



ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM PROTÓTIPO DE PÁ DE TURBINA EÓLICA.

D. C. Araújo¹

cardim.danillo@aluno.unb.br

M. A. M. Shzu¹

maura@unb.br

S. M. Ávila¹

avilas@unb.br

¹Universidade de Brasília. Faculdade do Gama - CEP 72444-240 – Gama – DF – Brasil

M. V. G. Morais²

²Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia - CEP 70910-900 – Asa Norte – DF – Brasil

Abstract. *A energia eólica, como opção alternativa para a produção de eletricidade, vêm tomando espaço nos últimos anos. As turbinas eólicas são compostas de pás e geradores. As pás de uma turbina, além de estarem sujeitas a forças de natureza diversas, vibram de forma contínua. O presente trabalho propõe a análise numérica e experimental de uma pá de turbina eólica para a obtenção de parâmetros dinâmicos. A modelagem numérica é feita utilizando elemento de viga Timoshenko de seis graus de liberdade por nó, e conduzida utilizando a ferramenta de elementos finitos ANSYS. Desta forma, pretende-se avaliar os resultados numéricos e experimentais e através de uma análise comparativa atestar a modelagem feita com uso da ferramenta computacional ANSYS.*

Keywords: *Pá de turbina, análise modal, experimental, numérico, viga Timoshenko.*

1 INTRODUÇÃO

As formas tradicionais de geração de energia geram enormes impactos ambientais, por esse motivo há grande investimento em meios alternativos que agridem menos o meio-ambiente. No Brasil e em diversos países, dentre as formas renováveis, a eólica se tornou ótima opção para atender grandes demandas, encontrando viabilidade tanto sob o ponto de vista econômico, quanto ambiental, no cumprimento das metas de redução da emissão de carbono.

O número de parques eólicos tem aumentado no país em decorrência do forte investimento feito nos últimos anos, e a perspectiva de crescimento para o futuro são as melhores possíveis. Dados da Agência Internacional para as Energias Renováveis (Irena), órgão da ONU que promove novas fontes de energia, mostram que o Brasil é o décimo maior gerador de energia eólica no mundo (Whiteman et. al., 2016). E o Ministério de Minas e Energia publicou, no boletim mensal de monitoramento do sistema elétrico, que a capacidade instalada cresceu 56,9% no período de 12 meses encerrado em novembro de 2015 (Perim et. al., 2015), registrando maior expansão entre as fontes de geração de energia elétrica.

Parte fundamental neste sistema são as pás presentes nas torres, responsáveis por captar a energia mecânica presente no vento. O vento é basicamente uma massa em movimento, desta maneira energia cinética, que aumenta com o quadrado da velocidade e pode ser parcialmente aproveitada para executar trabalho ou gerar energia elétrica (Hinrichs e Kleinbach, 2010). A adoção da energia eólica como fonte energética é relativamente recente, o desenvolvimento dos primeiros aerogeradores são creditadas ao industrial americano Charles F. Brush e ao professor dinamarquês Poul LaCour. O americano em 1888 ergueu o primeiro catavento destinado à geração de energia na cidade de Cleveland. A estrutura possuía 144 pás e gerava 12 KW em corrente contínua. LaCour iniciou sua pesquisa em 1890 com o apoio do governo dinamarquês com o fim de alimentar um gerador com a força do vento. LaCour é considerado o pai dos aerogeradores modernos, suas conclusões quanto ao número e a forma das pás ainda hoje são aceitas. Contudo, o uso de pás para captação de massas de ar é remetido a centenas de anos atrás para a moagem de grãos e irrigação, substituindo a então força motriz humana. Somente nos últimos 30 anos, motivados, principalmente, pelas crises do petróleo em 1973 e 1978 a energia eólica tornou-se técnica e economicamente viável.

As pás estão expostas a condições severas de carregamento, muitos difícil de retratá-las da forma que acontece. Isto porque as cargas variam com o tempo e condições climáticas que acontecem de forma aleatória podendo acelerar um processo de desgaste. Existe um alto investimento no intuito de reduzir ao máximo a ocorrência de falhas. A tecnologia, hoje, oferece ferramentas que facilitam a análise dinâmica destas estruturas assegurando um projeto mais viável economicamente dentro de uma patamar de segurança indispensável. A análise modal é a etapa preliminar do estudo das propriedades dinâmicas e pode ser conduzida por testes estruturais ou simulações fundamentadas no método dos elementos finitos. As propriedades incluem frequências naturais e seus respectivos modos de vibração. Este estudo é amplamente utilizado para avaliação do comportamento estrutural de sistemas mecânicos e estruturas. Na literatura, há inúmeros exemplos do uso destas propriedades para atestar as mais diversas estruturas. O trabalho de Capuzzi et. al. (2015) atesta um designe estrutural comparando frequências naturais às velocidades angulares de funcionamento de uma pá. As frequências são oriundas de um modelo numérico construído no software comercial NASTRAN, com auxílio do elemento CQUAD4. Bechly & Clausen (1995) propõem a otimização do design de uma pá NACA 4412 de fibra de vidro. O modelo numérico construído utilizando a linguagem FORTRAN com elemento STRAND6 é validado

comparando as frequências naturais tiradas de ensaios experimentais. Wang (2014) compara as frequências naturais de um modelo numérico à um modelo experimental com o intuito de detectar danos na estrutura, levando em consideração o fato de que quando há danos há uma mudança nos valores das frequências.

Compilando boa parte do material exposto nos primeiros IMAC – International Modal Analysis Conference, no começo da década de 80, Ewins, 1984, ainda hoje é uma das principais fontes de referência não só a respeito de análise modal experimental, mas também de todas as etapas do processo, desde a teoria básica até os métodos de identificação de parâmetros, passando pelas técnicas de aquisição de dados e de estimativa de amortecimento (Low, 2012). Exemplo de trabalho que tem como referência o trabalho de Ewins e também é voltado para o estudo de pás eólicas é o trabalho de Larsen et. al. (2002).

Desta maneira, o presente documento propõe a extração experimental das frequências naturais de uma pá eólica de 2,73 m de comprimento condicionada a um engaste. A pá é posicionada horizontalmente, fixando uma de suas extremidade e, também na condição livre-livre. Os resultados obtidos serão comparados com os extraídos numericamente através da plataforma computacional ANSYS, com o fim de validar a modelagem proposta por Araujo et. al. (2014). O autor modela uma pá hidrocínética utilizando elemento unidimensional com seis graus de liberdade presente no ANSYS, BEAM188. A metodologia do trabalho dispensa o uso de modelos geométricos simplificados e leva em consideração a forma geométrica complexa da pá. A modelagem, pouco usual para este tipo de estrutura, tem a vantagem do baixo custo computacional e uma representação mais fidedigna do comportamento real.

