



ISBN 2447-6102



Article

EFEITO DO PRÉ-TENSIONAMENTO DA TORRE E DAS PÁS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DA TURBINA EÓLICA DE REFERÊNCIA DTU 10MW

Andrade, T.V.B. ¹, Begnini, G.R. ²

¹ Universidade Federal da Bahia, Escola Politécnica – Salvador, BA, Brasil; thierrevictorb@gmail.com

² Universidade Federal da Bahia, Escola Politécnica – Salvador, BA, Brasil; guilherme.begnini@ufba.br

Received: 01/12/22; Accepted: 13/12/22; Published: 31/01/23

Resumo: A análise modal de aerogeradores de eixo horizontal está se tornando mais importante devido ao aumento das dimensões das pás e torres, tornando todo o conjunto mais flexível e suscetível a problemas de vibração. Devido às características esbeltas da pá e da torre, elas são tipicamente modeladas como vigas em balanço, com auxílio do Método dos Elementos Finitos. O objetivo deste trabalho é investigar as frequências naturais da Turbina Eólica de Referência DTU 10MW (composta por três pás e a torre) sob a influência do pré-tensionamento da torre e das pás. O pré-tensionamento da torre é devido ao peso significativo das pás e do cubo suportado pela torre, resultando em cargas de compressão. O pré-tensionamento das pás é devido às cargas centrífugas que atuam nas pás rotativas, dependendo da velocidade de rotação. Os resultados são calculados usando o software comercial Altair® HyperWorks® e comparados com os resultados de referência fornecidos pela literatura. Constatou-se uma redução máxima de cerca de 2% nas frequências naturais devido ao pré-tensionamento da torre (para o 1º e 2º modos) e reduções máximas variando de cerca de 7% a 21% devido ao pré-tensionamento das pás (para o 1º modo), considerando as velocidades de rotação operacional mínima e máxima.

Palavras-chave: Turbina Eólica, Análise Modal, Método dos Elementos Finitos, Pré-tensionamento.

Abstract: Modal analysis of horizontal axis wind turbines is becoming more important due to the increase in blade and tower dimensions, making the whole assembly more flexible and susceptible to vibration problems. Due to the slender characteristics of the blade and tower, they are typically modelled as cantilever beams, with the aid of the Finite Element Method. The objective of this paper is to investigate the natural frequencies of the DTU 10MW Reference Wind Turbine (composed of three blades and the tower) under the influence of tower and blades pre-stiffening. Tower pre-stiffening is due to the significant weight of the blades and the hub supported by the tower, resulting in tower compression loads. Blades pre-stiffening are due to the centrifugal loads acting on the rotating blades, thus depending on the rotation speed. The results are computed using the commercial software Altair® HyperWorks® and compared to the baseline results provided by the literature. It was found a maximum reduction of about 2% in the natural frequencies due to the tower pre-stiffening (for the 1st and 2nd modes) and maximum reductions varying from about 7% to 21% due to blades pre-stiffening (for the 1st mode), considering the minimum and maximum operational rotation speeds.

Keywords: Wind Turbines, Modal Analysis, Finite Element Method, Pre-Stiffening

1. Introdução

As discussões sobre mudanças climáticas e emissões de Gases de Efeito Estufa (GEE) e outros poluentes motivaram o desenvolvimento do setor eólico. As buscas por fontes de energia sustentáveis e renováveis para suprir a crescente demanda por energia elétrica, além do desenvolvimento tecnológico do setor, propiciaram a grande expansão do segmento dentro da matriz energética mundial.

A tecnologia que possibilita a utilização do vento como fonte de energia elétrica é a turbina eólica, também conhecida como aerogerador, que corresponde a uma estrutura esbelta composta por um conjunto de componentes interligados que convertem a energia cinética do vento em energia elétrica.

A potência (P) de uma turbina eólica é determinada por meio da expressão (Burton *et al.*, 2001):

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

Onde ρ é a densidade do ar, C_p é o coeficiente de potência, A é a área varrida do rotor e U é a velocidade do vento.

A Equação (1) mostra que a potência gerada está diretamente relacionada à área varrida do rotor e à velocidade dos ventos. A velocidade dos ventos é maior quanto maior for à altura em relação ao solo. Portanto, para obter aumentos significativos na geração de energia elétrica, as torres deverão ser cada vez mais altas e as pás mais compridas, tendência que tem sido observada ao longo dos anos.

Esse aumento nas dimensões das turbinas eólicas viabiliza um melhor aproveitamento do recurso eólico e permite o aumento do Fator de Capacidade em locais onde há menores variações de velocidade de vento. No entanto, as dimensões maiores resultam no aumento do peso total das estruturas, no aumento das cargas exercidas pelos ventos e em estruturas mais flexíveis. De acordo com Bak *et al.* (2013) a massa da turbina aumenta proporcionalmente com o aumento do raio do rotor elevado ao cubo.

