



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS (UFG)
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



Pedro Henrique Debs de Moraes

Análise Modal de um Modelo Simplificado de Torre de Turbina Eólica em Escala Reduzida

Goiânia
2025



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO (TECA) PARA DISPONIBILIZAR VERSÕES ELETRÔNICAS DE TESES

E DISSERTAÇÕES NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a [Lei 9.610/98](#), o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou download, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

O conteúdo das Teses e Dissertações disponibilizado na BDTD/UFG é de responsabilidade exclusiva do autor. Ao encaminhar o produto final, o autor(a) e o(a) orientador(a) firmam o compromisso de que o trabalho não contém nenhuma violação de quaisquer direitos autorais ou outro direito de terceiros.

1. Identificação do material bibliográfico

Dissertação Tese Outro*: _____

*No caso de mestrado/doutorado profissional, indique o formato do Trabalho de Conclusão de Curso, permitido no documento de área, correspondente ao programa de pós-graduação, orientado pela legislação vigente da CAPES.

Exemplos: Estudo de caso ou Revisão sistemática ou outros formatos.

2. Nome completo do autor

Pedro Henrique Debs de Morais

3. Título do trabalho

Análise modal de um modelo simplificado de torre de turbina eólica em escala reduzida

4. Informações de acesso ao documento (este campo deve ser preenchido pelo orientador)

Concorda com a liberação total do documento SIM NÃO¹

[1] Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. Após esse período, a possível disponibilização ocorrerá apenas mediante:

a) consulta ao(a) autor(a) e ao(a) orientador(a);

b) novo Termo de Ciência e de Autorização (TECA) assinado e inserido no arquivo da tese ou dissertação. O documento não será disponibilizado durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

Obs. Este termo deverá ser assinado no SEI pelo orientador e pelo autor.



Documento assinado eletronicamente por **Marlize Garcia Fagundes Neto, Professor do Magistério Superior**, em 20/03/2025, às 13:37, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Pedro Henrique Debs De Moraes, Discente**, em 20/03/2025, às 13:58, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **5179017** e o código CRC **19971DEF**.

Referência: Processo nº 23070.001411/2025-51

SEI nº 5179017

Pedro Henrique Debs de Morais

Análise Modal de um Modelo Simplificado de Torre de Turbina Eólica em Escala Reduzida

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação *Stricto Sensu* em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação da Universidade Federal de Goiás, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto

Coorientador: Prof. Dr. Sigeo Kitatani Junior

Goiânia
2025

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Morais, Pedro Henrique Debs de
Análise Modal de um Modelo Simplificado de Torre de Turbina Eólica em Escala Reduzida [manuscrito] / Pedro Henrique Debs de Moraes. - 2025.
131 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto; co-orientador Dr. Sigeo Kitatani Junior .
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC), Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Goiânia, 2025.
Bibliografia. Apêndice.

1. Viga Engastada Livre. 2. Viga Engastada Livre com Massa na Extremidade. 3. Amortecedor Sintonizado de Vibração (TMD). 4. Análise Modal Experimental (AME). 5. Análise Modal Operacional (OMA). I. Neto, Marlipe Garcia Fagundes, orient. II. Título.

CDU 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

ATA DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Ata nº 01 da sessão de Defesa de Dissertação de **Pedro Henrique Debs de Moraes**, que confere o título de Mestre em **Engenharia Mecânica**, na área de concentração em **Ciências Mecânicas**.

Aos **dezoito dias do mês de fevereiro de dois mil e vinte e cinco**, a partir das **14h**, no Auditório da Engenharia Mecânica, realizou-se a sessão pública de Defesa de Dissertação intitulada “**Análise Modal Clássica e Operacional de uma Viga Engastada com Massa na Extremidade Livre sob Escoamento em Túnel de Vento**”. Os trabalhos foram instalados pelo Orientador, Professor Doutor **Marlize Garcia Fagundes Neto (UFG)** com a participação dos demais membros da Banca Examinadora: Professor Doutor **Marcus Vinicius Girão de Moraes (FT/UnB)**, membro titular externo, Professor Doutor **Gino Bertolucci Colherinhas (UFG)**, membro titular interno e Professor Doutor **Sigeo Kitatani Júnior (UFG)**, coorientador. Durante a arguição os membros da banca **fizeram** sugestão de alteração do título do trabalho. A Banca Examinadora reuniu-se em sessão secreta a fim de concluir o julgamento da Dissertação, tendo sido o candidato **aprovado** pelos seus membros. Proclamados os resultados pelo Professor Doutor **Marlize Garcia Fagundes Neto**, Presidente da Banca Examinadora, foram encerrados os trabalhos e, para constar, lavrou-se a presente ata que é assinada pelos Membros da Banca Examinadora, aos **dezoito dias do mês de fevereiro de dois mil e vinte e cinco**.

TÍTULO SUGERIDO PELA BANCA

Análise modal de um modelo simplificado de torre de turbina eólica em escala reduzida



Documento assinado eletronicamente por **Sigeo Kitatani Junior, Professor do Magistério Superior**, em 18/02/2025, às 16:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marlize Garcia Fagundes Neto, Professor do Magistério Superior**, em 18/02/2025, às 16:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Gino Bertolucci Colherinhas, Professor do Magistério Superior**, em 18/02/2025, às 16:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **MARCUS VINICIUS GIRAO DE MORAIS, Usuário Externo**, em 18/02/2025, às 16:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **5177237** e o código CRC **FA1AA14C**.

Referência: Processo nº 23070.001411/2025-51

SEI nº 5177237

Pedro Henrique Debs de Moraes

Análise Modal de um Modelo Simplificado de Torre de Turbina Eólica em Escala Reduzida

Dissertação apresentada no Programa de Pós-Graduação *Stricto sensu* em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e da Computação da Universidade Federal de Goiás, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto
Coorientador: Prof. Dr. Sigeo Kitatani Junior

Dissertação defendida e aprovada em 18 de fevereiro de 2025, pela seguinte Banca Examinadora:

Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto
Orientador - UFG

Prof. Dr. Sigeo Kitatani Junior
Coorientador - UFG

Prof. Dr. Gino Bertolucci Colherinhas
Avaliador Interno - UFG

Prof. Dr. Marcos Vinicius Girão de Moraes
Avaliador Externo - UnB

Goiânia
2025

AGRADECIMENTOS

Esta dissertação é o resultado de um longo caminho, no qual, muitas pessoas contribuíram para sua realização. Sou grato de forma profunda a todos que, de alguma forma, tornaram possível este trabalho.

A minha mãe Cristiany Debs Moraes e meu irmão José Luís Debs de Moraes, por todo apoio, amor e carinho. Por sua compreensão e encorajamento contínuo durante esta jornada acadêmica.

Agradeço ao meu orientador, Marlipe Garcia Fagundes Neto, pela sua orientação, paciência, sabedoria e apoio ao longo deste processo. As conversas no laboratório e os conselhos recebidos durante o desenvolvimento da pesquisa tornaram minha jornada acadêmica mais produtiva e gratificante. Seu conhecimento e dedicação foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores e funcionários da Universidade Federal de Goiás (UFG), pelo ensino de alta qualidade e pela ajuda oferecida durante todo o período dos meus estudos. O acolhimento de todos me proporcionou constante incentivo e motivação.

Gostaria de expressar meus agradecimentos aos colegas de mestrado, que gentilmente dedicaram seu tempo e compartilharam suas experiências e conhecimentos, criando boas memórias e enriquecendo significativamente este trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Goiás (PPGMEC-UFG) pelo apoio, pela infraestrutura, e pela disponibilização dos recursos essenciais para a condução da minha pesquisa.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), por financiar minha pesquisa como aluno de mestrado, a qual deu origem ao presente trabalho e a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Goiás (FAPEG) e Furnas Centrais Elétricas S.A., à Eletrobras, pelo recurso de capital em equipamentos.

Por fim, agradeço a todos que, de alguma maneira, me acompanharam neste período e contribuíram para a realização desta dissertação.

Este trabalho é dedicado às crianças adultas que, mesmo atravessando o tempo, mantiveram vivo o brilho da curiosidade e o desejo de desvendar os mistérios do mundo, transformando sonhos infantis em realizações científicas.

RESUMO

A crescente demanda por fontes de energia renovável, como a energia eólica, tem impulsionado estudos sobre aerogeradores, essenciais para a geração de energia limpa, de forma sustentável. Nesse contexto, pesquisas realizadas no túnel de vento, adquirido por meio do programa de pesquisa e desenvolvimento (P&D) de Furnas, destacaram a importância da avaliação de modelos de escala reduzida da torre eólica NREL 5 MW, considerando diferentes configurações estruturais, como vigas engastadas-livres, vigas com massa concentrada na extremidade e a inclusão de absorvedores de vibração do tipo TMD (Tuned Mass Damper). A utilização de modelos em escala reduzida permite a simulação e análise do comportamento dinâmico da torre eólicas sob condições controladas em túnel de vento. O presente estudo concentra-se a avaliação do comportamento dinâmico de vigas com massa concentrada sujeitos a escoamentos de baixa velocidade. Busca-se efetuar a comparação do comportamento através de uma abordagem (a) Analítica por viga de Euler Bernoulli, (b) Numérica por elementos finitos, e uma validação experimental por (c) Análise modal experimental (EMA) e (d) Análise modal operacional (OMA). Os resultados experimentais obtidos neste trabalho alta concordância com as previsões teóricas de Euler-Bernoulli e MEF, validando a precisão das metodologias empregadas. A comparação entre Euler-Bernoulli e MEF demonstrou que o MEF apresenta uma boa correlação entre as formas modais, permitindo que os resultados obtidos para os modelos de viga engastada-livre com massa na extremidade e viga com TMD sejam utilizados com MEF como referência. O Critério de Garantia Modal (MAC) revelou uma correlação superior a 90% entre os modos identificados por EMA e OMA no modelo de viga engastada-livre, reforçando a confiabilidade dos resultados. Apesar de algumas discrepâncias observadas comparando as demais posições dos acelerômetros ao longo da viga, principalmente na porção intermediária, estas foram atribuídas à sensibilidade das metodologias às condições experimentais. O MEF permitiu uma análise mais detalhada do comportamento dinâmico dos três modelos de viga, confirmando a sintonização para a mitigação de vibrações em turbinas eólicas através do uso de TMD.

Palavras-chaves: Viga Engastada Livre, Viga Engastada Livre com Massa na Extremidade, TMD, Túnel de Vento, Teoria de Euler-Bernoulli, Análise Modal Experimental (AME), Análise Modal Operacional (OMA).

ABSTRACT

The growing demand for renewable energy sources, such as wind energy, has driven research on wind turbines, which are essential for the sustainable generation of clean energy. In this context, studies conducted in the wind tunnel acquired through Furnas' research and development (R&D) program have highlighted the importance of evaluating reduced-scale models of the NREL 5 MW wind turbine tower, considering different structural configurations, including cantilevered beams, beams with concentrated mass at the free end, and the inclusion of Tuned Mass Dampers (TMDs). The use of reduced-scale models enables the simulation and analysis of the dynamic behavior of wind turbine towers under controlled wind tunnel conditions. This study focuses on evaluating the dynamic behavior of beams with concentrated mass subjected to low-velocity flows. The comparison is performed through (a) analytical modeling using Euler-Bernoulli beam theory, (b) numerical modeling using the finite element method (FEM), and experimental validation via (c) experimental modal analysis (EMA) and (d) operational modal analysis (OMA). The experimental results obtained in this study show high agreement with the theoretical predictions of Euler-Bernoulli beam theory and FEM, validating the accuracy of the employed methodologies. The comparison between Euler-Bernoulli and FEM demonstrated that FEM provides a strong correlation between modal shapes, allowing the results obtained for cantilevered beams with mass at the free end and beams with TMDs to be referenced using FEM. The Modal Assurance Criterion (MAC) revealed a correlation above 90% between the modes identified by EMA and OMA in the cantilevered beam model, reinforcing the reliability of the results. Despite some discrepancies observed in the comparison of accelerometer positions along the beam, particularly in the intermediate section, these were attributed to the sensitivity of the methodologies to experimental conditions. FEM enabled a more detailed analysis of the dynamic behavior of the three beam models, confirming the tuning effectiveness for vibration mitigation in wind turbines through TMD implementation.

Keywords: Cantilever Beam, Cantilever Beam with Concentrated Mass at the Free End, TMD, Wind Tunnel, Euler-Bernoulli Theory, Experimental Modal Analysis (EMA), Operational Modal Analysis (OMA).

LISTA DE SIGLAS

CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CMIF	<i>Complex Mode Indicator Function</i>
EMA	Análise Modal Experimental
FDD	<i>Frequency Domain Decomposition</i>
GWEC	Global Wind Energy Council
MAC	<i>Modal Assurance Criterion</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
OMA	Análise Modal Operacional
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PSD	<i>Power Spectral Density</i>
PPGMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica
SSI	<i>Stochastic Subspace Identification</i>
SVD	<i>Singular Value Decomposition</i>
TMD	<i>Tuned Mass Damper</i> (Amortecedor de Massa Sintonizada)
UFG	Universidade Federal de Goiás

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Brasil oitavo maior gerador de energia eólica, em 2023.....	7
Figura 2. Proposta de metodologia para o monitoramento em falha de aerogeradores por meio de análise modal, (A) <i>Setup</i> Experimental, (B) Resultados parciais.....	9
Figura 3: Dimensões gerais e sistema de coordenadas do aerogerador NREL 5MW.....	10
Figura 4: Publicações por ano no período 2005-2024.	12
Figura 5: Documentos por área.....	13
Figura 6: Modelo matemático de torre eólica para análise dinâmica.	14
Figura 7: <i>Setup</i> experimental e resultados de análise modal em viga sob escoamento em túnel de vento.....	15
Figura 8: Diagrama de corpo livre (a), diagrama de esforços internos (b) para um elemento de viga.....	19
Figura 9: Identificação de Picos.	25
Figura 10: Diagrama CMIF.	26
Figura 11: Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido TMD.....	33
Figura 12: Influência do Absorvedor Dinâmico de Vibração sobre o sistema primário.	36
Figura 13: Modelo de Viga 1 – Engastada-Livre.	38
Figura 14: Modelo de Viga 2 – Engastada-Livre com massa concentrada na extremidade.	39
Figura 15: Modelo de Viga 3 – Engastada-Livre com massa concentrada na extremidade com TMD.....	40
Figura 16: Modelos de Análise (a) Modelo de escala real NREL 5 MW, (b) Modelo em escala reduzida 1:350.	42
Figura 17: Análise modal, (A) Resultados de aço, (B) Viga de Alumínio.....	43
Figura 18: Túnel de vento subsônico aplicado como ambiente de testes.	44
Figura 19: Acelerômetros utilizados em ambiente de teste.	46
Figura 20: Placa de aquisição de dados, Modelo NI 9234 utilizada em ambiente de teste.	47

Figura 21: Martelo de impacto Modelo 086C03 PCB Peizotronics utilizado em ambiente de teste.	48
Figura 22: Viga utilizada nos experimentos realizados para elaboração dos resultados.	49
Figura 23: Implementação de massa concentrada na viga.	50
Figura 24: Absorvedor sintonizado acoplado a viga, (A) Vista lateral, (B) Vista Frontal e (C) Conjunto TMD acoplado a viga principal.	51
Figura 25: Modelo de viga 1 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração, medidas em mm.	52
Figura 26: Modelo de viga 2 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.	53
Figura 27: Modelo de viga 3 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.	54
Figura 28: Viga fixada na mesa inercial.	55
Figura 29: Fluxograma da metodologia aplicada a EMA.	56
Figura 30: Modelo de viga 1 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração, medidas em mm.	57
Figura 31: Modelo de viga 2 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.	58
Figura 32: Modelo de viga 3 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.	59
Figura 33: Viga em ambiente de teste devidamente instrumentada.	60
Figura 34: Fluxograma da metodologia aplicada a OMA.	61
Figura 35: Fluxograma de comparação entre métodos de Análise.	63
Figura 36: CMIF EMA, modelo de viga 1 engastada-livre.	64
Figura 37: Modos de Vibrar EMA, Euler-Bernoulli e MEF.	66
Figura 38: MAC Análise Modal Experimental AME e Euler-Bernoulli.	68
Figura 39: Modos de Vibração (Ref. Posição 4), OMA – Escoamento 2,5, 5,0, 7,5 e 10,0 m/s.	69
Figura 40: Modos de Vibração (Ref. Posição 2), OMA – Escoamento 2,5, 5,0, 7,5 e 10,0 m/s.	71
Figura 41: Modos de Vibração (Ref. Posição 1), OMA – Escoamento 2,5, 5,0, 7,5 e 10,0 m/s.	72
Figura 42: Comparativo entre OMA e Euler-Bernoulli, extremidade livre.	74

Figura 43: Comparativo entre OMA e Euler-Bernoulli, porção intermediária...	75
Figura 44: Comparativo entre OMA e Euler-Bernoulli, engaste.....	76
Figura 45: Comparativo entre EMA e OMA.....	77
Figura 46: Comparação AME com trabalhos anteriores.	79
Figura 47: Comparação EMA x OMA entre trabalhos, (a) Rodrigues (2023), (b) Próprio Autor.....	80
Figura 49: CMIF EMA sem Absorvedor, modelo de viga 2 engastada-livre com massa concentrada na extremidade.....	81
Figura 50: Primeiro modo de vibração EMA – Viga 2.	82
Figura 51: PSD velocidade de 2,5 a 10,0 m/s em túnel de vento, modelo de viga 2.....	83
Figura 52: Primeiro modo de vibração OMA – Viga 2.	84
Figura 53: CMIF EMA com Absorvedor, modelo de viga 3 massa concentrada na extremidade e TMD.....	85
Figura 54: Modos de vibração EMA – Viga 3.	86
Figura 55: PSD velocidade de 2,5 a 10 m/s em túnel de vento, modelo de viga 3.	87
Figura 56: Modos de vibração OMA – Viga 3.	88
Figura 57: Comparação entre CMIFs.	89
Figura 58: Comparação entre EMA e OMA para o modelo de viga 2.....	90
Figura 59: Comparação entre EMA e OMA para o modelo de viga 3.....	91
Figura 60: Sobreposição de FRF – MEF.	92
Figura 61: Valor RMS – OMA com e sem TMD.....	93
Figura 62: Forma modal primeiro modo de vibração – EMA, OMA E MEF – Sem TMD.	95
Figura 63: Forma modal, primeiro modo de vibração – OMA – Com TMD.....	96
Figura 64: Forma modal, segundo modo de vibração – OMA – Com TMD.	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades da turbina eólica analisada.	41
Tabela 2: Características técnicas do túnel de vento aplicado como ambiente de testes.	45
Tabela 3: Características técnicas dos acelerômetros utilizados em ambientes de teste.	46
Tabela 4: Características técnicas da placa de aquisição utilizada em ambiente de teste.	47
Tabela 5: Características técnicas do Martelo de Impacto utilizado em ambiente de teste.	48
Tabela 6: Resumo Velocidade de Escoamento e Posição do Acelerômetro.	61
Tabela 7: f_n e ξ , Análise Modal Experimental.	65
Tabela 8: Resumo Análise comparativa entre o método EMA/Euler-Bernoulli, e EMA/MEF.	67
Tabela 9: (f_n) e ξ entre os Modos de Vibração.	70
Tabela 10: (f_n) e ξ entre os Modos de Vibração.	71
Tabela 11: (f_n) e ξ entre os Modos de Vibração.	73
Tabela 12: Comparação entre razões de amortecimento EMA e OMA.	78
Tabela 13: Resumo Análise comparativa entre o método Euler-Bernoulli e /MEF.	
.....	Erro! Indicador não definido.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	7
1.1 MOTIVAÇÃO.....	8
1.2 JUSTIFICATIVA.....	11
1.3 OBJETIVO DO TRABALHO.....	15
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	18
2.1 VIGA DE EULER-BERNOULLI.....	18
2.2 ANÁLISE MODAL.....	22
2.2.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL.....	23
2.2.1.1 MÉTODO DE SELEÇÃO DE PICOS.....	24
2.2.1.2 FUNÇÃO INDICADORA DE MODO COMPLEXO (CMIF) 25	
2.2.2 ANÁLISE MODAL OPERACIONAL.....	27
2.2.2.1 MÉTODO DE SELEÇÃO DE PICOS.....	28
2.2.2.2 MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO ESTOCÁSTICA DO SUBESPAÇO (SSI).....	28

2.2.2.3	MÉTODO DE DECOMPOSIÇÃO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA (FDD)	30
2.3	MAC (MODAL ASSURANCE CRITERION)	32
2.4	ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO NÃO AMORTECIDO	32
2.4.1	MODELAGEM MATEMÁTICA	33
2.4.2	SOLUÇÃO HARMÔNICA E AMPLITUDES	34
3.	MODELO DE TORRE EÓLICA EM ESCALA REDUZIDA	37
3.1	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS – MODELO EM ESCALA	37
3.2	MODELO EM ESCALA REDUZIDA	40
4.	MATERIAIS E METÓDOS	44
4.1	MATERIAIS.....	44
4.1.1	TÚNEL DE VENTO	44
4.1.2	CADEIA DE INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO ...	45
4.1.3	VIGA 1 – ENGASTADA-LIVRE	49
4.1.4	VIGA 2 – ENGASTADA-LIVRE MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE.....	49

4.1.5 VIGA 3 – ENGASTADA-LIVRE COM MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE E ABSORVEDOR SINTONIZADO DE VIBRAÇÃO TIPO TMD.....	50
4.2 METODOLOGIA	51
4.2.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL (EMA).....	51
4.2.2 ANÁLISE MODAL OPERACIONAL (OMA).....	56
4.2.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS	62
5. RESULTADO E DISCUSSÕES	64
5.1 RESULTADOS VIGA 1 ENGASTADA-LIVRE.....	64
5.1.1 RESULTADOS ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL 64	
5.1.2 COMPARAÇÃO AME, EULER-BERNOULLI E MEF	65
5.1.3 RESULTADOS ANÁLISE MODAL OPERACIONAL .	68
5.1.3.1 POSIÇÃO 4 – EXTREMIDADE LIVRE	69
5.1.3.2 POSIÇÃO 2 – INTERMEDIÁRIA.....	70
5.1.3.3 POSIÇÃO 1 – ENGASTE	72
5.1.4 COMPARAÇÃO ENTRE OMA E EULER-BERNOULLI 73	

5.1.5	COMPARATIVO EMA E OMA.....	76
5.1.6	COMPARATIVO TRABALHOS ANTERIORES.....	78
5.1.7	COMPARAÇÃO EULER-BERNOULLI E MEF ...ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.	
5.2	RESULTADOS VIGA 2 ENGASTADA-LIVRE COM MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE.....	80
5.2.1	RESULTADOS ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL 80	
5.3	RESULTADOS ANÁLISE MODAL OPERACIONAL .	82
5.4	RESULTADOS VIGA 3 ENGASTADA-LIVRE MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE E TMD.....	84
5.4.1	RESULTADOS ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL 84	
5.4.2	RESULTADOS ANÁLISE MODAL OPERACIONAL .	86
5.5	RESULTADOS COMPARATIVOS VIGA 2 E 3 - EMA, OMA E MEF.....	88
5.5.1	RESULTADO COMPARATIVOS VIGA 2 E 3 - ENTRE MODOS DE VIBRAÇÃO	94
6.	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	98
6.1	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	99

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... 100

1. INTRODUÇÃO

A globalização tecnológica tem lançado o grande desafio de superação dos custos cada vez mais elevados de energia como insumo, fazendo com que se torne imperativo o desenvolvimento de tecnologias baseadas em fontes renováveis. Nesse contexto, a energia eólica tem se destacado devido à sua elevada eficiência e ao baixo custo de geração, consolidando-se como uma alternativa viável e sustentável. Os aerogeradores têm se tornado bastante populares no mundo, especialmente em regiões onde o vento é a principal fonte de potência motriz disponível. Os países líderes na utilização da energia eólica são a China e os Estados Unidos (Figura 1), que possuem vasta capacidade instalada e avançadas tecnologias para a conversão da energia do vento em eletricidade. No entanto, o Brasil também tem se consolidado como um dos protagonistas no setor, apresentando um crescimento expressivo na geração de energia eólica nos últimos anos. O país dispõe de um dos melhores regimes de vento do mundo, com destaque para as regiões Nordeste e Sul, onde as condições meteorológicas favorecem a implantação de parques eólicos de grande porte.

Figura 1: Brasil oitavo maior gerador de energia eólica, em 2023.

RANKING GWEC 2023 – CAPACIDADE TOTAL INSTALADA ONSHORE		
Posição	País	Capacidade Total Instalada Onshore (GW)
1	China	403,33
2	USA	150,43
3	Alemanha	61,14
4	Índia	44,74
5	Espanha	30,56
6	Brasil	30,45

Fonte: Adaptado Associação Brasileira de Energia Eólica (2024).

Entretanto, a interação das turbinas com o ambiente externo, especialmente com o vento e condições meteorológicas, gera excitações dinâmicas que podem comprometer a estabilidade estrutural das torres LI et al., 2020. Nesse contexto, o controle de vibrações torna-se essencial para mitigar efeitos indesejáveis, reduzir o desgaste dos componentes e prolongar a vida útil do sistema.

O controle de vibrações em torres de torre eólicas pode ser realizado por meio de diferentes estratégias, sendo os sistemas passivos amplamente estudados e aplicados na engenharia

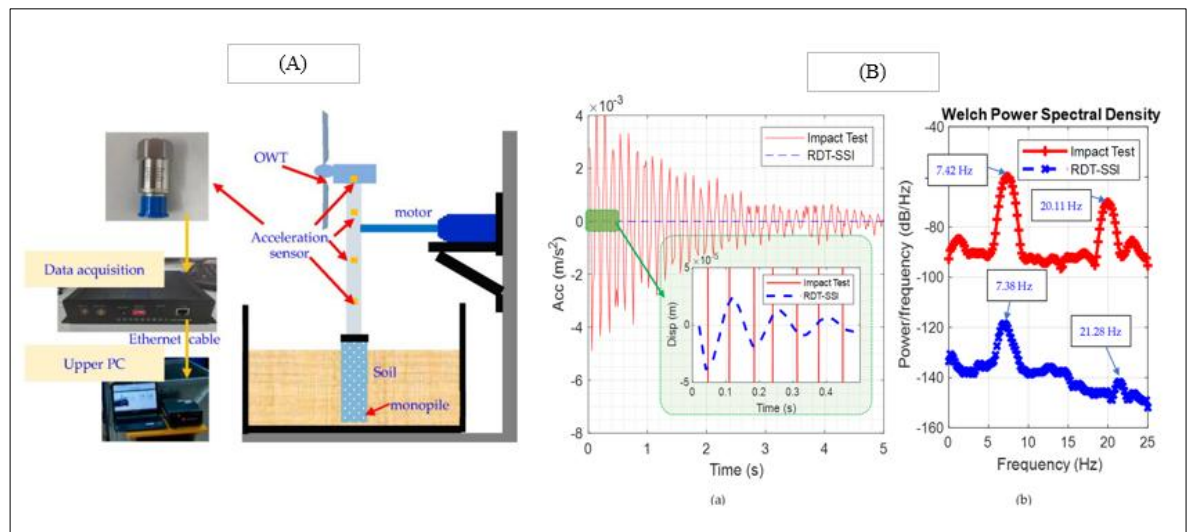
estrutural. Entre essas soluções, destacam-se os amortecedores de massa sintonizados (Tuned Mass Dampers - TMDs), que consistem em dispositivos auxiliares acoplados à estrutura principal e projetados para absorver energia e reduzir a amplitude das vibrações (KAREEM; KWON, 2017). A eficácia dos TMDs é fortemente influenciada por fatores como a sintonização com a frequência natural da estrutura e a implementação de estratégias de otimização para diferentes condições de carregamento dinâmico (GAO et al., 2024).

Os sistemas passivos de controle de vibração, como os TMDs, são preferíveis em muitas situações devido à sua confiabilidade, baixo custo de manutenção e capacidade de operação sem necessidade de fonte de energia adicional. Em contraste com sistemas ativos, que exigem sensores e atuadores, os dispositivos passivos ajustam-se automaticamente às variações dinâmicas da turbina, contribuindo para a estabilidade estrutural de longo prazo.

1.1 MOTIVAÇÃO

Apesar do crescimento notável da capacidade de produção de energia eólica Yu et al. (2022) destaca a importância do monitoramento de falhas em aerogeradores por meio da análise modal, uma técnica fundamental para assegurar a operação eficaz e segura dos sistemas de energia eólica conforme a Figura 2. A capacidade de detectar mudanças nas propriedades dinâmicas das turbinas, como as frequências naturais e modos de vibração, é essencial para a identificação precoce de falhas em componentes estruturais importantes, como pás e torres (LAMMERT et al., 2019; FELDMAN, 2011). Liu et al. (2020) demonstram a importância da integração de métodos numéricos e experimentais na análise de vibrações para simular e diagnosticar com precisão as condições dinâmicas das turbinas. Essas abordagens são cruciais para a redução de custos de manutenção e aumento da confiabilidade das operações de energia eólica, contribuindo significativamente para a sustentabilidade e eficiência das fontes renováveis de energia (YU et al., 2022).

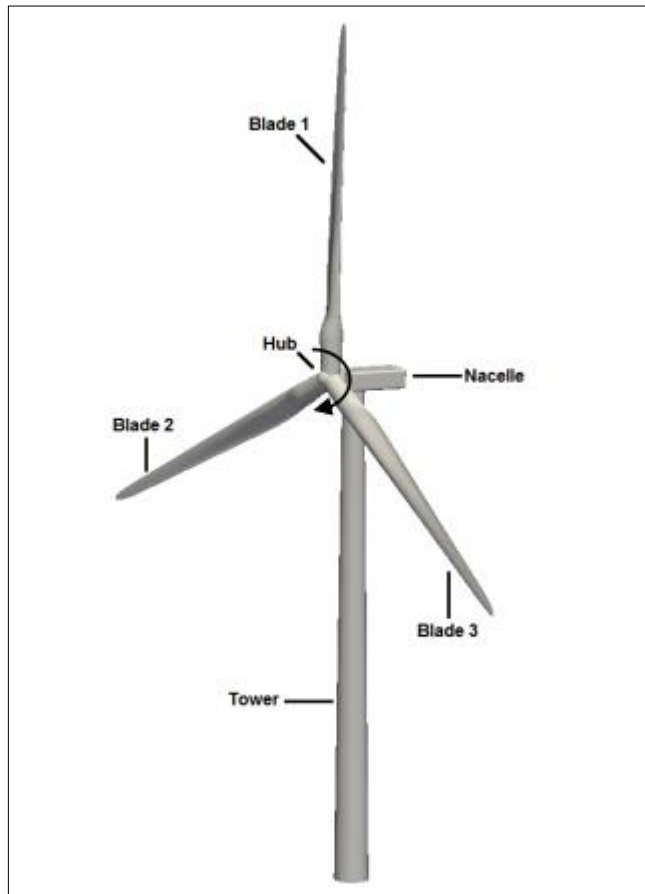
Figura 2. Proposta de metodologia para o monitoramento em falha de aerogeradores por meio de análise modal, (A) *Setup* Experimental, (B) Resultados parciais.



Fonte: Adaptado Yu et al. (2022).

O trabalho de Yu et al. (2022) propõem a utilização de diversos elementos destinados à aquisição e geração de sinal, incluindo um gerador de sinal e acelerômetros, demonstrando o setup utilizado para o monitoramento do modelo proposto. Nessa configuração, o gerador de sinal é responsável por excitar a estrutura, enquanto o acelerômetro registra a resposta dinâmica do sistema. A partir dos dados obtidos, é possível identificar os picos presentes na PSD, correspondentes às frequências de 7,42 Hz e 20,11 Hz.

Figura 3: Dimensões gerais e sistema de coordenadas do aerogerador NREL 5MW.



Fonte: Liu et al. (2017).

A turbina eólica NREL 5MW, desenvolvida pelo Laboratório Nacional de Energia Renovável (NREL), Figura 3, tem sido amplamente utilizada em pesquisas acadêmicas e industriais devido à sua característica de referência para estudos de engenharia eólica. Esta turbina representa um modelo conceitual padronizado que permite a análise comparativa de diversos métodos de controle e monitoramento de falhas, contribuindo significativamente para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes e confiáveis (JONKMAN et al., 2009).

A escolha da NREL 5MW para estudos de controle e monitoramento de falhas se justifica pela sua representação de turbinas de grande porte em parques eólicos offshore e onshore, permitindo a aplicação de modelos numéricos e simulações realistas de fenômenos dinâmicos. Além disso, sua arquitetura aberta e amplamente documentada facilita a implementação de algoritmos de controle avançados e técnicas de monitoramento de condição estrutural e operacional.

O monitoramento de falhas em turbinas eólicas tem se tornado um aspecto importante para garantir a operação confiável e segura do sistema, minimizando custos de manutenção e

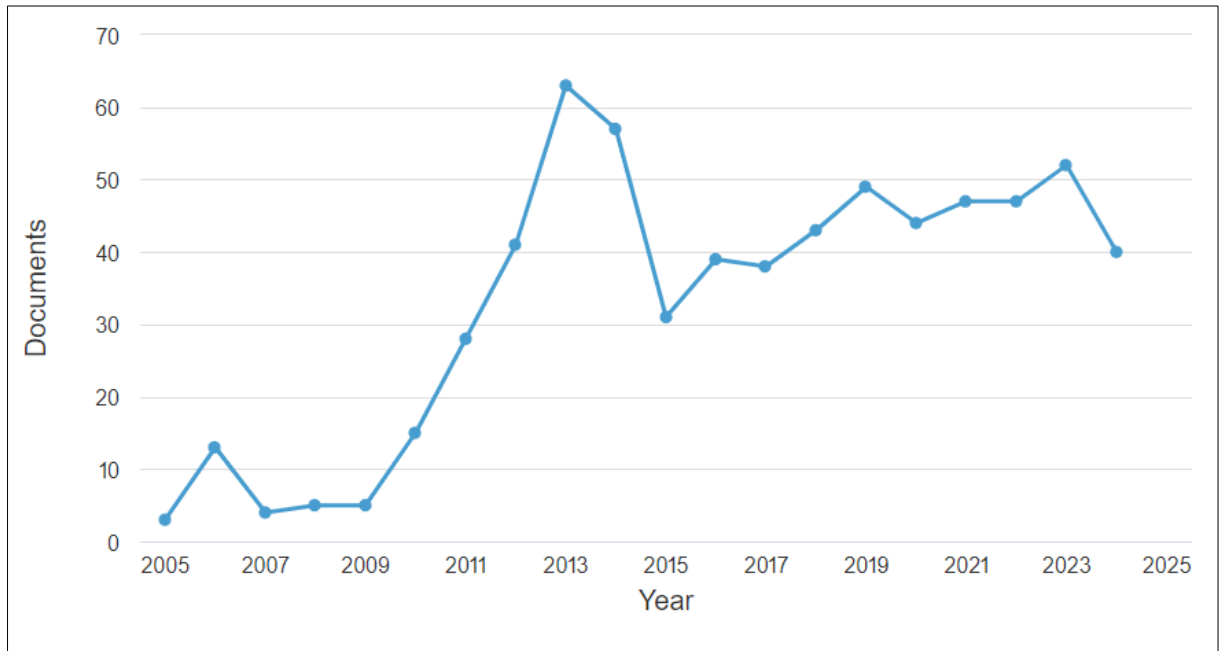
tempo de inatividade. Estudos indicam que a aplicação de técnicas como aprendizado de máquina, análise modal operacional e simulações utilizando a turbina NREL 5MW contribui para a previsão de falhas e aumento da eficiência operacional.

1.2 JUSTIFICATIVA

Diante do apresentado, a análise modal de estruturas submetidas ao escoamento de vento se torna uma ferramenta fundamental para o desenvolvimento e a otimização de aerogeradores. Compreender as dinâmicas e as respostas estruturais de vigas engastadas livres sob diferentes condições de escoamento permite melhorar o projeto e aumentar a eficiência e a durabilidade desses sistemas (SANTOS, 2023).

No contexto brasileiro, a produção científica voltada à análise dinâmica de turbinas eólicas tem avançado gradualmente, impulsionada pelo crescimento do setor eólico no país e pelo aumento do interesse acadêmico na modelagem estrutural de aerogeradores. Estudos nacionais têm explorado abordagens experimentais e numéricas, os dados analisados foram adquiridos através da ferramenta Scopus, para direcionar melhor a pesquisa, foram aplicados alguns parâmetros de filtro utilizando as palavras-chave “*operational*” AND “*modal*” AND “*analysis*” AND “*wind tunnel*” AND “*experimental*”. A produção científica sobre o tema apresentou um crescimento significativo entre 2009 e 2013, conforme a Figura 4, impulsionada pelo aumento do interesse na eficiência estrutural e na confiabilidade dos aerogeradores. Embora esse avanço não tenha seguido um padrão exponencial ou linear, verificou-se uma consolidação das pesquisas voltadas à análise modal aplicada a turbinas eólicas.

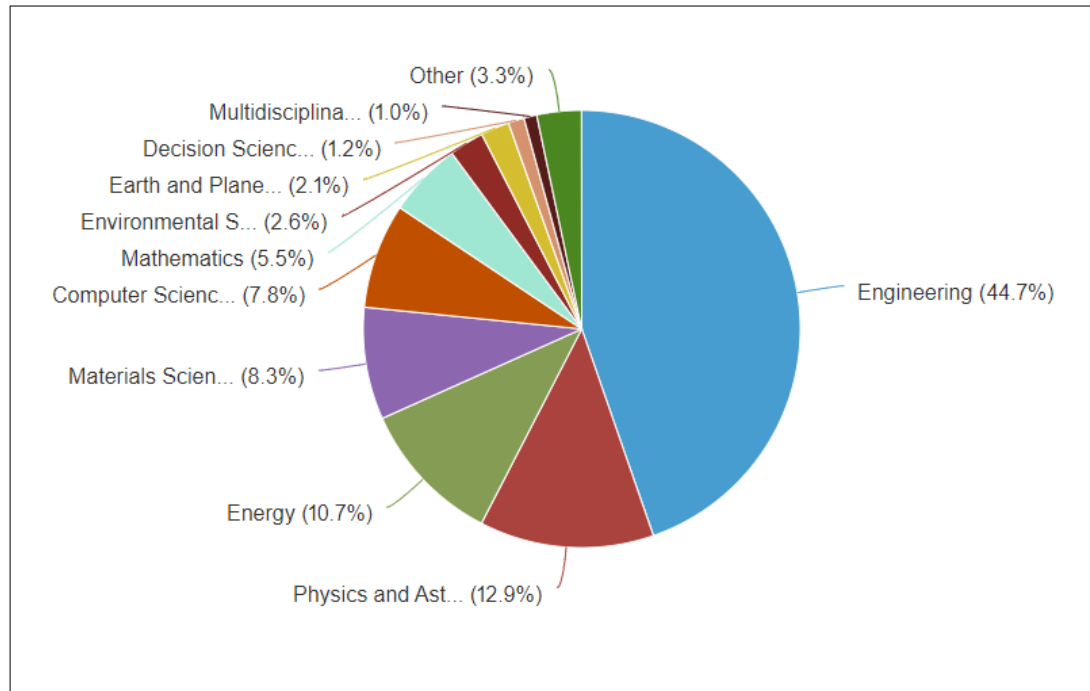
Figura 4: Publicações por ano no período 2005-2024.



