



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO ACADÊMICO DO AGRESTE
NÚCLEO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL

JHONATTA DEIVID DE LIMA SILVA

**MODELAGEM DE TORRES TUBULARES DE AÇO PARA AEROGERADORES DE
EIXO HORIZONTAL VIA TEORIA DOS SISTEMAS GENERALIZADOS DE UM
GRAU DE LIBERDADE PARA CONTROLE DE VIBRAÇÃO**

Caruaru

2024

JHONATTA DEIVID DE LIMA SILVA

**MODELAGEM DE TORRES TUBULARES DE AÇO PARA AEROGERADORES DE
EIXO HORIZONTAL VIA TEORIA DOS SISTEMAS GENERALIZADOS DE UM
GRAU DE LIBERDADE PARA CONTROLE DE VIBRAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Coordenação do Curso de Engenharia Civil do
Campus Agreste da Universidade Federal de
Pernambuco – UFPE, na modalidade de artigo
científico, como requisito parcial para obtenção
do grau de Bacharel em Engenharia Civil.

Área de concentração: Estruturas

Orientador(a): Prof(a). Dr(a). Douglas Mateus de Lima

Caruaru

2024

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por tudo que Ele é em minha vida e por ter me concedido forças e motivação para realização de um sonho.

Agradeço aos meus pais Jailson José da Silva e Sivoneide de Lima Silva por terem me fornecido a base moral e educacional, também pelo companheirismo e apoio constante em todas as etapas de minha vida, agradeço ao meu irmão Luís Henrique, pela sua amizade e momentos de alegria.

À minha amada esposa, Gabriela Soares por sempre acreditar em mim, me trazer motivação, ser um pilar em minha vida, ser companheira e pelas contribuições para execução de meus trabalhos e atividades curriculares.

Agradeço a todos os companheiros de curso que compartilharam comigo essa longa jornada, pelas experiências, momentos de descontração e partilhar de conhecimento. Em especial a Emanuel Rodrigues, André Inácio, Pedro Henrique, Iago Leopoldo, Erica Rafaela, João Barros e a todos aqueles que fizeram parte de minha vida acadêmica e contribuíram de alguma maneira para minha formação.

Agradeço a todo o corpo docente da Universidade Federal de Pernambuco, por serem excelentes professores e contribuírem não só na formação de profissionais, mas na construção de mentes críticas que levarão o conhecimento adquirido para além da Universidade e colaborarão de alguma forma para a construção de um mundo melhor. Em especial, agradeço ao meu orientador Douglas Mateus pela paciência, amizade e contribuições acadêmicas, a Almir Cirilo, Anderson Viana, Dannúbia Pires, Débora Cristina, Edevaldo Miguel, Eduardo Novais, Elder Vasconcelos, Elizabeth Pastich, Érika Marinho, Flávio Eduardo, Gilson Lima, Giuliana Bono, Gustavo Bono, Humberto Correia, Jocilene Otilia, José Moura, Juliana V. Schmalz, Kenia Kelly, Maria Victória, Marília Marinho, Mateus Calebe, Michele Lima, Raquel Ferreira, Renato Mahon, Roberto Evaristo, Rubens Correia, Salomão Martinez, Saul Guedes, Saulo Bezerra, Shirley Minnell, Simone Machado, Washington de Lima, todos que foram meus mentores e fizeram parte de minha graduação sendo exemplos de inspiração e símbolos de admiração.

Agradeço a todos os meus professores do ensino fundamental e médio, pois todos foram base para que eu fosse quem eu sou hoje. Estendo meus agradecimentos a todos que me auxiliaram em parte de minha jornada, em especial a meus amigos: Pedro Heinrick, Haddhamh Jhonnh, Flávio Veras, Deyvid Gomes, Renan Alex, Heber Vinícios, Lucas Henrique, Rafael

Pereira, Abel Neto, Wallinson Lima e Gabriel Vasconcelos pelas boas risadas, e momentos de descontração.

No mais, agradeço a todos que estiveram presentes ao longo desse período de graduação, pois, todos contribuíram de alguma forma na motivação, inspiração, perseverança e foram pontos de apoio.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABEÉolica	Associação Brasileira de Energia Eólica
AMS	Amortecedor de Massa Sintonizada
AMSM	Amortecedores de Massa Sintonizados Múltiplos
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CAA	Centro Acadêmico do Agreste
GWEC	<i>Global Wind Energy Council</i>
IPB	Instituto Politécnico de Bragança
NBR	Norma Brasileira
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
ONU	Organização das Nações Unidas
PE	Pernambuco
PI-AMS	Plataforma Interna – Amortecedor de massa Sintonizada
RMS	<i>Root Mean Square</i> (Valor quadrático Médio)
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
TMD	<i>Tuned Mass Damper</i> (Amortecedor de Massa Sintonizada)
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco

Modelagem de torres tubulares de aço para aerogeradores de eixo horizontal via teoria dos sistemas generalizados de um grau de liberdade para controle de vibração

Modeling of tubular steel towers for horizontal axis wind turbines via generalized systems theory of one degree of freedom for vibration control

Jhonatta Deivid de Lima Silva¹

RESUMO

A utilização da energia eólica como uma alternativa sustentável tem se mostrado em crescimento, sobretudo no Brasil. Porém o incremento da altura da estrutura da torre traz a necessidade de projetos de controle estrutural mais complexos, principalmente visando o controle de vibrações nesses tipos de estruturas. O presente trabalho de conclusão de curso concentrou-se na avaliação da estrutura simplificada de uma torre sujeita a uma oscilação harmônica, aproximada por uma função de forma parabólica variante no tempo envolvendo a integração de um Absorvedor de Massa Sintonizada (AMS), *Tuned Mass Damper (TMD)*, para analisar a redução dos deslocamentos da estrutura em um regime harmônico permanente. A metodologia empregada compreende inicialmente uma revisão bibliográfica, que abordou a fundamentação teórica da teoria de sistemas generalizados e a teoria de Den Hartog, bem como uma revisão de trabalhos prévios que já realizaram o dimensionamento de um AMS e empregaram na redução de amplitudes em uma estrutura. A modelagem da estrutura simplificada da torre foi feita através do cálculo das massas e rigidezes para a investigação das características modais e harmônicas e o dimensionamento do dispositivo de controle de vibração a ser instalado no interior da torre. A torre modelada apresentou uma massa modal de $1,371 \cdot 10^5$ kg e rigidez modal de $5,50 \cdot 10^5$ N m⁻¹. O absorvedor foi idealizado como uma caixa metálica preenchida com chumbo e o mesmo, apresentou massa de $2,651 \cdot 10^4$ kg, que corresponde a 18,679% da massa modal da estrutura principal, rigidez de $6,689 \cdot 10^4$ N m⁻¹ e amortecimento de $2,011 \cdot 10^4$ kg s⁻¹, dimensionado com uma altura de 2,264 m e área da base de 1 m²; obtendo-se uma redução eficaz de 82,482% da amplitude da estrutura principal quando submetida a uma força harmônica.

Palavras-chave: Absorvedor; Sistemas Generalizados; Torres Eólicas; AMS.

¹ Graduando em Engenharia Civil pela Universidade Federal de Pernambuco. E-mail: jhonatta.deivid@ufpe.br

ABSTRACT

The use of wind energy as a sustainable alternative has been growing, especially in Brazil. However, the increase in the height of the tower structure brings the need for more complex structural control projects, mainly aiming at controlling vibrations in these types of structures. This thesis focused on evaluating the simplified structure of a tower subjected to harmonic oscillation, approximated by a time-varying parabolic shape function involving the integration of a Tuned Mass Damper (TMD) to analyze the reduction of displacements of the structure in a steady harmonic regime. The methodology employed initially comprises a literature review, which addressed the theoretical foundation of generalized systems theory and Den Hartog's theory, as well as a review of previous works that have already carried out the sizing of a TMD and employed it in reducing amplitudes in a structure. The modeling of the simplified tower structure was done by calculating the masses and stiffnesses to investigate the modal and harmonic characteristics and the sizing of the vibration control device to be installed inside the tower. The modeled tower had a modal mass of $1,371 \cdot 10^5$ kg and modal stiffness of $5,50 \cdot 10^5$ N m⁻¹. The absorber was conceptualized as a lead-filled metal box, with a mass of $2,651 \cdot 10^4$ kg, corresponding to 18.679% of the modal mass of the main structure, stiffness of $6,689 \cdot 10^4$ N m⁻¹, and damping of $2,011 \cdot 10^4$ kg s⁻¹, dimensioned with a height of 2.264 m and base area of 1 m²; resulting in an effective reduction of 82.482% of the amplitude of the main structure when subjected to a harmonic force.

Keywords: Absorber; Generalized Systems; Wind Turbines; TMD.

DATA DE APROVAÇÃO: 22 de março de 2024.

1 INTRODUÇÃO

O progresso científico e tecnológico traz consigo a inovação, mas também suscita indagações quanto ao impacto ambiental decorrente do excessivo consumo de recursos naturais e da emissão de poluentes. Nesse cenário, fontes de energia renovável, como solar, eólica, hidrelétrica e geotérmica, representam alternativas que reduzem a dependência de fontes energéticas de alto carbono e contribuem para a preservação do meio ambiente (Fernandez, 2012). Como meio de mitigar problemas relacionados ao impacto ambiental, a Organização das Nações Unidas (ONU) estabeleceu em 2015 um plano de ação global com

uma série de medidas a serem tomadas até 2030, visando o desenvolvimento de um mundo mais sustentável. A Agenda 2030, que propõe essas medidas, visa garantir a paz e a prosperidade para todos, erradicar a pobreza e proteger o meio ambiente, caracterizando a preocupação global em diversificar a matriz energética e expandir a capacidade mundial de geração de energia limpa (ONU, 2015).

A conversão da energia eólica em energia mecânica aponta aos primeiros séculos, quando a energia das correntes de ar era usada para o funcionamento dos moinhos de vento, bem como aproveitada para o bombeamento de água, propulsão de barcos à vela e moagem de grãos. Porém, a conversão da energia eólica em energia elétrica remonta ao fim do século XIX quando as grandes cidades já eram abastecidas com a energia elétrica, e a zona rural não possuía cobertura total, sendo assim, inicia-se, por parte dos mais inventivos da época, o acionamento de dínamos elétricos na tentativa de geração de corrente a partir da movimentação dos ventos (HAU, 2006). No entanto, o pioneirismo no desenvolvimento sistemático destinado a utilizar a energia eólica para geração de energia elétrica ocorreu na Dinamarca com o notável nome de Poul La Cour (Hansen, 1981).