Como as turbinas eólicas são estruturas dinamicamente sensíveis, sendo constantemente expostas a cargas dinâmicas intensas em uma ampla faixa de frequências de excitação, o estudo e ajuste das frequências naturais de toda a estrutura são cruciais durante a fase de projeto. Desta forma pretende-se evitar possíveis quebras devido a danos de fadiga acumulados e a vibrações decorrentes do fenômeno de ressonância.

Este cenário desafiador implica na constante evolução dos projetos, em pesquisa tecnológica, além de desenvolvimento em questões de logística e infraestrutura. Nesse contexto, o projeto Light Rotor foi iniciado como uma cooperação entre DTU (Universidade Técnica da Dinamarca) Wind Energy e Vestas. O principal objetivo foi aperfeiçoar o projeto das pás para aumentar a rigidez e o desempenho geral do rotor, levando em consideração aspectos aerodinâmicos, aeroelásticos e estrutural.

Durante o projeto Light Rotor, um rotor de referência de 10 MW foi desenvolvido, de modo que projetos futuros possam ser comparados a este. Por mais que o objetivo tenha sido o projeto do rotor, a existência de todo o aerogerador foi necessária para compreender o desempenho de todo o sistema, incluindo a dinâmica estrutural das pás e da torre. O modelo ficou conhecido como DTU 10MW Reference Wind Turbine (RWT).

O relatório produzido por Bak *et al.* (2013) contém uma descrição completa do modelo aerodinâmico e aeroelástico da DTU 10MW RWT. São compartilhadas no trabalho todas as propriedades necessárias para a reprodução do modelo dinâmico-estrutural da turbina, assim como os resultados das análises modais obtidos através do software HAWC2, o simulador aeroelástico desenvolvido pela DTU. Este relatório e seus anexos servem de base para desenvolvimento de ferramentas de simulação e de novos projetos de turbinas eólicas ainda mais confiáveis, eficientes e econômicas.

Em uma iniciativa similar, Popwo *et al.* (2018) desenvolveram um novo modelo de turbina de 7,5 MW de última geração dentro do projeto Smart Blades financiado pelo Ministério Federal Alemão para Assuntos Econômicos e Energia. O objetivo era projetar uma grande turbina de três pás de última geração. Neste trabalho as frequências naturais são avaliadas em função da velocidade de rotação do rotor e percebe-se uma variação nos valores das frequências, causados pelo efeito do enrijecimento centrífugo. Os resultados são plotados no diagrama de Campbell junto às frequências de excitação para avaliar as possibilidades de ressonância.

Alkhoury *et al.* (2020) determinaram as frequências naturais da turbina eólica offshore DTU 10MW RWT e os aspectos estruturais da sua fundação. No estudo, o solo e sua interação com a fundação foram considerados de forma a remover a simplificação feita por Bak *et al.* (2013) de que a base da torre é engastada.

No trabalho de Alkhoury *et al.* (2020) foi implementado primeiramente o modelo de base engastada para comparação com os resultados de Bak *et al.* (2013), e os resultados foram considerados satisfatórios, com um valor de desvio máximo de 7,1% no décimo modo de vibrar. Em seguida foi considerada a rigidez do solo, que exerceu uma influência significativa, fornecendo um desvio máximo de -42,3% para o décimo segundo modo de vibrar.

Existem trabalhos focados apenas na análise das frequências naturais da pá isolada da DTU 10MW RWT, como o de Santos *et al.* (2020), que faz uma comparação entre a utilização do método de Myklestad e do Método dos Elementos Finitos com formulação de viga de Euler-Bernoulli, e o de Santos e Begnini (2020), que faz uma comparação da utilização das formulações de viga de Euler-Bernoulli e Timoshenko.

Este trabalho possui como objetivo principal analisar os efeitos de dois tipos de pré-tensionamento nas frequências naturais da DTU 10MW RWT:

- Analisar o efeito do pré-tensionamento associado à compressão da torre decorrente da elevada concentração de massa em sua parte superior.
- Avaliar o efeito do pré-tensionamento associado ao enrijecimento centrífugo ocasionado pela rotação do rotor.

2. Metodologia

2.1. Modelagem da Turbina Eólica

Este trabalho foi dividido em quatro etapas, que foram realizadas de forma sequencial. A primeira etapa consistiu na modelagem da pá isolada.

A segunda etapa consistiu na modelagem da turbina eólica como um todo, onde o modelo da pá isolada foi replicado e as três pás foram conectadas à torre. O cubo (hub) e a nacelle foram modelados como pontos de massa concentrada.

Na terceira etapa foi avaliado o efeito compressivo na torre e a influência da pré-tensão nas frequências naturais e seus respectivos modos de vibrar.

Por fim, foram realizadas simulações considerando o efeito rotativo do rotor, para as velocidades mínima e máxima de rotação.

Para este trabalho, foi utilizado um computador com processador Intel Core i3 (1,80 GHz) com Memória RAM instalada de 6,00 GB, e o software HyperWorks® 2021, da empresa Altair Engineering Inc.®, para realização das análises em elementos finitos.