2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O objeto de estudo trata-se de uma pá de turbina eólica, que compõe o aerogerador ENERSUDGERAR 246. É composta por uma camada externa de fibra de vidro e no interior um reforço de aço que começa na raiz da pá conferindo mais rigidez a estrutura. O restante do espaço interno é composto de um polímero termoplástico com aparência de “espuma” quem não possui relevância estrutural. Conforme ilustra a Figura 1, a pá possui 2.73 m de comprimento. As propriedades dos materiais e as dimensões do reforço não foram dadas pela empresa que disponibilizou a pá, desta maneira as dimensões externas foram medidas em laboratório e adotada as propriedades reservadas ao aço 1045 e a fibra de vibro E-Glass. O módulo de elasticidade, o coeficiente de Poisson e a densidade são respectivamente de 207×10^9 N/m², 0.33 e 7850 kg/m³, para o aço; e de 72.5×10^9 N/m², 0.22 e 2580 kg/m³, para a fibra.

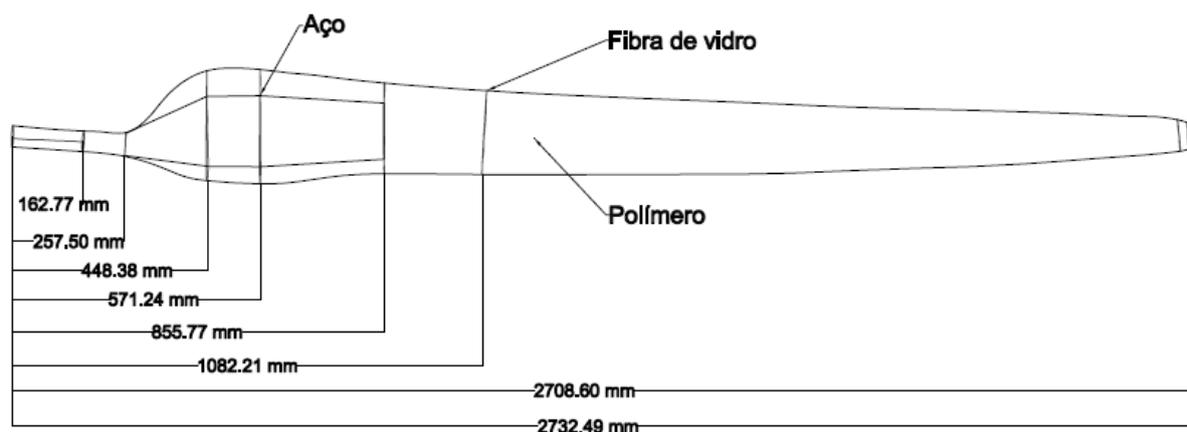


Figura 1 – Geometria da pá.

3 METODOLOGIA

Foi desenvolvido o modelo numérico utilizando um elemento linear de viga Timoshenko, de 6 graus de liberdade em cada nó, BEAM188. Uma análise dinâmica foi conduzida no sentido de se extrair as propriedades dinâmicas, tais como frequências naturais. Esta análise é de fundamental importância, uma vez que revela os vários períodos em que a estrutura pode naturalmente entrar em ressonância.

Com objetivo de validar a modelagem numérica foi conduzidas análises experimentais afim de obter as frequências naturais. Experimentalmente estes dados foram adquiridos aplicando uma força à estrutura e através de um acelerômetro obtemos amplitudes de resposta de diferentes frequências de excitação. As informações são então levadas às ferramentas computacionais Labview e Easymod para obtenção dos dados e mensurar as frequências naturais, respectivamente. As técnicas utilizadas através do Easymod foram: Identificação circular no plano Nyquist (Circle-fit) e o método inverso (Line-fit).

Na prática experimental a pá foi colocada em duas configurações diferentes. Engastada, onde uma das extremidades fica presa e a outra livre; e livre-livre, onde a pá foi amarrada com fitas de algodão sob um cavalete. Ambas na posição horizontal. O modelo numérico representou as duas condições do experimento.

3.1. Análise Modal Experimental

Segundo Prazzo, (2011), O estudo da resposta dinâmica de estruturas complexas, encontra, no campo numérico, dificuldades na representação das cargas atuantes, na caracterização do amortecimento, na reprodução das propriedades do compósito e condições de contorno. A validação de seus resultados encontra respaldo na simulação experimental, visto que este consegue retratar o comportamento tal qual como acontece na prática. Quando forças externas agem sobre um sistema, o mesmo está sujeito a algum tipo de vibração forçada. Para um sistema com n graus de liberdade, as equações de movimento que governam o comportamento do mesmo são fornecidas por um conjunto de n equações diferenciais de

segunda ordem ordinárias acopladas. A solução dessas equações torna-se mais difícil quando o número de graus de liberdade do sistema (n) é grande e/ou quando as forças de excitação são não determinísticas (Prazzo, 2011).

O método utilizado para resolver este problema é conhecido como teorema de expansão (Meirovitch, 1967), e os deslocamentos das massas são expressos como uma combinação linear dos modos normais do sistema. Neste caso, as equações de movimento são desacopladas através de uma transformação linear, levando a um sistema de n equações diferenciais de segunda ordem independentes e a solução dessas equações, é equivalente à solução de n sistemas de um grau de liberdade (Rao, 2008).

As equações de movimento de um sistema com n graus de liberdade sob a ação de forças externas são dadas pela eq. (1):

$$[m]\ddot{x}(t) + [c]\dot{x}(t) + [k]x(t) = \{F(t)\} \quad (1)$$

Onde:

$[m]$ - é a matriz de massa do sistema de ordem n ;

$[c]$ - é a matriz de amortecimento do sistema de ordem n ;

$[k]$ - é a matriz de rigidez do sistema de ordem n ;

$x(t)$ - é o vetor de deslocamento do sistema;

$F(t)$ - são as forças de excitação do sistema.

Na análise modal experimental, as características dinâmicas do modelo são obtidas a partir da função de transferência, que define uma relação entre entrada e saída do sistema. Essa relação pode ser obtida a partir da medida da excitação e das respostas em um conjunto de pontos previamente selecionados.

Tomando como referência um sistema de n graus de liberdade, a relação entrada/saída do modelo pode ser definida utilizando a eq. 1 no domínio de Laplace (variável s), (Kreyszig, 1993; Ogata, 2003; Rao, 2008), eq. (2).

$$(s^2[m] + s[c] + [k])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (2)$$

Ou na forma compacta:

$$[Z(s)]\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (3)$$

Na qual, $[Z(s)] = s^2[m] + s[c] + [k]$ é chamada de matriz de rigidez dinâmica.