La Cour projetou uma turbina eólica experimental que seguia o modelo tradicional dos moinhos de vento. Além disso, ele enfrentou o desafio do armazenamento da energia gerada, usando a eletrólise da corrente contínua para armazenar o hidrogênio produzido (Nissen et al., 2009). Esse pioneirismo marcou o início do desenvolvimento da energia eólica como fonte viável de geração de eletricidade. Logo, o desenvolvimento técnico, o comércio e a instalação de aerogeradores no mundo avançaram rapidamente, fazendo com que a geração de energia a partir de termoeletricas, usina nucleares e hidrelétricas tenha sido complementada e/ou substituída pela produção de tais equipamentos (Hau, 2006).

De acordo com informações da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), a geração de energia eólica no país registrou um aumento de aproximadamente 20% em 2020 em relação ao ano anterior. Segundo dados do *Global Wind Report 2024*, em 2023 pelo terceiro ano consecutivo, o Brasil atingiu uma capacidade instalada de energia eólica de 30 Gigawatts (GW), com uma matriz elétrica de cerca de 84% da geração de energia proveniente de fontes. Além do crescimento contínuo da energia eólica *onshore*, o País vislumbra grandes expectativas para o desenvolvimento da energia eólica *offshore* (GWEC, 2024). De acordo com a Associação Brasileira de Energia Eólica (ABEEólica), até 2028, o país pode alcançar a marca de 44,78 GW de capacidade instalada.

Assim, com o avanço e a inovação das pesquisas de aerogeradores e o aumento da potência de geração, a altura das torres de sustentação destes vem sendo cada vez mais incrementada em

busca de ventos tecnicamente mais aproveitáveis e economicamente mais viáveis (Engström et al., 2010), sendo o crescimento da torre diretamente proporcional ao custo e à eficiência destas estruturas (Hau e Yoshida, 2006).

Ademais, com o aumento da altura das torres para aerogeradores, os efeitos de vibração a que os componentes dos aerogeradores ficam submetidos são amplamente aumentados, de forma que, nas últimas décadas, se têm buscado soluções para mitigar vibrações oriundas do funcionamento dos componentes mecânicos e dos efeitos eólicos e sísmicos atuantes nestas estruturas, de modo a alcançar o equilíbrio entre a segurança e eficiência econômica (Malliotakis; Alevras; Baniotopoulos, 2021). Isso é alcançado por meio da instalação de dispositivos de controle externos ou internos que alteram as características dinâmicas da estrutura (rigidez, amortecimento, massa e etc.), assegurando que esta atenda aos critérios de desempenho e estabilidade.

Um exemplo de controle estrutural utilizado é o Amortecedor de Massa Sintonizada (AMS), que é um dispositivo que não depende de fontes externas de energia, fazendo com que desempenhem um papel crucial, especialmente na engenharia sísmica. O AMS é constituído por uma massa conectada à estrutura por meio de molas e amortecedores, e é projetado para vibrar fora de fase com a estrutura principal, transferindo pra si eficientemente a energia cinética das vibrações.

Amortecedores de massa sintonizada são altamente eficazes no controle de vibrações induzidas por ações harmônicas, tornando-os indicados para estruturas flexíveis suscetíveis à ressonância como em edifícios altos, pontes pênséis, lajes e torres esbeltas. Como esse sistema passivo possui uma estrutura simples e não depende de fontes de energia externas, se mostra confiável, econômico e de fácil manutenção (Moutinho, 2007).

A utilização de absorvedores de vibração em estruturas esbeltas representa uma abordagem crucial para melhorar a durabilidade, segurança e conforto das edificações de um modo geral. Essa prática tem ganhado uma forte visibilidade no mercado devido à necessidade de sistemas cada vez mais eficientes e com parâmetros ótimos, refletindo a necessidade de evolução contínua no campo da engenharia estrutural, onde a inovação é impulsionada pela demanda por construções com projetos cada vez mais complexos.

Visa-se neste trabalho, realizar a modelagem simplificada da estrutura de uma torre tubular de 120 m de altura destinada a suportar um aerogerador de eixo horizontal, calculando a massa e rigidez modal desta estrutura via sistemas generalizados, implementar a ação eólica, dimensionar e alocar o absorvedor responsável por mitigar as vibrações na torre.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Desenvolver a modelagem simplificada de uma torre tubular para aerogeradores de eixo horizontal, utilizando os sistemas generalizados com um grau de liberdade e analisar o controle de vibração desta na utilização de um amortecedor de massa sintonizada.

1.1.2 Objetivos específicos

- Estimar a ação eólica flutuante como harmônica a partir de dados normativos (NBR 6123, 2023).
- Realizar a análise modal e harmônica (em regime permanente) para estrutura da torre.
- Projetar e detalhar o dispositivo de controle a ser instalada no interior da torre;
- Contribuir com a formação de profissionais (engenheiros) e pesquisadores (alunos de graduação e de pós-graduação) na área de projeto e execução construtiva de torres para aerogeradores.

1.2 Revisão da literatura

A pesquisa sobre controle de vibrações em aerogeradores foi o objeto de revisão bibliográfica principal, já que diversos pesquisadores contribuíram significativamente para o entendimento e aprimoramento desse campo. Um aspecto crítico, destacado por Rotea, Lackner e Saheba (2010), envolve a eficiência de arranjos de amortecedores viscosos integrados em turbinas eólicas para mitigar as vibrações causadas por carregamentos externos. Embora resultados preliminares sejam promissores, estudos adicionais são necessários para otimizar ainda mais o sistema de controle proposto.

Outra abordagem explorada por Lackner e Rotea (2011a) e Lackner e Rotea (2011b) é a necessidade de considerar a dinâmica do atuador e a interação estrutura-controle durante o projeto do controlador. Essa abordagem visa evitar altos consumos de energia, um desafio crucial no contexto de aerogeradores.

Stewart (2012) concentrou-se em desenvolver um conjunto de amortecedores de massa sintonizados passivos para plataformas de aerogeradores *offshore*. Nesse contexto, a consideração da dinâmica do atuador foi fundamental, com o uso de algoritmos genéticos para

otimização global. Os resultados demonstraram reduções substanciais nos danos causados por fadiga.

Li, Zhang e Chen (2012) realizaram uma investigação experimental, otimizando um sistema de amortecimento de massa sintonizado para aerogeradores e aplicando os parâmetros otimizados ao código FAST um conjunto de códigos e modelos desenvolvidos pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL) dos Estados Unidos para ajudar na concepção e na avaliação de turbinas eólicas. Isso resultou em reduções de até 20% nos danos causados por fadiga.

Shzu et al. (2015) se concentraram na análise dinâmica de torres de aerogeradores com e sem controle de AMS pendular, incluindo a consideração da característica aleatória do carregamento de vento apresentando uma redução de cerca de 75% da amplitude com a aleatoriedade da ação atuante.

Colherinhas et al. (2015) introduziram o uso de algoritmos genéticos para otimizar o desempenho de um sistema de amortecimento de massa sintonizado em pêndulo, com o uso de *software* ANSYS e MATLAB para modelagem e otimização, em que foram obtidas funções de resposta da estrutura no domínio das frequências, obtendo reduções favoráveis na amplitude do sistema com um AMS dimensionado de rigidez e amortecimento de $1,25 \cdot 10^6$ N/m e $9,024 \cdot 10^3$ N s/m respectivamente para uma torre de 60m.

Tong, Zhao e Zhao (2015) investigaram a aplicação de um sistema de amortecimento de massa sintonizado para suprimir vibrações de torres de aerogeradores, empregando um modelo dimensional-finito para simulações rápidas e precisas da dinâmica da torre, testando o desempenho do sistema otimizado em simulações no FAST, obtendo uma redução de 73,2% de amplitudes com AMS em duas direções.

Fitzgerald e Basu (2016) examinaram os efeitos da interação solo-estrutura em estratégias de controle estrutural passivo e ativo, destacando a eficiência do sistema de controle tipo amortecedor de massa sintonizado ativo com uma redução de picos de cerca de 83%, mesmo considerando essa interação.

Guimarães (2016) implementou o controle semiativo com duas estratégias de funcionamento do sistema de amortecimento de massa sintonizado tipo pêndulo invertido, comparando-o com o sistema passivo e demonstrando sua superioridade em uma ampla faixa de frequências, com uma redução de amplitudes de cerca de 98,89% para um sistema submetido a um carregamento harmônico.

Zuo, Bi e Hao (2017) propuseram a utilização de Amortecedores de Massa Sintonizados Múltiplos (AMSM) para o controle de vibrações em aerogeradores, destacando sua eficácia na

redução das vibrações resultantes da combinação dos modos de vibração da torre do aerogerador, com absorvedor reduzindo em torno de 40% dos deslocamentos na estrutura, com múltiplos absorvedores e em situações variadas.

Lima, López-Yané e Pereira (2019) apresenta a modelagem em elementos finitos de uma torre tubular para aerogeradores de eixo horizontal e faz uma análise qualitativa e quantitativa do controle de vibração para os dois primeiros modos de vibração nessa torre utilizando amortecedores de passivo, ativo e híbrido, destacando os modos de vibração o qual a torre está submetida e discutindo sobre a alocação e dimensionamento das características principais do absorvedor, obtendo uma redução de 93,87% para o sistema passivo e de 95,26% para o sistema ativo no valor eficaz do deslocamento do topo da torre em relação ao caso sem controle.

Colherinhas et al. (2020) desenvolveram um método otimizado para um AMS pendular, visando reduzir vibrações em HAWTs. Utilizando MATLAB® e ANSYS®, analisaram a resposta de deslocamento da torre do HAWT. Com uma caixa de ferramentas de AG, otimizaram os parâmetros do AMS pendular e avaliaram seu desempenho. Os resultados mostraram reduções de cerca de 20% nos picos de resposta, coerentes com outros dispositivos de controle.

Guimarães et al. (2021) realizaram o projeto de um AMS para uma torre no Campus do Instituto Politécnico de Bragança (IPB), utilizando o software ANSYS para modelagem da estrutura em elementos finitos e o MATLAB para a análise de redução da amplitude da vibração da estrutura com a integração do absorvedor apresentando uma atenuação eficaz de cerca de 99% da amplitude com a implementação de um TMD com massa de 10% da massa total da estrutura.