Fonte: Adaptado Scopus (2024).

A Figura 5 observa-se que a Engenharia lidera significativamente, com 44,7% das publicações, destacando-se como a área de maior produção acadêmica. Em seguida, Física e Astronomia (12,9%) e Energia (10,7%) também mostram relevância, sugerindo um foco crescente em pesquisas tecnológicas e científicas que impulsionam inovações e soluções em energia e ciência fundamental. Áreas como Ciência dos Materiais (8,3%) e Ciência da Computação (7,8%) mostram sua importância para o desenvolvimento de novas tecnologias e sistemas. Outras disciplinas, como Matemática, Ciências Ambientais e da Terra, possuem menor participação, mas ainda demonstram seu valor dentro de um contexto multidisciplinar. A distribuição equilibrada entre as áreas sugere uma integração crescente entre ciência, tecnologia e inovação em diversos campos do conhecimento.

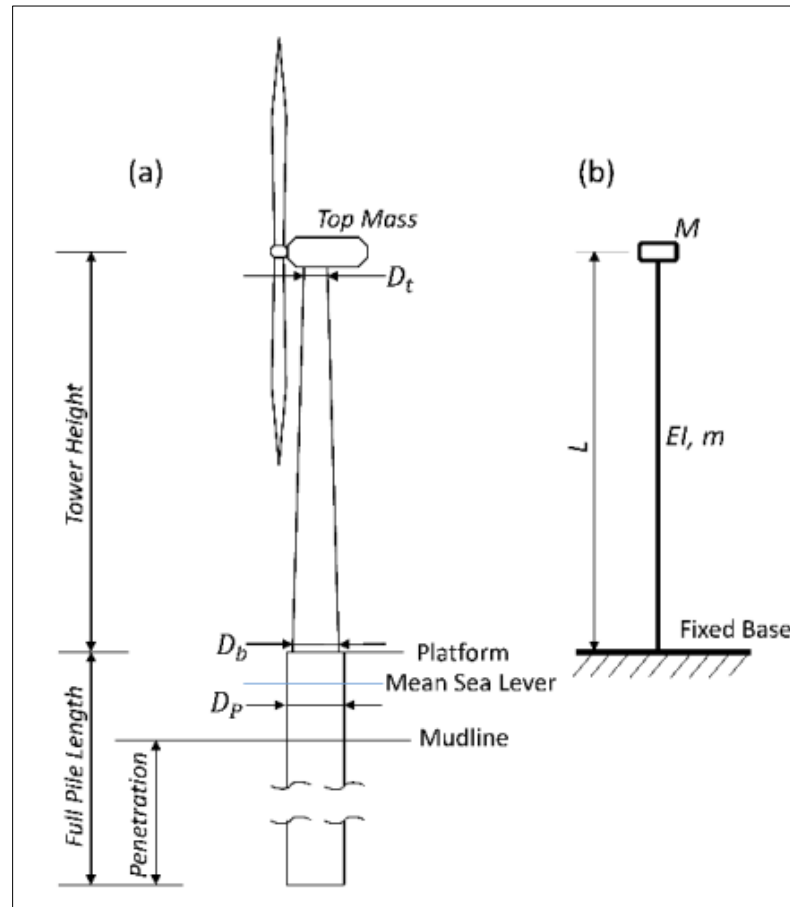
Figura 5: Documentos por área.



Fonte: Adaptado Scopus (2024).

A simplificação fornecida por esta teoria de Euler-Bernoulli permite que engenheiros e pesquisadores calculem frequências naturais de torres de turbinas eólicas de maneira eficaz, essencial para garantir a estabilidade e evitar ressonâncias indesejadas (ZHANG et al., 2018; LIU et al., 2019). Além disso, a teoria de Euler-Bernoulli é muitas vezes combinada com métodos numéricos e analíticos para abordar as complexidades adicionais introduzidas por fatores como a interação solo-estrutura e o efeito do vento, melhorando assim a precisão dos modelos preditivos (WANG et al., 2020; CHEN et al., 2021). Rong et al. (2018) utilizam a teoria de Euler-Bernoulli para desenvolver uma solução analítica que determina a frequência natural de torres de turbinas eólicas offshore suportadas por monopilar, conforme a Figura 6.

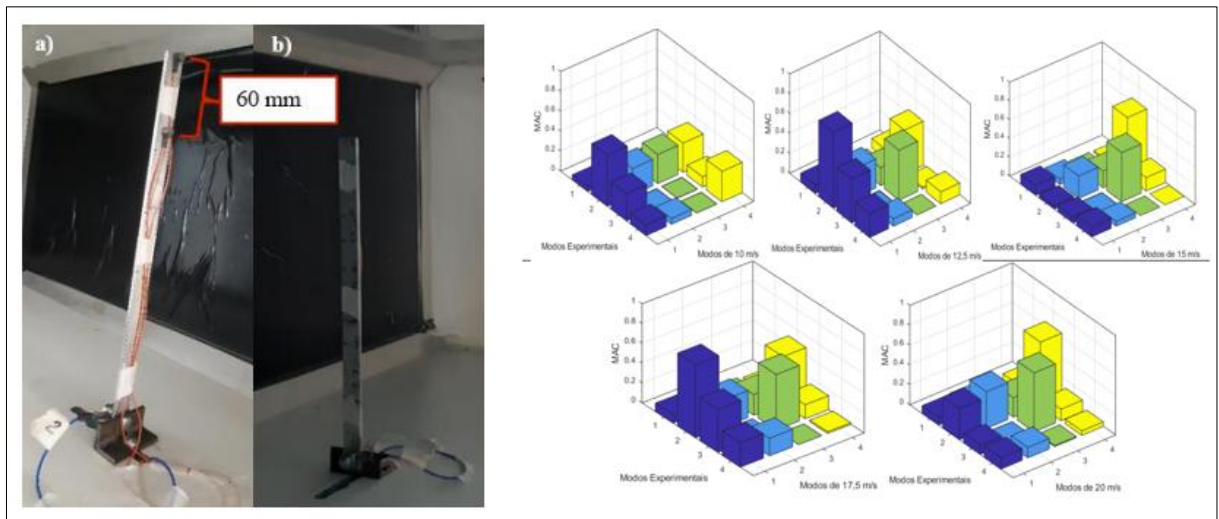
Figura 6: Modelo matemático de torre eólica para análise dinâmica.



Fonte: Adaptado Rong et al. (2018)

Nesse contexto, a colaboração entre o Programa de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) de Furnas e o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) da Universidade Federal de Goiás (UFG) tem sido essencial para a realização de experimentos em túnel de vento. A sugestão de trabalhos anteriores no PPGMEC inclui a reavaliação das condições de uma viga engastada livre através da teoria de Euler-Bernoulli, focando no estudo do comportamento modal em baixas velocidades de escoamento, abaixo de 10 m/s (RODRIGUES, 2023). Este enfoque é particularmente relevante para entender melhor as características vibracionais das vigas sob condições de operação mais comuns e menos extremas. Além disso, Rodrigues (2023) propõe a utilização das técnicas no domínio da frequência da EMA e OMA para melhorar a identificação dos modos de vibração. A Figura 7, demonstra o setup experimental e um dos resultados obtidos por Rodrigues (2023), é possível observar que os resultados apresentados no MAC não demonstram uma correlação satisfatória, evidenciando a influência entre os modos de vibração.

Figura 7: *Setup* experimental e resultados de análise modal em viga sob escoamento em túnel de vento.



Fonte: Adaptado Rodrigues (2023).

Este estudo dá continuidade às investigações iniciadas por Rodrigues (2023), com ênfase na reavaliação das condições de vigas engastadas-livres submetidas a escoamentos de baixa velocidade, inferiores a 10 m/s. No contexto das turbinas eólicas, essa análise torna-se particularmente relevante, uma vez que a interação fluido-estrutura desempenha um papel fundamental na estabilidade e eficiência operacional desses sistemas. Além disso, serão implementadas técnicas de análise modal no domínio da frequência, permitindo uma caracterização mais precisa do comportamento dinâmico da estrutura.

Com o objetivo de aprimorar o experimento original, serão introduzidos modelos com massa concentrada e um amortecedor dinâmico sintonizado (Tuned Mass Damper - TMD), abordados nas seções 2.4 e 3, respectivamente. A inclusão desses dispositivos visa avaliar seus efeitos na resposta vibratória da estrutura, contribuindo para estratégias de mitigação de vibrações em elementos estruturais de turbinas eólicas. Dessa forma, espera-se que os resultados obtidos possam fornecer subsídios para o desenvolvimento de soluções mais eficientes na redução de vibrações indesejadas, promovendo a integridade estrutural e o desempenho otimizado das turbinas eólicas em operação.

1.3 OBJETIVO DO TRABALHO

Este trabalho tem como principal objetivo investigar as respostas dinâmicas de um modelo em escala reduzida de turbina eólica, no qual se caracteriza como uma viga engastada livre com massa concentrada sob escoamento em túnel de vento, utilizando técnicas de análise modal. Para alcançar este objetivo principal, os seguintes passos foram estabelecidos:

- Analisar as características modais da viga utilizando a Análise Modal Experimental (EMA);
- Realizar a Análise Modal Operacional (OMA) para avaliar o comportamento dinâmico sob condições de excitação ambiental em túnel de vento;
- Identificar as formas modais em diferentes condições de fixação e velocidades de escoamento;
- Realizar comparações dos métodos AME, OMA, Euler-Bernoulli e MEF.
- Investigar o comportamento dinâmico de modelos de viga com e sem amortecedor dinâmico (TMD);
- Comparar os métodos AME, OMA com MEF.
- Avaliar a eficácia do TMD na energia vibracional.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O Capítulo 1 contextualizou a pesquisa no cenário de crescimento da energia eólica global e nacional, destacando a importância dos aerogeradores na geração de energia limpa e sustentável. No Brasil, apesar do elevado potencial eólico, a exploração ainda é limitada pela falta de incentivos à iniciativa privada, mas tem crescido com programas como o PROINFA. O capítulo ressaltou a colaboração entre o Programa de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) de Furnas e o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) da UFG, essencial para experimentos em túnel de vento e análises modais. Por fim, foram apresentados os objetivos do trabalho, que são sequenciar o trabalho de Rodrigues (2023) na análise modal de viga engastada submetida à escoamento.

Seguidamente, o Capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica da pesquisa, começando pela teoria de sistemas vibratórios, que descreve os componentes essenciais como massa, rigidez e amortecimento. Em seguida, é detalhada a teoria de Euler-Bernoulli, que modela o comportamento de vigas sujeitas a carregamentos laterais. O capítulo abrange ainda a análise modal,

explicando as metodologias da EMA, OMA, MAC, bem como o sistema de absorvedor dinâmico de vibração e modelos em escala reduzida.

O Capítulo 3 expõe o modelo simplificado de uma turbina eólica em escala reduzida, fundamentando a utilização e descrição do desenvolvimento do MEF, além dos procedimentos de teste experimental sob escoamento controlado em túnel de vento.

Em sequência, o Capítulo 4 detalha os materiais e métodos utilizados na pesquisa, começando com a descrição dos equipamentos essenciais, como o túnel de vento, o sistema de aquisição de dados e os modelos de viga analisados. O capítulo conclui com a descrição dos procedimentos experimentais, incluindo a preparação dos equipamentos, execução dos testes no túnel de vento e a análise dos dados coletados.

Depois o Capítulo 5 apresenta e compara os resultados experimentais da EMA e OMA com a teoria de Euler-Bernoulli e MEF. Ainda, os resultados experimentais obtidos pelos diferentes modelos de viga, que incluem a massa concentrada e absorvedor dinâmico do tipo TMD, comparando assim, os resultados EMA e OMA com MEF.

Por fim, o Capítulo 6 apresenta as conclusões e sugestões para os trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

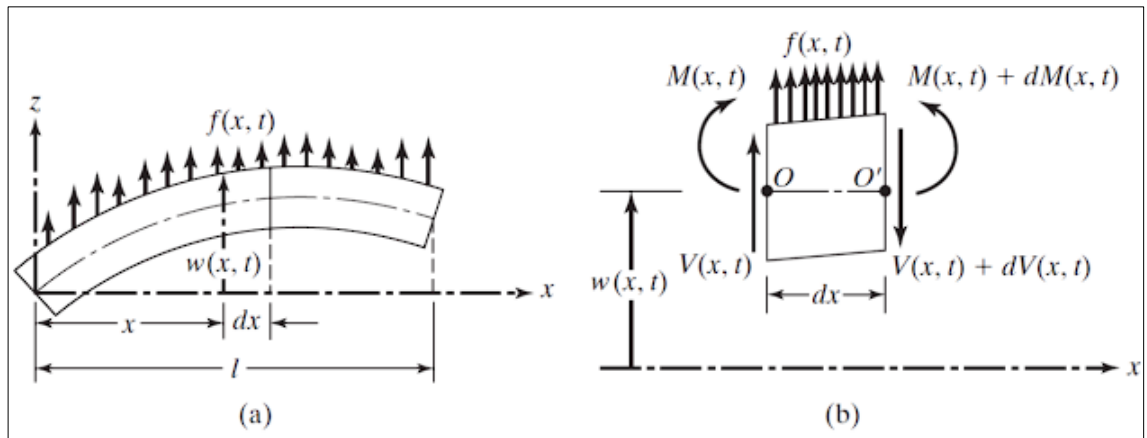
2.1 VIGA DE EULER-BERNOULLI

A teoria de Euler-Bernoulli é formulada para o caso de uma viga sujeita a carregamentos laterais, com as seguintes suposições (Seon; Benaroya; Wei, 1999):

- A viga tem uma dimensão dominante em relação às outras.
- É feita de material elástico e homogêneo.
- O coeficiente de Poisson é negligenciado.
- A seção transversal é simétrica em relação ao plano vertical, com uma linha neutra.
- Planos permanecem perpendiculares após a deformação.
- São considerados pequenos ângulos de flexão.
- Os efeitos dos momentos de inércia de rotação são desconsiderados.

A análise estrutural de vigas submetidas a cargas externas é essencial para garantir a segurança e a integridade das construções. Ao examinar o diagrama de corpo livre e os esforços internos do elemento de viga infinitesimal, como ilustrado na Figura 8, A figura apresenta um elemento de viga infinitesimal submetido a uma carga externa $f(x, t)$, por unidade de comprimento, resultando em um momento fletor $M(x, t)$, e um esforço cortante $V(x, t)$, Esta análise é fundamental para derivar as equações de equilíbrio de forças, incluindo a consideração da força de inércia.

Figura 8: Diagrama de corpo livre (a), diagrama de esforços internos (b) para um elemento de viga.



Fonte: RAO (2008).

$$-(V + dV) + f(x, t)dx + V = \rho A(x)dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, y) \quad (2.1.1)$$

Na qual representa a densidade do material ρ e $A(x)$ é a variação da área da seção transversal em relação à coordenada x , enquanto w se refere à deformação da linha neutra da viga. A equação que descreve o equilíbrio de momentos em torno do eixo y é expressa como

$$(M + dM) - (V + dV) \frac{dx}{2} - M = 0 \quad (2.1.2)$$

É possível aplicar a regra da cadeia nas derivadas de dV e dM , resultando em:

$$dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx \quad (2.1.3)$$

$$dM = \frac{\partial M}{\partial x} dx \quad (2.1.4)$$

Substituindo, tem-se que:

$$-\frac{\partial V}{\partial x} + f(x, t) = \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.1.5)$$

$$-\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + f(x, t) = \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.1.6)$$

De acordo com a teoria de flexão de vigas de Euler-Bernoulli, a relação entre o momento fletor e a deflexão é expressa da seguinte maneira:

$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.1.7)$$

Nessa relação, E representa o módulo de elasticidade referente às deformações normais à seção transversal, enquanto $I(x)$ representa o momento de inércia da seção transversal em relação ao eixo y . Rescrevendo a equação diferencial do momento tem-se que:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \right] + \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (2.1.8)$$

Em uma situação em que a viga possui uma seção transversal constante, ou seja, $A(x)$ é igual a A e $I(x)$ é igual a I , e está sujeita à vibração livre, o que implica que não há carga aplicada $f(x, t) = 0$.

$$\frac{EI}{\rho A} \frac{\partial^4}{\partial x^4}(x, t) + \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = 0 \quad (2.1.9)$$

A resolução de uma Equação Diferencial Parcial (EDP) envolve uma abordagem na qual a função $w(x, t)$ é decomposta em duas funções separadas, $W(x)$ e $T(t)$, sendo aplicados valores gerais das condições iniciais conforme definido por:

$$w(x, t = 0) = w_0(x) \quad (2.1.10)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x}(x, t = 0) = \dot{w}_0(x) \quad (2.1.11)$$

Aplicando a partição da função $w(x, t)$ e rearranjando ambos os lados, obtém-se:

$$\frac{EI}{\rho A} \frac{1}{W(x)} \frac{\partial^4 W(x)}{\partial x^4} = - \frac{1}{\tau(t)} \frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2} = cte = \omega^2 \quad (2.1.12)$$

Mais uma vez, é definido como a frequência natural da viga. Isso leva à obtenção de duas Equações Diferenciais Ordinárias (EDOs) principais, uma para a função $W(x)$ e outra para a função $T(t)$, que apresentam o seguinte formato:

$$\frac{\partial^4 W(x)}{\partial x^4} - \beta^4 W(x) = 0 \quad (2.1.13)$$

$$\frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2} + \omega^2 T(t) = 0 \quad (2.1.14)$$

No qual,

$$\beta^4 = \left(\frac{\rho A}{EI}\right) \omega^2 \quad (2.1.15)$$

A solução da equação é dada por:

$$T(t) = A \cos(\omega t) + B \sin(\omega t) \quad (2.1.16)$$

onde A e B são constantes definidas a partir das condições iniciais. Assumindo que:

$$W(x) = C e^{sx} \quad (2.1.17)$$

No qual C e s são constantes. Derivando o polinômio característico como:

$$s^4 - \beta^4 = 0 \quad (2.1.18)$$

Sendo as raízes:

$$s_{1,2} = \pm \beta \quad (2.1.19)$$

$$s_{3,4} = \pm i\beta \quad (2.1.20)$$

Assim, pode-se escrever a equação geral do deslocamento vertical da viga por meio da equação:

$$W(x) = C_1(\cos\beta x + \cosh\beta x) + C_2(\cos\beta x - \cosh\beta x) + C_3(\sin\beta x + \sinh\beta x) + C_4(\sin\beta x - \sinh\beta x) \quad (2.1.21)$$

Nesse contexto, C_1 , C_2 , C_3 e C_4 representam constantes que podem ser encontradas por meio das condições de contorno aplicadas na solução do sistema em questão, assim como o valor de β . As frequências naturais podem ser calculadas usando a seguinte fórmula:

$$\omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = (\beta L)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho AL^4}} \quad (2.1.22)$$

2.2 ANÁLISE MODAL

A análise modal é uma técnica fundamental na engenharia mecânica, empregada para determinar as propriedades dinâmicas de estruturas e sistemas. Estas propriedades incluem frequências naturais, modos de vibração e razões de amortecimento, que são essenciais para prever o comportamento de uma estrutura sob diversas condições de carga. A análise modal é amplamente utilizada em diversos campos, como na engenharia civil, mecânica, aeroespacial e automotiva, para garantir a integridade e a eficiência das estruturas.

A Análise Modal Experimental (AME) envolve a excitação de uma estrutura através de excitações controladas e a medição de suas respostas dinâmicas. Esta técnica permite a determinação precisa dos parâmetros modais, que são utilizados para validar modelos numéricos e para a detecção de possíveis falhas estruturais. Segundo Ribeiro et al. (2010), a AME é particularmente útil em ambientes controlados, onde é possível manipular precisamente as condições de excitação e obter dados de alta qualidade.

Os métodos comuns de excitação na AME incluem o uso de martelos de impacto e *shakers* eletrodinâmicos. A análise dos dados é geralmente realizada utilizando a Transformada rápida de Fourier (FFT) para transformar os sinais de tempo para o domínio da frequência, permitindo a identificação dos picos de frequência que correspondem às frequências naturais da estrutura (Ewins, 2000).

A Análise Modal Operacional (OMA), por outro lado, é utilizada para determinar os parâmetros modais de uma estrutura em suas condições reais de operação, sem a necessidade de uma fonte de excitação artificial. Este método é particularmente vantajoso para estruturas que estão continuamente em uso ou que não podem ser isoladas de suas condições operacionais normais (Rainieri; Fabbrocino, 2014). Recentemente, técnicas avançadas como a Decomposição no Domínio da Frequência (FDD) têm sido desenvolvidas para melhorar a precisão e a eficiência da análise modal (Brincker; Zhang; Andersen, 2000).

Na OMA, os dados de resposta vibracional são coletados durante a operação normal da estrutura, e as técnicas de identificação modal são aplicadas para extrair os parâmetros modais. A Análise Subespacial Estocástica (SSI) é uma das técnicas mais comuns utilizadas na OMA, permitindo a identificação precisa dos modos de vibração a partir de respostas apenas de saída (Peeters; De Roeck, 2001). Este método é altamente eficaz para grandes estruturas, como pontes e edifícios, onde a excitação ambiental, como o vento e o tráfego, fornece a energia necessária para a análise modal.

2.2.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

A análise modal experimental é uma técnica fundamental na análise estrutural, que envolve a geração de um estímulo através de um martelo de impacto e a captação da resposta de vibração por meio de um acelerômetro. A partir desses sinais, adquire a Função Resposta em Frequência (FRF), permitindo a definição dos modos de vibração, das frequências naturais e dos fatores de amortecimento da estrutura analisada. Conforme afirmado por Peeters e De Roeck (2001), a principal vantagem da análise modal experimental reside no fato de ser uma técnica não destrutiva, que pode ser executada em condições próximas à realidade, proporcionando alta confiabilidade nos resultados obtidos.

O objetivo principal da análise modal experimental é desenvolver um modelo matemático do sistema em estudo, visando descrever com precisão o comportamento dinâmico de uma estrutura em termos modais. As curvas de FRF, obtidas de maneira experimental, são utilizadas para caracterizar indiretamente as propriedades modais de um sistema (PEETERS, DE ROECK, 2001).

De acordo com Maia e Silva (1997), a técnica de análise modal experimental é amplamente empregada na engenharia para a identificação de parâmetros modais, sendo essencial para o desenvolvimento de modelos precisos que permitam prever o comportamento dinâmico

de estruturas. Ewins (2000) também destaca que a precisão dos resultados obtidos por meio dessa técnica é crucial para a validação de modelos numéricos utilizados em simulações computacionais.

Para a análise modal experimental, apresentam-se dois métodos de identificação dos parâmetros modais:

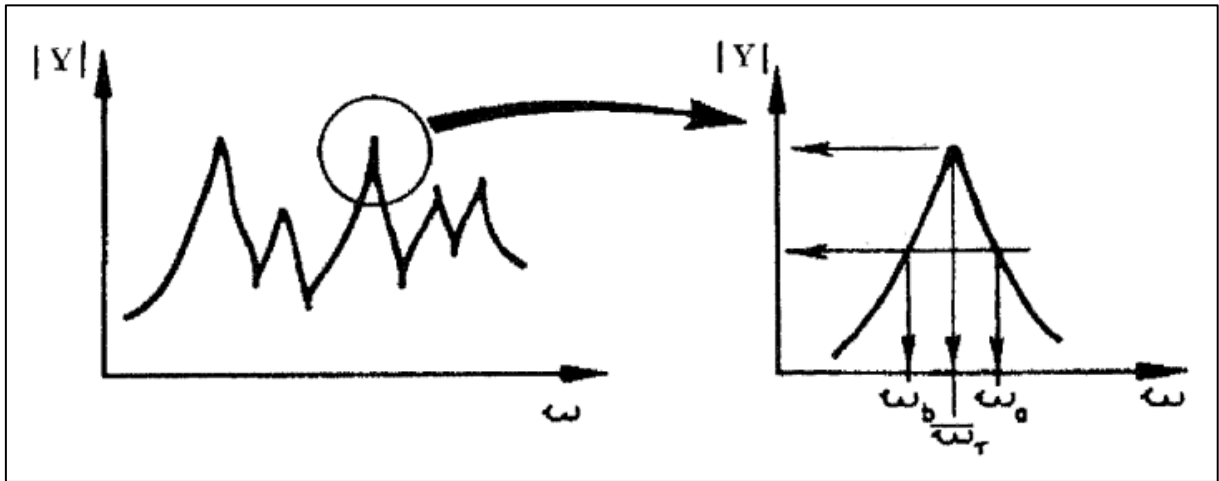
- I. Método de Seleção de Pico.
- II. Função indicadora de Modo Complexo (CMIF).

Acrescenta-se que como o desenvolvimento dos métodos não é o foco deste trabalho, para um aprofundamento, recomenda-se as obras *Modal Testing: Theory, Practice and Application* (Ewins, 2000) e *Complex Mode Indication Function and Its Applications to Spatial Domain Parameter Estimation* (Shih et al., 1989).

2.2.1.1 MÉTODO DE SELEÇÃO DE PICOS

O Método de Seleção de Pico é uma abordagem simplificada e direta, amplamente empregada em análises preliminares no campo da análise modal experimental. Nesse método, a identificação das frequências naturais ocorre diretamente por meio dos picos observados nas curvas da Função Resposta em Frequência (FRF), conforme a Figura 9. As amplitudes máximas dessas curvas estão associadas às frequências naturais do sistema. Entretanto, apesar de sua facilidade de aplicação, essa técnica pode apresentar limitações, especialmente em sistemas que possuem modos fortemente acoplados ou quando há a presença de ruído significativo nos dados experimentais, o que pode comprometer a precisão da identificação modal (Ewins, 2000).

Figura 9: Identificação de Picos.



Fonte: Adaptado (Ewins, 2000).

Para aquisição dos picos temos:

$$H(f) = -\frac{1}{4\pi^2} \left[\frac{1}{m} \left(\frac{1}{(f^2 - j\xi_r f_r - f_r^2)} \right) \right] \quad (2.2.1.1)$$

Denota-se H a função resposta em frequência, f_r corresponde à frequência de ressonância não amortecida e ξ_r representa o amortecimento relativo. O parâmetro m indica o tamanho da amostra considerada. Ao identificar um pico em f_p , variando-se de k até p , o procedimento seleciona o pico e um número fixo de pontos em ambos os lados, substitui o termo de massa por uma variável fictícia d , e calcula os parâmetros modais resolvendo o sistema de equações:

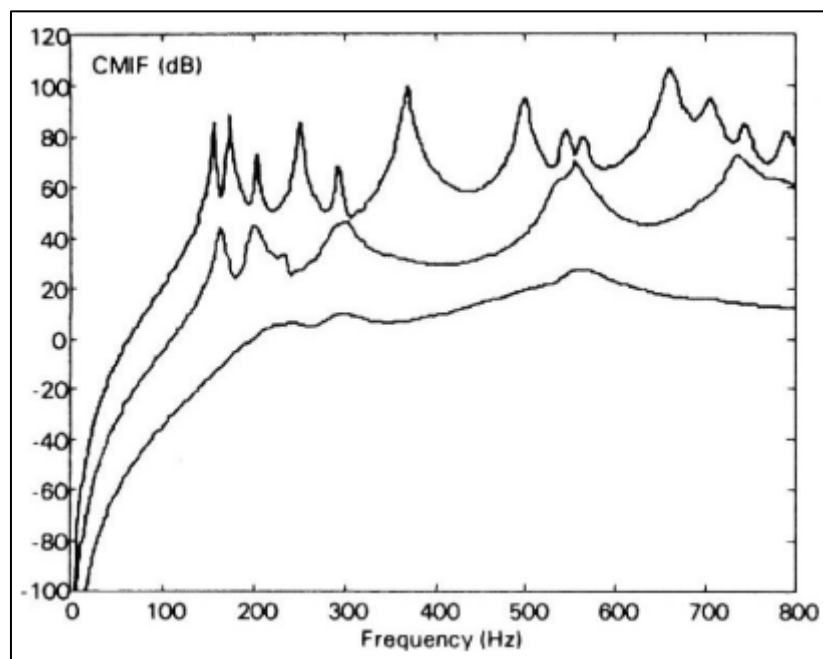
$$\begin{bmatrix} H(f_{p-k}) & 2jH(f_{p-k}) & -1 \\ H(f_p) & 2jH(f_p) & -1 \\ H(f_{p+k}) & 2jH(f_{p+k}) & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_r^2 \\ \xi_r f_r \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{p-k}^2 \\ f_p^2 H(f_p) \\ f_{p+k}^2 (f_{p+k}) \end{bmatrix} \quad (2.2.1.2)$$

2.2.1.2 FUNÇÃO INDICADORA DE MODO COMPLEXO (CMIF)

Um algoritmo baseado na SVD, aplicado a múltiplas medições da FRF de referência, foi desenvolvido para identificar a ordem adequada da equação do sistema. Esse método, denominado CMIF, define-se pelos autovalores da matriz normal formada a partir da matriz FRF em cada linha espectral. A matriz normal é obtida pela pré-multiplicação da matriz FRF por sua

matriz Hermitiana $[H(j\omega)]^H[H(j\omega)]$ Shih et al (1988). O CMIF é representado graficamente como uma curva dos autovalores em escala logarítmica de magnitude em função da frequência, onde os picos identificam a presença de modos, conforme Figura 10. As frequências associadas a esses picos correspondem às frequências naturais amortecidas do sistema. Na aplicação do CMIF em algoritmos de estimativa de parâmetros modais, o número de modos detectados determina o número mínimo de graus de liberdade necessários para a equação do sistema.

Figura 10: Diagrama CMIF.



Fonte: Adaptado (Ewins, 2000).

A teoria por trás da CMIF descreve a matriz FRF que representa a relação de múltiplas entradas e saídas da estrutura em cada linha espectral. No contexto da análise modal, considerando sistemas lineares e invariantes no tempo, a matriz FRF de um sistema com N graus de liberdade pode ser expressa como:

$$[H(j\omega)] = \sum_{r=1}^{2N} \frac{[A_r]}{j\omega - \lambda_r} = \sum_{r=1}^{2N} \frac{Q_r\{\phi\}_r\{L\}_r^H}{(j\omega - \lambda_r)} \quad (2.3.2.1)$$

$[H(j\omega)]$ matriz FRF em formato de matriz

$$[H(j\omega)] = [\Phi] \left[\frac{Q_r}{(j\omega - \lambda_r)} \right] \quad (2.3.2.2)$$

Decomposição matriz FRF em SVD (EWINS, 2000). Obtém-se

$$[H(j\omega)]_{n \times p} = [U(j\omega)]_{n \times n} \left[\sum (j\omega) \right]_{n \times n} [V(j\omega)]_{p \times p}^H \quad (2.3.2.3)$$

$$[CMIF(j\omega)]_{p \times p} = \left[\sum (j\omega) \right]_{p \times n}^T \left[\sum (j\omega) \right]_{n \times p} \quad (2.3.2.4)$$

2.2.2 ANÁLISE MODAL OPERACIONAL

A Análise Modal Operacional (OMA), também conhecida como análise modal baseada apenas na saída, análise modal em operação, é uma técnica avançada de identificação de parâmetros modais, amplamente utilizada para determinar os parâmetros modais de uma estrutura com base em dados de vibração coletados durante suas condições operacionais normais. Este método é particularmente valioso em cenários onde a estrutura em questão é grande demais para responder à excitação artificial ou quando o sistema não pode ser completamente desligado para testes.

Na OMA, forças ambientais ou forças provenientes de cargas cíclicas da própria estrutura são usadas como excitação. Devido ao fato de que essas excitações são desconhecidas, a OMA depende exclusivamente de dados de resposta mensuráveis. Para extrair os parâmetros modais, são empregados diversos algoritmos especializados em processamento de dados, tais como o método da decomposição no domínio do tempo, a técnica de estimativa da densidade espectral e o método da função de resposta em frequência (FRF) estocástica (Peeters e De Roeck, 2001; Brincker et al., 2000).

A ausência da necessidade de excitação de entrada faz da OMA uma técnica ideal para analisar a dinâmica de estruturas que estão sujeitas a excitações aleatórias geradas pelo ambiente, como pontes, edifícios e turbinas eólicas (Rainieri e Fabbrocino, 2014).

Para a análise modal operacional, apresentam-se três métodos de identificação dos parâmetros modais:

- I. Método de Seleção de Pico.
- II. Método de Identificação Estocástica do Subespaço (SSI)

III. Método de Decomposição no Domínio da Frequência (FDD)

Da mesma forma que o desenvolvimento dos métodos não é o foco deste trabalho, para um aprofundamento, recomenda-se a obra *Introduction to Operational Modal Analysis* (Brincker; Ventura, 2015).

2.2.2.1 MÉTODO DE SELEÇÃO DE PICOS

O método de pico (PP) é uma técnica que opera no domínio da frequência, onde a identificação das frequências naturais de uma estrutura é realizada através da detecção de picos no espectro de potência. A suposição básica para a aplicação eficaz deste método é que os modos de vibração da estrutura estejam bem separados e que o amortecimento seja baixo (Brincker, Zhang e Andersen, 2000; Peeters e De Roeck, 2001).

A eficácia do método PP na identificação modal é demonstrada quando os modos de um sistema estão bem separados. Devido à sua simplicidade, esta técnica é bastante atrativa, pois baseia-se apenas na análise do espectro de potência para identificar as frequências naturais. Entretanto, uma limitação significativa surge quando se trata de sistemas com modos próximos. Nessas situações, os resultados obtidos podem ser enganosos, tornando o método PP inadequado para a análise de estruturas complexas onde a proximidade de modos é comum (Peeters e De Roeck, 2001; Zhang et al., 2017).

2.2.2.2 MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO ESTOCÁSTICA DO SUBESPAÇO (SSI)

A identificação subspectral estocástica (SSI) é um método de Análise Modal Operacional (OMA) no domínio do tempo, desenvolvido inicialmente em 1991 por Van Overschee e De Moor. O método SSI permite a identificação de um modelo de espaço de estados eficaz para sistemas dinâmicos complexos sujeitos a excitação estocástica diretamente a partir de dados medidos. Em comparação com outras técnicas como o modelo autoregressivo-média móvel (ARMAV), o SSI reduz significativamente a complexidade computacional (Peeters e De Roeck, 2001; Rainieri e Fabbrocino, 2014).

Existem dois algoritmos principais de SSI: o SSI baseado em dados (SSI-DATA) e o SSI baseado em covariância (SSI-COV). O SSI-COV utiliza a decomposição em valores singulares (SVD) para a identificação de sistemas determinísticos e redução de ruído. No SSI-COV, a matriz Hankel em bloco é formada com dados de correlação, ao contrário da função de resposta em frequência (FRF) aplicada em métodos de Análise Modal Experimental (EMA). O SSI-COV pode ser implementado com o método de análise de variantes canônicas (CVA), o método de componente principal não ponderado (UPC) ou o método de componente principal (PC), onde a matriz Hankel de covariância é inicialmente ponderada e, em seguida, decomposta aplicando o processo SVD (Van Overschee e De Moor, 1996).

Os métodos PC, CVA ou UPC são utilizados para ponderar a matriz, e a precisão desses métodos é semelhante na identificação dos parâmetros do sistema (Peeters e De Roeck, 2001; Zhang et al., 2017). A implementação desses algoritmos envolve a formação da matriz Hankel a partir de dados de correlação, seguida pela aplicação da SVD para decomposição e identificação modal. Este processo permite uma análise robusta e precisa, mesmo em sistemas sujeitos a excitação estocástica (Peeters e De Roeck, 2001).

O modelo de espaço de estados estocástico de um sistema pode ser descrito utilizando a covariância de saída R_i , que é calculada a partir dos dados medidos. Este é o primeiro passo no algoritmo SSI-COV, permitindo a extração de modos naturais e amortecimentos com alta precisão (Rainieri e Fabbrocino, 2014)

$$R_i = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-i} y_{k+1} y_k^T \quad (2.4.2.2)$$

Onde N são as amostras de dados. A matriz de covariância de saída T_i , também chamada de matriz de Toeplitz, pode ser obtida a partir de:

$$T_i = \begin{bmatrix} R_i & R_{i-1} & \dots & R_1 \\ R_{i+1} & R_i & \dots & R_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ R_{2i-1} & R_{2i-2} & \dots & R_i \end{bmatrix} \quad (2.4.2.3)$$

A matriz de Toeplitz pode ser decomposta no produto da matriz de observabilidade O_i e controlabilidade C_i .

$$T_i = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{i-1} \end{bmatrix} [A^{i-1}G \ A^{i-2}G \ \dots \ G] = O_i \Gamma_i \quad (24.2.4)$$

A decomposição de T_i em SVD, tem-se:

$$T_i = USV^T \quad (24.2.5)$$

Sendo S é a matriz singular com valores diagonais e U e V são matrizes ortogonais. As matrizes do sistema A e C podem ser resolvidas simultaneamente. Para obter os parâmetros modais, a decomposição em autovalores é aplicada à matriz do estado A :

$$A = \Psi \Lambda \Psi^{-1} = \sum_{k=1}^n \Psi_k \lambda_k \Psi_k^* \quad (24.2.6)$$

Onde λ_k é o autovalor do sistema em tempo discreto. A frequência natural ω_k , a razão de amortecimento ζ_k e a forma modal φ_k são obtidos por:

$$\omega_k = \frac{|\lambda_{ck}|}{2\pi}; \zeta_k = \frac{-100 \operatorname{Re}(\lambda_{ck})}{|\lambda_{ck}|}; \varphi_k = C \Psi_k, \quad \lambda_{ck} = \frac{\ln \lambda_k}{\Delta T} \quad (24.2.7)$$

2.2.2.3 MÉTODO DE DECOMPOSIÇÃO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA (FDD)

Para superar as limitações do método de seleção de picos, foi introduzida uma nova técnica denominada decomposição no domínio da frequência (FDD). A FDD é um método de fácil aplicação que elimina as deficiências do método PP. É uma das técnicas de OMA mais populares, devido à sua robustez e precisão. A FDD é uma extensão do método de seleção de picos que utiliza a decomposição em valores singulares (SVD) da matriz de densidade espectral de potência (PSD) para detectar a multiplicidade de modos (Brincker, Zhang e Andersen, 2000).