Para uma entrada conhecida, $\{F(s)$, a resposta do sistema, assumindo as condições iniciais de velocidade e deslocamento iguais a zero, pode ser relacionada com a entrada através da matriz $[H(s)]$, de ordem $n \times n$ denominada matriz de transferência.

$$\{X(s) = [H(s)\{F(s)\} \quad (4)$$

Para a entrada medida no ponto i e a resposta medida no ponto j , é definido cada termo da matriz a função transferência $H_{ij}(s)$, ($i=1, \dots, n$ e $j=1, \dots, n$), para um sistema de n graus de liberdade.

Pode ser estabelecida uma relação direta entre a matriz de transferência e a matriz de rigidez dinâmica quando comparamos as equações (3) e (4). A matriz de rigidez dinâmica pode ser escrita como:

$$[h(s)] = [Z(s)^{-1}] \quad (5)$$

E a inversa da matriz rigidez dinâmica como:

$$[H(s)] = \frac{Adj[Z(s)]}{Det[Z(s)]} \quad (6)$$

Onde $Adj[Z(s)]$ e $Det[Z(s)]$ são a matriz adjunta e o determinante de $[Z(s)]$, respectivamente.

Nesta equação, o denominador representa a equação característica do modelo e as raízes do denominador fornecem as frequências naturais amortecidas e as respectivas razões de amortecimento do modelo. A eq. (6) também pode ser escrita na forma de frações parciais:

$$[H(s)] = \sum_{r=1}^m \frac{Q_r \{\psi\}_r \{\psi\}_r^T}{s - \lambda_r} + \frac{Q_r^* \{\psi\}_r^* \{\psi\}_r^{*T}}{s - \lambda_r^*} \quad (7)$$

Onde:

$[^*]$ - denota o conjugado complexo.

ψ_r - r -ésima raiz da equação característica do sistema.

Q_r - r -ésimo fator de escala ou resíduo.

$\{\psi\}$ - modos próprios.

m - número de modos.

As funções de resposta em frequência, FRFs, do modelo são definidas a partir da eq. (7) substituindo a variável de Laplace s pela frequência complexa $i\omega$. O conjunto das funções de resposta calculadas ao longo do eixo da frequência define a matriz das funções de resposta em frequência.

$$[H(i\omega)] = \sum_{r=1}^m \frac{Q_r\{\psi\}_r\{\psi\}_r^T}{i\omega - \lambda_r} + \frac{Q_r^*\{\psi\}_r^*\{\psi\}_r^{*T}}{i\omega - \lambda_r^*} \quad (8)$$

Aplicando a transformada inversa de Fourier na eq. (8), tem-se a função de resposta ao impulso:

$$[H(i\omega)] = \sum_{r=1}^m Q_r\{\psi\}_r\{\psi\}_r^T e^{\lambda_r t} + Q_r^*\{\psi\}_r^*\{\psi\}_r^{*T} e^{\lambda_r^* t} \quad (9)$$

As funções resposta em frequência ou suas equivalentes, no domínio tempo, contêm todas as informações necessárias para identificação dos parâmetros modais do modelo.

Na análise modal experimental, essas funções são obtidas a partir de técnicas de medidas adequadas e são utilizadas na estimativa dos parâmetros modais do modelo. A extração desses parâmetros é feita através de técnicas de estimação de parâmetros, utilizando a eq. (8) ou (9). Atualmente, existe um grande número de métodos, passando por estimadores com base em um grau de liberdade até estimadores mais complexos utilizando multi-graus de liberdade (Maia & Silva, 1997).

Neste trabalho os equipamentos utilizados para a análise modal clássica foram: uma placa de aquisição com National Instrument cDAQ 9172, CPU com LabView, acelerômetro de medida PCB353C33 e um martelo de impacto PCB 086C03.

Para demarcar o posicionamento do martelo de impacto e do acelerômetro em relação a pá, esta foi dividida em 17 seções, nomeadas de “A” à “Q”. De “A” à “M” as seções foram marcadas em dois pontos, enquanto de “N” à “Q” em apenas um ponto por conta da rápida variação do ângulo de empenamento dos perfis. A Figura 2 ilustra a organização dos pontos em suas respectivas seções.

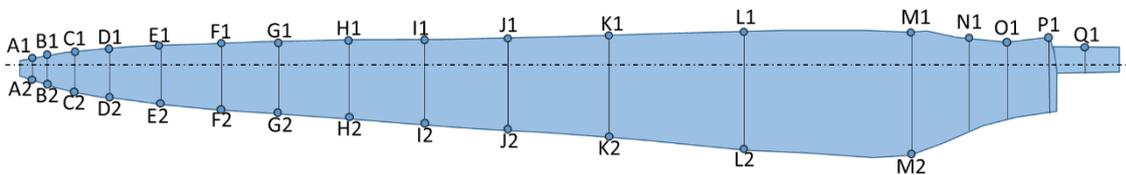


Figura 2 – Distribuições das seções ao longo da pá.

O ponto “F1” foi escolhido para ser excitado com o martelo de impacto. Este ponto foi escolhido de maneira tanto para facilitar a martelada do operador quanto para fazer com que a

pá vibrasse com uma boa amplitude. Os pontos próximos ao engaste proporcionariam baixas amplitudes. A direção do impacto é paralela ao chão, afim de gerar movimento de vibração flapwise. O acelerômetro foi posicionado paralelo ao sentido do deslocamento e na face contrária ao ponto de excitação.

Iniciou-se com o acelerômetro na posição “A1”, em seguida, “A2”, “B1”, “B2”, até “Q1”. Em cada posição a pá foi excitada três vezes.

A fim de simular uma configuração de engaste, a extremidade da pá destinada a ser colocada no rotor da turbina foi presa a uma parede. Ela foi posicionada de maneira horizontal e com o bordo de ataque voltado para baixo. A Figura 3 mostra a pá posicionada no laboratório de maneira engastada.



Figura 3 – Pá engastada no laboratório.

Além da forma engastada, a pá foi colocada na condição livre-livre. Quando se busca uma condição do tipo engaste, há que se considerar o problema de se atingir na prática uma situação em que deslocamentos e inclinações no ponto de engastamento sejam suficientemente pequenos para serem desprezados (Kloutsey et. al., 2006). Tendo em vista que não existem engastes ideais foi proposta também uma análise na condição livre-livre. Como pode ser visto na Figura 4 a pá foi presa a uma trave em dois pontos com fitas de algodão.



Figura 4 – Pá condicionada de maneira livre-livre.

Para a aquisição dos dados do experimento foi utilizado o software comercial LabView. Após a obtenção dos dados foi utilizado o software MATLAB (EstimaFRF). O Estima FRF é responsável por gerar as funções de resposta em frequência (FRFs).

