

**Análise Dinâmica de Torre Eólica e Dimensionamento de Amortecedor  
de Massa Sintonizada**

**Julliana Alves Guimarães**

Relatório final de Dissertação apresentado à  
**Escola Superior de Tecnologia e Gestão**  
**Instituto Politécnico de Bragança**

Para a obtenção do grau de Mestre em  
**Engenharia Industrial – Ramo da Engenharia Mecânica**

**Bragança**

**26/06/2020**

**Análise Dinâmica de Torre Eólica e Dimensionamento de Amortecedor  
de Massa Sintonizada**

**Julliana Alves Guimarães**

Relatório final de Dissertação apresentado à  
**Escola Superior de Tecnologia e Gestão**  
**Instituto Politécnico de Bragança**

Para a obtenção do grau de Mestre em  
**Engenharia Industrial – Ramo da Engenharia Mecânica**

**Orientadores:**

**Manuel Teixeira Braz César (IPB)**

**Marcelo dos Reis Farias (CEFET/RJ)**

**Bragança**

**26/06/2020**



## **Agradecimentos**

Primeiramente, a Deus, não só pela conclusão deste trabalho, mas por sua constante presença em todas as etapas realizadas até aqui. Muitos foram os desafios durante toda a trajetória acadêmica, com ainda a necessidade de encarar uma pandemia na reta final e a dor da perda de alguém amado, mas sou grata porque em todo instante Deus foi meu melhor amigo, meu refúgio e fortaleza, socorro bem presente na adversidade.

Também quero relatar aqui meus sinceros agradecimentos a toda minha família, que a todo momento esteve comigo, seja de perto ou seja de longe, como nos últimos tempos. Faltariam palavras para descrever o quanto vocês são importantes para mim, e o quanto que me ajudaram para que eu alcançasse mais este objetivo. Esta vitória não é só minha, é nossa.

Agradeço também a todos os meus amigos, pelas palavras de apoio, pelas alegrias compartilhadas, pelos ombros cedidos em tempos difíceis. Vocês fazem total diferença na minha vida, fazem os desafios se tornarem mais leves e as vitórias se tornaram mais especiais.

Finalmente, também gostaria de expor meu grande agradecimento ao Professor Mestre Marcelo dos Reis Farias, por toda a sua disponibilidade em ajudar, sempre com simpatia e palavras de incentivo, o que fez toda a diferença para a conclusão deste trabalho. E também ao Professor Dr. Manuel Teixeira Braz César, tanto por ter sido um excelente professor da cadeira de Vibrações Mecânicas, quanto pela disponibilidade de orientação e suporte prestado.



## **Abstract**

The importance of using vibration control system in wind generators and the search for the correct implementation of these control devices, have been the subject of increasing research in recent times due to the increased use of this technology for the production of electrical energy. In this context, the present work sought to introduce concepts pertinent to the design of a passive damper, known as TMD (Tuned Mass-Damper), and to apply them to the case of a wind tower present on the IPB Campus. Therefore, it was necessary to perform a dynamic analysis for this structure through finite elements method, using the ANSYS software, in order to obtain its natural frequencies and vibration modes. This information is essential to the calculation of the optimal TMD's parameters, where it was proposed that it be used to attenuate the vibration of the tower in its first natural frequency. After that, some simulations were performed using MATLAB software in order to observe the structure response after the introduction of the TMD. The responses obtained showed a significant reduction of tower vibration, especially when greater mass values were used. In addition, it was observed that for cases where the optimal TMD's parameters are not used properly, the vibration attenuation occurs in a less satisfactory way. Through these results, it was possible to demonstrate the coherence of the calculations performed and the simulations made, presenting this work, therefore, important contributions to the future construction of the TMD.

**Keywords:** Wind Tower. Wind Generator. Dynamic Analysis. TMD. Vibration Control. Damping.

## Resumo

A importância da utilização de sistemas de controle de vibração em geradores eólicos e a busca pela correta implementação destes dispositivos de controle, têm sido alvo de crescentes pesquisas nos últimos tempos devido o aumento da utilização desta tecnologia para produção de energia elétrica. Neste contexto, o presente trabalho procurou introduzir conceitos pertinentes ao dimensionamento de um amortecedor passivo, conhecido como TMD (*Tuned Mass-Damper*), e aplicá-los para o caso de uma torre eólica presente no Campus do IPB. Para tanto foi necessário realizar análise dinâmica da estrutura através de elementos finitos, a partir do *software* ANSYS, de forma a obter suas frequências naturais e modos de vibrar. Estas informações são fundamentais ao cálculo dos parâmetros ótimos do TMD, onde foi proposto que este seja utilizado para atenuar a vibração da torre em sua primeira frequência natural. Foram então realizadas simulações através do *software* MATLAB com o intuito de observar a resposta da estrutura após a introdução do TMD. As respostas obtidas mostraram redução significativa da vibração da torre, especialmente para maiores valores de massa do TMD. Além disso, observou-se que para casos onde não se utiliza devidamente os parâmetros ótimos do TMD, a atenuação da vibração ocorre de maneira menos satisfatória. Através de tais resultados foi possível demonstrar a coerência dos cálculos realizados e das simulações feitas, apresentando este trabalho, portanto, importantes contribuições à futura construção do TMD.

Palavras-chave: Torre Eólica. Gerador Eólico. Análise dinâmica. TMD. Controle de Vibração. Amortecimento.

# Índice

<b>Lista de Figuras</b> .....	<b>x</b>
<b>Lista de Tabelas</b> .....	<b>xiv</b>
<b>Lista de Símbolos</b> .....	<b>xv</b>
<b>1. Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1 Objetivo geral .....	1
1.2 Objetivos específicos .....	2
1.3 Motivações .....	2
<b>2. Revisão Bibliográfica</b> .....	<b>3</b>
2.1 Geradores Eólicos .....	3
2.2 Sistemas de Controle de Turbinas Eólicas .....	9
2.2.1 Sistemas de Controle Dinâmico .....	11
2.3 Controle de Vibração em Turbinas Eólicas .....	12
2.3.1 Amortecedores de controle de vibração .....	14
2.3.1.1 Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD) .....	14
2.3.1.2 Amortecedor de Líquido Sintonizado (TLD) .....	15
2.3.1.3 Amortecedor de Fluido Controlável .....	16
2.4 Sistemas atuais de monitoramento estrutural através .....	17
de medições de vibração	
<b>3. Fundamentos Teóricos</b> .....	<b>18</b>
3.1 Fundamentos de Vibração Mecânica .....	18
3.2 Sistemas com 1 Grau de Liberdade.....	18
3.2.1 Vibração Livre .....	20
3.2.2 Vibração Forçada.....	23
3.2.2.1 Ação Harmônica.....	23
3.2.2.2 Ação Periódica Não Harmônica.....	25
3.3 Sistemas com 2 ou mais Graus de Liberdade.....	26
3.4 Dimensionamento de Amortecedor de Massa Sintonizada ( <i>Tuned Mass Damper</i> <i>TMD</i> ) .....	27
3.4.1 Ação Harmônica .....	29
3.4.1.1 Estrutura sem amortecimento.....	29

3.4.1.2 Estrutura com amortecimento .....	31
3.4.2 Vibração Livre .....	35
3.4.3 Ações Aleatórias .....	36
3.5 Implementação de um TMD .....	37
<b>4. Metodologia .....</b>	<b>38</b>
4.1 Exemplo de Modelagem Numérica de Torre Eólica .....	38
4.2 Torre Eólica do IPB como Objeto de Estudo .....	40
4.2.1 Dados da Torre .....	41
4.2.2 Dados do Aerogerador .....	42
4.2.3 Modelagem da Torre Eólica .....	44
4.2.4 Resposta de frequência por meio de ensaio experimental .....	46
4.3 Proposta de um amortecedor TMD .....	47
<b>5. Resultados e Discussão .....</b>	<b>49</b>
5.1 Análise Modal .....	49
5.1.1 Frequências Naturais .....	49
5.1.2 Modos de Vibração .....	50
5.2 Análise comparativa de resultados experimentais e numéricos .....	54
5.3 Proposta de um amortecedor TMD .....	56
5.3.1 Cálculo dos parâmetros ótimos e análise de resposta .....	56
5.3.2 Parâmetros construtivos do TMD .....	70
<b>6. Considerações Finais .....</b>	<b>72</b>
6.1 Conclusão .....	72
6.1 Trabalho Futuros .....	73
<b>7. Referência Bibliográfica .....</b>	<b>74</b>
<b>ANEXO .....</b>	<b>79</b>

## Lista de Figuras

Figura 1: Investimento Global em Energias Renováveis por tecnologias - medido em USD por ano .....	3
Figura 2 - Capacidade Eólica Instalada Cumulativa Global: 2001-2017 .....	3
Figura 3: Esquema de Turbina de Eixo Horizontal com três pás .....	4
Figura 4: Esquema de Turbina de Eixo Vertical a) de Darrieus; b) com rotor em forma de H .....	5
Figura 5: Esquema do trem de força ( <i>drivetrain</i> ) na <i>nacelle</i> de uma Turbina de Eixo Horizontal .....	6
Figura 6: Tipos de estrutura de torre eólica .....	7
Figura 7: Fundações mais comuns para turbinas eólicas <i>offshore</i> : (A) <i>Monopile</i> (monoestaca), (B) Gravidade, (C) Tripé, (D) <i>Jacket</i> .....	8
Figura 8: Crescimento no diâmetro e na potência de turbinas eólicas durante os últimos anos e perspectivas.....	8
Figura 9: Modelo simplificado do controle de vibração em turbinas eólicas .....	12
Figura 10: Estrutura com dissipação passiva de energia (PED) e construção típica de controle passivo .....	13
Figura 11: Estrutura com controle ativo e construção típica de controle ativo .....	13
Figura 12: Estrutura com controle semi-ativo e construção típica de controle semi-ativo .....	14
Figura 13: Turbina eólica com a) dispositivo TMD ativo aplicado, b) dispositivo TMD pendular .....	15
Figura 14: Diagrama esquemático de turbina eólica com TLCDs .....	16
Figura 15: Esquema de amortecedor de fluido controlável .....	17
Figura 16: Sistema de 1 Grau de Liberdade .....	19
Figura 17: Diagrama de Corpo Livre do sistema de 1 GDL .....	19
Figura 18: Sistema de 1 GDL com amortecedor viscoso .....	21
Figura 19: Comparação entre movimentos com tipos diferentes de amortecimento .....	23
Figura 20: Sistema de 2 GDL .....	26
Figura 21: Resposta em frequência de um sistema sem absorvedor e com absorvedor dos tipos com e sem amortecimento .....	28
Figura 22: Modelo teórico de 2 GDL: estrutura sem amortecimento com um TMD	

instalado .....	29
Figura 23: Amplitude do movimento da massa $m_s$ assumindo $q = 0,85$ e $\mu = 0,15$ , considerando diferentes valores de $\xi_t$ .....	30
Figura 24: Modelo teórico de 2 GDL: estrutura com amortecimento com um TMD instalado .....	31
Figura 25: Curvas de amplificação máxima do deslocamento da massa $m_s$ .....	33
Figura 26: Curvas para determinação de $q_{ótimo}$ .....	33
Figura 27: Curvas para determinação de $\xi_{t,ótimo}$ .....	34
Figura 28: Curvas de amplificação máxima do deslocamento relativo entre $m_s$ e $m_t$ ... ..	34
Figura 29: Modelo teórico de 2 GDL representando uma estrutura com amortecimento com um TMD instalado, sujeita a vibração livre .....	35
Figura 30: Torre Eólica MM92 da Repower .....	39
Figura 31: Frequências Fundamentais .....	39
Figura 32: Torre Eólica do tipo HAWT do Campus do IPB - (a) Aerogerador e parte da torre, (b) parte inferior da torre .....	40
Figura 33: Curva de Potência em função da velocidade do vento incidente no <i>hub</i> .....	43
Figura 34: Desenho esquemático do aerogerador FORTIS modelo Passaat .....	43
Figura 35: Desenho do sistema torre- <i>nacelle</i> .....	44
Figura 36: Convergência de malha .....	45
Figura 37: Malha nas – (a) proximidades do furo e base , (b) torre e parte Superior .....	45
Figura 38: Espectro de frequências obtido (a) no ensaio 1 e (b) no ensaio 2 .....	47
Figura 39: (a) 1° e (b) 2° modos de vibrar .....	50
Figura 40: (a) 4° , (b) 6° e (c) 8° modos de vibrar: flexão .....	51
Figura 41: (a) 10°, (b) 14° e (c) 24° modos de vibrar: ovalização .....	51
Figura 42: 32° modo de vibrar: ovalização (a) vista frontal; (b) vista superior .....	52
Figura 43: 15° modo de vibrar : torção .....	52
Figura 44: Alguns modos com mais de um tipo de solicitação (flexão, torção, ovalização, compressão) (a) 18° modo, (b) 28° modo, (c) 50° modo .....	53
Figura 45: Aproximação polinomial de deslocamento para o primeiro modo de vibrar .....	54
Figura 46: (a) 1° modo flexional (b) simplificado a um sistema de massa-mola modais .....	57
Figura 47: Resposta do sistema massa-mola sem TMD acoplado, no domínio do tempo e	

da frequência: $m_m = 353,28$ kg, $k_m = 34\ 814,1$ N/m, $c_m \cong 0$ N.s/m .....	58
Figura 48: Sistema massa-mola com TMD acoplado .....	58
Figura 49: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo e da frequência: $m_t = 7,52$ kg, $k_t = 711,65$ N/m, $c_t = 20,448$ N.s/m. ....	60
Figura 50: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para $m_t$ igual a 3% da massa total da estrutura: $m_t = 22,57$ kg, $k_t = 1964,69$ N/m, $c_t = 103,18$ N.s/m .....	62
Figura 51: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para $m_t$ igual a 5% da massa total da estrutura: $m_t = 37,62$ kg, $k_t = 3006,73$ N/m, $c_t = 211,88$ N.s/m .....	62
Figura 52: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para $m_t$ igual a 10% da massa total da estrutura: $m_t = 75,24$ kg, $k_t = 5108,62$ N/m, $c_t = 520,78$ N.s/m .....	63
Figura 53: Curva $c_t$ versus $\mu$ .....	63
Figura 54: Curva $k_t$ versus $\mu$ .....	64
Figura 55: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para $m_t$ reduzida em (a) 10% ( $m_t = 6,77$ kg), (b) 20% ( $m_t = 6,02$ kg), (c) 30% ( $m_t = 5,26$ kg), (d) 40% ( $m_t = 4,51$ kg), e em todos os casos $k_t = 711,65$ N/m e $c_t = 20,48$ N.s/m. ....	65
Figura 56: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para $m_t$ aumentada em (a) 10% ( $m_t = 8,27$ kg), (b) 20% ( $m_t = 9,02$ kg), (c) 30% ( $m_t = 9,78$ kg), (d) 40% ( $m_t = 10,53$ kg), e em todos os casos $k_t = 711,65$ N/m e $c_t = 20,48$ N.s/m. ....	66
Figura 57: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para $m_t = 9$ kg, $c_t = 3$ N.s/m e $k_t = 20040$ N/m. ....	67
Figura 58: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para $c_t$ reduzido em (a) 20% ( $c_t = 16,38$ N.s/m), (b) 40% ( $c_t = 12,28$ N.s/m), (c) 60% ( $c_t = 8,18$ N.s/m), (d) 80% ( $c_t = 4,08$ N.s/m), e em todos os casos $k_t = 711,65$ N/m e $m_t = 7,52$ .....	68
Figura 59: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para $c_t$ aumentado em (a) 20% ( $c_t = 24,58$ N.s/m), (b) 40% ( $c_t = 28,60$ N.s/m), (c) 60% ( $c_t = 32,70$ N.s/m), (d) 80% ( $c_t = 36,80$ N.s/m), e em todos os casos $k_t = 711,65$ N/m e $m_t = 7,52$ . ....	69

Figura 60: Esquema de implementação de TMD no interior de uma torre ..... 71

## Lista de Tabelas

Tabela 1: Soluções Gerais para diferentes Sistemas .....	22
Tabela 2: Informações da Torre .....	41
Tabela 3: Informações do Aerogerador .....	42
Tabela 4: Primeiras frequências obtidas experimentalmente .....	47
Tabela 5: Cinquenta primeiras frequências naturais do modelo .....	49
Tabela 6: Resultados de frequência experimentais e numéricos e respectivos erros .....	55
Tabela 7: Parâmetros do TMD para controle de vibração do primeiro modo da estrutura .....	60
Tabela 8: Parâmetros ótimos do TMD para diferentes valores de massa $m_t$ .....	61
Tabela 9: Variação da massa do TMD mantendo os demais parâmetros de rigidez e amortecimento .....	64
Tabela 10: Variação do coef. de amortecimento do TMD mantendo os demais parâmetros de rigidez e amortecimento .....	69

## Lista de Símbolos

GDL = graus de liberdade

$k$  = rigidez (N/m)

$k_t$  = rigidez do TMD (N/m)

$k_m$  = rigidez modal (N/m)

$m$  = massa (kg)

$m_t$  = massa do TMD (kg)

$m_m$  = massa modal (kg)

$c$  = coeficiente de amortecimento (N.s/m)

$c_t$  = coeficiente de amortecimento do TMD (N.s/m)

$p(t)$  = força de excitação

$f_m(t)$  = força de inércia

$f_c(t)$  = força de amortecimento

$f_k(t)$  = força da mola

$\omega_n$  = frequência natural (rad/s)

$\omega_a$  = frequência de amortecimento (rad/s)

$\omega_t$  = frequência do TMD (rad/s)

$\xi$  = fator de amortecimento

$\xi_t$  = fator de amortecimento do TMD

$c_{cr}$  = constante de amortecimento crítico

$x_h$  = solução homogênea

$x_p$  = solução particular

$F_0$  = amplitude da força externa

$X$  = amplitude dinâmica

$X_0$  = amplitude estática

$r$  = razão de frequências

$q$  = razão das frequências do TMD pela estrutura

$\mu$  = razão das massas do TMD pela estrutura

$T$  = período

$f$  = frequência (Hz) , ou força externa

$d$  = diâmetro do fio da mola

$D$  = diâmetro da mola

$G$  = espaçamento entre espiras

$N$  = número de espiras

# 1. Introdução

A utilização de torres eólicas para produção de energia tem tornado-se crescente no ambiente global, e com isto cresce também a necessidade de estudos a respeito de sistemas de controle, a fim de garantir a integridade da torre, do aerogerador, e seus componentes mecânicos, bem como garantir o bom desempenho de operação.

Dentre as diferentes vertentes existentes em sistemas de controle, tal como controle de sobrecorrente, curto-circuitos, sobretensões, para-raios, entre outros, existe a preocupação com o controle eficiente de vibração da estrutura. A torre é um componente importante do sistema eólico, visto ser a responsável pela sustentação do aerogerador. Um fator destacável é o aumento da altura das torres ao longo do tempo, o que acaba fazendo com que os componentes do aerogerador fiquem sujeitos a maiores efeitos da vibração. Como através do controle de vibração da torre é possível mitigar a vibração excessiva da estrutura, esta pode ser então considerada uma viável opção para se atingir o equilíbrio entre a segurança dos componentes mecânicos e eficiência econômica no projeto dos aerogeradores.

Existem atualmente diversos dispositivos capazes de amortecer a vibração de uma estrutura, podendo estes serem aplicados de forma passiva, ativa ou semi-ativa, ou seja, através da utilização ou não de mecanismos de controle atuando ativamente no sistema. Alguns tipos de amortecedores utilizados em estruturas são o *Tuned Mass Damper* (TMD), *Tuned Liquid Damper* (TLD) e Amortecedores de Fluido Controlável, onde o TMD será tratado neste trabalho por ser considerado uma boa alternativa para controle de vibração em uma torre eólica, e de fácil implementação.

## 1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em realizar análise dinâmica da torre eólica presente no Campus do IPB de forma a conhecer suas principais frequências naturais e modos de vibrar, e propor através disto a implementação de um TMD para atenuação de sua vibração quando sujeita a vibração livre.

## 1.2 Objetivos específicos

De forma a alcançar o objetivo geral apresentado, foram pontuados alguns objetivos específicos no decorrer do trabalho:

- Obter o embasamento teórico necessário para realizar o dimensionamento dos parâmetros do TMD;
- Realizar a modelagem numérica da torre eólica através do *software* de elementos finitos ANSYS;
- Obter suas frequências naturais e modos de vibrar, comparar com resultados experimentais realizados em trabalhos anteriores, e observar a coerência entre ambos os resultados;
- Calcular os parâmetros ótimos de um TMD para atenuar a vibração da torre em seu primeiro modo de vibrar;
- Avaliar a resposta da estrutura em vibração livre após a introdução do TMD através do *software* MATLAB.

## 1.3 Motivações

A primeira motivação para este trabalho deve-se ao fato deste assunto estar relacionado a um campo de pesquisa teoricamente recente, sendo seu estudo relevante no que diz respeito a sistemas de controle de vibração. A segunda motivação está relacionada a poder contribuir para a implementação de um dispositivo de controle de vibração para a torre eólica presente no Campus do IPB, através do embasamento teórico a respeito dos parâmetros de projeto de um TMD para esta estrutura.

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1 Geradores Eólicos

A energia eólica consiste na energia cinética contida nas massas de ar em movimento. Isso se deve ao fato da terra ser aquecida em diferentes proporções, que acarreta em zonas de alta e baixa pressões e, como consequência, essa diferença entre pressões resulta no movimento do ar (vento). O aproveitamento desta energia do vento pelo homem para aplicações que envolvem energia mecânica, como bombeamento de água e moagem de grãos, é algo presente na sociedade há tempos. Contudo a sua utilização para geração de eletricidade é uma aplicação consideravelmente nova, que iniciou-se no século XIX e tem crescido constantemente. A Figura 1 mostra o investimento global aplicado ao longo dos anos em diversos tipos de tecnologias de energias renováveis, dentre as quais a energia eólica encontra-se em destaque juntamente com a energia solar. A Figura 2 mostra o crescimento da capacidade global instalada de energia eólica, com valores acumulados durante os anos.