A técnica FDD funciona ao decompor a matriz espectral por meio da SVD, resultando em um conjunto de funções de densidade espectral auto-espectral, cada uma correspondente a um sistema de grau de liberdade único. Essa decomposição permite identificar modos próximos com maior precisão, uma limitação significativa do método de seleção de picos. A relação entre as entradas desconhecidas $x(t)$ e as respostas de saída medidas $y(t)$ pode ser expressa através desta técnica, melhorando significativamente a análise modal de estruturas complexas (Peeters e De Roeck, 2001).

$$[G_{yy}(j\omega)] = [H(j\omega)]^* [G_{xx}(j\omega)] [H(j\omega)]^T \quad (2.5.2.7)$$

Onde o sobrescrito $*$ é o conjugado complexo, o sobrescrito T é a transposta, $[G_{yy}(j\omega)]$ é a matriz PSD da saída, $[G_{xx}(j\omega)]$ é a matriz PSD da entrada e $[H(j\omega)]$ é a matriz da função de resposta em frequência (FRF). Realizando a decomposição em SVD da matriz PSD da saída em frequências discretas $\omega = \omega_i$ obtém-se:

$$[\hat{G}_{yy}(j\omega_i)] = [U]_i [S]_i [U]^H_i \quad (2.5.2.8)$$

A matriz unitária $[U]_i$ contém vetores proporcionais aos autovetores, enquanto os elementos diagonais da matriz $[S]_i$ contém informações sobre as autofrequências. O sobrescrito H indica a transposta conjugada ou transposta Hermitiana, uma operação crucial para esta análise (Brincker, Zhang e Andersen, 2000).

Apesar da eficácia do FDD na identificação de modos e frequências naturais, uma limitação significativa do método é sua incapacidade de estimar razões de amortecimento. Para superar essa limitação, foi desenvolvida a técnica de FDD aprimorado (EFDD). Esta técnica é uma extensão do método FDD e permite a estimativa de formas modais, razões de amortecimento e frequências naturais com maior precisão (Jacobsen e Andersen, 2007).

No método EFDD, a transformada inversa de Fourier discreta (IDFT) é usada para converter a função de densidade espectral de potência (PSD) do domínio da frequência para o domínio do tempo, resultando em um pico de ressonância. A frequência de ressonância é então obtida determinando os tempos de cruzamento por zero, enquanto o amortecimento é calculado pelo decremento logarítmico da função de autocorrelação normalizada correspondente. Esse método oferece um processamento rápido e fácil de usar, estimando frequências naturais e modos próximos com boa precisão (Rainieri e Fabbrocino, 2014).

2.3 MAC (MODAL ASSURANCE CRITERION)

O Critério de Garantia Modal (MAC) é uma métrica amplamente utilizada na análise modal para avaliar a consistência entre modos próprios estimados de uma estrutura. O MAC é definido como uma medida de correlação entre duas formas modais, expressando o grau de similaridade entre elas. A fórmula do MAC é dada por:

$$MAC(\phi_i, \phi_j) = \frac{|\phi_i^H \phi_j|^2}{(\phi_i^H \phi_i)(\phi_j^H \phi_j)} \quad (2.6.1)$$

Onde ϕ_i e ϕ_j são os vetores, e ϕ_i^H representa a transposta conjugada de ϕ_i . O valor do MAC varia entre 0 e 1, no qual 1 indica modos idênticos e 0 indica modos ortogonais (Allemang, 2003).

O uso do MAC é crucial na validação de resultados de identificação modal, pois fornece uma maneira quantitativa de comparar formas modais obtidas experimentalmente com aquelas obtidas de modelos teóricos ou de simulação. Valores de MAC próximos de 1 indicam uma boa correspondência entre as formas modais, sugerindo que os modos próprios foram identificados com precisão (Maia e Silva, 1997).

Além de sua aplicação na validação de formas modais, o MAC também é utilizado na detecção de danos estruturais. Alterações nos valores de MAC podem indicar mudanças nas propriedades modais da estrutura, sugerindo a presença de danos ou deterioração. Essa aplicação é especialmente relevante em programas de monitoramento de saúde estrutural (SHM), onde a integridade estrutural deve ser continuamente avaliada (Rainieri e Fabbrocino, 2014).

2.4 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO NÃO AMORTECIDO

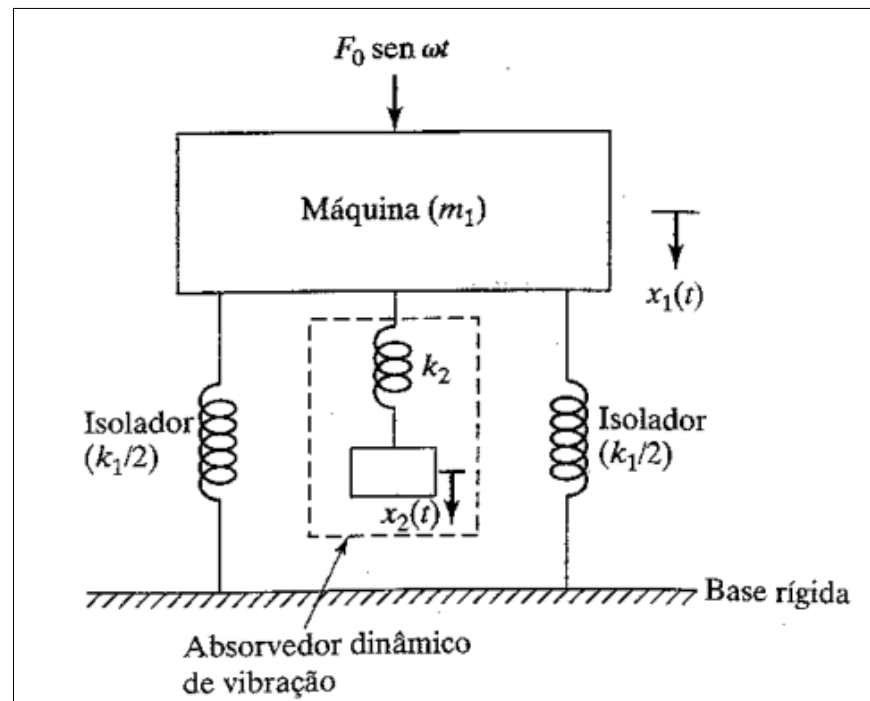
O absorvedor dinâmico de vibração é uma solução mecânica projetada para reduzir a amplitude de vibrações indesejadas em sistemas sujeitos a excitações harmônicas. O princípio aplicado nesse trabalho baseia-se na adição de uma massa secundária, acoplada ao sistema primário por meio de uma rigidez ajustável, formando um sistema de quatro graus de liberdade.

Essa configuração permite que o absorvedor, quando sintonizado adequadamente, transfira a energia vibratória da massa principal para o elemento secundário, reduzindo assim a vibração do sistema primário em uma frequência específica (Den Hartog, 1956).

2.4.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

O sistema estudado consiste em duas massas acopladas por elementos elásticos com as seguintes características, Figura 11.

Figura 11: Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido TMD.



Fonte: RAO (2008).

Massa primária sistema principal (m_1), associada à rigidez k_1 , é o elemento principal do sistema, sujeito a uma força de excitação $F_0 \cos(\omega t)$.

Massa secundária absorvedor dinâmico (m_2), conectada à massa primária por uma rigidez k_2 , constitui o absorvedor. Conforme indicado por Rao (2008), as equações de movimento para esse sistema são derivadas a partir da segunda lei de Newton e podem ser expressas como:

Massa primária (m_1):

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.4.1.1)$$

Massa secundária (m_2):

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.8.1.2)$$

A introdução de soluções harmônicas $x_1(t) = X_1 e^{j\omega t}$ e $x_2(t) = X_2 e^{j\omega t}$, conforme usual em sistemas lineares (Rao, 2008), permite a simplificação das equações diferenciais em termos de amplitudes complexas:

$$-\omega^2 m_1 X_1 + X_1 k_1 + k_2(X_1 - X_2) = F_0 \quad (3.8.1.3)$$

$$-\omega^2 m_2 X_2 + k_2(X_2 - X_1) = 0 \quad (3.8.1.4)$$

Substituindo essas relações nas equações de movimento, as massas m_1 e m_2 podem ser expressas em função das rigidezes e das frequências naturais:

$$m_1 = \frac{k_1}{\omega_1^2} \quad (3.8.1.5)$$

$$m_2 = \frac{k_2}{\omega_2^2} \quad (3.8.1.6)$$

Dessa forma, as equações do sistema são reformuladas para que todas as dependências sejam expressas em termos de k_1 , k_2 , ω_1 e ω_2 . Isso simplifica a análise e facilita a sintonização do absorvedor.

Por fim, é válido acrescentar que a modelagem matemática do TMD foi apresentada desconsiderando o termo de amortecimento. Todavia, as equações completas podem e outros parâmetros utilizados no TMD podem ser obtidas na obra *Mechanical Vibration* de (Den Hartog, 1956).

2.4.2 SOLUÇÃO HARMÔNICA E AMPLITUDES

A solução harmônica é obtida ao considerar a resposta em regime permanente, em que as amplitudes X_1 e X_2 estão relacionadas por:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2\omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2} \quad (3.8.2.1)$$

$$X_2 = \frac{k_2F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2} \quad (3.8.2.2)$$

As equações acima determinam o módulo das amplitudes X_1 e X_2 , porém, é conveniente expressá-las dividida pela deformação estática do sistema primário.

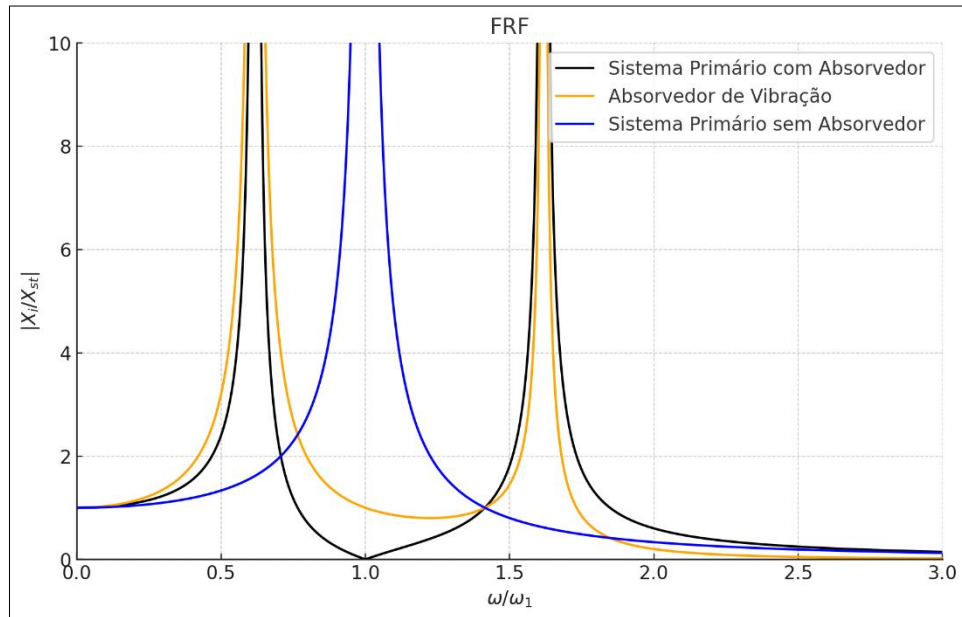
$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \quad (3.8.2.3)$$

Após a normalização, é possível obter:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (3.8.2.4)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (3.8.2.5)$$

Figura 12: Influência do Absorvedor Dinâmico de Vibração sobre o sistema primário.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 12, representa a influência do absorvedor dinâmico de vibração para diferentes razões de frequência $\frac{\omega}{\omega_n}$, sendo que a curva azul demonstra o sistema sem o absorvedor, a curva verde a amplitude do sistema primário, e a azul a amplitude do absorvedor após o acoplamento no sistema.

3. MODELO DE TORRE EÓLICA EM ESCALA REDUZIDA

3.1 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS – MODELO EM ESCALA

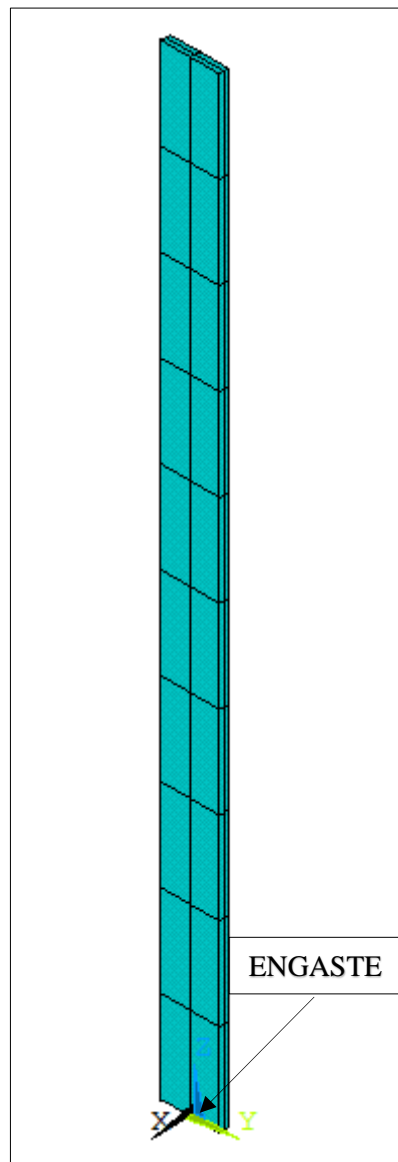
A análise por elementos finitos é uma ferramenta amplamente empregada para modelar e compreender o comportamento estrutural de sistemas complexos em engenharia. Por meio dessa metodologia, é possível representar estruturas de maneira precisa, dividindo-as em elementos menores conectados por nós, permitindo a avaliação de propriedades como deslocamentos, tensões e frequências naturais. Nesse contexto, o Academic Research foi utilizado para simular o comportamento dinâmico de vigas, aproximando suas características a um modelo em escala representativo de uma turbina eólica.

O estudo define a simulação estrutural de uma viga, considerando análises estática e modal, incorporando condições de contorno e propriedades de material específicas. A estrutura modelada compreende uma torre cônica com seções retangulares na base e no topo, conectadas por uma seção cônica intermediária. A modelagem utiliza o elemento BEAM188 para a viga e MASS21 para representar as massas concentradas, correspondentes à nacele e ao Tuned Mass Damper (TMD). As propriedades geométricas são definidas com largura de 19 mm e espessura de 3,18 mm para a base e o topo da torre, além de uma transição cônica ao longo de 300 mm de altura. O TMD possui uma seção retangular de 25 mm de largura e 0,5 mm de espessura, posicionado a 215 mm da base. O modelo permite a análise utilizando aço e alumínio, cujas propriedades incluem módulo de elasticidade de $2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ e $6,9 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$, respectivamente, além de densidades de 7850 kg/m^3 para o aço e 2700 kg/m^3 para o alumínio. A discretização do modelo segue uma malha estruturada com 10 divisões para a torre e 5 divisões para o TMD, garantindo um refinamento adequado para a análise modal.

As condições de contorno incluem um engaste na base da torre, restringindo todos os graus de liberdade, além da aplicação de gravidade no sentido positivo do eixo Z. As massas concentradas são aplicadas no topo da torre (0,2 kg) e na posição do TMD (0,1 kg), conectadas rigidamente à estrutura. A análise modal utiliza o método de Lanczos, considerando os dez primeiros modos de vibração, e aplica o solver SPARSE para maior eficiência computacional.

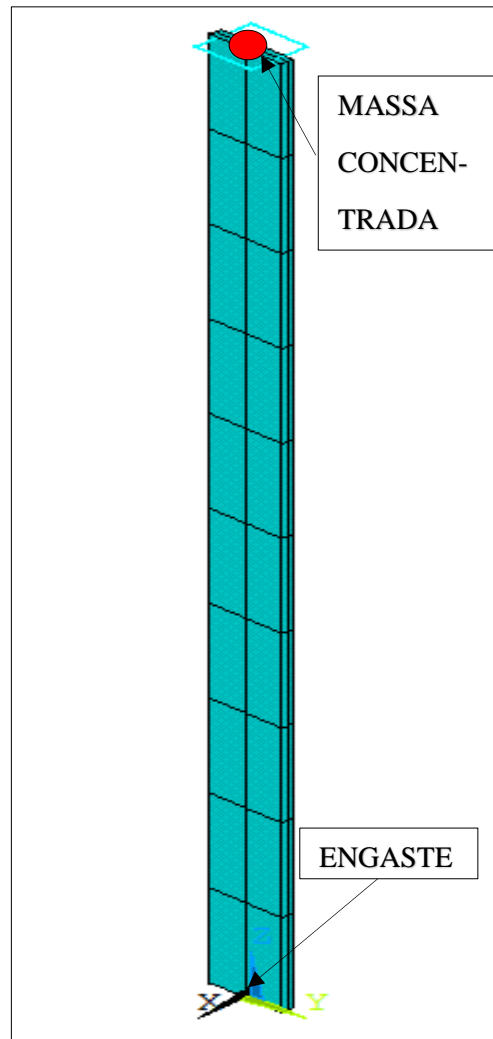
A análise estática é realizada para avaliar as deformações estruturais sob a ação da gravidade. No pós-processamento, são extraídas as frequências naturais e analisadas as formas modais, permitindo comparações com dados experimentais. Na Figura 13, é apresentado o modelo de viga engastada-livre, utilizado como referência comparativa para os resultados obtidos por Rodrigues (2023).

Figura 13: Modelo de Viga 1 – Engastada-Livre.



Fonte: Próprio autor (2024).

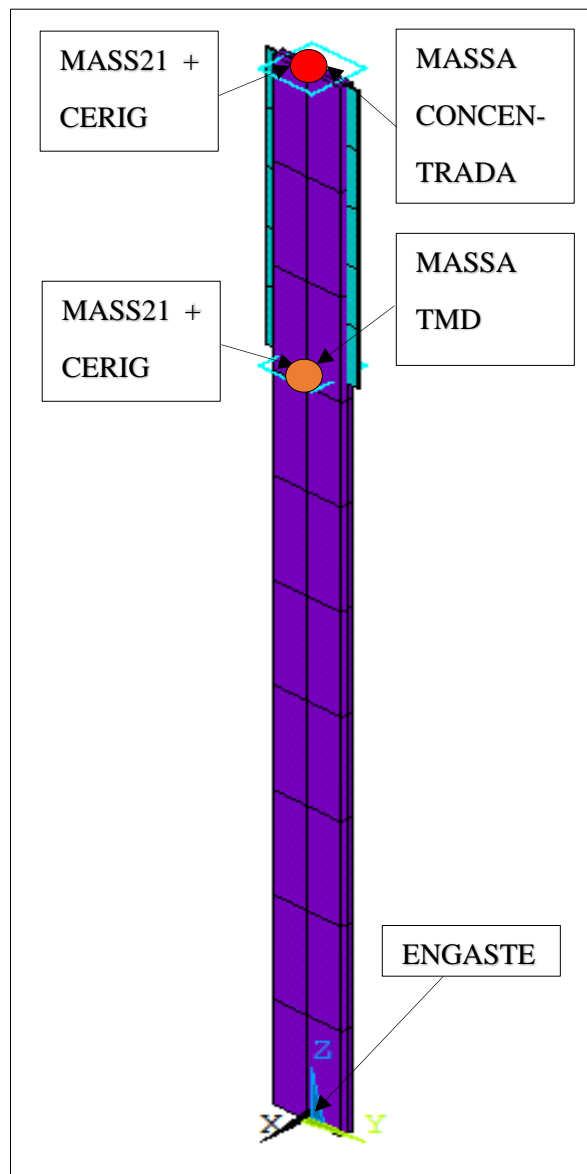
Figura 14: Modelo de Viga 2 – Engastada-Livre com massa concentrada na extremidade.



Fonte: Próprio autor (2024).

A Figura 14 apresenta os elementos de uma viga sem a inclusão de um amortecedor de vibração TMD, já a Figura 15 demonstra o modelo de simulação implementando o TMD, com o objetivo de obter resultados que servirão como base comparativa para análises subsequentes do modelo com amortecimento.

Figura 15: Modelo de Viga 3 – Engastada-Livre com massa concentrada na extremidade com TMD.



Fonte: Próprio autor (2024).

3.2 MODELO EM ESCALA REDUZIDA

A criação de modelos em escala para análise modal de turbinas eólicas configura-se como um campo fundamental no contexto da engenharia estrutural dinâmica, especialmente diante da crescente demanda por simulações que reproduzam as condições reais de operação

em ambientes controlados. Esse esforço de pesquisa é impulsionado pela necessidade de desenvolver modelos capazes de captar os comportamentos dinâmicos complexos dessas turbinas, frequentemente expostas a cargas de vento extremas e condições ambientais desafiadoras (McCann et al., 2022; Garcia et al., 2023).

Estudos anteriores têm destacado a relevância de métodos voltados para o controle de vibrações e a modelagem estrutural durante a operação das turbinas (Li et al., 2020; Zhao et al., 2021). Contudo, as limitações existentes para réplica precisam desses comportamentos modais, especialmente em simulações em escala reduzida, têm direcionado esforços de pesquisa para abordar essas lacunas.

O modelo do túnel de vento AA-TVSH1c, com seção de ensaio de 462 x 462 mm, serve de base para essas simulações. Comparando essa dimensão com a altura de uma turbina de 5 MW, é evidente a diferença significativa de escala, o que realça a complexidade em replicar fielmente os efeitos aerodinâmicos e as respostas estruturais.

De acordo com Morais et al. (2024) “O estudo tem como referência a turbina eólica NREL 5 MW, cujas propriedades estruturais são utilizadas como parâmetros base para a modelagem e análise. A escolha da NREL 5 MW se justifica pela ampla aceitação de suas especificações e comportamento estrutural em pesquisas de turbinas offshore, como destacado em trabalhos que exploram a aplicação de amortecedores de massa sintonizados para controle de vibrações em estruturas esbeltas e de grande porte (COLHERINHAS et al., 2021; CAO et al., 2020).”, a Tabela 1 indica as propriedades da turbina analisada.

Tabela 1: Propriedades da turbina eólica analisada.

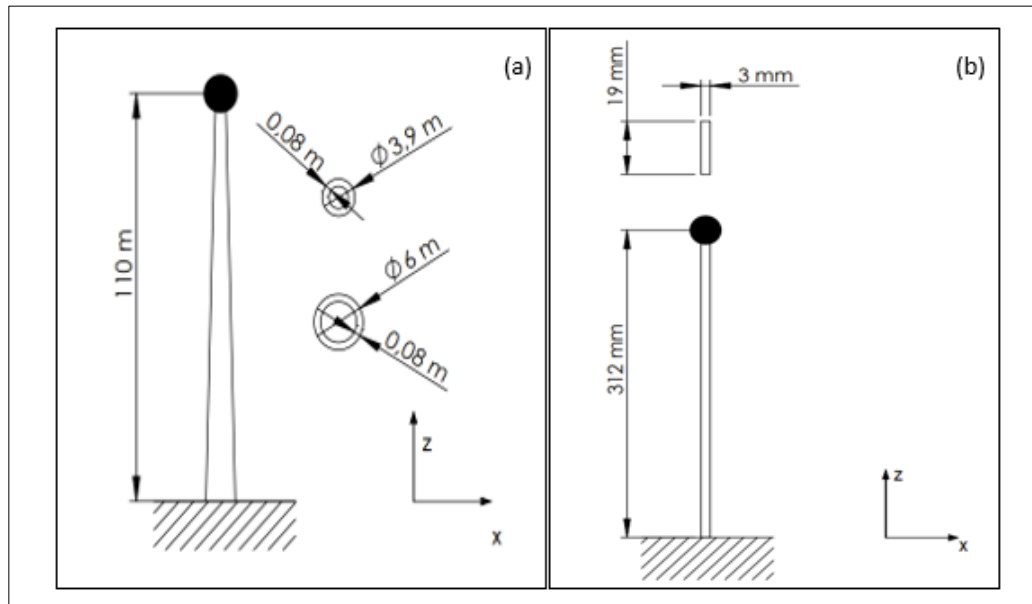
NREL 5 MW	
Classificação	5 MW
Rotor, Diâmetro do cubo	126,0 m, 3,0 m
Altura da Torre	110,0 m
Diâmetro do Topo	3,9 m
Diâmetro da Base	6,0 m
Espessura da Torre	0,08 m
Módulo de Elasticidade	$2,1 \times 10^{11}$ Pa
Poisson	0,3
Densidade do Aço	8500 kg/m ³
Massa do Rotor	110.000 kg
Massa da Nacelle	240.000 kg
Massa da Torre	347.460 kg

Fonte: Morais et al. (2024).

Conforme os resultados apresentados por Morais et al (2024)., é possível empregar um fator de escala para os parâmetros geométricos de turbinas eólicas, Figura 16, permitindo a modelagem em escala reduzida para análise dinâmica. No entanto, devido às limitações impostas pelas dimensões do túnel de vento AA-TVSH1c, cuja seção de ensaio possui medidas de 462 x 462 mm, a aplicação desse fator torna-se inviável para a representação precisa da massa da nacelle. Em razão das restrições físicas do túnel, foi necessária a redução da massa da nacelle para viabilizar a análise do comportamento dinâmico da estrutura. Essa adaptação permitiu a execução dos ensaios utilizando vigas comerciais de seção transversal retangular, que serviram como base para a modelagem experimental.

O ajuste dos parâmetros de massa, embora divergente do comportamento em escala real, foi essencial para adequar a estrutura ao ambiente de teste. Essa abordagem destaca a importância de considerar as limitações experimentais ao desenvolver modelos em escala e reforça a necessidade de metodologias complementares para garantir resultados representativos e aplicáveis às condições reais de operação das turbinas eólicas.

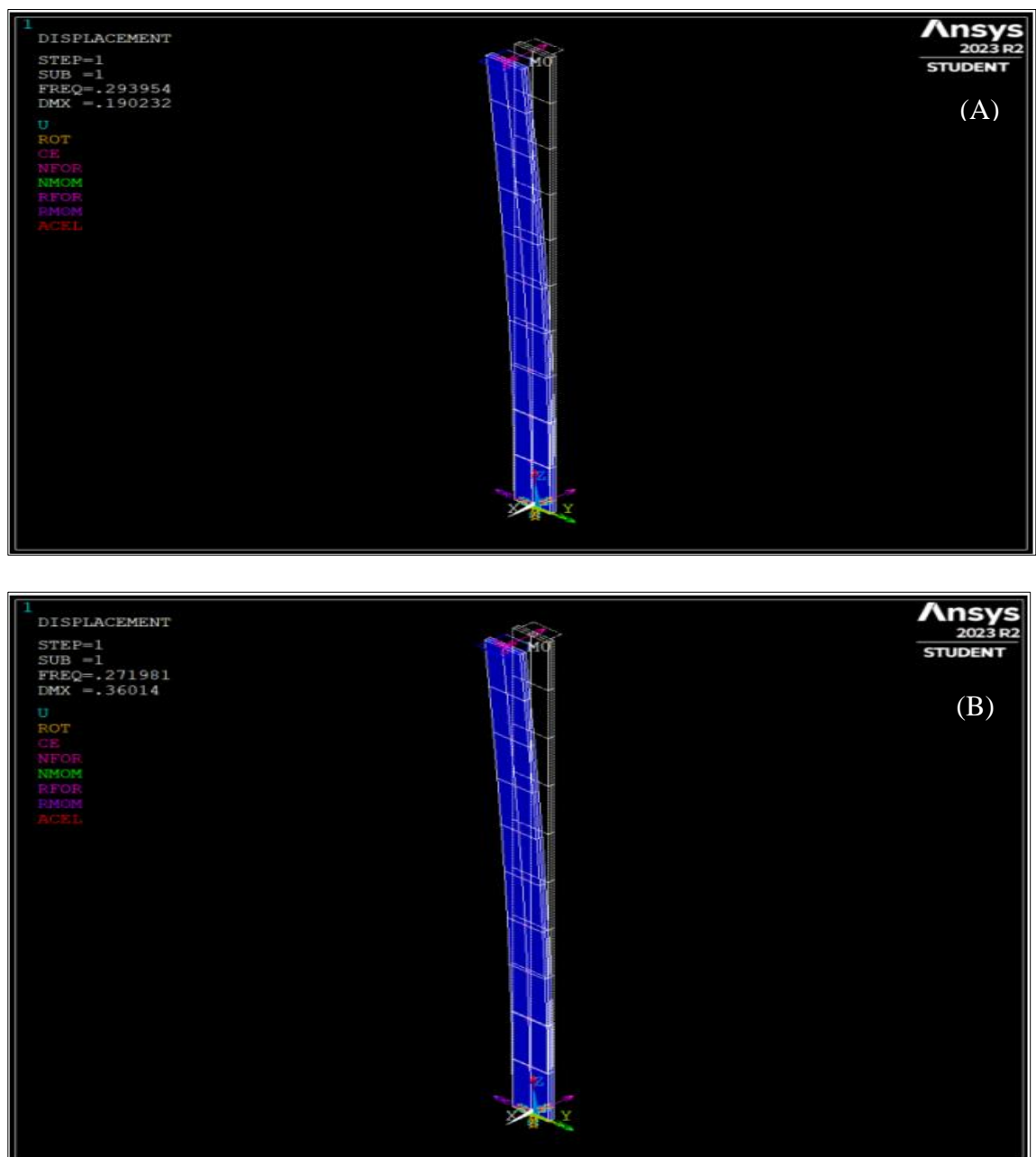
Figura 16: Modelos de Análise (a) Modelo de escala real NREL 5 MW, (b) Modelo em escala reduzida 1:350.



Fonte: Adaptado Morais et al. (2024).

Os resultados de Morais et al. (2024), por meio da análise utilizando o MEF, demonstram que a escolha do material, entre aço e alumínio, impacta significativamente a massa necessária para garantir a representatividade do modelo em escala reduzida. A transição do aço para o alumínio resultou na redução da massa de 27 kg, quando utilizada a viga de aço, para 7,7 kg com a viga de alumínio, Figura 17. No entanto, as limitações físicas do ambiente de teste no túnel de vento ainda se fizeram presentes, exigindo a utilização e ajuste da massa para 200 g, a fim de viabilizar a realização dos experimentos.

Figura 17: Análise modal, (A) Resultados de aço, (B) Viga de Alumínio.



Fonte: Adaptado Morais et al. (2024).

4. MATERIAIS E METÓDOS

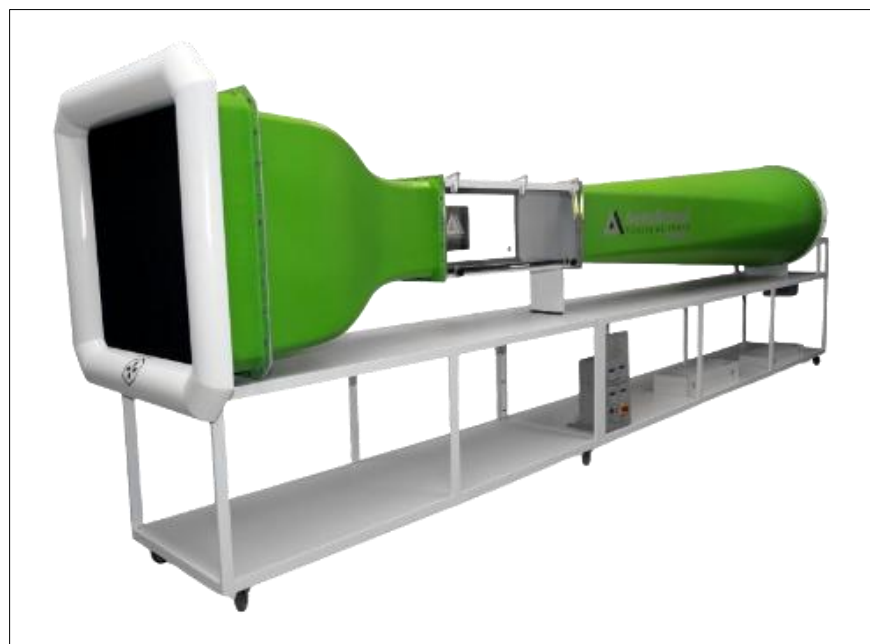
4.1 MATERIAIS

Neste capítulo, são abordadas as principais características dos materiais utilizados, bem como a cadeia de instrumentação e aquisição de dados, suas classificações e características técnicas.

4.1.1 TÚNEL DE VENTO

No presente estudo, o ambiente de testes escolhido foi o túnel de vento modelo AA-TVSH1c, conforme descrito na Figura 18. Este equipamento, fabricado pela Aeroalcool Tecnologia, é caracterizado como sendo de circuito aberto, horizontal, subsônico e sugador, possuindo uma câmara de teste fechada. As especificações técnicas detalhadas do túnel de vento encontram-se descritas na Tabela 2. A seleção deste modelo de túnel de vento se fundamenta em suas capacidades específicas, que garantem a precisão e a confiabilidade dos testes realizados, permitindo a obtenção de resultados válidos e reproduzíveis.

Figura 18: Túnel de vento subsônico aplicado como ambiente de testes.



Fonte: Aeroalcool Tecnologia LTDA (2022).

Tabela 2: Características técnicas do túnel de vento aplicado como ambiente de testes.

MODELO AA-TVSH1c	
Velocidade do escoamento	0 a 37 m/s
Uniformidade	±1%
Intensidade de turbulência	±1%
Motor ventilador	5 kW
Hélice	9 pás
Área seção de ensaios	462 x 462 mm
Comprimento seção de ensaios	1200 mm
Relação de contração	4,5:1
Relação do difusor	3:1
Dimensão total	5,5 m (Comprimento) x 2,1 m (Altura) x 1,3 m (Largura)
Peso	200 kg

Fonte: Aeroalcool Tecnologia LTDA (2022).

4.1.2 CADEIA DE INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO

Para a mensuração dos sinais de vibração da viga, foram utilizados acelerômetros da marca PCB Modelo 352C23. Três acelerômetros com sensibilidade de $0,5 \text{ mV/ms}^2$ foram empregados, ambos com uma amplitude de medição de frequência de 10%. Estes acelerômetros possuem uma massa de 0,19 g, o que os torna ideais para medir a vibração ao longo da viga proposta no estudo devido à sua menor massa, minimizando a interferência na resposta dinâmica da estrutura.

A escolha dos acelerômetros PCB Modelo 352C23 se deve à sua alta sensibilidade e baixa massa, características essenciais para medições precisas em estruturas delgadas e leves como vigas. A massa reduzida dos acelerômetros minimiza a carga adicional na viga, preservando a precisão das medições de vibração. A capacidade de medir com precisão pequenas variações de aceleração é fundamental para a análise modal, especialmente na identificação de modos de vibração e frequências naturais da viga (Maia e Silva, 1997).

As especificações técnicas dos acelerômetros utilizados estão detalhadas na Tabela 3, que apresenta os parâmetros de sensibilidade, massa e faixa de medição de frequência. Esses detalhes técnicos são cruciais para a correta interpretação dos dados de vibração e subsequente

análise modal. O uso de acelerômetros de alta precisão como modelo 352C23 da PCB garante a confiabilidade dos resultados obtidos na pesquisa (PCB, 2008).

Tabela 3: Características técnicas dos acelerômetros utilizados em ambientes de teste.

PCB Modelo 352C23	
Faixa de medição	± 1000 g (Aceleração da Gravidade)
Faixa de frequência	2,0 – 10.000 Hz
Sensibilidade	0,5 mV/ms^2
Massa	0,19 g (Gramas)
Frequência de ressonância	≥ 70 kHz

Fonte: PCB Brasil Eletronica industria e Comércio LTDA.

A Figura 19 a seguir mostra os acelerômetros utilizados em ambiente de teste.

Figura 19: Acelerômetros utilizados em ambiente de teste.



Fonte: Próprio autor (2024).

Para a captação dos sinais de vibração foi utilizada uma placa de aquisição da marca National Instruments, modelo NI 9234, conforme a Tabela 4 e Figura 20. A escolha desta placa se deve às suas características técnicas avançadas, que garantem alta precisão e confiabilidade na coleta de dados de vibração. A NI 9234 é amplamente reconhecida por sua capacidade de fornecer medições precisas e robustas, essenciais para análises detalhadas de dinâmica estrutural.

A NI 9234 é equipada com quatro canais de entrada simultâneos, cada um com uma taxa de amostragem de até 51,2 kS/s, o que permite a captura de sinais de alta frequência com alta fidelidade. Além disso, a placa oferece uma faixa dinâmica ampla e uma relação sinal-ruído

elevada, características fundamentais para garantir a integridade dos dados adquiridos, especialmente em ambientes com níveis de ruído significativos (National Instruments, 2013).

Os dados coletados pela NI 9234 foram utilizados para a análise modal da viga, complementando as medições realizadas pelos acelerômetros PCB Modelo 352C23. A combinação de sensores de alta precisão e uma placa de aquisição robusta assegura que as frequências naturais e modos de vibração da viga sejam identificados com alta precisão. Esta abordagem integrada é essencial para o desenvolvimento de modelos precisos e para a avaliação da integridade estrutural de sistemas dinâmicos (Maia e Silva, 1997).

Tabela 4: Características técnicas da placa de aquisição utilizada em ambiente de teste.

