensão cisalhante mínima no ponto A
φ	Ângulo de incidência em relação ao plano do rotor
ω	Rotação angular

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 - Energia Eólica - Capacidade Instalada
- Figura 2 - Conceito padrão - HAWT tripá em montagem.
- Figura 3 - Coeficiente de Potência em cada conceito de conversor eólico.
- Figura 4 - Idealização do fluxo de ar através de uma turbina eólica
- Figura 5 - Exemplo de elemento de pá utilizado no BEM.
- Figura 6 - Triângulo de velocidades numa seção de pá.
- Figura 7 - Principais componentes de turbinas eólicas.
- Figura 8 - Comportamento do empuxo e do momento fletor em turbina com controle por estol.
- Figura 9 - Comportamento do empuxo e do momento fletor em turbina com controle por variação de θ .
- Figura 10 - Comportamento da Pá (normal, com variação de θ e estol).
- Figura 11 - Exemplo do comportamento do C_M em relação ao C_L e C_D para um dado aerofólio.
- Figura 12 - Modelo em 3D da base de medição e acoplamentos.
- Figura 13 - Transdutor de torque T22 HBM.
- Figura 14 - Tacômetro digital com sensor indutivo de proximidade.
- Figura 15 - Foto do anemômetro e tela de aquisição de dados de vento em bancada (datalogger).
- Figura 16 - Foto datalogger e conversor, vista da bancada de testes.
- Figura 17 – (a) Controle Passivo de Pitch - atuação por força centrífuga, (b) 1º conceito de mecanismo desenvolvido para o protótipo.
- Figura 18 - Primeiro conceito para o freio aerodinâmico – atuação pelo momento aerodinâmico.
- Figura 19 - Fluxograma do sistema de medição e aquisição de dados.
- Figura 20 - Arranjo geométrico da torre.
- Figura 21 - Definição da carga de tração nos cabos de estaio.
- Figura 22 - Base da torre.
- Figura 23 - Módulos da Torre e primeiro Teste de levantamento realizado na UFC.
- Figura 24 - Arranjo padrão de aplicação de momento num aerofólio.
- Figura 25 - Arranjo com ponto de reação ao momento em $c/5$.

Figura 26 - Arranjo do mecanismo de freio aerodinâmico – detalhe para uma pá.

Figura 27 - Representação das forças geradas pelo momento aerodinâmico pela mola.

Figura 28 - Freio aerodinâmico montado no campo.

Figura 29 - Definição de parâmetros para cálculo de freios a tambor.

Figura 30 - Desenho do freio mecânico.

Figura 31 - Modelo de acionamento do freio a tambor na parte inferior da torre.

Figura 32 - Posicionamento da pá para ensaio.

Figura 33 - Cargas no eixo do rotor.

Figura 34 - Diagramas de carga, cortante e fletor do eixo do rotor.

Figura 35 - Diagrama de sensibilidade ao entalhe para aços sob flexão de Neuber.

Figura 36 - Dimensões do eixo de pá.

Figura 37 - Diagrama de carga e momento eixo da pá - $f(\text{empuxo})$.

Figura 38 - Diagrama de carga e momento eixo da pá - $f(\text{torque})$

Figura 39 - Diagrama de carga e momento fletor - eixo volante do freio mecânico.

Figura 40 - Desenho de fabricação do eixo volante do freio mecânico - observar detalhe do raio de curvatura.

Figura 41 - Tela do software *MDSolids* indicando o momento fletor no início da concordância entre eixo e volante.

Figura 42 - Definição de fatores para cálculo de rolamentos.

Figura 43 - Sistema de medição de potência e freio aerodinâmico em CAD ao final.

Figura 44 - Projeto do gabarito de montagem da pá.

Figura 45 - Montagem das seções da pá no gabarito.

Figura 46 - Gabarito fabricado no LAERO.

Figura 47 - Montagem dos perfis no gabarito empregando o eixo de referência de alumínio.

Figura 48 - Início de recobrimento de uma pá.

Figura 49 - Pá já recoberta com madeira balsa

Figura 50 - Aplicação de resina epóxi e tecido de fibra de vidro.

Figura 51 - Furos guia para posicionamento do eixo da pá.

Figura 52 - Recorte da pá para procedimento de ancoragem do eixo. Detalhe à esquerda do epóxi parcialmente preenchendo o compartimento.

Figura 53 - Definição da distância da veleta ao centro de orientação da turbina (torre)

Figura 54 - Detalhe do suporte de alumínio destinado a veleta de orientação.

Figura 55 - Foto do local de testes de campo.

Figura 56 - Pré montagem no LAERO (UFC).

Figura 57 - Arranjo para medição de resistências internas do sistema.

Figura 58 - Primeiro local de testes, componentes e ferramentas empregadas no experimento.

Figura 59 - Locação e montagem de ancoragens e base da torre do sistema de medição.

Figura 60 - Torre já tensionada aos estaios laterais e apoiada. Sistema de aquisição de dados.

Figura 61 - Sistema completo montado no topo da torre, prestes a ser levantado para início dos testes.

Figura 62 - Sistema prestes a entrar em operação.

Figura 63 - Comportamento da deflexão x carga aplicada - ensaio destrutivo com a pá.

Figura 64 - Exemplo de resultados - 20 maiores CPs.

Figura 65 - Resultados medidos: $C_p \times \lambda$.

Figura 66 - Resultados medidos: $P_{\text{eixo}}(W) \times V(m/s)$.

Figura 67 - Comparativo entre o CPBEM e o CPExperimental

Figura 68 - Levantamento de turbinas entre 1 e 4 m

Figura 69 - Levantamento de C_p versus λ , experimental e analiticamente.

LISTA DE TABELAS

- Tabela 1 - Dados de C_L e C_D para perfil S809, Re 300.000.
- Tabela 2 - Geometria da Pá: afilamento e torção.
- Tabela 3 - Exemplo de cálculo de a e a' para $\lambda = 6$.
- Tabela 4 - Dados de a e a' consolidados em todos os λ .
- Tabela 5 - Dados consolidados de C_P e C_T .
- Tabela 6 - Levantamento de 21 turbinas comercializadas atualmente.
- Tabela 7- Ângulos de ataque em $\lambda = 8$.
- Tabela 8 - Comportamento do C_m na referência de $c/4$ na faixa de operação a $\lambda = 8$.
- Tabela 9 - C_m' na condição de reação a $c/5$.
- Tabela 10 - Momento aerodinâmico na Pá.
- Tabela 11 - Comportamento da geometria do mecanismo de atuação do freio aerodinâmico.
- Tabela 12 - Molas adquiridas para teste.
- Tabela 13 - Comportamento das forças de atuação do freio e da mola em função do ângulo β .
- Tabela 14 - Cálculo do torque máximo no eixo do rotor dentro das premissas estabelecidas.
- Tabela 15 - Parâmetros finais e cálculos do freio mecânico a tambor.
- Tabela 16 - Empuxo na condição de máxima carga - atuação do freio aerodinâmico.
- Tabela 17 - Seqüência de carregamento prevista para os testes.
- Tabela 18 - Fator de correção de confiabilidade C_{conf} .
- Tabela 19 - Cargas distribuídas advindas do empuxo e do torque de frenagem da pá.
- Tabela 20- Verificação da vida de rolamentos do sistema.
- Tabela 21 - Comportamento da deflexão em cargas distribuídas na pá.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Cenário energético mundial através da história

A trajetória da humanidade sempre esteve de alguma forma ligada à busca por fontes de energia das mais diversas: alimentos, fluxos d'água, força motriz animal, lenha, carvão, petróleo, nuclear, etc.

Em cada período histórico algumas destas fontes sempre foram predominantes no que diz respeito ao seu emprego, sendo tema constante nas relações entre sociedades, países e raças. De acordo com Porto (2007), tal é a importância destas fontes para a evolução dos povos e de suas riquezas que por várias ocasiões tais fontes de energia foram motivos de grandes desentendimentos e, até mesmo, guerras entre países.

Neste cenário de grande pressão por novas fontes, a energia eólica se apresenta na última década como uma alternativa viável para complementação da matriz energética mundial. A Figura 1 apresenta a evolução da capacidade instalada de turbinas eólicas no mundo na última década.



Figura 1 - Energia Eólica - Capacidade Instalada. Fonte: WWEA (2010).

1.2 A Energia eólica no Brasil

O Brasil vem dedicando destacada atenção ao tema de desenvolvimento de parques eólicos, dado o grande potencial de seu litoral, principalmente no nordeste do país (EPE, 2002).

Ao final de 2009, a capacidade instalada no país era de 600 MW, ocupando a 21ª posição no mundo, subindo cinco posições quando comparada ao ano de 2008.

A procura de grandes fabricantes de turbinas eólicas mundiais por oportunidades para abertura de indústrias no Brasil vem se intensificando. Como exemplos, citam-se: *Wobben, Fuhrlander, GE e Impsa*.

Atualmente mais de 60% da capacidade instalada brasileira está alocada no Nordeste, notadamente nos estados do Ceará e Rio Grande do Norte.

Iniciativas do governo como o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia (PROINFA) contemplaram a implantação de 3.300 MW baseados em fontes renováveis, sendo 1.100 MW em eólica. Parte dos projetos que constituíram este programa encontra-se em fase de engenharia e construção.

Adicionalmente, a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), do Ministério de Minas e Energia promoveu um leilão para fornecimento de energia originada exclusivamente de fontes eólicas em dezembro de 2009, onde 71 projetos com 1.805,7 MW no total foram selecionados para contratos de 20 anos. Com alguns subsídios importantes nos custos de capital por parte do governo, observou-se que o preço médio contratado de R\$ 148,39/ MWh já estava no mesmo patamar da geração térmica a carvão. Já em 2010, um novo Leilão de Fontes Alternativas promovido pela EPE contratou mais 2047,8 MW em 70 projetos a um preço de tarifa da ordem de R\$135,00/ MWh.

No cômputo geral dos dois Leilões, o Ceará aparece com 692,7 MW em novos projetos. Quando considerada a capacidade em operação (ANEEL) de 518,9 MW o estado atingirá então 1211,6 MW de capacidade instalada em no máximo quatro anos.

1.3 Tipos de turbinas/conversores eólicos

Os tipos de conversores (turbinas) que utilizam o vento como fonte de energia utilizável podem ser classificados, dentre outras formas, segundo Manwell (2002), através de:

- Orientação do eixo principal (eixo de potência): vertical ou horizontal;
- Aproveitamento aerodinâmico: arrasto ou sustentação;
- Posicionamento do rotor em relação ao vento e à torre: barlavento (upwind) ou sotavento (downwind).

A despeito da imensa quantidade de conceitos de projeto de aerogeradores até então propostos, é consenso que a forma mais eficiente, técnica e economicamente, são as HAWTs (Horizontal Axis Wind Turbines). Ainda dentro deste tipo de classificação, várias são as possibilidades de desenho.

Finalmente, turbinas com perfis de aerofólio (Figura 2), com duas ou três pás são as predominantes das aplicações de mercado, já sendo uma tecnologia de eficiência notadamente comprovada.



Figura 2 - Conceito padrão - HAWT tripá em montagem. Fonte: Siemens.

1.4 Conceitos predominantes no projeto de turbinas eólicas

A justificativa para a aplicação predominante (tripás ou bipás) se dá pelo desempenho destas em relação às outras opções. Hau (2006) apresenta uma comparação (Figura 3) entre os vários conceitos através de uma análise do Coeficiente de Potência (C_p) x Velocidade Específica (λ), onde tal conclusão fica clara.

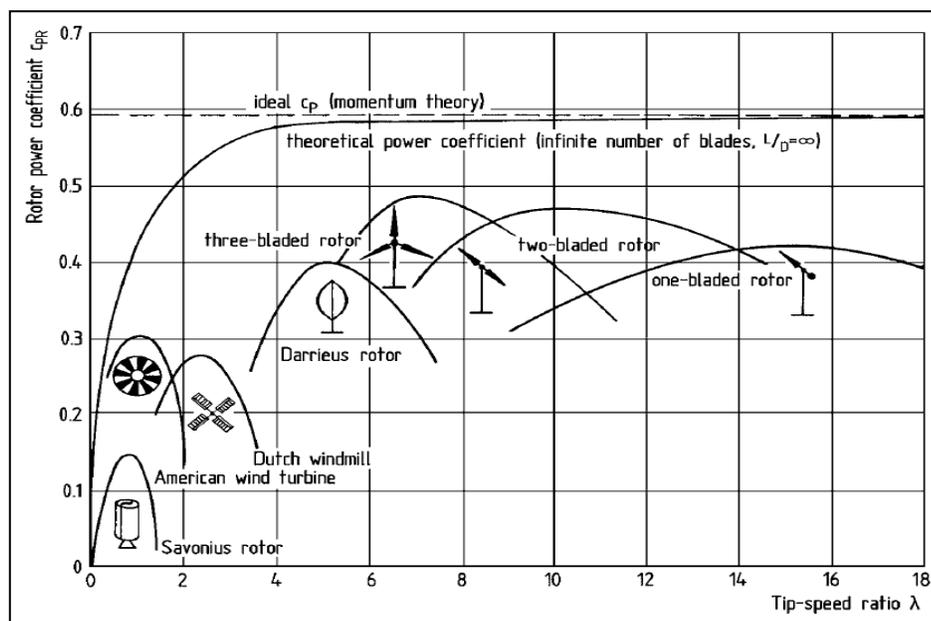


Figura 3 - Coeficiente de Potência em cada conceito de conversor eólico. Fonte: Hau (2006).

O Coeficiente de potência é definido como:

$$C_P = \frac{P}{P_0} \quad (1)$$

Representa então a relação entre a potência mecânica extraída pelo eixo do rotor (P) e a potência disponível na corrente livre de ar não perturbado na área varrida do rotor (P_0). Já o termo de velocidade específica (tip speed ratio, λ) é descrito como:

$$\lambda = \frac{\omega r}{V_w} \quad (2)$$

A velocidade específica λ representa a relação entre a velocidade da ponta da pá (ωr , velocidade angular multiplicada pelo raio) e a velocidade da corrente livre de ar não perturbado (V_w). Serve para adimensionalizar a análise de rotores de vários diâmetros em diversas condições de vento.

Os coeficientes de potência máximos usuais para as modernas HAWTs situam-se em torno de 0,45 sob velocidades específicas entre 7 e 8 (HAU, 2006). Já observando as pequenas HAWTs, Gipe(2004) apresenta mais de 130 exemplos com diâmetros de rotor

variando de 0,26 m à 18 m. Tais modelos possuem seus coeficientes de potência situados, em sua maioria, entre 0,10 e 0,30.

1.5 Alguns conceitos de mecânica dos fluidos aplicados ao escoamento sobre corpos imersos

Na ocorrência de escoamento de fluidos viscosos e incompressíveis ao redor de corpos imersos, algumas grandezas merecem destaque. Estas, definidas por Anderson (2005) e várias outras referências, são:

Arrasto: é a componente da força que age sobre um corpo na mesma direção do escoamento do fluido, em sentido contrário a este. Em geral, para corpos não idealizados, tal força é advinda tanto das componentes de pressão aerodinâmica sobre o corpo quanto daquelas geradas pelo atrito viscoso junto à superfície deste.

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A_D V_0^2 \quad (3)$$

Sendo:

ρ , massa específica do fluido;

A_D , área projetada do corpo, perpendicular ao fluxo;

V_0 , velocidade do fluido;

C_D , coeficiente adimensional que, para escoamentos incompressíveis, é função estritamente da forma do corpo e do número de Reynolds (Re) característico do escoamento, sendo, normalmente, um dado obtido através de experimento prático.

Sustentação: componente da força que atua sobre um corpo e que tem direção perpendicular ao escoamento do fluido. Tal força é principalmente originada pelas componentes de pressão no entorno do corpo.

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho A_L V_0^2 \quad (4)$$

Aqui é o coeficiente C_L que define a proporcionalidade da força em relação ao escoamento, sendo – como o Arrasto – função da forma do corpo e do número de Reynolds característico do escoamento.

Já a área A_L é a área de a qual esta exposta a tal força. Num exemplo de uma asa de avião, por exemplo, seria sua envergadura multiplicada pela corda. Contudo, em aplicações específicas, tal área pode ser definida de forma diferente, em função de como as medições de túnel de vento para obtenção do C_L foram procedidas.

Normalmente os corpos imersos em escoamentos estão submetidos, principalmente, a forças de arrasto. Contudo, formas típicas possuem preponderância de forças de sustentação. Tais formas (aerofólios) possuem larga aplicação na indústria aeronáutica (asas, por exemplo) e em turbinas eólicas (pás).

1.6 Teoria do Momento do Elemento de Pá – definição de parâmetros

A busca por um modelo analítico que descrevesse o comportamento aerodinâmico de rotores eólicos - baseados predominantemente em sustentação - seu impacto na conversão de energia eólica e sua influência no carregamento mecânico e estrutural do equipamento redundou no estabelecimento da teoria em epígrafe: *Blade Element Momentum Theory* (BEM).

Esta teoria, conforme Manwell (2002) é a consolidação entre a Teoria da Conservação do Momento Linear baseado no disco atuador com a Teoria de Faixas (*Strip Theory*). Em linhas gerais, pelo princípio da conservação da massa, a redução de velocidade do ar a jusante do rotor em relação àquela a montante induz um aumento da área da seção do tubo de corrente.

O comportamento idealizado do ar através de uma turbina eólica tem a formatação da Figura 4:

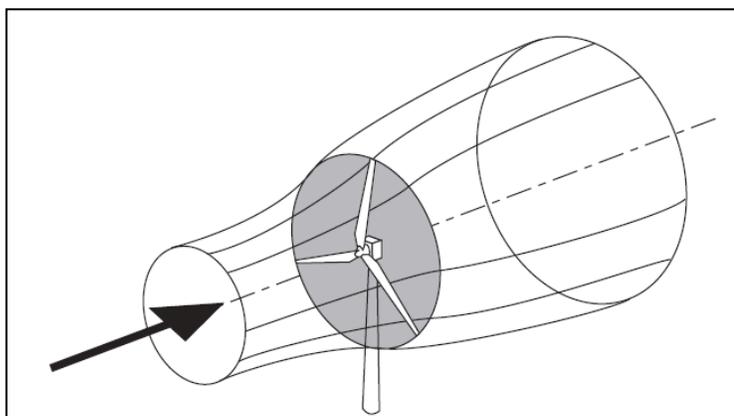


Figura 4 - Idealização do fluxo de ar através de uma turbina eólica. Fonte: Burton (2001)

Percebe-se então que a velocidade do ar possui maiores valores a montante e menores valores a jusante do rotor. Ou seja, há variação de sua energia cinética. É esta variação que é absorvida pelo rotor e convertida em energia mecânica de eixo.

O método do BEM essencialmente divide a pá em elementos (usualmente 20) distribuídos igualmente na direção radial da pá, conforme Figura 5.

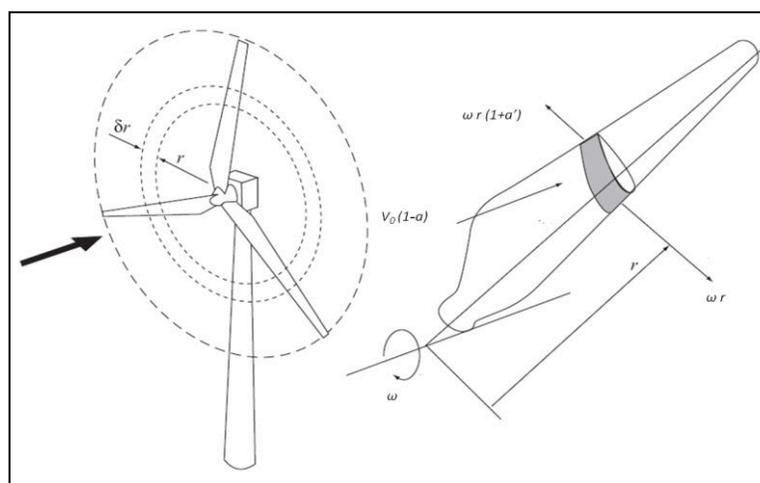


Figura 5 - Exemplo de elemento de pá utilizado no BEM. Fonte: Burton (2001).

A forma com a qual esta variação de velocidades (energia cinética) se dá é descrita analiticamente no triângulo de velocidades da Figura 6.

Observando mais em detalhe a seção do aerofólio (pá) submetida ao fluxo de ar, pode-se estabelecer tal triângulo de velocidades composto de grandezas necessárias a criação de relações que são a base do estudo analítico do tema.

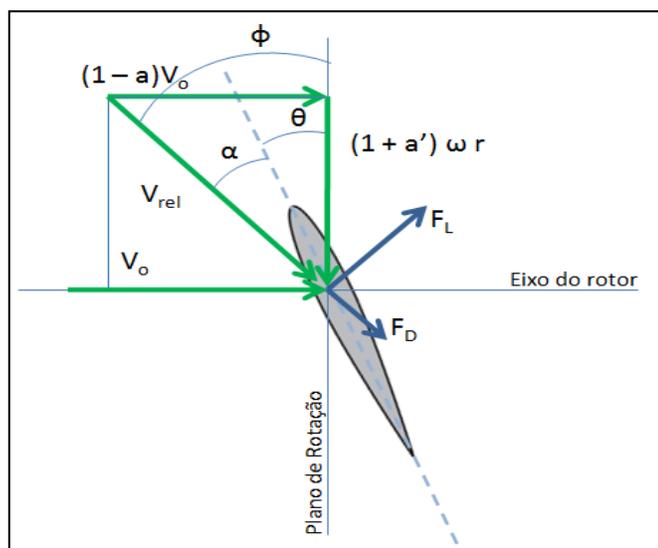


Figura 6 - Triângulo de velocidades numa seção de pá.

Algumas definições são então pertinentes. A variação de velocidade entre a corrente livre de ar (V_0) e aquela situada imediatamente a montante da pá (V_M) é dada como:

$$\begin{aligned} V_M &= V_0 - a V_0 \\ V_M &= V_0(1 - a) \end{aligned} \quad (5)$$

Define-se que a é então a grandeza a ser considerada em todo o estudo analítico, pois representa o quanto foi reduzido da velocidade de corrente livre V_0 .

É importante notar que também há uma variação de velocidade na direção tangencial da pá. Esta variação é adotada como a' e tem sua definição como:

$$V_T = \omega r (1 + a') \quad (6)$$

Onde:

ω , é velocidade angular do rotor;

r , é o raio da pá onde está sendo verificado a' .

Em função da distribuição radial de a' sobre a pá, nota-se que a velocidade tangencial V_T varia consideravelmente em função do raio.

A combinação entre as duas componentes de fluxo de ar, regidas por a e a' , gera uma componente V_{rel} a qual pode ser entendida como a velocidade “realmente” percebida pela pá quando em operação.

O ângulo entre V_{rel} e o plano de rotação do rotor é definido por Φ . Já o ângulo entre a V_{rel} e a corda do perfil (linha que liga o bordo de ataque ao bordo de fuga) é o ângulo de ataque α . Este ângulo traz informações importantes do perfil empregado, pois a partir dele obtêm-se os dados de C_L e C_D – fundamentais para avaliação do desempenho do rotor.

O critério fundamental para operação ótima de um rotor eólico é que em toda a pá a relação entre C_L e C_D seja máxima em todas as seções ou elementos, maximizando as forças de sustentação F_L em relação às de arrasto F_D . Vê-se que, ao se avançar na direção radial da pá, no sentido da raiz até a ponta, a componente de velocidade radial ωr é alterada, modificando, portando o ângulo de incidência Φ .

Voltando ao triângulo de velocidades da Figura 6, tem-se:

$$\Phi = \alpha + \theta \quad (7)$$

Da necessidade de se manter α na condição de C_L / C_D máxima, ou seja, maximizar a sustentação em relação ao arrasto, surge a finalidade do ângulo θ – ângulo entre a corda do perfil e o plano de rotação do rotor. Trata-se do ângulo de torção, ou seja, é uma especificação de projeto para a geometria da pá.

1.7 Teoria do Momento do Elemento de Pá – Desenvolvimento do método

Definidos os parâmetros (a , a' , α , Φ , θ) para uma condição ótima de operação, pode-se então avançar no método do BEM.

Preliminarmente, define-se a geometria da pá:

- Ângulo de torção θ ao longo da pá;
- Distribuição da corda ao longo da pá (afilamento);

O ângulo de torção θ é função de Φ e α a partir da Equação 7. Mantendo-se α constante na condição de C_L/C_D máxima para um determinado perfil aerodinâmico, Manwell (2002) indica Φ como:

$$\phi = \frac{2}{3} \operatorname{atan}(1/\lambda_r) \quad (8)$$

Onde λ_r é definida como a velocidade específica numa seção posicionada num raio r qualquer.

De posse de Φ em todos os elementos da pá, obtém-se então o ângulo θ através da Equação (7).

Já a corda é definida por Manwell (2002) como:

$$c = \frac{8\pi r}{BC_L} (1 - \cos \Phi) \quad (9)$$

Onde:

B , número de pás do rotor;

C_L , coeficiente de sustentação para a condição de C_L/C_D máxima;

r , distância de um elemento da pá em estudo qualquer ao centro do rotor.

Definida a geometria da pá, parte-se então para avaliação de desempenho do rotor e do carregamento gerado sobre este pelo vento. Aqui, além das condições geométricas definidas acima, o cálculo de a e a' também se faz necessário.

Manwell (2002) indica o equacionamento e método a seguir. Trata-se de processo iterativo, onde os primeiros valores assumidos para a e a' são zero.

Para cada elemento da pá – recomenda-se a em divisão em 20 elementos - tem-se:

$$a = \frac{1}{\left[1 + \frac{4 \operatorname{sen}^2(\phi)}{\sigma' C_L \cos(\phi)} \right]} \quad (10)$$

Onde:

σ' , solidez local da pá, ou seja, a razão entre a área da seção do rotor (com todas suas pás) e a área varrida por esta seção;

A solidez é descrita como:

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

Posteriormente,

$$a' = \frac{1 - 3a}{4a - 1} \quad (12)$$

Volta-se então para o cálculo de Φ utilizando:

$$\tan(\phi) = \frac{V_0(1 - a)}{\omega r(1 + a')} \quad (13)$$

Nesta etapa é importante citar o fenômeno descrito como perda de ponta (F). Tal fenômeno ocorre na extremidade de pás de aerogeradores e de asas de aviões devido à tendência do fluxo de ar assumir um comportamento diferente nestas regiões. Não mais é gerada a sustentação e arrasto da forma já citada, e sim, há um redirecionamento do fluido na direção radial, no sentido da raiz para a ponta da pá. Tal comportamento incorre em linhas de corrente que geram convergência entre o fluxo de extradorso e intradorso, numa trajetória preferencial em relação ao contorno do aerofólio em condições normais.

Prandtl (1930) descreveu o fenômeno da perda de ponta e experimentalmente desenvolveu a formulação a seguir para o cálculo de sua influência dos fatores de interferência axial e tangencial (a e a') e, portanto, no desempenho do rotor eólico.

$$F = \frac{2}{\pi} \operatorname{acos} \left[\exp \left(- \left\{ \frac{(B/2) [1 - r/R]}{(r/R) \operatorname{sen} \phi} \right\} \right) \right] \quad (14)$$

Então se redefina:

$$a = \frac{1}{\left[1 + F \frac{4 \operatorname{sen}^2(\phi)}{\sigma' C_L \cos(\phi)} \right]} \quad (10b)$$

Então, emprega-se o ângulo ϕ na Equação 7 a fim de determinar o α local.

$$\Phi = \alpha + \theta \quad (7)$$

Com α podemos definir C_L e C_D e aplicá-los no cálculo do Coeficiente de Empuxo (C_T) na forma:

$$C_T = \frac{\sigma'(1-a)^2(C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi)}{\sin^2 \Phi} \quad (15)$$

Se o valor de $C_T < 0,96$ então a e a' são atualizados na equação:

$$a = \frac{1}{\left[1 + \frac{4F \sin^2(\phi)}{\sigma' C_L \cos(\phi)}\right]} \quad (10b)$$

Recalcula-se a' através da Equação 12 seguindo o processo iterativamente até que a e a' venham a convergir.

Contudo, se na Equação 15 o $C_T > 0,96$ então se aplica a correção de Glauert:

$$a = (1/F) \left[0,143 + \sqrt{0,0203 - 0,6427(0,889 - C_T)}\right] \quad (16)$$

$$a' = \frac{1}{\left[\frac{4F \cos(\phi)}{\sigma' C_L} - 1\right]} \quad (17)$$

De posse dos novos a e a' volta-se à Equação 13 até que os valores convirjam.