Depois de obtidas a soma das FRFs é possível obter as frequências através do toolbox EasyMod (Kouroussis et. al., 2012), presente também no MATLAB. O EasyMod é uma boa alternativa para estudos voltados a análise modal experimental permite estabelecer passo-a-passo uma análise modal completa a partir de dados experimentais. Esta ferramenta está em código aberto, portanto pode ser adaptada pela comunidade de engenharia para diversos fins educacionais (Kouroussis et. al., 2012).

Existem vários métodos para a determinação dos parâmetros modais de um sistema de dados experimentais. Alguns deles baseiam-se no tempo de resposta medido do sistema, que é geralmente a resposta da aceleração, enquanto outros métodos baseiam-se no domínio da frequência. Os métodos mais usados para análise modal no domínio da frequência são o *Circle fit* e o *Line fit*. Estes métodos são descritos por Ewins, 1987.

Os parâmetros modais (frequência natural e amortecimento) são identificados pelo EasyMod através das técnicas unimodais clássicas de processamento de sinal: *Circle Fit* e *Line Fit*. O *Circle Fit* está baseado na técnica de ajuste do círculo de Nyquist (método 1 grau de liberdade) resultando na frequência natural, fator de perda (amortecimento estrutural), e constante modal. Efetuando-se uma escolha de intervalos para cada modo, obtém-se a identificação dos parâmetros modais. A técnica efetua a identificação de um grau de liberdade, GL, para uma FRF. Para ter uma avaliação mais precisa, efetua-se a média dos parâmetros modais determinados para todas as FRFs obtidas por ensaio. A técnica de identificação *Line Fit* está baseada na técnica de ajuste da FRF (método 1 grau de liberdade) resultando na frequência natural, fator de perda (amortecimento estrutural), e constante modal. De forma semelhante ao *Circle Fit*, efetuando-se uma escolha de intervalos para cada modo para determinar os parâmetros modais, calcula-se a média dos parâmetros modais determinados para todas as FRFs obtidas por ensaio.

3.2. Análise Numérica

O processo de modelagem da pá segue a mesma metodologia da adotada por Araujo et al. (2014). O autor modela uma pá hidrocínética de aço inox 304 com elemento de viga Timoshenko de 6 graus de liberdade por nó e mantém o aspecto real da pá. Tendo em vista esta técnica, iniciou-se com a importação de nove seções transversais contidas num arquivo CAD, obtidos através de medições feitas no Laboratório de Metrologia da Universidade de Brasília.

As seções foram salvas como arquivos IGS e exportadas para o ANSYS na versão 13.0, como elemento MESH200. A Figura 2 ilustra a quarta seção, a partir do ponto de encaixe com o rotor, após a aplicação do elemento MESH200. Este é um elemento quadrilátero com 8 nós e não possui valor estrutural. Ele é utilizado, aqui, apenas para armazenar as informações geométricas da seção e transmiti-las para o elemento estrutural BEAM188.

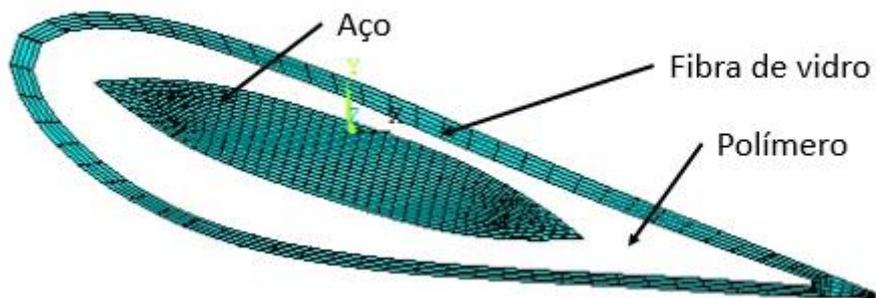


Figura 5 - Seção após aplicação do MESH200

A continuidade da carcaça da pá, cujo formato afunila-se de maneira gradual num aspecto cônico até a sua extremidade livre, foi conseguida utilizando o comando SECTYPE.

As reais dimensões da estrutura interna de aço, responsável por dar rigidez à pá são desconhecidas. A empresa que vendeu a pá não compartilhou essa informação por motivos de não violação do sigilo de projeto. Desta forma fez-se um ajuste da geometria interna levando em consideração as informações vagas que foi disponibilizada para a universidade de Brasília.

Na região onde está localizado o reforço foi desconsiderada a espuma de polímero e a casca de fibra pelo motivo destes materiais pouco contribuírem para a rigidez da peça em face da presença do aço. A Figura 6 ilustra o modelo numérico adotado.



Figura 6 – Modelo numérico

A partir da modelagem geométrica da pá, é conduzida uma análise modal utilizando o software de elementos finitos ANSYS, cujas as soluções da modelagem numérica vêm no sentido de reproduzir os resultados experimentais.

4 RESULTADOS

Os primeiros resultados da análise modal experimental são as somas das FRFs, as Figuras 7 e 8 mostram os gráficos gerados pelo Estima FRF para a pá condicionada engastada e livre-livre, respectivamente.

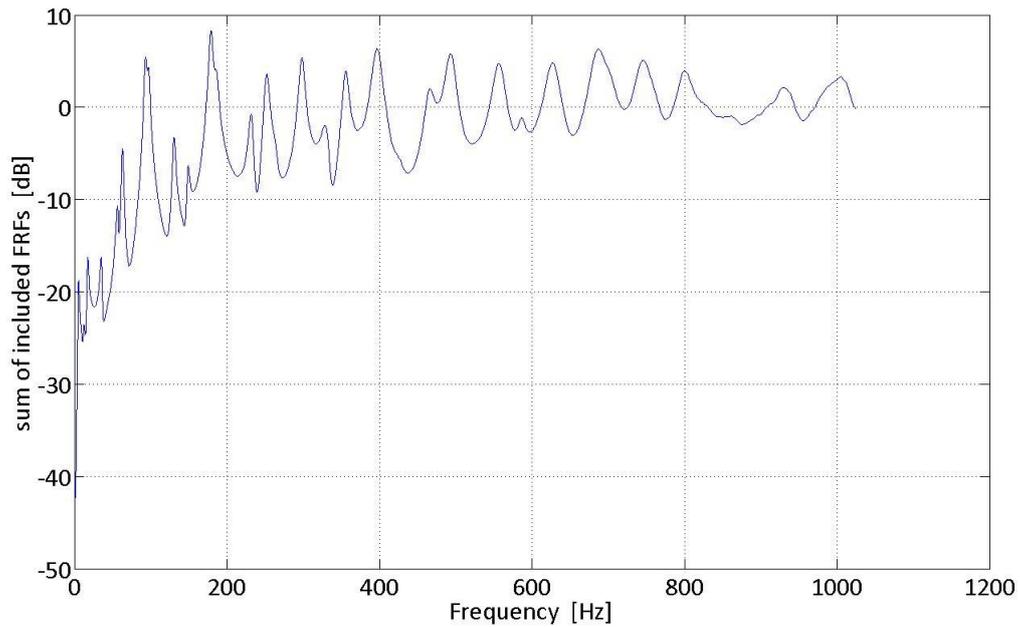


Figura 7 – Soma das FRFs, pá engastada.