Modelo NI 9234	
Número de canais	4 Analógicos
Resolução ADC	24 bits
Tipo de ADC	Delta – Sigma
Modos de amostragem	IEEE 1451.4 TEDS Class I
Frequência	13,1072 MHz
Precisão	± 50 ppm max
Amplitude de entrada	± 5 V
Faixa de tensão de modo comum	± 2 V

Fonte: National Instruments Brazil LTDA.

Figura 20: Placa de aquisição de dados, Modelo NI 9234 utilizada em ambiente de teste.



Fonte: National Instruments Brazil LTDA.

A placa de aquisição de dados National Instruments, modelo NI 9234, foi conectada a um notebook, permitindo a configuração e coleta dos sinais de vibração da viga. A configuração dos parâmetros de aquisição foi realizada utilizando um código desenvolvido em Matlab. Este código foi responsável por definir parâmetros críticos, como a sensibilidade dos acelerômetros, o número de pontos, o número de amostras e o tipo de média utilizada.

A sensibilidade dos acelerômetros foi previamente determinada e apresentada na Tabela 3, assegurando que os dados de vibração fossem capturados com a precisão necessária. Foram configurados a frequência de aquisição de 6.400 Hz para cada coleta, com três amostras sendo tomadas para garantir a repetibilidade e confiabilidade dos resultados.

O martelo de impacto utilizado em ambiente de teste foi o Modelo 086C03 da PCB peizotronics, com as seguintes características técnicas conforme a Tabela 5 e visualização Figura 21.

Tabela 5: Características técnicas do Martelo de Impacto utilizado em ambiente de teste.

Modelo 086C033 PCB	
Sensibilidade	0,23 mV/N
Faixa de medição de força	220 N
Resposta a frequência	22 kHz
Material da cabeça	Aço Inoxidável
Dureza da cabeça	Dura
Massa	100 g (Gramas)
Comprimento	205 mm
Conector	BNC
Cabo	Cabo coaxial integrado

Fonte: PCB Brasil Eletronica industria e Comércio LTDA.

Figura 21: Martelo de impacto Modelo 086C03 PCB Peizotronics utilizado em ambiente de teste.



Fonte: PCB Brasil Eletronica industria e Comércio LTDA.

4.1.3 VIGA 1 – ENGASTADA-LIVRE

A viga utilizada no estudo possui especificações geométricas bem definidas, com um comprimento de 312 mm, uma largura de 19 mm e uma espessura de 3 mm. Estas dimensões são fundamentais para a caracterização das propriedades dinâmicas da viga, influenciando diretamente seus modos de vibração e frequências naturais. A Figura 22 demonstra a viga usada nos experimentos.

Figura 22: Viga utilizada nos experimentos realizados para elaboração dos resultados.



Fonte: Próprio Autor (2024).

4.1.4 VIGA 2 – ENGASTADA-LIVRE MASSA CONCETRADA NA EXTREMIDADE

Com a viga demonstrada no item 4.1.3 para aumentar a fidelidade do modelo reduzido de uma turbina eólica como introduzido no capítulo 3, uma massa concentrada de 200 g foi implementada na estrutura capítulo 3.2, conforme Figura 23. Essa adição visa reproduzir de forma mais precisa as condições dinâmicas reais, permitindo uma análise mais representativa das características vibracionais do sistema.

Figura 23: Implementação de massa concentrada na viga.



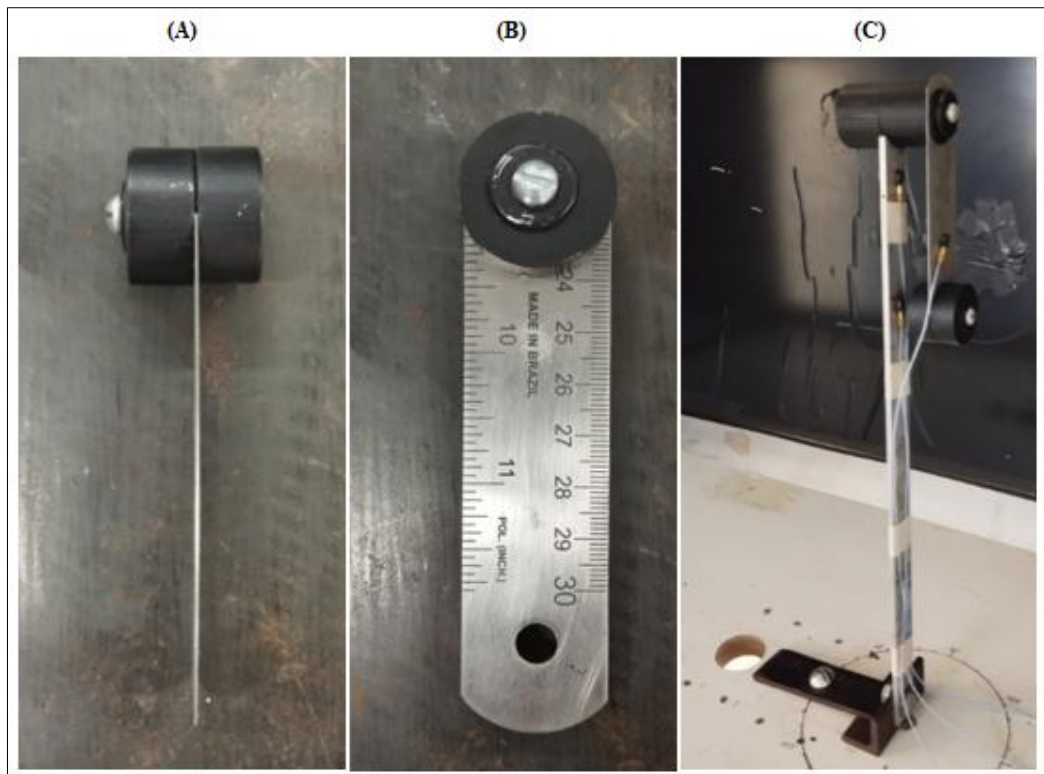
Fonte: Próprio Autor (2024).

4.1.5 VIGA 3 – ENGASTADA-LIVRE COM MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE E ABSORVEDOR SINTONIZADO DE VIBRAÇÃO TIPO TMD

O absorvedor sintonizado de vibração foi desenvolvido com as equações expostas no capítulo 2.4, utilizando uma viga de aço inoxidável com comprimento de 85 mm, espessura de 0,5 mm e largura de 25 mm. Por se tratar de um absorvedor não amortecido, o sistema é carac-

terizado como um modelo massa-mola, no qual a viga do TMD desempenha a função do elemento de rigidez. Adicionalmente, foi incorporada uma massa concentrada de 100 g, embutida na configuração, de modo a garantir as propriedades dinâmicas desejadas conforme a Figura 24.

Figura 24: Absorvedor sintonizado acoplado a viga, (A) Vista lateral, (B) Vista Frontal e (C) Conjunto TMD acoplado a viga principal.



Fonte: Próprio Autor (2024).

4.2 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia adotada para o desenvolvimento do estudo experimental, operacional e análise de dados.

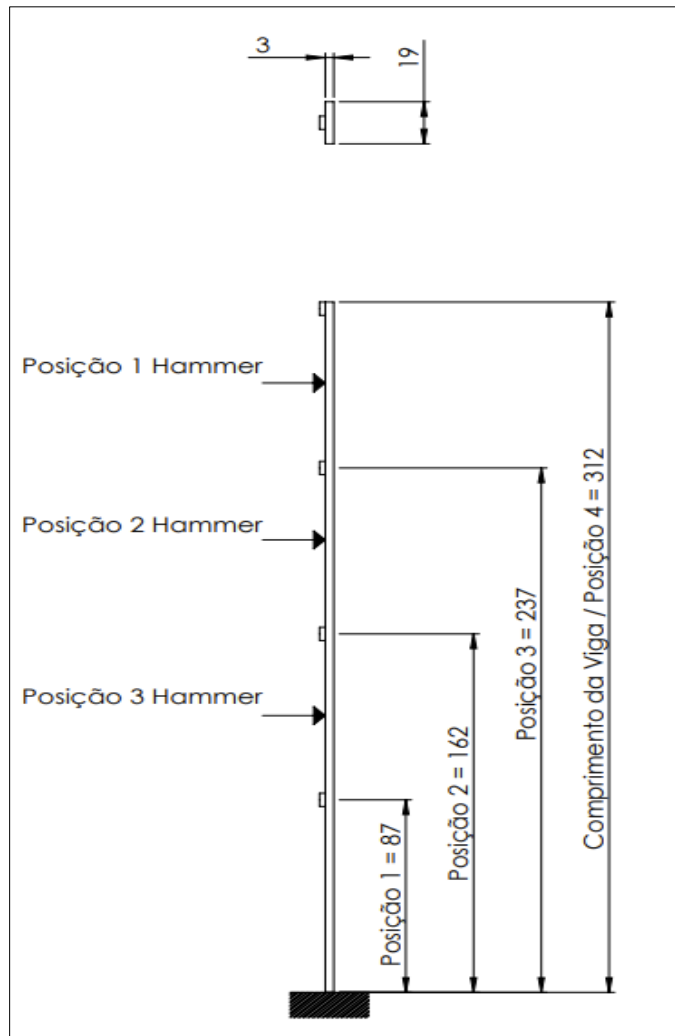
4.2.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

Esta metodologia descreve a análise modal experimental de uma viga utilizando excitação impulsiva aplicada por um martelo de impacto, para processamento foi utilizado método

exponencial complexo de mínimos quadrados. O procedimento envolve a fixação da amostra, o uso de um acelerômetro em diversas posições e a aplicação de impactos em pontos específicos ao longo da viga.

A viga é fixada a uma mesa inercial para garantir estabilidade durante o experimento. Um acelerômetro é posicionado em várias posições ao longo da viga para medir a resposta dinâmica da estrutura, conforme a Figura 25. A viga é dividida em quatro partes, permitindo a variação do ponto de estímulo e da posição do acelerômetro. Este arranjo garante uma cobertura abrangente dos modos de vibração da viga.

Figura 25: Modelo de viga 1 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração, medidas em mm.

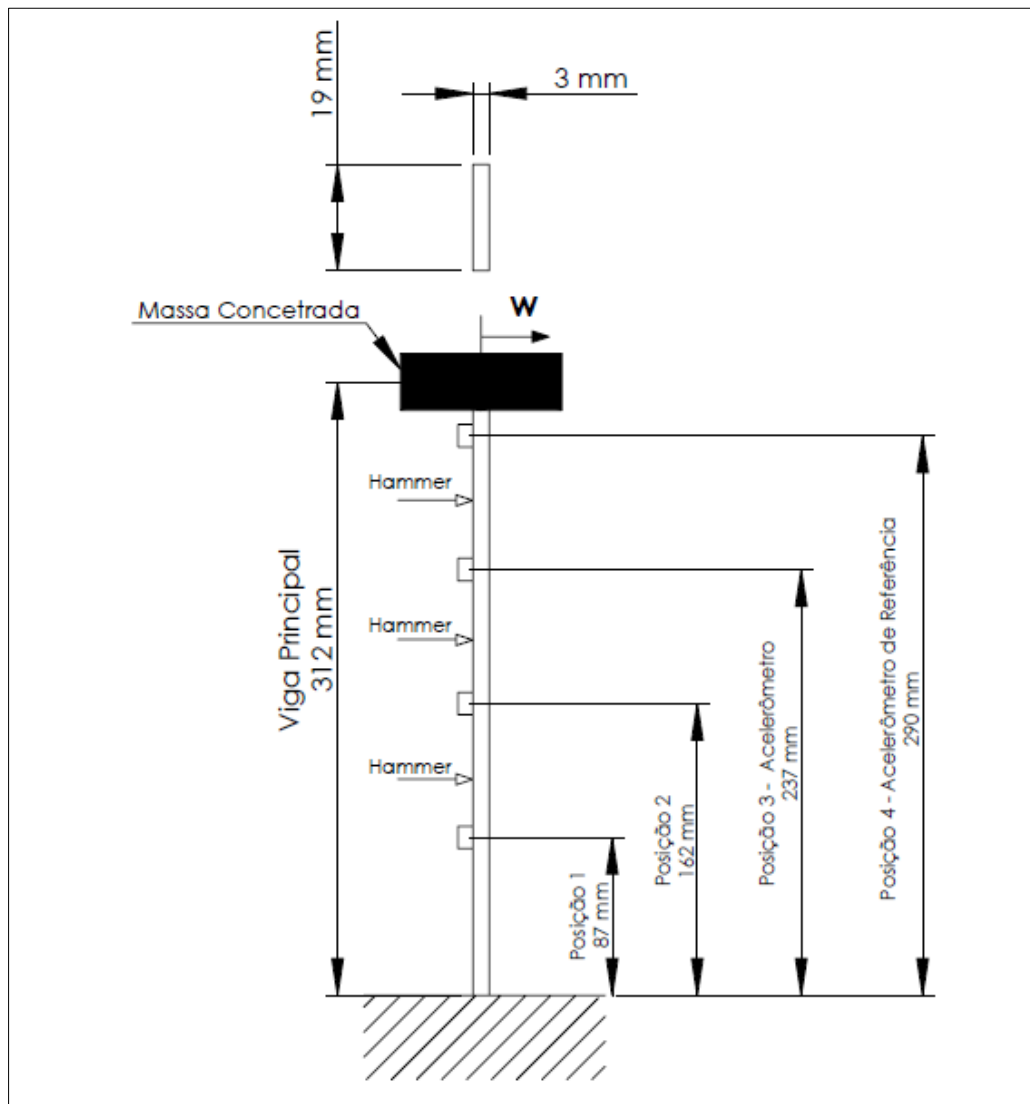


Fonte: Próprio Autor.

A Figura 25 demonstra as posições de impacto do martelo, as posições dos acelerômetros e as características geométricas da viga. Foram realizadas 10 medições em cada ponto, verificando os resultados com variando a Posição fixa do acelerômetro, na extremidade livre (Posição 4) e na proximidade do engaste (Posição 1). A cada ponto de medição (ponto de impacto do martelo), o acelerômetro de varredura varia nas posições 3, 2 e 1, respectivamente.

Na análise modal experimental, o objetivo é obter uma resposta precisa da estrutura às excitações aplicadas. Para isso, utilizou-se um martelo de impacto específico, o *Impulse Hammer*, modelo 086D20, com frequência de aquisição igual a 2048 Hz, mínimo recomendado pelo fabricante. Este martelo é adequado para a aplicação de forças conhecidas e controladas, essenciais para a determinação das características modais da viga.

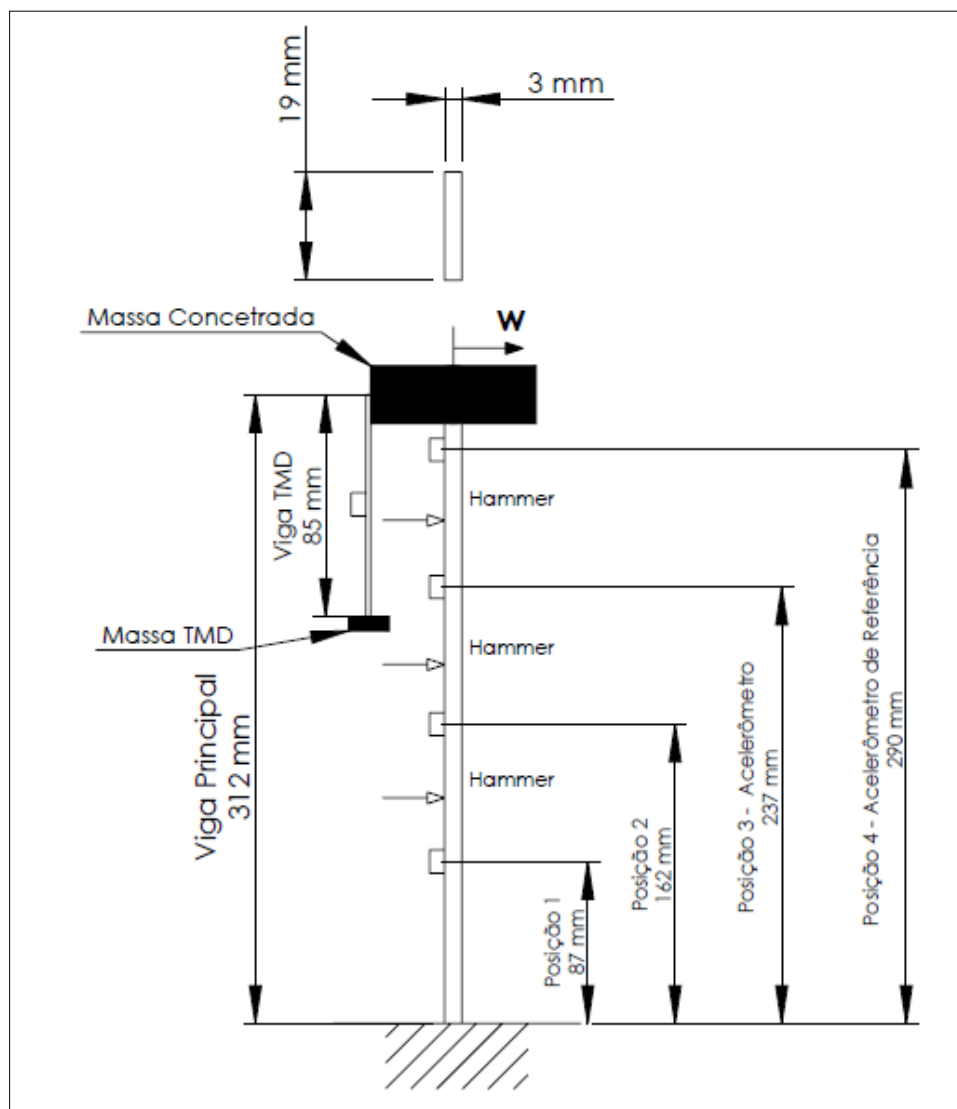
Figura 26: Modelo de viga 2 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 26 apresenta as posições do *Impulse hammer*, as localizações dos acelerômetros e as características geométricas da viga analisada. Diferentemente do modelo de referência inicial viga 1, este modelo incorpora uma massa concentrada posicionada no topo da viga.

Figura 27: Modelo de viga 3 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 27 apresenta as posições do *Impulse hammer*, as localizações dos acelerômetros e as características geométricas da viga analisada. Diferentemente do modelo de referência

inicial viga 2, este modelo incorpora um sistema de amortecimento TMD fixado na massa concentrada no topo da viga, além da inclusão de um acelerômetro próximo ao TMD.

Figura 28: Viga fixada na mesa inercial.

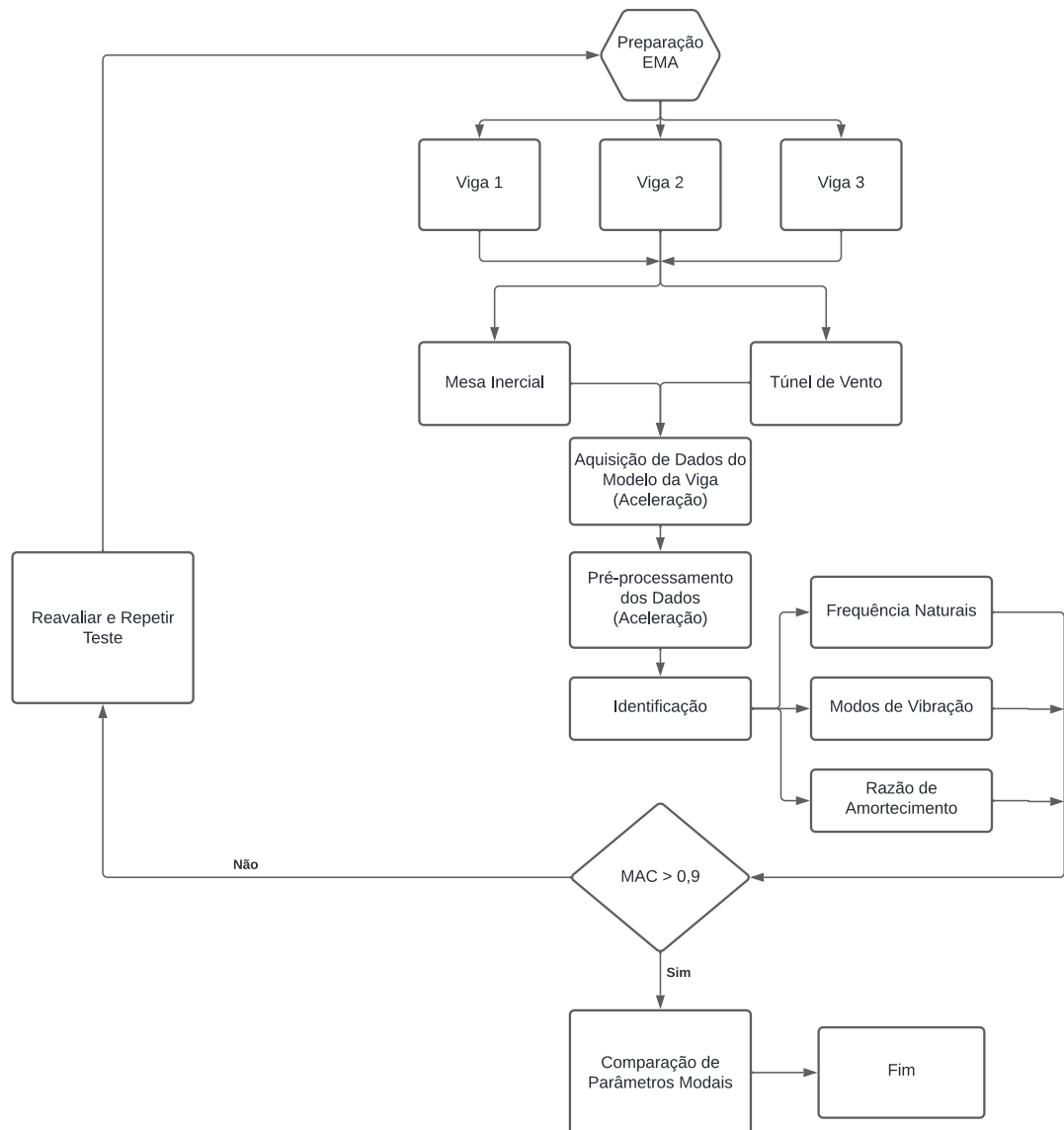


Fonte: Próprio Autor (2024).

A metodologia aplicada envolve a medição das respostas de aceleração em diferentes pontos ao longo da viga quando ela é excitada pelo impacto do martelo, totalizando 3 réplicas. As medições de resposta são então utilizadas para calcular as frequências naturais, os modos de vibração e os coeficientes de amortecimento da viga.

Finalmente, o fluxograma da Figura 29, resume a metodologia implementada no método de análise.

Figura 29: Fluxograma da metodologia aplicada a EMA.

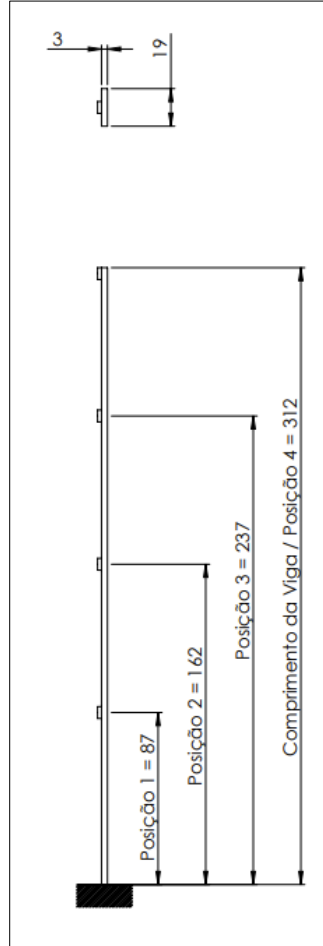


Fonte: Próprio Autor (2024).

4.2.2 ANÁLISE MODAL OPERACIONAL (OMA)

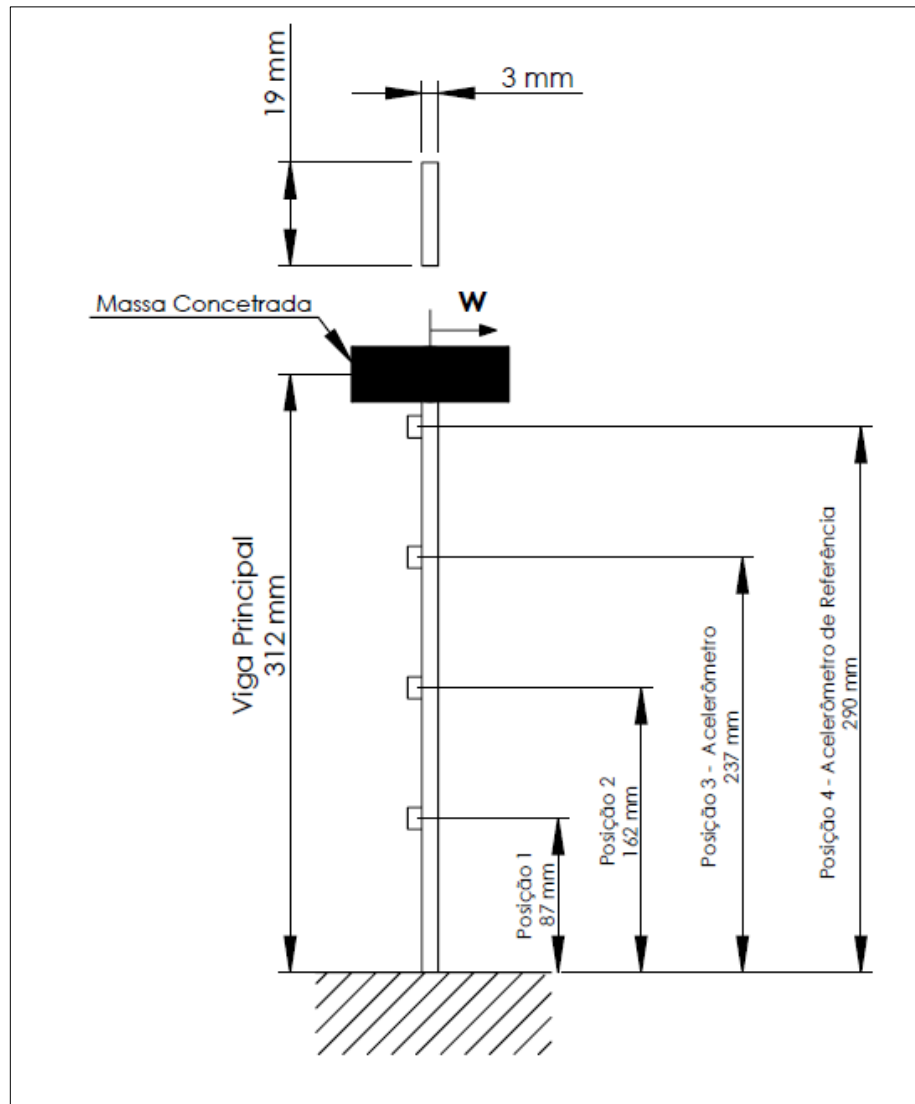
A instrumentação da viga de alumínio no experimento utilizou-se acelerômetros, fixados à superfície da viga por meio de cera de abelha, para processamento foi utilizado método FDD. Para a realização dos testes, um dos sensores foi mantido fixo na Posição 4 da viga, variando a velocidade de escoamento de 2,5 a 10 m/s, enquanto o outro acelerômetro teve sua posição variada em três posições, com espaçamentos de 75 mm entre cada posição ao longo do experimento, conforme Figura 30. Após a instrumentação do modelo, o corpo de prova foi submetido a velocidades de escoamento variadas.

Figura 30: Modelo de viga 1 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração, medidas em mm.



Fonte: Próprio Autor (2024).

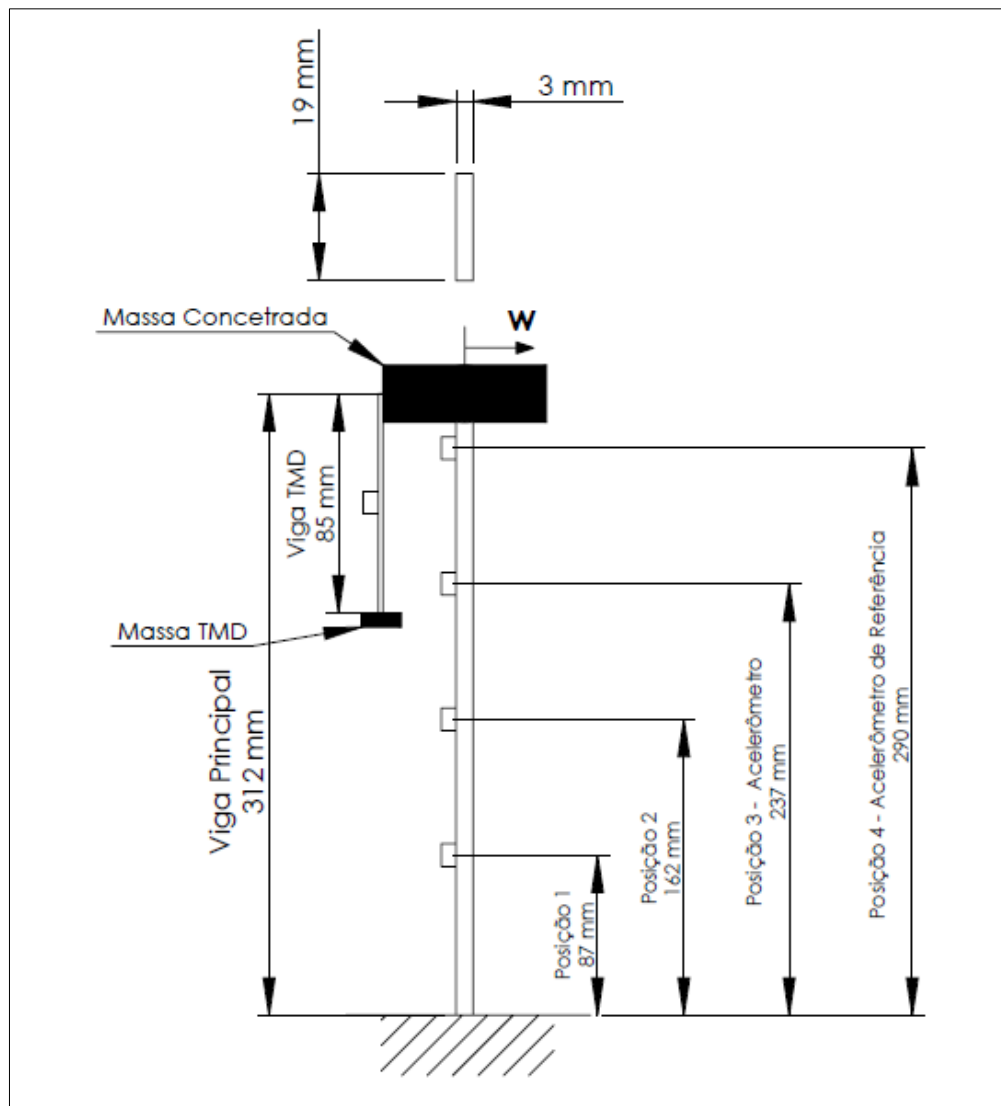
Figura 31: Modelo de viga 2 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 31 apresenta as localizações dos acelerômetros e as características geométricas da viga analisada. Diferentemente do modelo de referência inicial viga 1, este modelo incorpora uma massa concentrada posicionada no topo da viga.

Figura 32: Modelo de viga 3 para extração de modos de vibração e disposição dos acelerômetros para aquisição de sinal de vibração.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 32 apresenta as localizações dos acelerômetros e as características geométricas da viga analisada. Diferentemente do modelo de referência inicial viga 2, este modelo incorpora um sistema de amortecimento TMD fixado na massa concentrada no topo da viga, além da inclusão de um acelerômetro para monitoramento do TMD.

Na OMA, a variável de saída obtida pelos acelerômetros foi a amplitude. De acordo com Maia e Silva (1997), realizar experimentos múltiplos é crucial para verificar a estabilidade do sistema durante as medições, garantindo que os dados coletados sejam consistentes. Assim, foram realizados três experimentos com os sensores de medição posicionados em 3 diferentes posições ao longo da viga, conforme Figura 33.

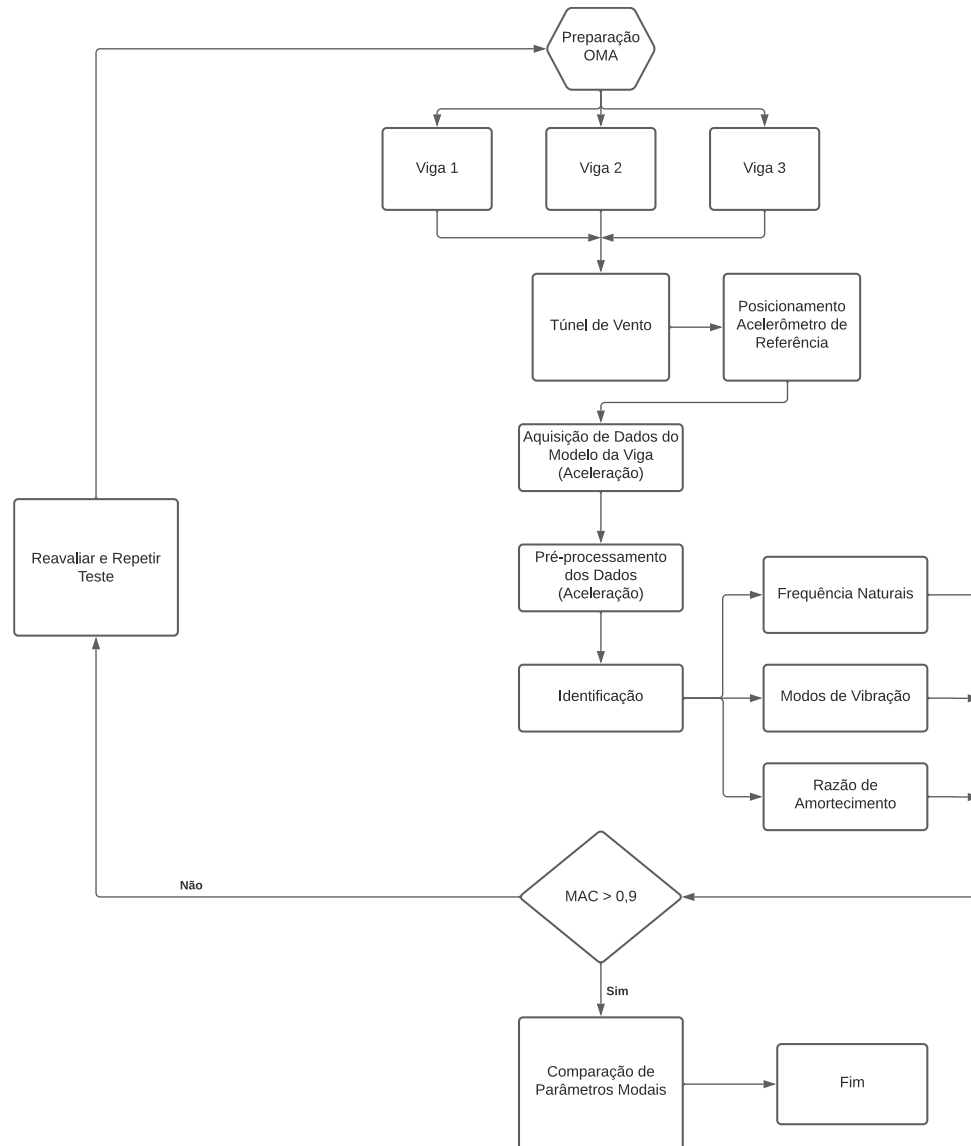
Figura 33: Viga em ambiente de teste devidamente instrumentada.



Fonte: Próprio Autor (2024).

Para garantir a precisão dos dados, foram realizadas três réplicas de cada medição, tornando aleatória a coleta dos dados e cobrindo a faixa de medição para as velocidades determinadas no ensaio. Segundo Peeters e De Roeck (2001), esse procedimento é essencial para assegurar a precisão e a confiabilidade dos resultados, permitindo uma análise detalhada das características modais da viga. o Fluxograma conforme a Figura 34, resume a metodologia implementada no método de análise.

Figura 34: Fluxograma da metodologia aplicada a OMA.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Tabela 6 resume o experimento de estudo da OMA adotado. Esta abordagem metodológica é fundamental para a obtenção de dados precisos e a validação dos modelos teóricos, contribuindo para um melhor entendimento do comportamento dinâmico da viga sob diferentes condições de excitação (Rainieri e Fabbrocino, 2014).

Tabela 6: Resumo Velocidade de Escoamento e Posição do Acelerômetro.

Variáveis	
Velocidade de Escoamento	(2,5, 5,0, 7,5 e 10) m/s
Posição do Acelerômetro	(87, 162, 237 e 312) mm

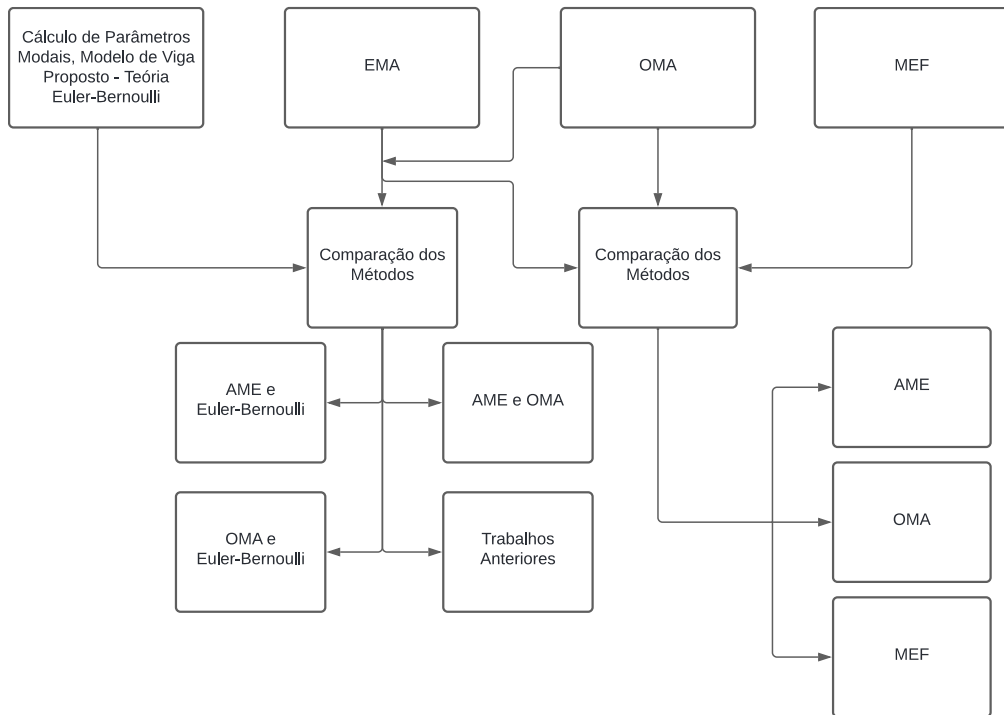
Fonte: Próprio Autor (2024).