Tophøj e Grathwol (2021) trataram sobre a análise da inserção dos amortecedores quando submetidos a uma limitação de espaço apresentando um valor de amortecimento máximo quando o absorvedor não possui espaço suficiente para executar a dissipação da energia de vibração da estrutura, pontuando a avaliação do decaimento da amplitude de vibração para estruturas com essa limitação de espaço, demonstrando a eficácia dos amortecedores passivos para estruturas sujeitas a carregamentos harmônicos e amortecedores ativos e híbridos indicados para outros tipos de carregamento.

Wang et al. (2022) propuseram um método de otimização para AMS e múltiplos AMS em uma TEOF do tipo barça para atenuar vibrações. A análise comparativa entre um AMS otimizado na nacela e a instalação simultânea de um AMS otimizado na plataforma e MAMS mostrou que esta última é mais eficaz na mitigação das vibrações.

Zhenbo Lei et al. (2023) propuseram o uso de um amortecedor de massa sintonizada reconfigurado por meio de uma plataforma interna (PI-AMS) para controlar a vibração excessiva de uma torre eólica de aço, os resultados indicaram que a PI-AMS é capaz de reduzir a resposta dinâmica da torre de turbina eólica de aço em mais de 45% em comparação com casos não controlados.

Feng et al. (2023) investigaram um novo sistema de amarração de cabo duplo e o desempenho de um AMS em uma turbina eólica *offshore* flutuante, considerando limitações de espaço. Propuseram um método de projeto otimizado para um controle de vibração mais prático, com restrições no curso do AMS. Apesar do desempenho ligeiramente enfraquecido do AMS devido à limitação de deslocamento, isso resultou em maior conformidade com as necessidades práticas da engenharia.

Esses estudos ressaltam a relevância crucial do controle de vibrações em aerogeradores e oferecem uma variedade de abordagens para a otimização dos sistemas de amortecimento. Eles enfatizam a necessidade de considerar a interação estrutura-controle, dinâmica do atuador e características do solo para o projeto eficiente desses sistemas.

Cabe destacar que essa busca de conhecimento não foi um evento isolado, mas sim um processo contínuo. Mantendo uma revisão bibliográfica constante, foi possível acompanhar o estado da arte no campo do controle de vibrações em torres de aerogeradores. Esse monitoramento contínuo possibilita identificar as lacunas existentes no trabalho e, por conseguinte, orientar a direção de contribuições específicas que almejou-se desenvolver ao longo da pesquisa.

2 METODOLOGIA

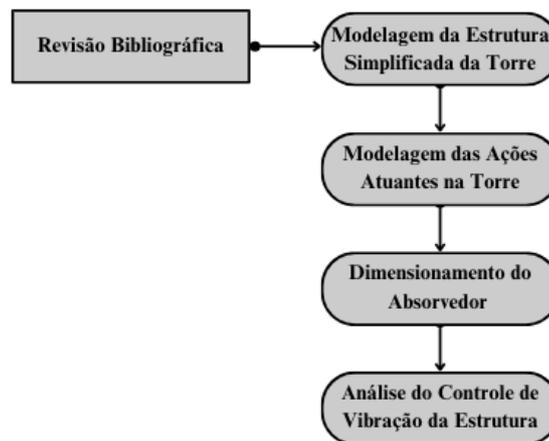
A metodologia empregada neste estudo compreende uma revisão bibliográfica abrangente, a modelagem simplificada da estrutura da torre, a investigação das características modais e harmônicas, a análise das ações as quais a torre é submetida, e a elaboração de um projeto detalhado do dispositivo de controle de vibração conforme indica o fluxograma da Figura 1.

O presente trabalho de conclusão de curso concentrou-se na avaliação de uma torre sujeita a uma oscilação harmônica, aproximada por uma função cossenoidal variante no tempo. Uma parte essencial deste estudo envolveu a integração de um amortecedor de massa sintonizada (AMS), *Tuned Mass Damper (TMD)*, para analisar a redução dos deslocamentos da estrutura em regime permanente.

Ao integrar um AMS à estrutura, o sistema resultante apresentará dois graus de liberdade:

um relacionado à estrutura principal e outro ao absorvedor de vibrações. A sintonização adequada do AMS à frequência natural da estrutura permite uma rápida redução dos deslocamentos, mesmo quando a estrutura está sujeita ao efeito de ressonância. É fundamental garantir a calibração precisa dos AMS, pois qualquer desvio pode resultar em perda de eficiência ou amplificação da resposta da estrutura controlada (LIMA, 2018).

Figura 1 – Fluxograma da metodologia seguida no projeto



Fonte: Autor (2023)

Inicialmente, foi realizada a discretização da torre, num processo que permitiu calcular sua massa modal e sua respectiva rigidez, tais elementos foram calculados utilizando a teoria de sistemas generalizados.

A teoria empregada define a equação de movimento de um sistema generalizado com massa secundária localizada, massa principal e rigidez distribuídas. Este sistema utiliza uma função de forma para tornar a forma complexa de um elemento em uma deformação representada com um grau de liberdade, a função é formulada a partir de condições de contorno que conformam a modelagem da situação analisada.

Afim de calcular as ações na torre, adotou-se um modelo que considera a torre como uma estrutura engastada na base e livre no topo. Durante essa análise, também se incorporou a representação de uma força concentrada no topo da torre, simulando o vento incidente nessa estrutura. Essa força foi aplicada no ponto de maior deslocamento, correspondente ao modelo adotado.

Posteriormente, seguiu-se para o desenvolvimento teórico do AMS, fundamentado na teoria

de Den Hartog para sistemas com dois graus de liberdade. O absorvedor foi então alocado no topo da estrutura da torre e sintonizado para controlar o primeiro modo de vibração da torre, onde há a predominância de efeitos de flexão.

Por fim, avançou-se para o detalhamento do absorvedor, considerando suas características construtivas e funcionalidades. Além disso, discute-se sobre o modelo simplificado que foi desenvolvido ao longo da pesquisa avaliando sua viabilidade em termos de execução e construção e analisando comparativamente outros trabalhos que realizaram a análise do controle de vibração utilizando AMS.

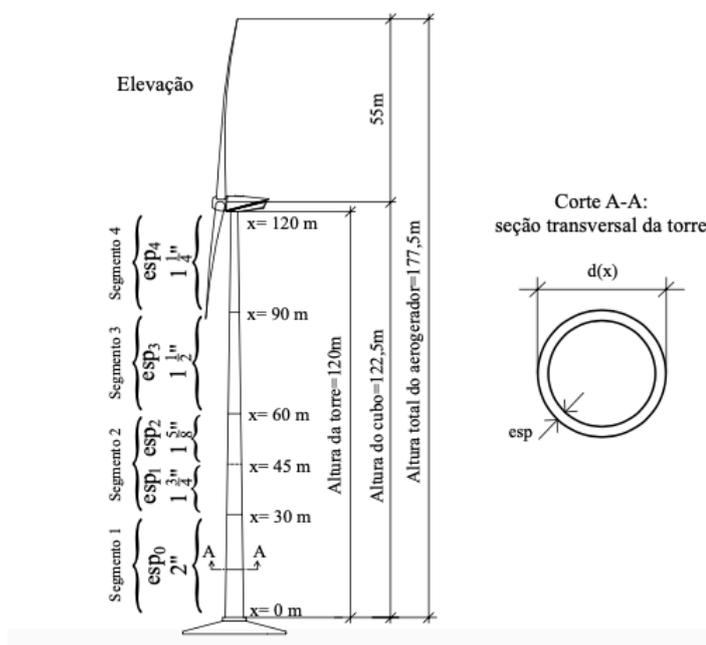
2.1 Realização da análise modal e harmônica da estrutura da torre

A torre utilizada no projeto se trata de um perfil tubular de aço S355J2, cujo módulo de elasticidade longitudinal e massa específica são, respectivamente, 205 GPa e 7850 kg m^{-3} , segundo as especificações da EN 10025-2 (2019).

A torre tem 120 metros de altura e o esquema de subdivisão desta foi adotado o utilizado na tese de doutorado de Lima (2018) com cinco segmentos tronco-cônicos, com espessuras variando de 2 polegadas em sua base e $1 \frac{1}{4}$ polegadas no topo e diâmetro variando de 6,5 m na base para 3,5 m no topo, conforme a Figura 2.

A espessura da torre varia discretamente com valores constantes a cada segmento de altura, conforme apresentado na Figura 2.

Figura 2 – Esquema da estrutura segmentada da torre e sua seção transversal tubular



Fonte: Lima (2018)

Além disso, há uma massa de 200 toneladas concentrada no seu topo representando a massa da nacelle e do rotor do aerogerador e um coeficiente γ_{equip} de 5% referente ao peso dos equipamentos ao longo da torre como cabos, escadas, elevadores etc.

O diâmetro da torre varia linearmente ao longo da altura torre, conforme a Equação 1:

$$d(x) = \frac{L - x}{L}(d_{base} - d_{topo}) + d_{topo} \quad (1)$$

em que: L é o comprimento da torre; d_{base} é o diâmetro da base da torre; d_{topo} é o diâmetro do topo da torre.

O cálculo da inércia foi essencial para a obtenção da rigidez da torre, que também é dependente do módulo de elasticidade longitudinal. Para calcular a contribuição global da inércia da torre, foram calculadas as inércias de cada subdivisão do perfil da torre e foi realizado o somatório desses valores. A Equação 2 define o momento de inércia variável com a altura (x):

$$I(x) = \frac{\pi}{64} [(d(x) + e_i)^4 - (d(x) - e_i)^4] \quad (2)$$

na qual: $e(x)$ é dada pela Equação 1 calculada para cada trecho de altura; $d(x)$ é dada pela Equação 1.