Definidos a e a' para todos os elementos da pá pode-se então partir para cálculo do C_P e C_Q (Coeficiente de Torque), lembrando-se que o C_T já foi definido no procedimento acima para cada elemento da pá.

$$C_P = \frac{8}{\lambda N} \sum_{i=k}^N F_i \sin^2 \phi_i (\cos \phi_i - \lambda_{ri} \sin \phi_i) (\sin \phi_i + \lambda_{ri} \cos \phi_i) \left[1 - \left(\frac{C_L}{C_D}\right) \cot \phi_i\right] \lambda_{ri}^2 \quad (18)$$

$$C_Q = \frac{C_P}{\lambda} \quad (19)$$

1.8 Principais componentes de turbinas eólicas e o sistema de controle

Os principais componentes de uma turbina eólica estão apresentados na Figura 7.

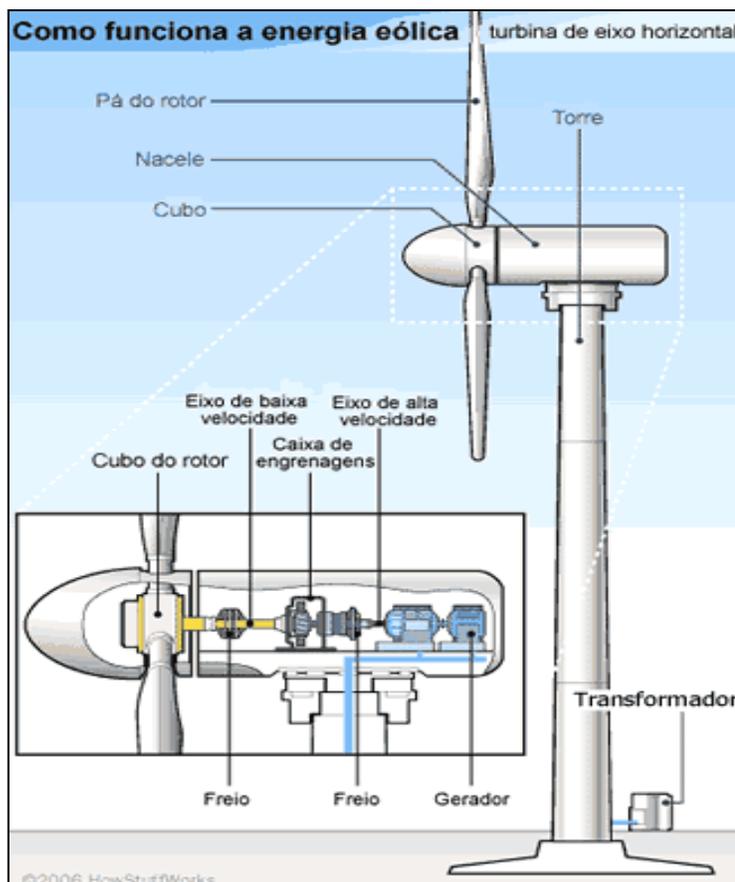


Figura 7 - Principais componentes de turbinas eólicas. Fonte:www.windpower.org.

Numa breve descrição dos principais componentes de uma turbina eólica, pode elencar-se:

Pás: responsáveis diretas pela conversão da energia cinética contida no vento em energia mecânica no cubo do rotor através, principalmente, do princípio da sustentação aerodinâmica. Suas seções têm a forma de aerofólios;

Cubo: suporta as pás, transferindo torque e rotação ao eixo da turbina. Nos grandes aerogeradores, acomoda os sistemas de controle e proteção da turbina – discutidos mais a frente;

Nacele: tem a função de acomodar e proteger o conjunto gerador (caixa de engrenagem, freios mecânicos, eixos e gerador) e os sistemas de controle e de giro;

Torre: posiciona e suporta o rotor em alturas determinadas onde as condições de vento são mais favoráveis;

Transformador: traz a tensão para valores compatíveis com o da subestação do parque eólico.

1.8.1 Alternativas de controle

Um componente essencial em qualquer turbina eólica é o seu sistema de proteção contra ventos de alta intensidade.

Quando em operação normal um rotor está submetido a grandes variações de vento. Quando tal variação se dá como uma elevação brusca da velocidade, o rotor é induzido a aumentar sua rotação rapidamente (sobrevelocidade), o que pode causar danos estruturais e até a destruição completa do sistema.

Como alternativa geral, normalmente os pequenos rotores eólicos possuem um sistema de controle de sobrevelocidade (freio aerodinâmico) baseado em estol ou em variação do ângulo de passo (*pitch*, θ). Tais sistemas são notadamente passivos, ou seja, dependem da influência de algum fenômeno externo para atuar. Por sua vez, as grandes turbinas eólicas possuem sistemas ativos tanto por estol quanto por variação mecânica do ângulo θ . Em ambas alternativas (em grandes turbinas), existem sistemas especialistas que se aproximam ou se afastam da condição de estol ou variam θ em função de variáveis como velocidade do vento, demanda de energia na linha, rotação da pá, entre outras. Os sistemas ativos, ao contrário dos passivos, têm tanto a função de segurança quanto de otimização de desempenho buscando a máxima extração de energia possível numa grande faixa de operação. Nas figuras 8 e 9 Nielsen (2010) apresenta um comparativo de comportamento do empuxo (T) e do momento fletor (M_{flap}) em uma pá para as duas alternativas (estol e *pitch*). Ambas as grandezas em relação à velocidade do vento (m/s).

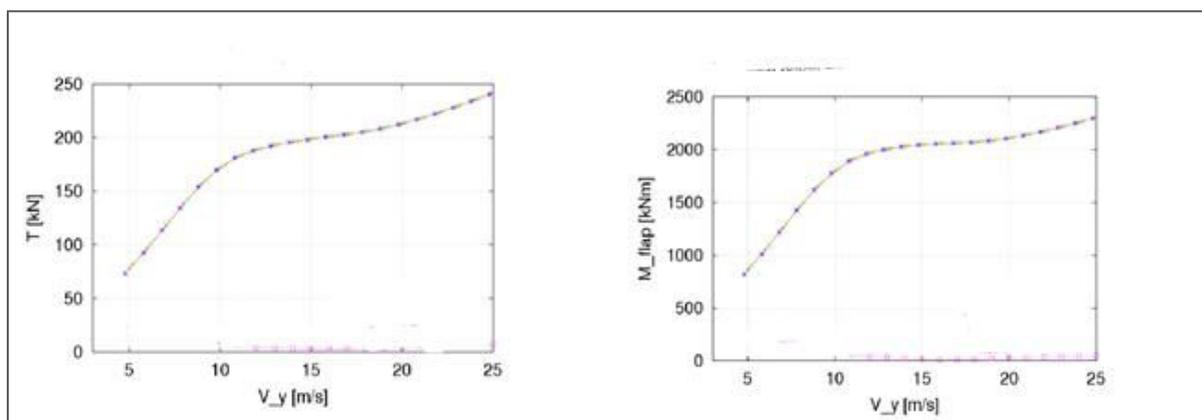


Figura 8 - Comportamento do empuxo e do momento fletor em turbina com controle por estol. Fonte: Nielsen (2010).

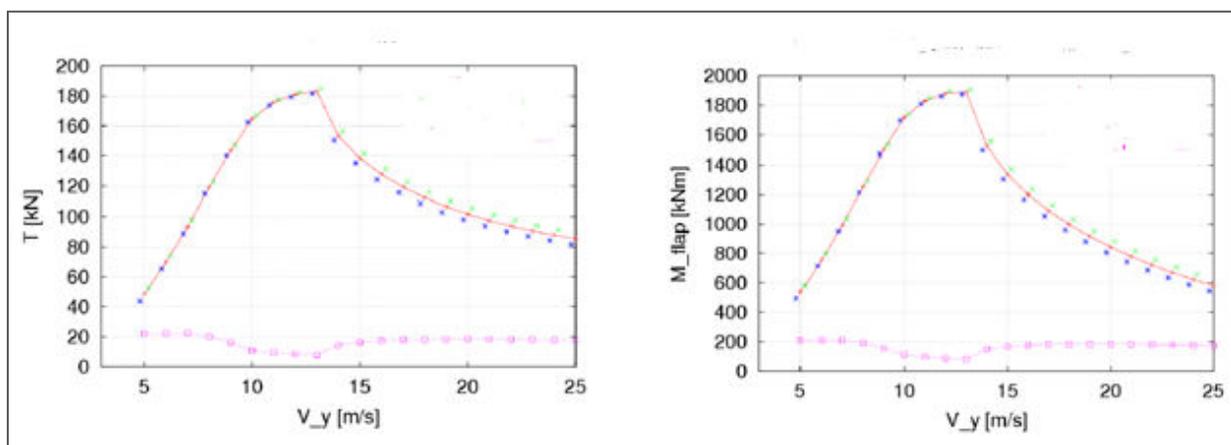


Figura 9 - Comportamento do empuxo e do momento fletor em turbina com controle por variação de θ . Fonte: Nielsen (2010).

Observando o caso específico do empuxo apresentado Figuras 8 e 9, nota-se que a condição de controle por estol induz um carregamento sempre crescente em função do aumento da velocidade do vento. Já no controle por pitch os valores de empuxo tendem a decrescer com o aumento da velocidade do vento. Comportamento similar é percebido no momento fletor (M_{flap}). Conclui-se, portanto, que a alternativa de controle por pitch tem a característica de reduzir o carregamento estrutural quando o rotor é submetido a velocidades acima daquela considerada como nominal, sendo, estruturalmente, mais conservadora que a opção por estol.

1.8.1.1 Controle de velocidade por estol

Nesta alternativa a pá, com o aumento da velocidade do vento, a pá eleva sua rotação e aumenta seu ângulo de ataque α de forma a atingir a região de estol (vide o triângulo de velocidades da Figura 6), onde há um decréscimo dos efeitos de sustentação e considerável aumento dos efeitos de arrasto (Figura 10). Aqui, a pá já é montada numa dada condição onde, para determinadas situações de vento elevado, ela entra em estol e freia o rotor. A desvantagem desta alternativa é que a entrada em regime de estol acarreta grande turbulência e, conseqüentemente, vibração. Além disso, o aumento do arrasto induz também um aumento correspondente no empuxo (C_T) no rotor, requerendo estruturas mais robustas de torre, fundações e na própria pá. Sua principal vantagem é a simplicidade (custo mais baixo).

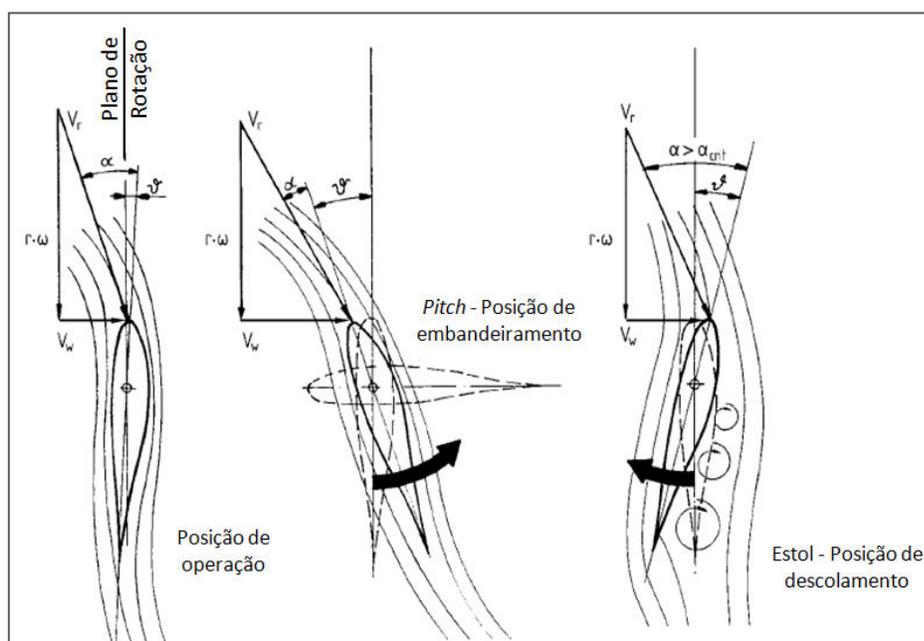


Figura 10 - Comportamento da Pá (normal, com variação de θ e estol). Fonte: Hau (2002).

1.8.1.2 Controle de velocidade por variação do ângulo de *pitch* (θ)

Aqui se percebe que a tendência é de redução do ângulo de ataque α , com a respectiva redução da sustentação, gerando uma frenagem mais suave, com menos vibrações e menores cargas de empuxo sobre todo o conjunto. No caso de sistemas passivos em pequenas HAWTs – algumas opções em Deleito (1984) - o mecanismo que gera tal redução é o momento de rotação da pá representado pelo C_M (coeficiente de momento, Figura 11). Este,

por convenção, assume valores negativos, pois sua influência tende a reduzir o ângulo de ataque e atua sobre a corda, a $\frac{1}{4}$ do bordo de ataque. Sua desvantagem é que possui partes móveis junto ao cubo do rotor, tornando-o um pouco mais caro e complexo. Contudo, a redução de peso pelos menores arrastos induzidos no rotor compensa tal complexidade.

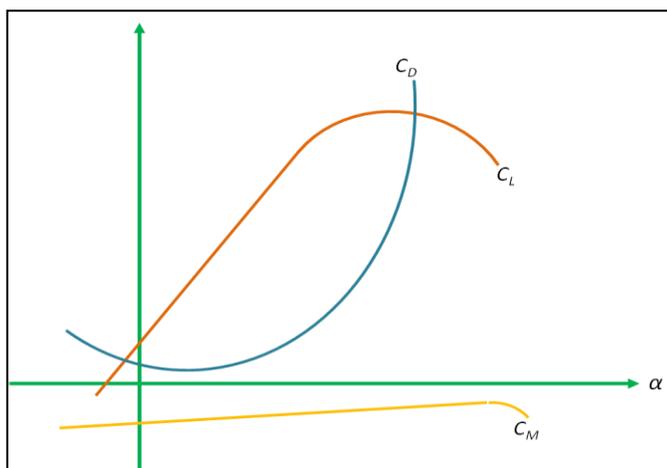


Figura 11 - Exemplo do comportamento do C_M em relação ao C_L e C_D para um dado aerofólio

2 OBJETIVOS

Este trabalho trata do projeto, desenvolvimento, construção e avaliação de uma estrutura para medição de desempenho de pequenas turbinas eólicas de eixo horizontal (HAWT). Esta opção se justifica devido:

- À busca pelo domínio da tecnologia de turbinas eólicas maiores passar necessariamente pelo entendimento do comportamento de equipamentos de menor porte;
- À possibilidade, no longo prazo, de aplicação da tecnologia de pequenas HAWT's em comunidades carentes não atendidas por redes de distribuição de energia públicas;
- Ao espaço físico e estrutura disponível para fabricação no Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos (LAERO).

Desta forma, os objetivos específicos deste trabalho são:

- Projetar, desenvolver e fabricar uma estrutura de medição de desempenho de pequenas HAWTs;
- Instrumentar a estrutura de medição com anemômetro tridimensional por efeito Doppler, transdutor de torque e de rotação, bem como um sistema de coleta de dados empregando um datalogger;
- Realizar testes de desempenho de pequenas turbinas, entre estas as de outro trabalho desenvolvido no Mestrado de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará – UFC (CARNEIRO, 2011). Este trabalho tem enfoque computacional e emprega o perfil aerodinâmico NACA 6412. Seu resultado é discutido no trabalho do autor.
- Avaliar o comportamento aerodinâmico, mecânico e de desempenho das turbinas através de observações experimentais.

Espera-se que algumas das principais contribuições deste trabalho sejam:

- Formação de uma massa crítica mínima de conhecimento para que a tecnologia de geração eólica possa ser disseminada no Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção da UFC e indiretamente no Estado do Ceará, propiciando o projeto, construção e desenvolvimento de protótipos de porte cada vez maiores, com tecnologias cada vez mais refinadas e de forma continuada;
- Implantação de uma infraestrutura básica que possa ser constantemente aplicada na avaliação do desempenho de novas turbinas eólicas.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para o desenvolvimento da estrutura de medição de desempenho, foi avaliado o estado da arte do assunto, objetivando avaliar os procedimentos, os critérios e a instrumentação utilizados atualmente.

Um procedimento de fabricação de pás e seu respectivo teste de carregamento estático foram apresentados por Habali (2000). A etapa de produção da pá foi dividida em:

Preparação de um modelo: tendo definido previamente as características geométricas da pá, um modelo foi fabricado em bancada empregando seções de aerofólio transversais em madeira, envolvidas (por colagem) em seu perímetro por hastes de madeira de seção quadrada, no sentido radial, que se ajustam à geometria requerida, tanto no que diz respeito ao afilamento quanto à torção. Finalmente, um trabalho de polimento foi empregado para garantir baixa rugosidade e conformidade geométrica.

Construção do molde: empregando o modelo já pronto, um molde foi construído em duas partes (superior e inferior) a partir de GRP (Glass Reinforced Polyester). Para efeito de aumento de rigidez e resistência do molde, foram acrescentadas nervuras na mesma direção das cordas.

Construção do protótipo: utilizando a metade superior e a inferior do molde, foram fabricadas duas partes da pá, com a necessidade de colagem destas após o desmolde. Para garantir uma colagem resistente, foi acrescentada uma longarina que uniu, também por colagem, a duas partes da pá, acrescentando rigidez à mesma.

Os testes de carga foram efetuados com posicionamento de pesos predeterminados em locais específicos da pá, estando engastada num suporte através de seu flange na raiz.

Após aprovação nos testes de carga estática, foi realizado o teste de campo do rotor medindo os parâmetros: velocidade do vento (V), tensão (U), frequência (f) e potência (P). A aquisição e tratamento de tais dados foram realizados com a finalidade principal de levantar as curvas de potência do conjunto aerogerador ($C_p \times \lambda$ e $P(W) \times V(m/s)$). Ao final, foram obtidos resultados satisfatórios em relação ao previsto pelos métodos analíticos de projeto.

Mejía (2003) propôs um sistema de controle de sobrevelocidade passivo para pequenas HAWT's. Tais sistemas passivos são usuais em turbinas deste porte dado seu baixo custo e complexidade quando comparado aos sistemas ativos com controles

computadorizados e atuadores eletrohidráulicos das grandes turbinas. O sistema em questão era baseado numa veleta com forma de perfil aerodinâmico, montada sobre um braço articulado. Este braço possuía uma mola pré-tensionada. Na medida em que velocidade do vento atingia o valor de segurança de 10 m/s o arrasto aerodinâmico na veleta era maior que a pretensão da mola, fazendo o mesmo articular sobre o pivô onde estava articulado. Tal movimento induzia a rotação de todo o conjunto, reduzindo, então, a área perpendicular do rotor exposta ao vento, diminuindo sua velocidade.

Wright (2004) apresentou um estudo sobre o comportamento de partida de pequenas HAWT's submetidas a baixas velocidades de vento. A partir de resultados obtidos em testes de campo numa turbina de 2m e 600 W de potência nominal identificou-se uma velocidade de vento necessária à partida média de 4,6 m/s, podendo variar entre 2,5 e 7,0 m/s. Empregando métodos analíticos através de equações de arrasto e sustentação, encontrou boa correlação (não citada a correlação - R^2) entre medição e resultados analíticos.

Hirahara (2005) desenvolveu e testou uma turbina de quatro pás com 500 mm de diâmetro. Foram avaliados em túnel de vento o coeficiente de potência, rotação, torque e potência da turbina sob uma larga faixa de velocidades. Através do método PIV¹ (*particle image velocimetry*) foram avaliadas as condições de escoamento em vários pontos do aerogerador em operação. O desempenho mostrou-se em linha com equipamentos ora disponíveis no mercado obtendo coeficientes de potência de 0,36 na condição de potência nominal e um valor máximo pontual de 0,4. A velocidade específica para condição ótima de operação foi de 2,7. O rotor (cubo e pás) foi fabricado em uma única peça e o perfil das pás escolhido foi o NACA 2404. A abordagem de potência se deu de duas formas:

Avaliação da potência aerodinâmica com a medição do torque (transdutor de torque) e rotação (tacômetro);

Avaliação da potência elétrica de saída através da medição de corrente e tensão do gerador, empregando ainda um controlador de carga, e um conversor AC/DC.

O resultado do PIV ratificou as expectativas quanto ao fluxo ao redor do aerogerador, confirmando uma redução de 20% na velocidade de corrente livre – em linha com o normalmente encontrado em turbinas eólicas. Da mesma forma, a geração de vórtices de ponta de pá foi devidamente observada.

¹ Método ótico para visualização do comportamento de um escoamento sob um sólido, gerando um campo de vetores

Ozgener (2006) apresentou o desenvolvimento de um sistema eólico para suprimento de energia elétrica para um circuito de iluminação com cinco lâmpadas de 20 W em um prédio ambientalmente sustentável do *Solar Energy Institute*. Em paralelo expôs o resultado de testes realizados numa turbina de 3 m que empregava perfis NACA 63 622 em suas pás.

Foram citadas três formas de teste de turbinas eólicas: túnel de vento, reboque em veículos e, finalmente, testes de campo em torre convencional.

Ao final dos testes os valores obtidos indicaram boa aderência com a curva teórica previamente elaborada. No que diz respeito à viabilidade econômica de um sistema como esse, notou-se que é determinante a distribuição de ventos do local. É citado o melhor desempenho de perfis NACA 63XXX se comparado com os 44XX. Notou-se também que a simples troca de perfis aerodinâmicos pode trazer ganhos no coeficiente de potência significativos.

Lanzafame (2007) revisitou o método BEM propondo a implementação de correções na determinação dos fatores de indução axial (a) e tangencial (a'). Tais correções são necessárias quando $a > 0,4$ e quando $F < 1$ (fator de perda de ponta) já que uma descontinuidade numérica é identificada. Foi então apresentada uma nova abordagem empregando o método proposto por Buhl (2005), o qual apresenta uma nova formulação para cálculo de a .

Também foi desenvolvida uma nova formulação para o a' . A fim de validar as novas abordagens para a e a' (principalmente o segundo), foram realizadas comparações com o modelo matemático baseado na nova abordagem e dados experimentais coletados no túnel de testes do *National Renewable Energy Laboratory* (NREL). Percebeu-se que, principalmente acima de 10 m/s, os dados de a' calculados pelo novo método estão mais próximos dos dados experimentais quando comparados com o método clássico.

Vitale (2008) apresentou uma ferramenta computacional para cálculo de potência sob vários regimes de vento para rotores eólicos com geometria e aerofólios (C_L e C_D) predeterminados. *ZEUS Simulator* então calcula de forma iterativa os fatores de indução axial e tangencial e define as condições de potência e carregamento sobre a pá para diversas velocidades de vento e rotação, apresentando famílias de curvas. Dada a grande quantidade de cálculos, métodos computacionais são absolutamente necessários no estudo de turbinas eólicas.

Baku (2009) projetou, desenvolveu e testou um protótipo de HAWT com 3 kW de potência nominal, 4 m de diâmetro e empregando perfil NACA 4418 para velocidade específica 6. A diferença marcante entre este teste e os demais publicados é a presença de controle de *pitch* ativo neste rotor, diferentemente dos sistemas passivos usualmente empregados. A atuação do sistema de controle de *pitch* se dava através de um sistema de engrenagens sem-fim posicionado no cubo da turbina. Seu acionamento era feito de forma elétrica através de motor de passo alimentado por um sistema de slip ring (anel de contato deslizante). A principal motivação para tal conceito é a grande frequência de furacões na região (sudeste do Japão), já que a possibilidade de embandeiramento das pás contra o vento proporciona redução significativa das cargas de empuxo sobre o rotor. Tal protótipo dispensou uso de freios mecânicos.

Também buscando a maximização de potência, duas formas de controle foram estabelecidas: de *pitch* e corrente de campo no gerador.

Concluiu-se ao final que o controle da rotação da turbina não foi eficaz dada a baixa inércia, ou seja, o tempo de resposta do sistema de controle não era suficientemente rápido para atuar no rotor sob influência de grandes variações de velocidade de vento. Um coeficiente de potência máximo de 0,257 foi obtido sob velocidades de vento de 7,3 m/s. A turbina sofreu com diversas rajadas e furacões e apresentou poucos danos ao conjunto, em função da possibilidade de embandeiramento da pá – reduzindo as cargas de empuxo.

4 METODOLOGIA

Aqui é apresentada a metodologia utilizada em todas as etapas do projeto de forma detalhada e, em sua maioria com o memorial de cálculo previamente fundamentado por teoria referenciada.

4.1 Definições das características gerais do sistema

Sistema para de medição de potência: o propósito do protótipo desenvolvido é gerar dados de desempenho aerodinâmico de rotores eólicos. Sendo assim, sua nacele é diferente de turbinas usuais. Aqui foi necessário um layout que permitisse a medição do torque (via transdutor de torque - item a seguir) e de rotação a fim de obter-se a potência no eixo. A geração de contra torque para viabilização de sinal do transdutor é promovida através de um sistema clássico de freio de sapata atuado por cabo de aço e polias de desvio, com alívio por mola de tração. Uma alternativa para emprego futuro de um freio eletrodinâmico também foi promovida.

Os dados de potência no eixo são então comparados com a potência do fluxo de corrente livre de ar através da área do rotor, obtendo-se, então o C_p .

A Figura 12 apresenta o projeto em modelo 3D.

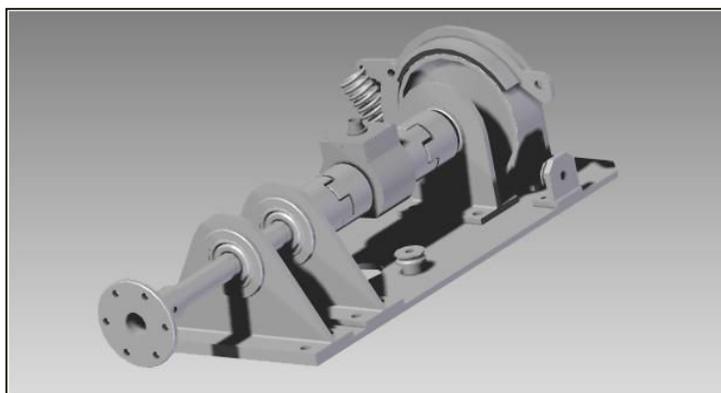


Figura 12 - Modelo em 3D da base de medição e acoplamentos.

Sistema de Aquisição de Dados: os dados necessários para uma análise adequada do desempenho do protótipo são:

Torque: adotada a opção por um transdutor de torque de boa precisão importado (HBM T22, com erro $\leq \pm 0,3\%$), medindo de 0 à 200 Nm, em até 8.000 RPM (Figura 13). Tais dados são fundamentais para descrição da potência mecânica do eixo (em conjunto com a rotação). Outra forma de cálculo desta potência poderia ser através de transdutores de corrente e tensão ligados a um gerador, contudo tal método incorre em maiores imprecisões, além de não permitir a análise do comportamento do torque em baixas rotações de forma precisa. As mais diversas aplicações podem ser estudadas com o equipamento aqui especificado, já que este possui limite de leitura acima dos valores esperados neste experimento. Transdutores de torque já são empregados em testes similares em outras instituições de pesquisa (BAKU, 2008):



Figura 13 - Transdutor de torque T22 HBM.

Rotação: foi utilizado um tacômetro tradicional com limite de leitura de rotação até 10.000 RPM (Figura 14). Trata-se de equipamento simples, baseado em sensor indutivo de proximidade, a ser montado próximo ao eixo de rotação principal, modelo TADIG, T&S Equipamentos de fabricação nacional. Tal equipamento já foi testado em bancada com microturbina eólica de 50 cm de diâmetro. Na ocasião o mesmo foi deixado operando por mais de 70 horas com aquisição de dados via datalogger em andamento.



Figura 14 - Tacômetro digital com sensor indutivo de proximidade.

Velocidade e direção do vento: Foi selecionado um anemômetro ultrassônico, o qual permite avaliar a velocidade e direção do vento com alta precisão. A escolha por tal equipamento também se deu pela possibilidade de experimentos para avaliação de turbulência no futuro. Dada a inexistência de equipamentos nacionais similares, trata-se de equipamento importado, da marca GILL, Windmaster 1590 PK-20 (precisão a 12 m/s <1,5% RMS). Este foi testado em bancada no LAERO, conectado ao sistema de aquisição de dados por 2 horas (Figura 15).