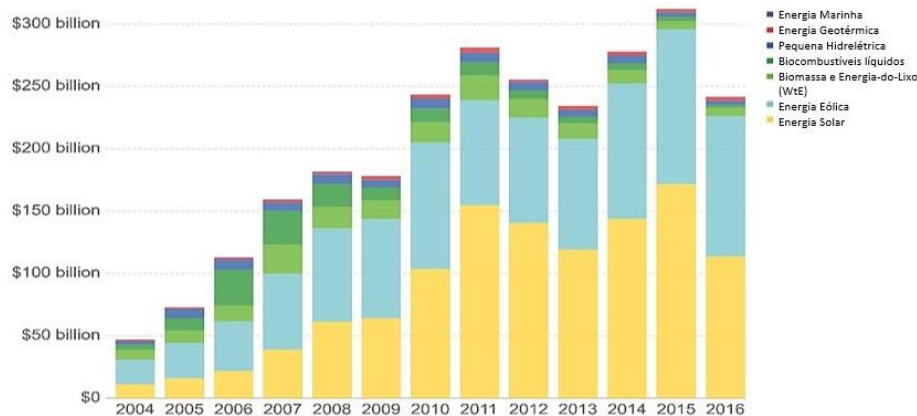


Figura 1 - Investimento Global em Energias Renováveis por tecnologias: USD por ano – adaptado de [1]

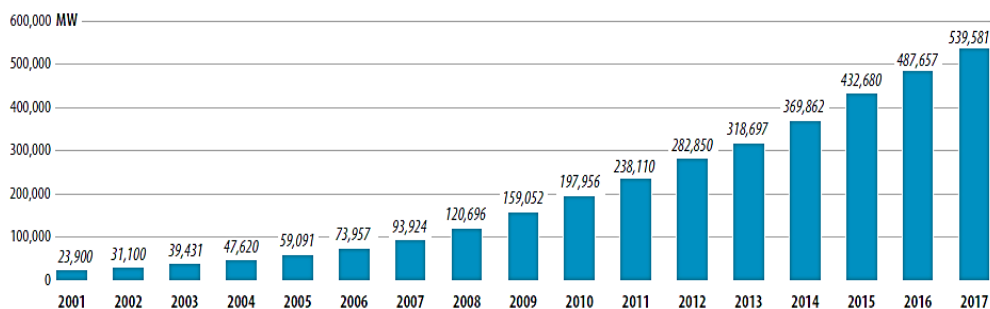


Figura 2 - Capacidade Eólica Instalada Cumulativa Global: 2001-2017 [2]

As turbinas eólicas são as máquinas responsáveis pela transformação da energia cinética do vento em energia mecânica através da rotação das pás de um rotor que, ligado a um gerador, é capaz de converter energia mecânica em eletricidade. Assim como geradores elétricos, turbinas eólicas são conectadas a alguma rede elétrica. Durante os primeiros anos da fase de seu desenvolvimento, isto é, no período referente as crises do petróleo, diferentes tipos de turbinas foram testadas e implementadas. Pode-se dividi-las nas seguintes categorias:

- Turbinas de Eixo Horizontal (HAWT): o eixo de rotação é paralelo ao chão.
- Turbinas de Eixo Vertical (VAWT): o eixo de rotação é orientado verticalmente.

A Figura 3 representa uma turbina do tipo HAWT com 3 pás, e a Figura 4 mostra dois diferentes modelos de turbina VAWT. As principais vantagens defendidas na utilização de turbinas VAWT eram a maior facilidade de manter o rotor direcionado em função do vento sem necessidade de guiná-lo, e a acessibilidade facilitada aos componentes mecânicos, caixa de engrenagem e gerador, devido sua localização ao nível do solo. Contudo, desvantagens como sujeição a diferentes esforços ao longo do eixo (pois o vento aumenta conforme a altura da turbina), sujeição a menores velocidades de vento devido sua estatura mais baixa, e menor eficiência em relação a turbinas HAWT, fizeram com que ao longo do tempo essas turbinas fossem bem menos utilizadas. Desta forma, as modernas turbinas eólicas economicamente viáveis são, principalmente, do tipo HAWT [3].



Figura 3: Esquema de Turbina de Eixo Horizontal com três pás [3]

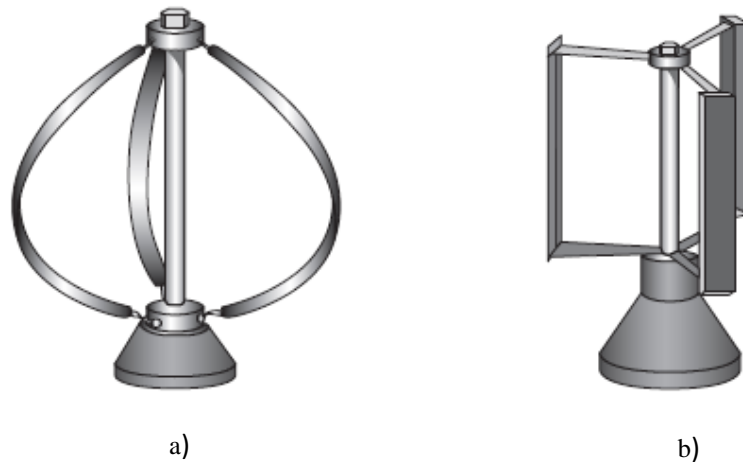


Figura 4: Esquema de Turbina de Eixo Vertical a) de Darrieus; b) com rotor em forma de H [3]

As turbinas HAWT possuem, como pode ser observado na Figura 3, um rotor composto pelas pás e pelo *Hub*, uma caixa logo atrás chamada *nacelle*, uma torre, e sua fundação. A torre é a estrutura de sustentação, podendo possuir diferentes formas - como será mencionado a seguir. O rotor com três pás é mais comumente utilizado em turbinas modernas devido a busca do equilíbrio entre custo e eficiência. Mais pás podem extrair mais energia do vento, porém, isto torna o rotor mais caro, enquanto que menos pás embora sejam mais econômicas, podem causar problemas de equilíbrio do rotor e menor captação de energia. O rotor é então conectado ao trem de forças (*drivetrain*) e ao gerador, onde o conjunto todo é montado dentro de um invólucro chamado *nacelle*. No trem de forças encontram-se os eixos, acoplamentos, caixa de engrenagens e freio mecânico, e muitas vezes a velocidade de rotação é aumentada em média de 20 rpm a 1500 rpm (50 Hz), ou até 1800 rpm (60 Hz), adequada para acionar um gerador síncrono – a Figura 5 mostra um esquema de um trem de força típico com uma caixa de engrenagens. A força que o trem de força está sujeito vai além do torque produzido pelo rotor, pois a força do vento nas pás pode apresentar-se extremamente desigual, gerando assim forças laterais ou de flexão que são transmitidas para a caixa de engrenagens e gerador. Uma alternativa que tem tornado-se popular, embora mais cara, é a utilização de geradores de acionamento direto, onde este deve ter mais polos do que geradores de alta velocidade. A *nacelle* é fixada à torre através de um rolamento de guinada de forma que possa girar. Por fim, a eletricidade gerada é transportada por cabos que passam pelo interior da torre até um transformador instalado em sua parte inferior, onde este converterá a saída para corresponder à tensão da rede de distribuição local.

As turbinas costumam ser classificadas de acordo com a orientação do rotor (*Upwind* ou *Downwind*, ou seja, a favor do vento ou contra o vento), o design do Hub, o controle de potência (*pitch* ou *stall*), o número de pás, e regulação de guinada (regulação ativa ou regulação passiva) [3, 4].

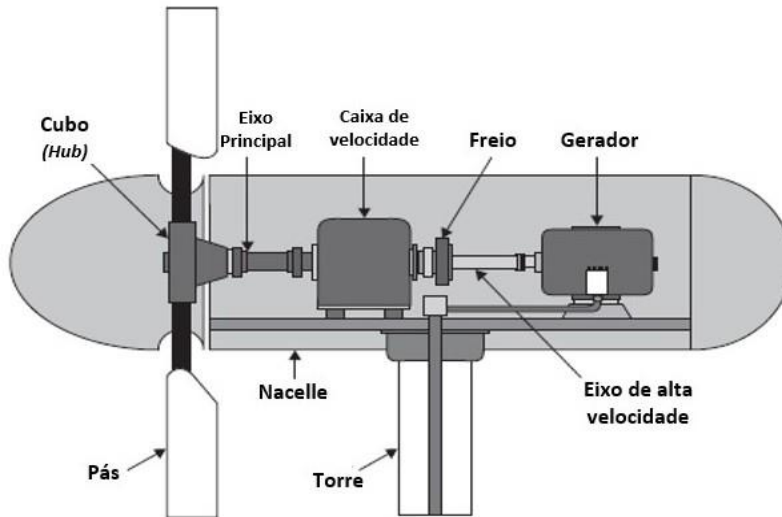


Figura 5: Esquema do trem de força (*drivetrain*) na nacelle de uma Turbina de Eixo Horizontal – adaptado de [3]

A torre de um gerador eólico é comumente feita de aço, porém em muitos casos, para grandes alturas, a construção da torre em betão pode ser vantajosa no aspecto econômico. Soluções compreendendo a utilização do betão para a base da torre e o aço para a parte superior da torre também são utilizadas, facilitando a obtenção de torres ainda mais altas. A estrutura destas torres podem apresentar-se por diferentes formas, tais como no modelo tubular, reticulada e espiada.

O modelo mais comum é o de torres tubulares, constituídas por secções cônicas de 20 a 30 metros de altura e aparafusadas no local, e o diâmetro aumenta do topo para a base – onde as tensões de compressão e momento gerado pela força do vento são maiores. Elas formam um espaço fechado que oferece uma maior proteção dos cabos elétricos em relação ao sol, chuva, poeira e outras condições adversas. Além disso possuem um melhor aspecto e a redução da probabilidade de aves fazerem ninhos na torre, como acontece em torres treliçadas.

As torres reticuladas, por sua vez, são constituídas por perfis de aço soldados, e embora seu aspecto visual seja uma desvantagem, esse tipo de torre oferece menor resistência ao vento, o que acarreta em menor sujeição a cargas horizontais.

Nas torres espiadas, um mastro de diâmetro e altura reduzidos é equilibrado por cabos de aço presos ao solo, e sua vantagem é o menor custo devido a redução do peso da torre. No entanto, um dos inconvenientes deste tipo de torre é o difícil acesso nas suas proximidades, tornando-a por vezes inadequada em áreas agrícolas [3; 4; 5].

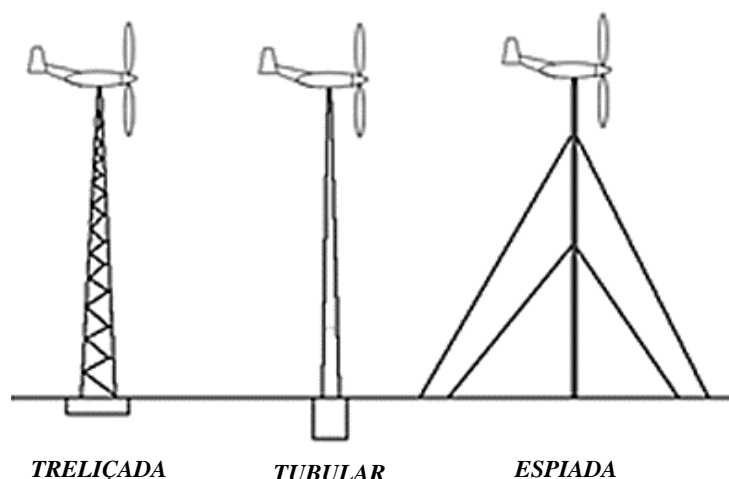


Figura 6: Tipos de estrutura de torre eólica [5]

O interesse também na implantação de turbinas *offshore* tem crescido, devido ao bom recurso eólico que se encontra nos oceanos e mares. O vento possui maior velocidade e menos instabilidade no oceano devido à rugosidade da superfície do mar, que é menor que a da terra. Em 2001, por exemplo, tinha-se parques eólicos *offshore* de capacidade de 60 MW, e em 2015 já se tinha uma média de capacidade de 300 MW para estes parques. A evolução no tamanho do rotor das turbinas também é evidente, onde para estes mesmos anos passou de um rotor de diâmetro médio de 80 m para 130 m. Embora existam desafios na produção de energia eólica *offshore* tais como maior custo de instalação e manutenção mais difícil, as vantagens são destacáveis. Além do maior potencial eólico na sua zona de instalação, no mar há a possibilidade de implementação de grandes parques eólicos, os momentos provocados pelo vento na torre são menores resultando em menores tensões de corte, e existe a possibilidade de utilização de turbinas flutuantes quando estas precisam ser postas em águas mais profundas (visando minimizar os altos custos de projeto neste caso). A Figura 7 mostra alguns tipos de fundação que uma torre *offshore* pode ter.

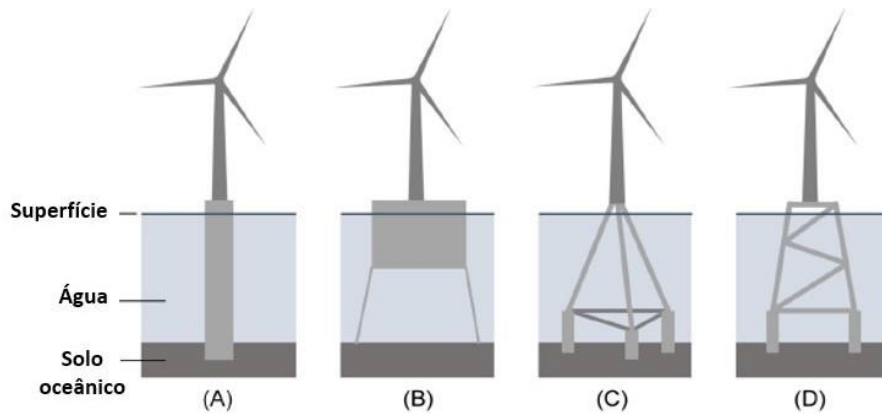


Figura 7: Fundações mais comuns para turbinas eólicas *offshore*: (A) *Monopile* (mono-estaca), (B) Gravidade, (C) Tripé, (D) *Jacket* – adaptado de [6]

O modelo mais comum é do tipo mono-estaca, onde um tubo de aço é fundado entre 10 a 20 m abaixo do fundo do oceano. O modelo de gravidade consiste em uma estrutura de betão armado ou aço e é preenchida com areia, pedras ou cascalho, que usa seu peso próprio e uma base de grande área para gerar estabilidade. A estrutura de tripé é usada para fixar a turbina no fundo do mar através de 3 estacas, e a estrutura *jacket* é semelhante a uma torre de treliça que é também fixada ao fundo do mar [6; 7].

A evolução da tecnologia de turbinas eólicas tem mostrado-se rápida desde o início dos anos 1980, passando de turbinas de alguns kilowatts para as atuais turbinas do tamanho de megawatts, como mostra a Figura 8. Além de seu tamanho, é notória a evolução em seu design, passando da orientação convencional para a orientação otimizada, assim como passando de velocidade fixa das pás, controlada passivamente e com caixas de engrenagens, para velocidade variável, controlada ativamente, com ou sem caixas de engrenagens, usando recentes projetos eletrônicos, aerodinâmicos, e de trem de força mecânicos. Resumidamente, as diferenças principais no progresso das turbinas baseiam-se em seu projeto e controle elétrico [8; 9].

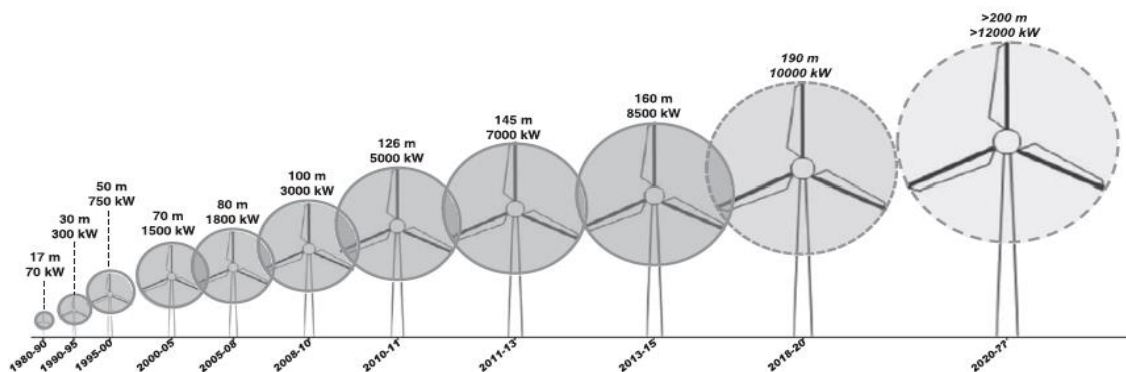


Figura 8: Crescimento no diâmetro e na potência de turbinas eólicas durante os últimos anos e perspectivas [10]

## 2.2 Sistemas de Controle de Turbinas Eólicas

O sistema de controle de uma turbina eólica deve ser capaz de garantir sua boa operação sob as mais diversas condições. Ele exerce funções como, por exemplo, sequenciar as medições de velocidade do vento, monitorar a velocidade do rotor, verificar a integridade dos componentes do sistema, soltar o freio de “estacionamento”, implementar as configurações de inclinação da pá, fechar contadores para conectar a turbina eólica à rede, assim como ajustar dinamicamente as configurações de passo da pá e o torque do gerador para controlar a potência de turbinas de velocidade variável quando sujeitas a ventos fortes. Um sistema de controle deve, portanto, abranger o controle supervísório e o dinâmico. O controle supervísório tem a finalidade de gerenciar e monitorar a operação da turbina e as ações de controle (por exemplo, liberação do freio). Já o controle dinâmico serve para gerenciar a configuração de trabalho da turbina quando a dinâmica da máquina afetar o resultado das ações de controle (por exemplo, alteração do passo da pá em resposta a ventos fortes).

O controle de processos mecânicos e elétricos requer cinco componentes funcionais principais: um processo que tenha um ponto ou pontos que permitam que o processo seja mudado ou influenciado; sensores ou indicadores para comunicar o estado do processo ao sistema de controle; um controlador, que consiste em lógica de hardware ou software para determinar quais ações de controle precisam ser tomadas; amplificadores de potência para fornecer energia para a ação de controle; atuadores ou componentes para intervir no processo e alterar a operação do sistema.

Em ventos de velocidade baixa o sistema de controle da turbina deve garantir que ela permaneça capaz de produzir uma potência ideal, ou seja, que a turbina esteja extraíndo energia do vento com a máxima eficiência. Em ventos de alta velocidade – maiores que sua velocidade nominal – a produção de energia da turbina deve ser limitada de forma a trabalhar dentro da potência nominal, de forma que as forças nas pás e em toda a estrutura da turbina sejam reduzidas. Turbinas maiores possuem sua máxima velocidade de rotação em torno de 20 rpm, enquanto que as menores podem apresentar velocidades maiores. A velocidade é limitada por razões como evitar que a força centrífuga não se torne muito grande nas pás, e limitar o ruído gerado pela turbina, pois quanto mais rápido as pás se movem pelo ar, maior o barulho gerado por elas. O controle de saída de potência de uma turbina costuma ser classificado de três formas: controle *stall* (passivo), controle

*pitch* (ativo), e controle ativo-passivo. A principal diferença entre eles refere-se a maneira como a eficiência aerodinâmica do rotor é limitada durante o período em que a velocidade nominal do vento está elevada, afim de evitar sobrecargas.

O controle por *pitch* (de passo), ou ainda controle ativo, significa que as pás podem ser rapidamente reposicionadas em função do vento, controlando a potência. A pá da turbina é inclinada alguns graus para que seja ajustado o ângulo ótimo de ataque do vento, ou permitindo que este passe livremente. Neste caso há a necessidade de mecanismos de passo e controlador, tornando-o mais caro, porém o contínuo controle de passo permite que a potência de saída mantenha-se em níveis constantes. Este sistema de passo pode ser baseado em um sistema hidráulico, controlado por um sistema de computador, ou um motor elétrico controlado eletronicamente.

O controle por *stall* ou controle passivo, é o tipo mais simples, mais robusto e mais barato. As pás são presas firmemente ao Hub e são projetadas para que diminuam a eficiência quando o vento atingir valores altos. Portanto o controle neste caso é devido ao cuidado que se tem na construção e no projeto da pá. A vantagem se encontra na manutenção mais simples, na estrutura mais simples do Hub, e também de não haver necessidade de um sistema auxiliar de intervenção elétrica ou mecânica. Contudo a potência capturada pela turbina é apenas em função da velocidade do vento e da velocidade rotacional, onde estas precisam manter-se praticamente constantes. Em uma possível falha na rede, se a energia capturada não puder ser transmitida, é então necessário que se tenha um bom sistema de frenagem para que a energia cinética da turbina seja absorvida.