Para calcular a massa e rigidez modal da torre foi necessário estabelecer uma função de forma, de modo a representar o comportamento global da estrutura por apenas um grau de liberdade. As propriedades modais são por sua vez cruciais para estabelecer e analisar o comportamento vibratório em uma resposta a diferentes condições de carga, como o vento

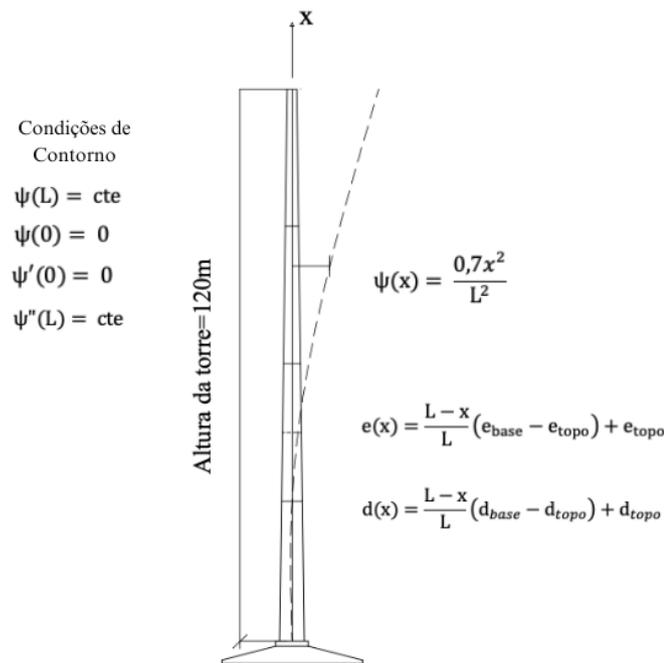
Para determinar a função de forma a ser utilizada, a deformação da estrutura foi levada em consideração e foram testadas três modelos de funções: senoidal que descreve uma oscilação periódica ao longo do tempo e espaço; polinomial que se ajusta a padrões observáveis, oferecendo uma flexibilidade na representação de diferentes formas; e parabólica que é um tipo específico da função polinomial e descreve curvas em formato em U com pontos mínimos ou máximos, normalmente esta é utilizada para modelar fenômenos físicos através de parâmetros geométricos, inclusive comportamentos de estruturas submetidas a estados de deformação.

Havendo a necessidade que a função obedecesse às condições de contorno que serão apresentadas na Figura 3, a função que mais se adequou ao modelo foi a parabólica com o

coeficiente de 0,7 como parâmetro quadrático ajustando a curva de forma de modo a obter-se resultados eficientes no controle de vibração, representando de forma adequada a deformação na estrutura em sua extremidade livre.

$$\psi(x) = \frac{0,7x^2}{L^2} \quad (3)$$

Figura 3 – Gráfico da função de forma e condições de contorno da estrutura da torre



Fonte: Autor (2023)

As condições de contorno expressas na Figura 3 são determinadas como sendo: a função no topo da torre assume o valor de uma constante; a função de forma na base da torre assume valor nulo (engaste); a derivada primeira da função que representa a inclinação na base assume valor nulo (engaste); a derivada segunda que representa o momento fletor no topo da torre assume valor de uma constante (extremidade livre).

A massa modal da estrutura principal foi calculada utilizando a Equação 4, integrando a parcela de massa de cada subdivisão da Figura 3, utilizando a massa específica do aço e a área variável da seção de cada trecho, dada a partir do diâmetro e da espessura já definidos, a função de forma supramencionada e somando o produto entre a massa da nacele e a função de forma na posição da massa concentrada, nesse caso, no topo da torre.

$$m_p = \sum_{i=0}^{n-1} \left[\int_{i.h}^{(i+1).h} d(x) e_i [\Psi(x)]^2 dx \right] + M_{nac} [\Psi(L)]^2 \quad (4)$$

em que: $\Psi(x)$ é a função de forma; ρ é massa específica do aço; e M_{nac} é a massa da nacela; n é o número de subdivisões da torre e h é o comprimento do trecho da torre analisado.

A rigidez foi calculada integrando a rigidez de cada segmento da Figura 3, utilizando o módulo de elasticidade do aço e o momento de inércia variável em cada trecho, utilizando a Equação 5:

$$k_p = \sum_{i=0}^{n-1} \left\{ \int_{i.h}^{(i+1).h} E \frac{\pi}{64} [(d(x) + e_i)^4 - (d(x) - e_i)^4] \right\} \left(\frac{d^2 \Psi(x)}{dx^2} \right)^2 dx \quad (5)$$

a qual: E é o módulo de elasticidade longitudinal do aço; n é o número de seções da torre e h é o comprimento da seção analisada.

2.2 Modelagem das ações para o projeto da torre

Nesta etapa, a ação de vento baseou-se em formulações estabelecidas pela NBR 6123 (2023). A ação calculada atuante na torre foi a do vento, utilizando a modelagem segundo a tese de doutorado de Lima (2018).

Foi considerada, portanto, uma força horizontal concentrada no topo da torre cuja magnitude foi calculada com base nos parâmetros definidos na norma NBR 6123 (2023). Esses parâmetros incluem a parcela flutuante do vento, a qual é estabelecida como a diferença entre a velocidade de vento estática (a velocidade média do vento medida em um período de 3 segundos) e a velocidade média do vento (a média ao longo de 10 minutos). Além disso, uma força horizontal originada do sistema nacela-rotor e aplicada no topo da estrutura foi incorporada, conforme a extrapolação dos resultados de forças e momentos transmitidos ao topo da torre em condições eólicas normais e extremas, definidas por Asibor et al. (2015), que utilizaram o *software GL Bladed*, e por Lavassas et al. (2003), que utilizaram dados fornecidos pelo fabricante.

Essa parcela variável do vento e a força aplicada no topo foram consideradas como parte de um carregamento harmônico em ressonância com o modo fundamental de vibração da estrutura. Portanto, foi assumido que a estrutura oscila em torno da sua posição de equilíbrio, que é determinada pelo carregamento derivado da velocidade média do vento definida no item 9 da NBR 6123 (2023).

Conseqüentemente, utiliza-se a função da pressão dinâmica q_w da parcela flutuante do vento em relação a cota base do nível do terreno do projeto (x), expressa em $N\ m^{-2}$, exposta na Equação 6:

$$q_w(x) = \frac{\rho_{ar}}{2} \left[(V_{3s}(x))^2 - (V_{10min}(x))^2 \right] \quad (6)$$

na qual: ρ_{ar} é a massa específica do ar em condições ambientais normais, adotada segundo a IEC 61400-1 (2019), tomada igual a $1,225\ kg\ m^{-3}$; $V_{3s}(x)$ é a função em relação ao nível geral do terreno da velocidade de vento medida em um intervalo de tempo de 3 segundos; $V_{10min}(x)$ é a função em relação ao nível geral do terreno da velocidade de vento medida em um intervalo de tempo de 10 minutos.

A força harmônica resultante variável com o tempo que atuará no topo da torre decorrente das equações supracitadas, será dada pela Equação 7 e a amplitude da força de excitação foi tomada como referência da tese de doutorado de Lima (2018):

$$F(t) = f_0 \cos(\omega_p t) \quad (7)$$

em que: a força varia em função do tempo t ; ω_p é a frequência angular relativa à estrutura principal; f_0 é a amplitude da força de excitação.

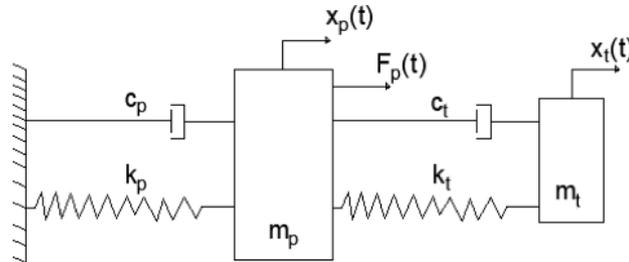
2.3 Projeto e detalhamento do dispositivo de controle a ser instalado no interior da torre

Foi implementado um código próprio no *software* Mathcad 15.0, utilizando-se a teoria dos sistemas generalizados com um grau de liberdade acoplada com a teoria de controle para o projeto de absorvedores de vibração do tipo AMS, fundamentando na teoria de Den Hartog. Em seguida, foram elaborados o projeto e o modelo das principais partes que compõem o mecanismo de controle, de forma a mostrar a viabilidade de projeto e execução do sistema de controle de vibrações proposto. Para o equacionamento e determinação das equações relacionadas ao dimensionamento do absorvedor, utilizou-se a sequência apresentada na seção 5.1.1 do desenvolvimento do controle passivo apresentado na tese de Lima (2018).

Para fundamentar-se o conceito de um AMS, supõe-se um sistema composto por duas massas m_p e m_t acopladas, compostas por molas de rigidezes k_p e k_t e amortecedores de amortecimentos c_p e c_t apresentados na Figura 4. Nesse sistema, as molas exercem uma força

restauradora que é diretamente proporcional ao deslocamento do corpo em relação à sua posição de equilíbrio e os amortecedores reduzem gradualmente a amplitude do movimento da estrutura.

Figura 4 – Sistema massa-mola-amortecedor com absorvedor de vibração passivo



Fonte: Autor (2023)

em que: o subscrito p, referem-se à estrutura principal e o subscrito t ao absorvedor; m representa a massa da estrutura, k é a constante de rigidez da mola, c é o coeficiente de amortecimento.

Supõe-se que esse sistema seja sujeito a uma força externa que varia com o tempo. Esse arranjo resulta em uma oscilação relacionada à massa principal e outra relacionada à massa secundária. Como supramencionado, essas estruturas possuem uma defasagem de oscilação entre si, defasagem esta que desempenha um papel crucial no processo de mitigação de vibração, contribuindo para a gradual redução dos deslocamentos da estrutura principal ao longo do tempo. A eficácia desse mecanismo de absorção de vibrações será avaliada pela rapidez com que os deslocamentos são mitigados.

Utilizando a teoria do AMS, apresentada por Ormondroyd e Den Hartog (1928), para um sistema de dois graus de liberdade, são expressas duas equações que regem os movimentos da estrutura principal e do absorvedor, como mostrado nas Equações 8 e 9:

$$F_p(t) = m_p \ddot{x}_p + c_t \dot{x}_p - c_t \dot{x}_t + x_p(k_p + k_t) - k_t x_t \quad (8)$$

$$F_t(t) = m_t \ddot{x}_t - c_t \dot{x}_p + c_t \dot{x}_t - k_t x_p + k_t x_t \quad (9)$$

em que: x é a posição do sistema no tempo t, \dot{x} é a velocidade do sistema no tempo t e \ddot{x} é a aceleração do sistema no tempo t.