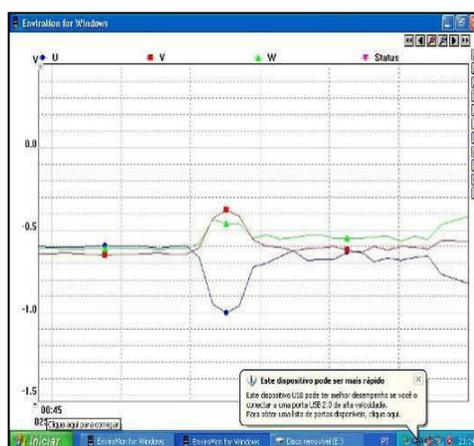


Figura 15 - Foto do anemômetro e tela de aquisição de dados de vento em bancada (datalogger).

Para que os dados fossem armazenados de forma ordenada para posterior tratamento matemático, um datalogger e dois conversores A/D de quatro canais cada foram

empregados. Pelo arranjo proposto, ainda restaram dois canais de reserva, já que o transdutor de torque exigiu um canal, o tacômetro outro canal e o anemômetro quatro canais. O datalogger é importado, da marca PICO Technology, modelo EL 005 Enviromom. O conversor é do mesmo fabricante, modelo EL 037. O equipamento foi previamente testado em bancada com o tacômetro e com o anemômetro, todo com sinal de saída de 0-5Vcc ou 4-20mA não apresentando problemas (Figura 16).

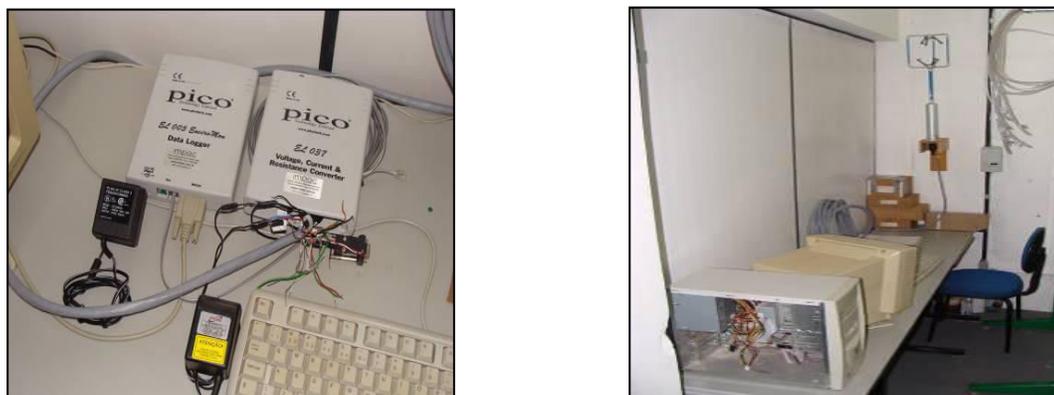


Figura 16 - Foto datalogger e conversor, vista da bancada de testes.

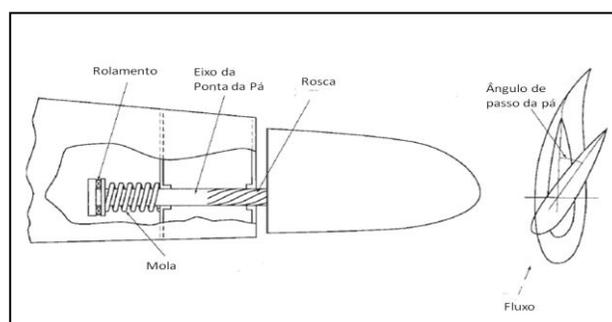
Para que haja a devida proteção dos instrumentos contra as condições de vento e umidade, uma carenagem foi preparada em folha de acetato.

b) Pás utilizadas: possuíam um diâmetro de 3,0m - dimensão possível de ser fabricada nas instalações do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos (LAERO). Além disso, muito da pesquisa experimental em energia eólica em rotores de pequeno porte se dá em dimensões de tamanhos similares (OZGENER, 2003 e 2005; KISHINAMIA, 2005; HIRAHARAA, 2004; WRIGHT, 2004). O detalhamento da fabricação foi baseado, em parte, em bibliografia existente (HABALIA, 1999) empregando materiais já usualmente manuseados na LAERO - fibra de vidro, madeira balsa, resinas, alumínio e aço;

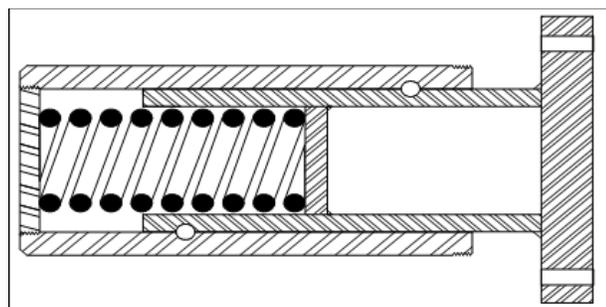
c) Perfil aerodinâmico: S809, de ampla aplicação em rotores eólicos e com quantidade farta de dados disponíveis para comparação e validação do protótipo. Outro rotor com as mesmas dimensões foi construído dentro do escopo de outra dissertação de mestrado empregando um perfil NACA 6412, com objetivo de comparação dos testes experimentais

deste com resultados de um modelo computacional (comunicação pessoal, CARNEIRO, 2010);

d) Sistema de Proteção (Freio Aerodinâmico): descartou-se a opção de freio por estol dada a maior vibração e maior empuxo sobre o conjunto que esta alternativa implicaria. Dentre as possibilidades por atuação passiva de passo (pitch), duas foram inicialmente avaliadas. Uma através do princípio de atuação centrífuga (BURTON, 2001), Figura 17a, onde a atuação do sistema se dá pelo aumento da velocidade angular em função do aumento da velocidade do vento, gerando maior força centrífuga, o sistema atua através de uma rosca pré tensionada por uma mola de compressão, conforme Figura 17a e 17b.



(a)



(b)

Figura 17 - a - Controle Passivo de Pitch - atuação por força centrífuga. Fonte: BURTON (2001); b - 1º conceito de mecanismo desenvolvido para o protótipo.

Esta alternativa foi abandonada, pois se entendeu que para um projeto inicial, onde eventuais imprecisões de fabricação são comuns, tais efeitos poderiam ocasionar dificuldades de balanceamento do conjunto quando em operação.

A alternativa adotada (DELEITO, 1984) foi então baseada no efeito do coeficiente de momento C_M em determinadas velocidades de vento e rotação, onde o implemento da

atuação se encontra no cubo do rotor (Figura 18). Trata-se de uma opção mais complexa quando comparada àquela por estol e mais simples quando considerada a atuação centrífuga.

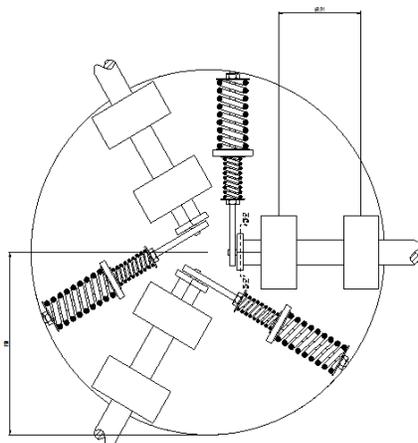


Figura 18 - Primeiro conceito para o freio aerodinâmico – atuação pelo momento aerodinâmico (método adotado)

Na Figura 18 nota-se o conceito original desenhado para o freio aerodinâmico. Tratam-se de 3 eixos nos quais são montadas as pás. Tais eixos são apoiados em dois mancais de rolamento de esfera cada. Um conjunto de alavanca é montado na extremidade do eixo, próxima ao centro do cubo, tal alavanca transforma o movimento de rotação do eixo da pá numa componente linear. Esta última atua sobre as molas pré-tensionadas para condições específicas de velocidade de vento e rotação do rotor.

4.2 Fluxograma de medição

A parte de medição e aquisição de dados do sistema como um todo foi baseada em aparatos destinados à medições de velocidade de vento, medições de torque e rotação no eixo do rotor. Os sinais de medição são gerados de forma analógica, o que exige o emprego de conversores A/D ligados a um datalogger que armazena as informações do sistema. Estas podem a qualquer momento serem acessadas pelo computador ligado a este.

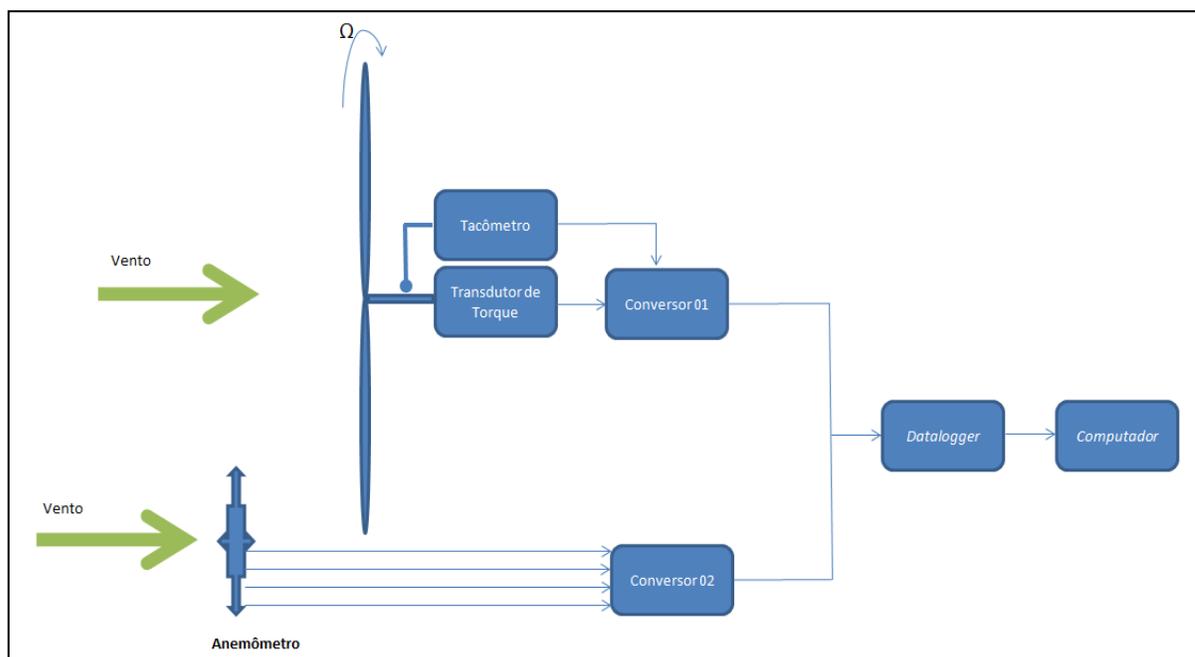


Figura 19 - Fluxograma do sistema de medição e aquisição de dados.

Definidas as premissas acima, partiu-se então para o dimensionamento de componentes aplicando-se inicialmente o BEM para o rotor.

4.3 Desempenho e carregamento aerodinâmico – BEM

Foi admitido como premissa o valor médio de velocidade de vento de 6,5 m/s. Utilizou-se o software *Excel (Microsoft)* e o *Matlab 7.0* para manuseio de dados e cálculos numéricos. Partiu-se então para a definição da geometria da pá baseado nas equações (8) e (9). Tais equações estão inseridas num software desenvolvido no LAERO – SDPA:

$$\phi = \frac{2}{3} \operatorname{atan}(1/\lambda_r) \quad (8)$$

$$c = \frac{8\pi r}{BC_L} (1 - \cos \Phi) \quad (9)$$

O dado de C_L para a condição de C_L/C_D máxima para o perfil S809 com Número de Reynolds de $3 \cdot 10^5$ é de 0,748 para um $\alpha = 6,11^\circ$, conforme obtido por Butterfield (1992) – dados de túnel de vento da *Colorado State University*.

Aplicando as equações (8) e (9) com o dado de C_L para a condição de C_L/C_D máximo extraído da Tabela A1 (vide APÊNDICE), tem-se a geometria (corda e ângulo de torção) da pá em cada um de seus 19 elementos. Usualmente empregam-se 20 elementos, contudo os dados do primeiro elemento são desconsiderados, pois coincidem fisicamente com o cubo do aerogerador de 3,0m.

Tabela 1 - Geometria da Pá: afilamento e torção.

Elem.	c	θ Graus	
2	0,4384	27,1	
3	0,3738	21,7	
4	0,3146	17,0	
5	0,2678	13,4	
6	0,2314	10,7	
7	0,2030	8,6	
8	0,1805	6,9	
9	0,1622	5,6	
10	0,1471	4,5	
11	0,1345	3,6	
12	0,1239	2,8	
13	0,1148	2,1	
14	0,1069	1,5	
15	0,1000	1,0	
16	0,0939	0,5	
17	0,0886	0,0	
18	0,0838	-	0,6
19	0,0795	-	1,6
20	0,0795	-	1,6

Definida a geometria, foi realizado o processo iterativo aplicando as Equações (7), (10b), (11), (12), (13), (14), (15), (16), (17) para determinação de a e a' para todos os elementos da pá (19 no total) em condições de λ variando de 1 a 10.

$$\Phi = \alpha + \theta \quad (7)$$

$$F = \frac{2}{\pi} \operatorname{acos} \left[\exp \left(- \left\{ \frac{(B/2) [1 - r/R]}{(r/R) \operatorname{sen} \phi} \right\} \right) \right] \quad (14)$$

$$a = \frac{1}{\left[1 + \frac{4F \operatorname{sen}^2(\phi)}{\sigma' C_L \cos(\phi)} \right]} \quad (10b)$$

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

$$a' = \frac{1 - 3a}{4a - 1} \quad (12)$$

$$\tan(\phi) = \frac{V_0(1 - a)}{\omega r(1 + a')} \quad (13)$$

$$C_T = \frac{\sigma'(1 - a)^2(C_L \cos \phi + C_D \sin \phi)}{\sin^2 \phi} \quad (15)$$

$$a = (1/F) \left[0,143 + \sqrt{0,0203 - 0,6427(0,889 - C_T)} \right] \quad (16)$$

$$a' = \frac{1}{\left[\frac{4F \sin \phi \cos \phi}{\sigma' C_T} - 1 \right]} \quad (17)$$

Tabela 2 - Exemplo de cálculo de a e a' para $\lambda = 6$.

λ																				
6																				
Elem.	r	$\mu (r/R)$	c	a	a'	ϕ Rad	ϕ Graus	β Graus	α Graus	σ	C_L	K	a	θ_{glauet}	F	a'	$4(\sin \phi)^2$	C_x	C_y	$4 \sin \phi \cos \phi$
2	0,15	0,10	0,4384	-	-	1,03	59,0	27,1	31,9	1,396	0,926	4,43	0,18	0,17	1,00	1,69	2,94	0,48	0,79	1,76
3	0,23	0,15	0,3738	-	-	0,84	48,0	21,7	26,3	0,793	0,733	5,68	0,15	0,12	1,00	0,28	2,21	0,49	0,54	1,99
4	0,30	0,20	0,3146	-	-	0,69	39,8	17,0	22,8	0,501	0,592	7,20	0,12	0,07	1,00	0,11	1,64	0,45	0,38	1,97
5	0,38	0,25	0,2678	-	-	0,59	33,7	13,4	20,2	0,341	0,600	7,23	0,12	0,07	1,00	0,07	1,23	0,50	0,33	1,85
6	0,45	0,30	0,2314	-	-	0,51	29,1	10,7	18,3	0,246	0,570	7,71	0,11	0,06	1,00	0,04	0,94	0,50	0,28	1,70
7	0,53	0,35	0,2030	-	-	0,44	25,5	8,6	16,9	0,185	0,658	6,73	0,13	0,09	1,00	0,03	0,74	0,59	0,28	1,55
8	0,60	0,40	0,1805	-	-	0,39	22,6	6,9	15,7	0,144	0,853	5,22	0,16	0,13	1,00	0,03	0,59	0,79	0,33	1,42
9	0,68	0,45	0,1622	-	-	0,35	20,3	5,6	14,7	0,115	0,903	4,95	0,17	0,14	1,00	0,03	0,48	0,85	0,31	1,30
10	0,75	0,50	0,1471	-	-	0,32	18,4	4,5	13,9	0,094	0,889	5,04	0,17	0,14	0,99	0,02	0,40	0,84	0,28	1,20
11	0,83	0,55	0,1345	-	-	0,29	16,9	3,6	13,3	0,078	0,874	5,12	0,16	0,14	0,99	0,02	0,34	0,84	0,25	1,11
12	0,90	0,60	0,1239	-	-	0,27	15,5	2,8	12,7	0,066	0,863	5,16	0,16	0,14	0,98	0,02	0,29	0,83	0,23	1,03
13	0,98	0,65	0,1148	-	-	0,25	14,4	2,1	12,3	0,056	0,861	5,14	0,16	0,14	0,98	0,01	0,25	0,83	0,21	0,96
14	1,05	0,70	0,1069	-	-	0,23	13,4	1,5	11,8	0,049	0,861	5,06	0,16	0,14	0,96	0,01	0,21	0,84	0,20	0,90
15	1,13	0,75	0,1000	-	-	0,22	12,5	1,0	11,5	0,042	0,864	4,93	0,17	0,15	0,94	0,01	0,19	0,84	0,19	0,85
16	1,20	0,80	0,0939	-	-	0,21	11,8	0,5	11,2	0,037	0,866	4,72	0,17	0,15	0,90	0,01	0,17	0,85	0,18	0,80
17	1,28	0,85	0,0886	-	-	0,19	11,1	0,0	11,0	0,033	0,868	4,39	0,19	0,17	0,84	0,01	0,15	0,85	0,17	0,76
18	1,35	0,90	0,0838	-	-	0,18	10,5	0,6	11,0	0,030	0,868	3,87	0,21	0,19	0,74	0,01	0,13	0,85	0,16	0,72
19	1,43	0,95	0,0795	-	-	0,17	10,0	1,6	11,6	0,027	0,864	2,97	0,25	0,25	0,56	0,01	0,12	0,85	0,15	0,68
20	1,50	1,00	0,0795	-	-	0,17	9,5	1,6	11,1	0,025	0,868	-	-	-	-	-	0,11	0,86	0,14	0,65

Nota-se que foram criadas dez planilhas como a apresentada na Tabela 3 (uma por λ), sendo cada uma delas composta de oito iterações.

A seguir os dados de a e a' consolidados para todas as condições previstas.

Tabela 3 - Dados de a e a' consolidados em todos os λ .

μ (r/R)	λ																			
	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10	
	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'	a	a'
0,10	0,050	-1,479	0,098	2,478	0,074	0,119	0,189	0,420	0,186	0,415	0,421	0,639	0,284	0,142	0,251	0,084	0,327	0,081	0,419	0,542
0,15	0,036	-4,280	0,128	0,709	0,145	0,440	0,150	0,277	0,146	0,179	0,378	0,239	0,378	0,233	0,295	0,096	0,296	0,280	0,376	0,227
0,20	0,054	0,740	0,092	0,380	0,116	0,231	0,124	0,149	0,123	0,098	0,345	0,139	0,354	0,110	0,320	0,074	0,360	0,137	0,350	0,103
0,25	0,036	0,395	0,073	0,220	0,097	0,137	0,105	0,086	0,125	0,066	0,318	0,089	0,346	0,071	0,326	0,051	0,308	0,042	0,333	0,055
0,30	0,027	0,237	0,061	0,139	0,083	0,087	0,092	0,055	0,113	0,043	0,301	0,061	0,342	0,049	0,329	0,037	0,305	0,028	0,298	0,025
0,35	0,023	0,157	0,053	0,094	0,073	0,058	0,079	0,036	0,110	0,031	0,291	0,045	0,341	0,036	0,339	0,028	0,315	0,020	0,306	0,017
0,40	0,020	0,111	0,048	0,067	0,065	0,041	0,071	0,025	0,183	0,036	0,284	0,034	0,337	0,028	0,341	0,022	0,337	0,017	0,319	0,013
0,45	0,019	0,084	0,045	0,050	0,059	0,030	0,065	0,018	0,177	0,028	0,279	0,027	0,336	0,022	0,345	0,017	0,349	0,014	0,344	0,011
0,50	0,018	0,066	0,042	0,039	0,054	0,022	0,070	0,016	0,171	0,022	0,276	0,022	0,340	0,018	0,351	0,014	0,355	0,011	0,356	0,009
0,55	0,018	0,054	0,040	0,031	0,050	0,017	0,068	0,013	0,168	0,018	0,273	0,018	0,339	0,015	0,359	0,012	0,371	0,010	0,380	0,008
0,60	0,018	0,046	0,038	0,025	0,047	0,014	0,066	0,011	0,166	0,015	0,272	0,015	0,338	0,013	0,365	0,010	0,381	0,008	0,385	0,007
0,65	0,018	0,040	0,037	0,021	0,045	0,011	0,072	0,010	0,166	0,013	0,281	0,013	0,338	0,011	0,365	0,009	0,387	0,007	0,403	0,006
0,70	0,018	0,035	0,037	0,018	0,043	0,009	0,092	0,011	0,169	0,011	0,282	0,011	0,339	0,009	0,376	0,008	0,399	0,006	0,418	0,005
0,75	0,019	0,032	0,037	0,016	0,042	0,008	0,115	0,011	0,174	0,010	0,282	0,010	0,341	0,008	0,382	0,007	0,411	0,006	0,445	0,005
0,80	0,021	0,031	0,038	0,014	0,047	0,008	0,123	0,010	0,183	0,009	0,288	0,009	0,348	0,007	0,392	0,006	0,428	0,005	0,454	0,004
0,85	0,023	0,030	0,040	0,013	0,054	0,008	0,133	0,010	0,200	0,009	0,306	0,008	0,364	0,007	0,404	0,005	0,447	0,005	0,488	0,004
0,90	0,027	0,032	0,046	0,013	0,063	0,008	0,154	0,010	0,234	0,009	0,342	0,008	0,394	0,006	0,440	0,005	0,481	0,004	0,521	0,004
0,95	0,037	0,038	0,062	0,016	0,085	0,010	0,211	0,011	0,329	0,010	0,437	0,008	0,488	0,006	0,538	0,005	0,584	0,004	0,625	0,004
1,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Posteriormente procedeu-se o cálculo de C_P , e C_T . Para C_P aplicou-se a Equação 18:

$$C_P = 8/\lambda^2 \int_{\lambda_h}^{\lambda} F\lambda^3 a'(1-a)[1 - (C_D/C_L)\cot\phi] d\lambda_T \quad (18)$$

$$C_T = \frac{\sigma'(1-a)^2(C_L \cos \phi + C_D \text{sen}\phi)}{\text{sen}^2\phi} \quad (15)$$

Já para C_T aproveitou-se os dados já obtidos da Equação (15):

Os dados finais são resultado de integração numérica empregando a regra dos trapézios.

Tabela 4 - Dados consolidados de C_P e C_T

Cálculo C_P		1		2		3		4		5		6		7		8		9		10	
R	μ (r/R)	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT	CP	CT
0,15	0,10	-0,009	0,425	-0,040	0,506	-0,023	0,467	0,011	0,656	0,034	0,652	0,104	1,040	0,026	0,813	0,017	0,758	0,031	0,885	-1,167	1,038
0,23	0,15	-0,073	0,402	-0,034	0,556	-0,044	0,583	0,044	0,592	0,040	0,585	0,140	0,969	0,185	0,970	0,110	0,832	0,418	0,834	-2,171	0,965
0,30	0,20	-0,022	0,433	-0,038	0,496	-0,046	0,535	0,046	0,549	0,041	0,546	0,200	0,915	0,213	0,930	0,193	0,874	0,437	0,939	0,409	0,923
0,38	0,25	0,020	0,402	-0,036	0,463	-0,042	0,503	0,036	0,517	0,048	0,550	0,253	0,871	0,267	0,917	0,251	0,883	0,263	0,853	0,425	0,894
0,45	0,30	0,017	0,388	-0,032	0,444	-0,035	0,481	0,029	0,495	0,035	0,531	0,305	0,842	0,320	0,910	0,312	0,888	0,295	0,849	0,322	0,837
0,53	0,35	0,015	0,381	-0,028	0,432	-0,027	0,464	0,014	0,475	0,026	0,525	0,355	0,825	0,370	0,907	0,370	0,905	0,333	0,866	0,336	0,851
0,60	0,40	0,014	0,377	-0,025	0,423	-0,017	0,452	0,012	0,461	0,025	0,646	0,405	0,814	0,422	0,902	0,416	0,908	0,408	0,902	0,366	0,871
0,68	0,45	0,013	0,374	-0,023	0,417	-0,008	0,441	-0,018	0,451	0,028	0,637	0,455	0,806	0,471	0,900	0,457	0,916	0,440	0,921	0,414	0,912
0,75	0,50	0,013	0,373	-0,021	0,413	-0,001	0,433	-0,011	0,459	0,035	0,627	0,500	0,800	0,529	0,907	0,494	0,926	0,473	0,931	0,436	0,932
0,83	0,55	0,013	0,372	-0,020	0,409	-0,008	0,426	-0,024	0,455	0,039	0,621	0,549	0,796	0,578	0,904	0,551	0,938	0,521	0,958	0,476	0,972
0,90	0,60	0,015	0,372	-0,019	0,407	-0,012	0,421	-0,041	0,452	0,048	0,617	0,597	0,793	0,624	0,904	0,585	0,948	0,544	0,974	0,492	0,982
0,98	0,65	0,017	0,373	-0,020	0,405	-0,013	0,417	-0,027	0,462	0,050	0,618	0,659	0,809	0,669	0,903	0,622	0,948	0,564	0,984	0,491	1,011
1,05	0,70	0,020	0,373	-0,022	0,404	-0,010	0,414	0,073	0,496	0,084	0,622	0,701	0,811	0,712	0,904	0,674	0,966	0,575	1,004	0,534	1,036
1,13	0,75	0,024	0,375	-0,026	0,404	-0,019	0,413	0,335	0,533	0,519	0,631	0,745	0,810	0,752	0,909	0,701	0,976	0,622	1,023	0,556	1,080
1,20	0,80	0,029	0,377	-0,032	0,406	-0,005	0,420	0,367	0,547	0,554	0,647	0,768	0,821	0,786	0,920	0,720	0,993	0,658	1,053	0,546	1,095
1,28	0,85	0,034	0,381	-0,041	0,410	-0,018	0,432	0,394	0,564	0,589	0,675	0,800	0,850	0,805	0,947	0,735	1,013	0,644	1,083	0,542	1,152
1,35	0,90	0,041	0,388	-0,054	0,419	-0,043	0,447	0,417	0,598	0,613	0,731	0,792	0,910	0,780	0,997	0,712	1,072	0,602	1,140	0,479	1,206
1,43	0,95	0,051	0,405	-0,076	0,445	-0,082	0,484	0,426	0,692	0,589	0,888	0,702	1,068	0,685	1,152	0,618	1,235	0,511	1,311	0,344	1,379
1,50	1,00	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343	-	0,343
0,05	TOTAL	0,01	0,35	0,03	0,39	0,01	0,41	0,10	0,46	0,29	0,56	0,45	0,76	0,46	0,82	0,43	0,84	0,42	0,86	0,22	0,89

4.4 Projeto de componentes mecânicos

O sistema de medição necessita de uma série de componentes para seu funcionamento, sendo os principais:

- Torre e estaios;
- Freio aerodinâmico;
- Freio Mecânico;
- Pás;
- Eixo do rotor;
- Eixos das pás;

4.4.1 Torre

De posse dos dados de empuxo e peso dos componentes, bem como da altura predeterminada da torre pôde-se proceder o dimensionamento desta mesma tendo como objetivo a prevenção contra flambagem e a possibilidade de sua utilização em outras aplicações (geradores de maior porte) com poucas adaptações.

Um arranjo geral da geometria da torre é apresentado tendo como principais dimensões:

- Altura da torre: 5,0m, porte possível de ser desmontado (módulos) e transportado para locações distantes em veículo pequeno;

- Altura do estaio: 3,5m é o máximo possível para não interferir na operação das pás de 1,5m de raio. O projeto foi desenvolvido de forma que não houvesse interferência entre os cabos de estaio e as pás em rotação. Desta forma, a extremidade no estaio solidária a torre encontra-se a 1,5 m do topo da torre.

- Distância da ancoragem no terreno à base da torre: conforme Gipe (2004), uma distância adequada da ancoragem em relação à base do mastro é de 80% da altura deste. Neste caso, 4m.