As propriedades da pá são fornecidas por Bak *et al.* (2013) para 51 seções transversais em função da posição radial ao longo do seu comprimento. Para realização das análises foram necessárias as seguintes propriedades: módulo de elasticidade (E), momento de inércia lateral (I_y) e vertical (I_x), densidade (ρ) e constante torcional (J).

O modelo da pá foi elaborado utilizando elementos finitos unidimensionais do tipo viga para cada uma das seções transversais e a teoria de viga de Timoshenko foi considerada, sendo necessário incluir os fatores de cisalhamento para cada seção. Foram utilizados elementos do tipo PBEAM, que permitem considerar as diferenças de posição entre o centro elástico, o centro de cisalhamento e o centro de massa de cada seção (Anonymous, 2013). A formulação de elemento de viga mais simples (PBAR) não permite diferenciar as posições do centro elástico e do centro de cisalhamento.

A Figura 1 ilustra o modelo em elementos finitos da pá isolada através de seções retangulares equivalentes. Observa-se pela figura que a torção entre as sessões foi considerada.



Figura 1. Modelo em elementos de viga da pá isolada

Para modelagem da turbina completa, os parâmetros geométricos observados na Figura 2(a) foram aplicados ao modelo em elementos finitos. O modelo da pá isolada foi copiado e rotacionado em torno do eixo do cubo, de forma que as propriedades de todas as pás são iguais, não sendo necessária a modelagem individual de cada uma. A conexão entre as pás foi feita através do compartilhamento do mesmo nó da raiz, que corresponde ao centro do cubo.

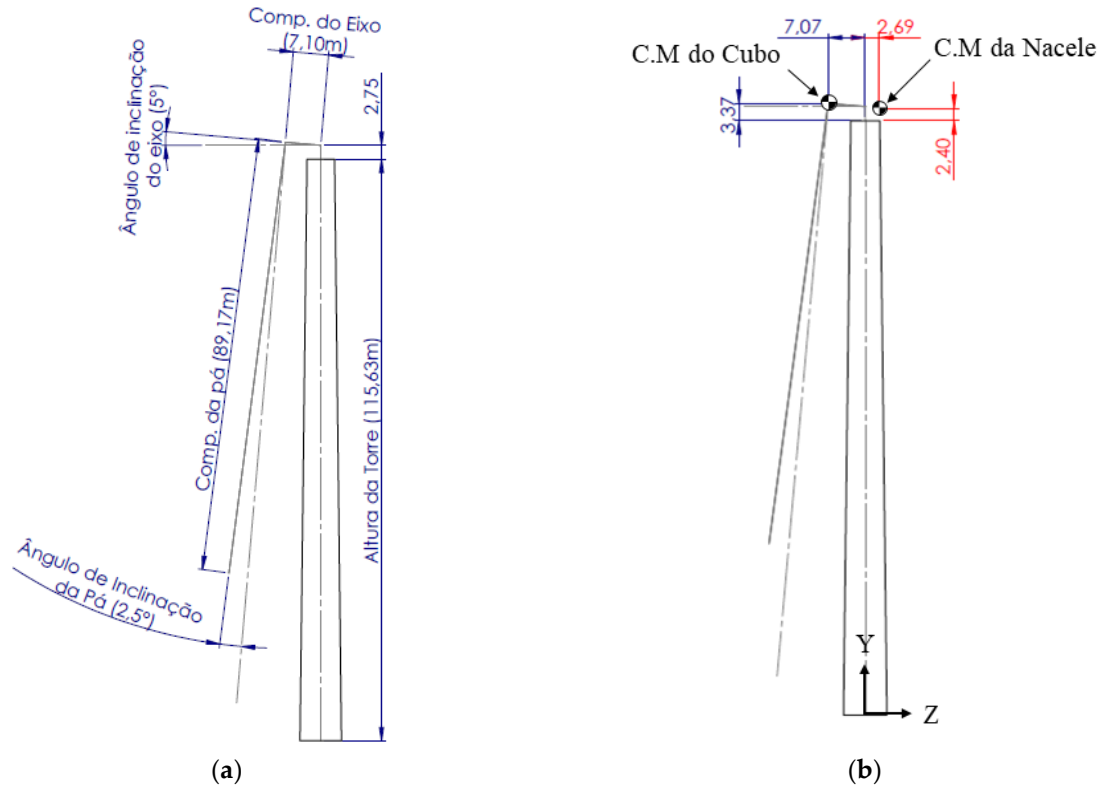


Figura 2. Parâmetros para modelagem da turbina eólica (adaptado de Bak *et al.*, 2013): (a) Parâmetros geométricos; (b) Localização dos centros de massa do cubo e nacelle

O próximo passo para análise foi modelar a torre, a qual é segmentada em 10 seções tubulares, sendo os diâmetros externos e a espessura das extremidades de cada seção fornecidas por Bak *et al.* (2013). O material da torre é o aço S355 e, assim como na pá, foram utilizados elemento de viga PBEAM.