A representação de números complexos foi utilizada para resolver o sistema de equações mencionado considerando apenas a parcela permanente, chegando às Equações 10 e 11:

$$F_p(t) = \vec{a}_p [\cos \omega t + i \sin \omega t] = \vec{a}_p e^{i\omega t} \quad (10)$$

$$F_t(t) = \vec{a}_t [\cos(\omega t) + i \sin(\omega t)] = \vec{a}_t e^{i\omega t} \quad (11)$$

nas quais: \vec{a} representa uma quantidade vetorial complexa que se refere a amplitude da resposta, ω é a frequência angular do carregamento proposto e i representa a unidade imaginária de um número complexo.

As amplitudes dos movimentos da massa principal e do absorvedor serão dadas pelas Equações 12 e 13 respectivamente, e são resultados da divisão pelo conjugado de seu denominador das soluções das equações diferenciais com a forma complexa usual:

$$a_p = \frac{(k_t - m_t \omega^2) f_0}{(k_p + k_t - m_p \omega^2)(k_t - m_t \omega^2) - k_t^2} \quad (12)$$

$$a_t = \frac{k_t f_0}{(k_p + k_t - m_p \omega^2)(k_t - m_t \omega^2) - k_t^2} \quad (13)$$

as quais: f_0 é a amplitude da força de excitação.

O cálculo das frequências angulares da estrutura principal e secundária são dadas pelas Equações 14 e 15:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} \quad (14)$$

$$\omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{m_t}} \quad (15)$$

Como expresso por Den Hartog (1940) e Rao (2008) adota-se a forma adimensional para observar os parâmetros ótimos de dimensionamento do absorvedor passivo, apresentado nas Equações 16 e 17:

$$a_p = a_{est} \sqrt{\frac{(\beta^2 - f^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}{(2\zeta\beta)^2(\beta^2 - 1 + \mu\beta^2)^2 + [\mu f^2\beta^2 - (\beta^2 - 1)(\beta^2 - f^2)]^2}} \quad (16)$$

$$a_t = a_{est} \sqrt{\frac{f^4 + (2\zeta\beta)^2}{(2\zeta\beta)^2(\beta^2 - 1 + \mu\beta^2)^2 + [\mu f^2\beta^2 - (\beta^2 - 1)(\beta^2 - f^2)]^2}} \quad (17)$$

em que: μ representa a razão entre a massa do absorvedor e a massa modal da estrutura principal; f , que é a razão entre as frequências angulares do absorvedor e da estrutura principal; β , a razão entre a frequência angular da excitação e a frequência angular da estrutura principal; a_{est} , a deflexão estática do sistema principal; ζ , a razão de amortecimento do absorvedor de vibração; e c_c , um valor especificado como amortecimento crítico.

É apresentado na Figura 5, a relação entre as deflexões versus as razões entre as frequências angulares, nota-se que os picos de amplitude de oscilação da massa principal ocorrem quando o amortecimento do absorvedor é nulo ou infinito. Para que ocorra um trabalho significativo pela força de amortecimento, é necessário que haja um deslocamento relativo entre a massa do absorvedor e a massa principal, o que implica uma defasagem entre as frequências. Essa defasagem não ocorre quando o amortecimento é infinitamente alto ou nulo, o que resulta nos picos infinitos de amplitude na massa principal (Den Hartog, 1940).

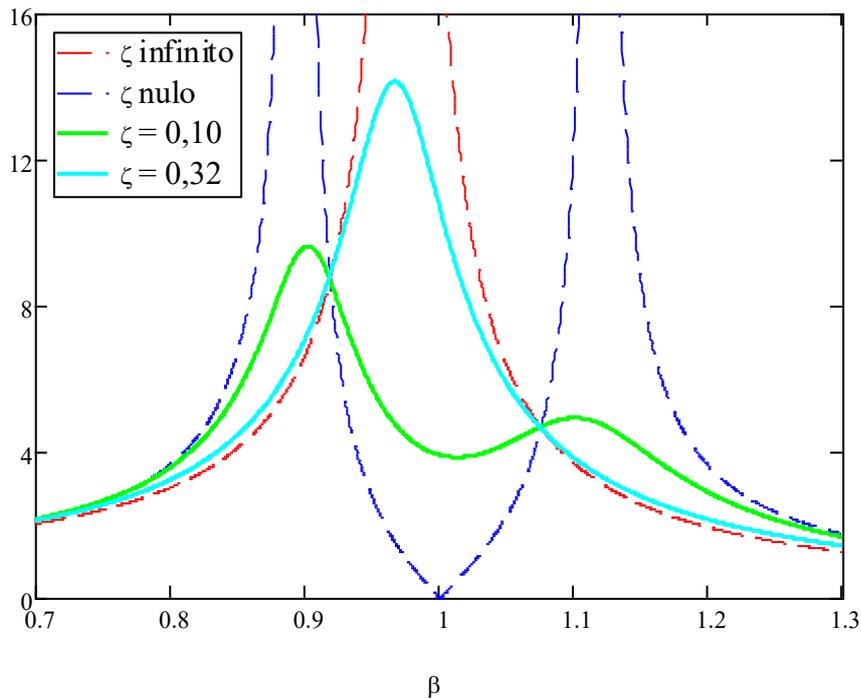
Buscou-se, portanto, o valor da razão de amortecimento ζ , que faz a força de amortecimento reduzir a amplitude da massa principal, chamado amortecimento ótimo, de modo que até sob o efeito de ressonância, a estrutura tenderá a possuir pequenos deslocamentos. No gráfico apresentado na Figura 5, observa-se que as curvas se interceptam em dois pontos fixos independentemente do nível do amortecimento, a curva mais favorável é aquela que tangencia horizontalmente esses dois pontos, bem como possui ambos em uma mesma amplitude, esse ajuste é realizado a partir da mudança da razão entre as frequências e a razão de amortecimento ζ alterando a razão de deflexões para fazê-los coincidirem verticalmente (Lima, 2018).

A frequência de oscilação do sistema amortecido foi calculada a partir da Equação 18.

$$f_{tmd} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (18)$$

em que: μ é a razão entre a massa do absorvedor e a massa modal da torre.

Figura 5 – Gráfico da razão das deflexões em função razão entre as oscilações natural e de excitação



Fonte: Lima (2018)

Substituindo a Equação 18 na Equação 16, derivando a equação resultante com relação a β e igualando-se a zero para obter os pontos de inflexão representados pelas tangentes horizontais nos pontos fixos. Pode-se calcular o amortecimento ótimo a partir da Equação 19:

$$\zeta_{\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{\mu \left(3 \pm \sqrt{\frac{\mu}{2 + \mu}} \right)}{8 (1 + \mu)^3}} \quad (19)$$

O valor do amortecimento é calculado para cada ponto fixo não simultaneamente, sendo assim calcula-se um valor médio dado pela Equação 20:

$$\zeta_{\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{3 \mu}{8 (1 + \mu)^3}} \quad (20)$$

O cálculo da rigidez do absorvedor é expresso na Equação 21 que resulta da substituição da Equação 14 e 15 na razão entre as massas μ :

$$k_t = f_{\text{tmd}}^2 k_p \mu \quad (21)$$

na qual: f_{tmd} é a frequência de oscilação em ciclos por segundo do sistema amortecido.

O amortecimento crítico é dado pela Equação 22:

$$c_c = 2 m_t \omega_p \quad (22)$$

em que: m_t é a massa do amortecedor e ω_p é a frequência angular da torre.

O coeficiente de amortecimento do absorvedor é dado pela Equação 23:

$$c_t = \zeta_{\text{ótimo}} c_c \quad (23)$$

em que: $\zeta_{\text{ótimo}}$ é a razão de amortecimento ótimo do absorvedor e c_c é o amortecimento crítico do absorvedor.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, serão apresentados os resultados obtidos, seguindo as etapas previamente descritas na metodologia.

3.1. Dados da torre

Os parâmetros modais da torre foram calculados utilizando a Equação 5 e Equação 6, baseados na generalização de massas e rigidezes distribuídas com uma massa concentrada no topo da torre, a estrutura da torre discretizada é representada por uma massa e uma rigidez associada à estrutura como um todo.

Os valores obtidos representam o 1º modo flexional de vibração e, para fins de dimensionamento, o amortecimento próprio da estrutura foi desconsiderado para utilização da teoria de Den Hartog, levando em consideração o amortecimento do absorvedor.

Os resultados obtidos para a massa modal, rigidez, frequência angular natural da torre estão expressos na Tabela 1:

Tabela 1 – Parâmetros obtidos da Torre

PARÂMETROS DA TORRE	VALORES	UNIDADES
Massa	1,371 10 ⁵	kg
Rigidez	5,500 10 ⁵	N/m
Frequência angular	2,003	Rad s ⁻¹
Frequência	0,319	Hz

Fonte: Autor (2023)

3.2. Ações na torre

A ação atuante da torre será a força resultante do vento calculada, baseada nos códigos normativos da NBR IEC 61400:2021 e na NBR 6123:202 e a força aplicada no topo decorre da extrapolação apresentada no trabalho de Asibor et al. (2015) e Lavassas et al. (2003). A força de vento que atua ao longo da altura da torre determinou uma força equivalente aplicada ao sistema principal, alocada no topo da torre gerando uma maior incidência de deslocamento na estrutura, com ordem de grandeza significativa e comportamento de atuação dinâmica harmônico.

A força equivalente variável com o tempo que atuará no topo da torre será dada pela Equação 24, não sendo considerado o efeito aleatório do vento, apenas sua parcela flutuante:

$$F(t) = 1,137 \cdot 10^5 \cos(\omega_p t) \quad (24)$$

3.3. Análise Paramétrica do Sistema Passivo

Para uma análise sobre o sistema proposto, com a variação dos parâmetros, foram calculados os resultados da razão entre as frequências angulares f , a rigidez e o amortecimento do absorvedor, a partir da alteração da razão entre as massas modais μ da torre e do absorvedor relacionando a M que se refere à razão entre as massas reais do absorvedor e a massa total da torre, de modo a se obter os parâmetros ótimos do amortecedor. Tais resultados são apresentados na Tabela 2, e plotados nos gráficos subsequentes.