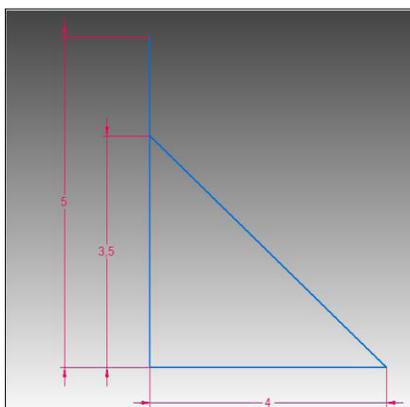


Figura 20 - Arranjo geométrico da torre.

O próximo passo foi definir as cargas e o dimensionamento propriamente dito da torre (mastro).

As cargas foram assim definidas:

- Cargas de peso:

- ✓ Peso Rotor = 92,2 N
- ✓ Peso Freio = 29,4 N
- ✓ Peso Base (Dinamômetro) = 137,3 N
- ✓ Peso Instrumentos = 3,9 N

- Cargas devido ao empuxo máximo: tal empuxo foi definido para o rotor operando em $\lambda=8$ onde ocorre o C_T máximo igual a 0,879, na condição de velocidade de vento

de 10m/s. Assumiu-se que a partir desta condição o freio aerodinâmico atuaria, reduzindo o ângulo de ataque α e, conseqüentemente, diminuindo o C_L e C_D (componentes do C_T) das pás. Tal comportamento gera, portanto, a redução da rotação para valores menores, com cargas de empuxo também inferiores, preservando o equipamento.

A carga de empuxo máxima ($C_T = 0,879$ e $V = 10\text{m/s}$), conforme já indicado no método BEM através do uso da Equação 15, é de 389,2N.

É assumida uma pré-carga nos estaios de 196,2 N em cada. Em resumo, têm-se:

- ✓ Peso Rotor = 92,2 N
- ✓ Peso Freio = 29,4 N
- ✓ Peso Base (Dinamômetro) = 137,3 N
- ✓ Peso Instrumentos = 3,9 N
- ✓ Carga devido ao empuxo (BEM) – componente vertical da reação dos estaios ao empuxo = 444,8 N
- ✓ Pré-tensionamento x 4 = 196,2 N

O que resulta em uma carga de 903,9N para o cálculo de resistência a Flambagem.

Definidas as cargas, procedeu-se o dimensionamento da torre (coluna) conforme Norton (2004). Nota-se que o mesmo é iterativo, até que se atinjam coeficientes de segurança adequados à aplicação:

- Cálculo do índice de esbeltez S_r :

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k} \quad (19)$$

Onde:

l_{ef} , é o comprimento efetivo, função da maneira como as extremidades da coluna são apoiadas. Na aplicação deste trabalho é igual ao comprimento entre apoios multiplicado por 1, já que se trata de uma coluna considerada como articulada nas duas extremidades;

k , raio de giração da menor seção da coluna sendo este definido por $\sqrt{I/A}$, onde I é o momento de inércia da seção em análise e A é a área.

A tensão crítica de flambagem (P_{cr}/A) fica então definida como:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2} \quad (20)$$

Onde:

E, é o módulo de elasticidade do aço igual a 207 GPa.

Após a iteração de várias dimensões de tubos de aço carbono sem costura – disponíveis no mercado local - para a torre chega-se a:

l_{ef} , 3,5m (máxima altura de montagem do estaio na torre que não interfere com o rotor;

d, diâmetro interno do tubo igual a 102,26mm;

D, diâmetro externo do tubo igual a 114,30mm (tubo de 4”, SCH 40)

Com os cálculos indicando:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{3.010.519}{2.048}} = 38,34\text{mm} = 0,03834\text{m}$$

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k} = \frac{3,5}{0,03834} = 0,091284\text{m}$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2} = \frac{3,1416^2 207 \cdot 10^9}{0,091284^2} = 11,85\text{MPa}$$

A pressão crítica de flambagem foi determinada como:

$$\frac{P_{cr}}{0,002048} = 11,85\text{MPa}$$

$$P_{cr} = 2.427,03\text{N}$$

Quando se compara a carga crítica de flambagem de 2.427,03N com a carga de projeto abaixo, tem-se:

$$\frac{P_{cr}}{\text{Carga de Projeto}} = \frac{2.427,03}{903,9} = 2,69.$$

Portanto, para um tubo de aço carbono de 4" SCH 40 nas condições de projeto listadas, tem-se um coeficiente de segurança de 2,69, o que considerou-se aceitável para esta aplicação.

Por razões de segurança e maior facilidade no processo de levantamento e descida da torre, optou-se pela aplicação de quatro cabos de estaio. A carga nestes, conforme arranjo geométrico da Figura 21 indica que a carga de estaio se define como:

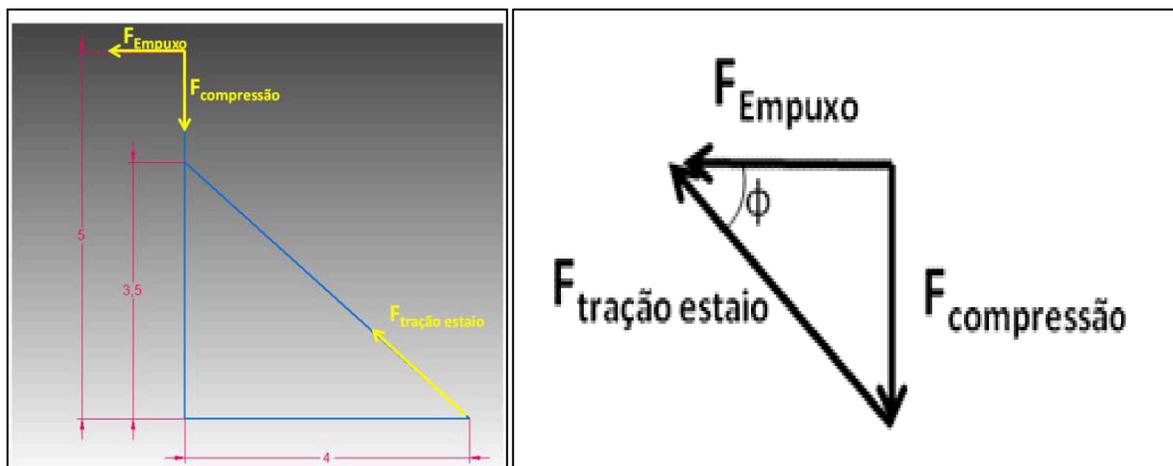


Figura 21 - Definição da carga de tração nos cabos de estaio.

A carga de estaio portanto é definida como:

$$F_{\text{Tração Estaio}} = \frac{F_{\text{Empuxo}}}{\cos \phi} = \frac{389,2}{\cos 41,19^\circ} = 517,1\text{N}$$

O cabo selecionado, tanto pelo critério de segurança, possibilidade de uso em aplicações de porte maior e disponibilidade no mercado local foi o cabo de aço 6x7, alma de aço de 3/ 16" com carga de ruptura em 1.469 kgf (14.411N). Um grande coeficiente de segurança foi adotado, podendo tal material ser empregado em aplicações futuras.

A fim de suportar a torre ao solo o seguinte dispositivo foi desenhado:

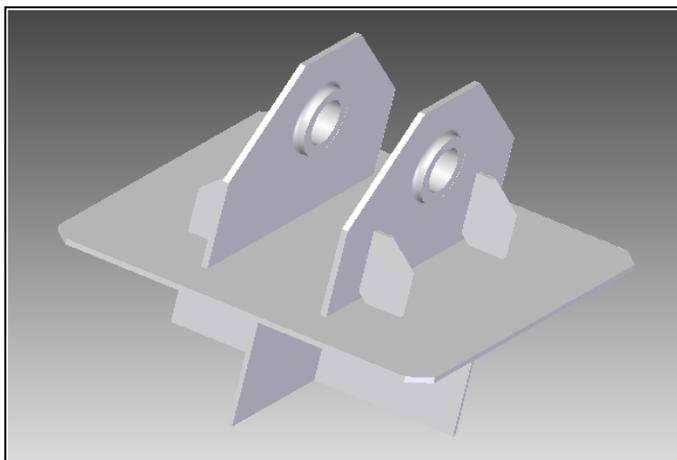


Figura 22 - Base da torre.

Tal dispositivo foi preparado para receber a torre através de um pino tornando-a articulável possibilitando sua montagem e desmontagem sem necessidade de auxílio de guindaste ou outros equipamentos de içamento.

Na parte inferior do suporte foram soldadas aletas com o objetivo de travar a base no terreno horizontalmente.

Toda a peça foi confeccionada em chapa de aço SAE 1020 de 6,35mm de espessura, não requerendo cálculos detalhados de resistência, dada sua robustez. Para fins de explanação da ordem de grandeza de tensões as quais esta base está exposta observa-se:

$$\tau_{\text{chapa base}} = \frac{\text{Carga Proj. Compressão}}{\text{Seção de cisalhamento na base}} = \frac{903,9\text{N}}{0,00635 * 0,840} = 0,169 \text{ MPa}$$

Verificando tal carga no pino de articulação da torre de 30 mm de diâmetro:

$$\tau_{\text{pino articul}} = \frac{\text{Carga Proj. Compressão}}{\text{Seção de cisalhamento do pino}} = \frac{903,9\text{N}}{0,00635 * 0,840} = 1,279 \text{ MPa}$$

Esta característica torna possível sua aplicação em equipamentos de maior porte, não exigindo então uma verificação mais detalhada no presente trabalho. A opção por tal material também teve caráter de disponibilidade e custo, já que a mesma encontrava-se disponível em fornecedores locais.

Quanto às ancoragens, sua rigidez foi verificada experimentalmente em campo no primeiro teste de levantamento realizado nas instalações da UFC, mostrando-se adequadas aquele terreno. Para terrenos de praia, uma extensão de 1m foi adicionada e, naquela situação, também teve sua rigidez testada e aprovada.



Figura 23 – Módulos da Torre e primeiro Teste de levantamento realizado na UFC.

4.4.2 Freio aerodinâmico

O conceito adotado neste projeto foi o de freio aerodinâmico por atuação passiva através do momento exercido no eixo de cada uma das pás. Tal momento é regido pelo coeficiente de momento C_M do aerofólio escolhido, neste caso, o S809. As premissas adotadas foram:

- C_T de 0,879 em $\lambda=8$;
- Velocidade de 10 m/s;

O C_T foi obtido através do BEM já apresentado e a velocidade de 10m/s foi adotada com base em pesquisa de vários aerogeradores de pequeno porte disponíveis no mercado internacional conforme Tabela 6. Tal limite de 10 m/s foi adotado por Meíja (2003).

Tabela 5 - Levantamento de 21 turbinas comercializadas atualmente.

Definição critério de velocidade máxima de vento - Atuação de Freio Aerodinâmico							
Levantamento de dados de 21 turbinas de mercado							
Item	Modelo	Diam. (m)	Vel. Proj. (m/s)	Rotação Proj.(rpm)	λ Proj	Vel. Controle (m/s)*	Potência (kW)
1	Skystream 3.7	3,7	9,0	325	7,0	13,0	2,4
2	Bergey XL 1kW	2,5	11,0			13,0	1,6
3	World Wind MW 500W	2,7	7,0	600	12,1	10,0	0,5
4	World Wind MW 750W	2,8	8,0	550	10,1	11,0	0,7
5	World Wind MW 1000W	3,1	9,0	500	9,0	12,0	1,0
6	World Wind MW 500W	3,8	9,0	450	9,9	13,0	2,0
7	Ampair 300	0,6	12,6			13,0	0,3
8	Save 2,5kW	3,5	12,0	300	4,6	16,0	2,5
9	Inclin 250	1,4	11,0			13,0	0,3
10	Inclin 600	2,0	11,0			13,0	0,6
11	Inclin 1500	2,7	11,0			14,0	1,5
12	Inclin 3000	3,7	12,0			14,0	3,0
13	Inclin 6000	3,7	12,0			15,0	6,0
14	FL1KW (Vmax no gráfico)	3,1	9,0	400	7,2	13,0	1,0
15	FL2KW (Vmax no gráfico)	3,7	9,0	400	8,6	15,0	2,0
16	e300i	3,0	9,5	650	10,7	-	1,0
17	TAOS TGT-2	2,8	12,0			14,0	2,0
18	Westwind 3kW	3,7	14,0			17,0	3,0
19	Air X-Land	1,2	12,5			15,0	0,4
20	Whisper 100	2,1	12,5			13,5	0,9
21	Whisper 200	2,7	11,6			13,5	1,0
		10,7		464	12,9		
* Cut out, furling ou pitch passive control			Critério final . . .		10 m/s		

A velocidade média de atuação dos sistemas de proteção pesquisados (freio aerodinâmico, *furling* ou *cut off*) é de 12,9 m/s. A fim de se proceder os testes dentro de uma margem de segurança maior, adotou-se o critério de velocidade aproximadamente 20% menor (10,32m/s). Por motivo de arredondamento e facilidade de cálculo, registro e controle adotou-se, então, 10m/s.

Posteriormente se procede a quantificação do momento aerodinâmico na pá em todas as suas seções (elementos). A fim de determinar o C_M na condição de $\lambda=8$ identificaram-se os ângulos de ataque (α) nesta condição em toda a pá, procedimento este extraído da metodologia do BEM aplicada no início do projeto.

Tabela 6- Ângulos de ataque em lambda 8.

	$\lambda=8$																		
μ	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
α (°)	13,7	6,5	4,5	4,4	4,4	4,3	4,5	4,5	4,6	4,6	4,7	4,8	4,8	4,8	4,9	4,9	5,0	5,1	8,8

O comportamento do C_M para os ângulos de ataque que se apresentam é então correlacionado com a curva $C_M \times \alpha$ do perfil S809 obtido em Butterfield (1992) – dados de túnel de vento da *Colorado State University*. Nota-se que na Tabela 8 há também uma coluna (3ª) que representa o C_M gerado por um polinômio em função de α em $\lambda=8$. Tal iniciativa se deu apenas para fins de automação do cálculo.

Tabela 7 - Comportamento do C_M na referência de $c/4$ na faixa de operação a $\lambda=8$.

Condição Padrão - $c/4$		
α	C_M	C_{MPoli}
4,1	-0,0455	-0,0455
6,2	-0,0507	-0,0505
8,1	-0,0404	-0,0410
10,2	-0,0321	-0,0310
11,3	-0,0281	-0,0288
12,1	-0,0284	-0,0290
13,2	-0,0322	-0,0316
14,2	-0,0361	-0,0364

Apesar do C_M apresentar-se relativamente constantes nesta faixa de α , nota-se que, em função de seus pequenos valores, o momento resultante é pequeno, tornando difícil o controle através de molas. Uma forma de buscar maximizar o momento resultante foi então viabilizada como descrito a seguir.

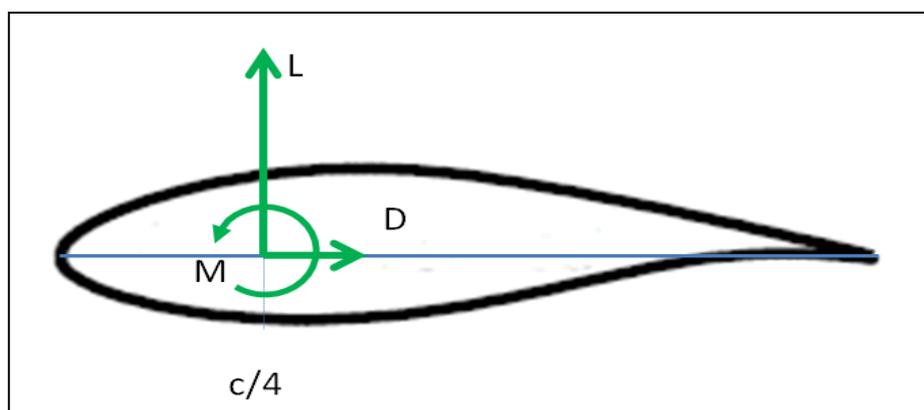


Figura 24 - Arranjo padrão de aplicação de momento num aerofólio.

A Figura 24 expõe a forma com a qual o momento, o arrasto e a sustentação incidem sobre um aerofólio. O padrão de fixação de aerofólios em túnel de vento para

medição destes coeficientes é $c/4$ (ou seja, um quarto da corda, mais próximo do bordo de ataque, sendo então adotado em todos os resultados experimentais. Uma forma de maximizar o momento resultante é trazendo o ponto de reação para uma posição mais a montante de $c/4$. No caso deste projeto, utilizou-se a posição de $c/5$ por se tratar da posição máxima que poderia se localizar o ponto de reação (eixo) sem que a fabricação fosse inviabilizada, principalmente nas seções de aerofólio mais próximas à ponta da pá :

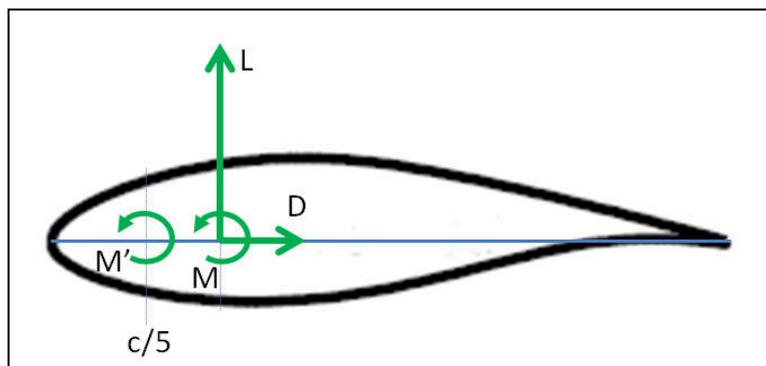


Figura 25 - Arranjo com ponto de reação ao momento em $c/5$.

Desta forma, analiticamente, o momento M' é descrito como:

$$M' = M - \left(\frac{c}{4} - \frac{c}{5}\right)L = M - 0,05L$$

Simplificando em termos de coeficientes aerodinâmicos tem-se:

$$C_{M'} = C_M - 0,05C_L$$

Tal método é aplicado para fins didáticos em Anderson (2005).

Tal consideração foi implementada na planilha da Tabela 9, a seguir:

Tabela 8 - C_M' na condição de reação a $c/5$

α	C_M	C_L	C_M'
4,1	-0,0455	0,539	-0,0725
6,2	-0,0507	0,749	-0,0881
8,1	-0,0404	0,900	-0,0854
10,2	-0,0321	0,879	-0,0761
11,3	-0,0281	0,866	-0,0714
12,1	-0,0284	0,860	-0,0714
13,2	-0,0322	0,874	-0,0759
14,2	-0,0361	0,898	-0,0810

Percebe-se que, na média, os valores de C_M' são da ordem do dobro de C_M (0,0777 contra 0,0367), dobrando, portanto, o momento de atuação no novo ponto de reação $c/5$.

Definido o C_M' de projeto, quantificou-se então o momento nas condições previstas nas premissas iniciais, através da equação a seguir:

$$M = C_M' \frac{\rho c U^2 c(\Delta r)}{2} \quad (21)$$

Tal formulação foi empregada em planilha eletrônica originando os valores:

Tabela 9 - Momento aerodinâmico na Pá.

Elem.	r(m)	Mom. aero. (N.m)
1	0,08	-
2	0,15	0,067
3	0,23	0,048
4	0,30	0,034
5	0,38	0,025
6	0,45	0,019
7	0,53	0,014
8	0,60	0,011
9	0,68	0,009
10	0,75	0,008
11	0,83	0,006
12	0,90	0,005
13	0,98	0,005
14	1,05	0,004
15	1,13	0,003
16	1,20	0,003
17	1,28	0,003
18	1,35	0,002
19	1,43	0,002
20	1,50	0,002
Δr	0,075	0,271

De posse deste momento de atuação ($0,271\text{Nm}$) pôde-se então desenhar o mecanismo que foi montado no cubo do rotor.

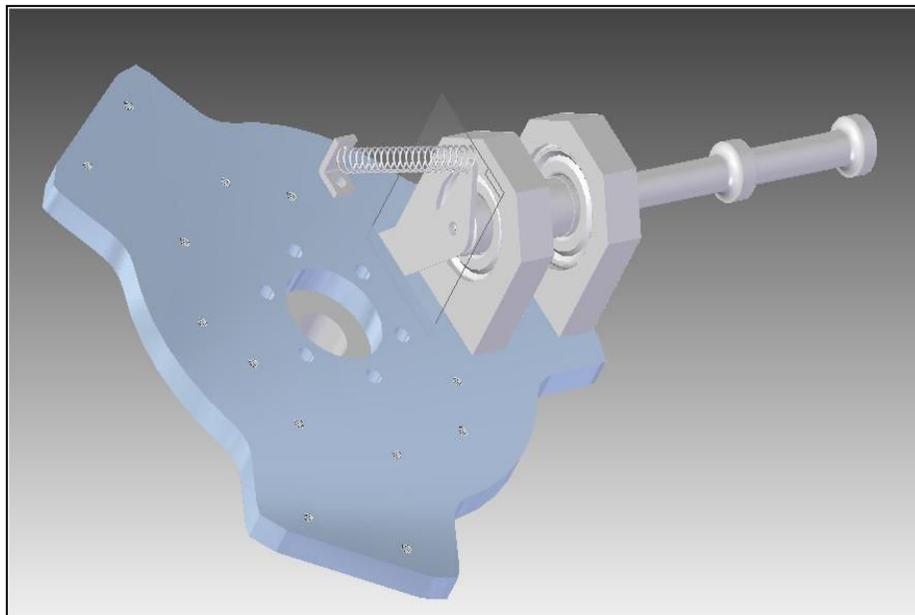


Figura 26 - Arranjo do mecanismo de freio aerodinâmico – detalhe para uma pá.

A definição da constante da mola e seu curso foi então objeto de estudo.

Graficamente se procedeu ao estudo do curso da mola versus giro da alavanca do eixo da pá.

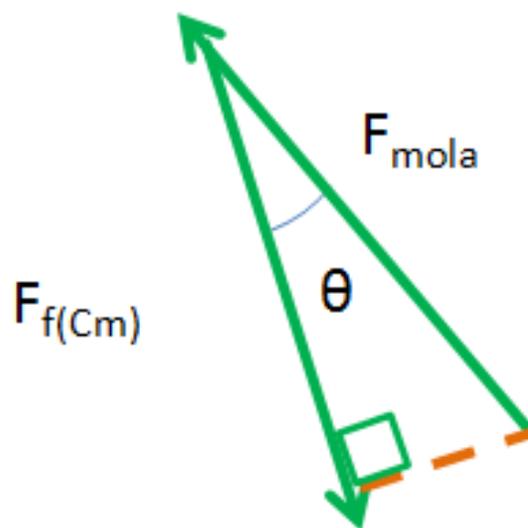
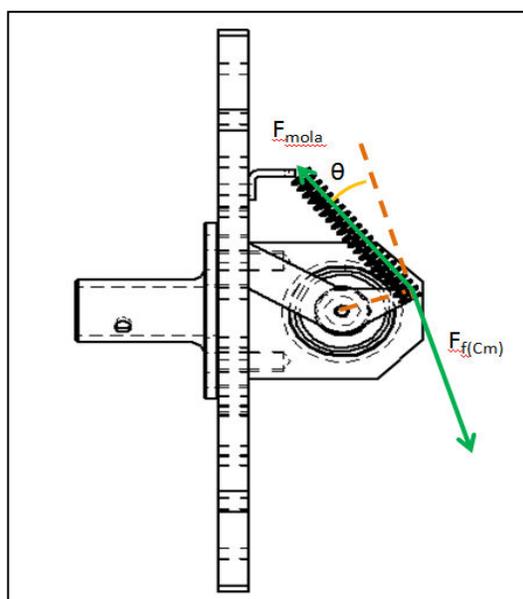


Figura 27 - Representação das forças geradas pelo momento aerodinâmico pela mola.

A análise dos ângulos θ em função do giro da alavanca (β) até o limite de 90° (embandeiramento) foi realizada graficamente. Desta forma a distensão da mola pôde ser quantificada. A distância entre o centro do eixo da pá e o ponto da alavanca com a mola é de 26,14mm. Tal dimensão foi arbitrada em meio ao processo de criação da geometria do mecanismo. A tabulação do comportamento da geometria em função do giro da alavanca (β) é apresentada na Tabela 11.

Tabela 10 - Comportamento da geometria do mecanismo de atuação do freio aerodinâmico.

Ponto	$\beta(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	L_{mola} (mm)	ΔL_{Mola} (mm)
1	87,07	19,66	67,96	21,36
2	92,07	23,96	70,07	23,47
3	97,07	28,15	72,12	25,52
4	102,07	32,25	74,09	27,49
5	107,07	36,27	75,98	29,38
6	112,07	40,22	77,77	31,17
7	117,07	44,10	79,46	32,86
8	122,07	47,93	81,04	34,44
9	127,07	51,71	82,52	35,92
10	132,07	55,45	83,87	37,27
11	137,07	59,15	85,10	38,50
12	142,07	62,81	86,21	39,61
13	147,07	66,45	87,19	40,59
14	152,07	70,06	88,03	41,43
15	157,07	73,66	88,74	42,14
16	162,07	77,24	89,31	42,71
17	167,07	80,81	89,75	43,15
18	172,07	84,36	90,04	43,44
19	177,07	87,92	90,20	43,60

Onde:

- L_{mola} é o comprimento da mola para cada condição de giro da alavanca do freio (β);

- ΔL_{mola} é a variação da mola em relação ao comprimento inicial.

O ponto 1 da Tabela 11 indica a situação de operação normal, onde há uma pré carga na mola – a ser apresentada – a qual é próxima da $F_{atuação}$ gerada na alavanca da pá devido ao momento aerodinâmico.

É importante observar que até aqui apenas aspectos geométricos do sistema foram definidos.

Há grande dificuldade – quase impossibilidade – de se especificar características gerais de uma mola junto aos fornecedores locais no Ceará e obter o produto desejado. Posto isso, o processo de seleção da mola se deu de forma experimental, ou seja, foram adquiridos

quatro conjuntos de três peças cada para a posterior checagem de suas constantes elásticas e comprimentos iniciais.

Utilizando peso de 9,81N (1kgf) procedeu-se a identificação da constante da mola através de:

$$F = k_{\text{mola}}x = k_{\text{mola}}(L_{9,81\text{N}} - L_0)$$

$$k_{\text{mola}} = \frac{9,81}{(L_{9,81\text{N}} - L_0)}$$

Tabela 11 - Molas adquiridas para teste

Teste	Mola 1	Mola 2	Mola 3	Mola 4
L_0	37,7	45,3	41,6	28,5 mm
$L_{9,81\text{N}}$	81,9	91,1	63,9	38,0 mm
k_{mola}	0,22	0,21	0,44	1,03 N/mm

A avaliação do k_{mola} foi feita com apenas um ponto pelo fato da carga de teste deste ponto (9,81N) ser muito próxima da sua pré-carga de atuação em operação, conforme se observa abaixo.

$$F_{\text{atuação}} = \frac{M_{\text{atuação}}}{r} = \frac{0,271}{0,02614} = 10,4\text{N}$$

Após os testes foi então definida a mola 3 como sendo a que melhor se adaptaria à operação, necessitando de um acréscimo de comprimento não elástico (extensor) de 5,0mm. A Tabela 12 apresenta os resultados do teste. Mais à frente, estão discutidas as possibilidades de melhoria da geometria do mecanismo como um todo, em função do comportamento da carga da mola na medida em que a alavanca do freio gira.

Tabela 12 - Comportamento das forças de atuação do freio e da mola em função do ângulo β .

Ponto	$\beta(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	L_{mola} (mm)	ΔL_{Mola} (mm)	$F_{atuação}$ (N)	F_{mola} (N)
1	87,07	19,66	67,96	21,36	9,77	9,40
2	92,07	23,96	70,07	23,47	9,48	10,32
3	97,07	28,15	72,12	25,52	9,15	11,23
4	102,07	32,25	74,09	27,49	8,78	12,09
5	107,07	36,27	75,98	29,38	8,37	12,92
6	112,07	40,22	77,77	31,17	7,93	13,71
7	117,07	44,10	79,46	32,86	7,45	14,46
8	122,07	47,93	81,04	34,44	6,95	15,15
9	127,07	51,71	82,52	35,92	6,43	15,80
10	132,07	55,45	83,87	37,27	5,89	16,40
11	137,07	59,15	85,10	38,50	5,32	16,94
12	142,07	62,81	86,21	39,61	4,74	17,42
13	147,07	66,45	87,19	40,59	4,15	17,86
14	152,07	70,06	88,03	41,43	3,54	18,23
15	157,07	73,66	88,74	42,14	2,92	18,54
16	162,07	77,24	89,31	42,71	2,29	18,79
17	167,07	80,81	89,75	43,15	1,66	18,98
18	172,07	84,36	90,04	43,44	1,02	19,11
19	177,07	87,92	90,20	43,60	0,38	19,18

Dadas as baixas cargas envolvidas, a alavanca do freio foi fabricada em chapa de alumínio com 1/8" de espessura, dada sua facilidade para ajustes de campo, normalmente necessários. Sua fixação ao eixo da pá se dá através de parafuso tipo allen de 6mmx20mm fixados ao centro do eixo. A foto abaixo ilustra tal montagem.