A nacelle e o cubo foram considerados no modelo na forma de elementos de massa concentrada aplicados em seus respectivos centros de massa (C.M.), de acordo com as coordenadas fornecidas. A massa da nacelle é igual a 446.036 kg, e o seu C.M. está localizado a 2,69 m no sentido positivo do eixo Z e a 2,40 m acima do topo da torre, no sentido positivo de Y, como pode ser observado na Fig. 2(b). O cubo possui 105.520 kg de massa, localizado exatamente sob o nó compartilhado entre as pás, e as suas coordenadas também podem ser visualizadas na Figura 2(b).

A conexão entre a torre e as pás foi realizada através de dois elementos de aplicação específica (o elemento de mola e o elemento rígido). O elemento de mola representa a caixa de engrenagem, e sua constante de mola representa a rigidez torcional equivalente da transmissão, igual a $2,453E+12$ [Nmm/rad] em torno do eixo do rotor. Este elemento de mola conecta o nó compartilhado entre as pás com um elemento rígido, que é utilizado como um conector entre o último nó da parte superior da torre e o elemento de mola. Um esquema da conexão é mostrado na Figura 3.

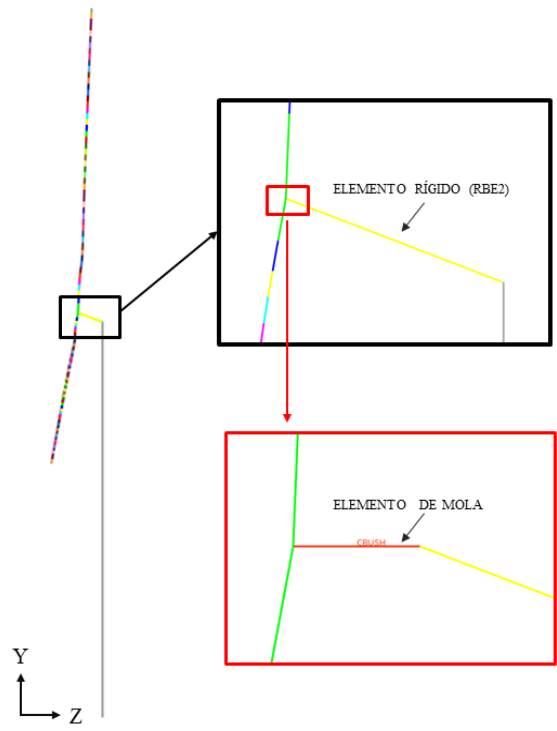


Figura 3. Elementos de conexão

Com a turbina completamente modelada, são definidas as suas restrições. Para este trabalho, a fundação e o solo circundante não são considerados, já que o nó da base da torre é restringido em todos os GDL. O modelo completo da turbina DTU 10MW RWT é ilustrado na Figura 4, sendo composto por um total de 175 elementos, 175 nós e 1044 GDL.



Figura 4. Modelo completo em elementos finitos da DTU 10MW RWT

2.2. Efeito de Pré-tensão na Torre

Para avaliar o efeito da pré-tensão da torre, foi realizada uma análise estática estrutural considerando o efeito da aceleração da gravidade sobre o modelo de elementos finitos da turbina eólica desenvolvido. O valor aplicado para a gravidade foi de $9,81 \text{ m/s}^2$, no sentido negativo do eixo Y da Figura 4.

Esta análise estática de compressão da turbina serviu de dado de entrada para realização da nova análise modal.

2.3. Efeito da Rotação do Cubo

De forma similar à análise realizada para avaliar o efeito da pré-tensão da torre, foi realizada uma análise estática estrutural considerando a rotação das pás em torno do eixo do cubo. Os limites, mínimo e máximo, de velocidade do rotor são, respectivamente, 6,0 e 9,6 rpm (Bak *et al.*, 2013).

A partir dos limites operacionais de velocidade, foram estipuladas mais oito velocidades intermediárias para realização das análises. O resultado de cada análise estática foi usado como dado de entrada para a realização das análises modais.

3. Resultados

3.1. Análise da Turbina Eólica

O objetivo desta etapa foi desenvolver um modelo em elementos finitos unidimensionais de viga que fosse representativo e validado para ser utilizado na análise de vibrações da turbina eólica DTU 10MW RWT. Os resultados obtidos foram comparados aos das referências Alkhoury *et al.* (2020) e Bak *et al.* (2013).

A Tabela 1 apresenta o comparativo entre os resultados obtidos e as duas referências. Os desvios relativos são baixos e validam a implementação do modelo. Os maiores desvios foram de -4,51% (para o 12º modo) com relação aos resultados de Alkhoury *et al.* (2020) e de 3,45% (para o 3º modo) com relação aos resultados de Bak *et al.* (2013). O 3º modo é relacionado com a rigidez torcional da caixa de engrenagens (representada pelo elemento de mola), que não foi incluída no modelo de Alkhoury *et al.* (2020).

As formas dos seis primeiros modos de vibrar podem ser vistas nas Figuras. 5, 6 e 7.