Nas turbinas com controle de *stall* ativo, o sistema é combinado e utilizado principalmente em máquinas de grande porte, isto é, acima de 1 MW. Neste caso as pás trabalham como no controle de passo, e quando a velocidade do vento ultrapassa seu valor nominal, o ângulo de ataque da pá é aumentado em vez de diminuir, para que o *stall* seja provocado. Ou seja, a diferença básica deste sistema é que, enquanto no sistema de *stall* o rompimento do fluxo do ar se dá com as pás em uma posição fixa, no *stall* ativo o controle da separação do fluxo de ar é feito pela variação automática no ângulo das pás. Isto permite o controle simples da potência por leves ajustes no ângulo de passo, além de ser um sistema de construção mais simples do que turbinas com controle por *pitch*.

A parada de uma turbina eólica regulada por *stall* é normalmente realizada com um sistema de freio no eixo de alta ou baixa velocidade. Os freios podem ser aplicados pneumaticamente, hidraulicamente, ou por mola, onde seu controle necessita de ativação de válvulas solenoides ou válvulas de controle.

A regulação de guinada também pode ser controlada de forma a alterar a direção do vento passando pelo rotor. Essa regulação pode ocorrer de forma ativa através de mecanismos, ou de forma passiva através de um simples leme [3; 4; 8; 9].

### **2.2.1 Sistemas de Controle Dinâmico**

Os sistemas de controle dinâmico são utilizados para controlar os aspectos da operação da máquina nos quais a dinâmica da máquinas afeta o resultado da ação de controle. Para tal, é realizada uma medida do resultado da ação de controle, e essa medida será usada para determinar a próxima ação de controle. Se, então, uma medida se encontra fora do esperado, isso poderá indicar fatores como, por exemplo, má operação devido à temperatura da máquina, atrito no rolamento, desgaste de componentes, ou ainda perturbações externas devido a forças dinâmicas.

As turbinas eólicas possuem condições particulares que são impostas ao projeto do seu sistema de controle, onde algumas delas estão relacionadas à dinâmica da turbina, como o uso de longas pás em balanço, altas torres que vibram e eixos com pouco amortecimento. O projeto do sistema de controle gerará bons resultados se o modelo usado para descrever o sistema também for adequado, caso contrário, resultados catastróficos podem ser gerados.

Diferentemente de outros tipos convencionais de produção de energia, uma turbina eólica possui uma fonte de energia sujeita a grandes flutuações rápidas, o que acarreta em cargas transitórias raras no sistema. Essas flutuações introduzem desafios ao projeto de sistemas de controle, tais como:

- Uma turbina mal regulada tem como consequência a necessidade de utilizar componentes (eixos, caixa de engrenagens, etc.) que suportem maiores cargas, o que na prática significa componentes mais pesados e custos maiores.

- Uma turbina eólica é composta por numerosas estruturas levemente amortecidas que são excitadas pelas forças excitadoras na frequência da rotação do rotor e em suas harmônicas, além disso a dinâmica dos componentes da torre podem apresentar respostas significantes na faixa de frequência da rotação do rotor, e essas ressonâncias potenciais podem impor severas restrições à operação do sistema. Deve-se evitar ressonâncias entre o sistema de controle de velocidade e torque, sistema de controle de *pitch*, e as variadas frequências naturais do sistema (pás, trem de força, torre), assim como deve-se evitar as frequências naturais do sistema na frequência das forças excitadoras (harmônicas da frequência de rotação das pás e frequências de flutuações no campo eólico).
- O controle visa não só a redução de cargas transitórias, mas também de cargas de fadiga causadas pelas flutuações sobre a carga média que existe no sistema [4].

### 2.3 Controle de Vibração em Turbinas Eólicas

O controle de movimento estrutural tem como finalidade básica a absorção de energia de vibração da estrutura, acrescentando-se dispositivos ao sistema que sejam capazes de alterar sua rigidez ou amortecimento. O controle pode ser aplicado de forma passiva, ativa ou semi-ativa. Existem diferentes tipos de dispositivos de amortecimento que têm sido implementados para o controle de vibração estrutural, tais como amortecedor de massa sintonizada (TMD), amortecedor de coluna de líquido sintonizado (TLCD), amortecedor de fluidos controláveis, entre outros. A Figura 9 mostra esquematicamente essa lógica de controle.

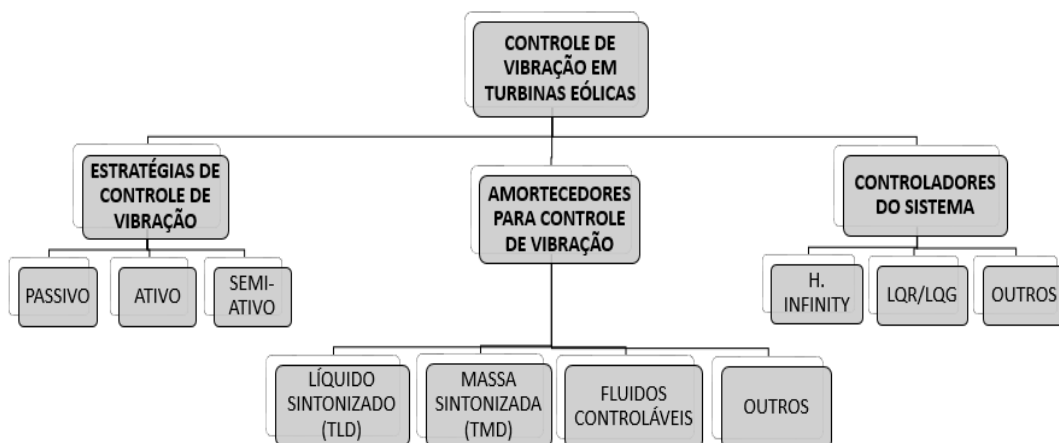


Figura 9: Modelo simplificado do controle de vibração em turbinas eólicas – adaptado de [11]

Como já citado, controle passivo trata-se de um método onde não há necessidade de mecanismos de controle atuando ativamente (como pistões, solenoides, entre outros), visto que este ocorre de forma natural em função do projeto executado previamente. Para vibrações a teoria é a mesma, onde neste caso, não é necessária uma alimentação externa para a absorção da energia de vibração, esta ocorre devido a presença de molas e amortecedores, ou ainda com a movimento de um pêndulo. Neste sistema pode estar incluído sensores para medir a amplitude de excitação.

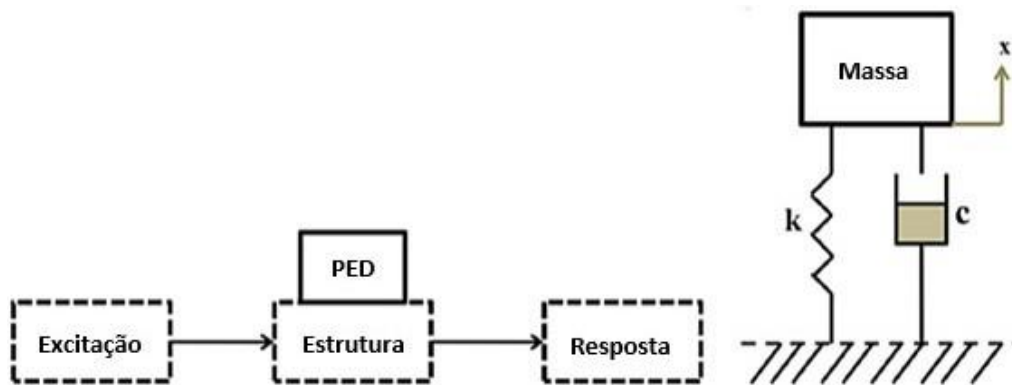


Figura 10: Estrutura com dissipação passiva de energia (PED) e construção típica de controle passivo – adaptado de [11]

Controle ativo, por sua vez, ocorre adicionando-se energia ao sistema através de um elemento ativo, como os atuadores. Os sensores fornecem a resposta dinâmica da estrutura, a partir desta resposta é calculada a força necessária e sua direção pelos controladores (como do tipo H-infinity, LQR/LQG, entre outros), e então esta é aplicada à estrutura pelos atuadores. Os atuadores costumam ser sistemas eletro-hidráulicos que requerem grandes fontes de energia.

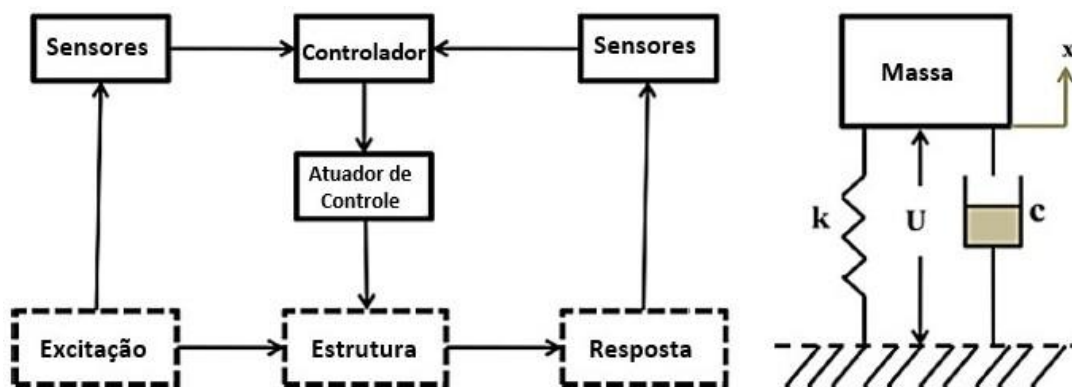


Figura 11: Estrutura com controle ativo e construção típica de controle ativo – adaptado de [11]

O controle semi-ativo, corresponde ao controle passivo com algumas modificações implementadas de forma que suas propriedades mecânicas permitam ajustes. Isso quer dizer que o uso da energia externa é direcionado apenas à modificação dos parâmetros do dispositivo absorvedor – rigidez e amortecimento [11; 12].

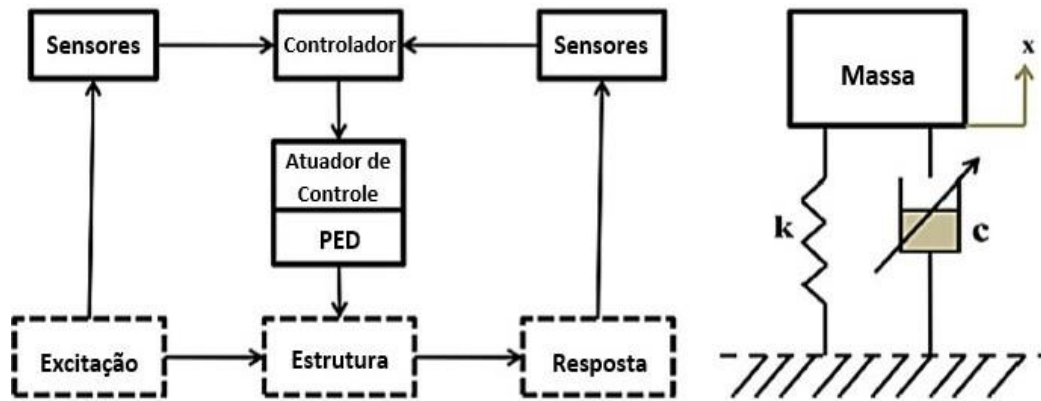


Figura 12: Estrutura com controle semi-ativo e construção típica de controle semi-ativo – adaptado de [11]

### 2.3.1 Amortecedores de controle de vibração

Existem diversos modelos de amortecedores utilizados no controle de estruturas, podendo ser implementados como dispositivos de controle passivo, ativo, e semi-ativo. Alguns tipos de amortecedores destacam-se por apresentarem grande aplicação e bons resultados em turbinas eólicas, como os que serão apresentados a seguir.

#### 2.3.1.1 Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD)

O TMD (*Tuned Mass Damper*) caracteriza-se pela utilização de uma massa  $m$  e uma mola de rigidez  $k$  fixada à massa principal  $M$ , onde é possível que esta permaneça parada ao se escolher (sintonizar) a frequência natural do amortecedor ( $\sqrt{k/m}$ ) como sendo igual a frequência de excitação (ou seja, a frequência de vibração que se quer controlar). Este tipo de amortecedor é amplamente utilizado em edifícios altos, pontes, torres, e também, tem ganhado aplicabilidade em turbinas eólicas para o controle de vibração da torre. O TMD pode ser utilizado como dispositivo passivo, porém, sua eficácia pode ser aprimorada usando-se a força de um atuador externo, passando então a ser chamado de TMD ativo, ou, usando-se uma força controlável, e neste caso passa a ser chamado de

TMD semi-ativo. Em uma estrutura com muitos graus de liberdade, o controle por TMD passivo apresentará uma resposta efetiva ao primeiro modo de vibração, porém, para os outros modos de vibrar da estrutura, não será obtida uma resposta eficiente. A vantagem do controle ativo é que, enquanto o passivo se restringe a agir em uma determinada faixa de frequência pré-estabelecida no projeto, o ativo é capaz adaptar-se às diferentes variações de frequência. A Figura 13-a mostra o esquema de uma turbina eólica contendo um dispositivo TMD ativo, com a introdução de uma força externa de entrada  $f$  [11; 12].

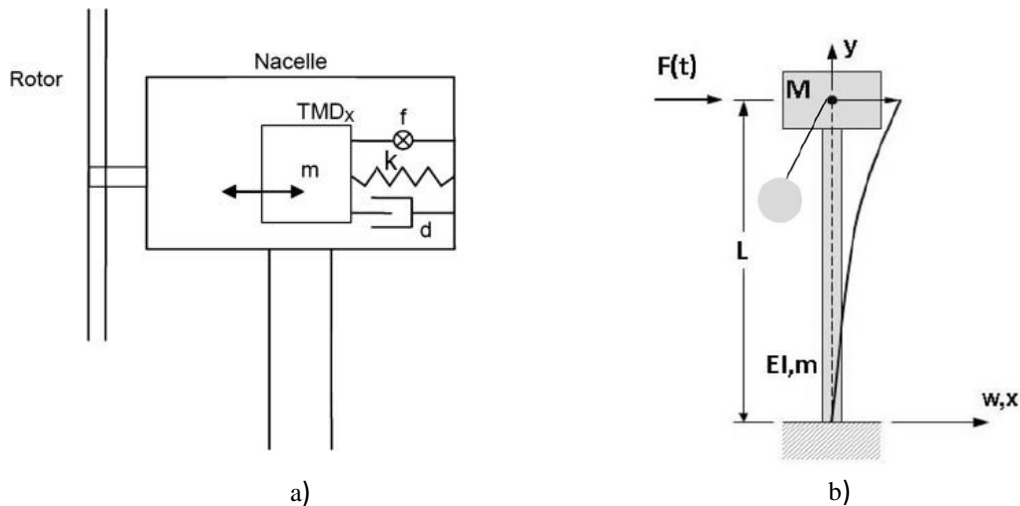


Figura 13: Turbina eólica com a) dispositivo TMD ativo aplicado, b) dispositivo TMD pendular [11; 13]

Uma geometria alternativa para o TMD é o pêndulo. O amortecedor de pêndulo é modelado com uma grande massa pendurada que, quando a base é excitada, a massa é liberada para balançar no movimento oposto da estrutura para fornecer força contrária. Um modelo aproximado de uma torre eólica com uma massa no topo e um TMD de pêndulo anexado a esta, pode ser observado na Figura 13-b [11; 13].

### 2.3.1.2. Amortecedor de Líquido Sintonizado (TLD)

Outro importante tipo de amortecedor é o TLD (Tuned Liquid Damper), e pode também ser aplicado de forma passiva, ativa e semi-ativa. O tipo de TLD mais comumente utilizado é o TLCD (Tuned Liquid Column Damper) devido, principalmente, sua eficiência diante a alta força de excitação. Ele é geralmente modelado como um tubo em forma de U, parcialmente preenchido com um volume de líquido que age como a massa do amortecedor. Quando um TLCD é introduzido à estrutura e esta é excitada, o líquido

oscila através da coluna e reestabelece o equilíbrio ao sistema utilizando a força de restauração gravitacional do líquido deslocado. A frequência de oscilação do líquido em um TLCD é sintonizada especificamente com a frequência natural da estrutura. O TLCD permite amortecimento significativo em turbinas eólicas, e são aplicados principalmente em HAWT. A Figura 14 mostra um esquema de controle de vibração de turbina eólica pelo método TLCD, para dois TLCDs aplicados [11; 13].

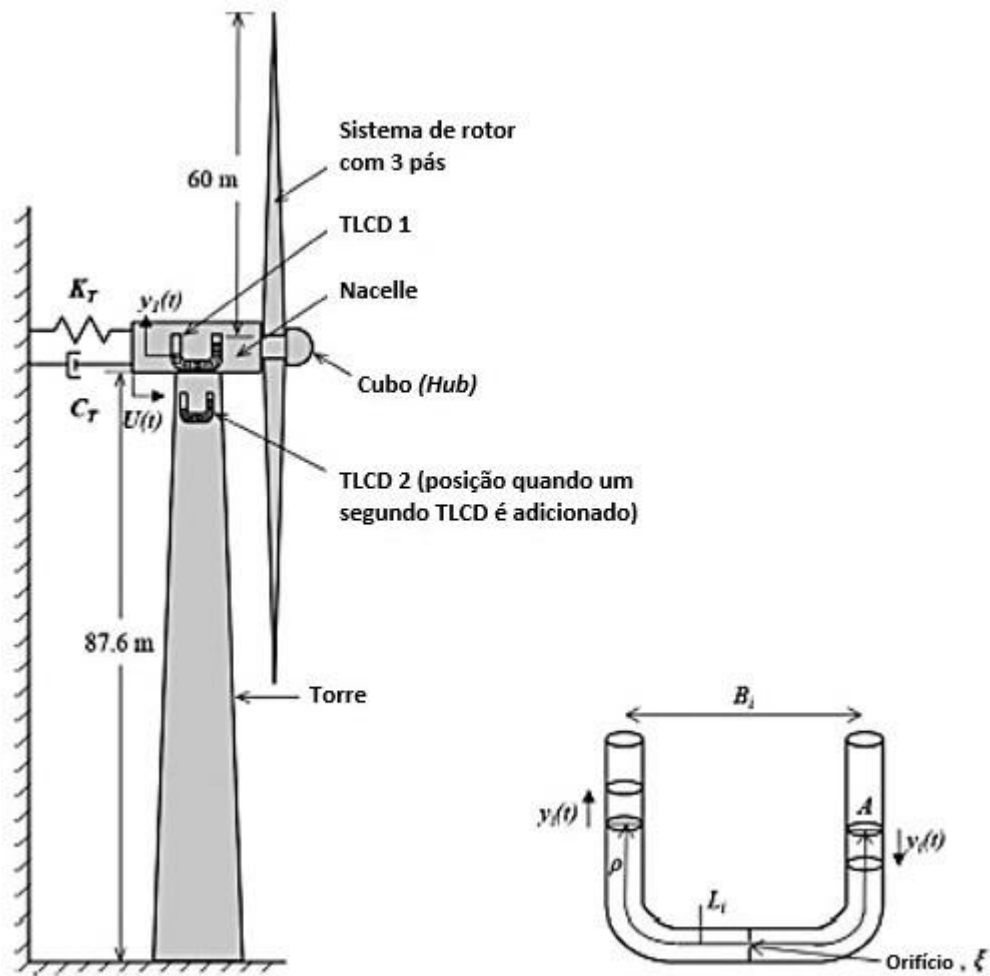


Figura 14: Diagrama esquemático de turbina eólica com TLCDs – adaptado de [11]

### 2.3.1.3. Amortecedor de Fluido Controlável

Este tipo de amortecedor, como o nome sugere, utiliza fluidos controláveis, e pertence a uma classe de dispositivos semi-ativos. Esses fluidos podem ser classificados como magneto-reológicos (MR) ou eletro-reológico (ER), e têm a capacidade de mudar do estado de fluxo livre para o estado semi-sólido quando submetidos a um campo elétrico ou magnético que, ao ser controlado, controla-se também a força de amortecimento. Na

ausência de campo elétrico/magnético, o amortecimento é causado apenas pela resistência do fluido. A Figura 15 ilustra o dispositivo de amortecimento de fluido controlável [11;13].

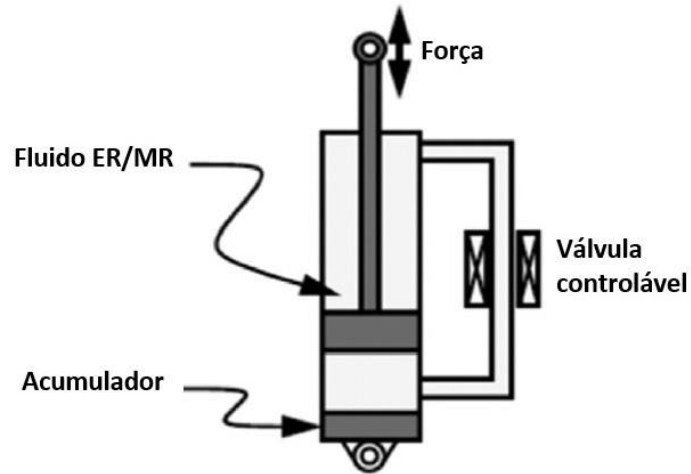


Figura 15: Esquema de amortecedor de fluido controlável – adaptado de [11]

#### **2.4 Sistemas atuais de monitoramento estrutural através de medições de vibração**

No ramo de energia eólica as crescentes pesquisas e o contínuo aprimoramento de tecnologias ganham notoriedade. Um grupo de pesquisa da ETH Zurich tem trabalhado recentemente no desenvolvimento de uma estrutura inteligente para o monitoramento, inspeção e avaliação do ciclo de vida das torres. A utilização de sistemas de monitoramento para estimativa de resposta e subsequente avaliação de fadiga de estruturas de suporte de turbinas eólicas é investigada via monitoramento de vibração, onde o acúmulo de danos causados por fadiga é estimado em determinados pontos da estrutura. Então, através de um núcleo computacional o risco de falha futura de um determinado componente pode ser quantificado e rastreado, possibilitando que operadores e engenheiros tomem as devidas decisões. Este mesmo grupo da ETH Zurich tem desenvolvido o monitoramento da condição estrutural e desempenho atual/futuro de uma turbina com rotor de 12,9 m a uma potência nominal de 6,5 kW em um campo na Suíça, ativa há 17 anos, e as medições são realizadas através de um denso conjunto de sensores, incluindo extensômetros, acelerômetros e medidores de inclinação, além do rastreamento de dados operacionais e ambientais [14].