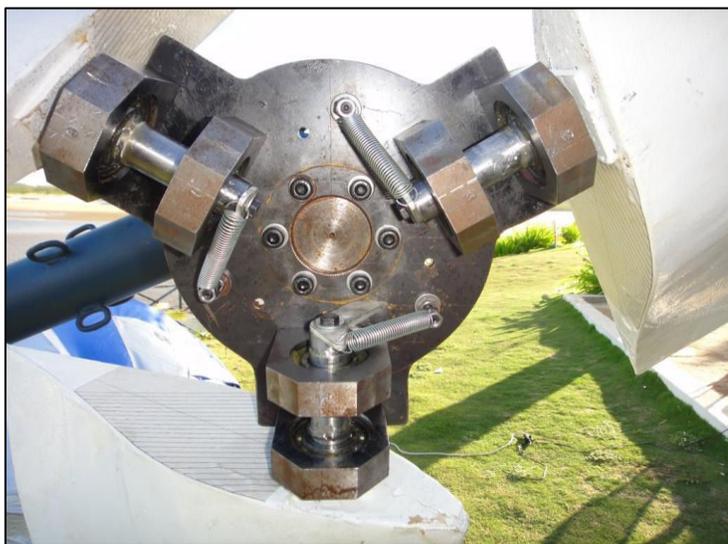


Figura 28 - Freio aerodinâmico montado no campo.

Assim concluiu-se o processo de projeto do mecanismo de freio aerodinâmico, tendo definido suas condições e cargas de atuação, bem como o desenvolvimento de sua geometria e seleção da mola.

4.4.3 Freio mecânico

Visto que o trabalho tem como principal objetivo o projeto, construção e teste de um sistema de avaliação de desempenho de aerogeradores, a geração de torque é fundamental para as medições. Visto que não há gerador, foi então concebido um freio mecânico de sapata que, atuando em condições diferentes, gera diversos valores de C_p pela variação do torque resistente.

Ainda, dada a natureza experimental do projeto, entendeu-se que havia a necessidade de um sistema redundante ao freio aerodinâmico que possibilitasse a parada do rotor de forma segura durante os testes, ou seja, sendo esta mais uma razão para a implementação de um freio do tipo.

Partiu-se então para definição dos critérios de operação do freio.

Através do BEM já desenvolvido, identificou-se que o C_Q máximo ocorre em $\lambda=6$, com um valor de 0,074. Visto que o freio aerodinâmico está dimensionado para atuar numa condição de ventos de 10m/s, optou-se num cálculo para o freio mecânico que suportasse em até 20% acima de tal valor, portanto 12 m/s.

Para as condições estabelecidas acima a definição do torque segue a equação apresentada por Manwell (2002):

$$dQ = N \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \sin\phi - C_D \cos\phi) c r dr \quad (22)$$

Visto que todos os itens da equação já foram calculados no método do BEM inicialmente realizado têm-se (Tabela 14):

Tabela 13 - Cálculo do torque máximo no eixo do rotor dentro das premissas estabelecidas.

r	a	a'	C_D	C_L	φ	$W=f(a, a')$	c	dQ (Manwell)
0,15	0,41	0,44	0,01	0,86	0,60	12,56	0,44	8,85
0,23	0,38	0,24	0,01	0,85	0,51	15,36	0,37	14,13
0,30	0,35	0,14	0,02	0,88	0,45	18,19	0,31	20,15
0,38	0,32	0,09	0,03	0,89	0,40	21,24	0,27	25,48
0,45	0,30	0,06	0,03	0,89	0,35	24,41	0,23	30,78
0,53	0,29	0,04	0,03	0,89	0,31	27,67	0,20	35,79
0,60	0,28	0,03	0,03	0,88	0,28	31,00	0,18	40,87
0,68	0,28	0,03	0,02	0,88	0,25	34,38	0,16	45,89
0,75	0,28	0,02	0,02	0,88	0,23	37,80	0,15	50,48
0,83	0,27	0,02	0,02	0,88	0,21	41,24	0,13	55,39
0,90	0,27	0,02	0,02	0,88	0,20	44,71	0,12	60,24
0,98	0,28	0,01	0,02	0,90	0,18	48,19	0,11	66,42
1,05	0,28	0,01	0,02	0,90	0,17	51,70	0,11	70,65
1,13	0,28	0,01	0,02	0,89	0,16	55,21	0,10	74,91
1,20	0,29	0,01	0,02	0,89	0,15	58,73	0,09	78,28
1,28	0,31	0,01	0,02	0,88	0,13	62,26	0,09	79,71
1,35	0,34	0,01	0,01	0,86	0,12	65,78	0,08	77,95
1,43	0,44	0,01	0,01	0,85	0,10	69,28	0,08	66,96
1,50	-	-	0,04	0,87	0,17	72,99	0,08	114,80
								71,69

De posse do torque máximo de 71,69N.m partiu-se então para o cálculo do conjunto de freio mecânico de sapatas. Esta opção foi adotada pela simplicidade e baixo custo de fabricação, conferindo facilmente a confiabilidade necessária para esta aplicação.

O método para cálculo do freio mecânico foi baseado na Figura 29 e retirado de Norton (2001).

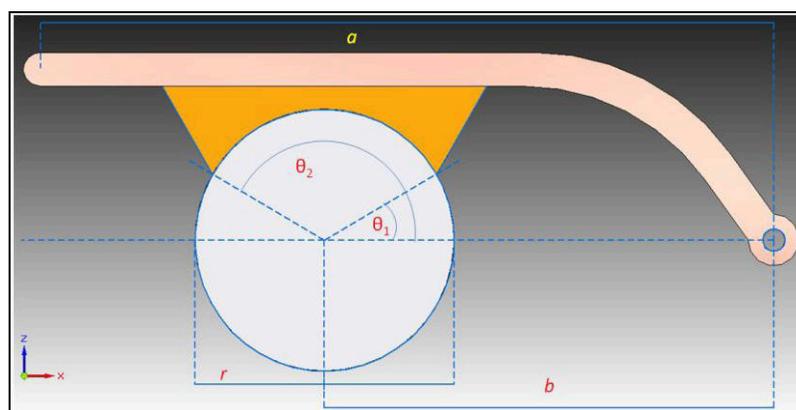


Figura 29 - Definição de parâmetros para cálculo de freios a tambor.

Onde:

- a, distância entre o ponto de aplicação da força de frenagem e a articulação da sapata;

- b, distância entre a sapata e o centro do tambor;

- r, raio do tambor de freio;

- θ_1 , ângulo que define o início da curvatura da sapata de freio;

- θ_2 , ângulo que define o final da curvatura da sapata de freio;

- θ_{\max} , ângulo de ocorrência da pressão máxima p_{\max} , 90° quando $\theta_2 > 90^\circ$ ou igual a θ_2 quando $\theta_2 < 90^\circ$.

Outros parâmetros não mostrados na Figura 29:

- w, largura da lona de freio;

- p_{\max} , pressão máxima que ocorre na frenagem, a qual não pode ultrapassar a pressão máxima de compressão do material de frenagem. Emprega-se o limite do material nesta aplicação;

- μ , coeficiente de atrito do material de frenagem.

O processo de dimensionamento se dá de forma iterativa variando principalmente os ângulos de curvatura da sapata (θ_1 , θ_2 , w e r). O equacionamento para tal solução é apresentado a seguir:

$$M_{Fn} = wrb \frac{p_{\max}}{\sin\theta_{\max}} \left[\frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{4}(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right] \quad (23)$$

M_{Fn} representa o momento gerado pelas forças normais (interface tambor-freio) no ponto de articulação da sapata;

$$M_{Ff} = \mu wr \frac{p_{\max}}{\sin\theta_{\max}} \left[-r(\cos\theta_2 - \cos\theta_1) - \frac{b}{2}(\sin^2\theta_2 - \sin^2\theta_1) \right] \quad (24)$$

M_{Ff} representa o momento gerado pelas forças de atrito (interface tambor-freio) no ponto de articulação da sapata;

$$F_a = \frac{M_{Fn} \pm M_{Ff}}{a} \quad (25)$$

F_a indica a força de acionamento. Os sinais negativo e positivo indicam a condição da força de acionamento do freio em sentido horário e anti-horário do tambor de freio respectivamente.

$$T_f = \mu w r^2 \frac{p_{\max}}{\sin\theta_{\max}} (\cos\theta_1 - \cos\theta_2) \quad (26)$$

T_f é o torque máximo de frenagem ao qual o freio pode responder;

As reações na articulação da sapata, desmembradas em suas componentes vertical e horizontal (y e x), são:

$$R_x = w r \frac{p_{\max}}{\sin\theta_{\max}} \left\{ - \left(\frac{\sin^2\theta_2}{2} - \frac{\sin^2\theta_1}{2} \right) + \mu \left[\frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{4} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right] \right\} \quad (27)$$

$$R_y = F_a - w r \frac{p_{\max}}{\sin\theta_{\max}} \left\{ - \left(\frac{\sin^2\theta_2}{2} - \frac{\sin^2\theta_1}{2} \right) + \mu \left[\frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{4} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right] \right\} \quad (28)$$

Após algumas iterações e checagens, a condição que melhor se adaptou à aplicação do projeto foi (Tabela 15):

Tabela 14 - Parâmetros finais e cálculos do freio mecânico a tambor.

Cálculos		Parâmetros	
M_{Fn}	183,88 Nm	a	140 mm
M_{Ff}	58,95 Nm	b	70 mm
$F_{\sigma+}$	1.734,52 N	r	70 mm
$F_{\sigma-}$	892,37 N	w	40 mm
T_f	72,16 Nm	θ_1	30 °
R_x	380,41 N	θ_2	120 °
$R_{y\sigma+}$	1.354,11 N	θ_{max}	90 °
$R_{y\sigma-}$	461,74 N	p_{max}	770 kPa
		μ	0,35

Assim, o torque de frenagem máximo de 72,16 Nm está de acordo com o torque gerado pela pá nas premissa iniciais de 71,69 Nm.

Baseado nas condições já pré-determinadas pôde-se então detalhar o projeto do freio mecânico (Figura 30).

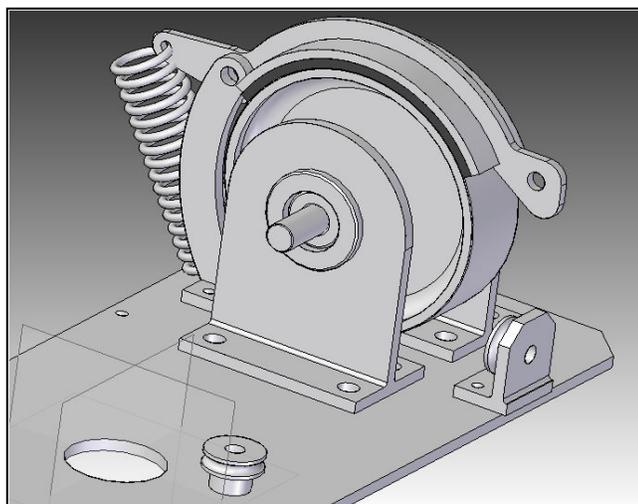


Figura 30 - Desenho do freio mecânico.

Nota-se a presença de uma mola que garanta o retorno do freio quando aliviada a força de atuação sobre a sapata. Importante citar-se que o acionamento se dá através de cabo de aço que percorre as duas roldanas mostradas, é encaminhado pelo interior da torre e tem

seu acionamento realizado por um conjunto de tambor com catraca e alavanca conforme a Figura 31.



Figura 31 - Modelo de acionamento do freio a tambor na parte inferior da torre.

O cabo de aço do freio deve suportar de forma segura e confiável a máxima carga de atuação de frenagem, visto que esta resultou em 1.734,52N (vide Tabela 15, F_{a+}). Optou-se, portanto, pelo cabo 3 /32” com alma de aço e capacidade máxima de carga de 6405,9N (367 kgf.). Um coeficiente de segurança de 3,7 foi estabelecido com esta escolha, considerado adequado à aplicação.

4.4.4 Pás de teste

As pás são a parte mais importante do conjunto de componentes de um aerogerador. Há necessidade premente de grande resistência com baixo peso agregado. Desta forma, o emprego de fibras de vidro reforçadas com resinas de poliéster (mais comum), resina epóxi (aplicação se intensificando), fibra de carbono e alguns tipos de madeira de baixa densidade se estabeleceram como uma tendência sem volta no processo de fabricação de pás.

Por não se tratarem de materiais isotrópicos seu dimensionamento exige maior domínio de disciplinas como teoria de cascas e conhecimentos profundos de materiais compósitos e suas propriedades.

Como o objetivo principal deste trabalho não é o de pesquisar métodos de fabricação de pás optou-se por uma abordagem experimental para fins de definição da resistência máxima de uma pá e sua respectiva rigidez.

Desta forma, foi fabricada uma pá a mais (além da três para operação) para que esta fosse submetida a ensaio destrutivo no LAERO. Mais à frente, um detalhamento do procedimento de fabricação destas pás é apresentado.

A carga a qual tais pás devem suportar sem colapsar foi definida no BEM na condição de máximo empuxo: $\lambda=8$, em condições de vento de 10m/s, onde o freio aerodinâmico atua, reduzindo o C_T e a rotação da mesma.

A carga de empuxo no rotor, portanto, através da Equação (15) é de 389,2 N, o que implica numa carga por pá de 129,72 N, assim distribuídos (Tabela 16):

Tabela 15 - Empuxo na condição de máxima carga - atuação do freio aerodinâmico.

Elem.	μ	r(m)	c(m)	$C_T \lambda=8$	F $\lambda=8$	Empuxo/pá (N)
1	0,05	0,08	-	2,00	1,00	1,40
2	0,10	0,15	0,438	1,22	1,00	1,71
3	0,15	0,23	0,374	0,93	1,00	1,95
4	0,20	0,30	0,315	0,89	1,00	2,49
5	0,25	0,38	0,268	0,89	1,00	3,10
6	0,30	0,45	0,231	0,88	1,00	3,71
7	0,35	0,53	0,203	0,91	1,00	4,49
8	0,40	0,60	0,180	0,91	1,00	5,12
9	0,45	0,68	0,162	0,91	1,00	5,75
10	0,50	0,75	0,147	0,95	1,00	6,63
11	0,55	0,83	0,135	0,94	1,00	7,28
12	0,60	0,90	0,124	0,94	1,00	7,94
13	0,65	0,98	0,115	0,94	1,00	8,59
14	0,70	1,05	0,107	0,98	1,00	9,57
15	0,75	1,13	0,100	0,98	1,00	10,22
16	0,80	1,20	0,094	0,98	0,99	10,82
17	0,85	1,28	0,089	0,98	0,97	11,28
18	0,90	1,35	0,084	1,01	0,93	11,82
19	0,95	1,43	0,080	1,44	0,83	15,85
20	1,00	1,50	0,080	0,88	-	-
						129,72

Uma vez possuindo-se um carregamento distribuído bem definido, este foi então a base do ensaio destrutivo.

A pá foi engastada numa bancada de forma a simular sua posição submetida ao vento no rotor. As cargas foram simuladas em sacos plásticos com areia, pesados em balança

aferida. O carregamento distribuído não foi realizado em dezenove seções, como o BEM previu, e sim em dez devido à limitação de posicionamento da carga nos sacos plásticos com areia (Figura 32).



Figura 32 - Posicionamento da pá para ensaio. Detalhe do suporte com régua para medição da deflexão.

Após a pesagem dos sacos plásticos, o seu peso era registrado sob sua superfície para que fossem montados na seção indicada pela Tabela 17. Procurou-se trabalhar em kgf diretamente durante os testes, pois esta é a unidade da balança. Nas análises posteriores as unidades foram convertidas para Newton.

Importante mencionar que não optou-se por um teste com carga única na ponta da pá durante o ensaio (apesar de ser mais fácil) pois desta forma não teríamos uma representação razoável das condições reais de operação das pás, onde as cargas aerodinâmicas são essencialmente distribuídas.

Tabela 16 - Sequência de carregamento distribuído prevista para os testes.

Aplicação carga		Percentual da carga de Projeto a $\lambda=8$ à 10m/s - Carga em kgf e deflexão em mm							
Posição	Raio (m)	20%	40%	60%	80%	100%	120%	140%	160%
		Carga	Carga	Carga	Carga	Carga	Carga	Carga	Carga
1	0,15	0,050	0,101	0,151	0,201	0,251	0,302	0,352	0,402
2	0,30	0,086	0,171	0,257	0,342	0,428	0,514	0,599	0,685
3	0,45	0,139	0,278	0,418	0,557	0,696	0,835	0,974	1,113
4	0,60	0,194	0,389	0,583	0,777	0,972	1,166	1,360	1,554
5	0,75	0,250	0,500	0,750	1,000	1,250	1,500	1,750	2,000
6	0,90	0,310	0,620	0,930	1,239	1,549	1,859	2,169	2,479
7	1,05	0,369	0,738	1,107	1,476	1,844	2,213	2,582	2,951
8	1,20	0,432	0,865	1,297	1,730	2,162	2,595	3,027	3,460
9	1,35	0,494	0,988	1,483	1,977	2,471	2,965	3,459	3,954
10	1,50	0,277	0,554	0,830	1,107	1,384	1,661	1,938	2,214
		2,60	5,20	7,80	10,41	13,01	15,61	18,21	20,81

Montada a pá na posição de teste, iniciou-se o carregamento da condição de menor carga (20%) e sempre a partir da raiz. As medidas de deflexão eram tomadas em suporte posicionado na ponta da pá com régua graduada afixada neste. Vide detalhe na Figura 32.

4.4.5 Eixo do rotor

O eixo do rotor, o qual recebe as cargas aerodinâmicas, de torque de frenagem e as cargas de peso do rotor completo e seu eventual desbalanceamento foi verificado na condição estática e de fadiga.

O eixo possui 24 mm de diâmetro na maior parte de seu comprimento, possuindo dois ressalto para sede de rolamento de diâmetro 25 mm.

O material previamente adotado foi o aço SAE 1020, de grande disponibilidade e baixo custo.

$S_{ut} = 379$ MPa, tensão de ruptura;

$S_y = 207$ MPa, tensão de escoamento.

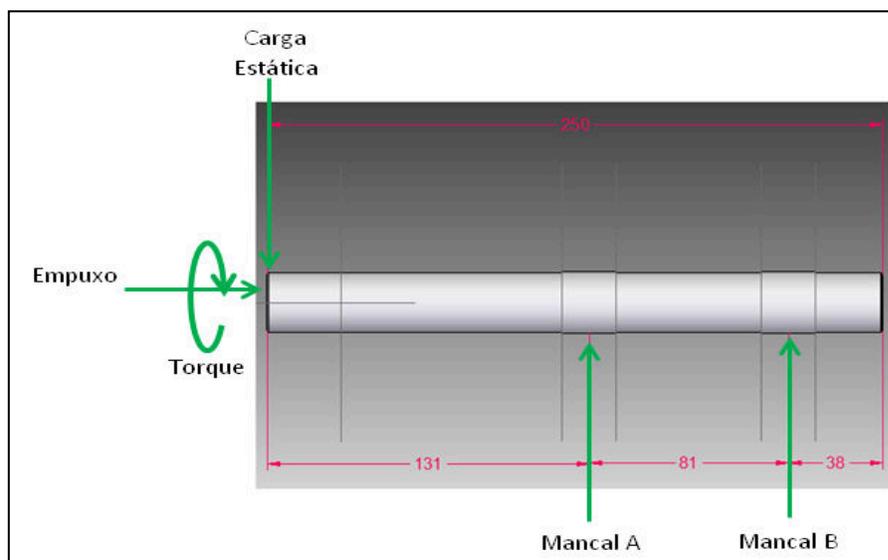


Figura 33 - Cargas no eixo do rotor.

Primeiramente, a definição do carregamento foi realizada extraindo as informações do método BEM (inicialmente realizado neste capítulo).

As cargas ficaram assim definidas:

- Carga estática devido ao peso próprio do rotor, pás e freio aerodinâmico: 121,64N;

- Torque de frenagem. Considerado, de forma conservadora, o torque de frenagem a $\lambda=6$ e vento de 12 m/s, mesma condição de cálculo para o freio mecânico. Dada a ampla e constante variação desta carga, considerou-se a mesma variando de zero até 71,69Nm;

- Carga de desbalanceamento: somada à carga estática, trata-se de uma carga variável que considera um desbalanceamento que ocasiona 13N de carga alternada sobre o eixo – oriundo de uma variação de peso entre as pás da ordem de 5gramas (tolerância adotada);

- Carga de compressão axial no eixo devido ao empuxo de 389,2N.

Definidas as cargas, as mesmas foram empregadas na preparação dos diagramas de carga, cortante e de momento fletor abaixo através do software MDSolids Version 3.5.0 conforme Figura 34, onde P1 é a carga estática do peso próprio (121,64N) com os acréscimos, no regime de fadiga, da carga de desbalanceamento. Apesar de não apresentados nos diagramas abaixo, o torque de frenagem e a carga de compressão devido ao empuxo foram observadas em todo procedimento de cálculo. Nota-se também que o peso próprio do eixo (carga distribuída) foi desprezado dada sua ínfima magnitude ante as outras cargas.

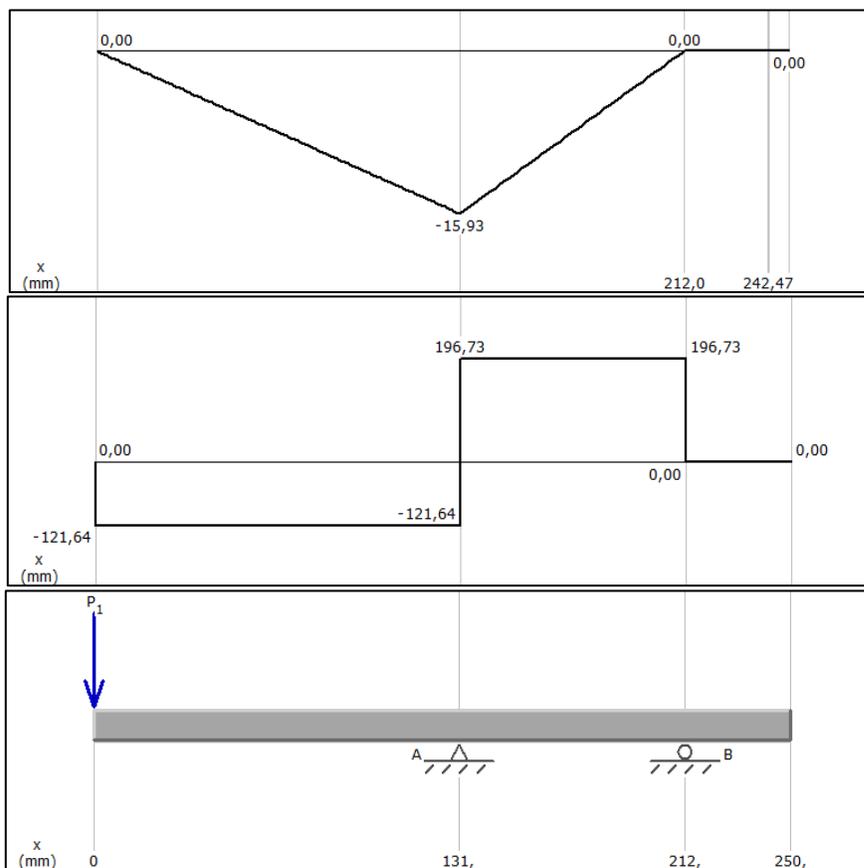


Figura 34 - Diagramas de fletor, cortante e carregamento respectivamente do eixo do rotor.

A partir dos diagramas de carga chega-se às reações nos mancais A e B:

$$R_{Ay} = -318,38\text{N}$$

$$R_{By} = +196,73\text{N}$$

Para verificação do eixo em condição estática aplicou-se o máximo momento fletor (apoio A) no valor de 15,93N, conforme indica o diagrama correspondente, na equação de tensão de flexão – Equação 29:

$$\sigma_A = \frac{32M_A}{\pi d^3} \quad (29)$$

$$\sigma_A = 11,74\text{MPa}$$

O torque de frenagem de 71,69N.m gera uma tensão cisalhante na seção de 24mm como segue:

$$\tau_A = \frac{16 \cdot T_{\text{frenagem}}}{\pi d^3} \quad (30)$$

$$\tau_a = 26,41 \text{MPa}$$

A tensão de compressão devido ao empuxo de 389,2 N foi calculada conforme abaixo, contudo desconsiderada, dado o pequeno valor.

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{F_{\text{empuxo}}}{A} \quad (31)$$

$$\sigma_{\text{comp}} = 0,86 \text{MPa}$$

Em função de existirem cargas combinadas de flexão e torção, adotou-se o critério de Von Mises conforme abaixo:

$$\sigma'_A = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2} \quad (32)$$

$$\sigma'_A = 47,23 \text{MPa}$$

Quando comparada com S_y do material selecionado obteve-se o coeficiente de segurança para carga estática.

$$N_{f,A} = \frac{S_y}{\sigma'_A} \quad (33)$$

$$N_{f,a} = \frac{207}{47,23} = 4,38$$

O que é bastante confortável à aplicação.

Posteriormente, aplicou-se o cálculo de fadiga ao eixo como segue.

Primeiramente partiu-se para o cálculo do limite de fadiga corrigido. Para tal é preciso que se defina o parâmetro S_e' - limite de fadiga teórico - para aços e ligas de alumínio com $S_{ut} < 1400$ MPa, como:

$$S_e' \cong 0,5 S_{ut} \quad (34)$$

Já o limite de fadiga corrigido:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad (35)$$

Onde Norton (2004) define:

– C_{carreg} , fator de correção para o tipo de carregamento. Assume-se valor 1 para de flexão e 0,7 para carregamentos de tração. O caso da torção – quando em carregamento combinado - por ser “traduzido” numa forma de flexão, através do critério de Von Mises é tratado com valor 1;

– $C_{tamanho}$, fator de correção para o tamanho do componente em análise. Para peças cilíndricas:

* para $d \leq 8$ mm, $C_{tamanho} = 1$;

* para 8 mm $\leq d \leq 250$ mm;

$$C_{tamanho} = 1,189d^{-0,097} \quad (36)$$

– C_{superf} , fator para compensar as imperfeições superficiais de componentes sob fadiga, quando comparados com aqueles empregados em testes de laboratório – superfície polida. Segundo Shigley (2005):

$$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b \quad (37)$$

Os valores de A e b encontram-se tabelados. Para o caso deste trabalho (acabamento superficial usinado) $A=4,51$ e $b=-0,265$.

– C_{temp} , correção em função da temperatura de operação, visto que em baixas temperaturas a tenacidade à fratura diminui, aumentando até 350°C, para voltar a cair novamente em temperaturas maiores. Em aplicações à temperatura ambiente é igual a 1.

– C_{conf} , em função da dispersão de resultados nos testes de fadiga – da ordem de 8% para aços - um determinado nível de confiança pode ser adotado conforme critério do projetista. Para tal emprega-se a Tabela 18:

Tabela 17 - Fator de correção de confiabilidade C_{conf} .

C_{conf}	
<i>Fatores de confiabilidade p/ desv. pad. = 8% da média</i>	
Confiabilidade	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Para o caso desta verificação:

$$C_{carreg} = 1,0$$

$$C_{tamanho} = 0,87$$

$$C_{superf} = 0,94$$

$$C_{temp} = 1,0$$

$$C_{conf} = 0,702, \text{ para } 99,99\% \text{ de confiabilidade}$$

$$S'_e = 0,5 \times 379 \text{ MPa} = 189,5 \text{ MPa}$$

Desta forma, o limite de fadiga corrigido:

$$S_e = 108,7 \text{ MPa}$$

Passando agora ao carregamento relativo ao peso próprio do rotor, pás e freio aerodinâmico (121,64N), a este foi acrescentada uma carga de desbalanceamento de 13N aplicada também ao apoio A, gerada por um desbalanceamento de 5g entre as pás.