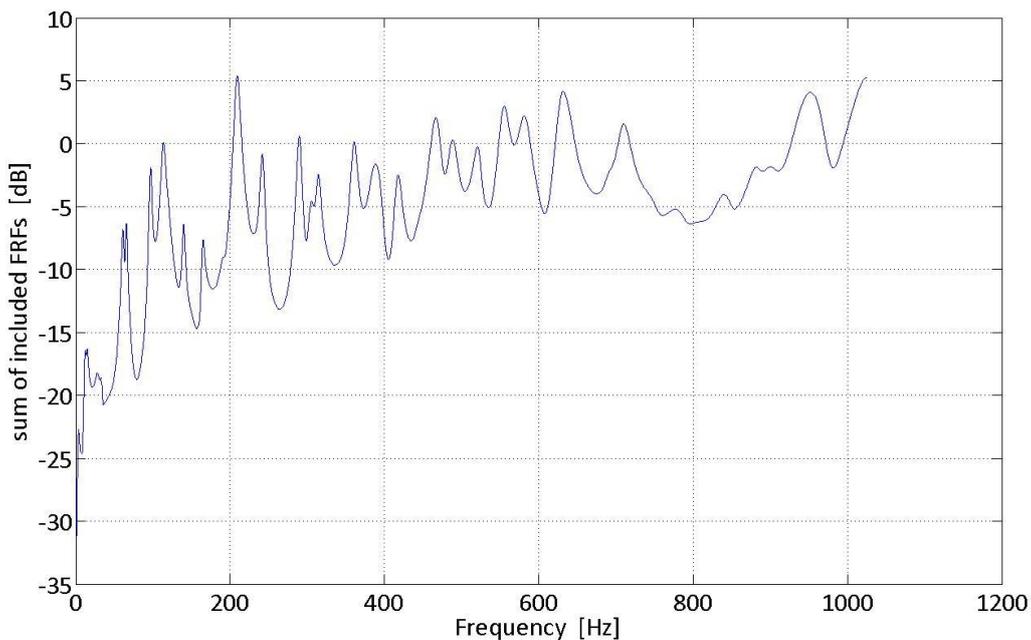


Figura 8 – Soma das FRFs, pá livre-livre.

Em seguida são obtidos os parâmetros modais da pá: frequências naturais e amortecimentos. As figuras 9 e 10 ilustram os resultados para a pá engastada através da técnica unimodal clássica *Circle Fit* e *Line Fit*, respectivamente. As Figuras 11 e 12 ilustram os resultados para a pá livre-livre através da técnica unimodal clássica *Circle Fit* e *Line Fit*, respectivamente.

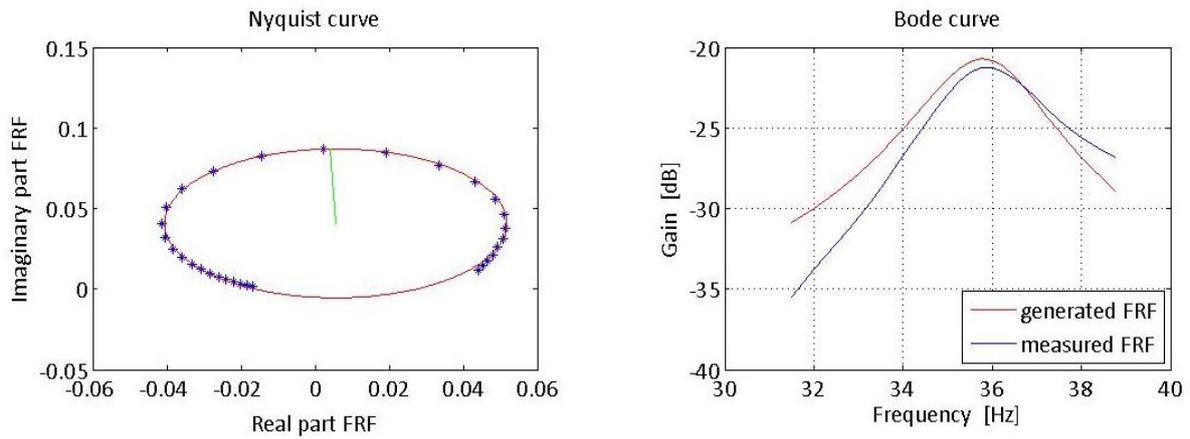


Figura 9 – Identificação de parâmetros modais através da técnica Circle Fit para uma FRF na proximidade de 35Hz.

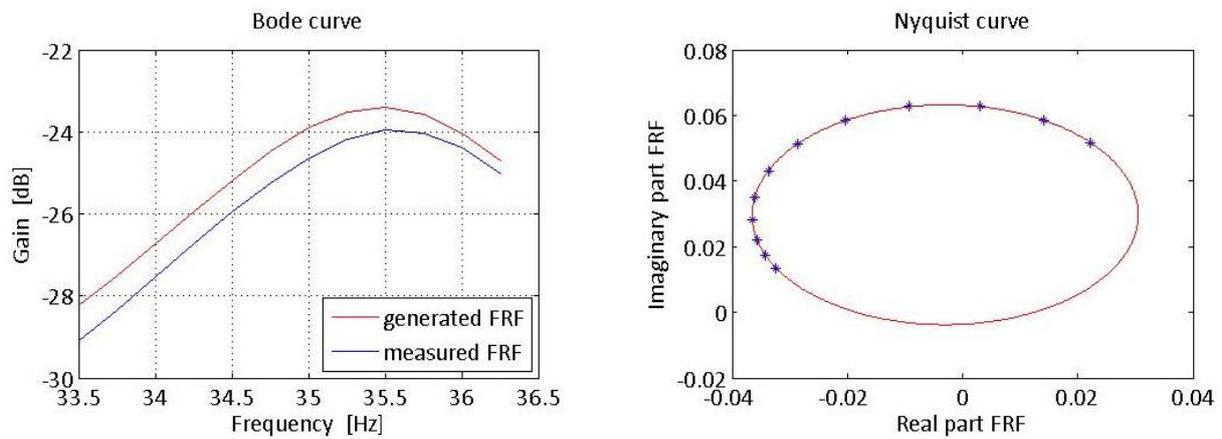


Figura 10 - Identificação de parâmetros modais através da técnica Line Fit para uma FRF na proximidade de 35Hz.