### **3. Fundamentos Teóricos**

Torres eólicas são estruturas propensas à problemas dinâmicos, visto que sua altura e sua esbeltez podem gerar instabilidade, e portanto grande atenção é voltada a evitar complicações na operação. A estabilidade de torres eólicas foi a primeira característica que precisou ser comprovada pelas autoridades para obter a necessária licença de construção. Desta forma, ao preparar a documentação, os fabricantes foram obrigados a detalhar rigorosamente as análises feitas para a construção. A torre e as pás são excitadas, por exemplo, quando as pás passam pela sombra da torre, estando o rotor na direção oposta ao vento (*downwind*). Devido a passagem do vento ser interrompida em parte pela torre, a força circunferencial e o impulso decrescem temporariamente provocando vibração axial da torre, onde esta pulsa de acordo com o produto da velocidade de rotação pelo número de pás, e provocando também vibração lateral da torre. A torre também sofre excitação com o desequilíbrio de massa e o desequilíbrio aerodinâmico do rotor. A estabilidade estática da turbina, bem como seu comportamento dinâmico, são fortemente influenciados pela estabilidade da torre, desempenhando esta, portanto, um papel muito importante para a eficiência do gerador eólico como um todo [15].

#### **3.1 Fundamentos de Vibração Mecânica**

Devido a relevância do controle de vibração de uma torre eólica, este capítulo será dedicado fundamentalmente à abordagem de conceitos de vibração que serão necessários futuramente, bem como apresentação da teoria matemática que embasará o dimensionamento de um TMD no decorrer deste trabalho.

#### **3.2 Sistemas com 1 Grau de Liberdade**

Uma massa pode sofrer seis deslocamentos possíveis no espaço – três translações e três rotações (sobre um sistema de eixos ortogonais), também conhecido como vibrações de corpo rígido. Contudo, na maioria dos sistemas, existem restrições em determinadas direções, enquanto em outras encontra-se liberdade para movimento. Desta forma, havendo a necessidade de determinar-se a posição da massa a qualquer instante, é

requerido um número mínimo de coordenadas independentes, e este número define o grau de liberdade do sistema.

Se uma única coordenada é suficiente para definir a qualquer instante a posição de um ponto no sistema, então trata-se de um sistema de 1 GDL, como é o caso da Figura 16, que possui a translação na direção  $x$  como coordenada independente. A vibração em sistemas com 1 GDL é o modelo mais simples para descrever o movimento de excitação de um sistema.

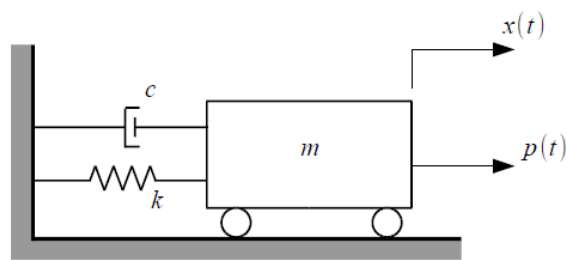


Figura 16: Sistema de 1 Grau de Liberdade [16]

As forças que agem no sistema representado na Figura 17 são a força de excitação  $p(t)$  e as forças resultantes do movimento, ou seja, força de inércia  $f_m(t)$ , força de amortecimento  $f_c(t)$  e força da mola  $f_k(t)$ .

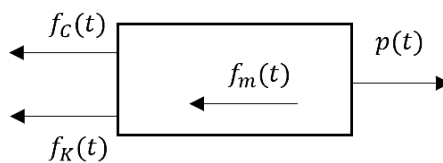


Figura 17: Diagrama de Corpo Livre do sistema de 1 GDL

Aplicando-se o princípio D'Alembert e considerando o equilíbrio de todas as forças na direção  $x$ , a equação geral do movimento para o sistema de 1 GDL fica da forma:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = p(t) \quad (3.1)$$

onde  $x(t)$  é o deslocamento,  $m$  é a massa,  $k$  é a constante de rigidez da mola,  $c$  é o coeficiente de amortecimento, e a solução da Equação 3.1 dá a resposta da massa à força aplicada no sistema [17]. Vibrações podem ser classificadas de diferentes maneiras, e apresentar portanto diferentes comportamentos, como serão abordados a seguir.

### 3.2.1 Vibração Livre

Quando um sistema sofre uma perturbação inicial e continua a vibrar sem mais ação de força externa, então trata-se de vibração livre. Não havendo nenhum elemento que cause dissipação de energia durante o movimento da massa, o movimento apresentará amplitude constante ao longo do tempo, e a este sistema dá-se a designação de sistema não amortecido. Em um caso em que a massa é deslocada uma distância  $x$  da sua posição de equilíbrio estático, a força na mola é igual a  $kx$  e, portanto, a equação do movimento (Equação 3.1) aplicada à massa resume-se a seguinte forma:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (3.2)$$

Dividindo-se a Equação 3.2 pela massa, é possível reescrevê-la da forma:

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0, \quad (3.3)$$

onde  $\omega_n$  é a frequência natural, que corresponde à frequência com que o sistema vibra sem ação de forças externas e é calculada por  $\sqrt{k/m}$ . A quantidade de frequências naturais de um sistema será equivalente aos seus  $n$  graus de liberdade, portanto, um sistema de 1 GDL possuirá uma frequência natural.

Ao submeter a Equação 3.2 as seguintes condições iniciais

$$x(t = 0) = x_0, \quad \dot{x}(t = 0) = v_0 \quad (3.4)$$

a solução da equação diferencial homogênea pode ser obtida na forma apresentada na Equação 3.5

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (3.5)$$

Se agora o sistema possuir amortecimento viscoso, como está representado na Figura 18, a equação de movimento que representa vibração livre amortecida torna-se

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (3.6)$$

que dividida pela massa fica

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = 0 \quad (3.7)$$

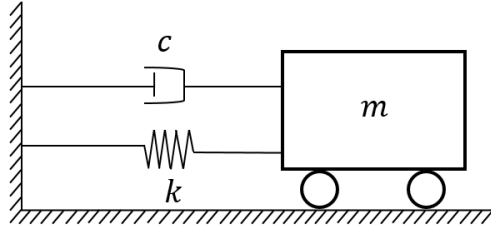


Figura 18: Sistema de 1 GDL com amortecedor viscoso

A quantidade adimensional  $\xi$  é conhecida como fator de amortecimento, e é definida através da seguinte razão

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (3.8)$$

Ao assumir a solução da equação diferencial como  $x(t) = Ce^{st}$ , onde  $C$  e  $s$  são constantes indeterminadas, encontra-se a seguinte equação característica

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (3.9)$$

de onde obtém-se as raízes  $s_1$  e  $s_2$

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (3.10)$$

Como a solução geral da equação diferencial do movimento pode ser dada através da combinação linear de duas soluções linearmente independentes, então, utilizando-se as duas raízes  $s_1$  e  $s_2$  é possível chegar na seguinte solução geral

$$\begin{aligned} x(t) &= C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} \\ &= C_1 e^{\left(-\frac{c}{2m} + \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}\right)t} + C_2 e^{\left(-\frac{c}{2m} - \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}\right)t} \end{aligned} \quad (3.11)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  dependerão das condições iniciais.

A partir das demonstrações abordadas até o presente momento, torna-se possível determinar a constante de amortecimento crítico  $c_{cr}$ , que é definida como sendo o valor de  $c$  para o qual o radical da Equação 3.10 é nulo. Isso corresponde a dizer que

$$c_{cr} = 2m\omega_n \quad (3.12)$$

Considerando que  $\xi = c/c_{cr}$ , e realizando algumas simplificações matemáticas, é então possível reescrever a solução geral em termos de  $\xi$  e  $\omega_n$

$$x(t) = C_1 e^{(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t} + C_2 e^{(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t} \quad (3.13)$$

Quando  $\xi = 0$ , é possível perceber que a Equação 3.13 resulta em vibração não amortecida. No entanto, três casos distintos devem ser avaliados para o caso de  $\xi$  ser diferente de zero ( $\xi \neq 0$ ), devido a sua influência no comportamento da solução.

No primeiro caso admite-se que  $\xi < 1$ , o que equivale dizer que se trata de um Sistema Subamortecido, que descreve um Movimento Harmônico Amortecido, cuja frequência angular (ou frequência de amortecimento) é dada por

$$\omega_a = \sqrt{1 - \xi^2} \omega_n \quad (3.14)$$

A amplitude de movimento diminui exponencialmente com o tempo, e através da Equação 3.14 conclui-se que a frequência de amortecimento é sempre menor que a frequência natural não amortecida  $\omega_n$ . O caso de subamortecimento é o único que resulta em um movimento oscilatório.

No segundo caso é admitido que  $\xi = 1$ , correspondendo a um Sistema Criticamente Amortecido, em que as raízes  $s_1$  e  $s_2$  da Equação 3.13 assumem o mesmo valor. Trata-se de sistema com o menor amortecimento requerido para movimento aperiódico, que, por consequência, permite que a massa retorne à posição de repouso no menor tempo possível sem que haja oscilação.

No terceiro e último caso em discussão, são admitidos valores para  $\xi > 1$ , que corresponde a um Sistema Superamortecido. Para este caso também observa-se um movimento aperiódico, onde este apresenta uma diminuição exponencial independentemente das condições iniciais impostas [17; 18].

Para os casos admitidos, diferentes soluções são determinadas, e tais equações estão reunidas na Tabela 1.

Tabela 1: Soluções Gerais para diferentes Sistemas - adaptado de [18]

Sistema Não Amortecido	$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t$	(3.15)
------------------------	---	--------

Sistema Subamortecido	$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left( x_0 \cos \omega_a t + \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega_n x_0}{\omega_a} \sin \omega_a t \right)$	(3.16)
Sistema Criticamente Amortecido	$x(t) = [x_0 + (\dot{x}_0 + x_0\omega_n)t]e^{-\omega_n t}$	(3.17)
Sistema Superamortecido	$x(t) = \frac{\dot{x}_0 + x_0\omega_n(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})}{2\omega_n\sqrt{\xi^2 - 1}} e^{(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t} + \frac{-\dot{x}_0 - x_0\omega_n(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})}{2\omega_n\sqrt{\xi^2 - 1}} e^{(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t}$	(3.18)

A Figura 19 apresenta o comportamento gráfico de cada caso supracitado, sendo possível comparar o movimento característico que ocorre para diferentes tipos de sistema.

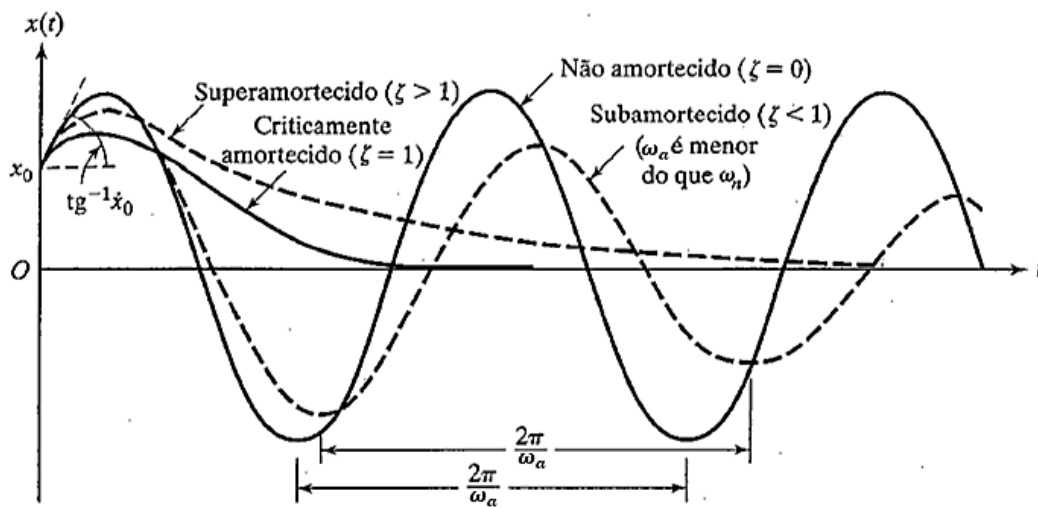


Figura 19: Comparação entre movimentos com tipos diferentes de amortecimento – adaptado de [18]

### 3.2.2 Vibração Forçada

#### 3.2.2.1 Ação Harmônica

Uma força externa pode ser fornecida ao sistema, sendo esta de natureza harmônica, não-harmônica periódica, ou então não-harmônica aleatória. No caso de uma excitação harmônica da forma  $F(t) = F_0 e^{i(\omega t + \phi)}$  ou  $F(t) = F_0 \cos(\omega t + \phi)$ , onde  $F_0$  é amplitude,

$\omega$  a frequência de excitação e  $\phi$  o ângulo de fase da excitação harmônica, a resposta do sistema também será harmônica. A equação do movimento, tal como está representada na Eq. 3.1, apresentará solução composta pela soma das parcelas particular  $x_p(t)$  e homogênea  $x_h(t)$ , onde  $x_h(t)$  será transitória e, portanto, a solução geral reduzir-se-á a  $x_p(t)$  conhecida como solução permanente.

A solução total da equação do movimento para o caso sem amortecimento, após aplicação das devidas manipulações matemáticas, fica:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos\omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right) \sen\omega_n t + \left(\frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos\omega t \quad (3.19)$$

É importante destacar que a parcela  $F_0/(k - m\omega^2)$  equivale a máxima amplitude  $X$  de  $x_p(t)$ . A razão entre esta amplitude dinâmica  $X$  e a amplitude estática  $X_0$  dada por  $F_0/k$ , também representa um fator importante que é conhecido como fator de amplificação ou coeficiente de amplitude. Este coeficiente ( $D = X/X_0$ ) também pode ser escrito em função da razão de frequências  $r = \omega/\omega_n$ , onde esta implica diretamente no tipo de resposta do sistema.

Uma importante resposta que o sistema pode apresentar e que, em geral, é evitada, é a ressonância. Este fenômeno ocorre quando a frequência de excitação  $\omega$  se torna igual à frequência natural do sistema  $\omega_n$ , que equivale a dizer que  $r = 1$ . Para este caso a amplitude  $X$  torna-se infinita, e portanto através da aplicação de L'Hopital na Equação 3.19, tem-se que a resposta do sistema torna-se:

$$x(t) = x_0 \cos\omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sen\omega_n t + \frac{X_0 \omega_n t}{2} \sen\omega_n t \quad (3.20)$$

onde a amplitude da resposta aumenta linearmente.

Considerando-se agora um caso onde o sistema possui amortecimento, a solução total dar-se-á pela seguinte equação:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} (A \cos\omega_a t + B \sen\omega_a t) + \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2]}} \sen(\omega t - \phi) \quad (3.21)$$

em que a parcela que acompanha a amplitude estática é o fator de amplificação dinâmica  $D$  [17; 18].

### 3.2.2.2 Ação Periódica Não Harmônica

Em caso de ações periódicas não harmônicas, a análise de Fourier apresenta-se como uma ferramenta de grande utilidade, pois permite expressar uma função arbitrária por um somatório infinito de funções harmônicas ponderadas. Portanto, a representação de uma função periódica sob a forma de séries de Fourier pode ser escrita da seguinte forma:

$$F(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} a_j \cos\left(j \frac{2\pi}{T} t\right) + \sum_{j=1}^{\infty} b_j \operatorname{sen}\left(j \frac{2\pi}{T} t\right) \quad (3.22)$$

Os coeficientes da série podem ser calculados através dos seguintes integrais:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt \quad (3.23)$$

$$a_j = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos\left(j \frac{2\pi}{T} t\right) dt, \quad j = 1 \dots \infty \quad (3.24)$$

$$b_j = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \operatorname{sen}\left(j \frac{2\pi}{T} t\right) dt \quad j = 1 \dots \infty \quad (3.25)$$

Se a função trata-se de uma uma ação periódica irregular, estes integrais devem ser calculados de forma numérica.

Para a escolha da quantidade de termos da série de Fourier a ser utilizada na modelação da ação, não faz-se necessário um número muito grande (embora a teoria requeira um número infinito de termos), visto que poucos termos são suficientes para obtenção de um resultado confiável e que gere um erro desprezível. Após a escolha de tais termos é então possível calcular a resposta da estrutura a cada termo individualmente, através dos métodos aplicáveis a ações harmônicas [12; 19].

### 3.3 Sistemas com 2 ou mais Graus de Liberdade

Num sistema com mais graus de liberdade, a vibração natural implicará não somente as frequências naturais do sistema mas também nos modos naturais de vibração durante seu movimento, onde estes serão tantos quanto forem necessários para descrever o sistema. Ou seja, tratando-se de um sistema de dois graus de liberdade, serão encontrados dois modos de vibração, assim como para um sistema de  $n$  graus de liberdade, serão encontrados  $n$  modos de vibração. As várias equações diferenciais geradas a partir da condição de equilíbrio dinâmico da cada GDL são comumente resolvidas de forma numérica, e a maneira mais eficiente de armazenar e processar as informações é através de matrizes.

A Figura 20 representa um sistema de 2 GDL, com duas massas ligadas por um amortecedor ( $c_2$ ) e uma mola ( $k_2$ ).

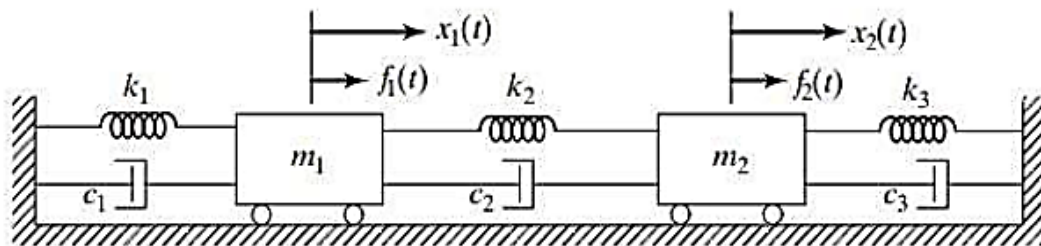


Figura 20: Sistema de 2 GDL [16]

A equação do movimento para este sistema pode ser escrita como mostra a Equação 3.26.

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad (3.26)$$

sendo  $[m]$ ,  $[c]$  e  $[k]$ , respectivamente, as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema, descritas como:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

e  $\{x\}$ ,  $\{\dot{x}\}$ ,  $\{\ddot{x}\}$  e  $\{f\}$  os vetores de deslocamento, velocidade, aceleração e vetor da força, respectivamente, descritos como:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} \quad \{\dot{x}\} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{Bmatrix} \quad \{\ddot{x}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{Bmatrix} \quad (3.30)$$

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix} \quad (3.31)$$

Para a solução do problema é possível recorrer ao Método da Superposição Modal, que consiste em desacoplar o sistema de equações para facilitação dos cálculos, e em seguida superpor os resultados independentes. Este método diz que a configuração deformada da estrutura em um determinado instante  $t$  pode ser obtida através da soma das configurações de cada modo de vibrar, e estes modos por sua vez vêm acompanhados de um coeficiente chamado “fator de participação” que representa sua relevância no cálculo da resposta naquele instante. Portanto, a resposta dinâmica da estrutura consiste em calcular os modos de vibração, as frequências naturais do sistema, e determinar o fator de participação de cada modo.

Na prática, a análise dinâmica de estruturas reais é dificilmente realizada de forma analítica devido sua complexidade, e portanto recorre-se a métodos numéricos avançados capazes de resolver o problema facilmente. Diferentes softwares fazem uso de tais métodos, como por exemplo o ANSYS, que será utilizado neste trabalho. O método numérico mais conhecido e utilizado é o método de elementos finitos, que corresponde a divisão de um meio contínuo em sub-regiões com uma geometria mais simples que o problema original. Tais sub-regiões possuem um tamanho finito, de onde diz-se elementos finitos, e possuem os chamados nós que são os pontos de onde são estabelecidos campos de deslocamentos. Essa divisão em pequenos elementos permite a simplificação de um problema complexo em problemas mais simples, produzindo um elevado número de equações algébricas que são resolvidas pelo próprio software, visto que analiticamente seria inviável [16; 20].

### **3.4 Dimensionamento de Amortecedor de Massa Sintonizada (*Tuned Mass Damper-TMD*)**

Os amortecedores são utilizados com a finalidade de atenuar a amplitude de vibração ou

eliminar os picos de ressonância, e são por vezes adotados para se contornar o problema que os absorvedores sem amortecimento ocasionam. Seja considerada, por exemplo, uma máquina que trabalha com um alto rpm, acima da primeira frequência natural. Com a introdução de um absorvedor, ela passará pelo primeiro pico de ressonância para então estabilizar na sua frequência de trabalho, enquanto que com o amortecedor este problema pode ser evitado, visto que o movimento para as duas frequências naturais do sistema será consideravelmente menor, como é possível ver na Figura 21.