Tabela 2 – Valores obtidos para as amplitudes máximas do conjunto Torre-Absorvedor

RAZÃO ENTRE AS MASSAS REAIS M (%)	RAZÃO ENTRE AS MASSAS MODAIS μ (%)	RAZÃO ENTRE AS FREQUÊNCIAS ANGULARES f_{TMD}	RIGIDEZ DO ABSORVEDOR k_r ($N m^{-1}$)	AMORTECIMENTO DO ABSORVEDOR c_r ($kg s^{-1}$)
1,0	6,226	0,941	$2,783 \cdot 10^4$	$4,570 \cdot 10^3$
2,0	12,453	0,889	$4,967 \cdot 10^4$	$1,187 \cdot 10^4$
3,0	18,679	0,843	$6,689 \cdot 10^4$	$2,011 \cdot 10^4$
4,0	24,906	0,801	$8,052 \cdot 10^4$	$2,867 \cdot 10^4$
5,0	31,132	0,763	$9,132 \cdot 10^4$	$3,725 \cdot 10^4$
7,5	46,698	0,682	$1,094 \cdot 10^5$	$5,784 \cdot 10^4$
10,0	62,264	0,616	$1,193 \cdot 10^5$	$7,654 \cdot 10^4$
12,5	77,830	0,562	$1,241 \cdot 10^5$	$9,324 \cdot 10^4$
15,0	93,396	0,517	$1,262 \cdot 10^5$	$1,081 \cdot 10^5$
17,5	108,962	0,479	$1,259 \cdot 10^5$	$1,213 \cdot 10^5$
20,0	124,528	0,445	$1,246 \cdot 10^5$	$1,330 \cdot 10^5$

Fonte: Autor (2023)

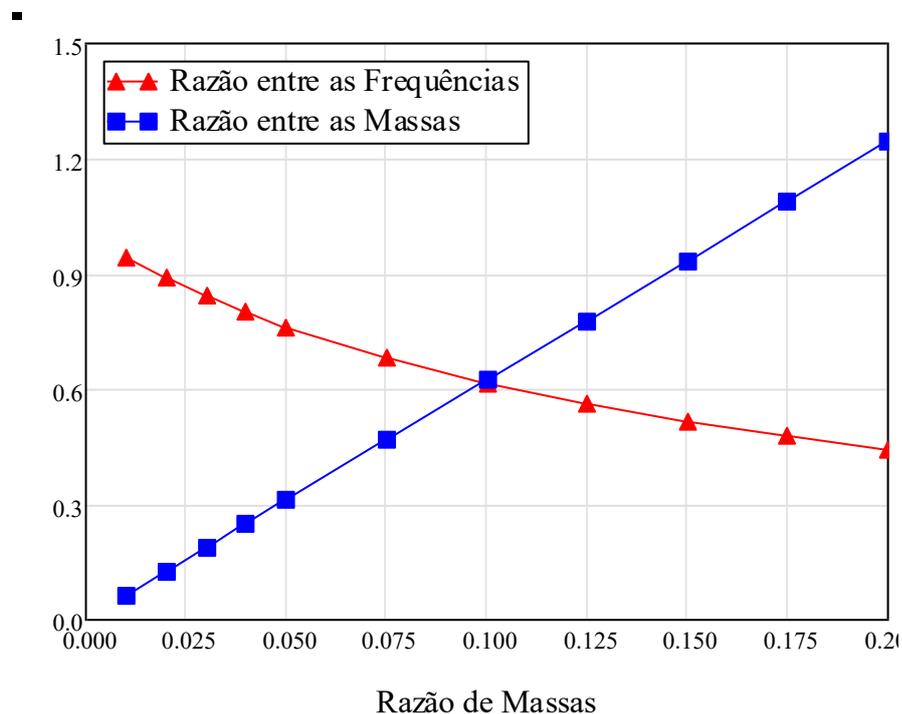
No gráfico da Figura 6, é apresentado no eixo das ordenadas: a razão (μ) entre as massas do absorvedor e a massa modal da torre e a razão (f) entre as frequências angulares do absorvedor e as frequências angulares da torre; e, no eixo das abscissas a razão (M) entre as massas reais do absorvedor e a massa da estrutura.

Percebe-se que com a modulação do absorvedor para as condições ótimas estabelecidas na teoria de Den Hartog, a razão entre as frequências é inversamente proporcional à razão de massas como apresentado na Equação 18.

Na Figura 7, é apresentado o gráfico da razão entre os valores eficazes dos deslocamentos controlado e sem controle do topo da torre, em função da razão das massas modais. O valor eficaz ou raiz do valor quadrado médio (ou r.m.s. *root mean square*, em inglês) é calculado a partir da raiz quadrada da média aritmética dos quadrados dos valores de uma função, e é uma medida estatística da magnitude de uma quantidade variável, utilizado para representar uma função de variáveis contínuas. Observa-se que em determinado valor, a curva não apresenta um grande decaimento nos deslocamentos, sendo assim, para melhor eficácia no modelo do controlador passivo, um equilíbrio entre a massa deste e o espaço interno da estrutura, será essencial no controle e desenvolvimento do modelo.

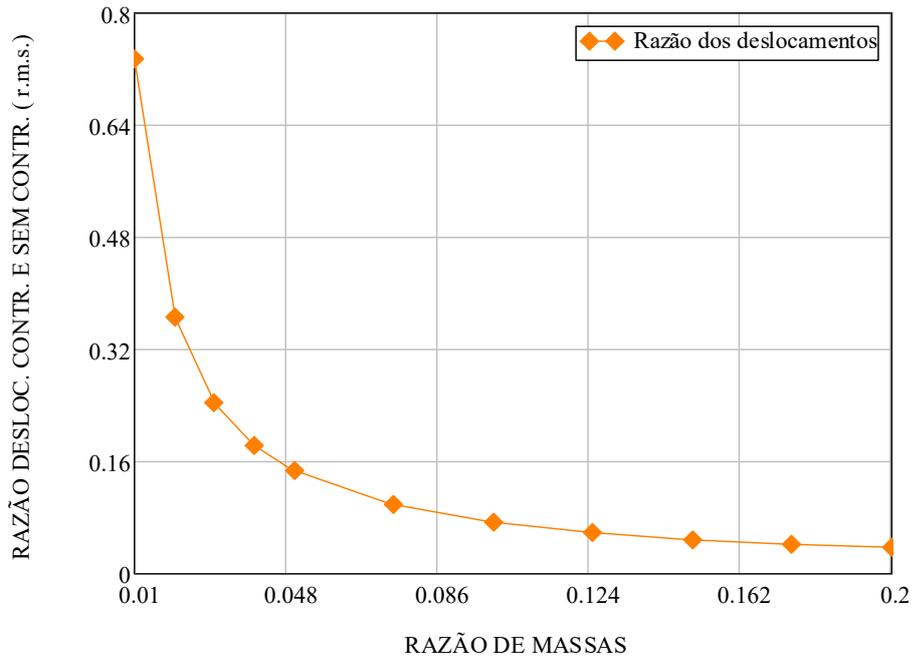
Na Figura 8, observar-se o gráfico do amortecimento do absorvedor em função da razão de massas modais, no qual se observa um comportamento linear crescente do amortecimento à medida que se incrementa a razão de massas.

Figura 6 – Gráfico da razão entre frequências angulares (f) versus razão de massa (M)



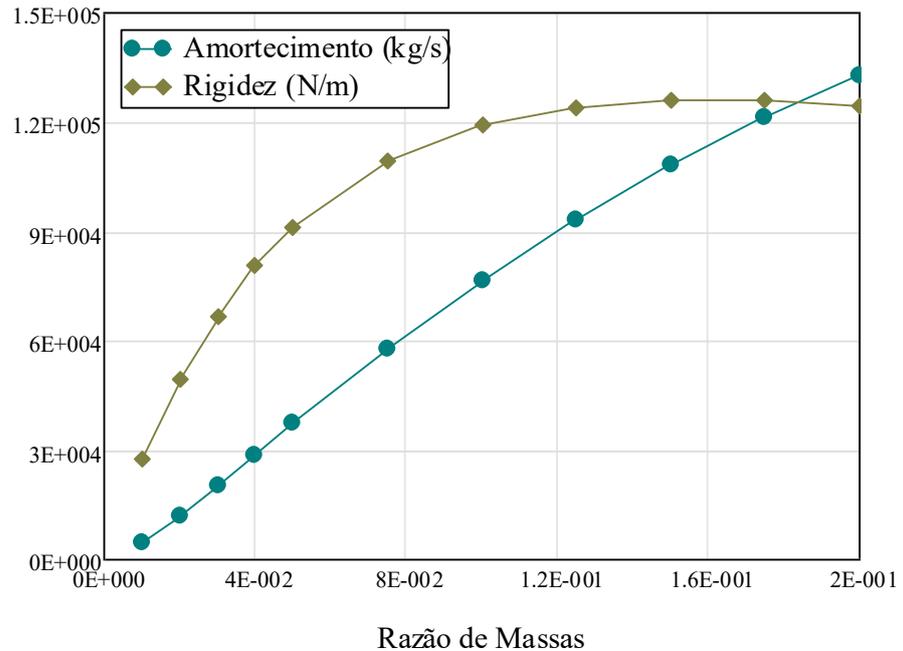
Fonte: Autor (2024)

Figura 7 – Gráfico da razão entre o valor eficaz do deslocamento controlado e sem controle do topo da torre versus razão de massas.



Fonte: Autor (2024)

Figura 8 – Gráfico do amortecimento do absorvedor dinâmico de vibração (c_i) versus razão de massas (μ)



Fonte: Autor (2024)

Ainda na Figura 8, é apresentada a modulação da rigidez do absorvedor de vibração em função da razão de massas M , em que se observa um comportamento crescente da rigidez até atingir um valor máximo em torno do valor de 90% da razão de massas modais, que equivale a cerca de 15% do da massa total da torre, a partir do qual a rigidez decresce levemente.

3.4. Controle de vibração da torre

Posterior à fundamentação das equações necessárias para calcular as amplitudes, definidas as características da estrutura principal e a análise paramétrica foi possível determinar as características do absorvedor, responsável por atenuar a vibração da estrutura mesmo em um estado de ressonância imposto.

Com a análise paramétrica, buscou-se um equilíbrio entre a eficiência de amortecimento e a limitação geométrica do interior da torre permitindo o movimento da estrutura principal e a alocação dos equipamentos do aerogerador como uma série de instalações elétricas, plataformas e sistema de proteção e ascensão, sabendo da limitação de espaço diametral 3,5 m no topo da torre. Adotou-se para a massa do absorvedor o valor de 18,679% da massa modal da torre que representa 3% da massa total da estrutura (que é igual a $8,534 \cdot 10^5$ kg).