Obtiveram-se então momentos fletores máximo e mínimo e as respectivas tensões normais:

$$M_{Amax} = 17,64Nm$$

$$M_{Amin} = 14,24Nm$$

$$\sigma_{Amax} = 12,99MPa$$

$$\sigma_{Amin} = 10,49MPa$$

A metodologia do cálculo à fadiga indica que a abordagem se dê através de tensões normais médias e alternadas (σ_m e σ_a) já com a correção de concentração de tensões devido a entalhes. Tal entalhe é o ressalto entre o diâmetro de 24 e 25 mm. Assim:

$$\sigma_{Aa} = k_f \frac{32 \cdot M_{Aa}}{\pi d^3} = \frac{k_f(\sigma_{Amax} - \sigma_{Amin})}{2} \quad (38)$$

$$\sigma_{Am} = k_f \frac{32 \cdot M_{Am}}{\pi d^3} = \frac{k_f(\sigma_{Amax} + \sigma_{Amin})}{2} \quad (39)$$

A esta altura foi necessário definir o fator de concentração de tensões em fadiga ou dinâmico (k_f). Segundo Norton (2004):

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (40)$$

Onde:

- q, sensibilidade ao entalhe (varia de 0 a 1) e é definido como:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (41)$$

* os valores de \sqrt{a} (Constante de Neuber) são tabelados e são determinados em função da resistência de ruptura (S_{ut}) do material em estudo. Vide Norton (2004);

* o r corresponde ao raio do entalhe na região onde as tensões de fadiga estão sendo estudadas.

* outra maneira de se obter q é através de diagramas de sensibilidade ao entalhe conforme a Figura 35. O diagrama desta figura é preparado para cargas de flexão. Para obterem-se valores para o cisalhamento, busca-se o ponto numa curva que esteja 20kpsi acima daquela originalmente usada para encontrar-se o q de flexão.

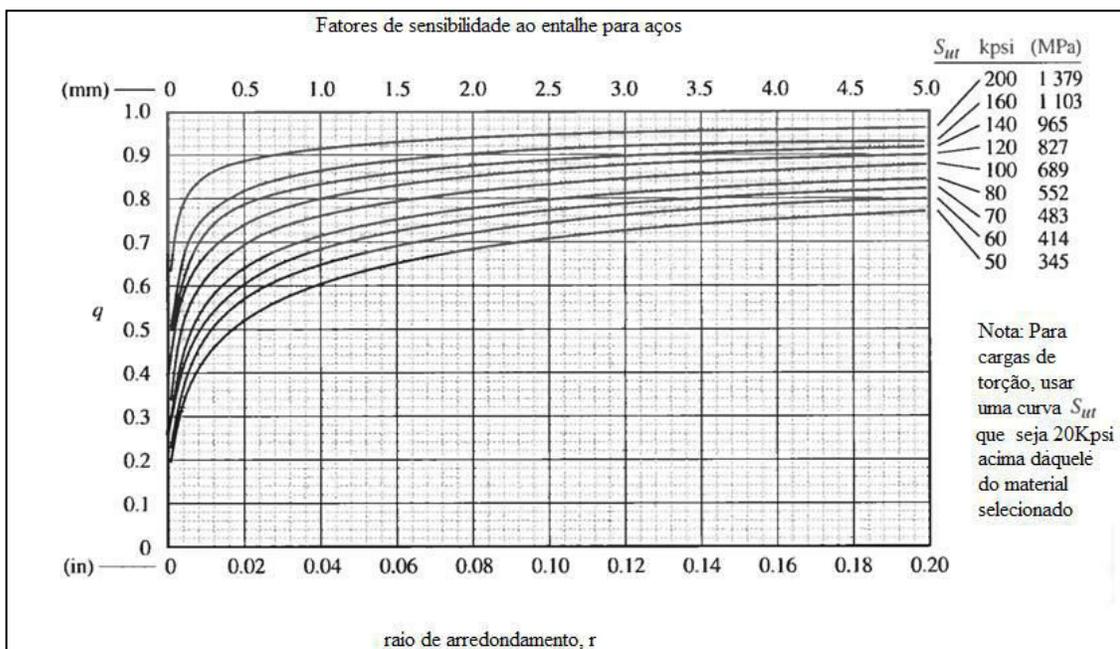


Figura 35 - Diagrama de sensibilidade ao entalhe para aços sob flexão de Neuber. Fonte: Norton (2004).

- k_t , fator geométrico de concentração de tensões teórico (estático): é obtido a partir de diagramas ou da Equação 35 e é função meramente da geometria do local.

$$k_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (42)$$

Os valores de A e b são tabelados (Norton, 2004) em função da razão D/d (maior diâmetro e menor diâmetro da descontinuidade).

No caso específico desta verificação tem-se então:

$$k_t \cong 0,98137 \cdot \left(\frac{0,2}{24} \right)^{-0,19653} = 2,515$$

$$q = 0,42$$

$$k_f = 1 + 0,42(2,515 - 1) = 1,64$$

Pôde-se então empregar o k_f como correção nas tensões alternada e média.

$$\sigma_{Aa} = \frac{k_f(\sigma_{Amax} - \sigma_{Amin})}{2} = 1,64 \frac{(12,99 - 10,49)}{2} = 2,05 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Am} = \frac{k_f(\sigma_{Amax} + \sigma_{Amin})}{2} = 1,64 \frac{(12,99 + 10,49)}{2} = 19,21 \text{MPa}$$

Na sequência se procede da mesma forma para as tensões cisalhantes originadas do torque de frenagem.

$$T_{\text{frenagem max}} = 71,69 \text{Nm}$$

$$T_{\text{frenagem min}} = 0 \text{ Nm}$$

$$\tau_{\text{max}} = 26,41 \text{MPa}$$

$$\tau_{\text{min}} = 0 \text{ MPa}$$

Seguindo os mesmo critérios para correção em relação à concentração de tensões e sensibilidade ao entalhe:

$$k_{ts} \cong 0,90337 \cdot \left(\frac{0,2}{24}\right)^{-0,12692} = 1,66$$

$$q = 0,52$$

$$k_{fs} = 1 + 0,52(1,66 - 1) = 1,34$$

$$\tau_a = \frac{k_{fs}(\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}})}{2} = 1,34 \frac{(26,41 - 0)}{2} = 17,73 \text{MPa}$$

$$\tau_m = \frac{k_{fs}(\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}})}{2} = 1,34 \frac{(26,41 + 0)}{2} = 17,73 \text{MPa}$$

Agora, ainda segundo Norton (2004), se procede ao cálculo da tensão equivalente de Von Mises.

$$\sigma'_{Aa} = \sqrt{\sigma_{Aa}^2 + 3\tau_{Aa}^2} \quad (43)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{\text{maxial}})^2 + 3\tau_m^2} \quad (44)$$

Desta forma:

$$\sigma'_a = \sqrt{2,05^2 + 3 \times 17,73^2} = 30,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(19,21 + 0,86)^2 + 3 \times 17,73^2} = 36,69 \text{ MPa}$$

A checagem final do coeficiente de segurança à fadiga (N_f) é definida por Norton (2004):

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (45)$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{30,78}{108,7} + \frac{36,69}{379,0}$$

$$N_f = 2,63$$

Tal valor é confortável para a aplicação atual, trazendo ainda a possibilidade de empregá-lo em carregamentos maiores, aproveitando a margem que este coeficiente dispõe.

4.4.6 Eixo da pá

O eixo do freio da pá (ou do freio aerodinâmico), que recebe as cargas aerodinâmicas de torque de frenagem e empuxo foi verificado na condição estática e de fadiga. Neste caso, dada a predominância do carregamento de empuxo, escolheu-se o ponto onde o C_T fosse máximo, ou seja, $\lambda=8$.

O eixo possui 24 mm de diâmetro na maior parte de seu comprimento, possuindo dois ressalto para sede de rolamento de diâmetro 25 mm (pontos de concentração de tensão – entalhe). Possui ainda um prolongamento que se insere na estrutura da pá, estando ancorado dentro de um maciço de resina epóxi (vide o item 4.5 relativo à fabricação de pás). Visto que

esta parte do eixo se caracteriza como um sólido de dimensões maiores, foram verificadas as condições de resistência apenas para a parte externa à pá. Vide Figura 36.

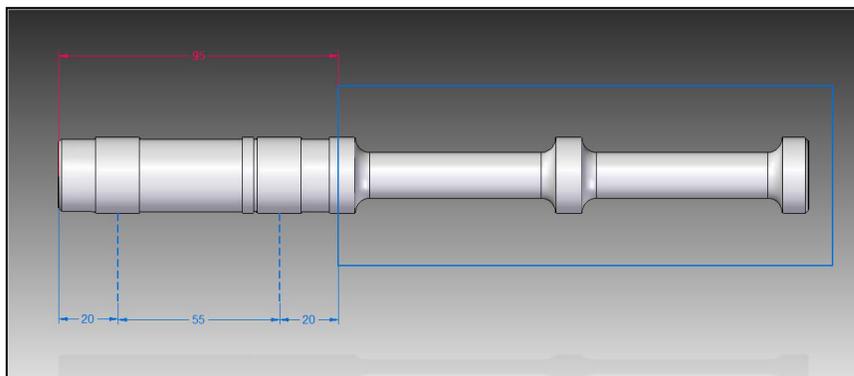


Figura 36 - Dimensões do eixo de pá. Detalhe da parte ancorada num sólido de resina epoxi dentro da pá (cercada em azul).

O material previamente adotado foi o aço SAE 1020, o mesmo utilizado no eixo do rotor. Visto que todo o procedimento de cálculo é similar ao do eixo do rotor, será apresentado o método de forma mais concisa.

Neste caso, três cargas foram consideradas: as geradas pelo empuxo, pelo torque e pela força centrífuga da pá em rotação. As duas primeiras se dão em planos ortogonais e serão consolidadas numa única resultante para, depois serem combinadas com a da força centrífuga. As três são assim descritas:

A carga centrífuga é:

$$F_{\text{centr}} = m\omega^2 r \quad (46)$$

m , massa da pá (kg), 1,8kg;

ω , rotação (rad/s), 53,33 rad/s;

r , neste caso é a distância entre o centro de gravidade e o eixo do rotor, 0,4m;

$$F_{\text{centr}} = 1,8 \times 53,33^2 \times 0,4$$

$$F_{\text{centr}} = 2.048 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{F_{\text{centr}}}{A} = \frac{2.048}{\pi \times 0,0012^2} = 4,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = \frac{32 \times 118,88}{\pi(0,0024)^3} = 87,60 \text{ MPa}$$

Utilizando as cargas geradas pelo BEM e o software MDSolids Version 3.5.0 para identificação dos momentos fletores em dois eixos, tem-se:

Tabela 18 - Cargas distribuídas advindas do empuxo e do torque de frenagem da pá.

Carregamento Distribuído				
r(m)	Carga	x _{pá}	f _(empuxo) N	f _(torque) N
0,15	P1	0,095	3,12	3,61
0,23	P2	0,170	1,95	3,56
0,30	P3	0,245	2,49	2,58
0,38	P4	0,320	3,10	2,46
0,45	P5	0,395	3,71	2,43
0,53	P6	0,470	4,49	2,36
0,60	P7	0,545	5,12	2,43
0,68	P8	0,620	5,75	2,37
0,75	P9	0,695	6,63	2,31
0,83	P10	0,770	7,28	2,34
0,90	P11	0,845	7,94	2,28
0,98	P12	0,920	8,59	2,24
1,05	P13	0,995	9,57	2,15
1,13	P14	1,070	10,22	2,18
1,20	P15	1,145	10,82	2,09
1,28	P16	1,220	11,28	2,00
1,35	P17	1,295	11,82	1,80
1,43	P18	1,370	15,85	1,38
1,50	P19	1,445	-	-
			129,72	42,58

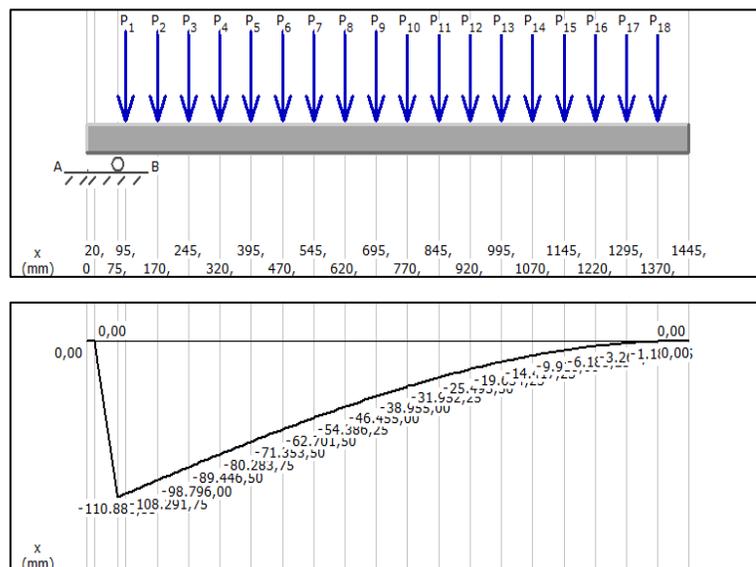


Figura 37 - Diagrama de carga e momento eixo da pá respectivamente - f(empuxo).

Importante notar que o torque aqui apresentado é diferente daquele de frenagem máxima em $\lambda=6$. Comparativamente o C_Q em $\lambda=6$ é 7,4% enquanto em $\lambda=8$ é de 5,3%.

As cargas de reação nos mancais são:

$$R_{Ay\text{Empuxo}} = 1.886,48\text{N}$$

$$R_{By\text{Empuxo}} = -2.016,20\text{N}$$

E o momento fletor máximo, mostrado no ponto B:

$$M_{y\text{max}} = 118,88 \text{ N.m}$$

O qual gera uma tensão normal:

$$\sigma_y = \frac{32 \times 118,88}{\pi(0,0024)^3} = 87,60 \text{ MPa}$$

Fazendo-se o mesmo para o carregamento originado pelo torque de frenagem, também foi gerado um diagrama de carga e fletor:

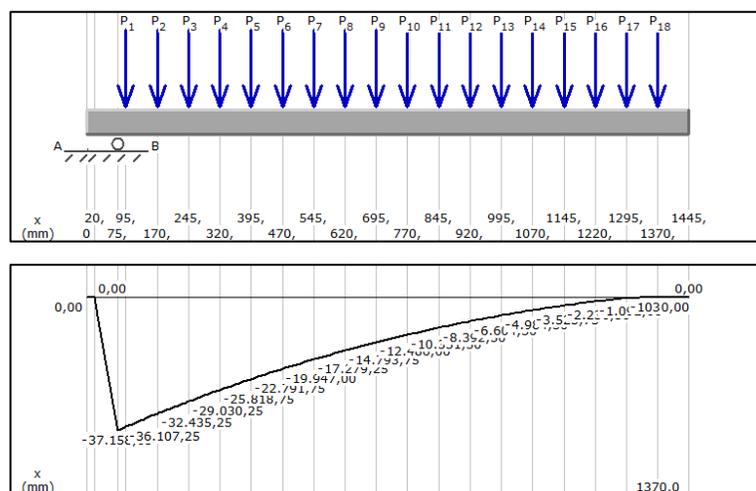


Figura 38 - Diagrama de carga e momento eixo da pá respectivamente - f(torque)

As cargas de reação nos mancais são:

$$R_{Az\text{Torque}} = 453,79 \text{ N}$$

$$R_{Bz\text{Torque}} = -496,36 \text{ N}$$

E o momento fletor máximo, mostrado no ponto B:

$$M_{z\text{max}} = 37,16 \text{ Nm}$$

O qual gera uma tensão normal:

$$\sigma_z = \frac{32 \times 37,16}{\pi(0,0024)^3} = 27,38 \text{ MPa}$$

Calcula-se uma tensão normal resultante devido aos dois momentos fletores em dois eixos (empuxo e torque).

$$\sigma_{\text{res}} = \sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2} = \sqrt{87,60^2 + 27,38^2} = 91,77 \text{ MPa}$$

Assim, considerando o coeficiente de segurança para a condição estática tomando em conta a tensão normal por flexão resultante e a normal por tração:

$$N_f = \frac{207}{(91,77+4,43)} = 2,15$$

Partindo-se para análise à fadiga, considerou-se que todas as tensões variam de zero aos seus valores máximos já apresentados:

$$\sigma_{\text{max}} = 91,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 45,89 \text{ MPa}$$

A fim de encontrarmos k_f , adotando o procedimento anteriormente apresentado obtém-se:

$$k_t \cong 0,98137 \cdot \left(\frac{0,2}{24}\right)^{-0,19653} = 2,515$$

$$q = 0,42$$

$$k_f = 1 + 0,42(2,515 - 1) = 1,64$$

Que são os mesmos valores aplicados ao eixo do rotor devido haver alguma semelhança de aplicação. Nota-se que por não haver carregamento torsional não há necessidade de calcular-se k_{fs} .

Recalculando as tensões alternadas e médias e inserindo k_f :

$$\sigma_a = \frac{k_f(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = 1,64 \frac{(91,77 + 0)}{2} = 75,08 \text{MPa}$$

Neste caso $\sigma_a = \sigma_m = 75,98 \text{MPa}$

Partindo-se para o cálculo das tensões equivalentes de Von Mises:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{Aa}^2 + 3\tau_{Aa}^2} = \sqrt{75,08^2} = 75,08 \text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{\text{maxial}})^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{(75,08 + 4,53)^2} = 77,34 \text{MPa}$$

Tal verificação incorre num S_e e S_{ut} iguais ao do caso anterior (eixo do rotor).

Desta forma:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{75,08}{108,7} + \frac{77,34}{379,0}$$

$$N_f = 1,18$$

Tal valor é adequado para esta aplicação para operações em curtos períodos de tempo (200 horas, por exemplo), contudo em outras aplicações com pás de maior porte e carregamento aerodinâmico, será necessária uma alternativa mais robusta e compatível com cargas maiores. Isso não se traduz num problema para o sistema de medição de potência aqui em estudo, já que cada conjunto de pás a ser testado trará consigo seu próprio eixo (engastado em resina epóxi na raiz de cada pá). Para operação da turbina eólica em períodos mais prolongados, o uso de novos materiais (SAE 4340, por exemplo) equacionaria o problema dados os maiores limites de resistência de tais materiais.

4.4.7 Eixo do volante de freio mecânico

Tal componente sofre duas cargas: flexão pura devido ao acionamento do freio e o consequente torque de frenagem gerado. Considerou-se o pior caso que é o de $\lambda=6$ a 12 m/s, que foi a condição para dimensionamento do conjunto de freio. Assim:

$F_{\text{atuação freio}} = 1024,2$ N, gerando flexão pura, distribuída dos 40 mm de largura do volante;

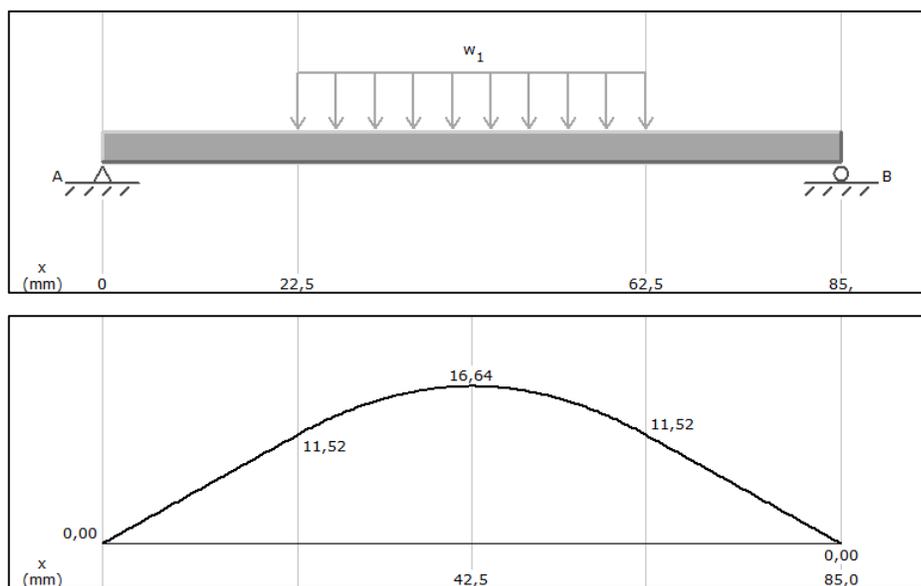


Figura 39 - Diagrama de carga e momento fletor respectivamente - eixo volante do freio mecânico.

A definição do ponto de análise de tensões se dá através da avaliação do momento acima apresentado e do desenho do volante na Figura 40. Nota-se que, apesar do centro receber o maior momento fletor, não há sentido em analisar as tensões naquela região devido ao raio muito maior (140 mm) que o do eixo (15 mm). Portanto buscou-se o ponto imediatamente antes do início da concordância entre o eixo e o volante. A Figura 41 fornece a coordenada e o respectivo momento fletor daquela posição.

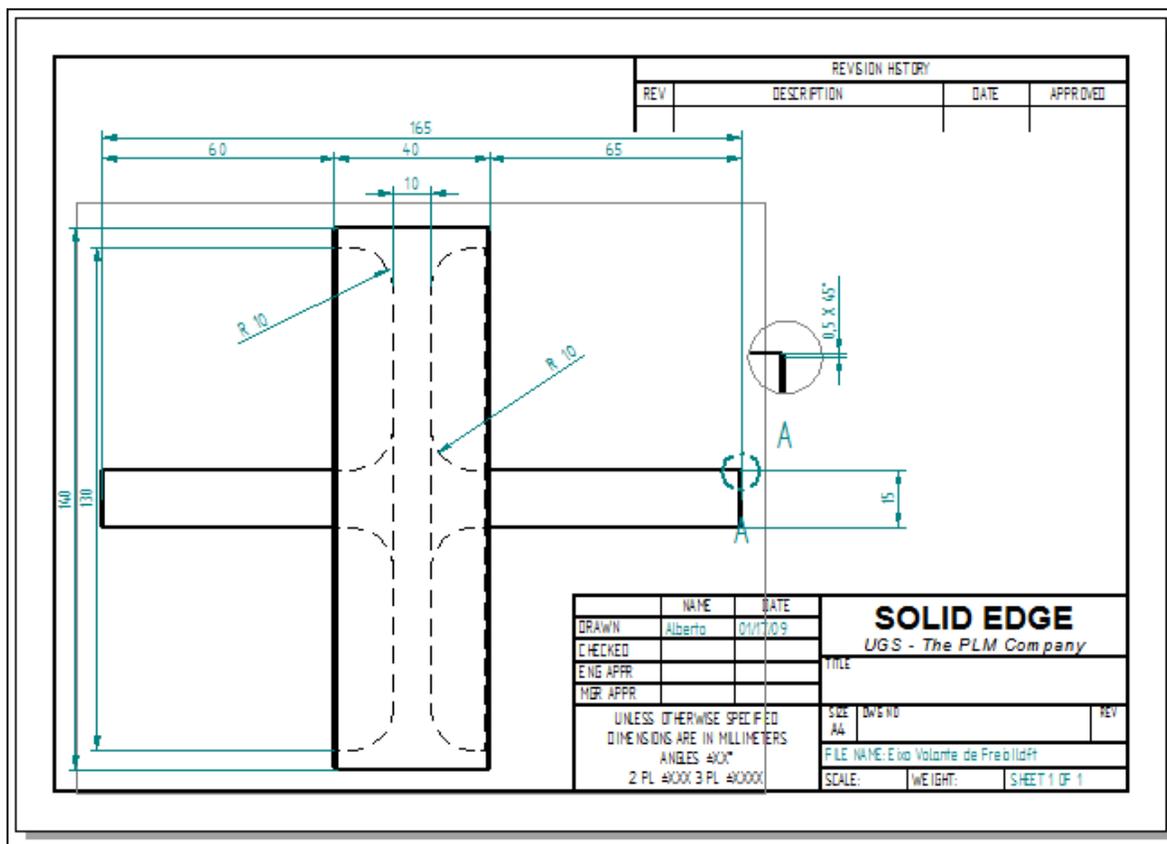


Figura 40 - Desenho de fabricação do eixo volante do freio mecânico - observar detalhe do raio de curvatura.

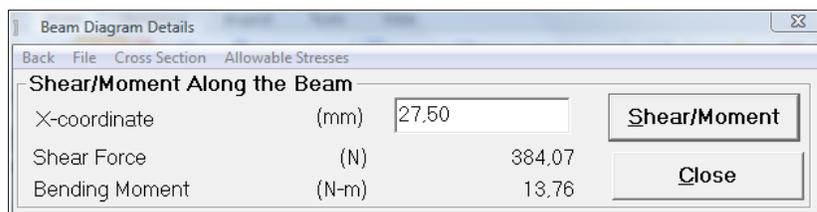


Figura 41 - Tela do software *MDSolids* indicando o momento fletor no início da concordância entre eixo e volante.

Já é possível calcular a tensão normal devida à flexão no ponto:

$$\sigma_y = \frac{32 \times 13,76}{\pi \times 0,015^3} = 41,53 \text{ MPa}$$

Quanto à tensão de cisalhamento devida ao torque $T_{\text{frenagem}} = 71,69 \text{ Nm}$:

$$\tau = \frac{16 \times 71,69}{\pi \times 0,015^3} = 108,19 \text{ MPa}$$

A tensão de Von Mises aplicada à condição estática:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{41,53^2 + 3 \times 108,19^2} = 191,93 \text{ MPa}$$

$$N_f = \frac{207}{(191,93)} = 1,08$$

Trata-se de coeficiente baixo para a aplicação, mesmo em condição estática. A solução para tal situação está apresentada ao final desta seção.

Como exercício apenas, já que o N_f para condição estática é demasiado baixo, foi avaliada a condição em fadiga. Adotou-se as tensões variando de zero à de projeto.

$$\sigma_{\max} = 41,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ MPa}$$

Determinando os fatores k_f

$$k_t \cong 0,87868 \cdot \left(\frac{10}{15}\right)^{-0,33243} = 1,005$$

$$q = 1$$

$$k_{fs} = 1 + 1(1,005 - 1) = 1,01$$

Inserindo k_f nas tensões normais média e alternada:

$$\sigma_a = \frac{k_f(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = 1,01 \frac{(41,53 - 0)}{2} = 20,88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 20,88 \text{ MPa}$$

Quanto à tensão cisalhante:

$$k_{ts} \cong 0,86331 \cdot \left(\frac{10}{15}\right)^{-0,12692-0,23865} = 0,95$$

$$q = 0,99$$

$$k_{fs} = 1 + 0,99(0,95 - 1) = 0,95$$

Inserindo k_{fs} nas tensões normal média e alternada

$$\tau_a = \frac{k_{fs}(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} = 0,95 \frac{(108,19 - 0)}{2} = 51,47 \text{ MPa} = \tau_m$$

Determina-se então o limite de fadiga corrigido:

Para o caso desta verificação:

$$C_{\text{carreg}} = 1,0$$

$$C_{\text{tamanho}} = 0,91$$

$$C_{\text{superf}} = 0,94$$

$$C_{\text{temp}} = 1,0$$

$$C_{\text{conf}} = 0,753, \text{ para } 99,9\% \text{ de confiabilidade}$$

$$S'_e = 0,5 \times 379 \text{ MPa} = 189,5 \text{ MPa}$$

Desta forma, o limite de fadiga corrigido:

$$S_e = 122,03 \text{ MPa}$$

Aplicando-se o critério de Von Mises:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{Aa}^2 + 3\tau_{Aa}^2} = \sigma'_m$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sqrt{20,88^2 + 3 \times 51,47^2} = 91,56 \text{ MPa}$$

Avaliando, portanto, o coeficiente de segurança a fadiga:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (45)$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{91,56}{122,03} + \frac{91,56}{379,0}$$

$$N_f = 1,01$$

O coeficiente de segurança para condição de fadiga é inexistente. Para poucos trabalhos, no curto prazo, o eixo atende ao seu propósito. Contudo, ainda que se mantenham testes em rotores do mesmo porte, sugere-se a substituição do eixo do freio em questão.

A alternativa para tal condição foi a de projetar pás com o sentido de rotação que coincida com a condição que exige menor força de atuação do freio mecânico para um mesmo torque de frenagem.

Ou seja:

$F_{\text{atuação freio}} = 1024,2 \text{ N}$ original, passou para $380,41 \text{ N}$. Desta forma, os coeficientes de segurança a condição estática e em fadiga foram majorados para:

$$N_{\text{estática}} = 1,10;$$

$$N_{\text{fadiga}} = 1,03,$$

Ainda muito baixos. Apesar do carregamento aqui citado ser o máximo possível, com baixa probabilidade de ocorrência, adotou-se uma redundância no sistema para minimizar o potencial efeito do baixo coeficiente de segurança. Tratou-se posicionar um cabo na parte traseira do sistema de forma que, numa falha do freio, o cabo é puxado, retirando o rotor da direção do vento, desacelerando-o rapidamente, sem grandes riscos.