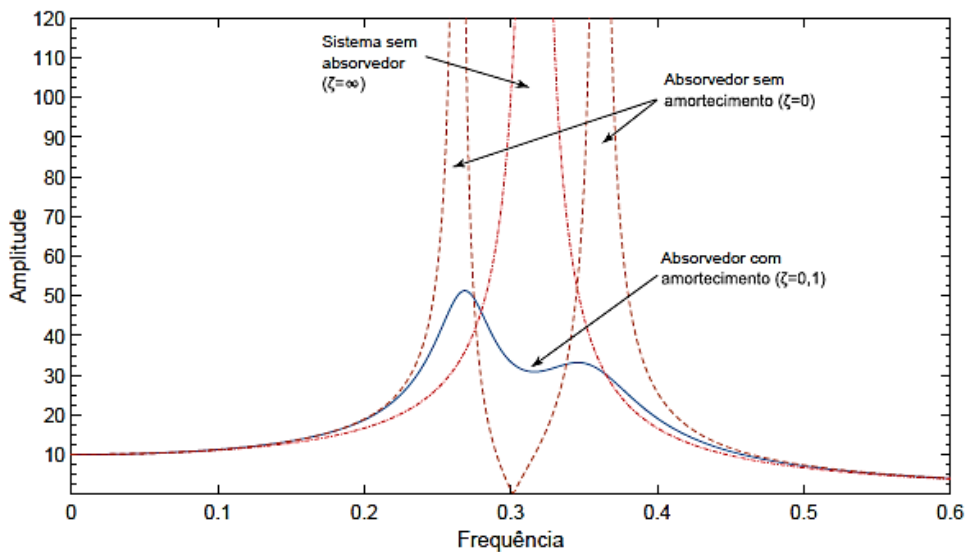


Figura 21: Resposta em frequência de um sistema sem absorvedor e com absorvedor dos tipos com e sem amortecimento [12]

O TMD, como já dito anteriormente, é um dispositivo de controle de vibrações do tipo passivo, e é constituído de um ou mais sistemas massa-mola e um ou mais amortecedores junto ao sistema principal. O TMD normalmente é localizado no ponto de maior amplitude modal visando atenuar as vibrações referentes ao primeiro modo de vibrar [16].

Para a apresentação dos cálculos para o dimensionamento de um TMD, serão inicialmente abordados os casos de uma estrutura amortecida e outra não amortecida sujeitas a uma ação harmônica. Em seguida também será apresentado o caso de uma estrutura amortecida sujeita a vibração livre. No caso de ações periódicas não harmônicas ou aleatórias, é possível a utilização de séries de Fourier como já abordado no tópico 3.2.2.1, ou a aplicação de métodos matemáticos específicos desenvolvidos para tal.

### 3.4.1 Ação Harmônica

#### 3.4.1.1 Estrutura sem amortecimento

A Figura 22 representa uma estrutura sem amortecimento na qual foi instalada um TMD.

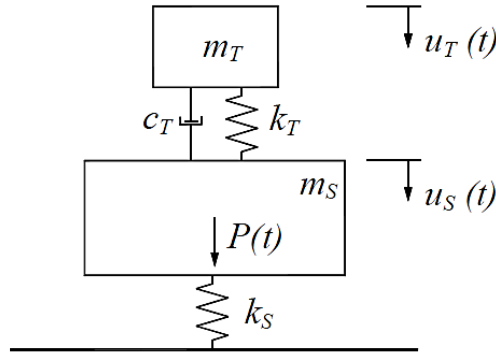


Figura 22: Modelo teórico de 2 GDL: estrutura sem amortecimento com um TMD instalado [19]

As equações de equilíbrio dinâmico para este sistema de 2 GDL sujeito a ação harmônica são:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + c_t (\dot{x}_s - \dot{x}_t) + k_s x_s + k_t (x_s - x_t) = F_0 \text{sen} \omega t \\ m_t \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_s) + k_t (x_t - x_s) = 0 \end{cases} \quad (3.32)$$

onde  $m_s$ ,  $c_s$ ,  $k_s$  e  $x_s$  correspondem, respectivamente, a massa da estrutura, suas constantes de amortecimento e rigidez, e seu deslocamento. Quanto a  $m_t$ ,  $c_t$ ,  $k_t$  e  $x_t$ , correspondem a massa, constantes de amortecimento e rigidez, e deslocamento da massa do TMD, respectivamente.

Sabendo que para regime permanente o deslocamento da massa  $m_s$  é dado por  $x_s(t) = X_s \text{sen} \omega t$ , e o da massa  $m_t$  é dado por  $x_t(t) = X_t \text{sen} \omega t$ , sendo  $X$  a amplitude dinâmica já mencionada no tópico 3.2.2.1, então as equações 3.32 tomam a seguinte forma após as devidas aplicações matemáticas:

$$\begin{cases} -m_s \omega^2 X_s \text{sen} \omega t + c_t \omega (X_s - X_t) \text{cos} \omega t + k_s X_s \text{sen} \omega t + \\ \quad k_t (X_s - X_t) \text{sen} \omega t = F_0 \text{sen} \omega t \\ -m_t \omega^2 X_t \text{sen} \omega t + c_t \omega (X_t - X_s) \text{cos} \omega t + k_t (X_t - X_s) \text{sen} \omega t = 0 \end{cases} \quad (3.33)$$

Como torna-se demasiadamente grande o procedimento de cálculo para ser apresentado neste trabalho, então serão mostradas as equações principais de forma mais

objetiva, e todo o cálculo pode ser encontrado nas referências [19; 21]. Portanto, as amplitudes dinâmicas podem ser encontradas das seguintes formas:

$$\frac{X_s}{F_0} = \sqrt{\frac{(k_t - \omega^2 m_t)^2 + (\omega c_t)^2}{[(k_s - \omega^2 m_s)(k_t - \omega^2 m_t) - m_t \omega^2 k_t]^2 + \omega^2 c_t^2 (-\omega^2 m_s + k_s - \omega^2 m_t)^2}} \quad (3.34)$$

$$\frac{X_t}{F_0} = \sqrt{\frac{(k_t)^2 + (\omega c_t)^2}{[(k_s - \omega^2 m_s)(k_t - \omega^2 m_t) - m_t \omega^2 k_t]^2 + \omega^2 c_t^2 (-\omega^2 m_s + k_s - \omega^2 m_t)^2}} \quad (3.35)$$

Introduzindo o fator de amortecimento viscoso do TMD  $\xi_t$ :

$$\xi_t = \frac{c_t}{c_{t,cr}} = \frac{c_t}{2m_t \omega_t} \quad (3.36)$$

as equações 3.34 e 3.35 podem ser escritas, simplificada, como:

$$\frac{X_s}{X_{s,st}} = \sqrt{\frac{(2\xi_t r_s q)^2 + (r_s^2 - q^2)^2}{(2\xi_t r_s q)^2 [1 - r_s^2(1 + \mu)]^2 + \{r_s^4 - [1 + (1 + \mu)q^2] r_s^2 + q^2\}^2}} \quad (3.37)$$

$$\frac{X_t}{X_{t,st}} = \sqrt{\frac{(2\xi_t q)^2 + q^4}{(2\xi_t r_s q)^2 [1 - r_s^2(1 + \mu)]^2 + \{r_s^4 - [1 + (1 + \mu)q^2] r_s^2 + q^2\}^2}} \quad (3.38)$$

onde  $q = \omega_t/\omega_s$  e  $\mu = m_t/m_s$ , e  $X_{st}$  corresponde a Deflexão Estática.

A amplitude do movimento da massa  $m_s$  para diferentes valores de  $\xi_t$  pode ser observada na Figura 23, disponibilizada na referência [19].

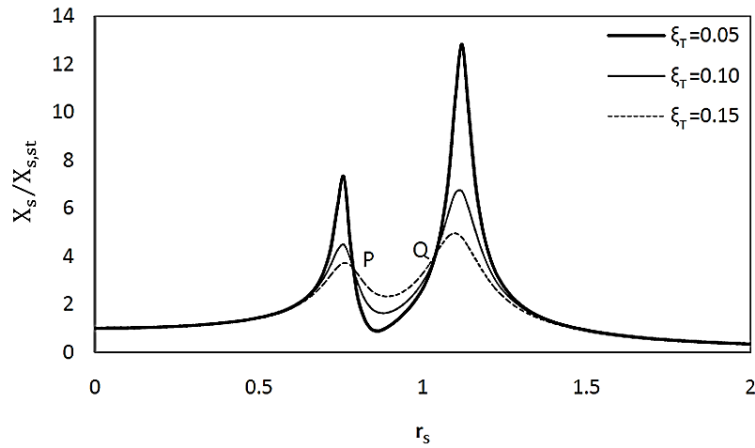


Figura 23: Amplitude do movimento da massa  $m_s$  assumindo  $q = 0,85$  e  $\mu = 0,15$ , considerando diferentes valores de  $\xi_t$  – adaptado de [19]

Na Figura 23 pode-se perceber a existência de dois picos na proximidade das frequências naturais do sistema, e de um mínimo próximo de  $r_s = 1$ , que corresponde a frequência que o TMD tem como alvo. Também ressalta-se a existência de dois pontos, designados por  $P$  e  $Q$ , através dos quais passam todas as curvas independentemente do valor de  $\xi_t$ , e suas posições relativas serão dependentes de  $q$ , sendo possível encontrar um  $q$  tal que a altura dos pontos  $P$  e  $Q$  seja igual. Para ampliação da gama de frequências sobre as quais o TMD exerce efeito, busca-se que a amplitude dos dois picos seja igual, obtendo-se, portanto, a curva ideal. Para tal, o recurso utilizado consiste em igualar as alturas de  $P$  e  $Q$ , além de fazer com que  $P$  e  $Q$  coincidam com os picos. Como a inclinação da curva nos pontos  $P$  e  $Q$  é função de  $\xi_t$ , então é possível encontrar um  $\xi_t$  de forma que estes pontos correspondam aos picos de amplitude (ou seja, inclinação nula). Desta forma, obtém-se os parâmetros  $q$  e  $\xi_t$  ótimos. Após uma série de cálculos baseados nestas considerações, tem-se então as seguintes equações pertinentes ao projeto do TMD:

$$q_{\text{ótimo}} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.39)$$

$$\xi_{t,\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \quad (3.40)$$

### 3.4.1.2 Estrutura com amortecimento

Será agora incluído o amortecimento da estrutura, o que pode fornecer uma melhor aproximação de sistemas reais. Desta forma, com a instalação de um TMD, o sistema apresenta-se como mostrado na Figura 24 [19].

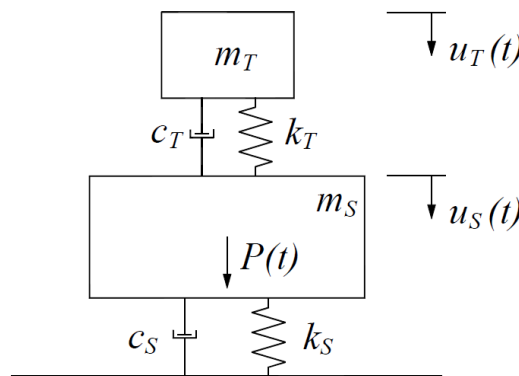


Figura 24: Modelo teórico de 2 GDL: estrutura com amortecimento com um TMD instalado [19]

As equações de equilíbrio deste sistema são:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + c_t (\dot{x}_s - \dot{x}_t) + k_s x_s + k_t (x_s - x_t) = F_0 \text{sen} \omega t \\ m_t \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_s) + k_t (x_t - x_s) = 0 \end{cases} \quad (3.41)$$

Aplicando os deslocamentos das massas como foi feito no caso anterior para estrutura sem amortecimento, as equações de equilíbrio que regem o movimento do sistema podem ser reescritas da seguinte forma:

$$\begin{cases} -m_s \omega^2 X_s \text{sen} \omega t + c_s \omega X_s \cos(\omega t) + c_t \omega (X_s - X_t) \cos \omega t + \\ \quad k_s X_s \text{sen} \omega t + k_t (X_s - X_t) \text{sen} \omega t = F_0 \text{sen} \omega t \\ -m_t \omega^2 X_t \text{sen} \omega t + c_t \omega (X_t - X_s) \cos \omega t + k_t (X_t - X_s) \text{sen} \omega t = 0 \end{cases} \quad (3.42)$$

As amplitudes dinâmicas das massas, são dadas por:

$$\frac{X_s}{F_0} = \sqrt{\frac{(k_t - \omega^2 m_t)^2 + (\omega c_t)^2}{[(k_s - \omega^2 m_s)(k_t - \omega^2 m_t) + \omega^2 (-c_s c_t - m_t k_t)]^2 + [c_s (-\omega^2 m_t + k_t) + c_t (-\omega^2 m_s + k_s - \omega^2 m_t)]^2 \omega^2}} \quad (3.43)$$

$$\frac{X_t}{F_0} = \sqrt{\frac{(k_t)^2 + (\omega c_t)^2}{[(k_s - \omega^2 m_s)(k_t - \omega^2 m_t) + \omega^2 (-c_s c_t - m_t k_t)]^2 + [c_s (-\omega^2 m_t + k_t) + c_t (-\omega^2 m_s + k_s - \omega^2 m_t)]^2 \omega^2}} \quad (3.44)$$

Introduzindo os coeficientes  $q$ ,  $r$ ,  $\mu$ ,  $\xi$ , e deflexão estática  $X_{st}$ , as equações 3.43 e 3.44 a amplitude do movimento permanente das massas tomam a seguinte forma:

$$\frac{X_s}{X_{s,st}} = \sqrt{\frac{(2\xi_t r_s q)^2 + (r_s^2 - q^2)^2}{(2r_s)^2 [\xi_t (r_s^2 (1 + \mu) - 1) + \xi_s (r_s^2 - q^2)]^2 + [\mu q^2 r_s^2 - (r_s^2 - 1)(r_s^2 - q^2) + (2r_s)^2 \xi_s \xi_t]^2}} \quad (3.45)$$

$$\frac{X_t}{X_{t,st}} = \sqrt{\frac{(2\xi_t q)^2 + q^4}{(2r_s)^2 [\xi_t (r_s^2 (1 + \mu) - 1) + \xi_s (r_s^2 - q^2)]^2 + [\mu q^2 r_s^2 - (r_s^2 - 1)(r_s^2 - q^2) + (2r_s)^2 \xi_s \xi_t]^2}} \quad (3.46)$$

Tal como para o caso anterior, o TMD deve ser dimensionado levando-se em conta os parâmetros  $\xi_{t,\text{ótimo}}$  e  $q_{\text{ótimo}}$ . O mesmo raciocínio pode ser implementado para baixos valores de amortecimento estrutural, visto que a função de amplificação continua a ter dois pontos fixos ( $P$  e  $Q$ ) sobre os quais passam todas as curvas correspondentes a diferentes valores de  $\xi_t$ . Desta forma diz-se que, para amortecimento estrutural reduzido

( $\xi_s \leq 1$ ), é sugerida a utilização das equações apresentadas no caso anterior de amortecimento nulo. Contudo para valores mais elevados de amortecimento estrutural, esta consideração pode não ser compatível com a sintonização requerida, originando erros consideráveis. Isto se deve ao fato de que neste caso os pontos fixos  $P$  e  $Q$  não podem ser identificados. Portanto, a alternativa torna-se a recorrência a ábacos obtidos por meio de estudos das equações conhecidas e procedimentos numéricos, que permitem a identificação dos valores ótimos de  $m_t$ ,  $k_t$ ,  $\xi_t$ , e também a amplitude do deslocamento relativo entre as duas massas. As figuras seguintes mostram alguns dos diferentes ábacos utilizados, de acordo com Moutinho, C. [22].

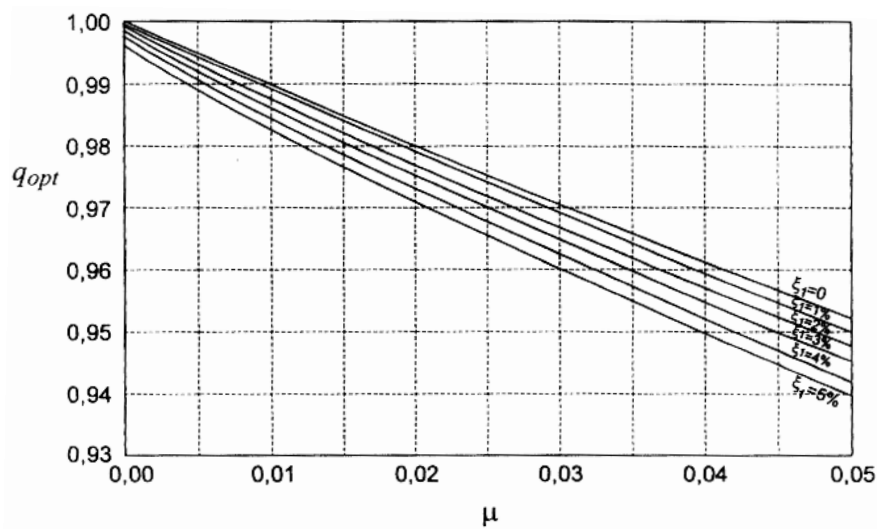


Figura 25: Curvas de amplificação máxima do deslocamento da massa  $m_s$  [22]

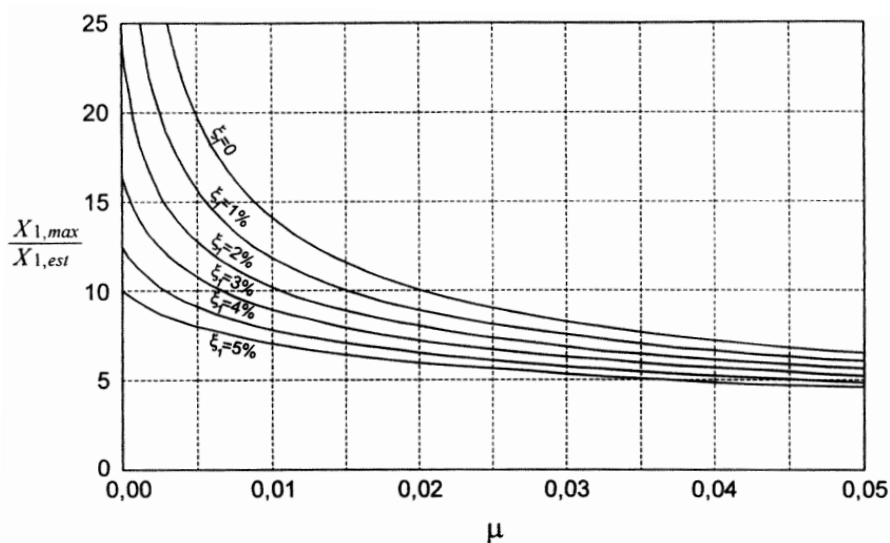


Figura 26: Curvas para determinação de  $q_{ótimo}$  [22]

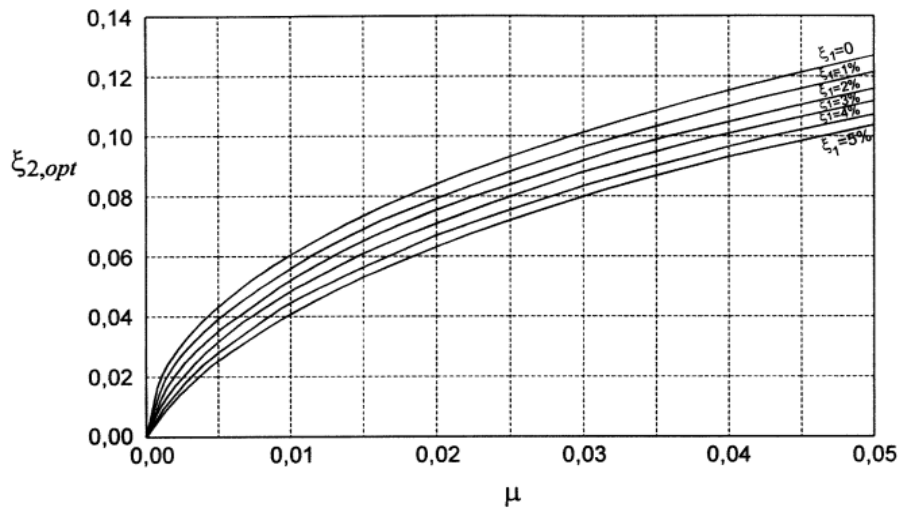


Figura 27: Curvas para determinação de  $\xi_{t,ótimo}$  [22]

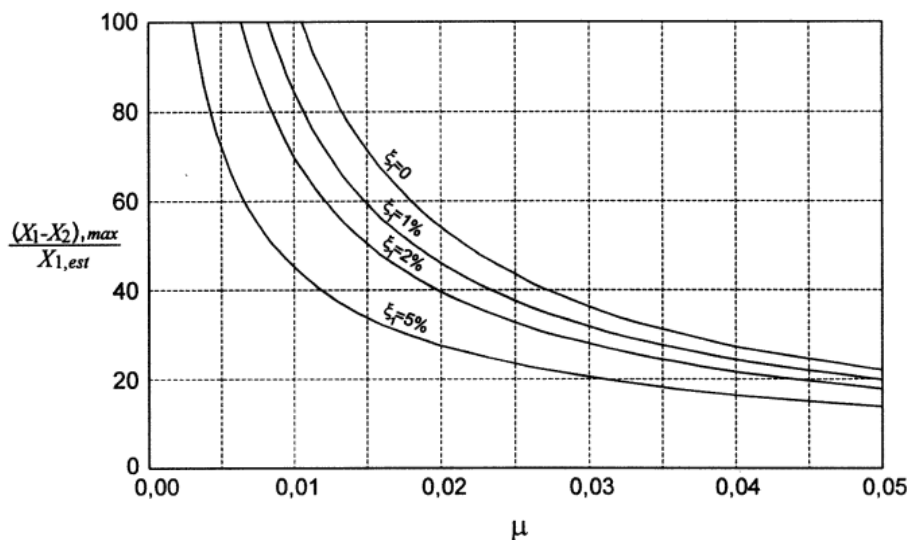


Figura 28: Curvas de amplificação máxima do deslocamento relativo entre  $m_s$  e  $m_t$  [22]

Na Figura 25 são indicadas as curvas de amplificação máxima dos deslocamentos da massa  $m_s$ , o que possibilita a obtenção do valor da massa adicional  $m_t$ . Na Figura 26 tem-se as curvas que permitem encontrar o valor de  $q_{ótimo}$ , permitindo a determinação da rigidez da mola do TMD. A Figura 27 permite a obtenção do fator de amortecimento ótimo do amortecedor do TMD. E finalmente na Figura 28 tem-se as curvas de amplificação máxima do deslocamento relativo entre o TMD e a estrutura principal, importantes para dimensionamento do espaço mínimo necessário entre as massas. Nas figuras referidas tem-se que  $X_1$  (ou  $X_s$ ) corresponde a amplitude dinâmica da estrutura principal, e  $X_2$  (ou  $X_t$ ) correspondente ao TMD [22].