Tabela 1. Comparativo das frequências naturais da turbina eólica.

| Descrição | N° (modo) | Análise | Alkhoury <i>et</i> | Desvio | Bak <i>et al.</i> | Desvio |
|------------------------------------|--------------|-----------------|---------------------------|--------------------------|-------------------|---|
| | | Turbina [Hz] | <i>al.</i> (2020) [Hz] | Alkhoury δ [%] | (2013) [Hz] | Bak <i>et al.</i> (2013) δ [%] |
| 1° Bending tower, side-side | 1 | 0,2498 | 0,2500 | -0,08% | 0,248672 | 0,43% |
| 1° Bending tower, fore-aft | 2 | 0,2522 | 0,2510 | 0,48% | 0,251432 | 0,29% |
| 1° Drive Train | 3 | 0,5196 | - | - | 0,502233 | 3,45% |
| 1° Blade asymmetric, flapwise yaw | 4 | 0,5511 | 0,5490 | 0,38% | 0,547028 | 0,74% |
| 1° Blade asymmetric, flapwise tilt | 5 | 0,5925 | 0,5940 | -0,25% | 0,590138 | 0,41% |
| 1° Blade collective flap | 6 | 0,6248 | 0,6260 | -0,19% | 0,633966 | -1,44% |
| 1° Blade asymmetric, edgewise 1 | 7 | 0,9129 | 0,9330 | -2,15% | 0,922035 | -0,99% |
| 1° Blade asymmetric, edgewise 2 | 8 | 0,9242 | 0,9450 | -2,20% | 0,935768 | -1,23% |
| 2° Blade asymmetric, flapwise yaw | 9 | 1,4126 | 1,3910 | 1,55% | 1,376250 | 2,64% |
| 2° Blade asymmetric, flapwise tilt | 10 | 1,5755 | 1,5790 | -0,22% | 1,550470 | 1,62% |
| 2° Blade collective flap | 11 | 1,7274 | 1,7400 | -0,72% | 1,763300 | -2,03% |
| 2° Bending tower, side-side | 12 | 2,0130 | 2,1080 | -4,51% | 1,969450 | 2,21% |
| 2° Bending tower, fore-aft | 13 | 2,2668 | 2,3010 | -1,49% | 2,246720 | 0,89% |

3.2. Efeito da Pré-tensão na Torre

Utilizando o modelo da turbina eólica validado, a aceleração gravitacional foi inserida como condição de contorno e a nova análise modal foi executada. Os resultados obtidos a partir desta análise estão apresentados na Tabela 2, bem como o seu comparativo com a análise da turbina sem o efeito gravitacional. O efeito observado foi pequeno, com os maiores desvios relativos encontrados no valor de -2,08% para os dois primeiros modos. Os dois modos de vibrar podem ser observados na Figura 5.