Com velocidades variando de 2,5 a 10 m/s possibilita a análise das características dinâmicas da viga sob condições de excitação ambiental, simulando de forma mais realista as condições operacionais que a estrutura pode encontrar em aplicações operacionais.

4.2.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS

A análise comparativa entre a AME e OMA em conjunto com a teoria da viga de Euler-Bernoulli e MEF é crucial para uma compreensão aprofundada do comportamento dinâmico de estruturas. A AME, que depende de forças conhecidas para a determinação de parâmetros modais, oferece medições precisas em condições controladas, porém pode não refletir completamente o comportamento estrutural sob condições operacionais reais. Em contraste, a OMA permite a identificação de parâmetros modais diretamente das respostas obtidas em condições de operação, sem a necessidade de excitações externas, proporcionando uma visão mais acurada do comportamento estrutural em ambientes complexos (RAMBALA et al., 2024). A teoria de Euler-Bernoulli e MEF atua como um modelo analítico essencial para a descrição de vigas submetidas a cargas transversais, sendo frequentemente usada como referência na validação de modelos experimentais e operacionais. Pesquisas recentes indicam que a integração entre AME, OMA e a teoria de Euler-Bernoulli pode evidenciar discrepâncias relacionadas a efeitos não modelados de massa, rigidez e amortecimento (PAVONI et al., 2023). Além disso, o estudo de Rodrigues (2023) é utilizado para verificar e comparar os resultados obtidos, sendo essa análise representada por fluxogramas que ilustram o processo de comparação entre os métodos Figura 35. O estudo busca avaliar a correspondência entre os resultados obtidos pelo MEF e os métodos AME e OMA, para os modelos em escala reduzida, permitindo uma interpretação mais abrangente da resposta dinâmica da estrutura.

Figura 35: Fluxograma de comparação entre métodos de Análise.



Fonte: Próprio Autor (2024).

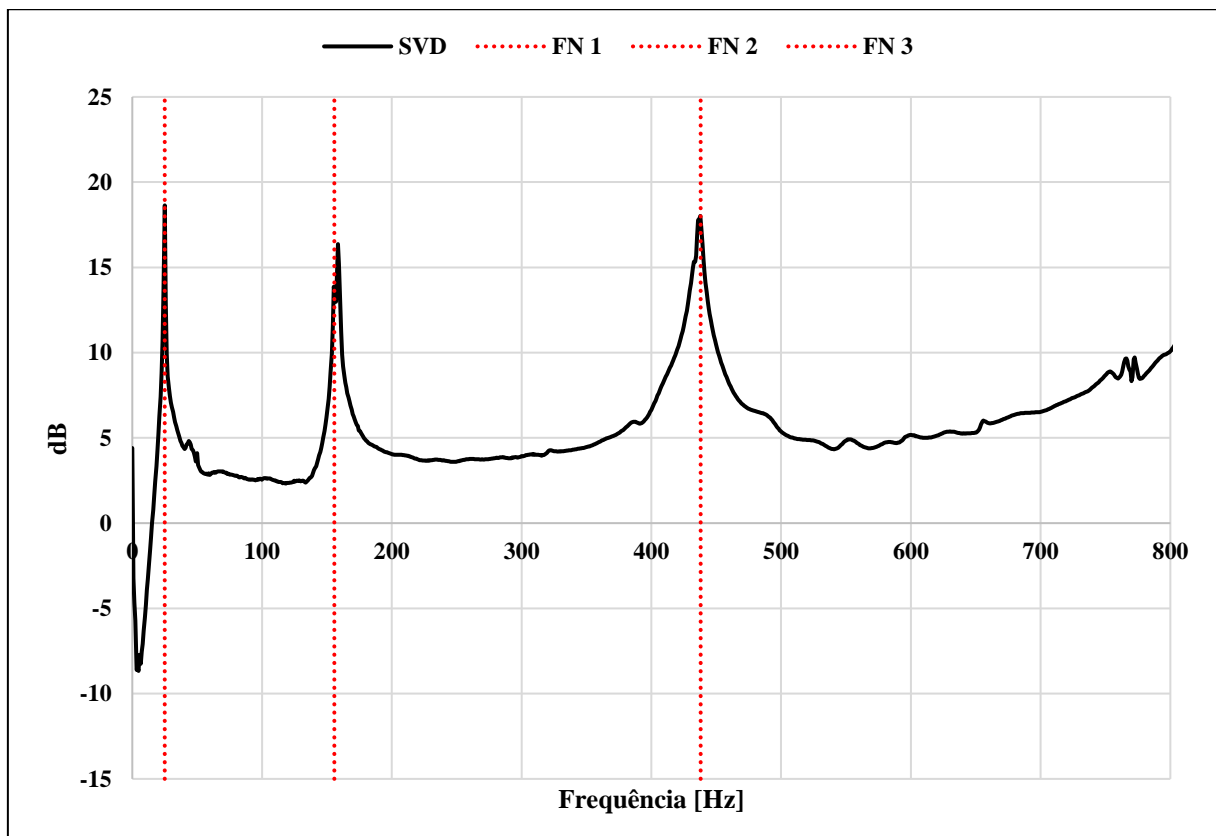
5. RESULTADO E DISCUSSÕES

5.1 RESULTADOS VIGA 1 ENGASTADA-LIVRE

5.1.1 RESULTADOS ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Os resultados experimentais obtidos através da EMA permitiram a geração do diagrama de CMIF, Figura 36. Este diagrama é fundamental para a interpretação das características modais da viga estudada, para os resultados da viga 1, foram analisados somente os primeiros três modos de vibração, os mesmos modos analisados por Rodrigues (2023). Os dados captados pela placa NI 9234, inicialmente no domínio do tempo, foram convertidos para o domínio da frequência utilizando a Transformada Rápida de Fourier (FFT). Esta conversão é essencial para a análise das frequências naturais e dos modos de vibração do modelo de viga 1.

Figura 36: CMIF EMA, modelo de viga 1 engastada-livre.



Fonte: Próprio Autor (2024).

No diagrama CMIF, os picos observados representam as frequências nas quais a viga apresenta ressonância. Estes picos são indicativos dos modos de vibração naturais da estrutura, e sua identificação é essencial para o desenvolvimento de modelos precisos do comportamento dinâmico da viga. Além das frequências naturais FN (Figura 36), outro parâmetro crucial identificado na EMA é a taxa de amortecimento da estrutura. A taxa de amortecimento é uma medida da dissipação de energia de um sistema vibratório e é essencial para a caracterização completa do comportamento dinâmico da viga. Os valores exatos aceitáveis de amortecimento podem variar de acordo com a aplicação específica e os requisitos de desempenho. Para uma viga de alumínio, como a descrita no estudo, a taxa de amortecimento esperada geralmente estaria na faixa de 0,2% a 2% (CHOPRA, 2012). Esse intervalo é adequado para muitos metais que possuem características intrínsecas de baixa dissipação de energia. A Tabela 7 concatena as informações obtidas através do diagrama de FRF, apresentando os principais parâmetros modais identificados na EMA. Esses parâmetros incluem as frequências naturais e as taxas de amortecimento da viga de alumínio.

Tabela 7: f_n e ξ , Análise Modal Experimental.

EMA	
(f_n) Frequência Natural [Hz]	(ξ) Taxa de Amortecimento [%]
25,00	0,181
155,71	0,305
438,02	0,304

Fonte: Próprio Autor (2024).

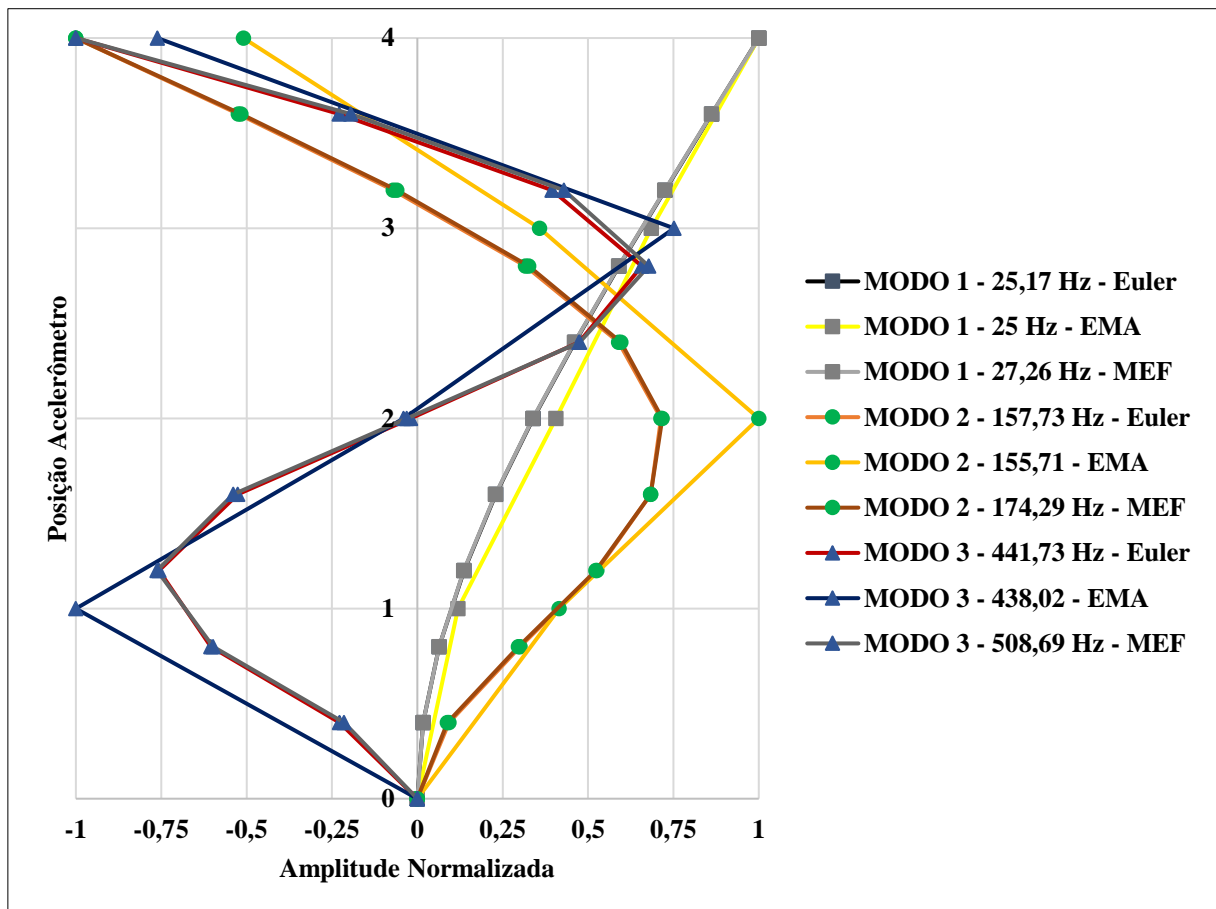
As taxas de amortecimento identificadas no experimento (0,181%, 0,305%, e 0,304%) estão dentro deste intervalo, confirmando a adequação dos resultados.

5.1.2 COMPARAÇÃO AME, EULER-BERNOULLI E MEF

A teoria de Euler-Bernoulli fornece as frequências naturais teóricas para uma viga engastada, baseadas nas propriedades materiais e geométricas da viga.

A Figura 37 demonstra os modos de vibração obtidos de forma analítica, permitindo a comparação com os resultados experimentais obtidos através da Análise Modal Experimental (EMA). Esta comparação se faz necessária para validar os resultados experimentais e verificar a precisão dos modelos teóricos.

Figura 37: Modos de Vibrar EMA, Euler-Bernoulli e MEF.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 37 mostra a aproximação entre os métodos analisados, evidenciando a concordância entre as frequências naturais adquiridas pelos métodos EMA, Euler-Bernoulli e MEF. Para o primeiro modo de vibração, foram obtidas frequências de 25,00 Hz pela EMA, 25,17 Hz Euler-Bernoulli e 27,26 Hz pelo MEF. Já para o segundo modo de vibração, as frequências determinadas foram 155,71 Hz pela EMA e 157,73 Hz Euler-Bernoulli e 174,29 Hz pelo MEF, para o terceiro modo temos 441,73 Hz EMA, 438,02 Hz Euler-Bernoulli e 508,69 pelo MEF.

De modo geral, a análise dos modos de vibração confirma a correspondência entre os resultados experimentais e analíticos, reforçando a coerência da abordagem adotada.

Tabela 8: Resumo Análise comparativa entre o método EMA/Euler-Bernoulli, e EMA/MEF

Análise Comparativa Detalhada			
Modo de Vibração	(f_n) Frequência Natural (EMA) [Hz]	(f_n) Frequência Natural (Euler-Bernoulli) [Hz]	Erro [%]
1	25,00	25,17	0,68
2	155,71	157,73	0,013
3	438,02	441,73	0,84

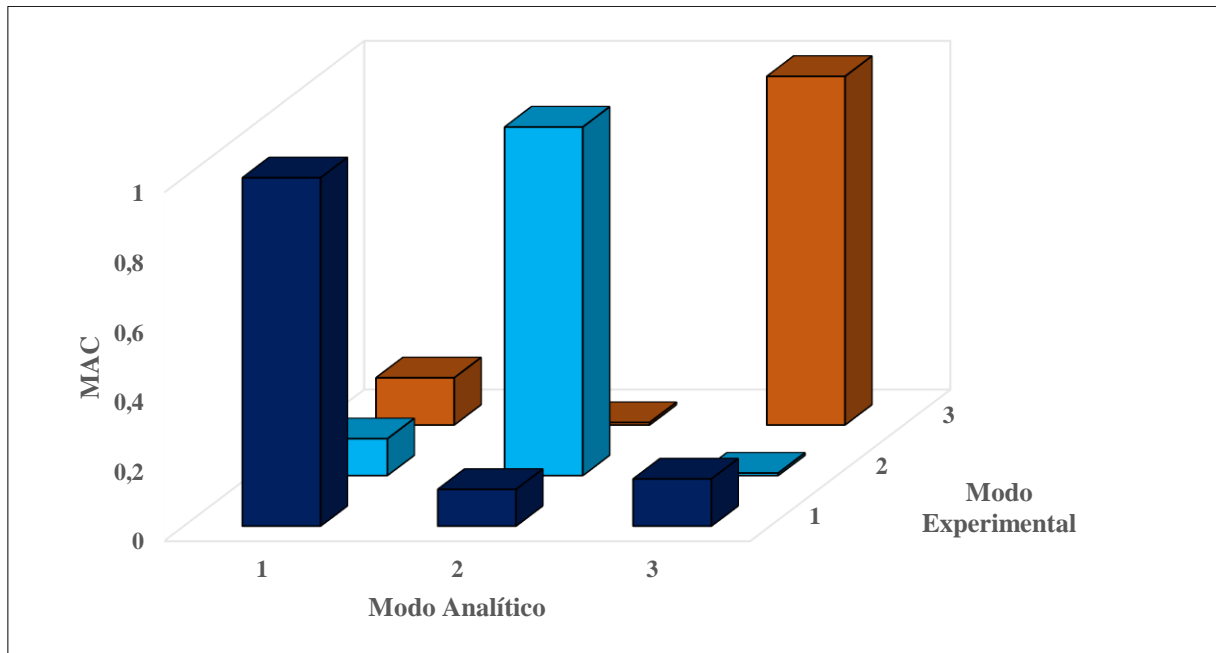
Modo de Vibração	(f_n) Frequência Natural (EMA) [Hz]	(f_n) Frequência Natural (MEF) [Hz]	Erro [%]
1	25,00	27,26	0,92
2	155,71	174,29	0,89
3	438,02	508,69	0,86

Fonte: Próprio Autor (2024).

A Tabela 8, obtém-se, na análise entre EMA e Euler-Bernoulli, erros variando de 0,013% no segundo modo a 0,84% no terceiro modo. Na comparação entre EMA e MEF, os erros ficaram entre 0,86% e 0,92%. Apesar das diferenças relativas entre as análises, a Figura 37 confirma a correspondência entre os métodos, evidenciando a coerência dos resultados obtidos.

Na Figura 38, para comparação entre as formas modais obtidas através da AME, utilizou-se o critério do *Modal Assurance Criterion* (MAC) cruzado como uma métrica de similaridade entre essas formas modais, sendo assim, é possível verificar a influência entre os modos de vibração, ou se são independentes.

Figura 38: MAC Análise Modal Experimental AME e Euler-Bernoulli.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A análise das formas modais e das frequências naturais da viga é crucial para validar a precisão dos métodos utilizados e garantir a consistência dos resultados. Figura 38, que apresenta a diagonal principal do gráfico, evidencia a solução independente das formas modais associadas às frequências naturais da viga. Este gráfico é uma representação visual que facilita a compreensão da correspondência entre os modos experimentais e teóricos. O coeficiente de correlação dos modos para as frequências naturais está acima de 90%, indicando uma alta concordância entre os resultados experimentais e teóricos. Esse coeficiente é uma medida estatística que quantifica o grau de correlação entre dois conjuntos de dados.

5.1.3 RESULTADOS ANÁLISE MODAL OPERACIONAL

Os resultados obtidos através do método de Análise Modal Operacional (OMA), foram gerados utilizando o escoamento em túnel de vento, no qual, foram aplicadas velocidades variando de 2,5 a 10 m/s. Esta abordagem permite a análise das características dinâmicas da viga

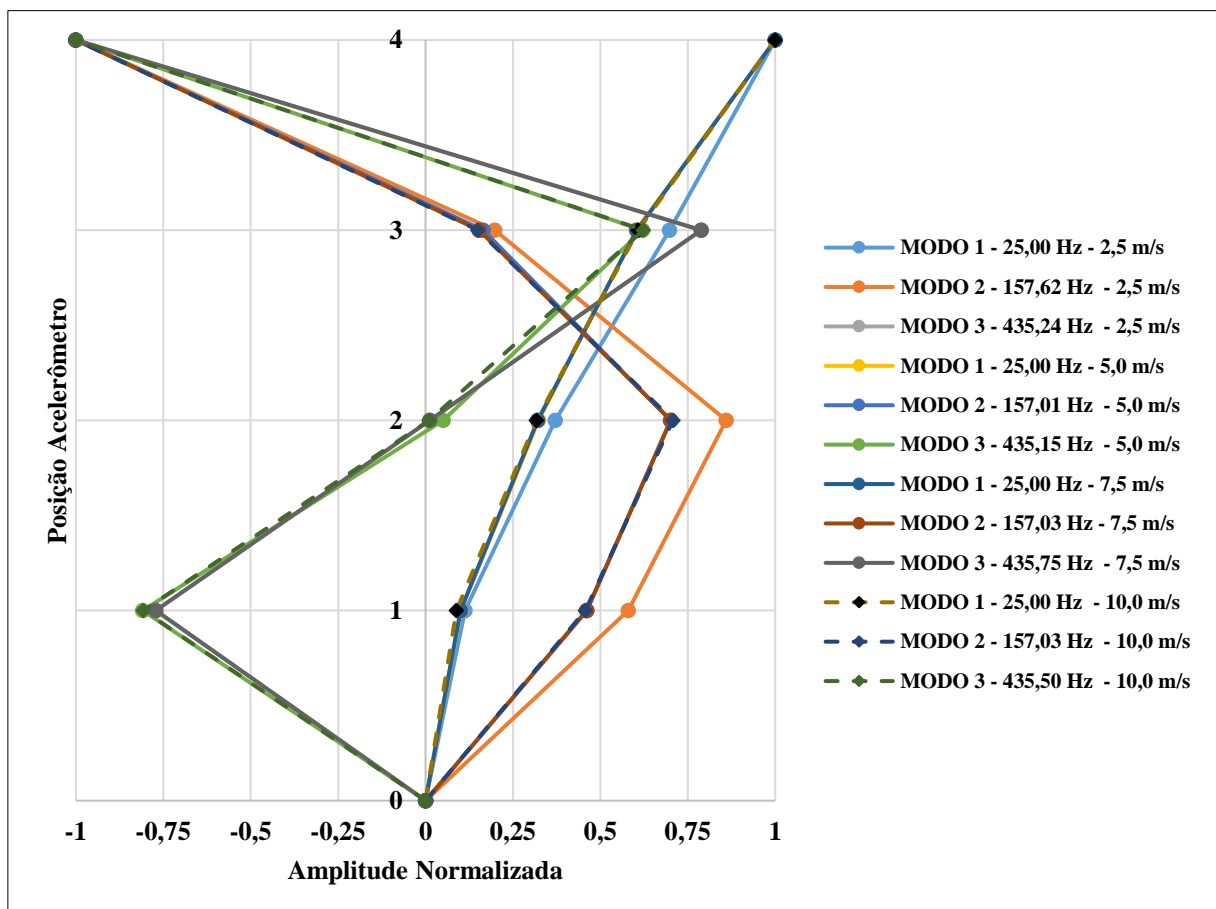
sob condições de excitação ambiental, simulando de maneira mais realista as condições operacionais que a viga pode encontrar em aplicações práticas, como apresenta-se no mapa de velocidades do Brasil.

5.1.3.1 POSIÇÃO 4 – EXTREMIDADE LIVRE

Para uma análise mais abrangente, foi estudado o comportamento da viga fixando o acelerômetro em três posições de referência e variando as demais posições através de uma instrução de varredura. Esta abordagem permite verificar a influência da extremidade em balanço, das reações na proximidade do engastamento e da porção intermediária da viga.

A sequência de Figuras abaixo trata-se, dos resultados obtidos com a fixação da extremidade mais livre da viga (Posição 4).

Figura 39: Modos de Vibração (Ref. Posição 4), OMA – Escoamento 2,5, 5,0, 7,5 e 10,0 m/s.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A partir posição de referência na extremidade livre permitiu observar claramente as variações modais, Figura 39. A amplitude do terceiro modo, em particular, mostrou-se altamente sensível às mudanças na velocidade de escoamento, com uma amplitude normalizada maior ou igual a 0,62. Essas variações na amplitude podem ser atribuídas à interação fluido-estrutura, efeitos de força de arrasto e possíveis não linearidades dinâmicas.

Tabela 9: (f_n) e (ξ) entre os Modos de Vibração.

Modo de Vibração	2,5 m/s		5,0 m/s		7,5 m/s		10,0 m/s	
	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]
1	25,00	1,957	25,00	1,863	25,00	1,961	25,00	1,988
2	157,62	0,431	157,01	0,488	157,03	1,615	157,03	0,672
3	435,24	0,572	435,15	0,499	443,75	0,428	437,50	0,548

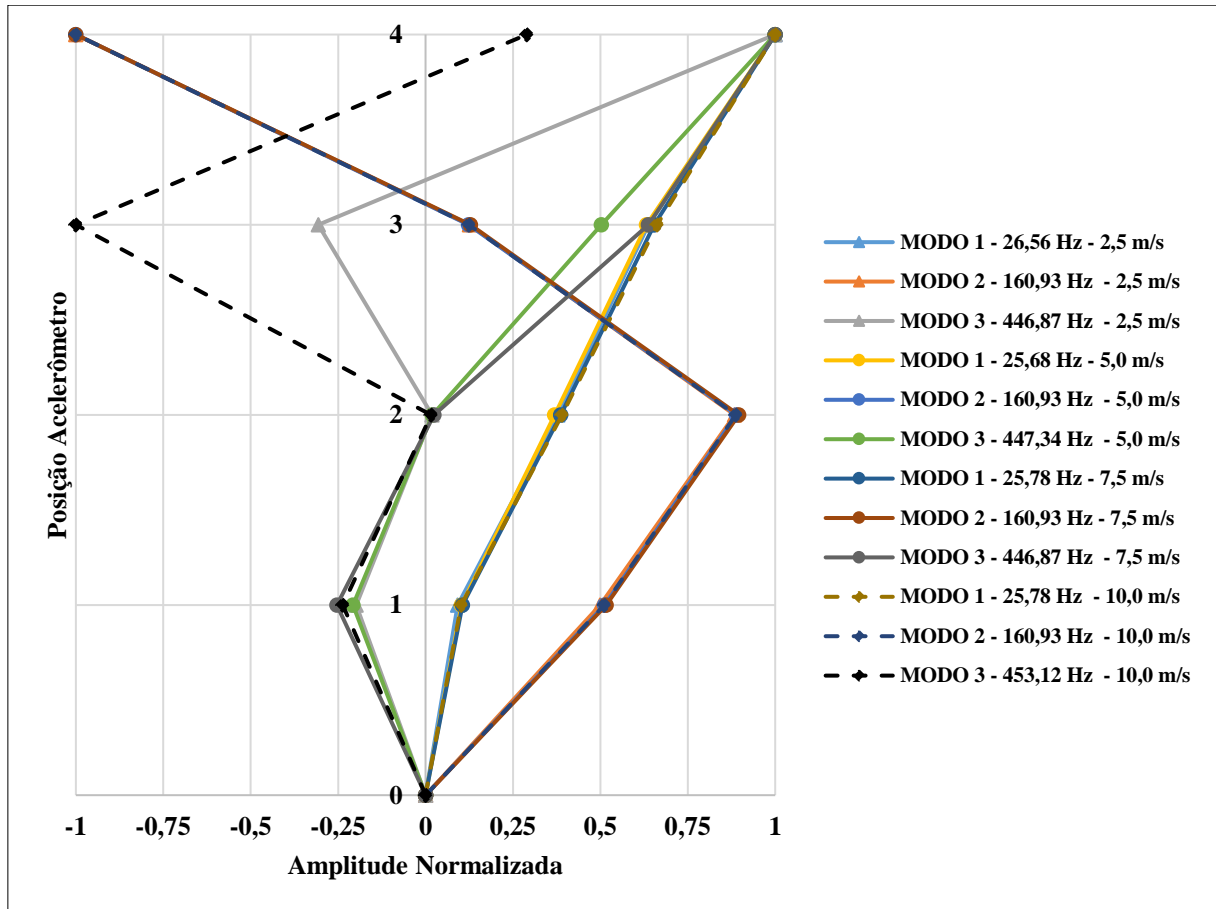
Fonte: Próprio Autor (2024).

A Tabela 9, observa-se a variação das frequências naturais do terceiro modo de vibração da viga em diferentes velocidades de escoamento. Embora pequena, essa variação é significativa para a análise modal, pois indica que a velocidade de escoamento influencia a dinâmica da viga. Além disso, permite a comparação das variações de frequência em função das amplitudes dos modos de vibração, contribuindo para uma melhor compreensão do comportamento estrutural.

5.1.3.2 POSIÇÃO 2 – INTERMEDIÁRIA

O posicionamento fixo do acelerômetro na porção intermediária da viga permite avaliar as formas modais da estrutura, sob condições de escoamento variado no túnel de vento, e permite-se comparar os resultados adquiridos ao longo das posições fixadas.

Figura 40: Modos de Vibração (Ref. Posição 2), OMA – Escoamento 2,5, 5,0, 7,5 e 10,0 m/s.



Fonte: Próprio Autor (2024).

Na Figura 40 nota-se que os modos de vibração apresentam diferenças significativas na faixa de frequência entre 430 e 460 Hz, sugerindo que a fixação do acelerômetro na porção intermediária da viga influencia negativamente os resultados. Essas interferências possivelmente decorrem da posição de baixas amplitudes em comparação com os métodos anteriormente citados, como EMA, Euler-Bernoulli e MEF.

Tabela 10: (f_n) e (ξ) entre os Modos de Vibração.

Modo de Vibração	2,5 m/s		5,0 m/s		7,5 m/s		10,0 m/s	
	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]
1	26,56	1,879	25,68	1,887	25,78	1,950	25,78	1,916
2	160,93	0,420	160,93	0,528	160,93	1,117	160,93	0,525
3	446,87	0,763	447,34	0,676	446,87	0,972	453,12	0,400

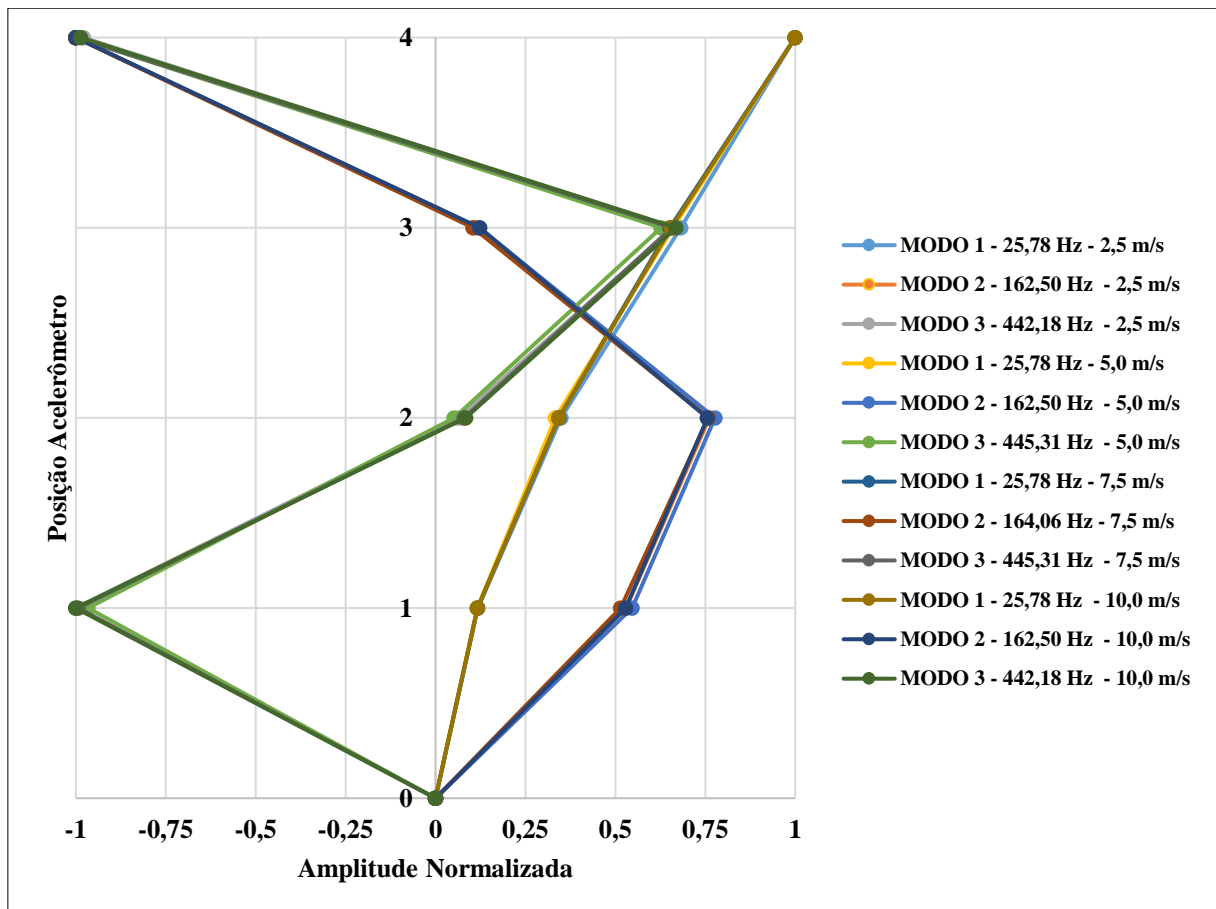
Fonte: Próprio Autor (2024).

A Tabela 10, observa-se a variação da frequência natural no terceiro modo de vibração da viga em diferentes velocidades de escoamento, no qual, apresenta-se diferença entre os modos de vibrar. Verifica-se também as baixas razões de amortecimento menores que 2%.

5.1.3.3 POSIÇÃO 1 – ENGASTE

O posicionamento fixo do acelerômetro na porção do engaste da viga permite avaliar com precisão as formas modais da estrutura sob condições de escoamento variado no túnel de vento, além de analisar a transmissibilidade das reações.

Figura 41: Modos de Vibração (Ref. Posição 1), OMA – Escoamento 2,5, 5, 7,5 e 10,0 m/s.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 41 demonstra-se uma boa correlação entre os modos de vibração, o que indica uma boa fixação para o acelerômetro de referência. A estabilidade observada nos modos de vibração sugere que a posição e a fixação do acelerômetro são adequadas, proporcionando medições precisas e consistentes das características dinâmicas da viga.

Tabela 11: (f_n) e (ξ) entre os Modos de Vibração.

Modo de Vibração	2,5 m/s		5,0 m/s		7,5 m/s		10,0 m/s	
	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(f_n) [Hz]	(ξ) [%]
1	25,78	1,825	25,78	1,887	25,78	1,922	25,78	1,916
2	162,50	0,408	162,50	0,528	164,06	1,962	162,50	0,592
3	442,18	1,265	445,31	0,676	445,31	0,355	442,18	1,044

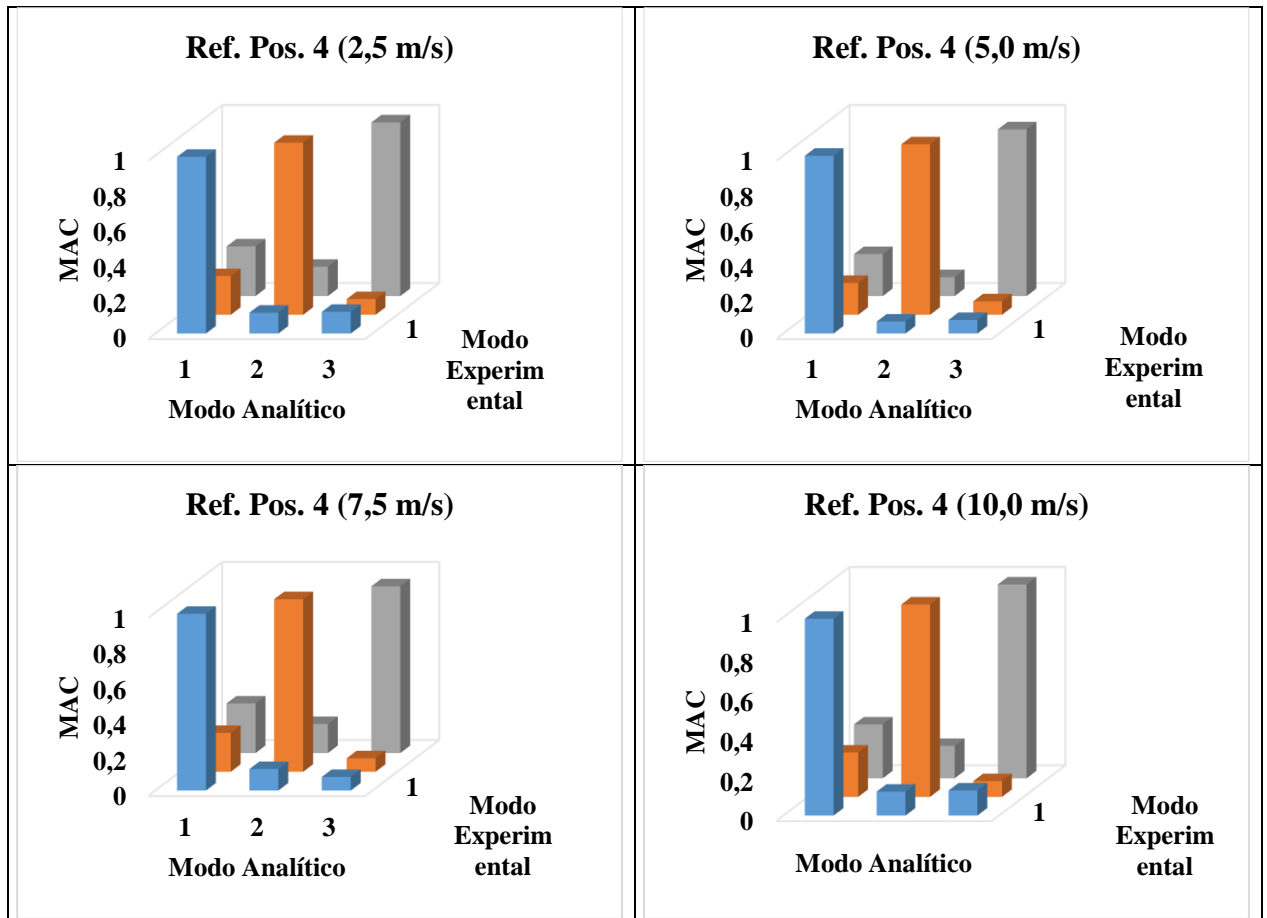
Fonte: Próprio Autor (2024).

A Tabela 11 revela que a variação das frequências naturais do segundo e terceiro modos não é significativa. Em relação a razão de amortecimento está no intervalo razoáveis, considerando o sistema ser de estrutura metálica, com razão abaixo de 2%.

5.1.4 COMPARAÇÃO ENTRE OMA E EULER-BERNOULLI

Para a comparação da OMA com a teoria de Euler-Bernoulli, utiliza-se o MAC para determinar qual a fixação do acelerômetro proporciona a melhor configuração para a comparação com a teoria da viga.