A relação entre as massas se apresenta diferente do adotado por alguns autores como Housner et al. (1997) que sugere um valor de 0,5% a 1% da massa total da estrutura, na tese de doutorado de Lima (2018) utilizou-se um valor de cerca de 18,651% da massa modal da estrutura que representa 3% da massa total.

Com os valores da massa modal da torre e da massa do absorvedor, é possível calcular, a partir da Equação 18, a frequência do absorvedor de massa sintonizada. Posteriormente, através da Equação 21, calcula-se a rigidez do absorvedor, e a partir da Equação 15, a frequência angular deste, utilizando a Equação 23, calcula-se o amortecimento do absorvedor, para determinar a razão de amortecimento ótimo do absorvedor, foi utilizada a Equação 20 e pôde-se calcular o amortecimento crítico utilizando a Equação 22.

Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros obtidos do Absorvedor

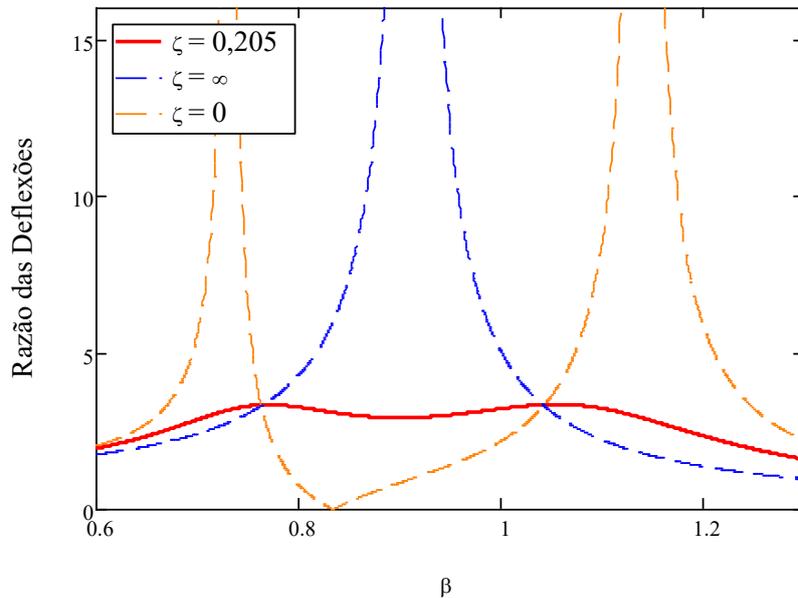
PARÂMETROS DO ABSORVEDOR	VALORES	UNIDADES
Massa	$2,561 \cdot 10^4$	kg
Rigidez	$6,689 \cdot 10^4$	N m ¹
Amortecimento	$2,011 \cdot 10^4$	kg s ⁻¹
Amortecimento Crítico	$9,823 \cdot 10^5$	kg s ⁻¹
Amortecimento Ótimo	0,205	-
Frequência Angular	2,576	rad s ⁻¹
Frequência	0,843	Hz

Fonte: Autor (2023)

Pelo proposto na teoria de Den Hartog, calculou-se o valor da razão de amortecimento ótimo, que faz a força de amortecimento reduzir a amplitude da massa principal, mesmo sob efeito de

ressonância. Anteriormente, apresentou-se na Figura 5 o gráfico entre a razão das amplitudes e a razão de oscilações. Na Figura 9 é apresentado o gráfico com os dados da estrutura amortecida, utilizando o amortecimento ótimo calculado.

Figura 9 – Gráfico da razão das deflexões versus razão das oscilações



Fonte: Autor (2023)

As amplitudes máximas calculadas para a oscilação da estrutura controlada formada pelo conjunto da torre e do absorvedor são apresentadas na Tabela 4:

Tabela 4 – Valores obtidos para as amplitudes máximas do conjunto Torre-Absorvedor

AMPLITUDES	VALORES	UNIDADES
Torre	0,777	m
Absorvedor	1,270	m

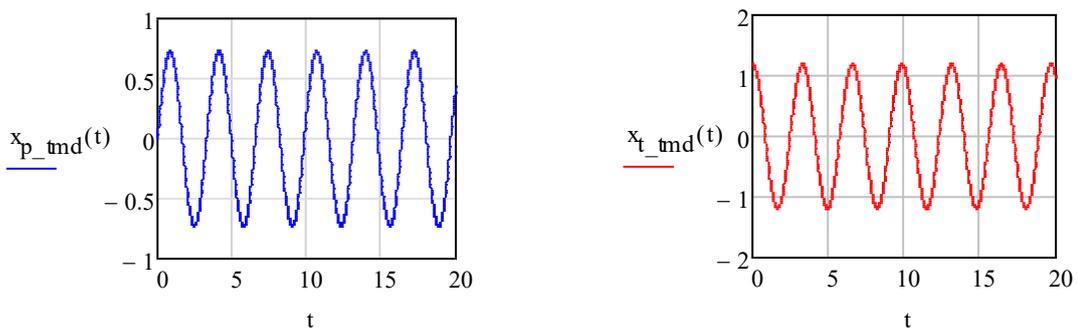
Fonte: Autor (2023)

O absorvedor age de modo a dessintonizar a oscilação da torre, diminuindo a amplitude máxima alcançada pela estrutura e realizando a conversão da energia cinética da torre em movimento do absorvedor. A estrutura dimensionada apresenta uma amplitude capaz de ser comportada na estrutura interna da torre. O comportamento harmônico do sistema torre-absorvedor é apresentado na Figura 10, a partir de um gráfico da variação da amplitude com relação ao tempo.

O comportamento dinâmico da estrutura sem o controle e com o controle passivo, é apresentado na Figura 11. O gráfico representa uma simulação de duração de 100 segundos, o qual a torre é submetida ao efeito de ressonância causado pela ação da força atuante apresentada na Equação 25, em comparação com a estrutura controlada a pelo amortecedor de massa

sintonizada dimensionado. O deslocamento da estrutura não controlada cresce de forma significativa, tendendo a um valor elevado de aproximadamente 5,051 m, tal deslocamento se deve à excitação harmônica ressonante, sendo um valor não suportado pela estrutura do ponto de vista de projeto, principalmente no que diz respeito ao efeito de fadiga. A estrutura principal controlada passivamente apresenta uma redução da amplitude máxima atingida, representando a atenuação decorrente da instalação do absorvedor, trabalhando com os parâmetros ótimos, impedindo que a torre desenvolva uma oscilação com amplitude significativa sob o efeito de ressonância.

Figura 10 – Gráfico do Comportamento dinâmico da estrutura no domínio do tempo

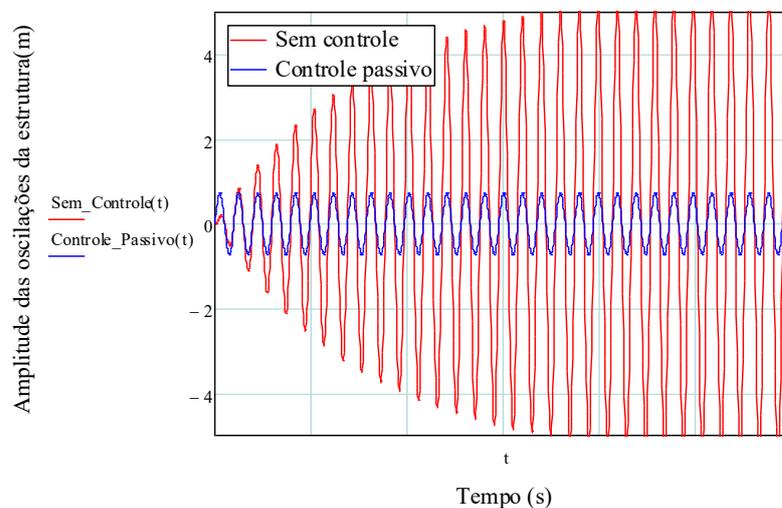


(a) Amplitude da oscilação da estrutura principal amortecida em função do tempo

(b) Amplitude da oscilação do absorvedor de vibrações em função do tempo

Fonte: Autor (2023)

Figura 11 – Gráfico da representação dinâmica da amplitude de oscilação da torre sem o controle e controlada passivamente em função do tempo



Fonte: Autor (2024)

A Tabela 5 apresenta os valores eficazes da estrutura não amortecida e controlada passivamente e o valor da redução da vibração.

Tabela 5 – Valores eficazes e máximos da amplitude da torre com e sem o controle de vibração

VALOR MÁXIMO SEM CONTROLE (m)	VALOR EFICAZ SEM CONTROLE (m)	VALOR MÁXIMO COM CONTROLE (m)	VALOR EFICAZ COM CONTROLE (m)	REDUÇÃO DO VALOR EFICAZ
5,510	3.136	0,777	0,549	82,482%

Fonte: Autor (2024)

3.5. Características do absorvedor

Os parâmetros do absorvedor modelado estão resumidos na Tabela 6.

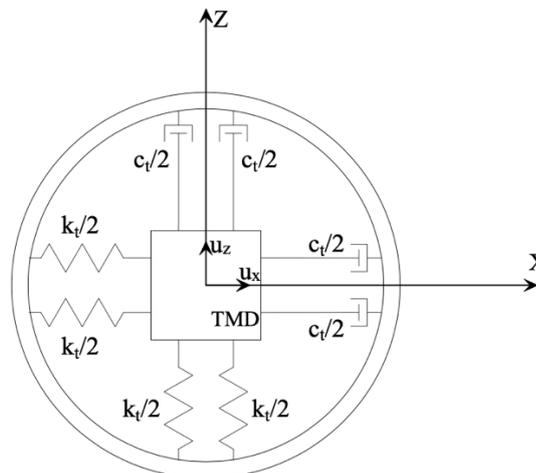
Tabela 6 – Parâmetros do Absorvedor

PARÂMETROS DO ABSORVEDOR	VALORES	UNIDADES
Volume	2,264	m ³
Altura	2,264	m
Base	1	m
Largura	1	m
Área da base	1	m ²

Fonte: Autor (2023)

O modelo do absorvedor idealizado, foi uma estrutura representada por uma caixa metálica preenchida com chumbo a ser instalado no topo e interna à seção tubular da torre como mostrado na Figura 12.

Figura 12 – Esquema em planta do absorvedor dinâmico de vibração passivo



Fonte: Autor (2023)

Tal escolha para o material do absorvedor se deve à elevada massa específica do chumbo, igual a 11310 kg m^{-3} , visando ocupar o menor espaço possível no interior da torre, tendo em vista o limite para as amplitudes das oscilações.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Nesta seção, serão apresentadas as considerações finais do trabalho de conclusão de curso com as principais conclusões decorrentes da pesquisa, execução das etapas metodológicas propostas e dos resultados obtidos, bem como sugestões para trabalhos futuros.