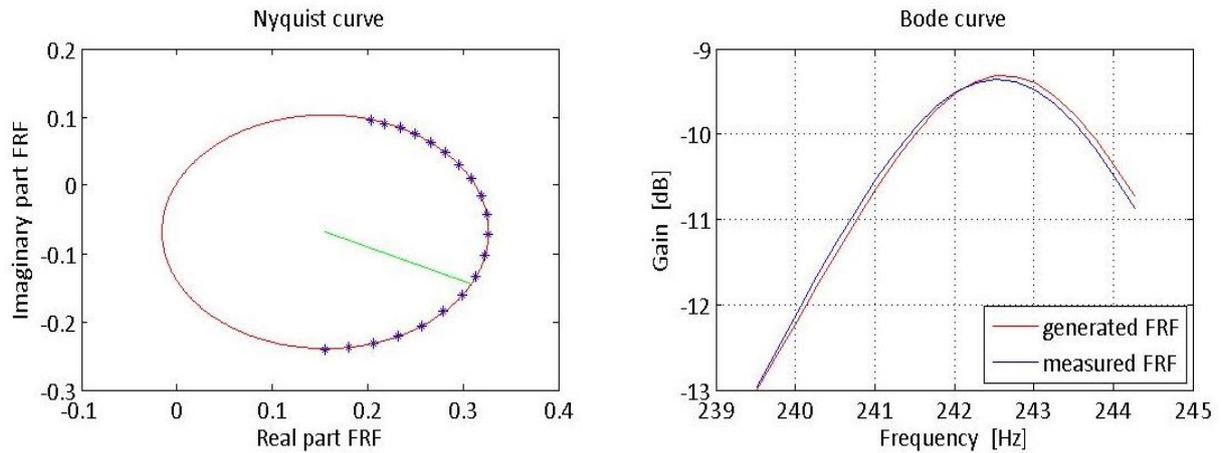


Figura 11 - Identificação de parâmetros modais através da técnica Circle Fit para uma FRF na proximidade de 242Hz.

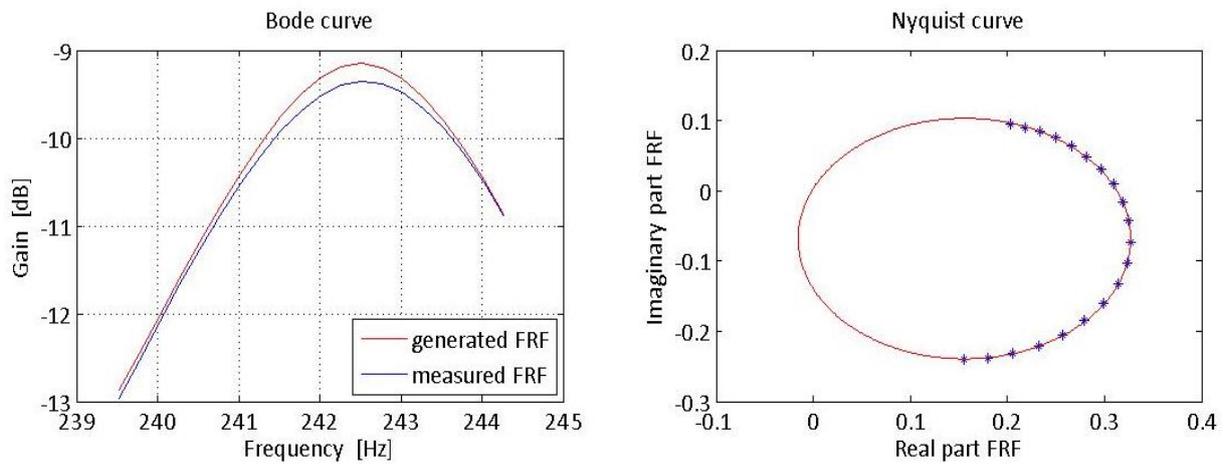


Figura 12 - Identificação de parâmetros modais através da técnica Line Fit para uma FRF na proximidade de 242Hz.

As Tabelas 1 e 2 resumem os resultados para os 15 primeiros modos de vibração para a condição de engaste e livre-livre, respectivamente. Foram feitos alguns ajustes nas frequências do método numérico para que se alinhassem da melhor forma com as restantes.

Tabela 1 – síntese dos índices de desempenho da pá engastada.

	<i>CircleFit Method</i>		<i>LineFit Method</i>		<i>Numérico</i>
	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)
1	5.235±0.092	20.74±02.32	5.166±0.145	21.84±6.10	6.1624
2	---	---	---	---	12.795
3	17.30±0.34	7.990±8.892	17.26±0.38	5.452±8.681	19.727
4	35.37±0.96	4.567±2.555	35.38±0.702	4.099±1.935	41.188
5	56.34±0.72	3.857±3.496	56.00±1.23	2.224±4.294	---
6	63.18±0.44	2.283±0.251	63.16±0.58	2.017±0.472	70.128
7	93.30±0.84	1.975±0.615	93.66±2.83	1.814±2.040	78.161
8	---	---	98.03±5.54	1.583±3.145	110.61
9	130.4±3.0	2.765±4.524	130.5±2.1	1.818±7.571	147.98
10	180.8±6.2	1.486±0.709	179.0±1.9	1.832±1.934	152.65
11	---	---	186.0±5.2	0.785±2.242	185.02
12	232.4±3.0	1.559±2.057	233.3±3.5	0.945±0.909	221.99
13	252.1±2.7	1.321±0.689	252.7±1.9	1.382±0.792	264.82
14	298.8±2.0	1.475±1.941	298.5±2.7	0.946±1.339	284.14
15	331.3±4.1	1.778±1.763	331.5±4.4	0.881±0.899	316.21

Tabela 2 – síntese dos índices de desempenho para pá livre-livre.

	<i>CircleFit Method</i>		<i>LineFit Method</i>		<i>Numérico</i>
	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)	Amortecimento (%)	Frequência (Hz)
1	11.814±0.558	15.495±6.11	11.825±0.59	16.314±6.87	---
2	14.49±5.93	14,723±10.19	13.465±0.84	12.706±63.42	16.558
3	---	---	---	---	39.138
4	---	---	65.98+-0.911	1.819+-2.302	70.885
5	97.22±0.766	1.791±0.178	97.15±1.037	1.716±0.249	88.392
6	113.85±0.748	3.219±1.429	113.42±2.124	3.416±2.224	112.40
7	139.88±0.93	1.31±0.402	139.75±1.377	1.176±0.61	---
8	164.88±1.003	1.512±0.432	164.28±2.078	1.155±1.956	158.09
9	209.65±1.732	1.532±0.181	209.56±1.725	1.492±0.235	207.59
10	242.20±1.247	1.24±0.903	241.79±3.986	1.038±0.613	225.83
11	---	---	---	---	232.76
12	314.49±1.973	1.474±2.585	313.62±5.167	0.692±1.259	290.28
13	---	---	---	---	351.11
14	361.05+-1.838	1.1879+-0.195	360.72+-2.484	0.951+-1.575	357.20
15	390.33+-4.587	1.8561+-2.05	389.75+-3.888	1.374+-1.189	388.50

As Figuras 13 e 14 demonstram em forma de gráfico de barras, onde o eixo vertical é a frequência e o eixo horizontal o modo, a comparação entre o resultados experimentais, com respectivos erros, e o numérico. As figuras facilitam compreender onde houve convergência e divergência de resultados.