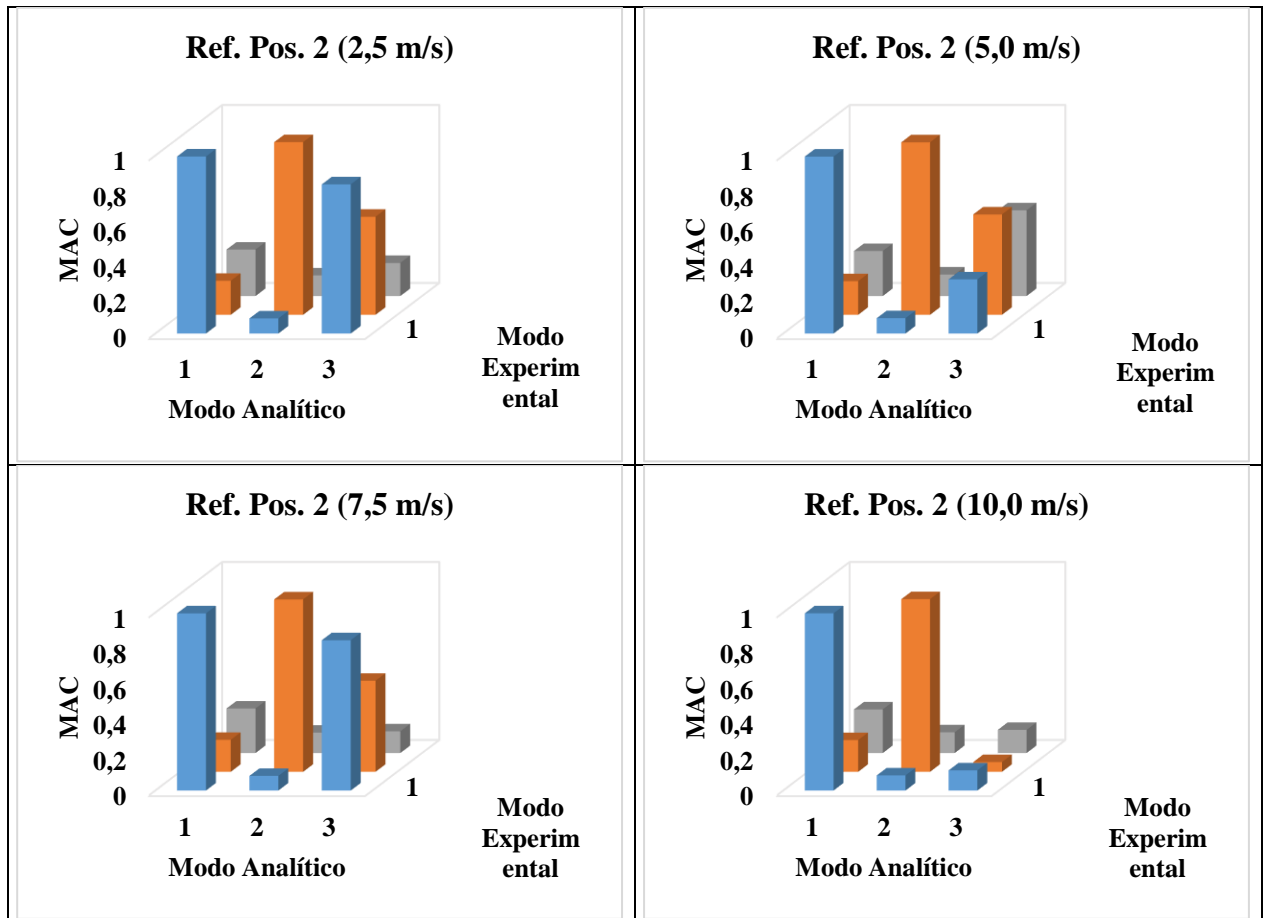
Figura 42: Comparativo entre OMA e Euler-Bernoulli, extremidade livre.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A análise de comparação dos modos de vibração experimentais e analíticos, obtidos por meio da OMA e Euler-Bernoulli, revela uma alta correlação com a teoria de vigas proposta, apresentando valores superiores a 90%, conforme demonstrado na Figura 42. No entanto, é importante observar que em todas as velocidades estudadas há uma influência mútua entre o primeiro e o terceiro modo, refletida em um fator de MAC de 0,28.

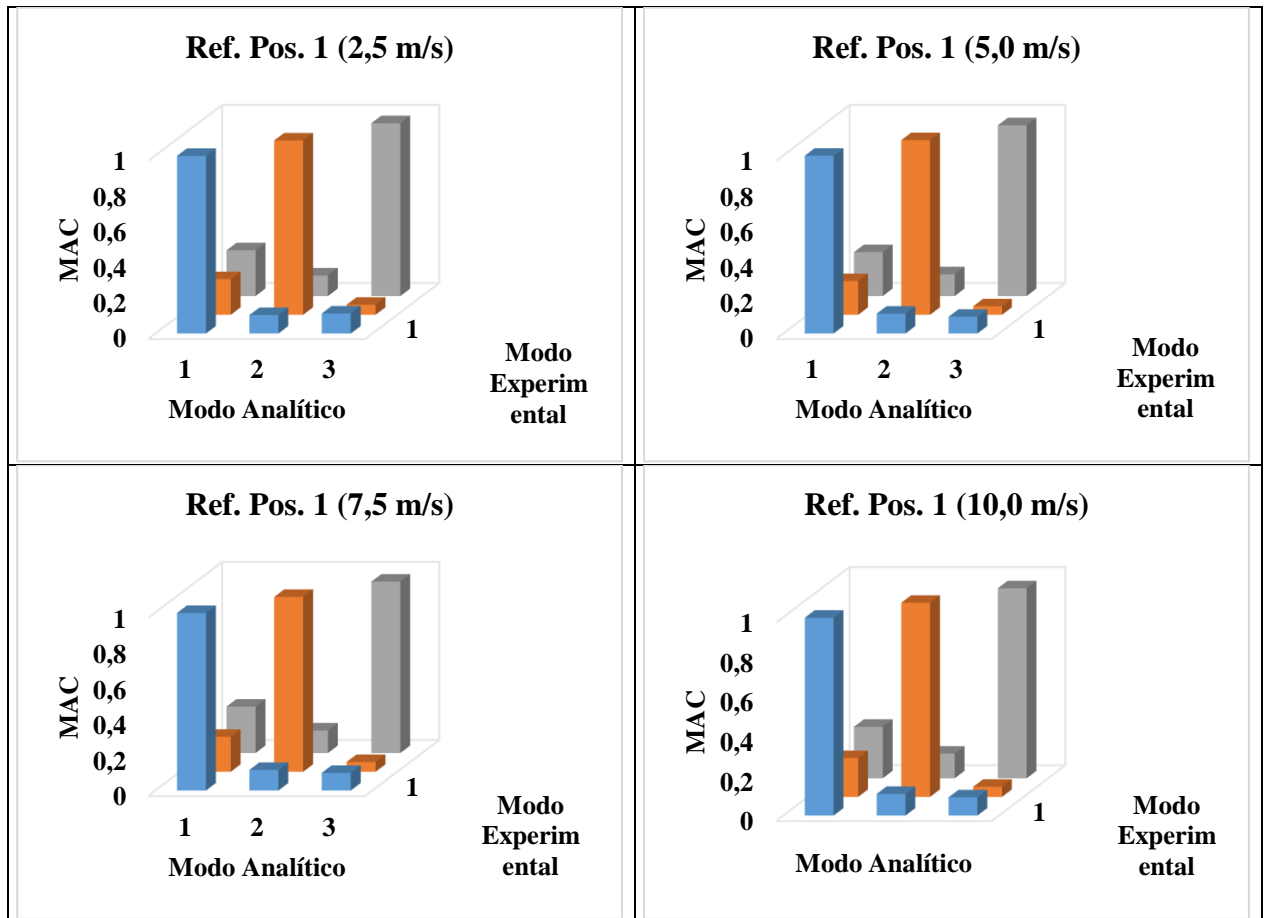
Figura 43: Comparativo entre OMA e Euler-Bernoulli, porção intermediária.



Fonte: Próprio Autor (2024).

Percebe-se que os resultados obtidos na comparação entre OMA e Euler-Bernoulli, em que o acelerômetro de referência foi posicionado na porção intermediária da viga, não apresentou resultados satisfatórios. Observou-se que apenas o primeiro e o segundo modos de vibração exibem uma correlação significativa com a teoria de vigas proposta. Em contrapartida, o terceiro modo demonstrou uma influência considerável, refletida em um fator de MAC alto fora da diagonal principal, conforme Figura 43. Esses resultados indicam que a fixação do acelerômetro na porção intermediária não é ideal para captar com precisão todos os modos de vibração esperados.

Figura 44: Comparativo entre OMA e Euler-Bernoulli, engaste.



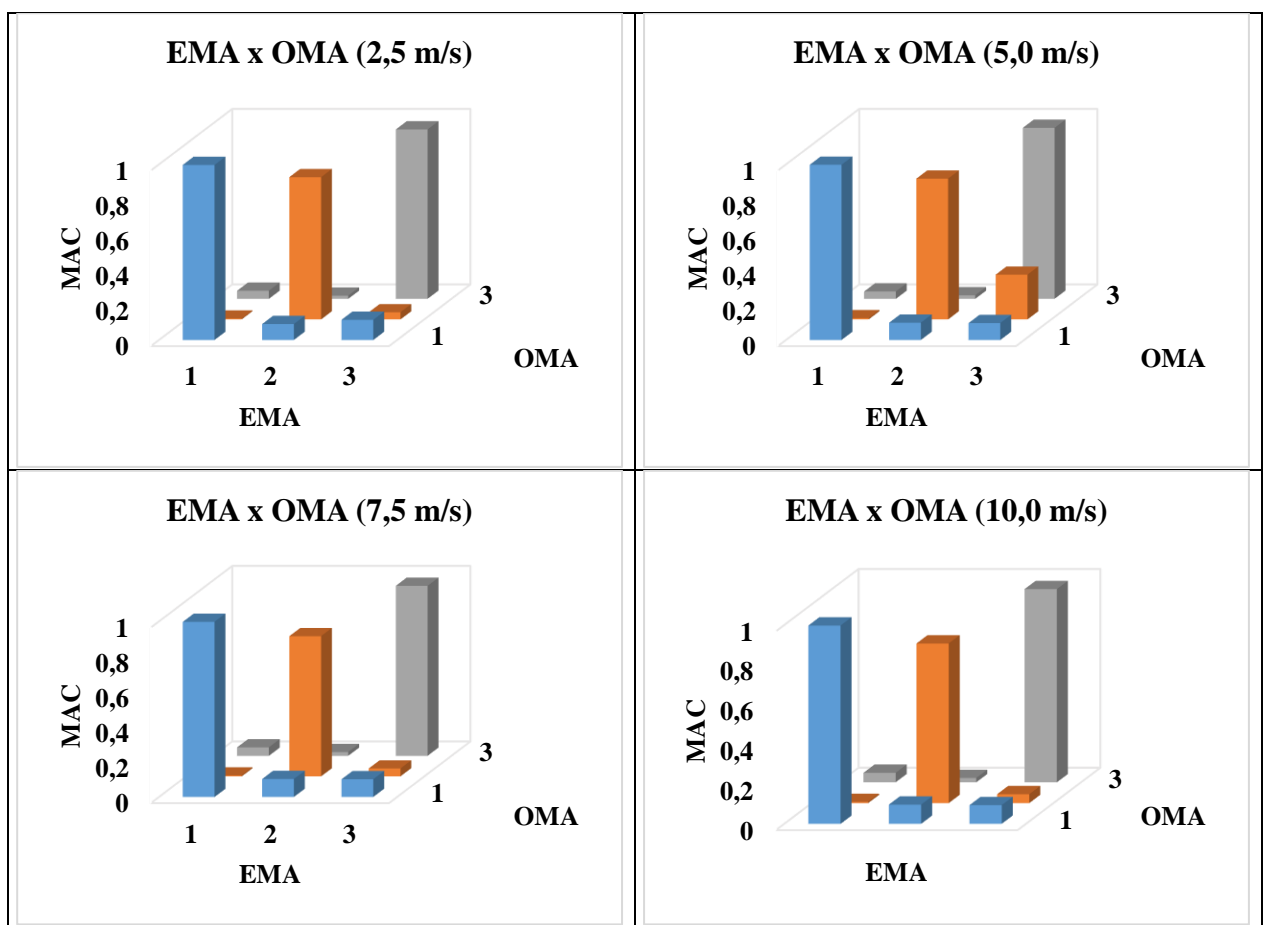
Fonte: Próprio Autor (2024).

Nota-se que os resultados obtidos na comparação entre OMA e Euler-Bernoulli com o acelerômetro de referência posicionado na porção próxima ao engaste da viga, apresentou resultados satisfatórios. Os dados indicam uma alta correlação com a teoria de vigas proposta, com valores de correlação superiores a 90%, conforme ilustrado na Figura 44. Estes resultados sugerem que a fixação do acelerômetro próximo ao engaste é eficaz para capturar os modos de vibração esperados de maneira precisa e consistente. Em todas as velocidades estudadas, os modos de vibração observados mostram uma correspondência robusta com os modos teóricos.

5.1.5 COMPARATIVO EMA E OMA

Neste estudo, procede-se à comparação das formas modais obtidas pela EMA e OMA. Para esta comparação, é utilizado o MAC cruzado. Esta abordagem permite avaliar a correspondência entre os modos de vibração identificados por ambos os métodos, proporcionando uma medida quantitativa da similaridade das formas modais. Para análise comparativa foi utilizado os resultados da OMA, para a análise comparativa, são utilizados os resultados da OMA obtidos a partir da configuração onde o acelerômetro de referência está posicionado próximo ao engaste.

Figura 45: Comparativo entre EMA e OMA.



Fonte: Próprio Autor (2024).

Observa-se a Figura 45 que os resultados obtidos através do Critério de Garantia Modal (MAC) apresentam uma correlação relativamente alta. No entanto, ao se analisar especificamente o segundo modo, verifica-se uma correlação de 80%. Esta diferença sugere que pode haver divergências entre os métodos de análise utilizados, possivelmente influenciando a precisão dos resultados. Tais divergências podem estar associadas a diferentes sensibilidades dos métodos às condições experimentais e aos parâmetros específicos de configuração.

Tabela 12: Comparação entre razões de amortecimento EMA e OMA.

EMA		OMA			
		2,5 m/s	5,0 m/s	7,5 m/s	10,0 m/s
(f_n) [Hz]	(ξ) [%]	(ξ) [%]	(ξ) [%]	(ξ) [%]	(ξ) [%]
25,00	0,181	1,825	1,887	1,922	1,916
155,71	0,305	0,408	0,528	1,962	0,592
438,02	0,304	1,265	0,676	0,355	1,044

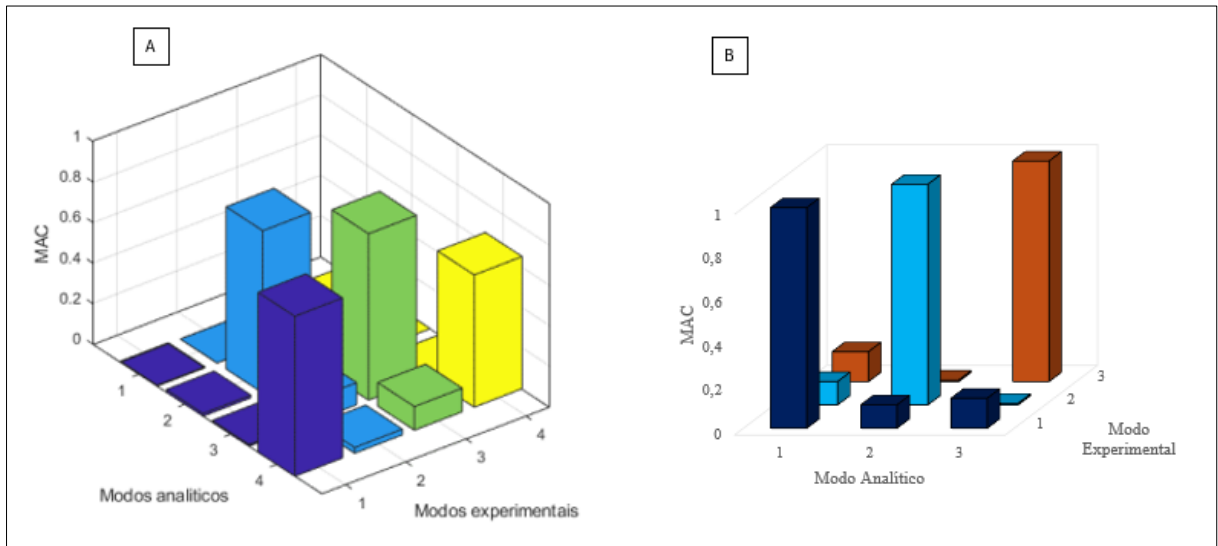
Fonte: Próprio Autor (2024).

As avaliações revelaram que as razões de amortecimento apresentaram variações significativas entre as duas metodologias. Essa discrepância pode ser atribuída às diferenças intrínsecas nos modelos utilizados em cada abordagem, resultando em frequências naturais semelhantes, mas em razões de amortecimento bastante distintas. Essas diferenças metodológicas influenciam a forma como as características vibracionais da estrutura são capturadas e interpretadas.

5.1.6 COMPARATIVO TRABALHOS ANTERIORES

No presente trabalho, realiza-se uma análise comparativa entre os métodos de análise e a teoria de Euler-Bernoulli, com o objetivo de avaliar a proximidade dos modos de vibração experimental em relação à teoria. A comparação apresentada baseia-se nos resultados obtidos por Rodrigues (2023), que propõe o estudo de escoamentos abaixo de 10 m/s e aprimora os conceitos de análise modal. As figuras a seguir ilustram a MAC para comparação entre EMA e a teoria de Euler-Bernoulli, bem como a comparação entre AME e OMA.

Figura 46: Comparação AME com trabalhos anteriores.

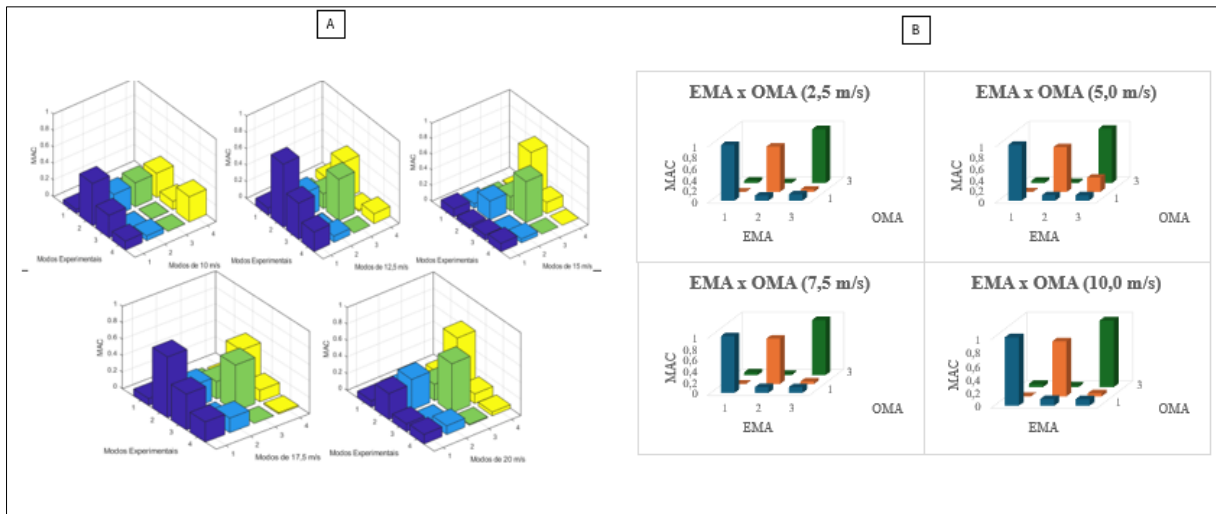


Fonte: Rodrigues (2023), Próprio Autor (2024).

A partir da Figura 46, nota-se que o avanço na aplicação do método de análise comparativa entre a EMA e a teoria de Euler-Bernoulli demonstra resultados mais satisfatórios, evidenciados por um fator MAC superior a 0,9. Isso indica uma alta correlação entre os modos de vibração teóricos e experimentais, sugerindo que a teoria do MEF como referência, pode descrever os modos de vibração observados experimentalmente. Além disso, não se percebem influências significativas entre os modos de vibração, o que reforça a confiabilidade dos resultados obtidos.

Outro avanço notório é a comparação entre EMA e OMA. Nos resultados apresentados por Rodrigues (2023), observam-se grandes influências entre os modos de vibração e um baixo fator MAC, indicando uma menor correlação entre os métodos. No presente trabalho, conforme ilustrado na Figura 47, a comparação entre EMA e OMA apresenta resultados com alta correlação entre os modos de vibração

Figura 47: Comparação EMA x OMA entre trabalhos, (a) Rodrigues (2023), (b) Próprio Autor.



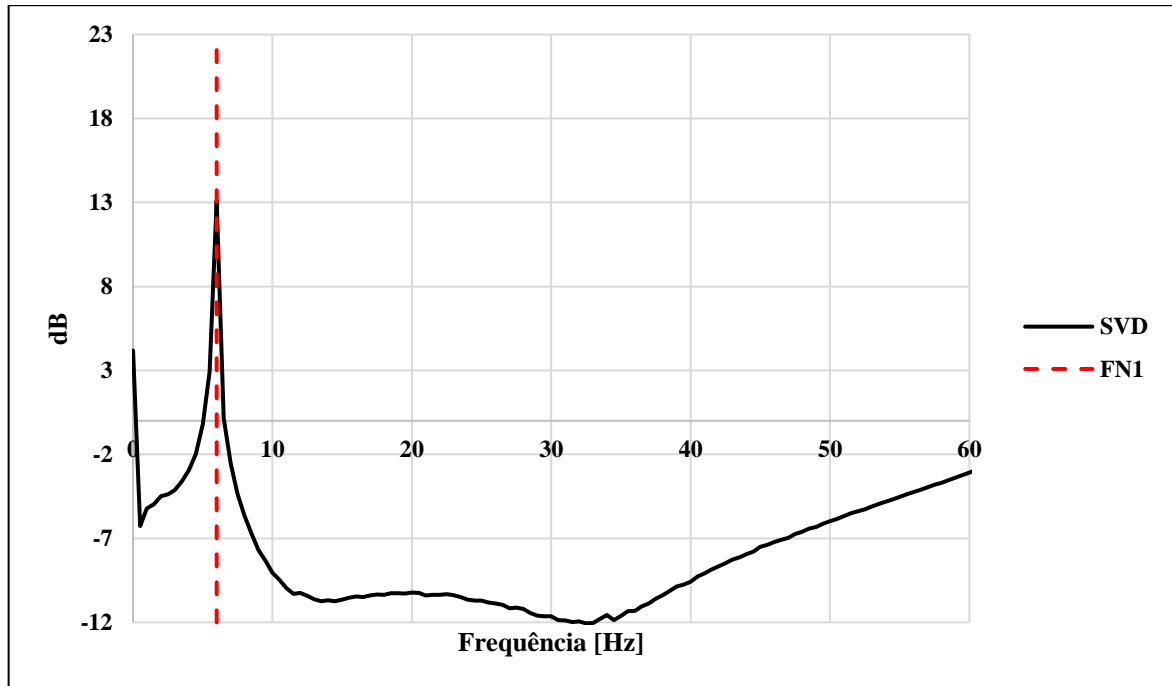
Fonte: Rodrigues (2023), Próprio Autor (2024).

5.2 RESULTADOS VIGA 2 ENGASTADA-LIVRE COM MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE

5.2.1 RESULTADOS ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Os resultados apresentados a seguir referem-se às análises EMA realizadas com os modelos estruturais, nos quais foram incorporados uma massa concentrada na viga 2. Essa configuração foi introduzida para avaliar o impacto dessas adições no comportamento dinâmico da viga com o objetivo de entender melhor suas respostas a diferentes condições de carga e excitação. Para análise será considerado apenas o primeiro modo de vibração, devido a estrutura vibra predominantemente no seu primeiro modo, devido a natureza da estrutura (CONCEIÇÃO; SANTOS, 2016).

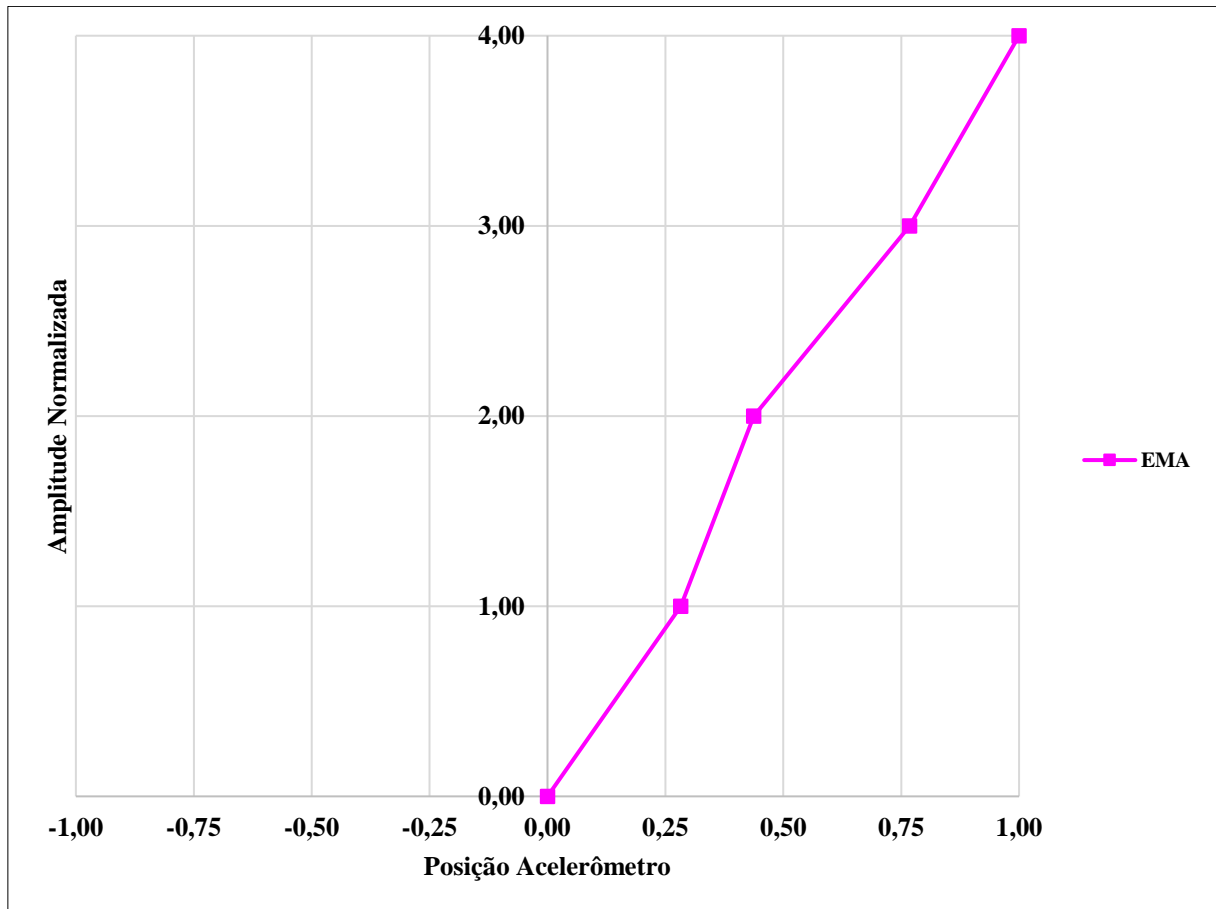
Figura 48: CMIF EMA sem Absorvedor, modelo de viga 2 engastada-livre com massa concentrada na extremidade.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 48 apresenta a análise realizada na viga 2, sistema com um grau de liberdade, em que foi adicionada uma massa concentrada com o objetivo de investigar os efeitos dinâmicos associados a um modelo em escala reduzida de uma turbina eólica. A partir dessa análise, identificou-se uma frequência natural de 6 Hz. De acordo com Moraes et al. (2024), a primeira frequência natural da turbina eólica NREL 5 MW é de aproximadamente 0,27 Hz. A discrepância observada entre os valores, de 6 Hz para 0,27 Hz, deve-se à diferença na escala da massa representativa da nacelle, uma vez que no presente estudo não foi aplicado um fator de escala equivalente ao fator geométrico, devido às limitações físicas do túnel de vento AA-TVSH1c. O método EMA também possibilita a extração da forma modal, conforme ilustrado na Figura 49, na qual se observa um comportamento do tipo balanço.

Figura 49: Primeiro modo de vibração EMA – Viga 2.

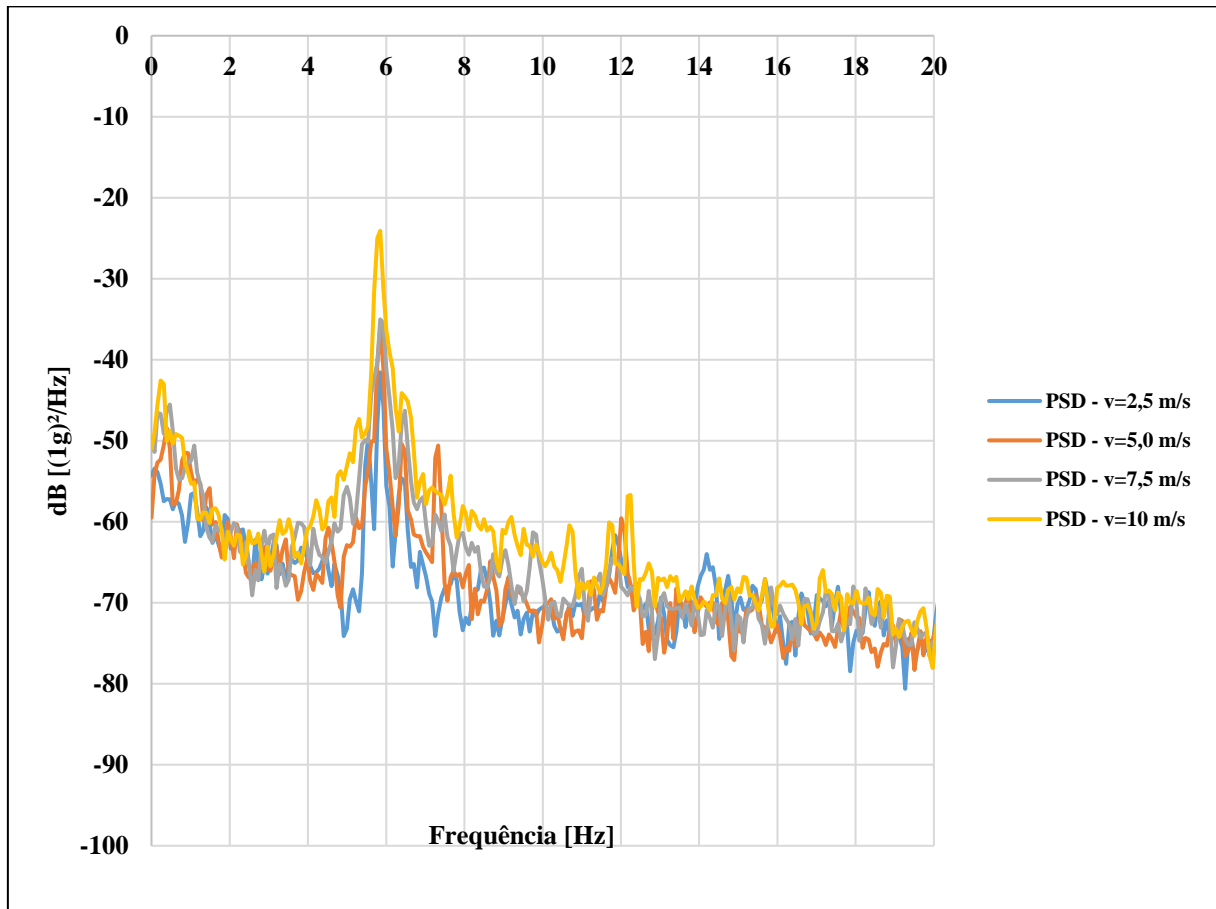


Fonte: Próprio Autor (2024).

5.3 RESULTADOS ANÁLISE MODAL OPERACIONAL

Os resultados apresentados a seguir referem-se às análises OMA realizadas com os modelos estruturais, nos quais foram incorporados uma massa concentrada na viga 2. Essa configuração foi projetada para avaliar o comportamento dinâmico das vigas, com o objetivo de entender melhor suas respostas a diferentes condições de carga e excitação.

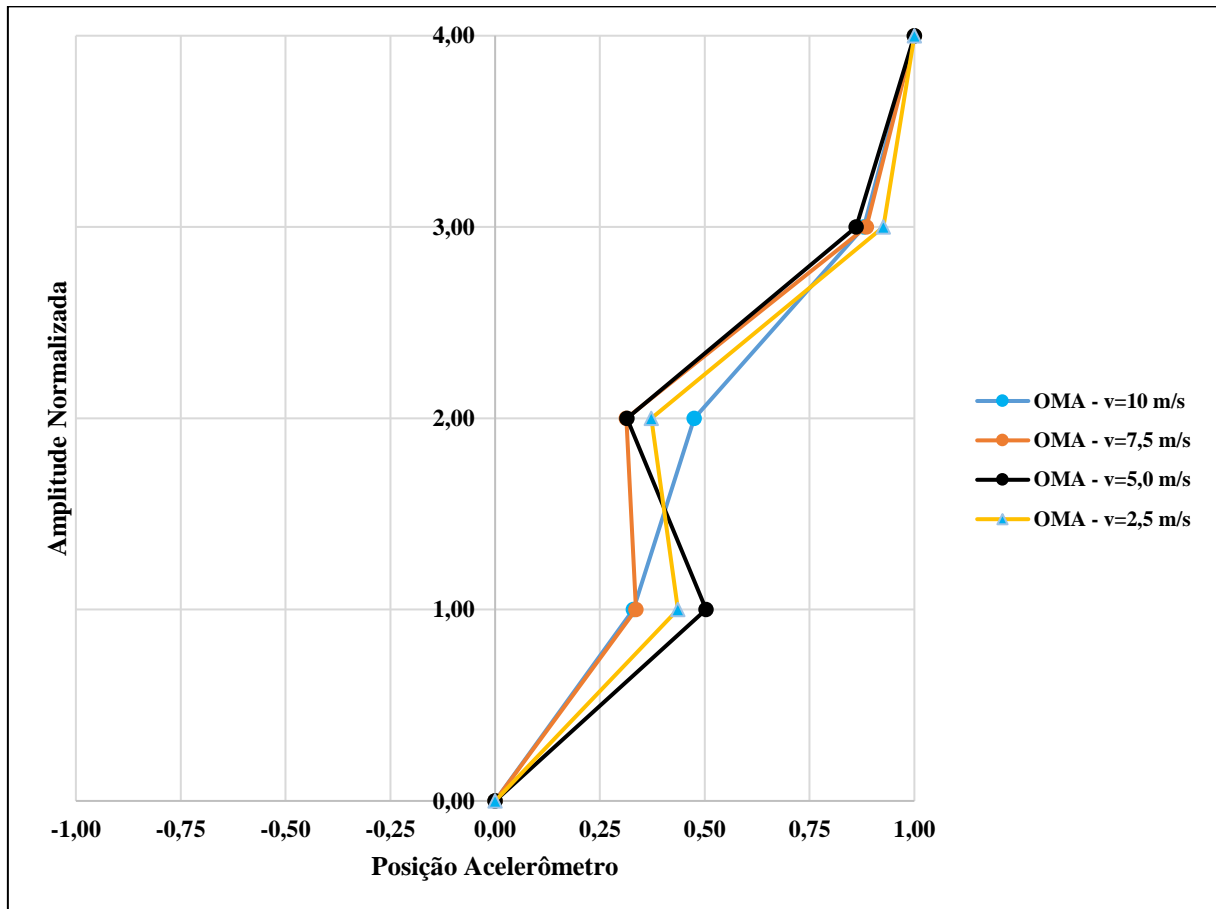
Figura 50: PSD velocidade de 2,5 a 10,0 m/s em túnel de vento, modelo de viga 2.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 50 apresenta os resultados obtidos por meio do OMA para o modelo de viga 2, que possui uma massa concentrada em sua extremidade. O objetivo da análise foi avaliar a resposta dinâmica da viga em baixas velocidades de escoamento, variando entre 2,5 m/s e 10,0 m/s. Observa-se que, para as velocidades de 2,5 m/s e 5,0 m/s, o sistema apresenta baixa energia, porém com aumento da velocidade de escoamento temos o aumento de energia, no qual, nota-se o aumento de amplitude para as velocidades de 10,0 e 7,5 m/s. A frequência natural predominante obtida durante os testes foi de 6,2 Hz. A Figura 51 ilustra a extração e identificação da forma modal, evidenciando um comportamento característico de balanço.

Figura 51: Primeiro modo de vibração OMA – Viga 2.



Fonte: Próprio Autor (2024).

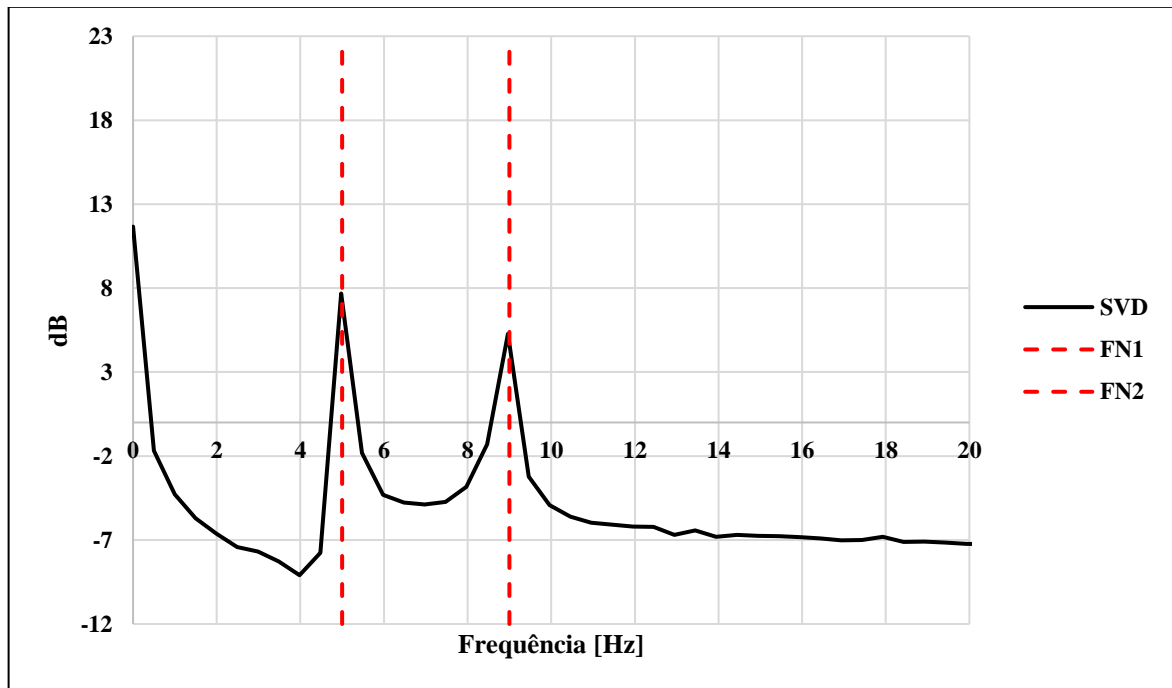
5.4 RESULTADOS VIGA 3 ENGASTADA-LIVRE MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE E TMD

5.4.1 RESULTADOS ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Os resultados apresentados a seguir referem-se às análises EMA realizadas com os modelos estruturais, nos quais foram incorporados uma massa concentrada na viga 3. Essa configuração foi introduzida para avaliar o impacto dessas adições no comportamento dinâmico da viga, com o objetivo de entender melhor suas respostas a diferentes condições de carga e excitação. Para a análise, será levado em conta exclusivamente o primeiro modo de vibração em

conjunto a implementação do TMD, uma vez que a estrutura apresenta predominância vibracional nesse modo, característica inerente à sua configuração estrutural (CONCEIÇÃO; SANTOS, 2016).