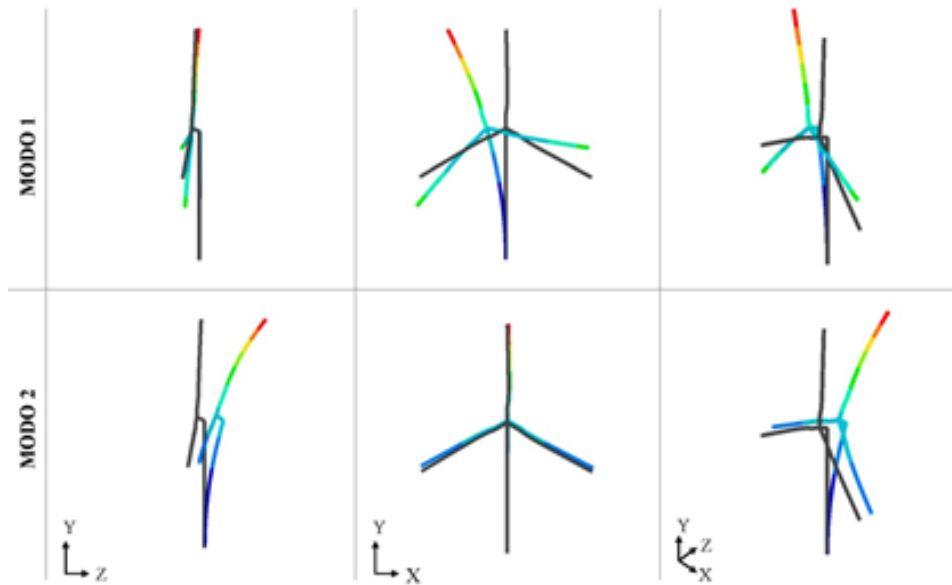


Figura 5. Modos de vibrar 1 e 2 da DTU 10MW RWT

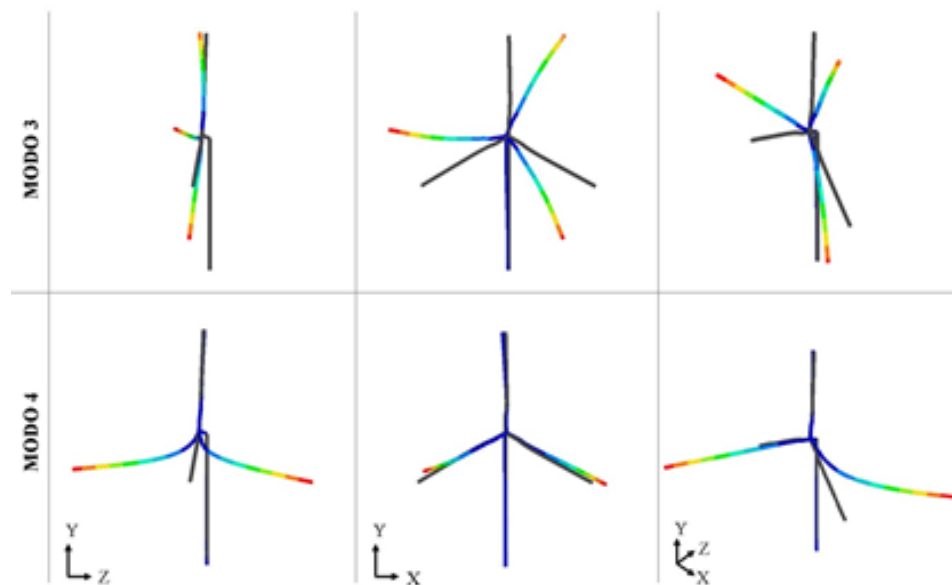


Figura 6. Modos de vibrar 3 e 4 da DTU 10MW RWT

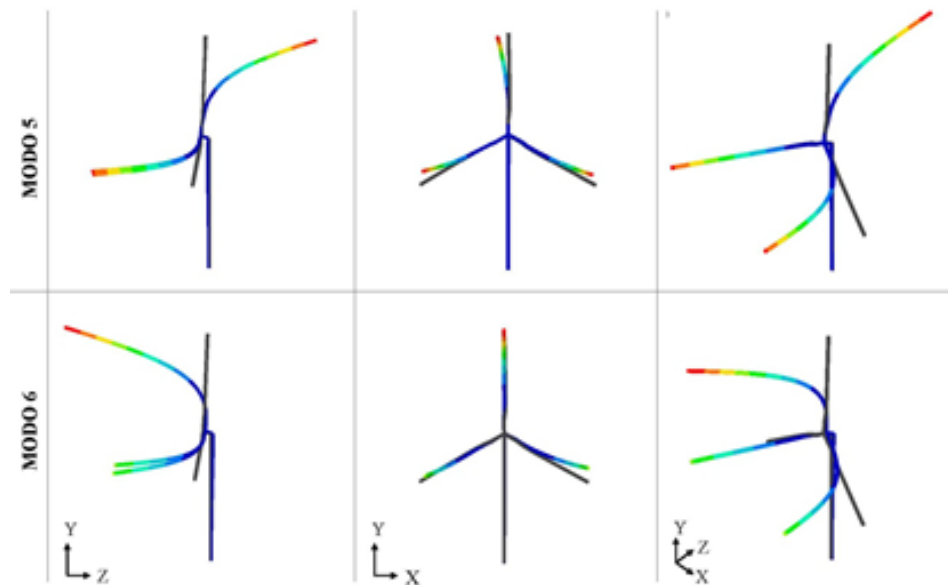


Figura 7. Modos de vibrar 3 e 4 da DTU 10MW RWT

Tabela 2. Comparativo das frequências naturais com pré-tensão na torre.

| Descrição | N° (modo) | Análise Turbina | Análise Turbina | Desvio δ [%] |
|------------------------------------|--------------|-----------------|----------------------|------------------------|
| | | [Hz] | (Pré-tensão) [Hz] | |
| 1° Bending tower, side-side | 1 | 0,2498 | 0,2446 | -2,08% |
| 1° Bending tower, fore-aft | 2 | 0,2522 | 0,2469 | -2,08% |
| 1° Drive Train | 3 | 0,5196 | 0,5194 | -0,02% |
| 1° Blade asymmetric, flapwise yaw | 4 | 0,5511 | 0,5529 | 0,32% |
| 1° Blade asymmetric, flapwise tilt | 5 | 0,5925 | 0,5916 | -0,15% |
| 1° Blade collective flap | 6 | 0,6248 | 0,6230 | -0,29% |
| 1° Blade asymmetric, edgewise 1 | 7 | 0,9129 | 0,9143 | 0,16% |
| 1° Blade asymmetric, edgewise 2 | 8 | 0,9242 | 0,9226 | -0,17% |
| 2° Blade asymmetric, flapwise yaw | 9 | 1,4126 | 1,4142 | 0,11% |
| 2° Blade asymmetric, flapwise tilt | 10 | 1,5755 | 1,5721 | -0,22% |
| 2° Blade collective flap | 11 | 1,7274 | 1,7275 | 0,01% |
| 2° Bending tower, side-side | 12 | 2,0130 | 2,0122 | -0,04% |
| 2° Bending tower, fore-aft | 13 | 2,2668 | 2,2599 | -0,31% |

3.3. Efeito da Rotação do Cubo

Os resultados obtidos para análise considerando o rotor operando com as velocidades, mínima e máxima, são apresentados na Tabela 3. Além disso, é possível observar os desvios relativos em comparação com a análise desconsiderando o efeito da rotação.