4.1. Conclusões

O presente trabalho visou desenvolver um amortecedor de massa sintonizada baseado na teoria de Den Hartog a ser instalado em uma torre tubular destinada a suportar um aerogerador de eixo horizontal.

Utilizando o conceito de sistemas generalizados com um grau de liberdade, as características modais da torre foram obtidas e empregadas para a determinação do 1º modo de vibração da torre. A torre foi submetida a uma ação harmônica de excitação afim de se alcançar o efeito de ressonância e determinar a amplitude máxima da estrutura sem o controle de vibração, com resultados que demonstram a necessidade de um absorvedor responsável pela atenuação dos efeitos de vibração nesse elemento de sustentação, já que alcançar amplitudes de oscilação altas seria extremamente prejudicial à estrutura.

O absorvedor foi modelado, buscando-se o equilíbrio entre a eficiência de controle de vibração e as dimensões deste elemento, tendo em vista as limitações internas na estrutura da torre, este foi idealizado de uma caixa metálica preenchida com chumbo de base de 1 m^2 e altura de $2,264 \text{ m}^2$, e o efeito de redução de amplitudes de oscilação se baseia no próprio movimento do mesmo, apresentando uma oscilação defasada em relação à estrutura que o comporta.

Utilizando-se a teoria de controle ótimo pôde-se calcular a eficiência do absorvedor modelado, e o elemento calculado apresentou uma redução de amplitudes de oscilação de cerca de 82% no controle de vibração da estrutura principal, quando a mesma está submetida a ações de excitação harmônica e sob o efeito de ressonância, se apresentando como um aparelho eficaz na mitigação de vibrações.

4.2. Sugestões para trabalhos futuros

Pesquisas futuras podem considerar etapas não implementadas na pesquisa atual, como considerar: o efeito da não linearidade geométrica (efeitos de 2º ordem na estrutura da torre); os efeitos dinâmicos em edificações esbeltas e flexíveis NBR 6123 (2023); a utilização de *softwares* que simulam a aleatoriedade do vento, para testar os absorvedores para ações não harmônicas; a metodologia deste trabalho no controle de vibração de projetos de torres mais detalhados; o uso de absorvedores múltiplos; os efeitos dinâmicos decorrentes da interação solo-estrutura entre outros.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – NORMA BRASILEIRA. **NBR 6123**: Forças devidas ao vento em edificações. Rio de Janeiro, 1988. 66 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – NORMA BRASILEIRA. **NBR 8681**: Ações e segurança nas estruturas - Procedimento. Rio de Janeiro, 2004. 15 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – NORMA BRASILEIRA. **NBR 8800**: Projetos de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro, 2008. 237 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR IEC 61400-1**: Aerogeradores Parte 1: Requisitos de Projeto. Rio de Janeiro, 2008. 82 p.
- ATLAS EÓLICO E SOLAR DE PERNAMBUCO. **Capítulo III - O Estado de Pernambuco e Capítulo VII - O Potencial Eólico de Pernambuco**. ATLAS..., 2017. Disponível em: <<http://www.atlaseolicosolar.pe.gov.br/>>. Acesso em: 20 mar. 2018.
- COLHERINHAS, G. B.; MORAIS, M. V. G.; SHZU, M. A. M.; AVILA, S. M. Genetic optimization of tower vibrations with pendulum TMD. In: Ibero-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, 36., 2015, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: CILAMCE, 2015.
- C. Sun and V. Jahangiri, “Bi-directional vibration control of offshore wind turbines using a 3D pendulum tuned mass damper,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 105, pp. 338–360, 2018.
- ENGSTRÖM, S.; LYRNER, T.; HASSANZADEH, M.; STALIN, T; JOHANSSON, J. **Tall towers for large wind turbines**. Estocolmo: Elforsk, 2010.
- European Wind Energy Association (EWEA). **Wind Energy – The Facts, a Guide to the Technology, Economics and Future of Wind Power**. 2009. Brussels, Belgium. Disponível em: <www.wind-energy-the-facts.org/>. Acesso em: 19 ago. 2015.

FRANCO, M.; MEDEIROS, S. R. P. Método do “vento sintético”: Novas considerações. **Concreto & Construções**, v. 42, n. 76, pp. 78-91, 2014.

GLOBAL WIND REPORT – 2023, p.5. GWEC. 2023

HANSEN, H. C. **Forsøgsmøllen in Askov**, Dansk Unysyns Forlag: 1981.

HAU, Erich. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. 2. ed. Munich (Germany): Springer, 2006.

HOUSNER, G. W.; BERGMAN, L. A.; CAUGHEY, T. K.; CHASSIAKOS, A. G.; CLAUS, R. O.; MASRI, S. F.; SKELTON, R. E.; SOONG, T. T.; SPENCER, B. F.; YAO, J. T. P. Structural control: past, present and future. **Journal of Engineering Mechanics**, v. 123, n. 9, p. 897-971, 1997.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION – INTERNACIONAL STANDARD. **IEC 61400-1: Wind Turbines - Part 1: Design Requirements**. 4. ed. Genebra (Suíça), 2019.

JUÁREZ, A. A.; ARAÚJO, A. M.; ROHATGI, J. S.; OLIVEIRA FILHO, O. D. Q. Development of the wind power in Brazil: political, social and technical issues. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 39, p. 828–834, 2014.

LACKNER, M. A.; ROTEA, M. A. Passive structural control of offshore wind turbines. **Wind Energy**, v. 14, p. 373–388, 2011a.

LIMA, D. M. **Análise da estabilidade elástica, análise dinâmica e controle de vibração em torres tubulares de aço para aerogeradores de eixo horizontal**. 2018. 320 f. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Centro de Tecnologia e Geociência, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2018.

LIMA, D. M.; LÓPEZ-YÁNEZ, P. A. Elastic dynamics analysis in steel tubular towers for horizontal axis wind turbines. **Revista Internacional de Metodos Numericos para Calculo y Diseno en Ingenieria**, v. 36, p. 2, 2020.

MALLIOTAKIS, G.; ALEVRAS, P.; BANIOPOULOS, C. Recent Advances in Vibration Control Methods for Wind Turbine Towers. **Energies**. v. 14, n. 22, p. 7536, 2021.

MATOS, R. M. M. P. **Steel towers for wind turbines**. 2016. 250 f. Tese (Doutorado em Construção Metálica e Mista) – Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra, 2016.

MENEZES, E. J. N.; ARAÚJO, A. M.; ROHATGI, J. S.; FOYO, P. M. G. Active load control of large wind turbines using state-space methods and disturbance accommodating control. **Energy**, v. 150, p. 310-319, 2018.

MOUTINHO, C. M. R. **Controlo de vibrações em estruturas de engenharia civil**. 394 f. Dissertação (Doutorado) – Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia, Porto, 2007.

MURTAGH, P. J.; GHOSH, A.; BASU, B.; BRODERICK, B. M. Passive control of wind turbine vibrations including blade/tower interaction and rotationally sampled turbulence. **Wind Energy**, v. 11, p. 305-317, 2008.

ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS (ONU). **Transformando Nosso Mundo: A Agenda 2030 para o Desenvolvimento Sustentável**. 2015. Disponível em <<https://brasil.un.org/pt-br/91863-agenda-2030-para-o-desenvolvimento-sustentavel>>. Acesso em: 12 de ago. de 2023.

ORMONDROYD, J. DEN HARTOG, J. P. The theory of the dynamic vibration absorber. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, v. 50, p. 9-22, 1928
 ROTTER, J. M.; SCHMIDT, H. (org.) **Buckling of steel shells european design recommendations**. 5. ed. ECCS – European Convention for Constructional Steelwork, 2013. 398 p.

SCHUBEL, P. J.; CROSSLEY, R. J. Wind Turbine Blade Design. **Energies**, v. 5, p. 3425-3449, 2012.

SHZU, M. A. M.; MORAIS, M. V. G.; DEL PRADO, Z. J. G.; AVILA, S. M. Finite element analysis of a wind turbine tower with a pendulum tuned mass damper. In: International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, 17., 2015, Natal. **Anais...** Natal: DINAME, 2015.

STEWART, G. M.; LACKNER, M. A. Offshore wind turbine load reduction employing optimal passive tuned mass damping systems. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 21, n. 4, p. 1090-1104, 2013.

TONG, X. ZHAO, X.; ZHAO, S. Load reduction of a monopole wind turbine tower using optimal tuned mass dampers. **International Journal of Control**, v. 90, p. 1283-1298, 2015.

VELJKOVIC, M.; HEISTERMANN, C.; PAVLOVIC, M.; FELDMANN, M.; PAK, D.; RICHTER, C.; REBELO, C.; PINTO, P.; MATOS, R.; BANIOPOULOS, C.; GKANTOU, M.; DEHAN, V.; NÜSSE, G. **High-Strength Steel Tower for Wind Turbines (HISTWIN_Plus)**. Research Programme of the Research Fund for Coal and Steel, 2015.

YOSHIDA, P. E. Wind Turbine Tower Optimization Method Using Genetic Algorithm. **Wind Engineering**, v. 30, n. 6, p. 453-470, 2006.

ZUO, H.; BI, K.; HAO, H. Using multiple tuned mass dampers to control offshore wind turbine vibrations under multiple hazards. **Engineering Structures**, v. 141, p. 303-315, 2017.

JHONATTA DEIVID DE LIMA SILVA

**MODELAGEM DE TORRES TUBULARES DE AÇO PARA AEROGERADORES DE
EIXO HORIZONTAL VIA TEORIA DOS SISTEMAS GENERALIZADOS DE UM
GRAU DE LIBERDADE PARA CONTROLE DE VIBRAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Coordenação do Curso de Engenharia Civil do
Campus Agreste da Universidade Federal de
Pernambuco – UFPE, na modalidade de artigo
científico, como requisito parcial para obtenção
do grau de Bacharel em Engenharia Civil.

Área de concentração: Estruturas

Aprovado em 22 de março de 2024.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Douglas Mateus de Lima (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Me. Iálysson da Silva Medeiros (Avaliador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Me. Matheus Alves Pereira (Avaliador)
Universidade Federal de Pernambuco