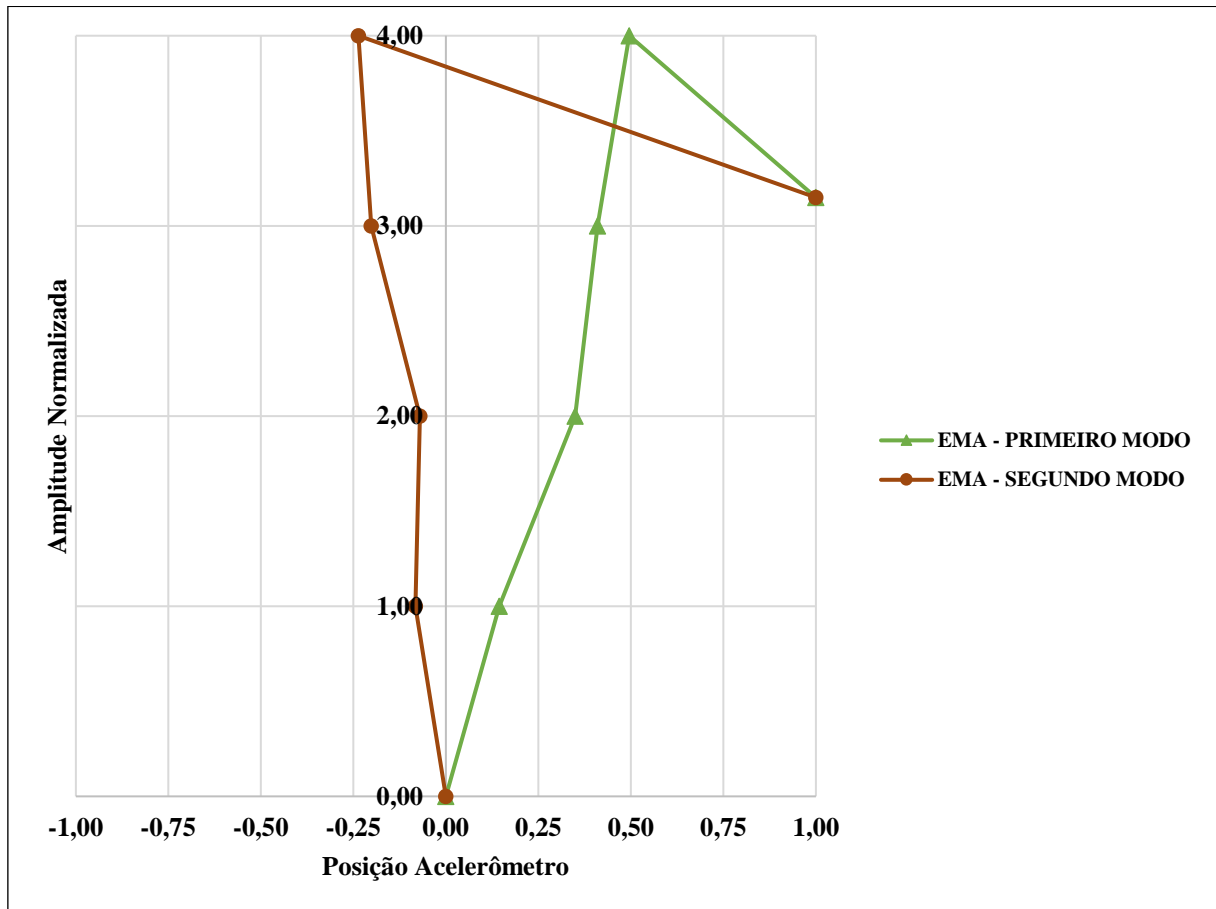
Figura 52: CMIF EMA com Absorvedor, modelo de viga 3 massa concentrada na extremidade e TMD.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 52 ilustra a análise realizada na viga 3, sistema com 2 graus de liberdade, considerando a inclusão do amortecedor de vibração TMD no sistema. Essa modificação resulta em duas frequências, no qual, na primeira frequência o deslocamento modal da massa concentrada e da massa do TMD estão em fase e na segunda frequência em fase oposta, identificadas em 5 Hz e 9 Hz. O TMD foi projetado para a frequência natural de 6 Hz, correspondendo à frequência original de balanço da viga com massa concentrada. Com isso, o amortecedor assumiu o comportamento vibracional predominante nessa faixa de frequência, reduzindo significativamente as amplitudes de vibração da viga principal e mitigando o efeito de balanço no modelo em escala reduzida, Figura 53.

Figura 53: Modos de vibração EMA – Viga 3.

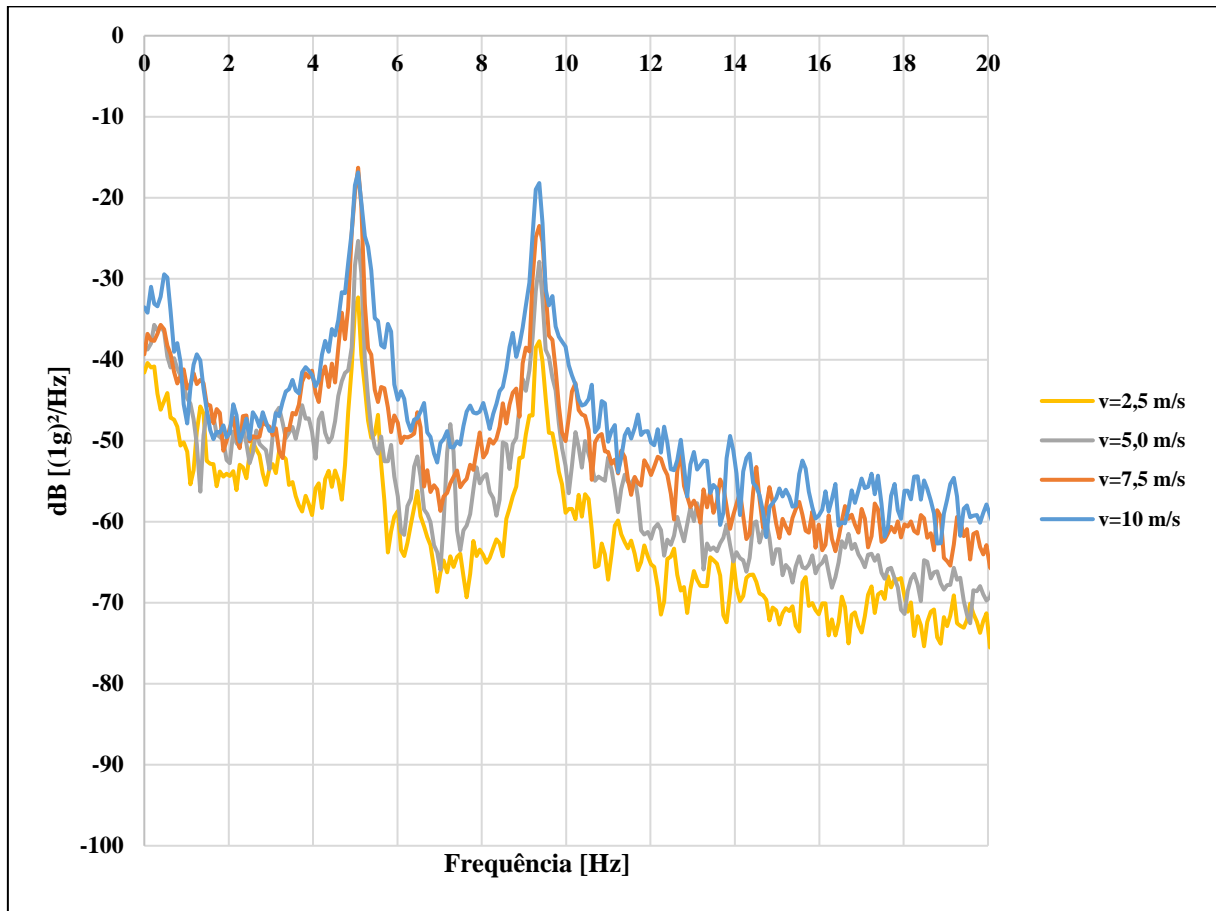


Fonte: Próprio Autor (2024).

5.4.2 RESULTADOS ANÁLISE MODAL OPERACIONAL

No modelo de viga 3, foi incorporado um amortecedor dinâmico do tipo TMD projetado para atenuar o comportamento dinâmico do sistema principal por meio da introdução de uma compensação de fase no movimento da estrutura. O TMD atua principalmente na redução das amplitudes associadas à primeira frequência natural, caracterizada por um comportamento de balanço, transferindo a energia cinética da viga para a massa passiva do dispositivo. Os resultados apresentados a seguir ilustram o comportamento dinâmico da viga quando submetida a velocidades de escoamento variando entre 2,5 m/s e 10 m/s.

Figura 54: PSD velocidade de 2,5 a 10 m/s em túnel de vento, modelo de viga 3.

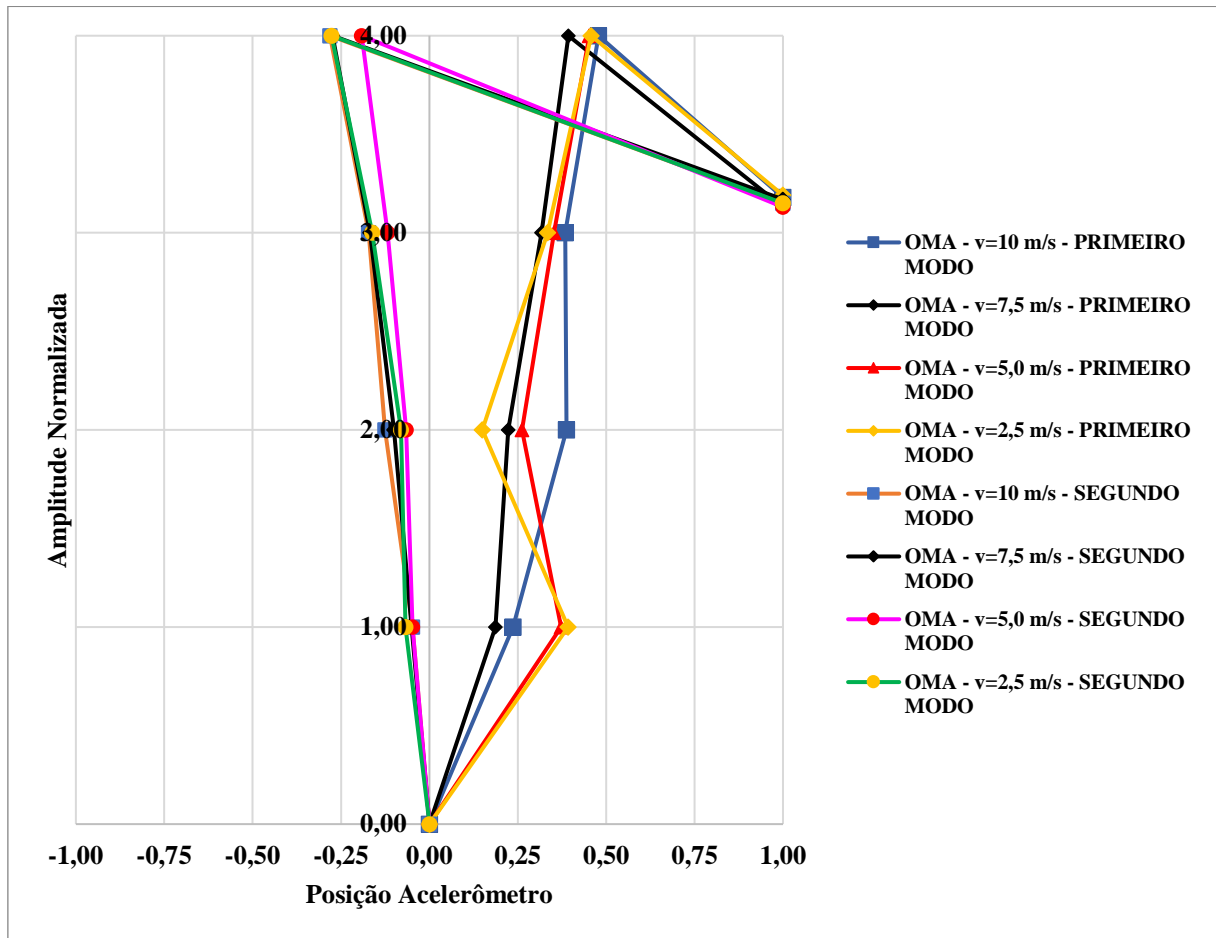


Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 54 ilustra que a implementação do amortecedor dinâmico do tipo TMD foi projetada de maneira eficaz. A principal função do TMD nesse caso é absorver a maior parte da energia cinética da viga principal, minimizando as amplitudes associadas a excitação. Isso ocorre porque o TMD age com um grau de liberdade adicional, absorvendo a energética cinética, isso ocorre devido à ressonância sintonizada entre o TMD e a viga, permitindo que o dispositivo atue como um absorvedor eficaz de vibrações e reduzindo o comportamento de balanço que seria evidenciado nessa frequência, Figura 55.

Além disso, a análise reforça a importância de sintonizar o TMD com precisão em relação às frequências naturais do sistema principal, garantindo sua eficiência na redução de vibrações e na transferência de energia cinética.

Figura 55: Modos de vibração OMA – Viga 3.

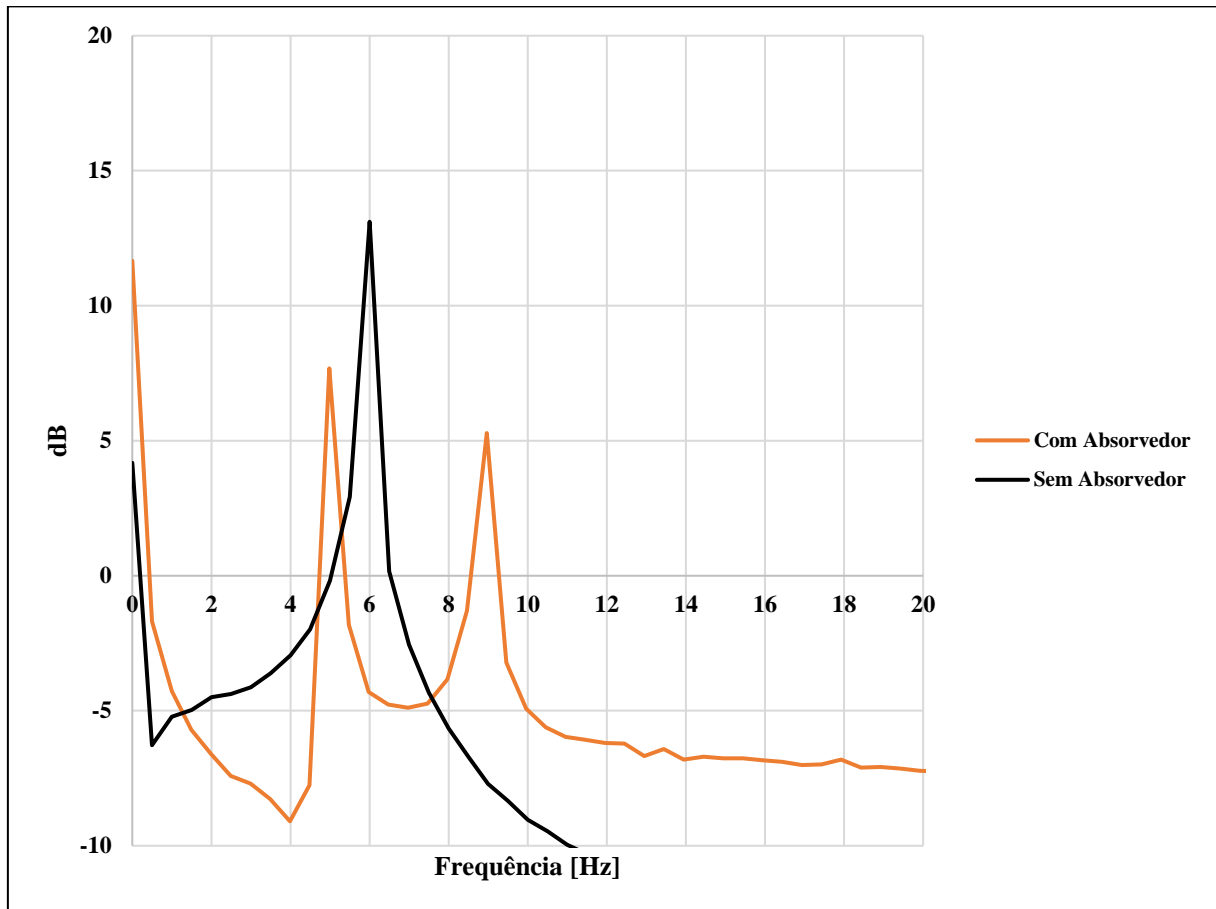


Fonte: Próprio Autor (2024).

5.5 RESULTADOS COMPARATIVOS VIGA 2 E 3 - EMA, OMA E MEF

Essa absorção de energia evidencia a eficácia do TMD como uma solução para controle de vibrações em sistemas dinâmicos. A Figura 56 apresenta as sobreposições das CMIFs normalizadas, destacando como as amplitudes de vibração são reduzidas após a divisão da frequência original em duas novas frequências naturais. Essa decomposição ocorre devido à inclusão do amortecedor de vibração TMD no sistema, que absorve a energia vibracional, minimizando o efeito de balanço da estrutura principal.

Figura 56: Comparação entre CMIFs.

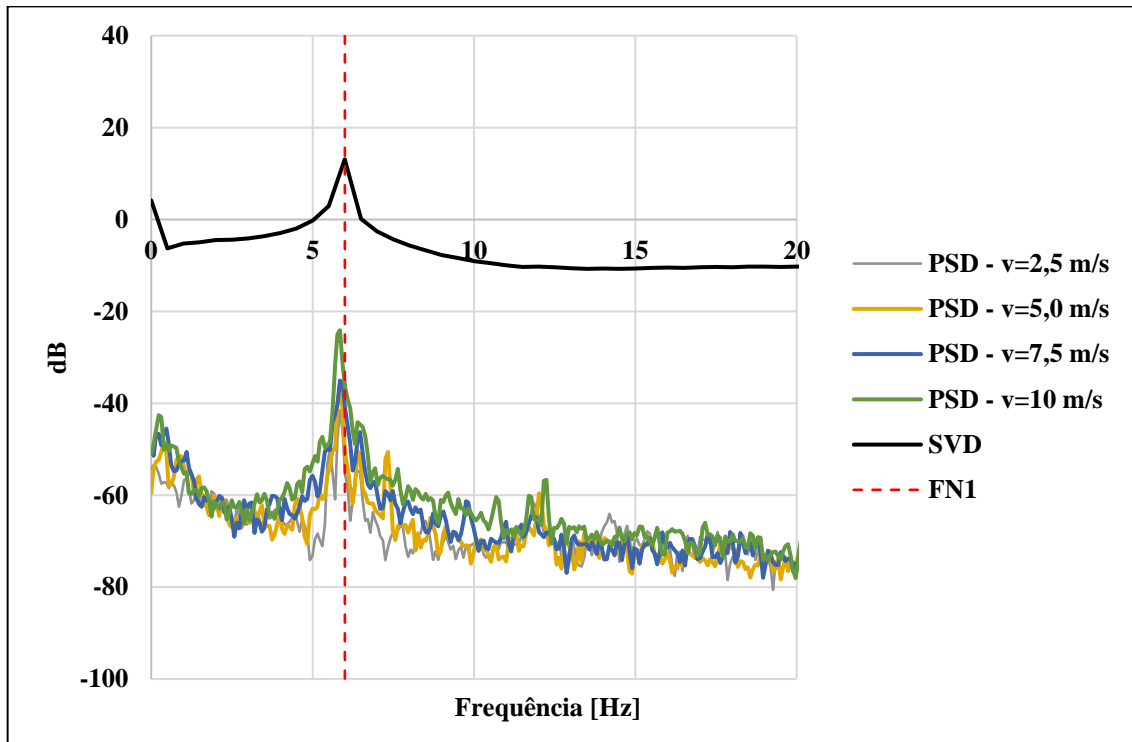


Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 57 apresenta a comparação entre os resultados obtidos pelos métodos EMA e OMA modelo de viga 2 com massa concentrada, evidenciando a frequência natural da estrutura analisada. Pelo método EMA, a frequência natural foi determinada como 6 Hz, enquanto pelo método OMA foi obtido um valor de 6,2 Hz. Essa diferença de 0,2 Hz demonstra uma pequena variação entre os dois métodos, indicando boa concordância entre os resultados.

Essa variação pode ser atribuída a diferenças nos princípios de aplicação de cada método. Enquanto a EMA utiliza excitações controladas e medições em condições específicas, a OMA baseia-se em excitações operacionais, o que pode introduzir variações mínimas devido à influência de fatores externos, como por exemplo o próprio ambiente de teste sendo o túnel de vento AA-TVSH1c.

Figura 57: Comparação entre EMA e OMA para o modelo de viga 2.

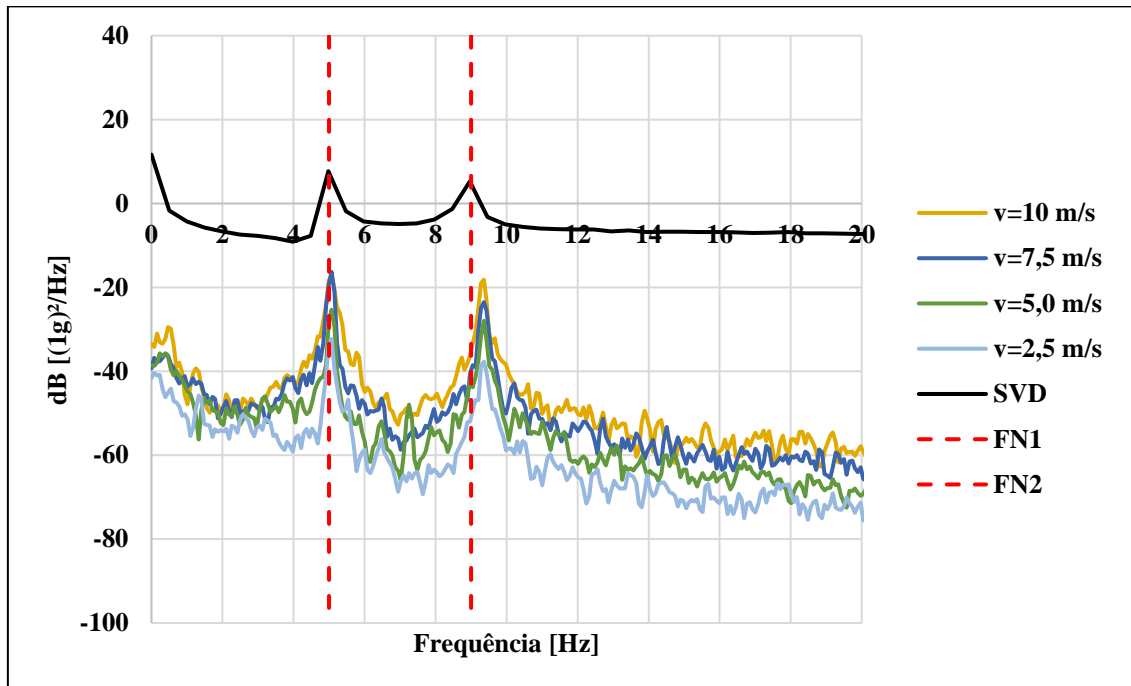


Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 58 apresenta a comparação dos resultados obtidos pelos métodos EMA e OMA aplicados ao modelo de viga 3 com a inclusão de um absorvedor sintonizado do tipo TMD. Observa-se que as frequências naturais identificadas foram de 5 Hz e 9 Hz pelo método EMA, enquanto pelo método OMA os valores foram de 5 Hz e 9,2 Hz. Essa diferença mínima entre os métodos, de apenas 0,2 Hz na segunda frequência, destaca a alta consistência entre as abordagens empregadas.

A introdução do TMD no sistema foi eficaz ao provocar a distribuição da energia vibracional, resultando na divisão da frequência natural original de 6 Hz em duas novas frequências: 5 Hz e 9 Hz. Esse comportamento é um fenômeno característico de sistemas dinâmicos com TMD, no qual a interação entre a estrutura principal e o absorvedor sintonizado altera as propriedades modais, reduzindo a amplitude de vibrações.

Figura 58: Comparação entre EMA e OMA para o modelo de viga 3.

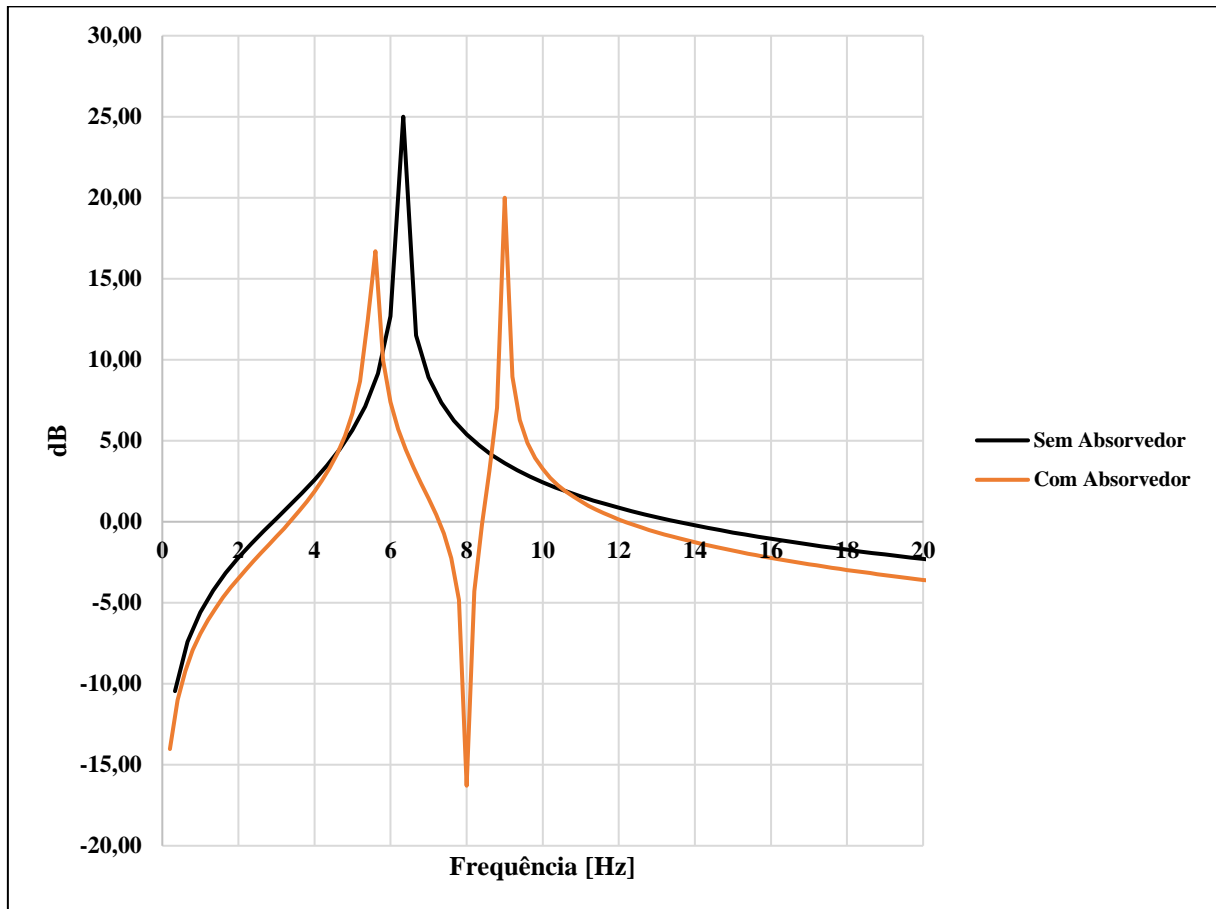


Fonte: Próprio Autor (2024).

Os resultados obtidos por meio do Método de Elementos Finitos (MEF), quando comparados aos métodos de Análise Modal Experimental (EMA) e Análise Modal Operacional (OMA), apresentaram valores consistentes para o modelo de viga 2 com massa concentrada. Nesse caso, a frequência natural identificada foi de 6 Hz, demonstrando uma boa concordância entre as metodologias empregadas. Já para o modelo de viga 3 com a inclusão de um amortecedor dinâmico do tipo TMD, os resultados obtidos pelo MEF indicaram frequências naturais de 5,6 Hz e 9 Hz, evidenciando uma diferença de 0,6 Hz em relação à primeira frequência quando comparada aos valores do EMA e OMA.

Essa pequena diferença observada na primeira frequência pode ser atribuída às simplificações e hipóteses inerentes ao modelo computacional empregado no MEF, como as condições de contorno e as propriedades materiais idealizadas. Apesar disso, a proximidade dos resultados confirma a eficácia do MEF como uma ferramenta robusta e confiável para a análise modal de sistemas estruturais.

Figura 59: Sobreposição de FRF – MEF.



Fonte: Próprio Autor (2024).

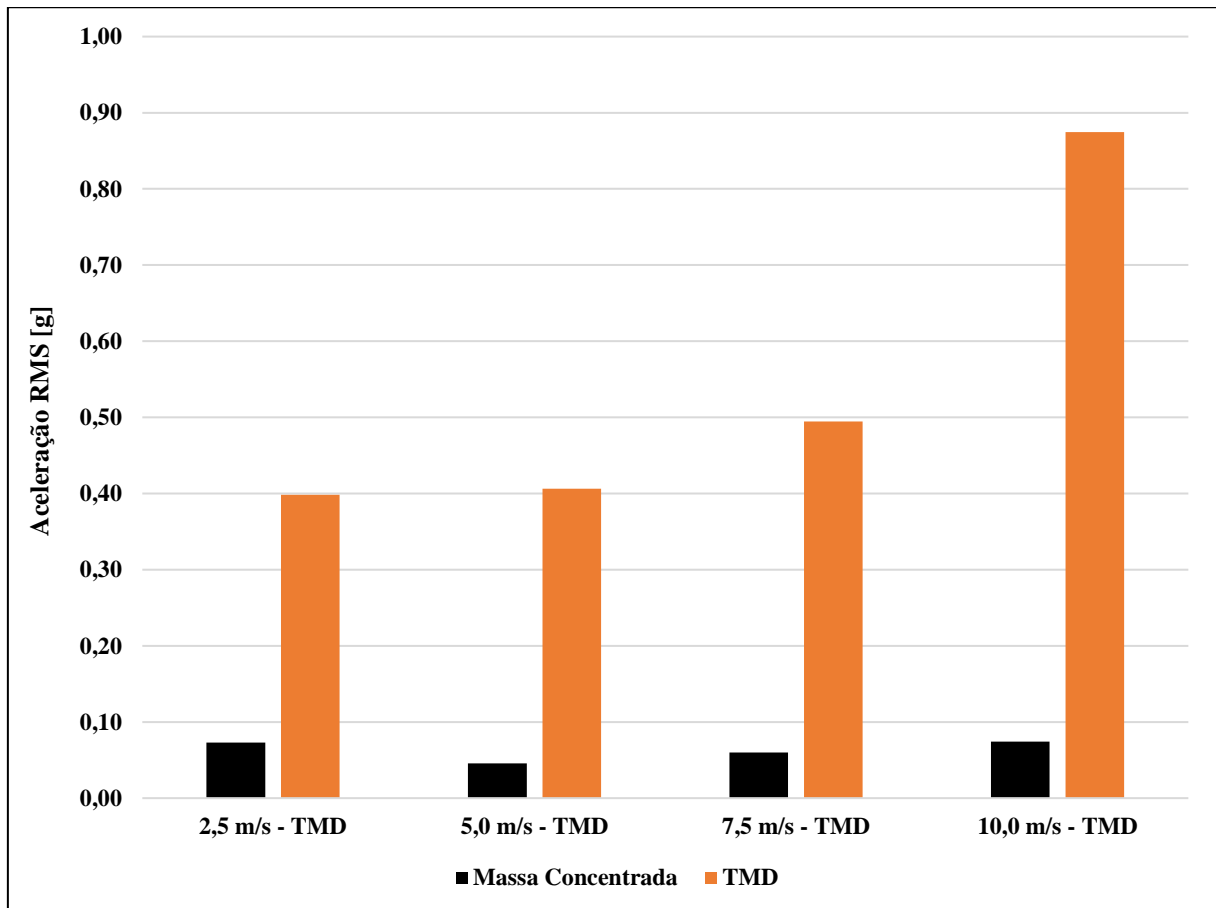
Ao analisar a sobreposição das FRF no MEF, Figura 59, é possível observar uma redução significativa na amplitude das vibrações devido à inclusão do amortecedor dinâmico do tipo TMD. Para a frequência original de 6 Hz, houve uma redução de amplitude de aproximadamente 8 dB, resultando em uma nova frequência de 5,6 Hz. Da mesma forma, para a segunda frequência, localizada em 9 Hz, foi identificada uma diminuição de amplitude de cerca de 5 dB.

Ao comparar os resultados obtidos pelo MEF com os valores provenientes do EMA, Figura 57, verifica-se que a redução na amplitude para a primeira frequência, de 6 Hz, é de 5 dB, enquanto para a segunda frequência, de 9 Hz, a diferença atinge 7,7 dB. Essas discrepâncias, embora pequenas, podem ser atribuídas a diferenças metodológicas e às simplificações inerentes ao modelo numérico.

A dissipação de energia no sistema pode ser avaliada por meio dos valores de RMS obtidos a partir de dados dos acelerômetros. Esses valores indicam que o amortecedor dinâmico

do tipo TMD é responsável por absorver a maior parte da energia vibracional do sistema, resultando em uma predominância de vibrações no TMD em relação à viga principal, Figura 60. Esse comportamento evidencia a eficácia do dispositivo em transferência a energia vibracional, reduzindo as amplitudes de vibração na estrutura principal.

Figura 60: Valor RMS – OMA com e sem TMD.



Fonte: Próprio Autor (2024).

A Figura 60 apresenta os valores de RMS, analisado com e sem a inclusão do amortecedor dinâmico tipo TMD. O valor máximo registrado foi de 0,07 m/s² para modelo sem TMD, indicando o nível de vibração predominante na viga principal sob as condições operacionais avaliadas, é notável que o aumento da velocidade de escoamento gera maior energia cinética sentido pelo acelerômetro posicionado no TMD.

Obtém-se que os valores de RMS medidos pelo acelerômetro posicionado no TMD são significativamente maiores em comparação com os demais acelerômetros distribuídos ao longo da viga principal, com valor máximo de 0,87 m/s². Esse comportamento evidencia a atuação do

absorvedor sintonizado, que absorve a maior parte da energia vibracional do sistema, confirmando sua função como elemento dissipador de vibrações.

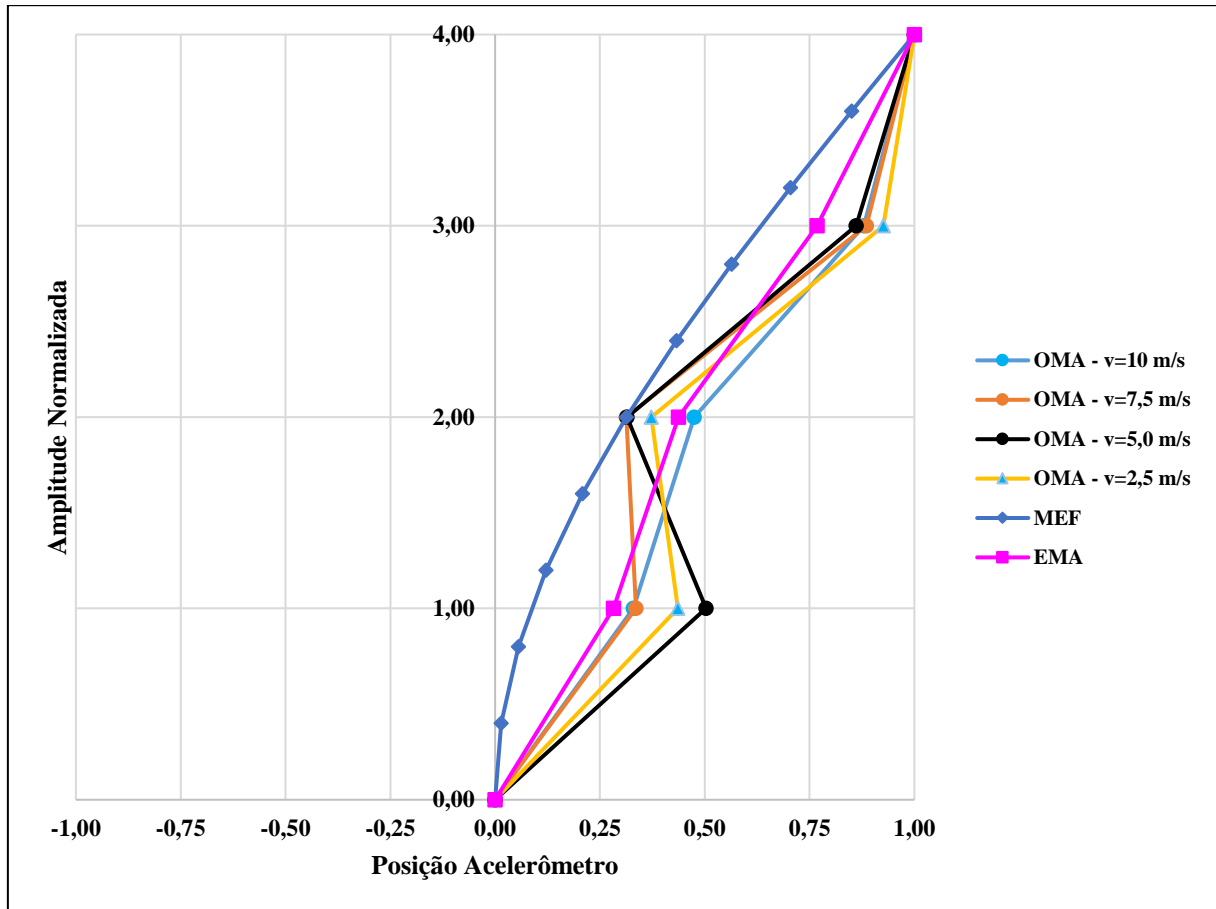
A predominância dos valores de RMS no TMD demonstra que o dispositivo está devidamente sintonizado com as frequências naturais da estrutura principal, permitindo que ele opere como um elemento ressonante.