Tabela 3. Comparativo das frequências naturais considerando o efeito de rotação das pás.

| Descrição | N° (modo) | Análise Turbina [Hz] | Análise Vel. | Desvio Vel. | Análise Vel. | Desvio Vel. |
|------------------------------------|--------------|----------------------------|-------------------------|---------------|---------------------------|---------------|
| | | | Mín. (6 RPM) [Hz] | Mín. [δ %] | Máx. (9,6 RPM) [Hz] | Máx. [δ %] |
| 1° Bending tower, side-side | 1 | 0,2498 | 0,2308 | -7,58% | 0,1974 | -20,97% |
| 1° Bending tower, fore-aft | 2 | 0,2522 | 0,2494 | -1,11% | 0,2448 | -2,90% |
| 1° Drive Train | 3 | 0,5196 | 0,5195 | 0,01% | 0,5192 | -0,07% |
| 1° Blade asymmetric, flapwise yaw | 4 | 0,5511 | 0,5634 | 2,24% | 0,5822 | 5,64% |
| 1° Blade asymmetric, flapwise tilt | 5 | 0,5925 | 0,6053 | 2,15% | 0,6243 | 5,36% |
| 1° Blade collective flap | 6 | 0,6248 | 0,638 | 2,10% | 0,6579 | 5,30% |
| 1° Blade asymmetric, edgewise 1 | 7 | 0,9129 | 0,9155 | 0,28% | 0,9195 | 0,72% |
| 1° Blade asymmetric, edgewise 2 | 8 | 0,9242 | 0,9264 | 0,23% | 0,9297 | 0,59% |
| 2° Blade asymmetric, flapwise yaw | 9 | 1,4126 | 1,4259 | 0,94% | 1,4464 | 2,39% |
| 2° Blade asymmetric, flapwise tilt | 10 | 1,5755 | 1,5874 | 0,75% | 1,6054 | 1,90% |
| 2° Blade collective flap | 11 | 1,7274 | 1,742 | 0,84% | 1,7644 | 2,14% |
| 2° Bending tower, side-side | 12 | 2,013 | 2,0194 | 0,32% | 2,0292 | 0,80% |
| 2° Bending tower, fore-aft | 13 | 2,2668 | 2,2692 | 0,11% | 2,2731 | 0,28% |

Para a condição de operação em rotação com velocidade mínima, a maior diferença identificada ocorreu no primeiro modo e foi de -7,58% em relação à análise modal da turbina sem efeito da rotação. Outros modos afetados em menor escala foram os modos 4, 5 e 6, com desvio relativo variando entre 2,10% e 2,24%.

Para a condição de operação em rotação com velocidade máxima, a diferença encontrada para o primeiro modo foi mais expressiva, com uma redução de -20,97% em relação à análise de referência. Novamente, ocorrem variações em menor escala para os modos 4, 5 e 6, que variaram entre 5,30% e 5,64%.

A variação das frequências naturais para diferentes velocidades de rotação do rotor é apresentada na Figura 8, onde praticamente todas as frequências permanecem inalteradas, sendo perceptível apenas a redução de frequência do 1º modo.

4. Conclusão

O modelo desenvolvido utilizando elementos de viga apresentou resultados muito satisfatórios para a análise preliminar das frequências naturais de uma turbina eólica, sendo validado com os dados de referência de Bak *et al.* (2013) e com a implementação de Alkhoury *et al.* (2020). O modelo validado foi utilizado nos estudos de pré-tensionamento devido à compressão da torre e à rotação das pás.

O efeito do pré-tensionamento da torre foi pequeno, mas acredita-se que esta análise pode ser uma etapa de verificação importante no projeto das turbinas eólicas, por representar com maior fidelidade a condição operacional. Além disso, pode ser que a tendência de aumento nas dimensões das turbinas faça com que essa análise se torne mais importante no futuro.

O efeito do pré-tensionamento devido à rotação das pás foi significativo apenas para o primeiro modo, mas indica que ele deve ser considerado para o projeto das pás.