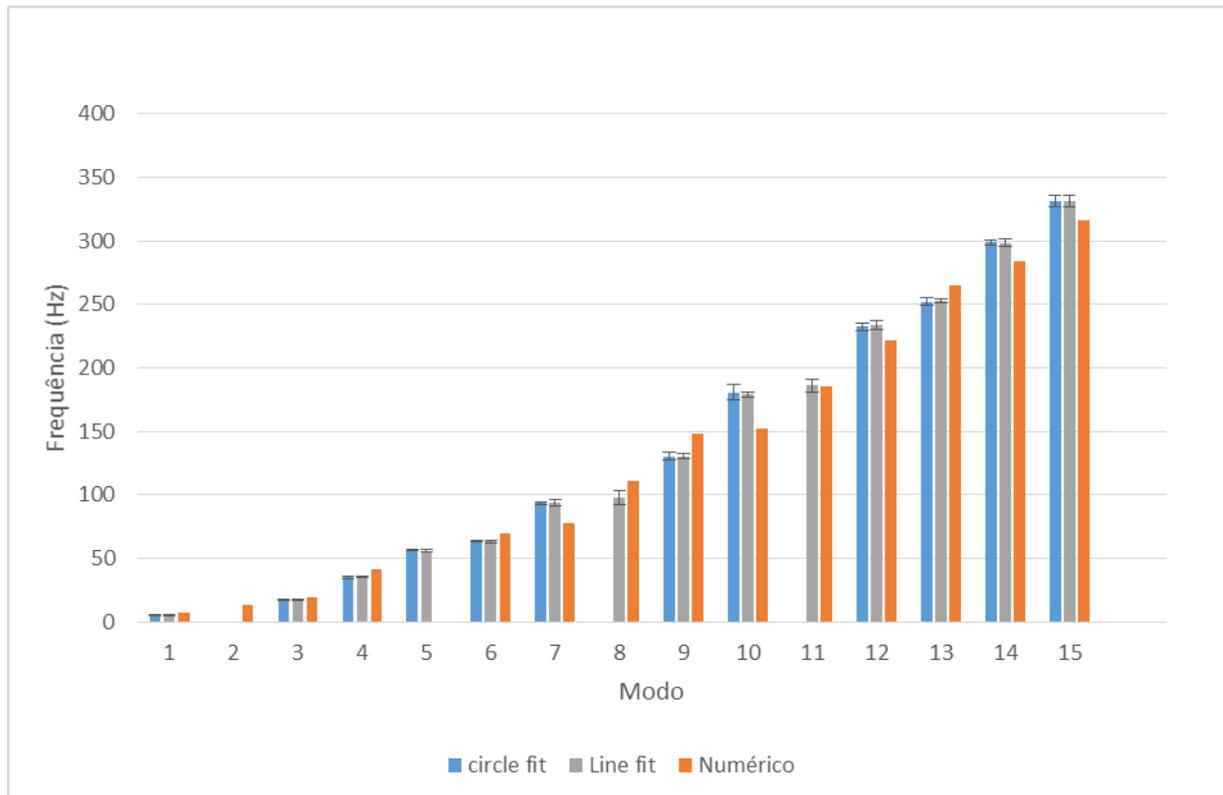


Figura 13 - Gráfico das frequências da pá engastada.

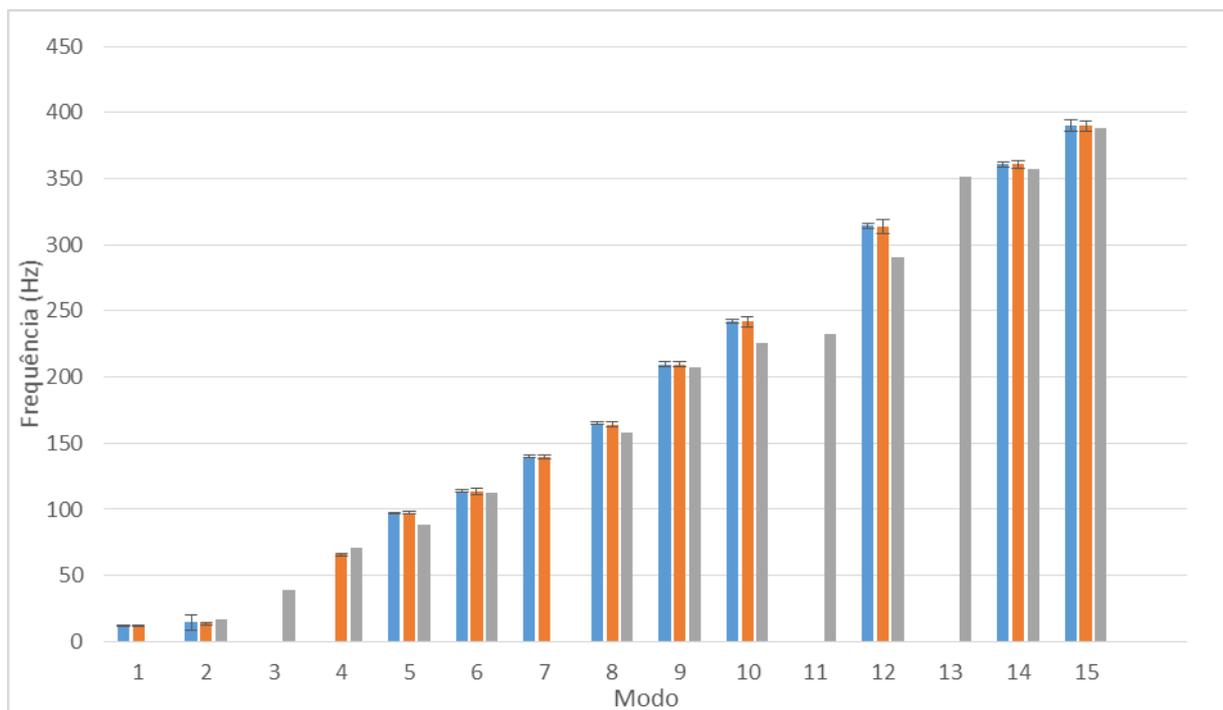


Figura 14 - Gráfico das frequências da pá livre-livre.