5.5.1 RESULTADO COMPARATIVOS VIGA 2 E 3 - ENTRE MODOS DE VIBRAÇÃO

Os métodos de análise possibilitam a extração das formas modais do sistema tanto na configuração com quanto sem o amortecedor dinâmico. Na Figura 61, é evidente a presença da forma modal de balanço, amplamente documentada na literatura como característica comum em sistemas estruturais submetidos a excitações dinâmicas. Essa forma modal, associada à primeira frequência natural do sistema.

A presença da forma modal de balanço reflete a resposta típica de estruturas esbeltas submetidas a forças oscilatórias, como ocorre em turbinas eólicas. Essa característica é mais evidente nos métodos EMA e MEF, enquanto o OMA apresenta uma variação em torno das posições 0 e 2, indicando uma diferença na representação modal desse método.

Figura 61: Forma modal primeiro modo de vibração – EMA, OMA E MEF – Sem TMD.



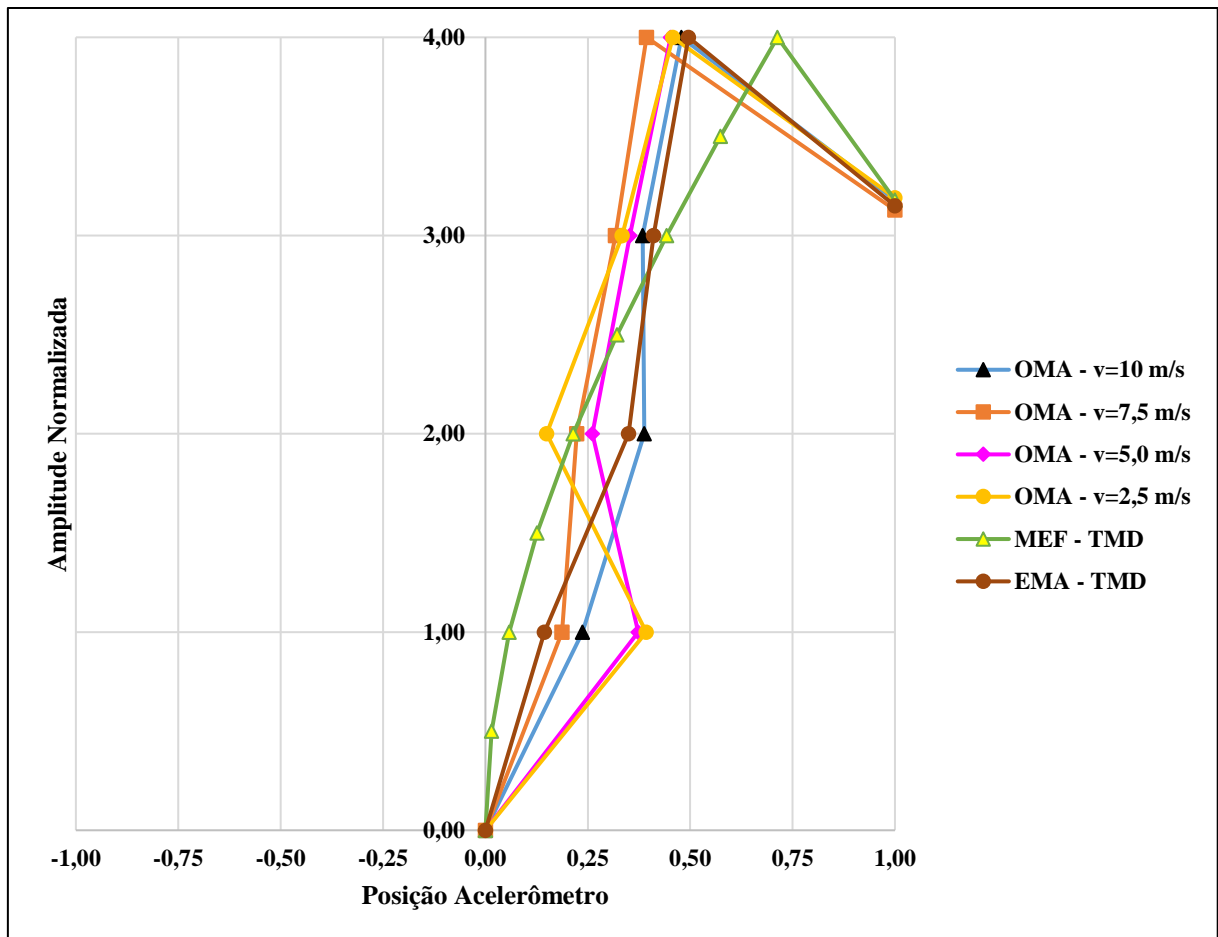
Fonte: Próprio Autor (2024).

No sistema com a presença do amortecedor dinâmico do tipo TMD, observa-se a ocorrência de dois modos de vibração distintos em relação ao sistema sem o TMD. O primeiro modo apresenta características similares à forma modal de balanço observada no primeiro modo do sistema sem o amortecedor. No entanto, é evidente que o TMD exibe uma amplitude significativamente maior em comparação aos demais pontos do sistema, indicando sua atuação predominante na absorção de energia vibracional.

A presença de dois modos distintos no sistema com TMD reflete o efeito da absorção de energia cinética, uma característica típica de sistemas equipados com dispositivos de controle dinâmico. A Figura 62, demonstra-se a forma modal do primeiro modo de vibração está em fase com o TMD, na qual, ao analisar a figura, verifica-se uma correlação entre os modos

para os métodos EMA, OMA e MEF. Essa correspondência indica a consistência das abordagens empregadas, validando a precisão dos métodos na identificação das formas modais e na caracterização do comportamento dinâmico da estrutura.

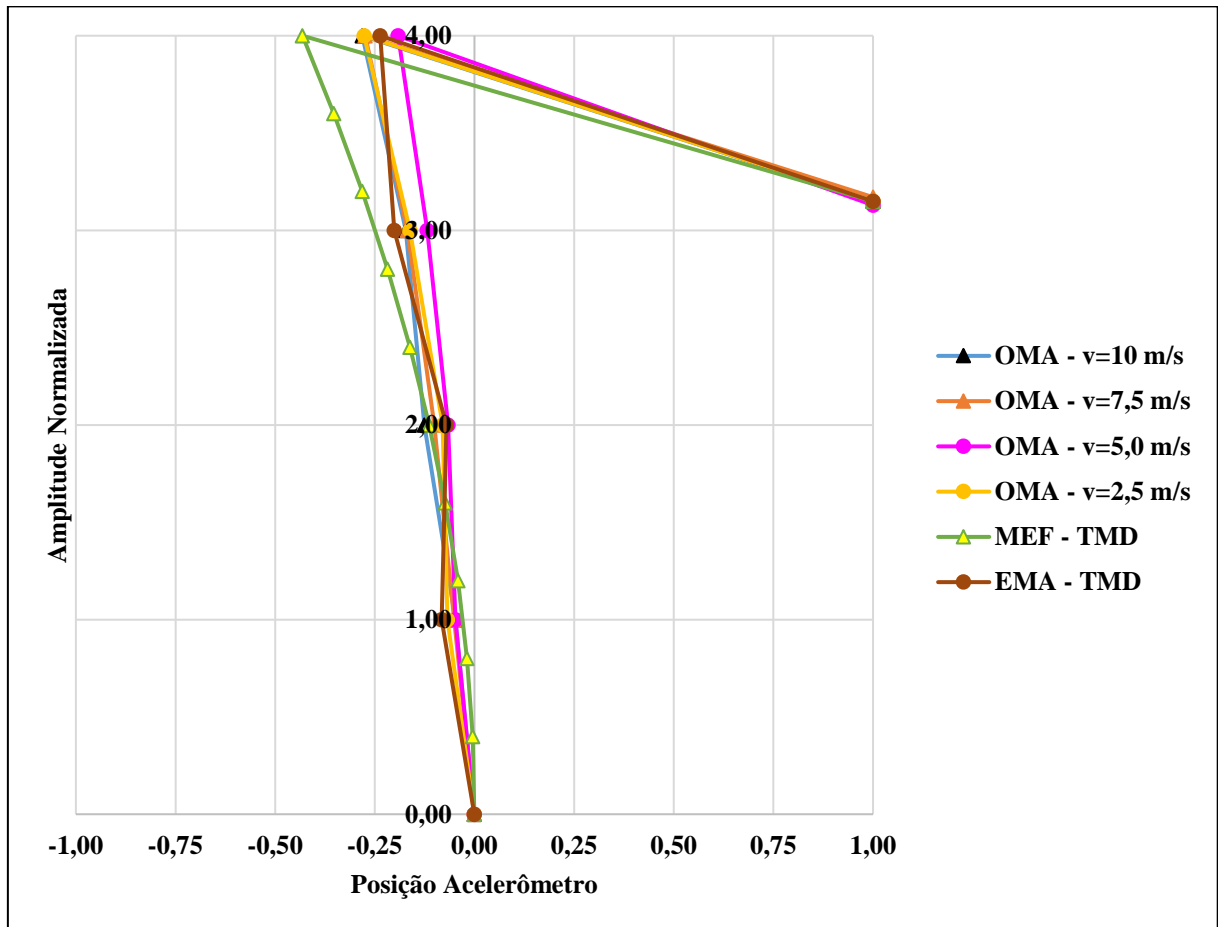
Figura 62: Forma modal, primeiro modo de vibração – OMA – Com TMD.



Fonte: Próprio Autor (2024).

Já na Figura 63, observa-se que a correlação entre as formas modais se apresenta bem agrupada, evidenciando a consistência na resposta modal do sistema, também é possível verificar que a forma modal da segunda frequência está em fase oposta com TMD.

Figura 63: Forma modal, segundo modo de vibração – OMA – Com TMD.



Fonte: Próprio Autor (2024).

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente estudo contribui para os avanços obtidos na análise modal de modelos em escala reduzida de torres eólicas, representados por vigas engastadas-livres sob escoamento em túnel de vento, utilizando abordagens experimentais e computacionais. A pesquisa cumpriu os objetivos e a validade das metodologias empregadas, destacando a eficácia da EMA e da OMA na identificação dos modos de vibração e na compreensão do comportamento dinâmico da torre eólicas quando submetidas a escoamento em túnel de vento.

Os resultados obtidos confirmam a eficácia das técnicas de análise modal experimental, alinhando-se aos achados de Rodrigues (2023) e demonstrando maior precisão nas análises comparativas. A baixa amplitude de energia no acelerômetro de referência na porção intermediária da viga, onde o MAC foi inferior a 0,9, indica interferência entre os modos de vibração e menor concordância com a teoria. Além disso, a análise da razão de amortecimento ressalta a necessidade de ampliar o número de amostras experimentais para maior consistência estatística. Assim, ajustes metodológicos, como a otimização da distribuição dos sensores e o refinamento da amostragem, são recomendados para aprimorar a confiabilidade dos resultados. A comparação entre MEF com OMA e EMA demonstrou boa correlação entre as formas modais para os modelos em escala reduzida. Além do mais, a introdução do TMD possibilitou redução significativa das amplitudes de vibração do sistema principal, evidenciada pelos valores de RMS obtidos pelos acelerômetros, por conta da transferência da energia cinética, principalmente nos modos de balanço associados à primeira frequência natural. Essa transferência de energia vibracional, observada tanto numericamente quanto experimentalmente, demonstra a capacidade do TMD de atuar como um eficiente dissipador de energia, em relação ao sistema principal, promovendo maior estabilidade estrutural e minimizando os efeitos da ressonância.

Dessa forma, a comparação entre EMA, OMA e MEF reforça a importância da integração entre abordagens numéricas e experimentais, permitindo uma avaliação mais abrangente do comportamento dinâmico da estrutura e fornecendo subsídios confiáveis para o dimensionamento e validação de dispositivos de controle de vibração.

Finalmente, a parceria entre a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Goiás (FAPPEG) através de concessão de bolsa de estudo de Mestrado e aquisição de materiais, o Programa de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) de Furnas e o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) da UFG foi essencial para o sucesso da pesquisa, disponibilizando

infraestrutura e suporte técnico fundamentais para a realização do presente trabalho e formação acadêmica.

6.1 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Diante do relatado, entende-se que o trabalho pode avançar em alguns pontos:

- Realizar mais experimentos para ampliar o número de resultados e obter uma avaliação estatisticamente robusta da razão de amortecimento, complementando os resultados discutidos no capítulo 5.1.5 e proporcionando uma melhor compreensão do comportamento da estrutura.
- Realizar a implementação de diferentes tipos de absorvedores sintonizados de vibração, distintos do modelo apresentado no Capítulo 2.4, permitindo a avaliação comparativa de sua eficácia no controle de vibrações.
- Avaliar a correlação entre o modelo analítico simplificado e o modelo proposto, buscando possíveis simplificações sem comprometer a precisão dos resultados. O estudo apresentado utiliza a teoria de Euler-Bernoulli e o MEF, conforme descrito nos respectivos capítulos 2.1, permitindo uma comparação entre abordagens analíticas e numéricas.
- Implementar a rigidez de fixação no modelo proposto, diferenciando-se do presente estudo, que utiliza fixação por engastamento na análise dos modelos de viga apresentados nos Capítulos 4.1.3, 4.1.4 e 4.1.5. Essa abordagem permitirá a comparação com os efeitos de operação, conforme demonstrado por Colheirinhas et al. (2021), proporcionando uma avaliação mais abrangente da influência das condições de fixação no comportamento dinâmico da estrutura.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AEROALCOOL TECNOLOGIA LTDA. Especificações Técnicas do Túnel de Vento Modelo AA-TVSH1c, 2022.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENERGIA EÓLICA. Brasil oitavo maior gerador de energia eólica, em 2017. 2017. Disponível em: <https://www.abeeolica.org.br>. Acesso em: 18 nov. 2024.

ALLEMANG, R. J. (2003). The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse. *Sound and Vibration*, 37(8), 14-23.

BRINCKER, R.; ZHANG, L.; ANDERSEN, P. Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition. In: *Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference (IMAC)*, p. 625-630, 2000.

BRINCKER, Rune; VENTURA, Carlos. *Introduction to operational modal analysis*. John Wiley & Sons, 2015.

CAO, Y.; WANG, L.; CHEN, X. Dynamic response analysis of large-scale offshore wind turbines with tuned mass dampers. *Renewable Energy*, v. 145, p. 324-340, 2020.

CHEN, Y.; ZHANG, H.; LI, L. Dynamic analysis of wind turbine towers based on Euler-Bernoulli beam theory. *Engineering Structures*, v. 225, p. 111228, 2021.

CHOPRA, A. K. (2012). Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering. Prentice Hall.

COLHERINHAS, Gino et al. Optimal design of passive-adaptive pendulum tuned mass damper for the global vibration control of offshore wind turbines. *Wind Energy*, v. 24, n. 6, p. 573-595, 2021.

CONCEIÇÃO, Rodolfo Santos; SANTOS, Marcela Lima. CONTROLE DINÂMICO DE VIBRAÇÕES DE UMA TURBINA EÓLICA MARINHA SUJEITA A AÇÃO DE ONDAS E VENTO. *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia*, v. 2, n. 13, p. 216-235, 2016.

DEN HARTOG, J. P. Mechanical Vibration, McGraw-Hill, New York. N.Y. 1956.

EWINS, D. J. Modal Testing: Theory, Practice and Application. 2. ed. Baldock: Research Studies Press, 2000.

FELDMAN, M. Hilbert transform in vibration analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 25, n. 3, p. 735–802, 2011. DOI: 10.1016/j.ymssp.2010.07.018.

GAO, Yang et al. Integrated design and real-world application of a tuned mass damper (TMD) with displacement constraints for large offshore monopile wind turbines. *Ocean Engineering*, v. 292, p. 116568, 2024.

GARCIA, M.; MCCANN, P.; SMITH, J. Advances in dynamic modeling of wind turbines under extreme conditions. *Journal of Renewable Energy Systems*, v. 45, n. 2, p. 123-145, 2023.

JACOBSEN, N. J.; ANDERSEN, P. Introduction to the Frequency Domain Technique in Modal Analysis. Aalborg: Brüel & Kjær, 2007.

JONKMAN, J.; BUTTERFIELD, S.; MUSIAL, W.; SCOTT, G. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 2009. Disponível em: <https://www.nrel.gov/docs/fy09osti/38060.pdf>. Acesso em: 4 fev. 2025.

KAREEM, A., & KWON, D. K. (2017). A cyber-based data-enabled virtual organization for wind load effects on civil infrastructures: VORTEX-Winds. *Frontiers in Built Environment*, 3, 48.

LAMMERT, A. et al. Wind turbine condition monitoring using generator torque signal. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 128, p. 110–125, 2019. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.03.016.

LI, X.; WANG, Y.; CHEN, Z. Control and structural modeling techniques for operational wind turbines: A review. *Renewable Energy*, v. 151, p. 850-866, 2020.

LIU, F.; CHEN, Y.; ZHANG, J. Free vibration analysis of wind turbine towers considering soil-structure interaction. *Journal of Sound and Vibration*, v. 457, p. 222-235, 2019.

LIU, H.; LI, W.; SHEN, X. Dynamic analysis and fault diagnosis of wind turbine gearbox based on OMA and DEA. *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 34, n. 6, p. 2345–2356, 2020. DOI: 10.1007/s12206-020-0510-5.

LIU, Yuanchuan; XIAO, Qing; INCECIK, Atilla. A coupled CFD/Multi-body Dynamics analysis tool for offshore wind turbines with aeroelastic blades. In: International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2017. p. V010T09A038.

MAIA, N. M. M.; SILVA, J. M. M. Theoretical and Experimental Modal Analysis. Taunton: Research Studies Press, 1997.

MCCANN, P.; GARCIA, M.; LEE, T. Wind turbine dynamics: Challenges and innovations in modeling under environmental extremes. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 89, p. 345-367, 2022.

MORAIS, P. H. D.; FAGUNDES NETO, M. G.; KITATANI JUNIOR, S. Análise modal de modelos em escala de turbinas eólicas. In: CONGRESSO PPG-MEC IV, 2024, Goiás. Anais [...]. Goiás: Universidade Federal de Goiás, 2024.

NATIONAL INSTRUMENTS. Especificações da placa de aquisição de dados NI 9234, 2013.

PAVONI, Stefano et al. Comparison of Experimental and Operational Modal Analysis Results on Long-Term Monitoring of a Laboratory Truss Girder Subjected to Environmental Variability. In: International Operational Modal Analysis Conference. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024. p. 315-325.

PCB BRASIL ELETRÔNICA INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Especificações do Martelo de Impacto Modelo 086C03 PCB Peizotronics, 2024.

PEETERS, B.; DE ROECK, G. Reference-based stochastic subspace identification for output-only modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 13, n. 6, p. 855-878, 2001.

RAINIERI, C.; FABBROCINO, G. *Operational Modal Analysis of Civil Engineering Structures*. Springer, 2014.

RAMBALA, VVS Mahesh et al. Boundary-Induced Modal Study Tool for Beam Vibrations. In: *International Workshop on Civil Structural Health Monitoring*. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024. p. 167-183.

RAO, Singiresu S. *Vibrações Mecânicas*. Pearson-Prentice Hall, 2008.

RIBEIRO, A. M.; et al. Wind-induced vibrations in long-span bridges: A review. *Engineering Structures*, v. 32, n. 7, p. 1956-1969, 2010.

RODRIGUES, P. A. D. Utilização de inteligência artificial para análise modal de uma viga engastada sob escoamento em túnel de vento. *Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Goiás*, 2023.

RONG, X.-N.; XU, R.-Q.; WANG, H.-Y.; FENG, S.-Y. Analytical solution for natural frequency of monopile supported wind turbine towers. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 174, p. 329-338, 2018.

SANTOS, J. P. *Análise modal de estruturas em aerogeradores: um estudo de caso*. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2023.

SEON, G.; BENAROYA, H.; WEI, T. *The Dynamic Response of Structures*. New York: Springer, 1999.

SHIH, C. Y.; TSUCI, Y. G.; ALLEMANG, R. J.; BROWN, D. L. A frequency domain global parameter estimation method for multiple reference frequency response measurements. *Mechanical System and Signal Processing*, 1988.

SHIH, C. Y. et al. Complex mode indication function and its applications to spatial domain parameter estimation. *Mechanical systems and signal processing*, v. 2, n. 4, p. 367-377, 1989.

VAN OVERSCHEE, P.; DE MOOR, B. *Subspace Identification for Linear Systems: Theory, Implementation, Applications*. Dordrecht: Springer, 1996.

WANG, H.; LI, Z.; YU, Q. Structural dynamics of monopile-supported wind turbine towers: a comprehensive review. *Renewable Energy*, v. 145, p. 1227-1240, 2020.

YU, Xianmin et al. Vibration response analysis of floating offshore wind turbines based on hydrodynamic and aerodynamic loadings. *Journal of Marine Science and Engineering*, v. 10, n. 12, p. 1963, 2022. DOI: 10.3390/jmse10121963.

ZHAO, H.; LI, X.; WANG, Z. Experimental and numerical modal analysis for wind turbine structures. *International Journal of Structural Engineering*, v. 12, n. 3, p. 231-245, 2021.

ZHANG, L.; ANDERSEN, P.; BRINCKER, R. An overview of operational modal analysis: From theoretical background to practical applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 85, p. 1-30, 2017.

ZHANG, L.; WANG, Y.; ZHOU, X. Analytical solution for natural frequency of monopile supported wind turbine towers. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 174, p. 329-338, 2018.

APÊNDICE

A

MODELO DE VIGA 1 – ENGASTADA-LIVRE – APDL

MODELO DE VIGA 2 – ENGASTADA-LIVRE COM MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE

Para a seleção do modelo, deve-se atribuir 0 à variável TEM_MASSA para utilizar o modelo 1, e 1 para ativar o modelo 2.

```

/COM, --- INÍCIO DA SIMULAÇÃO ---
/CLEAR,START ! REINICIAR O MODELO E LIMPAR DEFINIÇÕES ANTERIORES

!! Com massa no topo
TEM_MASSA = 1          ! Se igual a 1 coloca a massa

/PREP7                ! ENTRAR NO PRÉ-PROCESSADOR

! DEFINIR CONSTANTES FORNECIDAS
L_BASE = 19/1000      ! LARGURA (M)
E_VIGA = 3/1000       ! ESPESSURA DA TORRE (M)
H_TOTAL = 300/1000    ! ALTURA TOTAL DA TORRE (M)
MASS_VALUE = 0.2      ! MASSA CONCENTRADA NO TOPO (KG)
EXX = 6.9E+10         ! MÓDULO DE ELASTICIDADE (N/M^2) // ALUMINIO 6.9E+10 // AÇO 2.1E11
RHO = 2700            ! DENSIDADE DO AÇO (KG/M^3) // ALUMINIO 2700 // AÇO 8500

! PROPRIEDADES DO MATERIAL DA TORRE
MP,EX,1,EXX          ! MÓDULO DE ELASTICIDADE
! MP,GXY,1,2.6E+10 ! MÓDULO DE CISALHAMENTO (se colocou o poisson, não precisa desse) // ALUMINIO
1,2.6E+10 // AÇO E/(2*(1+0.3))
MP,DENS,1,RHO        ! DENSIDADE DO MATERIAL (AÇO)
MP,PRXY,1,0.3        ! COEFICIENTE DE POISSON

! DEFINIR TIPOS DE ELEMENTO
ET,1,BEAM188         ! DEFINIR O TIPO DE ELEMENTO BEAM188 PARA A TORRE
ET,2,MASS21          ! DEFINIR O TIPO DE ELEMENTO MASS21 PARA A MASSA CONCENTRADA

! DEFINIR OPÇÕES DE ELEMENTO MASS21
KEYOPT,2,1,0         ! INTERPRETAR CONSTANTES REAIS COMO MASSAS E INÉRCIAS ROTACIONAIS
KEYOPT,2,3,0         ! MASSA 3D COM INÉRCIA ROTACIONAL

! CONSTANTES REAIS PARA A MASSA
R,1,MASS_VALUE,MASS_VALUE,MASS_VALUE,0,0,0 ! MASSA CONCENTRADA NO TOPO DA TORRE

```

```

! DEFINIR PONTOS-CHAVE PARA A TORRE
K,1,0,0,0      ! PONTO NA BASE DA TORRE
K,2,0,0,0,H_TOTAL  ! PONTO NO TOPO DA TORRE

! CRIAÇÃO DAS LINHAS DA TORRE
L,1,2          ! CRIA UMA LINHA CONECTANDO OS PONTOS-CHAVE 1 E 2
ALLSEL,,ALL    ! SELECIONAR TUDO PARA GARANTIR A CRIAÇÃO CORRETA

! VISUALIZAÇÃO DOS PONTOS-CHAVE E LINHAS
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1

!KPLOT          ! PLOTAR OS PONTOS-CHAVE
!LPLLOT         ! PLOTAR AS LINHAS CRIADAS

! SEÇÃO DA TORRE NO TOPO
SECTYPE,1,BEAM,RECT,TOWER_T,0
SECOFFSET,CENT
SECDATA,L_BASE,E_VIGA

! DEFINIR O NÚMERO DE DIVISÕES NA MALHA
NDIV = 10 ! NÚMERO DE DIVISÕES

! SELECIONAR A LINHA CRIADA ANTERIORMENTE
LSEL,S,LINE,,1    ! SELECIONAR A LINHA CRIADA ANTERIORMENTE (LINHA 1)

! MALHAR A TORRE
LESIZE,1,,,NDIV  ! 10 DIVISÕES NA LINHA SELECIONADA
TYPE,1          ! BEAM188
MAT,1          ! MATERIAL DA TORRE
SECNUM,1       ! SEÇÃO DA BASE
LMESH,1        ! MALHA DA LINHA 1

! VISUALIZAR A MALHA E ELEMENTOS CRIADOS
EPLOT          ! PLOTAR OS ELEMENTOS E A MALHA
/ESHAPE,1      ! Mostra a malha da viga

! APLICA ENGASTE NA BASE
!DK,1,ALL      ! KEYPOINT 1 - ENGASTE
NSEL,S,LOC,Z,0 ! Seleciona o nó da base
D,ALL,ALL,     ! Restringe todos os nós selecionados
ALLSEL, ALL    ! Seleciona tudo novamente

```

```

! APLICA GRAVIDADE
ACEL,0,0,9.81          ! A gravidade aqui é positiva pois é o movimento de todo o conjunto

*IF,TEM_MASSA,EQ,1,THEN
    ! APLICA MASSA CONCENTRADA DA NACELLE
    NSEL,S,LOC,Z,H_TOTAL          ! Selecciona o nó do topo da torre
    *GET,NODE_TOPO,NODE,0,NUM,MIN ! Salva o nó do topo - Aqui tanto faz pegar o mínimo ou o máximo, pois só
tem um nó seleccionado
    NSEL, ALL                    ! Selecciona todos os nós novamente

    *GET,LAST_NODE,NODE,0,NUM,MAX ! Esse comando na verdade pega o último nó criado (que não está no topo)
    Node_nacelle = LAST_NODE+1   ! Nó da Nacelle

    TYPE,2                      ! 3D MASS21
    REAL,1                      ! Nacelle mass
    N,Node_nacelle,0,0,H_TOTAL  ! Nacelle location
    E,Node_nacelle
    CERIG,NODE_TOPO,Node_nacelle,ALL

*ENDIF
ALLSEL, ALL

!! Análise estática
/SOLU      ! Solution
ANTYPE,STATIC,NEW
PSTRES,ON

/STATUS,SOLU
SOLVE
FINISH

!! Análise modal
/SOLU
ANTYPE,MODAL
MODOPT,LANB,10
EQSLV,SPAR          ! Equation Solver (Sparse)
LUMPM,ON
MXPAND,10,,yes ! 10 primeiros modos
LUMPM,0
PSTRES,1

/STATUS,SOLU
SOLVE
FINISH

/POST1          ! Lista os modos e freqs
SET,LIST

```

B

MODELO DE VIGA 3 – ENGASTADA-LIVRE COM MASSA CONCENTRADA NA EXTREMIDADE E TMD

```

/COM, --- INÍCIO DA SIMULAÇÃO ---
/CLEAR,START ! REINICIAR O MODELO E LIMPAR DEFINIÇÕES ANTERIORES

!! Com massa no topo
TEM_MASSA = 1          ! Se igual a 1 coloca a massa
TEM_TMD = 1

/PREP7                ! ENTRAR NO PRÉ-PROCESSADOR

! DEFINIR CONSTANTES FORNECIDAS
L_BASE = 19/1000      ! LARGURA (M)
L_BASE2 = 25/1000     ! LARGURA (M)
E_VIGA = 3.18/1000    ! ESPESSURA DA TORRE (M)
E_VIGA2 = 0.5/1000    ! ESPESSURA DA TORRE (M)
H_TOTAL = 300/1000    ! ALTURA TOTAL DA TORRE (M)
H_TMD = 215/1000

MASS_VALUE = 0.24     ! MASSA CONCENTRADA NO TOPO (KG)
MASS_TMD = 0.1

EXX = 21E+10          ! MÓDULO DE ELASTICIDADE (MPA)
RHO = 7850             ! DENSIDADE DO AÇO (KG/MM^3)
EXX2 = 6.9E+10        ! MÓDULO DE ELASTICIDADE (N/M^2) // ALUMINIO 6.9E+10 // AÇO 2.1E11
RHO2 = 2700           ! DENSIDADE DO AÇO (KG/M^3) // ALUMINIO 2700 // AÇO 8500

! PROPRIEDADES DO MATERIAL DA TORRE
MP,EX,1,EXX          ! MÓDULO DE ELASTICIDADE
! MP,GXY,1,E/(2*(1+0.3)) ! MÓDULO DE CISALHAMENTO (se colocou o poisson, não precisa desse)
MP,DENS,1,RHO        ! DENSIDADE DO MATERIAL (AÇO)
MP,PRXY,1,0.3        ! COEFICIENTE DE POISSON

! DEFINIR TIPOS DE ELEMENTO
ET,1,BEAM188         ! DEFINIR O TIPO DE ELEMENTO BEAM188 PARA A TORRE
ET,2,MASS21          ! DEFINIR O TIPO DE ELEMENTO MASS21 PARA A MASSA CONCENTRADA

! PROPRIEDADES DO MATERIAL DA TORRE
MP,EX,2,EXX2         ! MÓDULO DE ELASTICIDADE
! MP,GXY,2,2.6E+10 ! MÓDULO DE CISALHAMENTO (se colocou o poisson, não precisa desse) // ALUMINIO
1,2.6E+10 // AÇO E/(2*(1+0.3))
MP,DENS,2,RHO2       ! DENSIDADE DO MATERIAL (AÇO)

```

```

MP,PRXY,2,0.33    ! COEFICIENTE DE POISSON

! DEFINIR OPÇÕES DE ELEMENTO MASS21
KEYOPT,2,1,0      ! INTERPRETAR CONSTANTES REAIS COMO MASSAS E INÉRCIAS ROTACIONAIS
KEYOPT,2,3,0      ! MASSA 3D COM INÉRCIA ROTACIONAL

! CONSTANTES REAIS PARA A MASSA
R,1,MASS_VALUE,MASS_VALUE,MASS_VALUE,0,0,0    ! MASSA CONCENTRADA NO TOPO DA TORRE
R,2,MASS_TMD,MASS_TMD,MASS_TMD,0,0,0

! DEFINIR PONTOS-CHAVE PARA A TORRE
K,1,0,0,0        ! PONTO NA BASE DA TORRE
K,2,0,0,H_TOTAL ! PONTO NO TOPO DA TORRE
K,3,0,0,H_TMD

! CRIAÇÃO DAS LINHAS DA TORRE
L,1,2            ! CRIA UMA LINHA CONECTANDO OS PONTOS-CHAVE 1 E 2
L,2,3
ALLSEL,ALL      ! SELECIONAR TUDO PARA GARANTIR A CRIAÇÃO CORRETA

! VISUALIZAÇÃO DOS PONTOS-CHAVE E LINHAS
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1
/ANG,1,-30,ZS,1
!KPLOT          ! PLOTAR OS PONTOS-CHAVE
!LPLOT          ! PLOTAR AS LINHAS CRIADAS

! SEÇÃO DA TORRE NO TOPO (RETANGULAR)
SECTYPE,1,BEAM,RECT,TOWER_T,0
SECOFFSET,CENT
SECDATA,L_BASE,E_VIGA

! SEÇÃO DA TORRE NO TOPO
SECTYPE,4,BEAM,RECT,TOWER_TMD,0
SECOFFSET,CENT
SECDATA,L_BASE2,E_VIGA2

! DEFINIR O NÚMERO DE DIVISÕES NA MALHA
NDIV = 10 ! NÚMERO DE DIVISÕES
NDIV_TMD = 5

```

```

! SELECIONAR A LINHA CRIADA ANTERIORMENTE
LSEL,S,LINE,,1    ! SELECIONAR A LINHA CRIADA ANTERIORMENTE (LINHA 1)

! MALHAR A TORRE
LESIZE,1,,NDIV    ! 10 DIVISÕES NA LINHA SELECIONADA
TYPE,1            ! BEAM188
MAT, 2            ! MATERIAL DA TORRE
SECNUM,1          ! SEÇÃO DA BASE
LMESH,1           ! MALHA DA LINHA 1

! SELECIONAR A LINHA CRIADA ANTERIORMENTE
LSEL,S,LINE,,2    ! SELECIONAR A LINHA CRIADA ANTERIORMENTE (LINHA 1)

! MALHAR A TORRE
LESIZE,2,,NDIV_TMD    ! 5 DIVISÕES NA LINHA SELECIONADA
TYPE, 1           ! BEAM188
MAT, 1            ! MATERIAL DA TORRE
SECNUM,4          ! SEÇÃO DA BASE
LMESH,2           ! MALHA DA LINHA 2

ALLSEL, ALL

! VISUALIZAR A MALHA E ELEMENTOS CRIADOS
EPLOT              ! PLOTAR OS ELEMENTOS E A MALHA
/ESHAPE,1          ! Mostra a malha da viga

! APLICA ENGASTE NA BASE
!DK,1,ALL          ! KEYPOINT 1 - ENGASTE
NSEL,S,LOC,Z,0     ! Selecciona o nó da base
D,ALL,ALL,         ! Restringe todos os nós seleccionados
ALLSEL, ALL        ! Selecciona tudo novamente

! APLICA GRAVIDADE
ACEL,0,0,9.81      ! A gravidade aqui é positiva pois é o movimento de todo o conjunto

*IF,TEM_MASSA,EQ,1,THEN
    ! APLICA MASSA CONCENTRADA DA NACELLE
    NSEL,S,LOC,Z,H_TOTAL    ! Selecciona o nó do topo da torre
    *GET,NODE_TOPO,NODE,0,NUM,MIN ! Salva o nó do topo - Aqui tanto faz pegar o mínimo ou o máximo, pois só
tem um nó seleccionado
    NSEL, ALL              ! Selecciona todos os nós novamente

    *GET,LAST_NODE,NODE,0,NUM,MAX ! Esse comando na verdade pega o último nó criado (que não está no topo)
    Node_nacelle = LAST_NODE+1    ! Nó da Nacelle

    TYPE,2                  ! 3D MASS21

```

```

REAL,1                                ! Nacelle mass
N,Node_nacelle,0,0,H_TOTAL            ! Nacelle location
E,Node_nacelle
CERIG,NODE_TOPO,Node_nacelle,ALL
*ENDIF

*IF,TEM_TMD,EQ,1,THEN
  ! APLICA MASSA CONCENTRADA TMD
  NSEL,S,LOC,Z,H_TMD                  ! Selecciona o nó do topo da torre
  *GET,NODE_TMD,NODE,0,NUM,MIN        ! Salva o nó do topo - Aqui tanto faz pegar o mínimo ou o máximo, pois só
tem um nó selecionado
  NSEL, ALL                            ! Selecciona todos os nós novamente

  *GET,LAST_TMD,NODE,0,NUM,MAX        ! Esse comando na verdade pega o último nó criado (que não está no topo)
Node_MASSTMD = LAST_TMD+1           ! Nó da Nacelle

  TYPE,2                                ! 3D MASS21
  REAL,2                                ! Nacelle mass
  N,Node_MASSTMD,0,0,H_TMD            ! Nacelle location
  E,Node_MASSTMD
  CERIG,NODE_TMD,Node_MASSTMD,ALL
*ENDIF
ALLSEL, ALL

!! Análise estática
/SOLU ! Solution
ANTYPE,STATIC,NEW
PSTRES,ON

/STATUS,SOLU
SOLVE
FINISH

!! Análise modal
/SOLU
ANTYPE,MODAL
MODOPT,LANB,10
EQLV,SPAR ! Equation Solver (Sparse)
LUMPM,ON
MXPAND,10,,yes ! 10 primeiros modos
LUMPM,0
PSTRES,1

/STATUS,SOLU
SOLVE
FINISH

```

```
/POST1      ! Lista os modos e freqs  
SET,LIST
```