4.4.8 Rolamentos

O cálculo de rolamentos obedece a um método (NORTON, 2004) que prevê a quantidade provável de horas de operação sob determinadas condições de carga. Para rolamentos de esfera:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (46)$$

Onde:

L, vida em fadiga expressa em milhões de revoluções;

P, carga constante aplicada ao rolamento, descrita mais a frente como carga equivalente no caso de rolamentos sob cargas axiais e radiais;

C, carga dinâmica básica de classificação. Conceitualmente é a carga que ocasionará falha com um milhão de revoluções;

A carga P é descrita em função de componentes axiais, radiais e de fatores que variam de acordo com a relação de cargas entre si e em relação à capacidade dinâmica do rolamento (informada pelo fabricante).

$$P = XVF_r + YF_a \quad (47)$$

P, carga equivalente;

X, fator radial determinado através da Figura 31;

V, fator de rotação. No caso de rolamentos onde a parte girante é o anel interno assumir V=1. No caso de anel externo ser o elemento girante, adotar V=1,2;

F_r, carga radial constante aplicada;

Y, fator axial determinado através da Figura 42;

F_a, carga axial constante aplicada.

Há ainda um parâmetro: A carga estática básica de classificação C₀ que é a carga a qual irá produzir deformações totais permanentes na pista e no elemento rolante de 0,0001xd (diâmetro interno do rolamento). Esta carga pode eventualmente ser ultrapassada para rolamentos de baixa rotação que não sofrem em demasia com a influência de vibração.

Numa condição específica a força axial, pode ser desprezada:

$$\frac{F_a}{VF_r} \leq e \quad (48)$$

Contudo, quando a condição anterior não é atendida a tabela da Figura 42 é utilizada. O fator *e* é a base desta comparação e pode ser definido na mesma tabela.

Bearing type	e	Single row bearings				Double row bearings				
		Pa/Pr<e		Pa/Pr>e		Pa/Pr<e		Pa/Pr>e		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearings	$P/C_r=0.025$	0.22	1	0	0.56	2.0				
	$P/C_r=0.04$	0.24	1	0	0.56	1.8				
	$P/C_r=0.07$	0.27	1	0	0.56	1.6				
	$P/C_r=0.13$	0.31	1	0	0.56	1.4				
	$P/C_r=0.25$	0.37	1	0	0.56	1.2				
	$P/C_r=0.50$	0.44	1	0	0.56	1				
Angular contact ball bearings	$\beta=20^\circ$	0.57	1	0	0.43	1	1	1.09	0.70	1.63
	$\beta=25^\circ$	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
	$\beta=30^\circ$	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
	$\beta=35^\circ$	0.95	1	0	0.37	0.66	1	0.66	0.60	1.07
	$\beta=40^\circ$	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93
	$\beta=45^\circ$	1.33	1	0	0.33	0.50	1	0.47	0.54	0.81
Self-aligning ball bearings	$1.5 \times \tan\beta$						1	$0.42 \times \cot\beta$	0.65	$0.65 \times \cot\beta$
Spherical roller bearings	$1.5 \times \tan\beta$						1	$0.45 \times \cot\beta$	0.67	$0.67 \times \cot\beta$
Tapered roller bearings	$1.5 \times \tan\beta$	1	0		0.40	$0.40 \times \cot\beta$	1	$0.42 \times \cot\beta$	0.67	$0.67 \times \cot\beta$

Figura 42 - Definição de fatores para cálculo de rolamentos – Fonte: Norton 2004.

Os cálculos e resultados de verificações dos rolamentos do eixo do rotor, eixo da pá e eixo volante de freio são apresentados na Tabela 20.

Tabela 19- Verificação da vida de rolamentos do sistema.

Resumo da Verificação de Rolamentos						
Rolamentos						
Parâmetro	Eixo Pá	Unid.	Eixo Freio	Unid.	Eixo Volante	Unid.
$Carga_a^*$	2.048	N	207,00	N		N
$Carga_r^*$	2.761	N	352,35	N		N
Rolamento	6205		6205		16002	
D	52	mm	52	mm	30	mm
d	25	mm	25	mm	15	mm
B	15	mm	15	mm	8	mm
C	14.800	N	14.800	N	5850	N
C_o	7.800	N	7.800	N	2850	N
V	1		1		1	
F_a/C_o	0,26		0,03		-	
e	0,21		0,23		0,23	
F_a/VF_r	0,74		0,59		-	
Y	2,05		2,00		-	
X	0,56		0,56		1	
P	5.745	N	413	N	512,09	N
L	17,10	10^5 ver	45.892	10^5 ver	1.490,81	10^5 ver
Rotação de operação	100	rev/min	300	rev/min	300,00	rev/min
Horas de operação	2.850	horas	2.549.573	horas	82.823	horas

4.4.9 Demais componentes

Os demais componentes do sistema como parafusos, placa base, mancais e mola de retorno do freio foram definidos pelo critério de robustez. Seguem os motivos:

- necessidade de rigidez do sistema: o transdutor de torque utilizado exige apenas componentes torcionais, ou seja, exige grande rigidez a fim de evitar esforços fletores na base e mancais;

- material disponível na empresa de usinagem;

- uma vez que não se trata de uma aplicação com finalidade imediata de geração de energia em patamares comerciais, maiores cargas de peso não são danosas e ainda suportam imprevistos inerentes a experimentos com protótipos.

Desta forma, consolidou-se todos os componentes e obteve-se o projeto do conjunto da turbina e do sistema de medição de desempenho montados no topo da torre conforme a Figura 43.

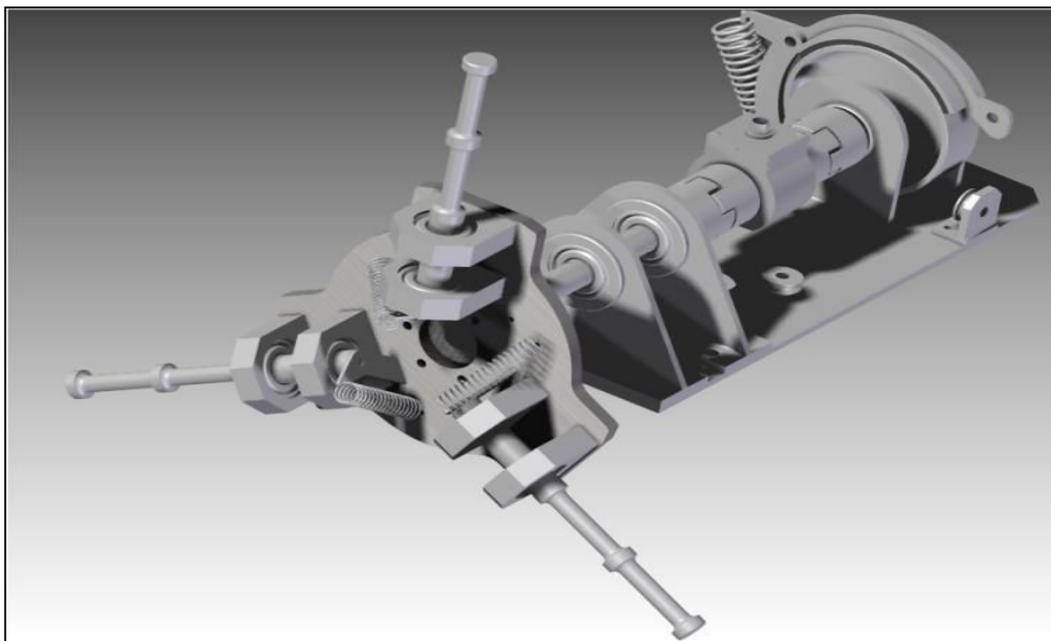


Figura 43 - Sistema de medição de potência e freio aerodinâmico em CAD ao final.

4.5 Fabricação das pás

Todos os componentes foram fabricados em oficinas de usinagem locais. A exceção foram as pás, as quais não têm um procedimento padrão de construção. Tais procedimentos variam bastante entre empresas e unidades de pesquisa.

No caso deste trabalho foi empregada uma estrutura base com um tubo de alumínio para conferir rigidez apenas na fase da fabricação, perfis aerodinâmicos em madeira balsa de 3/16” de espessura recortados conforme os dados de corda e torção indicados pelo BEM através do software SDPA (Tabela 2) . Estes perfis, após montados e fixados no tubo de alumínio, foram recobertos também em madeira balsa de 1/16” servindo de base para o revestimento final de resina epóxi e fibra de vidro.

Pontos críticos na fabricação foram:

- 1) Garantia do ângulo de torção da pá (θ). Esta é requerida por se tratar de uma pá concebida para uma condição de máximo aproveitamento possível da energia do vento, buscando manter o ângulo α o mais constante possível num λ específico. As pás do rotor possuem, então, um ângulo de torção (θ) para cada uma de suas 19 seções. Dada a característica não linear desta torção em relação ao raio, houve a necessidade de construção de gabarito que pudesse conferir tal ângulo o mais próximo possível da condição de projeto;
- 2) Além do ângulo de torção, o espaçamento entre as seções de perfis também exige ser mantido constante, fato este facilitado com o uso do gabarito já citado. Neste caso, o espaçamento foi de 75 mm entre cada seção de perfil;
- 3) Dimensões da corda em cada seção;
- 4) Garantia da curvatura do perfil aerodinâmico a fim de que as respostas de C_L e C_D versus α sejam coerentes com a literatura.

Nas Figuras 44 e 45 observam-se o gabarito para montagem dos perfis isoladamente e com já com estes montados.

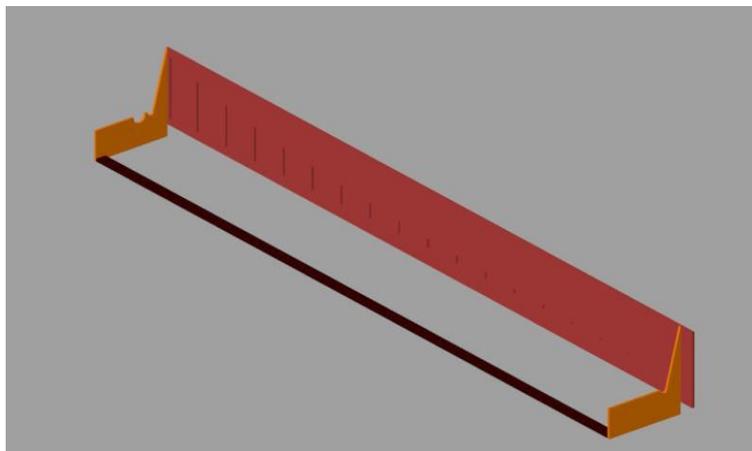


Figura 44 - Projeto do gabarito de montagem da pá.

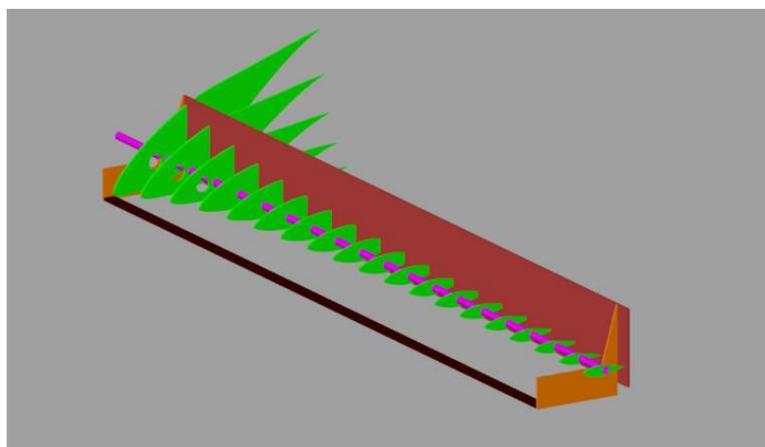


Figura 45 - Montagem das seções da pá no gabarito.

O gabarito foi também fabricado em madeira balsa devido a seu fácil manuseio para corte, colagem e acabamento. O desenho dos rasgos e o contorno da peça foi impresso em escala 1:1 e posteriormente colado com cola PVC numa placa de madeira balsa. Deu-se então o processo de corte e acabamento desta. A Figura 46 mostra o gabarito posicionado sobre a bancada do laboratório prestes a ser utilizada no posicionamento dos perfis e do eixo de alumínio.



Figura 46 - Gabarito fabricado no LAERO.

As seções dos perfis com suas dezenove dimensões de cordas foram geradas no software Rhinoceros, impressos em escala 1:1, colados em madeira balsa de 3/16” e, finalmente, cortados e lixados para acabamento. Então, empregando um eixo de alumínio de 1/2”, tais perfis foram posicionados no gabarito para que após montagem nas posições de projeto fossem colados ao eixo de alumínio usando cola epóxi (adesivo bi componente à base de resina epóxi – Araldite 24horas). Importante notar que o eixo de alumínio não tem função estrutural como principal, e sim de ser uma referência de montagem no processo de fabricação da pá.



Figura 47 - Montagem dos perfis no gabarito empregando o eixo de referência de alumínio.

Com a estrutura base preparada, partiu-se então para o recobrimento desta com madeira de balsa 1/16” através de adesivos instantâneos à base de cianoacrilato (Bond it). Esta etapa é necessária para que, na sequência, seja empregada a fibra de vidro com resina epóxi (mesma da colagem anterior – perfis no eixo de alumínio) sobre uma superfície uniforme e razoavelmente firme, que esteja de acordo com as condições de afilamento, torção do projeto e curvatura dos perfis aerodinâmicos de cada seção. Na Figura 48 percebe-se o início de recobrimento com madeira balsa no extradorso da pá.



Figura 48- Início de recobrimento de uma pá.

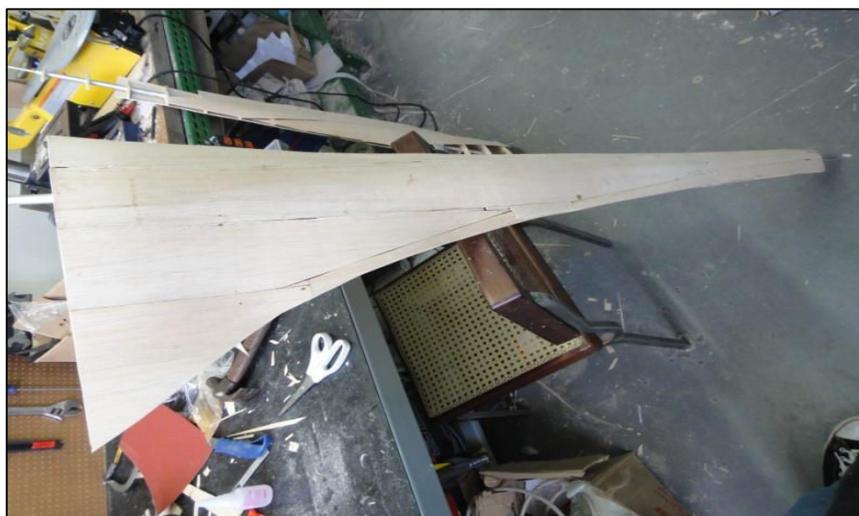


Figura 49 - Pá já recoberta com madeira balsa.

Com a pá já recoberta (Figura 49), iniciou-se a aplicação de resina epóxi (adesivo bi componente à base de resina epóxi – Araldite 24horas) e fibra de vidro, sendo estes os principais responsáveis pela maior resistência e rigidez estrutural da pá.

Primeiramente foi aplicada a resina epóxi com espátula buscando retirar o máximo de excessos e, posteriormente, foi posicionada a fibra de vidro com um rolo de espuma para adesão, conformação junto à superfície e eliminação de bolhas.



Figura 50 - Aplicação de resina epóxi e tecido de fibra de vidro.

A cura da resina é de 24 horas. Após tal período é feita a ancoragem do eixo da pá na região da raiz desta. Este eixo é montado nos dois mancais de rolamento do freio aerodinâmico. Sua ancoragem na pá se deu através de sua inserção nas três primeiras seções de perfil aerodinâmico através de furos guia previamente preparados. Após tal inserção, é criado um compartimento de contenção, também em madeira balsa, para que posteriormente, ali a resina seja derramada e, após sua cura, crie então uma ancoragem para o eixo junto à estrutura da pá.

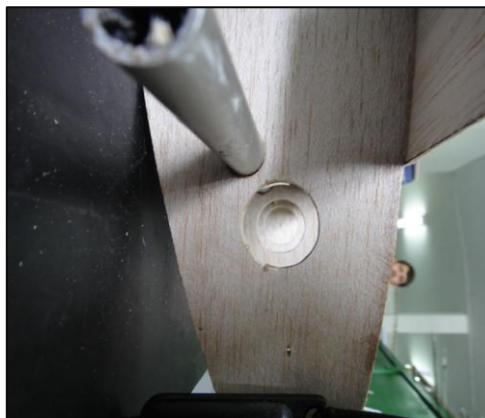


Figura 51 - Furos guia para posicionamento do eixo da pá.



Figura 52 - Recorte da pá para procedimento de ancoragem do eixo. Detalhe à esquerda do epóxi parcialmente preenchendo o compartimento.

Ao final, um último recobrimento com balsa, resina e fibra na região da ancoragem do eixo e processo de acabamento fino com emprego de lixa 180. A pintura final foi feita em tinta epóxi na cor branca.

As 4 pás fabricadas tiveram seu pesos finais, de acordo com a ordem de fabricação, conforme segue:

1ª Pá:	1,745 kg
2ª Pá:	1,795 kg
3ª Pá:	1,800 kg
4ª Pá:	1,805 kg.

A 1ª pá foi direcionada para o ensaio destrutivo, enquanto que as demais, em função da proximidade de seus pesos, foram empregadas na operação da turbina eólica e do sistema de medição de desempenho. Foi realizado o balanceamento destas últimas antes da operação.

4.6 Fabricação da veleta de orientação

Por se tratar de uma turbina upwind, a mesma necessita de um aparato para direcioná-la ao vento (veleta de orientação).

Le Gourieres (1982) recomenda que a distância da veleta ao centro de orientação (centro da torre) da turbina seja igual a aproximadamente quatro vezes a distância entre as pás e o centro de orientação da turbina. Conforme a Figura 53, em nosso caso:

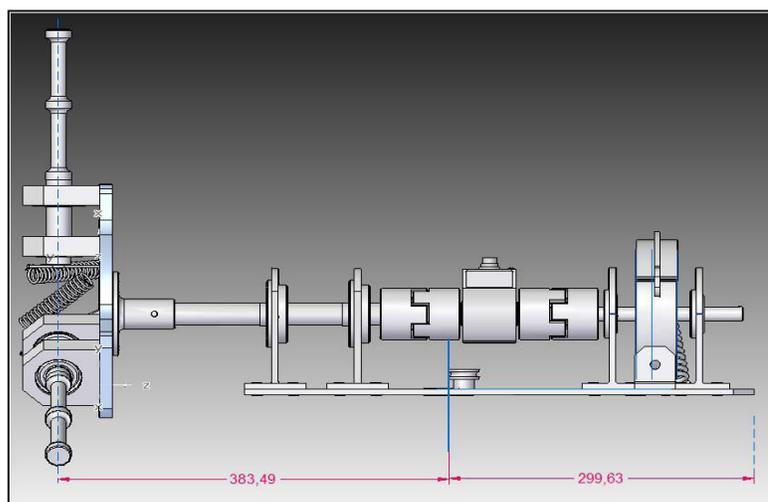


Figura 53 - Definição da distância da veleta ao centro de orientação da turbina (torre).

$$l = 383\text{mm}$$

$L = 4 \times l = 1.534\text{mm}$, se subtraindo 300 mm relativos a distância até o final da base do sistema, $L' = 1.234\text{mm}$.

A área da veleta, ainda segundo Le Gourieres (1982), deve ser da ordem de 4% da área do rotor. Assim:

$$A_{\text{rotor}} = \pi \cdot 1,5^2 = 7,07\text{m}^2$$

$$A_{\text{veleta}} = 0,04 \times 7,07 = 0,28\text{m}^2$$

Tais dimensões foram utilizadas na fabricação da veleta (Figura 54).



Figura 54 - Detalhe do suporte de alumínio destinado a veleta de orientação.

As dimensões adotadas na veleta pra atender a tal critério de área foram, aproximadamente as de um paralelogramo:

- base: 0,60 m
- altura: 0,45 m
- área: $0,60 \times 0,45 = 0,27\text{m}^2$

4.7 Local e período de realização dos testes

Através de visitas ao litoral identificou-se uma locação adequada aos testes no Hotel Praia de Águas Belas, na praia de mesmo nome, a aproximadamente 60km de Fortaleza.

O local apresentava estrutura de energia para equipamentos, local para armazenamento de materiais e ferramentas e localização privilegiada em relação à condição de vento por estar situado numa barra, com um grande espelho d'água cercado-o. As coordenadas do mesmo são: $4^{\circ}3'26.74''\text{S}$, $38^{\circ}11'1.48''\text{O}$ (Figura 55).



Figura 55 - Foto do local de testes de campo. Retirado de *Google Earth*.

Dentre mobilização, montagem, ajustes de campo, períodos sem ventos, coleta de dados, desmontagem e desmobilização, o tempo total no local foi de 15 dias (16/01/11 a 01/02/11)

4.8 Montagem do sistema

Antes de o sistema ter sido transportado ao campo, uma pré-montagem foi realizada no LAERO para fins de identificação de interferências e ajustes pontuais (Figura 56).



Figura 56- Pré montagem no LAERO (UFC).

Ainda nas dependências da UFC, procedeu-se a avaliação do torque de resistente do sistema em função de seus atritos internos. Para tal empregou-se uma perfil de alumínio em U com 1 m de comprimento. O centro deste foi fixado ao centro do cubo do rotor na horizontal. Vide Figura 57. Posicionaram-se arruelas de pesos conhecidos (5 g cada) em uma das extremidades (0,5 m do centro do cubo) do perfil de alumínio. O conjunto só superou os atritos internos e rotacionou o cubo a partir da 4a arruela, ou seja, com 20g. Sendo assim:

$$M_{\text{Atrito interno}} = 0,5 \text{ m} \cdot 0,02 \text{ kgf} = 0,01 \text{ kgf.m ou } 0,098 \text{ Nm}$$

Este valor foi somado ao torque obtido nas leituras para efeito de medição correta do desempenho aerodinâmico do rotor.



Figura 57 - Arranjo para medição de resistências internas do sistema.

O sistema completo pôde ser transportado da Universidade Federal do Ceará (Pici) até Águas Belas em dois veículos comuns de pequeno porte. Vide disposição das peças antes da montagem de campo (Figura 57).



Figura 58 - Primeiro local de testes, componentes e ferramentas empregadas no experimento.

Inicialmente foram locadas e instaladas as ancoragens dos estaios e a base da torre do sistema de medição e do anemômetro (Figura 59).



Figura 59 - Locação e montagem de ancoragens e base da torre do sistema de medição.

Na seqüência a torre teve seus módulos unidos e já tensionados nos estaios laterais, foi apoiada num suporte (Figura 60). Em paralelo, o sistema de aquisição de dados também foi montado.



Figura 60 - Torre já tensionada aos estaios laterais e apoiada. Sistema de aquisição de dados.

Nesta etapa iniciou-se a montagem do sistema de medição de potência, cabos de sinal, veleta e rotor completo. Na ocasião, além do rotor com perfil S809, outro rotor com perfil NACA 6412 também foi testado, contudo, dentro do escopo de outra dissertação de mestrado. A torre então foi erguida com o auxílio de quatro pessoas estando pronta para operação do sistema (Figura 62).



Figura 61 - Sistema completo montado no topo da torre, prestes a ser levantado para início dos testes.

4.9 Operação do sistema

Com a torre erguida iniciou-se o experimento com a liberação gradual do freio mecânico a fim de ter-se um controle inicial da rotação do equipamento, observando seu comportamento estrutural. O freio foi liberado aos poucos até que se confirmasse a estabilidade do sistema e confiabilidade dos valores de medição. Entretanto, a fim de se gerar sempre um sinal de torque para o cálculo da potência, o freio sempre era acionado em valores que não paralisassem completamente o rotor (Figura 62).



Figura 62 - Sistema prestes a entrar em operação.

5 RESULTADOS

Os principais resultados do projeto foram o comportamento da pá em ensaio destrutivo e os valores coletados no sistema de medição de desempenho de pequenos aerogeradores.

5.1 Ensaio destrutivo da pá

O resultado do ensaio destrutivo na pá de perfil S809 propiciou o seguinte conjunto de resultados:

Tabela 20 - Comportamento da deflexão em cargas distribuídas na pá

Aplicação carga		Percentual da carga de Projeto a $\lambda = 8$ à 10m/s - Carga em kgf e deflexão em mm															
Posição	Raio (m)	20%		40%		60%		80%		100%		120%		140%		160%	
		Carga	Deflex.	Carga	Deflex.	Carga	Deflex.	Carga	Deflex.	Carga	Deflex.	Carga	Deflex.	Carga	Deflex.	Carga	Deflex.
1	0,15	0,050	-	0,101	-	0,151	-	0,201	-	0,251	-	0,302	-	0,352	-	0,402	-
2	0,30	0,086	-	0,171	1,00	0,257	1,00	0,342	0,50	0,428	0,200	0,514	0,500	0,599	0,20	0,685	0,30
3	0,45	0,139	1,00	0,278	1,30	0,418	2,00	0,557	1,00	0,696	1,000	0,835	2,000	0,974	1,50	1,113	2,00
4	0,60	0,194	1,20	0,389	2,00	0,583	3,00	0,777	2,50	0,972	3,000	1,166	4,000	1,360	4,00	1,554	4,50
5	0,75	0,250	1,80	0,500	3,00	0,750	4,00	1,000	5,00	1,250	5,500	1,500	7,000	1,750	8,00	2,000	9,00
6	0,90	0,310	2,60	0,620	5,00	0,930	7,00	1,239	9,00	1,549	11,000	1,859	13,000	2,169	15,00	2,479	17,00
7	1,05	0,369	4,20	0,738	8,20	1,107	12,00	1,476	15,50	1,844	19,000	2,213	24,000	2,582	27,50	2,951	31,50
8	1,20	0,432	7,00	0,865	14,00	1,297	20,50	1,730	28,00	2,162	34,000	2,595	41,000	3,027	48,00	3,460	56,00
9	1,35	0,494	12,00	0,988	23,00	1,483	34,50	1,977	45,00	2,471	56,500	2,965	69,000	3,459	81,00	3,954	93,00
10	1,50	0,277	15,00	0,554	29,50	0,830	45,00	1,107	60,00	1,384	74,000	1,661	89,000	1,938	107,00	2,214	130,00
		2,60		5,20		7,80		10,41		13,01		15,61		18,21		20,81	135

É bom lembrar novamente que os valores de deflexão são cumulativos em relação às cargas, sendo o último (posição 10), portanto, o resultado de todas as cargas posicionadas.

Quando a carga foi completada (posição 10) para uma carga distribuída 60% acima da de projeto (20,81kgf), começou-se a notar ruídos de fratura vindos da pá. Deformações permanentes indicando o escoamento da estrutura foram percebidas já que a deflexão nesta condição partiu de 130 mm logo após a última carga ser posicionada e, lentamente, até 197 mm quando a pá colapsou por completo. A região de colapso se deu na seção seis da pá, ou seja, a 450 mm de sua raiz.

Visto que os testes acima não tiveram como objetivo um estudo estrutural detalhado da pá fabricada (fora do escopo desta dissertação), a identificação de que a falha

estrutural se daria 60% acima da carga máxima de projeto foi suficiente para, então, iniciarem-se os testes de campo com confiabilidade. Tais dados serão empregados em trabalhos futuros de pesquisa no Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção da UFC com foco na parte estrutural de pás de aerogeradores com fabricação similar a esta. Na Figura 63 pode-se observar o comportamento da deflexão da pá versus a carga distribuída aplicada.