### 3.4.2 Vibração Livre

Para o controle de vibração livre originada por choques ou impactos, será considerado o sistema da Figura 29 como modelo a ser calculado [19; 23].

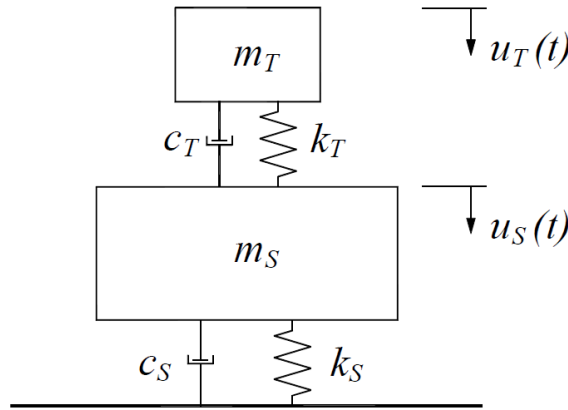


Figura 29: Modelo teórico de 2 GDL representando uma estrutura com amortecimento com um TMD instalado, sujeita a vibração livre [19]

Para este sistema as equações de equilíbrio dinâmico são:

$$\begin{cases} m_S \ddot{x}_S + c_S \dot{x}_S + c_t (\dot{x}_S - \dot{x}_t) + k_S x_S + k_t (x_S - x_t) = 0 \\ m_t \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_S) + k_t (x_t - x_S) = 0 \end{cases} \quad (3.47)$$

podendo ser também escrita matricialmente como já apresentada na Equação 3.26. Desta forma as matrizes de massa, rigidez e amortecimento ficam:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_S & 0 \\ 0 & m_t \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_S + c_t & -c_t \\ -c_t & c_t \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_S + k_t & -k_t \\ -k_t & k_t \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

e os vetores deslocamento, velocidade e aceleração correspondem aos da Equação 3.30.

O perfil associado a cada modo de vibrar da estrutura é representado vetorialmente por  $\phi = [\phi_S \phi_t]^T$ , e desta forma tem-se o seguinte problema de autovalores e autovetores

$$(\lambda^2 [m] + \lambda [c] + [k]) \phi = 0 \quad (3.51)$$

que resulta em

$$\begin{bmatrix} m_s \lambda^2 + 2m_s \omega_s \xi_s \lambda + m_s \omega_s^2 & -2m_t \omega_t \xi_t \lambda - m_t \omega_t^2 \\ m_t \lambda^2 & m_t \lambda^2 + 2m_t \omega_t \xi_t \lambda + m_t \omega_t^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_s \\ \phi_t \end{bmatrix} = 0 \quad (3.52)$$

Visto que  $\phi \neq 0$ , então a solução será possível quando

$$\det \begin{bmatrix} m_s \lambda^2 + 2m_s \omega_s \xi_s \lambda + m_s \omega_s^2 & -2m_t \omega_t \xi_t \lambda - m_t \omega_t^2 \\ m_t \lambda^2 & m_t \lambda^2 + 2m_t \omega_t \xi_t \lambda + m_t \omega_t^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.53)$$

A partir das soluções da Equação 3.53 chega-se aos valores de frequências e amortecimentos modais do sistema, e se chegará a um sistema através do qual é possível obter as seguintes equações para os valores ótimos de  $q$  e  $\xi$  [19; 23].

$$q_{\text{ótimo}} = \left( \frac{1}{1 + \mu} - \sqrt{\mu} \frac{\xi_s}{(1 + \mu) \sqrt{1 + \mu - \xi_s^2}} \right) \quad (3.54)$$

$$\xi_{t,\text{ótimo}} = \frac{\xi_s}{1 + \mu} + \frac{\sqrt{\mu} \sqrt{1 + \mu - \xi_s^2}}{1 + \mu} \quad (3.55)$$

### 3.4.3 Ações Aleatórias

Uma simplificação proposta em [23] é assumir a força externa sendo um processo aleatório de ruído branco, que consiste em um sinal aleatório com igual intensidade em diferentes frequências. Embora excitações devido ventos turbulentos e sismos não correspondam a ruído branco, faz-se por vezes esta consideração para a modelagem de TMD. As equações que permitem o cálculo de  $q_{\text{ótimo}}$  e  $\xi_{t,\text{ótimo}}$  são:

$$q_{\text{ótimo}} = \frac{\sqrt{1 + \frac{\mu}{2}}}{1 + \mu} \quad (3.56)$$

$$\xi_{t,\text{ótimo}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\mu \left(1 + \frac{3\mu}{4}\right)}{(1 + \mu) \left(1 + \frac{\mu}{2}\right)}} \quad (3.57)$$

### 3.5 Implementação de um TMD

Para o início da modelagem e concepção de um TMD faz-se necessário o conhecimento de características da estrutura que possuem influência direta no projeto, tais como frequências naturais, amortecimento e rigidez, onde o cálculo da rigidez pode ser efetuado através dos dados do projeto, porém as frequências e amortecimento são convenientemente determinados por meio de ensaios experimentais na estrutura. Para os ensaios recorre-se, comumente, à libertação de uma massa suspensa que provoque a vibração livre da estrutura, excitando assim seus vários modos de vibração para determinação de várias frequências e seus respectivos modos. Contudo, este método necessita que a massa mobilize energia suficiente para excitar a estrutura, caso contrário pode perder sua eficácia.

Na fase de concepção do TMD, é importante que seja avaliada sua sintonização. A frequência do TMD pode ser estimada a partir de sua resposta, e seu amortecimento através do decaimento da curva envolvente da resposta. Decorrida sua instalação na estrutura, deve-se então verificar sua eficácia. Para isto pode-se utilizar da libertação de uma massa suspensa da estrutura, sendo importante que no gráfico da Função de Resposta em Frequência apareça os dois picos de mesma altura ( $P$  e  $Q$ ) já mencionados. Outra alternativa é medir a resposta da estrutura em dois momentos, um com a massa do TMD restringida e outra com esta livre, e aplicar o quociente entre as duas respostas. É importante que a força excitadora do TMD seja idêntica nas duas respostas, e então este quociente corresponderá a uma medida precisa da eficácia do TMD [19; 24].

## 4. Metodologia

Neste capítulo será apresentada a modelagem de uma torre eólica de pequeno porte através do método de elementos finitos para obtenção de suas frequências naturais e modos de vibrar, por meio da análise dinâmica realizada no software ANSYS® *Workbench*. Para tal foram feitas simulações considerando a base da estrutura engastada, visto que esta configuração é considerada na bibliografia como uma boa aproximação da base de uma estrutura real [25; 26]. A torre eólica que será objeto de estudo deste trabalho encontra-se situada no Campus do Instituto Politécnico de Bragança, ao lado da Escola Superior de Tecnologia e Gestão (ESTIG), cujas frequências naturais obtidas experimentalmente por trabalhos anteriores serviram como parâmetro comparativo [27; 28]. A partir então dos resultados obtidos foi possível propor a implementação de um amortecedor TMD, com base no que já foi desenvolvido no capítulo anterior, competindo a este trabalho apresentar seus parâmetros ótimos pertinentes ao primeiro modo da estrutura.

### 4.1 Exemplo de Modelagem Numérica de Torre Eólica

De forma a comparar a resposta dinâmica experimental e numérica de uma torre eólica, Sirqueira, A. [26] realizou a análise numérica de uma torre MM92 do fabricante Repower de capacidade de 2 MW, tipo comumente encontrado em países da Europa como Espanha, Portugal e Alemanha. Trata-se de um modelo cônico vazado com diâmetro de 4,30 m na base e de 2,96 m no topo, com altura total igual a 76,20 m, e espessura da parede variável com a altura, correspondendo a 30 mm na base e 12 mm no topo. A torre possui três divisões devido a necessidade de ser facilmente transportada, sendo a primeira parte com altura de 21,77 m, a segunda de 26,62 m, e a terceira de 2,78 m. A torre é feita de aço S355. A *nacelle* possui um peso total de 6900 kg, alocada no topo da torre. A Figura 30 mostra a torre eólica analisada e a representação de suas partes.

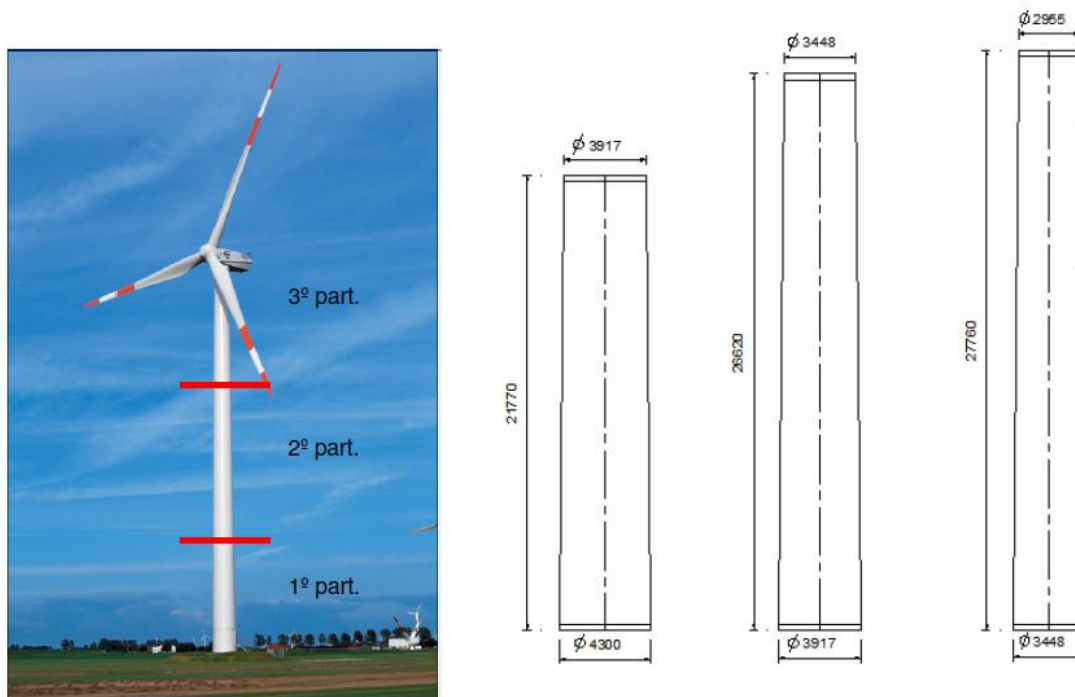


Figura 30: Torre Eólica MM92 da Repower [26]

A torre foi simulada com restrição do grau de liberdade apropriado, com impedimento de rotação e translação dos eixos x, y e z na base, ou seja, uma base engastada. O modelo da torre foi elaborado utilizando-se elementos de casca, e também a *nacelle* foi modelada com elemento de casca com densidade equivalente ao seu peso. Foram então determinadas as frequências naturais e os modos de vibração da torre obtidos numericamente, observando boa aproximação das frequências obtidas experimentalmente. As primeiras frequências podem ser observadas na Figura 31, bem como os respectivos erros.

Frequências	Análise Numérica (Hz)	Experimental [12] (Hz)	Erro (%)
$f_{01}$	0,36	0,34	6,54
$f_{02}$	0,36	0,34	6,18
$f_{03}$	2,59	2,77	6,42
$f_{04}$	2,64	2,79	5,43
$f_{05}$	2,89	-	-
$f_{06}$	7,90	-	-

Figura 31: Frequências Fundamentais [26]

Os resultados decorrentes do método numérico realizado por Sirqueira, A. apresentam, portanto, grande proximidade aos resultados obtidos em testes experimentais. Visto que a torre foi modelada sem introdução da sapata nem características do terreno, é possível inferir que o engaste traduz uma satisfatória aproximação da base real da estrutura, não trazendo consequências relevantes aos resultados [25; 26].

## 4.2 Torre Eólica do IPB como Objeto de Estudo

Como já mencionado, a torre considerada no presente estudo encontra-se situada no Campus do IPB, e trata-se de uma pequena unidade de microprodução de energia eólica com uma turbina de potência de pico igual a 1,4 kWp.



Figura 32: Torre Eólica do tipo HAWT do Campus do IPB - (a) Aerogerador e parte da torre, (b) parte inferior da torre

Para a modelação da torre eólica fez-se necessário realizar um levantamento dos dados da estrutura e do erogador, que serão abordados a seguida. Como o presente estudo se concentrará em aplicar uma base engastada, então os dados referentes à sapata da estrutura não serão discorridos.

#### 4.2.1 Dados da Torre

Trata-se de uma torre metálica, com base hexadecagonal (polígono de 16 lados), espessura constante da parede, e diâmetro variável com a altura, sendo este diâmetro a circunferência na qual o polígono está inscrito. Na Tabela 2 estão contidas as demais informações.

Tabela 2: Informações da Torre [27; 29]

<b>Material</b>	Aço S275 galvanizado
<b>Densidade [kg/m<sup>3</sup>]</b>	7850
<b>Módulo de Young <math>E</math> [MPa]</b>	210000
<b>Coefficiente de Poisson <math>\nu</math></b>	0,30
<b>Massa Volúmica [kN/m<sup>3</sup>]</b>	78,50
<b>Altura [m]</b>	17,80
<b>Espessura da parede [m]</b>	0,004
<b>Diâmetros:</b>	
<b>Base [cm]</b>	76,60
<b>Topo [cm]</b>	58,90
<b>Formato da torre</b>	Hexadecagonal
<b>Abertura de Manutenção cricular:</b>	
<b>Diâmetro [cm]</b>	22,20
<b>Altura em relação ao nível da fundação [cm]</b>	64,00

#### 4.2.2 Dados do Aerogerador

O aerogerador suportado pela torre é do modelo Passaat, do fabricante FORTIS. A Tabela 3 mostra algumas das especificações técnicas do aerogerador e a Figura 33 apresenta a Curva de Potência em função da velocidade do vento, sendo estes dados fornecidos pelo fabricante

Tabela 3: Informações do Aerogerador [30]

<b>Potência Nominal [kW]</b>	1,4
<b>Velocidade do vento:</b>	
<b>Nominal [m/s]</b>	16
<b>De entrada [m/s]</b>	2,5
<b>Máxima que a turbina resiste [km/h]</b>	60
<b>Rotor:</b>	
<b>Nº de pás</b>	3
<b>Material</b>	Compósito de fibra de vidro
<b>Diâmetro [m]</b>	3,12
<b>Área de varredura [m<sup>2</sup>]</b>	7,64
<b>Massa total sobre a torre [kg]</b>	75
<b>Partida</b>	Automática
<b>Sistema de gerador assíncrono</b>	Não possui
<b>Controle de arranque</b>	Cata-vento
<b>Tempo de vida útil</b>	20 anos

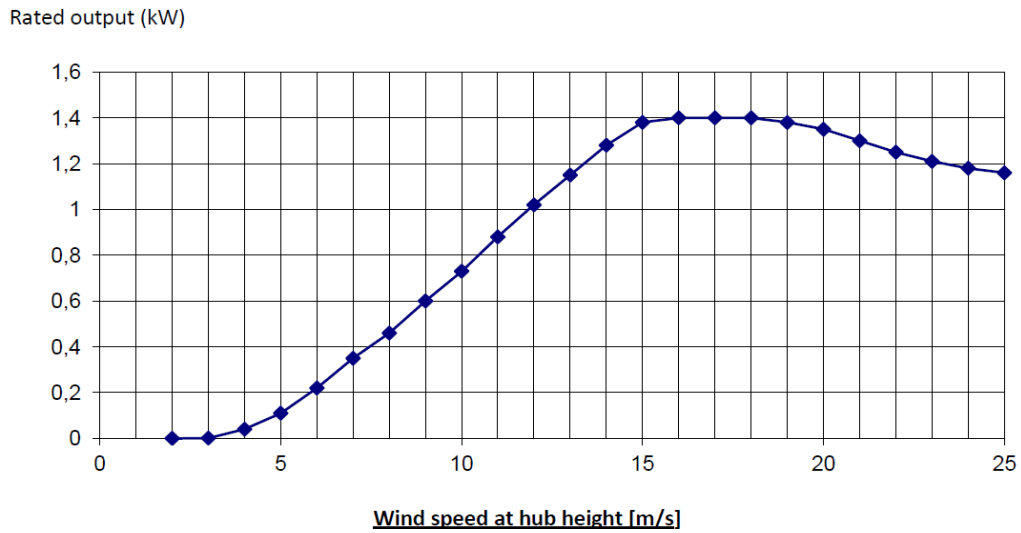


Figura 33: Curva de Potência em função da velocidade do vento incidente no *hub* [30]

Na Figura 34 é possível visualizar a vista do aerogerador em perspectiva fornecida pelo fabricante.



Figura 34: Desenho esquemático do aerogerador FORTIS modelo Passaat [30]

### 4.2.3 Modelagem da Torre Eólica

Neste tópico será abordada a modelagem dinâmica da torre realizada por intermédio de elementos finitos para obtenção das propriedades dinâmicas da estrutura.

Inicialmente, a estrutura foi desenhada no *software Autodesk Inventor* com as indicações geométricas e estruturais apresentadas na Tabela 2. Contudo, não foi considerada a escada presente na torre ou qualquer elemento que gerasse assimetria. A introdução do aerogerador na estrutura foi feita de forma simplificada, onde este foi representado por uma caixa maciça encaixada na parte superior da estrutura, possuindo peso equivalente ao peso total do rotor informado na Tabela 3. O desenho realizado é apresentado na Figura 35.

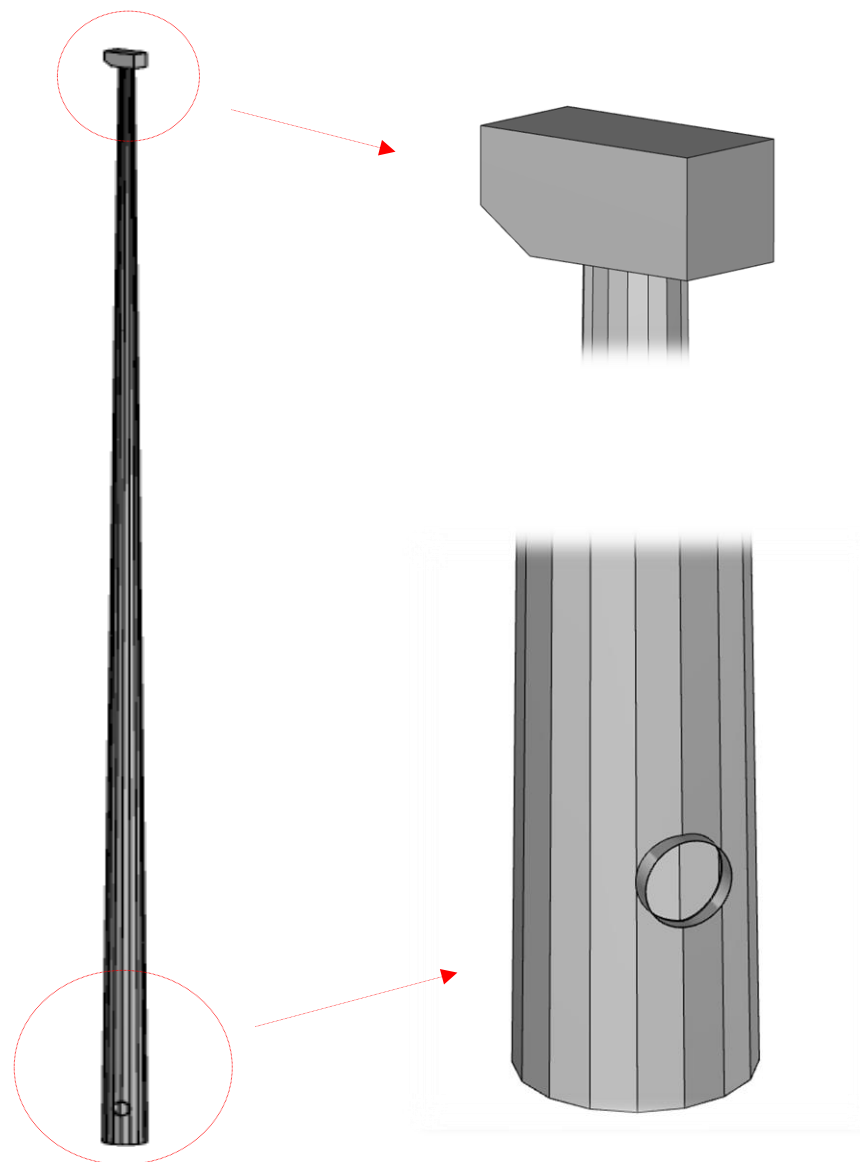


Figura 35: Desenho do sistema torre-*nacelle*

A simulação numérica foi realizada com o auxílio do *software* ANSYS. No processo de criação da malha foram consideradas diferentes quantidades de elementos a fim de observar a convergência dos resultados em relação a primeira frequência natural do sistema, como mostra a Figura 36, sendo por fim definida uma malha de 138557 nós e 68049 elementos, onde foi gerada uma malha mais fina no furo de manutenção e nas proximidades da base. Como já mencionado, a base foi engastada, o que significa restrição de rotação e translação nos três eixos neste ponto, e a parte superior da torre foi considerada como extremidade livre. A estrutura com malha é apresentada na Figura 37.