5 CONCLUSÃO

Tendo em vista que se trata de um estudo preliminar, os resultados apresentaram-se bastante satisfatórios. Os métodos utilizados para extrair as frequências naturais experimentalmente apresentaram resultados extremamente próximos aos do numérico. Apenas três frequências, duas na configuração engastada e uma na livre-livre, o método *Circle fit* não foi capaz de mensurar, contudo o método *Line fit* teve êxito nas mesmas. A proximidade dos valores de diferentes métodos nos dá segurança em relação ao uso dos dados coletados. Nas figuras 13 e 14 é possível observar que as frequências dos dois métodos ficam dentro das margens de erro calculadas por eles.

Após ajustar os resultados numéricos ao experimental, presentes nas tabelas 1 e 2, observa-se que alguns modos não estão presentes no numérico ou no experimental. Quanto a ausência de frequências nos modos 2, da Tabela 1, 3, 11 e 13 e da Tabela 2, pode ser causada pela ausência sistemática de um pico no gráfico da soma das FRFs, Figura 7 e 8. Consequência da localização da martelada ou durante a soma das FRFs à proximidade com outro pico tenha ocasionado soma de dois modos distintos. Em relação ao aparecimento de frequências nos modos 5, da Tabela 1, 6 e 7 e da Tabela 2, sem respectivo correspondente numérico há necessidade de estudos mais profundos a respeito desta problemática.

Nos demais modos é perceptível a identificação das frequências experimentais com as numéricas. Na tabela 1 apenas os modos 1, 7 e 10 tiveram diferença maior que 15%; 24%, 19,4% e 18,4% respectivamente. Na tabela 2, embora há mais pontos sem correspondência, as diferenças entre os demais modos são de menos de 15%. As maiores diferenças são nos modos 2 e 5 com 14,3% e 9,1% respectivamente.

Os resultados corroboram a modelagem proposta por Araújo et. al., 2014, em relação a um estudo experimental. Tendo em vista que no trabalho do autor a comparação é feita entre duas modelagens numéricas, uma utilizando BEAM188 e outra utilizando elemento sólido tetraédrico (ambos da biblioteca do ANSYS), uma maior diferença entre os resultados do autor e dos encontrados neste trabalho era previsível. A análise experimental conta com a presença de fatores que interferem no resultado final como: equipamento, ambiente e operador. Sob a ótica numérica, a falta de informação sobre a estrutura presente no interior da pá dificultou o processo de modelagem, e pode ter gerado alguma diferença nas frequências.

Sugere-se para trabalhos futuros a adição de novos ensaios para as diferentes configurações da pá, para que erros na condução do experimento sejam identificados. A troca das fitas de algodão por fios de nylon e do engaste utilizado por outro que se aproxima mais de um ideal teriam efeito positivo nos resultados. Também foi sugerido operar ensaios com a pá inclinada para evidenciar a interferência do peso próprio nas frequências. A identificação das dimensões internas da pá é de suma importância para uma modelagem numérica precisa. Desta forma, um ensaio destrutivo é planejado após serem feitos todos os outros estudos.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem pelo apoio financeiro dado pelo CNPq, através do projeto Dinâmica de aerogeradores: modelagem e simulação - edital MCTI/N.74/2013, e pela Eletronorte.

REFERENCES

- Whiteman, A., Rinke, T., Esparrago, J. & Elsayed, S. 2016. Renewable Capacity Statistics 2016. *IRENA International Renewable Energy Agency*. Disponível em: <www.irena.org/Publications>. Acesso em: 15 de Julho de 2016.
- Perim, A. Braga, B., Godoi, G., Ribeiro, I., Cascalho, J., Duarte, J. & Trabuco, J. 2015. Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro Novembro - 2015. *Ministério de Minas e Energia*. Disponível em: <http://www.mme.gov.br>. Acesso em: 15 de Julho de 2016
- Hinrichs, R., Kleinbach, M. & Reis, B. 2010. Energia e Meio Ambiente. São Paulo: Cengage Learning.
- Capuzzi, M., Pirrera, A. & Weaver, P. 2015. Structural design of a novel aeroelastically tailored Wind turbine blade. *Thin-Walled structures*. Vol. 95, pp 7-15.
- Bechly, M. & Clausen, P. 1995. Structural design of a composite wind turbine blade using finite element analysis. *Computers & Structures*. Vol. 63, n. 3, pp. 639-646.
- Wang, Y., Liang, M. & Xiang, J. 2014. Damage detection method for wind turbine blades based on dynamics analysis and mode shape difference curvature information. *Mechanical Systems And Signal Processing*. Vol. 48, pp. 351-367.
- Low, A. 2012. Identificação experimental modal da caixa acústica de um violão clássico. Dissertação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul/Porto Alegre.
- Ewins, D. J. 1984. Modal Testing: Theory and Praice. John Wiley & Sons, London.
- Larsen, G., Hansen, M., Baumgart, A. & Carlén, I. 2002. Modal Analysis of Wind Turbine Blades. Riso National Laboratory, Roskilde.
- Araújo, D., Morais, M., Ávila, S. & Shzu, M., 2014. Análise Modal de uma Pá de Turbina Modelada como Elemento de Viga utilizando a plataforma ANSYS. *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia - RIPE*.
- Prazzo, C. 2011. Análise modal de uma estrutura do tipo viga utilizando materiais piezelétricos (PVDF) como sensores. Dissertação, Universidade Estadual Paulista/Ilha Solteira.
- Meirovitch, L. 1967. Analytical Methods in Vibrations. Macmillan. New York.
- Rao, S., 2008. Vibrações mecânicas. *Pearson Prentice Hall*. 4 ed. São Paulo.
- Kreyszig, E. 1993. Advanced Engineering Mathematics. Willey, New York.
- O Gata, K. 2003. Engenharia de controle moderno. *Pratice Hall*. 4 ed. Rio de Janeiro.
- Maia, M. & Silva, M. 2001. Modal analysis identificaion techniques. *Philosophical Transactions of Royal Society*. Vol. 359, pp. 29-44.
- Kloutsey, A., Diniz, A. & Villa, C. 2006. Influência das condições de contorno na análise modal experimental de vigas. *16th Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica*. Universidade Federal de Uberlândia/Uberlândia.
- Kouroussis, G. Fekih, B., Conti, C. & Verlinden, O. 2012. EasyMod: A Matlab/Scilab toolbox for teaching modal analysis. *19th International Congress on Sound and Vibration*. Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration. Vinius, Lithuania.