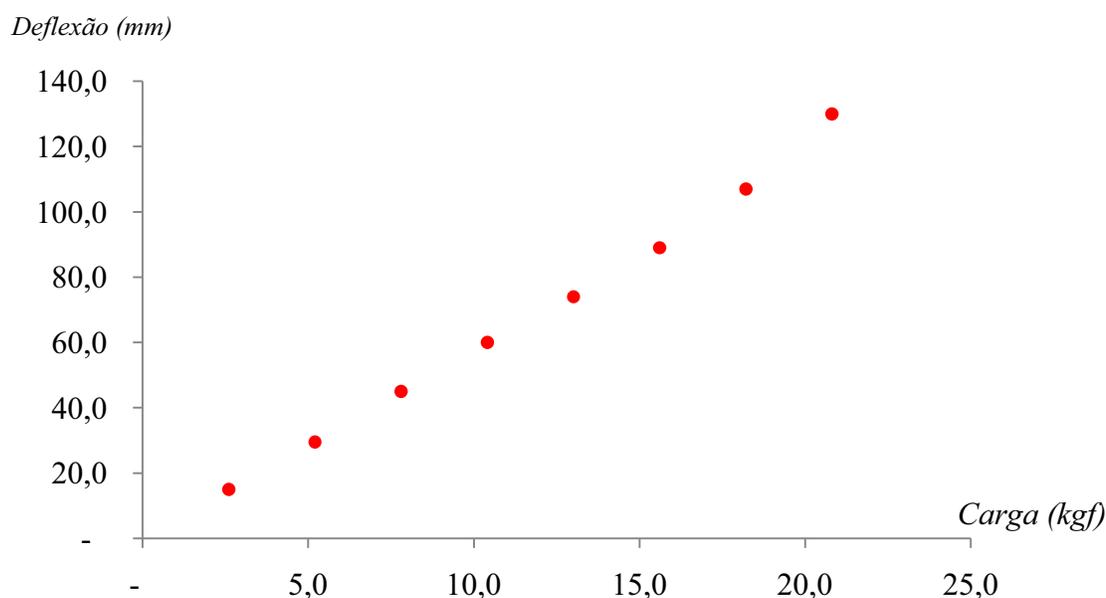


Figura 63 - Comportamento da deflexão x carga aplicada - ensaio destrutivo com a pá.

5.2 Coleta de dados de desempenho da pá em campo

A operação do sistema gerou dados com as seguintes características:

- período de dados válidos: 31/01/11, de 10:36 hs as 17:22 hs;
01/02/11, de 11:39 hs as 14:02 hs.
- quantidade de pontos válidos: 405 pontos no primeiro dia;
140 pontos no segundo dia.
545 pontos no total.

Consideraram-se como pontos válidos aqueles não negativos e abaixo do limite de C_p máximo indicado pelo BEM para cada λ . Pontos isolados numa determinada condição de C_p x λ também foram desconsiderados.

É bom lembrar que cada ponto é composto pela média de um minuto de aquisições de dados, que se dá numa frequência de 1 Hz de cada instrumento.

Os resultados forem coletados do datalogger em sinais de tensão (0 a 10 V) e corrente (4 à 20mA) e convertidos em planilha eletrônica para os valores de grandezas físicas objeto deste trabalho, como apresentado na Figura 64.

Date	Time	U (V)	V(V)	Torque(V)	Rotação(mA)	U (m/s)	V (m/s)	Vres (m/s)	Rot. (rpm)	Rot. (rad/s)	Torque (Nm)	Torque (Nm) _{corr}	P _{vento}	P _{atzo}	λ	C _p	
31/jan/11	11:21	2,596	2,084	-	0,034	4,240	0,768	- 3,328	3,42	159,21	16,67	1,03	1,13	173,2	18,8	7,32	0,11
01/Feb/11	12:36	2,721	1,880	-	0,016	4,286	1,768	- 4,960	5,27	187,93	19,68	2,81	2,91	634,7	57,2	5,61	0,09
01/Feb/11	11:58	2,500	1,493	-	0,079	4,528	-	- 8,056	8,06	339,02	35,50	5,30	5,40	2.272,8	191,7	6,61	0,08
31/jan/11	15:11	2,356	2,101	-	0,039	4,239	- 1,152	- 3,192	3,39	158,59	16,61	0,83	0,93	169,9	15,4	7,34	0,09
31/jan/11	17:22	2,869	2,203	-	0,004	4,116	2,952	- 2,376	3,79	81,79	8,57	2,21	2,31	236,6	19,8	3,39	0,08
01/Feb/11	12:09	2,540	1,605	-	0,094	4,309	0,320	- 7,160	7,17	202,29	21,18	5,90	5,99	1.600,5	127,0	4,43	0,08
31/jan/11	11:19	2,248	2,166	-	0,035	4,179	- 2,016	- 2,672	3,35	121,12	12,68	0,99	1,09	163,0	13,8	5,68	0,08
01/Feb/11	11:59	2,501	1,536	-	0,109	4,345	0,008	- 7,712	7,71	224,77	23,54	6,49	6,59	1.993,9	155,0	4,58	0,08
01/Feb/11	12:00	2,503	1,683	-	0,076	4,251	0,024	- 6,536	6,54	166,08	17,39	5,18	5,28	1.213,8	91,8	3,99	0,08
01/Feb/11	11:45	2,603	1,513	-	0,085	4,430	0,824	- 7,896	7,94	277,84	29,09	5,54	5,64	2.175,1	164,0	5,50	0,08
01/Feb/11	12:31	2,562	1,736	-	0,024	4,342	0,496	- 6,112	6,13	222,89	23,34	3,13	3,22	1.002,4	75,2	5,71	0,08
01/Feb/11	13:42	2,777	1,795	-	0,036	4,273	2,216	- 5,640	6,06	179,81	18,83	3,60	3,70	967,3	69,6	4,66	0,07
01/Feb/11	13:37	2,699	1,821	-	0,032	4,227	1,592	- 5,432	5,66	151,09	15,82	3,44	3,54	788,4	56,0	4,19	0,07
01/Feb/11	12:32	2,604	1,757	-	0,021	4,312	0,832	- 5,944	6,00	204,16	21,38	3,01	3,10	939,9	66,4	5,34	0,07
31/jan/11	12:53	2,658	1,717	-	0,039	4,285	1,264	- 6,264	6,39	187,31	19,61	3,91	4,01	1.134,4	78,7	4,60	0,07
01/Feb/11	12:40	2,596	1,728	-	0,020	4,347	0,768	- 6,176	6,22	226,02	23,67	2,97	3,07	1.047,9	72,6	5,70	0,07
01/Feb/11	11:49	2,542	1,667	-	0,032	4,367	0,336	- 6,664	6,67	238,50	24,98	3,44	3,54	1.291,4	88,4	5,61	0,07
01/Feb/11	11:56	2,597	1,596	-	0,044	4,415	0,776	- 7,232	7,27	268,47	28,11	3,92	4,01	1.672,8	112,9	5,80	0,07
31/jan/11	12:46	2,816	1,811	-	0,018	4,301	2,528	- 5,512	6,06	197,30	20,66	3,08	3,18	969,4	65,7	5,11	0,07
01/Feb/11	11:55	2,577	1,541	-	0,054	4,445	0,616	- 7,672	7,70	287,20	30,08	4,31	4,41	1.982,1	132,7	5,86	0,07

Figura 64 - Exemplo de resultados - 20 maiores C_ps.

Os 545 pontos obtidos foram dispostos em gráficos C_p x λ e P(W) x V(m/s) gerando as seguintes dispersões.

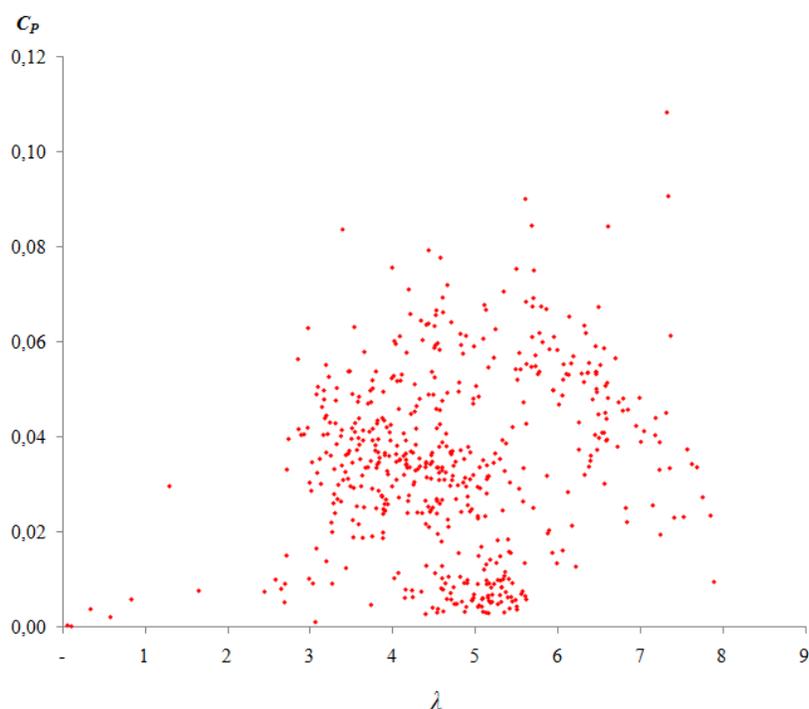


Figura 65 - Resultados medidos: C_p x λ ..

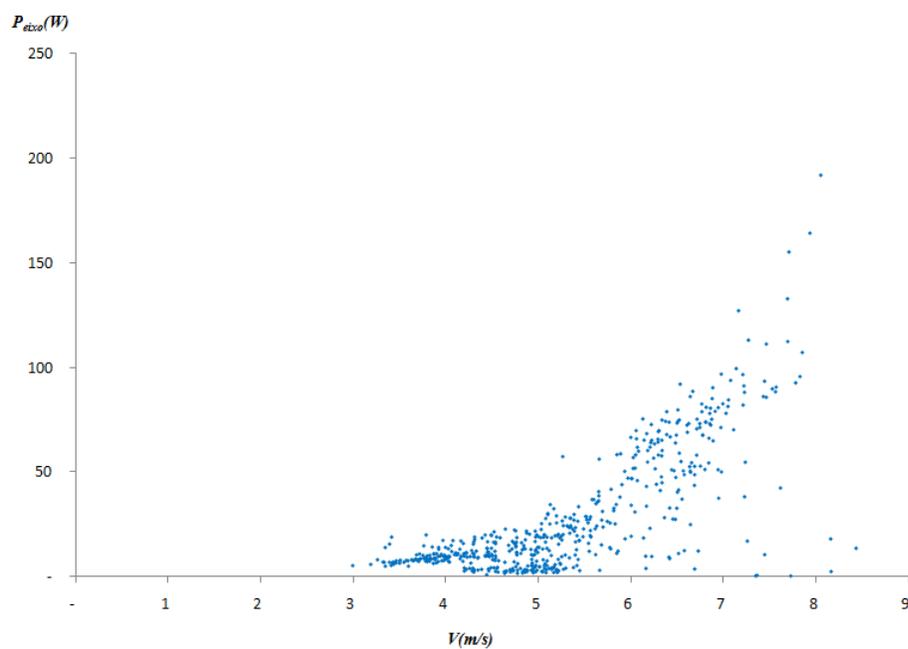


Figura 66 - Resultados medidos: $P_{\text{eixo}}(W)$ x $V(m/s)$.

5.3 Discussão dos resultados

Percebe-se que a velocidade de *cut-in* é de aproximadamente 3,5m/s, com rápida elevação da potência em função do aumento da velocidade do vento (Figura 66).

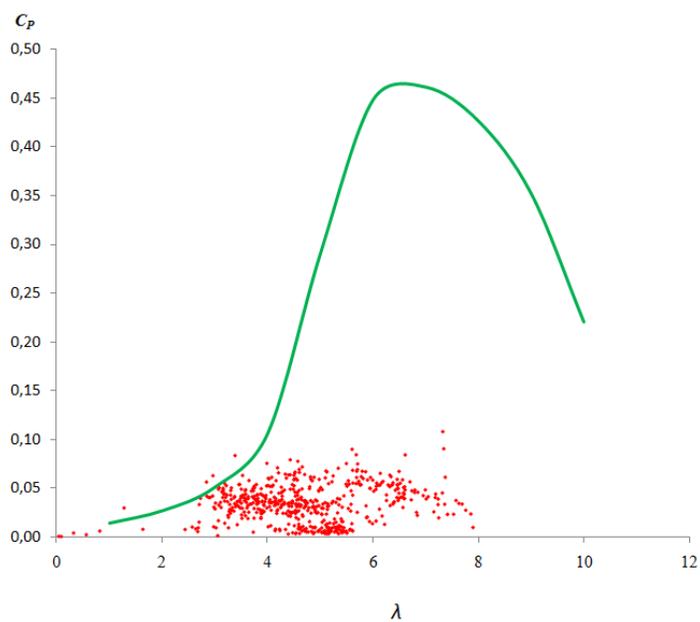


Figura 67 - Comparativo entre o C_{PBEM} e o $C_{PEXPERIMENTAL}$

Nota-se grande diferença entre os resultados experimentais e aqueles inicialmente gerados no método do BEM.

Observando-se o BEM, o mesmo está de acordo com a literatura. Por se tratar de um rotor baseado no perfil S809, naturalmente ele possui baixos C_p 's em pequenos valores de λ , com uma rápida subida até chegar ao λ de projeto especificado. Outro aspecto que ratifica sua confiabilidade é a formulação empírica que Spera (1994) apresenta para o máximo C_p , o qual uma turbina pode assumir com um determinado aerofólio.

$$C_{P,max} = 0,593 \cdot \left[\frac{\lambda B^{0,67}}{1,48 + (B^{0,67} - 0,04)\lambda + 0,0025\lambda^2} - \frac{1,92\lambda^2 B}{1 + 2\lambda B} D/L \right] \quad (49)$$

No caso da turbina testada o $C_{p,max} = 0,474$, que é um valor próximo de 0,461 do BEM.

Portanto, baseado na indicação de que os valores do C_p gerados pelo BEM estão coerentes, busca-se entender os valores experimentais.

Um fator importante na fabricação da pá de perfil S809 é que esta apresentou grandes imperfeições no recobrimento dos perfis com madeira balsa de 1/16" em aproximadamente 30% do raio, na porção mais próxima da ponta. Esta porção é responsável por entre 40% e 45% da potência de eixo gerada por uma turbina. Tal estimativa é realizada isolando, no BEM, as seções relativas aos últimos 30%. O restante (70% mais próximos da raiz) é então quantificado, indicando a redução de potência mencionada.

Outro fator ligado ainda a fabricação é a torção. Imperfeições de 2°, por exemplo, incorrem em variações de 3 a 4 pontos percentuais no C_p . Desvios desta natureza são muito frequentes em processos de fabricação que não utilizem moldes fresados para conformar a pá.

Outro aspecto é a velocidade do vento presente no período de teste. Esta oscilou em valores medianos (5,34 m/s). Importante notar que o período de realização dos testes já não é o de ventos de maior intensidade (julho a outubro). Acredita-se que para maiores velocidades do vento, o comportamento do C_p venha a apresentar uma melhora

Outro aspecto inerente a qualquer pá de pequena HAWT é o fator de escala, ou seja, em pás com pequenas cordas, é sempre mais complicada a conformação do perfil aerodinâmico, principalmente no bordo de fuga. Nesta região a curvatura da extremidade numa pequena pá é bem mais proeminente proporcionalmente se comparada com uma pá de grande

porte. Os coeficientes de potência máximos usuais para as modernas HAWTs de grande porte situam-se em torno de 0,45 sob velocidades específicas entre 7 e 8 (HAU, 2006). Já observando as pequenas HAWTs, Gipe (2004) apresenta mais de 130 exemplos com diâmetros de rotor variando de 0,26 m a 18 m. Tais modelos possuem seus coeficientes de potência situados, em sua grande maioria, entre 0,10 e 0,30, o que corrobora de certa forma com os resultados deste experimento. Restringindo tais turbinas para uma faixa de 1 à 4 m de diâmetro (mais próximas de nossa aplicação) pode se observar seus coeficientes de potência em relação aos respectivos diâmetros na Figura 68.

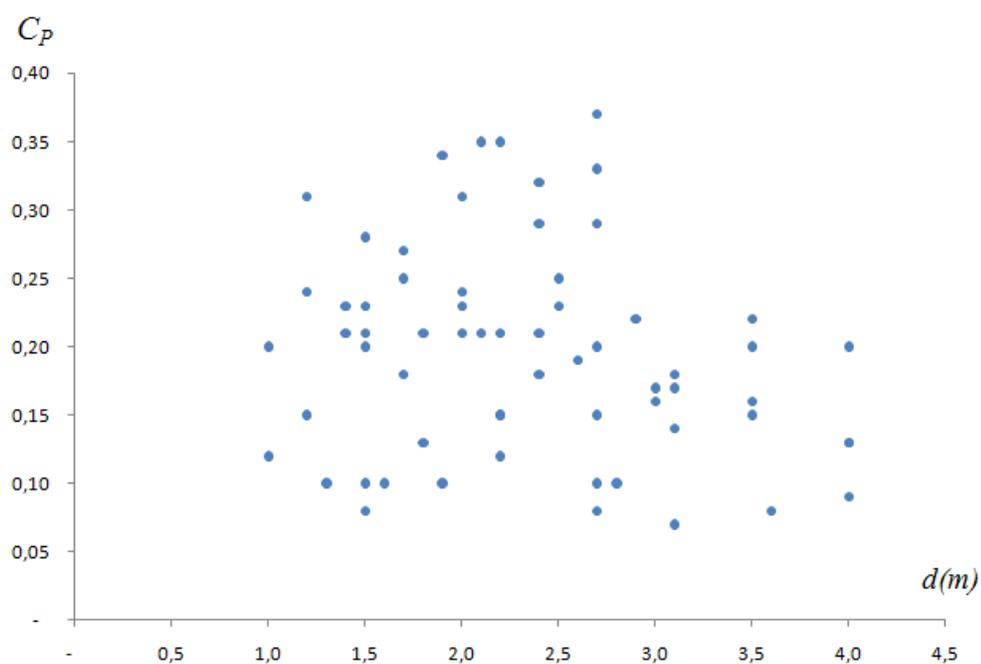


Figura 68 - Levantamento de turbinas entre 1 e 4 m - Fonte: Gipe(2004)

Segundo Burton (2001) quanto maior a rotação de uma turbina - a qual é caracteristicamente alta nas turbinas de pequeno porte - maiores são as perdas de ponta, pois o rotor passa a ter comportamento similar ao de placa plana, bloqueando a passagem do ar e induzindo um escoamento radial na pá.

Outra forma de averiguação da capacidade do sistema de medição de desempenho de pequenas turbinas eólicas foi a análise de outro rotor testado neste. Este possuiu o mesmo diâmetro (3,0 m) e empregou perfil NACA 6412.. Tal teste fez parte de um trabalho comparativo entre resultados computacionais de modelos CFD com verificações experimentais (CARNEIRO, 2011). Na Figura 69 é apresentado o resultado do BEM para tal rotor versus os

resultados medidos pelo sistema em campo. Notam-se valores bem mais próximos entre si, contudo, ainda existindo o efeito de escala, bem como aspectos de imperfeições de fabricação. Estes últimos, bem menos sensíveis neste caso visto que tal projeto adotou uma pá com afilamento reto, o que facilita sua fabricação e conformação geométrica com o projetado.

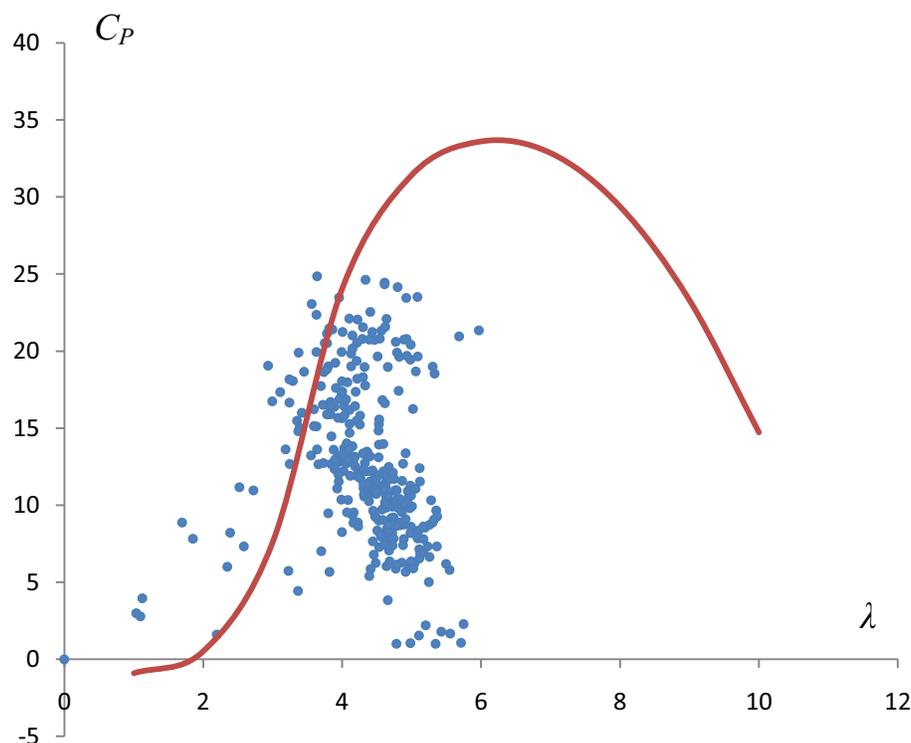


Figura 69 - Levantamento de C_p versus λ , experimental e analiticamente.

Desta forma, depreende-se que o sistema de medição atende a sua função e que a divergência dos dados experimentais em relação ao BEM se deu em função de desvios de fabricação e de características inerentes à aerodinâmica de pequenas turbinas eólicas.

6 CONCLUSÃO

Um sistema de medição de desempenho de pequenos rotores eólicos foi desenvolvido e dimensionado empregando a teoria do BEM – *Blade Element Momentum* e de elementos de máquinas.

Um conjunto de quatro pás foi fabricado utilizando metodologia desenvolvida na própria Universidade Federal do Ceará (UFC). Deste conjunto, três pás foram destinadas ao teste de campo e uma foi submetida a um ensaio destrutivo a fim de avaliar a sua resistência estrutural. Sua resistência a ruptura no ensaio foi de 60% acima da máxima exigida nas condições de vento especificadas.

Após fabricação de todos os componentes do sistema, este foi montado e, posteriormente, testado em local à beira da praia.

O citado sistema de medição e desempenho forneceu dados suficientes para a geração de curvas de $C_P \times \lambda$ e $P_{\text{eixo}} \text{ (W)} \times V \text{ (m/s)}$ de um rotor eólico de três pás com perfil S809 e 3 m de diâmetro.

O comparativo entre os resultados medidos em campo e o previsto na teoria do BEM apresentaram divergências. O BEM, numa faixa de λ de 1 a 10, apresentou $C_{P_{\text{max}}} = 0,46$ em $\lambda=7$ enquanto o experimento, o qual gerou dados numa faixa de λ de 1 a 8, apresentou $C_{P_{\text{max}}} = 0,11$ em $\lambda=7,32$. O motivo de tal fenômeno pode ter se dado em função de imprecisões de fabricação no que se refere à torção da pá, não conformidade geométrica em relação ao perfil S809 e a efeitos de escala e aerodinâmicos inerentes a turbinas de pequeno porte.

O sistema desenvolvido mostrou-se eficaz na avaliação de desempenho de pequenas turbinas eólicas, tanto no que concerne à precisão das medições, como em relação à facilidade de transporte e montagem. O sistema também se apresentou bastante seguro sob o ponto de vista operacional.

7 TRABALHOS FUTUROS

A fim de dar-se continuidade a este trabalho no intuito de desenvolvê-lo, sugerem-se alguns pontos de estudo:

- a) Desenvolvimento de sistemas de controle de pitch ativos, com o respectivo algoritmo de controle;
- b) Desenvolvimento de sistemas de frenagem mais precisos (a disco) com atuação hidráulica remota;
- c) Estudo dinâmico do sistema como um todo com vistas ao entendimento de seus modos de vibração;
- d) Aprimoramento da metodologia de fabricação de pás aqui apresentada com vistas a pás de maiores dimensões;
- e) Proceder a análise de tensões nas pás e de outros componentes através de métodos computacionais;
- f) Desenvolvimento de métodos de montagem e desmontagem da torre que requeiram menor quantidade de pessoal;
- g) Iniciar estudos, em parceria com fontes externas ao Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção, em geradores;
- h) Estudos de modelamento de sistemas integrados: turbina, acumuladores de energia e consumidores;
- i) Buscar sempre a construção de rotores de diâmetros cada vez maiores.

Dada a quantidade de temas aqui sugeridos, a abrangência destes só pode ser dada no longo prazo e com a inserção de mais recursos materiais e humanos no âmbito do LAERO.

8 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), 2010, <http://www.aneel.gov.br>.

Anderson, John., *Fundamentals of Aerodynamics, 4th Edition*, McGraw-Hill., 2005

Baku, M., *Performance of a 3 kW wind turbine generator with variable pitch control system.*,

Burton, T., Shape, D., Jenkins, N., Bossanyi, E., *Wind energy handbook*, John Wiley & Sons Ltd., 2001.

Deleito, Cabrero. *La Energia Eolica: Tecnología e Historia.*, Hermann Blume., 1984
Empresa de Pesquisa Energética (EPE), www.epe.gov.br.

Francisco Olimpio Moura Carneiro. Levantamento de curvas de eficiência de aerogeradores de 3m de diâmetro utilizando modelos de turbulência RANS de uma e duas equações comparação experimental. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Ceará.

Gipe, Paul, *Wind Power – Renewable Energy For Home, Farms and Business*, Chelsea Green., 2004

Habali, S. M., Saleh, I. A., *Local design, testing and manufacturing of small mixed airfoil wind turbine blades of glass fiber reinforced plastics Part II: Manufacturing of the blade and rotor.*, Jordan, 2000

Hau, E., *Wind Turbines*, Springer, Second Edition, 2006

Hirahara, Hiroyuki., *Testing basic performance of a very small wind turbine designed for multi-purposes.*, Japão, 2005.

Lazafame, R., *Fluid dynamics wind turbine design: Critical analysis, optimization and application of BEM theory.*, Itália., 2007.

Les Gourieres, Desire., *Wind Power Plants – Theory and Design.*, Pergamon., 1982.

Manwell, J. F., McGowan, J. G, Rogers, A. L., *Wind Energy Explained – Theory, Design and Application*, John Wiley & Sons Ltd., 2002.

Mejía, Eduardo., *A cheap, reliable and efficient regulator for small horizontal-axis wind-turbines.*, Mexico., 2003.

Nielsen, Anders., *Wind Energy Basic Course for Engineers.*, DUWET, 2010.

Norton, Robert., *PROJETO DE MAQUINAS - UMA ABORDAGEM INTEGRADA.*, Bookmark., 2001.

Ozgener, O. *A review of blade structures of SWTs in the Aegean region and performance analysis*, 2003.

Ozgener, O. *A small wind turbine system (SWTS) application and its performance analysis.*, 2005.

Porto, Mauro., *O Crepúsculo do Petróleo, 1ª Edição.*, Brasport 2007.

Shigley, Joseph., *Projeto de Engenharia Mecânica, 7ª Edição.*, Bookman., 2005.

Spera, David., *Wind Turbine Technology: Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering.*, ASME Press, 2003.

Vitale, A., J., *Software tool for horizontal-axis wind turbine simulation.*, Argentina., 2008.

World Wind Energy Association (WWEA), *World Wind Energy Report 2009.*, 2009

Wright, H., Wood., *The starting and low wind speed behaviour of a small horizontal axis wind turbine*, 2004.

APÊNDICE

A1 – Avaliação da relação C_L/C_D no perfil S809 para um Número de Reynolds de 300.000.

Tabela A21

α	C_L	C_D	C_L/C_D
-	1,20	-	0,00752
	0	0,10500	0,01170
	1,99	0,30700	0,01160
	4,08	0,54500	0,01390
	6,11	0,74800	0,01350
	8,14	0,88000	0,01980
	10,20	0,87800	0,03600
	11,20	0,87000	0,04460
	12,20	0,85400	0,04960
	13,10	0,87700	0,06190
	14,10	0,89400	0,07310
	15,20	0,89100	0,08650
	16,30	0,74500	0,22000
	17,20	0,59100	0,24800
	18,10	0,59200	0,26500
	19,20	0,58000	0,27900
	20,20	0,60400	0,29800
	22,10	0,58800	0,32300
	26,20	0,66900	0,41200
	30,20	0,94600	0,63300
	35,20	1,02000	0,79900
	40,30	1,08000	0,98300
	45,20	1,23000	1,31000
	45,10	1,13000	1,21000
	50,00	1,21000	1,51000
	60,00	1,05000	1,86000
	69,90	0,80500	2,27000
	80,00	0,45600	2,16000
	90,00	0,12800	2,24000