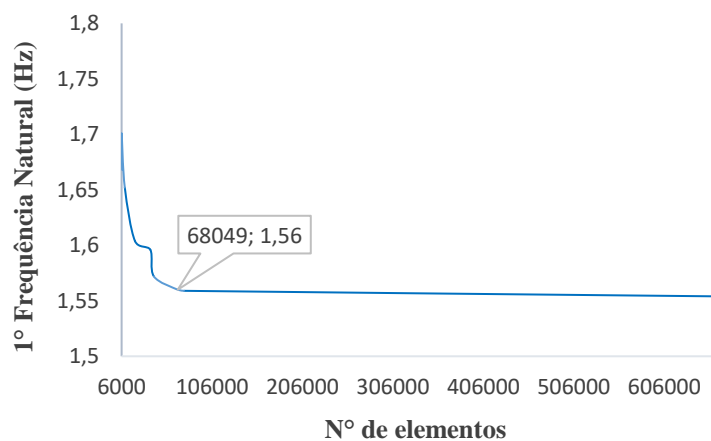
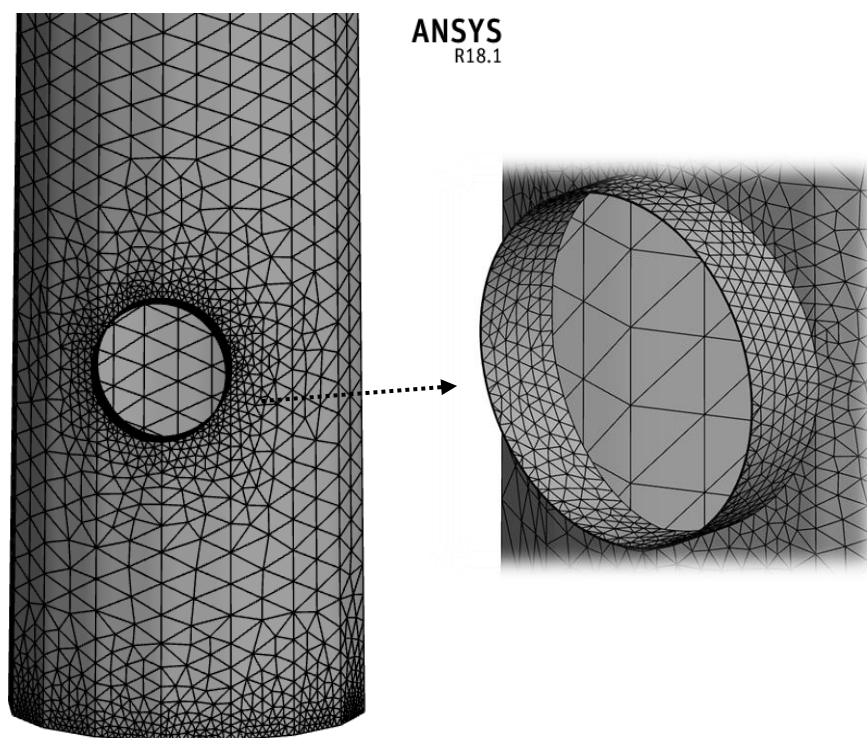


Figura 36: Convergência de malha



(a)

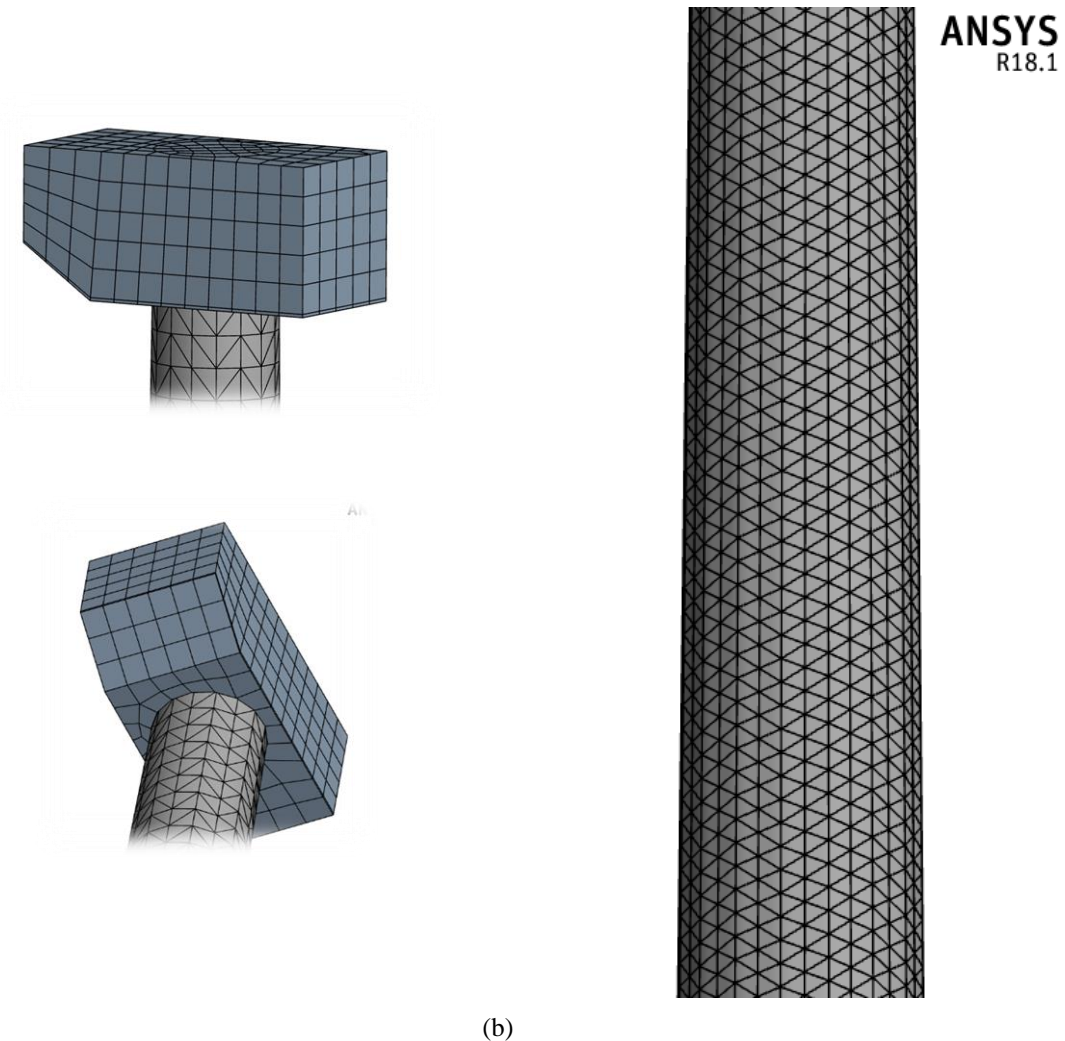


Figura 37: Malha nas – (a) proximidades do furo e base , (b) torre e parte superior

#### 4.2.4 Resposta de frequência por meio de ensaio experimental

Como parâmetro para análise das frequências obtidas numericamente, serão considerados os resultados obtidos experimentalmente por Dias, L. [27]. No ensaio realizado foram utilizados dois acelerômetros a uma altura de 1,41 m em duas diferentes posições (x e y). A torre foi excitada por meio de um martelo de impacto do modelo PCB 086b20, e as primeiras frequências médias obtidas podem ser observadas na Tabela 4. Para este ensaio não foram levadas em conta vibrações intermediárias, tais como vibrações no aerogerador e defeitos estruturais, e o espectro de frequência obtido no ensaio pode ser observado na Figura 38.

Tabela 4: Primeiras frequências obtidas experimentalmente [27]

<b>Frequências (Hz)</b>	
Primeiro modo de vibração	1,61
Segundo modo de vibração	5,99

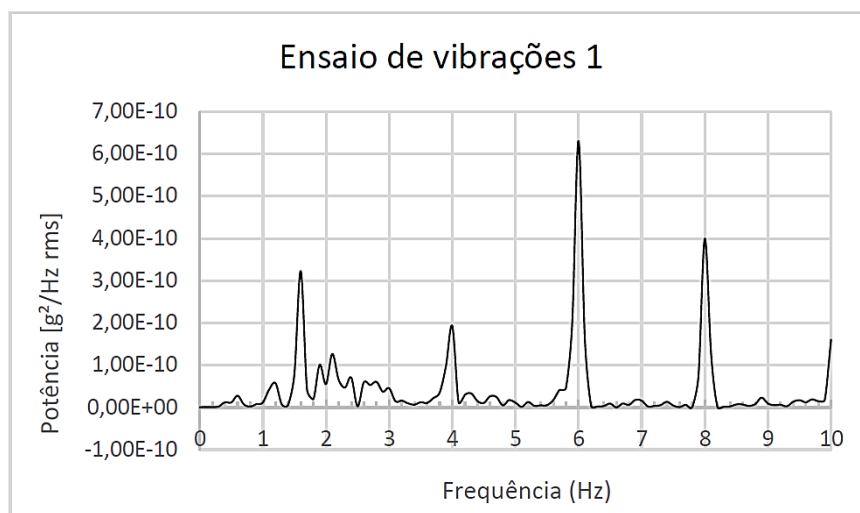


Figura 38: Espectro de frequências obtido experimentalmente [27]

### 4.3 Proposta de um amortecedor TMD

Por fim, será apresentada a proposta da utilização de um TMD sintonizado a uma determinada frequência ressonante da estrutura. Sintonizar o TMD significa escolher os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento adequados de forma que o movimento da estrutura principal seja minimizado. Para tanto, a estrutura será considerada com amortecimento estrutural aproximadamente nulo e sujeita apenas a vibração livre, enquadrando-se portanto nas definições apresentadas no capítulo 3 no tópico 3.4.2. Contudo, visto que  $\xi_s \sim 0$ , as Equações 3.54 e 3.55 resumem-se da seguinte forma:

$$q_{ótimo} = \left( \frac{1}{1 + \mu} \right) \quad (4.1)$$

$$\xi_{t,ótimo} = \frac{\sqrt{\mu} \sqrt{1 + \mu}}{1 + \mu} \quad (4.2)$$

Será escolhida a frequência da estrutura que servirá como parâmetro para sintonização do TMD. Para fins de simplificação de cálculo a estrutura será reduzida a 1

GDL, onde a partir das informações conhecidas de frequência e massa faz-se possível conhecer a rigidez. A partir de então será introduzida a massa do TMD ao sistema, transformando-o em 2 GDL. É necessário que seja escolhida inicialmente os parâmetros do dispositivo para que este seja sintonizado ao ponto que os picos nas novas frequências de ressonância do sistema possuam valores próximos de amplitude, ou seja, a partir da utilização das Equações 4.1 e 4.2. O atual sistema de 2 GDL possuirá agora duas frequências naturais, bem como dois coeficientes de amortecimento, que podem ser encontrados através da Equação 3.53.

Para se obter a resposta de cada sistema foram utilizados algoritmos em MATLAB desenvolvidos com base nas equações apresentadas durante o trabalho. A ferramenta utilizada para resolver o sistema de equações diferenciais foi ODE45 por meio da aplicação do Método de Runge-Kutta de quarta ordem. Também foi utilizada a função FFT (*Fast Fourier Transform*) para obter a resposta do sistema no domínio da frequência.

## 5. Resultados e Discussão

No presente capítulo será apresentado o resultado da análise modal realizada, destacando as primeiras frequências naturais e os respectivos modos de vibrar. Também será realizada a comparação entre tais resultados numéricos com os experimentais do capítulo anterior, sendo por fim apresentada uma proposta de TMD para a torre.

### 5.1 Análise Modal

#### 5.1.1 Frequências Naturais

As cinquenta primeiras frequências naturais obtidas numericamente são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5: Cinquenta primeiras frequências naturais do modelo

Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	1,56	14	60,04	27	113,48	40	151,49
2	1,59	15	62,89	28	115,25	41	154,41
3	6,79	16	72,98	29	115,80	42	159,19
4	6,89	17	73,11	30	116,42	43	159,85
5	17,70	18	76,11	31	117,59	44	164,98
6	17,90	19	83,88	32	128,98	45	165,96
7	34,48	20	84,80	33	129,70	46	174,09
8	34,70	21	86,51	34	131,46	47	174,46
9	47,45	22	86,69	35	132,01	48	180,04
10	47,60	23	100,14	36	144,21	49	182,44
11	56,77	24	100,80	37	144,81	50	185,80
12	57,03	25	106,31	38	147,68	-	-
13	59,97	26	113,25	39	148,69	-	-

Observa-se que os valores apresentam certa semelhança a cada par de frequências, o que deve-se a orientação do modo de vibrar em relação aos diferentes eixos (X e Z), como será melhor visualizado no próximo tópico. Alguns modos estão associados à flexão, outros à torção, e outros, devido a reduzida espessura das paredes da torre, estão associados à oscilação oval.

### 5.1.2 Modos de Vibração

A Figura 39 mostra os primeiros modos de vibrar.

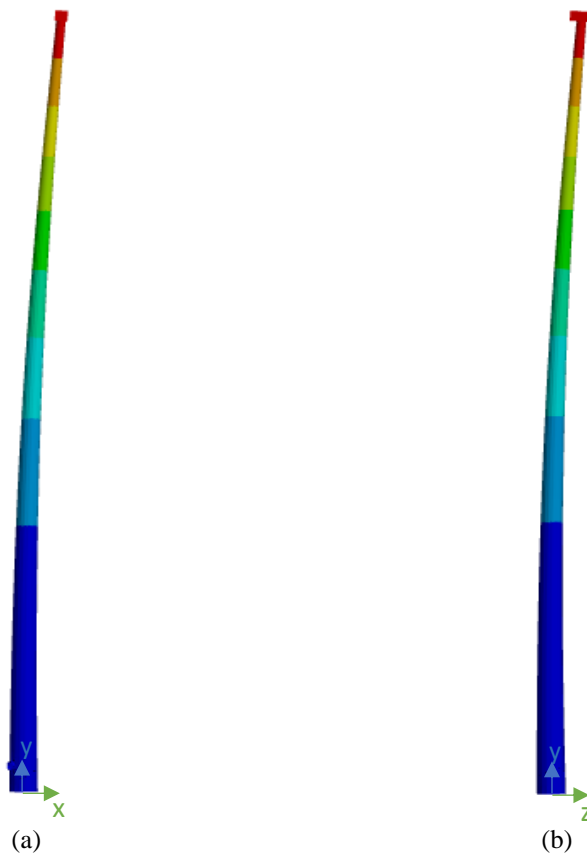


Figura 39: (a) 1° e (b) 2° modos de vibrar

Os dois primeiros modos de vibrar ilustram modos de flexão. O 1° modo possui deformação no plano XY, enquanto o 2° no plano YZ. Como dito anteriormente, as frequências possuem valores próximos, mudando porém a direção do deslocamento. Visto a existência de similaridade a cada par de frequências, serão então mostrados apenas os principais modos de vibração nas figuras a seguir. Os maiores deslocamentos modais ocorrem nas partes representadas em vermelho, no entanto tais valores não serão apresentados devido o fato da simulação se tratar de vibração livre.