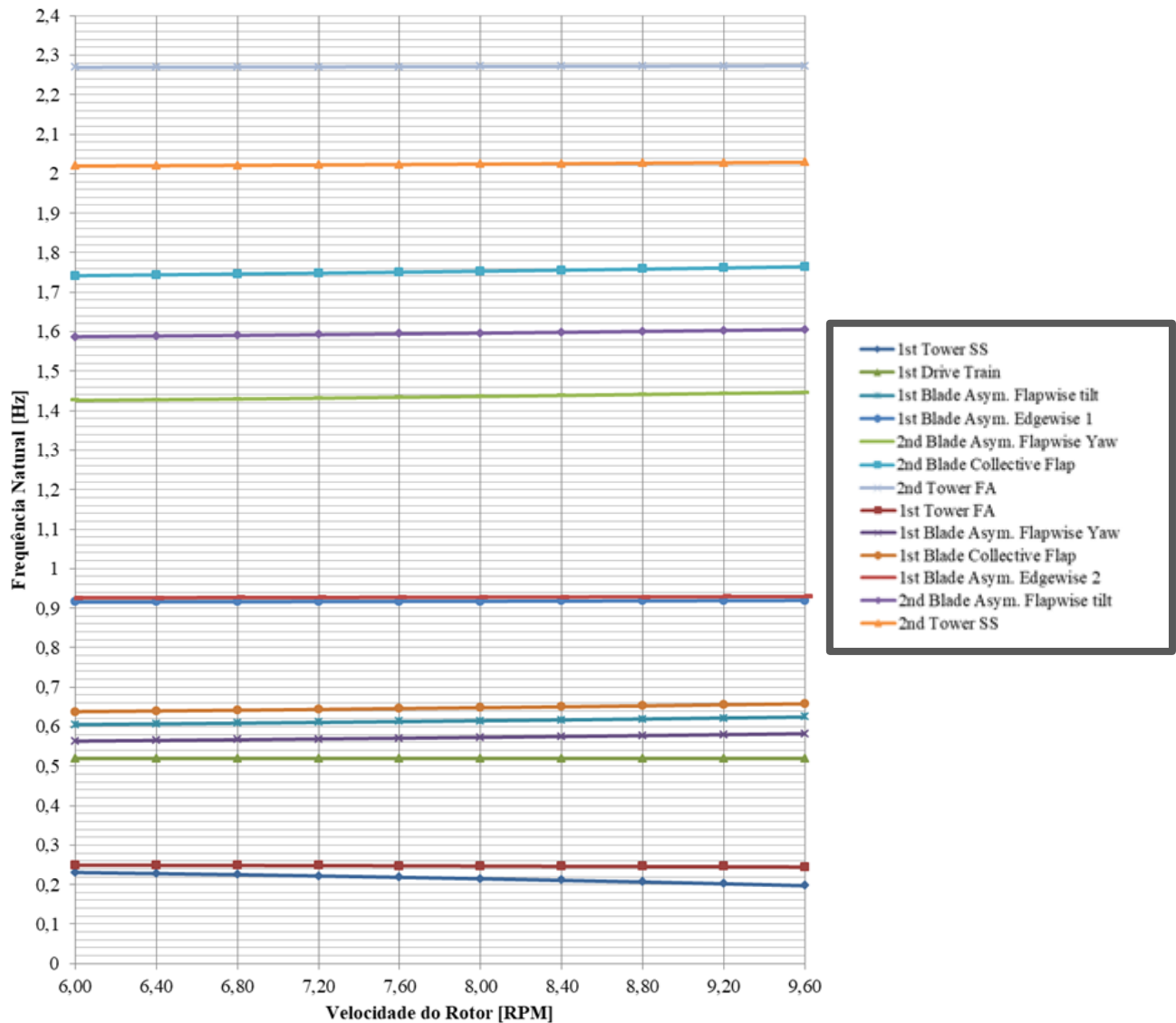


Figura 8. Variação das frequências naturais com velocidade de rotação das pás

Referências

1. Alkhoury, P., Soubra, A., Rey, V., Ait-ahmed, M., A Full Three-Dimensional Model for the Estimation of the Natural Frequencies of an Offshore Wind Turbine in Sand. *Wind Energy*, Wiley, 2020. 22 p. Disponível em: <<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-03082852/document>>.
2. Anonymous, MSC Nastran 2013.1 Quick Reference Guide, MSC Software, 2013.
3. Bak, C. et al. Description of the DTU 10 MW Reference Wind Turbine. DTU Wind Energy Report-I-0092, 2013. 138 p.
4. Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E., *Wind Energy Handbook*. 1. ed. Londres: John Wiley & Sons, 2001. 609p.
5. Popko, W. et al. IWES Wind Turbine IWT-7.5-164 Rev 4. Fraunhofer Institute for Wind Energy Systems IWES, Bremerhaven, 2018. Disponível em: <https://publica.fraunhofer.de/eprints/urn_nbn_de_0011-n-5185624.pdf>. Acesso em: 20 de out. de 2021.
6. Santos, J.P.T.P., Begnini, G.R., Comparison of the natural frequencies of a reference wind turbine blade using the finite element method with Euler-Bernoulli and Timoshenko beam formulations, XLI Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE), 2020.
7. Santos, J.P.T.P., Pereira, L.M., Alves, M.T.S., Begnini, G.R., Comparison between finite element method and Myklestad's method to identify the blade flexural natural frequencies of the DTU 10 MW reference wind turbine, XXIII ENMC – Encontro Nacional de Modelagem Computacional, 2020.