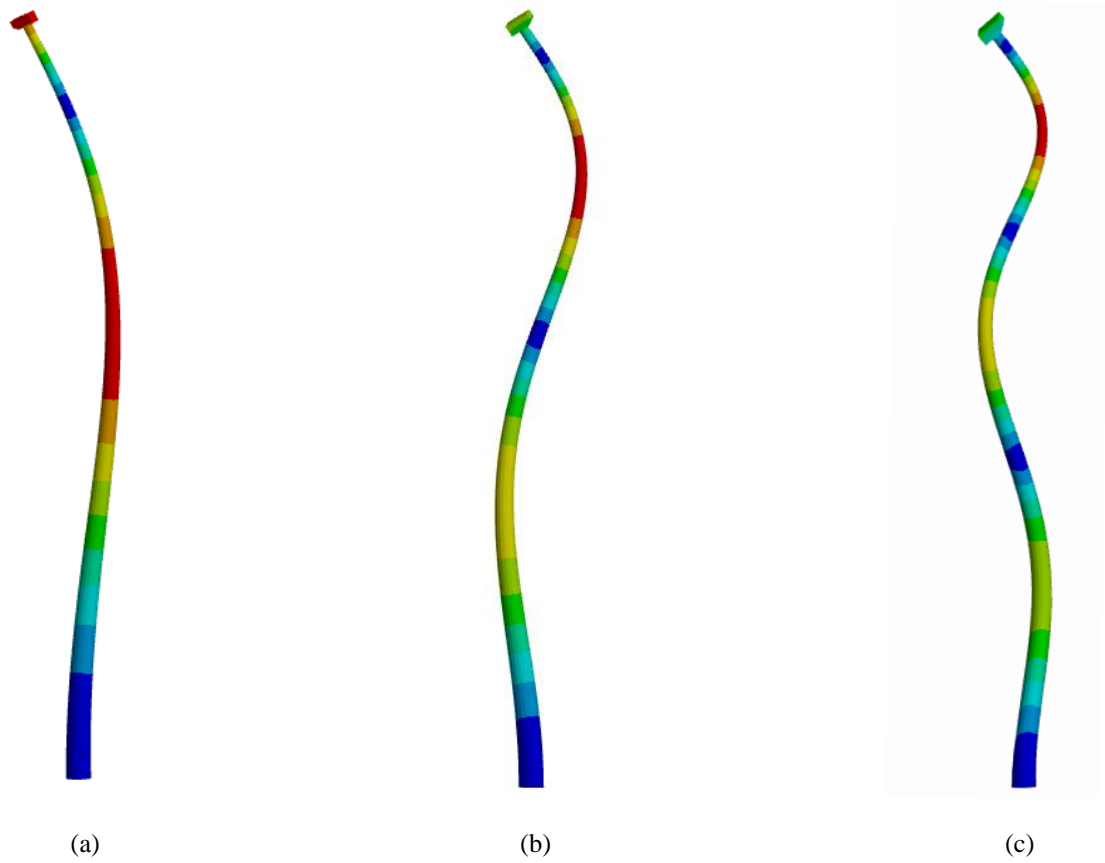


Figura 40: (a) 4°, (b) 6° e (c) 8° modos de vibrar: flexão

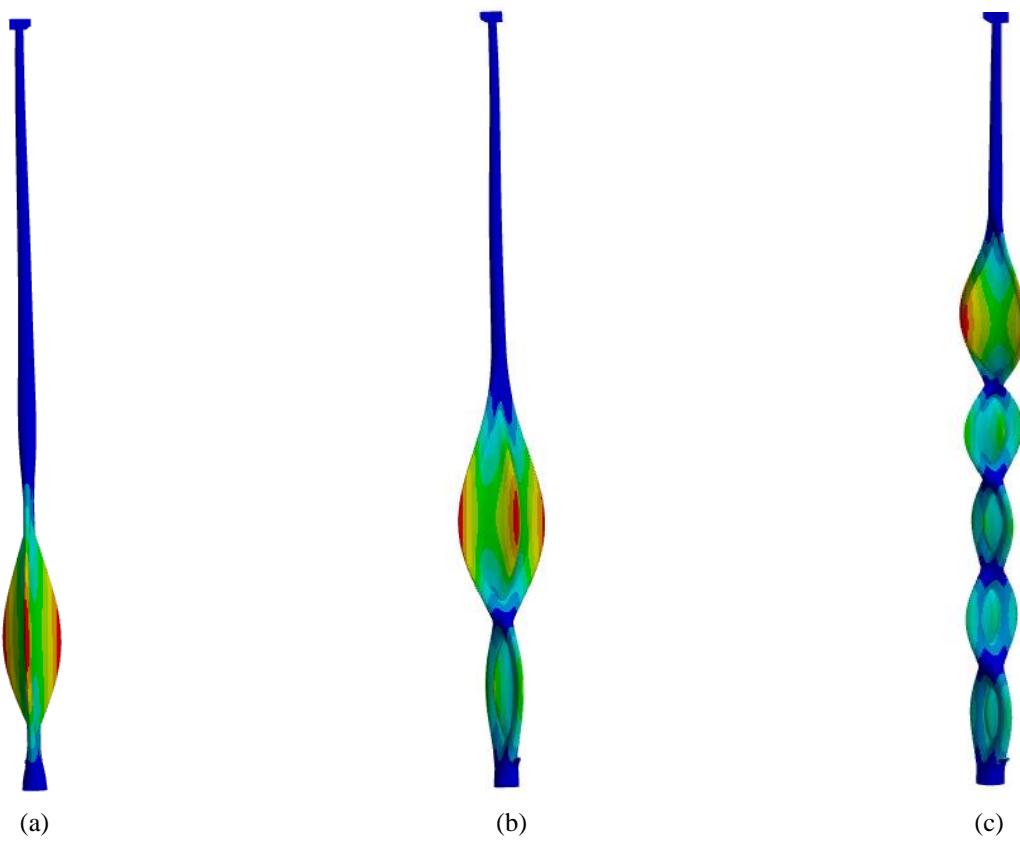


Figura 41: (a) 10°, (b) 14° e (c) 24° modos de vibrar: ovalização

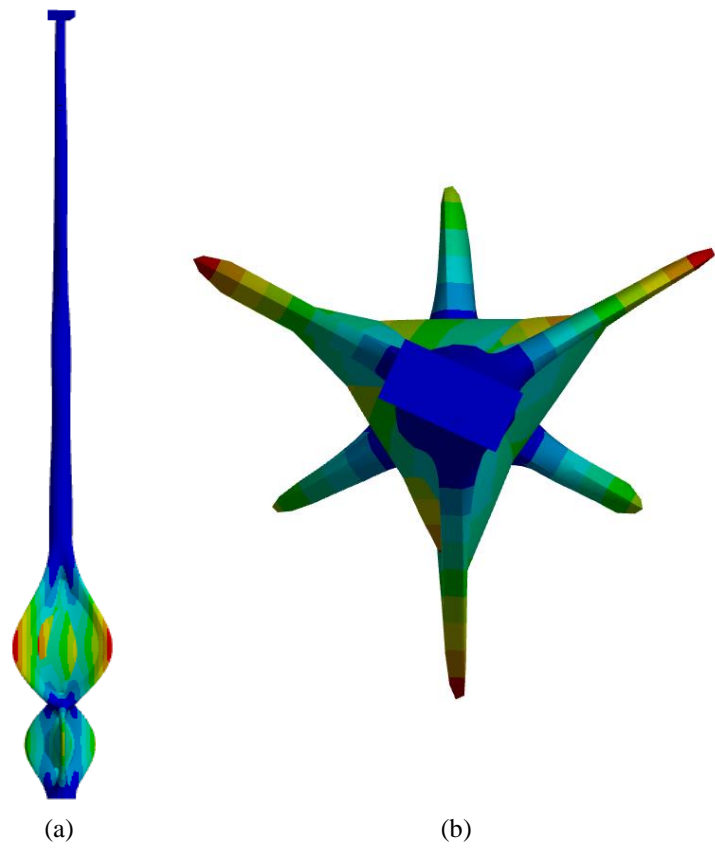


Figura 42: 32º modo de vibrar: ovalização (a) vista frontal; (b) vista superior

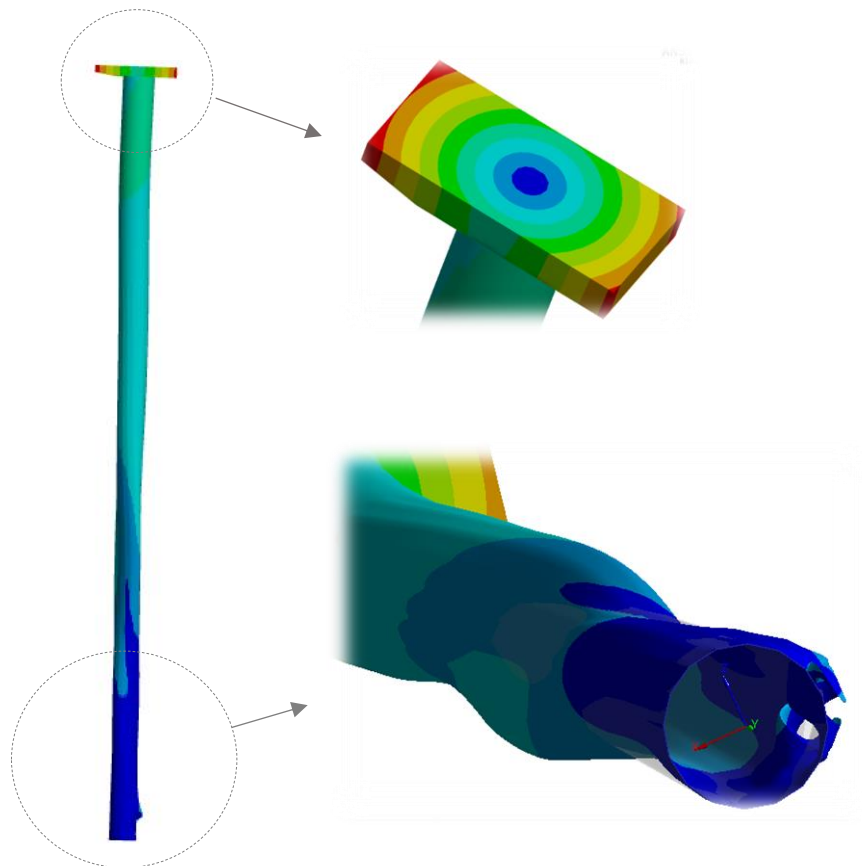


Figura 43: 15º modo de vibrar : torção

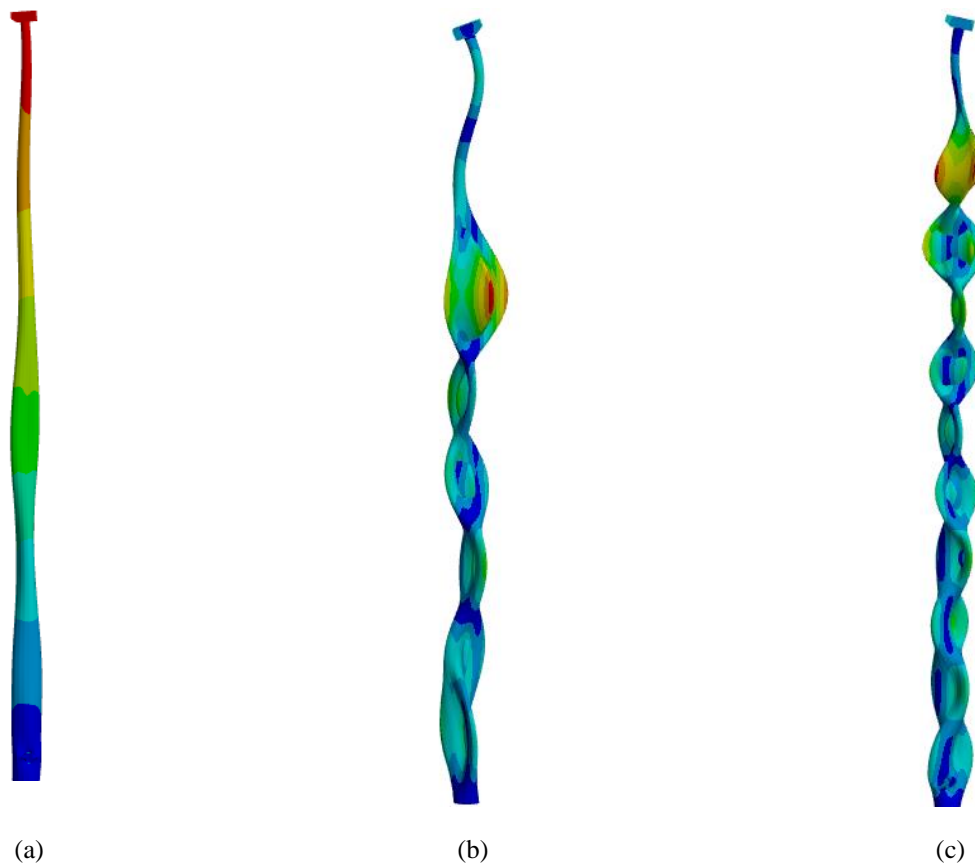


Figura 44: Alguns modos com mais de um tipo de solicitação (flexão, torção, ovalização, compressão) (a) 18° modo, (b) 28° modo, (c) 50° modo

Na Figura 40 estão ilustrados o 4°, 6° e 8° modos de vibração do modelo, sendo exemplos de modos de flexão no plano YZ. Nas figuras 41 e 42 é possível perceber o surgimento de oscilação oval na estrutura. Diferentemente de um modo de flexão ou torção onde se tem deslocamentos segundo um determinado eixo, nos modos de ovalização ocorrem deslocamentos em mais de um eixo coordenado, e este tipo de comportamento deve-se a reduzida espessura da parede da torre podendo ser eliminados ou posicionados em frequências superiores (de menor importância para a estrutura) através da utilização de enrijecedores (anéis de rigidez). Na Figura 43 está indicado o primeiro modo de torção em torno do eixo Y da estrutura (15° modo), onde também é perceptível uma deformação neste mesmo eixo provocando um achatamento (compressão) da torre e da *nacelle*. Alguns modos apresentaram-se associados a mais de um tipo de solicitação, isto é, um mesmo modo apresentando características de flexão, torção e ovalização. Isto é possível observar, por exemplo, na Figura 44. O modo 18° ilustrado na primeira figura (a) possui tanto a presença de moderada oscilação oval, como

também flexão, e compressão no topo da torre. Os modos 28° e 50°, apresentados na segunda (b) e terceira (c) figuras, estão por sua vez sujeitos a oscilação oval, flexão e leve torção em torno de Y.

Uma estrutura encontra-se mais susceptível à excitação de suas primeiras frequências, isto é, dificilmente ocorrerá excitação de todas as suas frequências, porém as primeiras são as mais facilmente atingidas. Portanto, nas figuras acima foram ilustrados principalmente os primeiros modos de vibrar, com algumas exceções que requeriam destaque. Realizando a normalização do modo de vibração referente à primeira frequência (1,56 Hz), é possível chegar a seguinte aproximação polinomial de terceiro grau para o deslocamento modal (Figura 45).

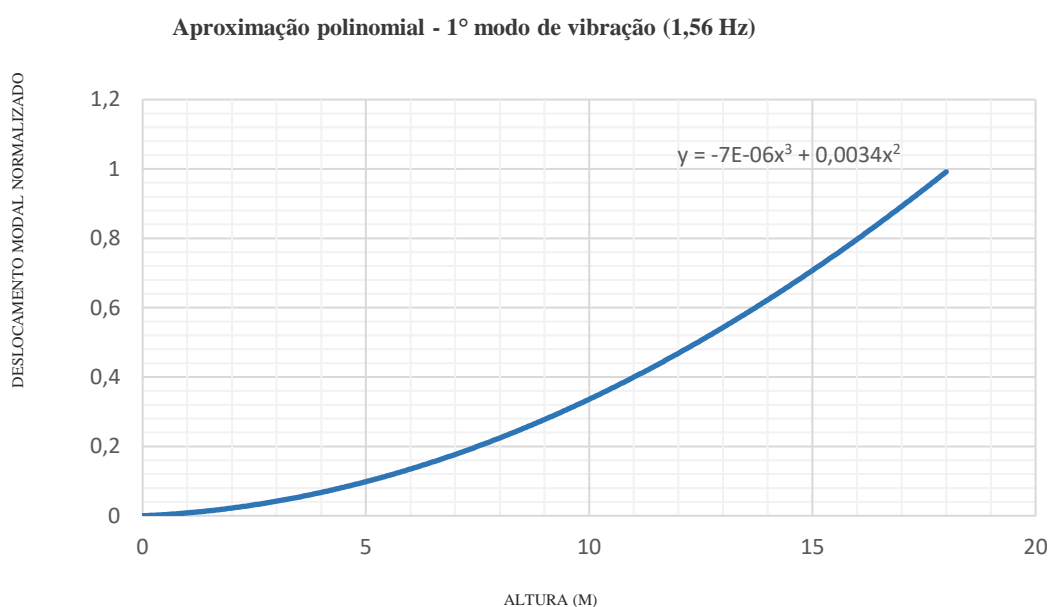


Figura 45: Aproximação polinomial de deslocamento para o primeiro modo de vibrar

## 5.2 Análise comparativa de resultados experimentais e numéricos

A partir da resposta obtida através do ensaio experimental introduzido no capítulo anterior, tem-se então o seguinte comparativo apresentado na Tabela 6. Visto que os valores experimentais foram fornecidos como média dos respectivos pares de frequência, ou seja, primeira frequência corresponde à média das duas primeiras frequências semelhantes e a segunda corresponde à média do segundo par de frequências semelhantes, então também foram calculadas as médias referentes aos resultados numéricos.

Tabela 6: Resultados de frequência experimentais e numéricos e respectivos erros.

<b>Frequência natural</b>	Experimental	Numérica	<b><i>Erro (%)</i></b>
<b>Primeiro modo de vibração (Hz)</b>	1,61	1,58	<b><i>1,86 %</i></b>
<b>Segundo modo de vibração (Hz)</b>	5,99	6,84	<b><i>14,19 %</i></b>

Percebe-se que para o primeiro modo o modelo numérico utilizado no presente trabalho traduz de forma muito satisfatória o valor real de frequência da estrutura, com erro de 1,86%. No entanto, o resultado numérico da segunda frequência revela-se menos satisfatório, com erro de 14,19%.

Alguns fatores podem ter contribuído para as diferenças relatadas como, por exemplo, a simplificação do modelo da torre, onde não foi considerada a escada presente na estrutura, defeitos presentes, e nem a forma real do aerogerador. O aerogerador foi simplificado como uma caixa maciça ligeiramente descentralizada no topo da torre, visando simular o efeito do centro de gravidade do rotor na resposta da estrutura, sendo porém uma aproximação visto que o valor real não fora informado pelo fabricante. Em relação a base da estrutura, o engaste é considerado uma boa aproximação como já mencionado, porém para trabalhos futuros seria válida a introdução do modelo da sapata para resultados ainda melhores.

Também um outro motivo para tais diferenças pode ter sido em decorrência do ensaio experimental, onde vibrações do aerogerador podem ter gerado interferência nos resultados. O ensaio realizado tratou-se de um ensaio de vibração ambiental, ou seja, a resposta da estrutura foi obtida estando esta sujeita a suas condições de trabalho e funcionamento. Ensaio de vibração ambiental como este, fornecem grandes quantidades de dados que precisam ser tratados de forma cuidadosa pois o sinal captado recebe contribuição de várias frequências, tais como do vento, rotação das pás e do rotor, e também do gerador. Por isso, sendo este tipo de sinal considerado ruído branco, as frequências naturais da estrutura poderão ser reconhecidas através da identificação das frequências com maior conteúdo energético. Portanto, uma pequena falha nesta identificação pode ser também considerada como causa da diferença nos resultados [25].

Além disso, a posição dos sensores pode ter sido outra causa das diferenças observadas, onde é sugerido que estes sejam utilizados em diferentes pontos da estrutura para um teste mais satisfatório.

Embora foi notada uma considerável diferença entre os valores da segunda frequência natural obtidos numérica e experimentalmente, o modelo numérico possui a característica de traduzir de forma muito satisfatória os modos de vibrar de uma estrutura [25; 31]. Isto equivale a dizer que embora sua análise quantitativa seja bastante sensível às condições impostas na análise, a sua análise qualitativa permite facilmente obter o comportamento geral da estrutura. Portanto, os comportamentos modais da torre para as suas diferentes frequências podem, com grande probabilidade, ser considerados como boa aproximação de comportamentos reais. Para esta validação, porém, seria necessária a obtenção dos modos de vibrar através de análises experimentais.

### **5.3 Proposta do TMD**

#### **5.3.1 Cálculo dos parâmetros ótimos e análise de resposta**

É sabido que a frequência natural é função direta da rigidez e inversa da massa da estrutura, e que uma estrutura pode possuir diversas frequências. No entanto a frequência fundamental (primeira) é considerada a mais preponderante ao movimento oscilatório e de maior importância, sendo esta de mais fácil alcance pela estrutura. Por este motivo, e pelo fato de ter sido também observada experimentalmente, a primeira frequência da estrutura foi considerada como parâmetro de sintonização do TMD, e portanto quando esta frequência for excitada o amortecedor vibrará fora de fase em relação ao movimento da estrutura dissipando assim sua energia. [31; 22; 26]

Primeiramente faz-se necessário obter a equação de movimento da estrutura, onde para isto será considerado um sistema de um grau de liberdade. Quanto ao seu amortecimento, foi considerado um valor igual a aproximadamente zero nos códigos implementados no MATLAB.

As características de massa e rigidez nos diferentes modos de vibração de uma estrutura são representadas por meio dos conceitos de massa e rigidez modais (ou generalizadas), representados por  $m_m$  e  $k_m$ . Portanto, para este caso serão consideradas

a massa e rigidez modais da estrutura referentes ao seu primeiro modo. O sistema simplificado pode ser visto na Figura 46. O primeiro modo de vibrar da presente estrutura (correspondente a média do primeiro par de frequências apresentada na Tabela 6, isto é, 1,58 Hz) está associado à flexão, e seu deslocamento máximo ocorre na parte superior da torre.

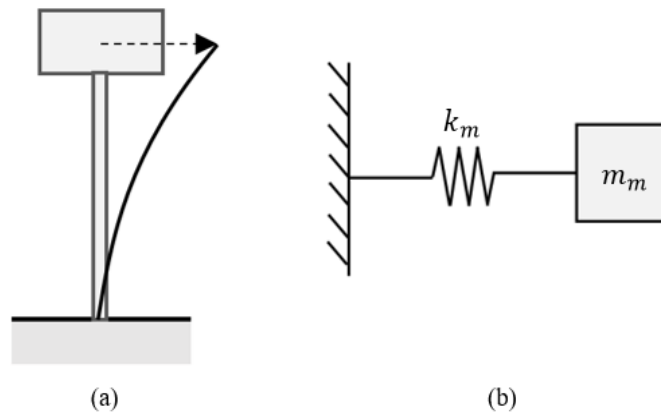


Figura 46: (a) 1° modo flexional (b) simplificado a um sistema de massa-mola modais

Através da simulação numérica realizada foi possível obter as massas modais referentes a todos os cinquenta modos apresentados. Para o primeiro modo tem-se que a massa modal média é equivalente a 353,28 kg. A partir desta informação e do valor de frequência é então possível conhecer a rigidez modal.

$$\omega_m = 2 \cdot \pi \cdot (1,58 \text{ Hz}) = 9,93 \text{ rad/s} \quad (5.1)$$

$$k_m = \omega_m^2 \cdot m_m = 34\,814,1 \text{ N/m} \quad (5.2)$$

Com isto tem-se que a equação do movimento do modelo simplificado da estrutura, indicado na Figura 46 (b), apresenta-se da seguinte forma:

$$353,28 \ddot{x} + 34\,814,1 x = 0 \quad (5.3)$$

O comportamento do sistema em vibração livre e sem amortecimento, considerando  $x_0 = 0,1 \text{ m}$ , pode ser observado nos gráficos a seguir, a partir da resposta no domínio do tempo e no domínio da frequência.

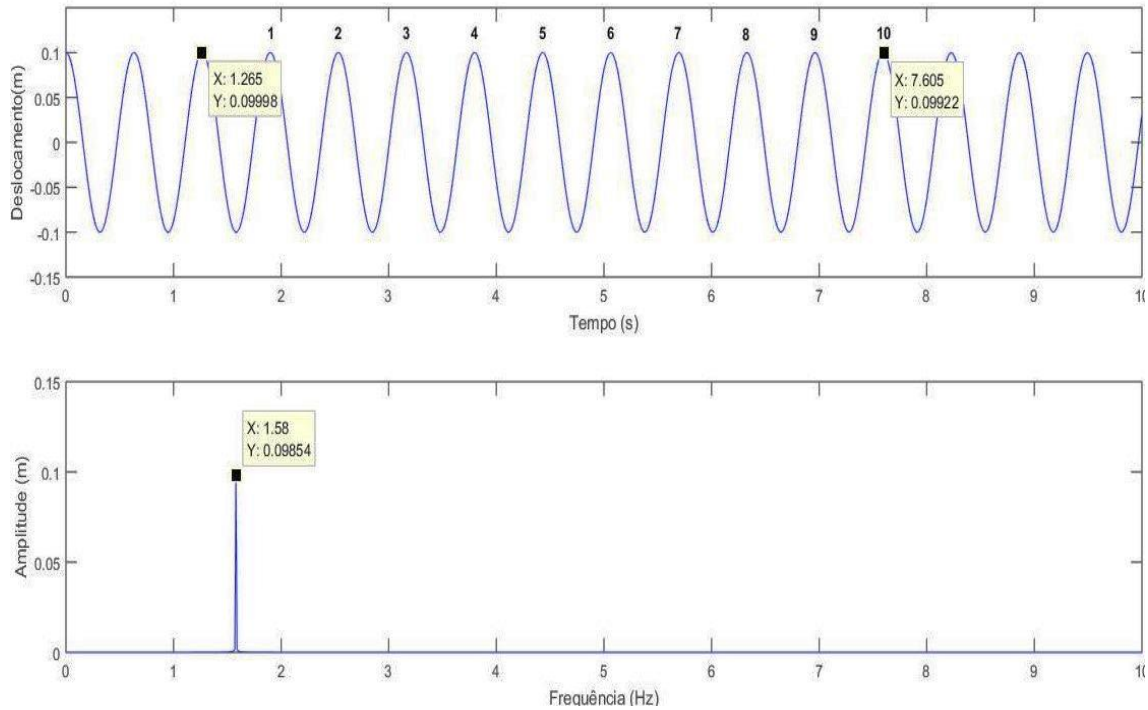


Figura 47: Resposta do sistema massa-mola sem TMD acoplado, no domínio do tempo e da frequência:

$$m_m = 353,28 \text{ kg}, k_m = 34\ 814,1 \text{ N/m}, c_m \cong 0 \text{ N.s/m}.$$

Da Figura 47 é possível inferir de ambos os gráficos a frequência natural do sistema. Do gráfico no domínio do tempo tem-se, considerando os dez ciclos demarcados, que o período é igual a  $(t_{10} - t_1)/10 = (7,605 - 1,265)/10 = 0,634 \text{ s}$ . Portanto a frequência é

$$f = \frac{1}{T} \cong 1,58 \text{ Hz}, \quad (5.4)$$

confirmando com o valor apresentado no gráfico no domínio da frequência.

Introduzindo-se agora o TMD, o sistema passará a 2 GDL possuindo a seguinte configuração representada na Figura 48.

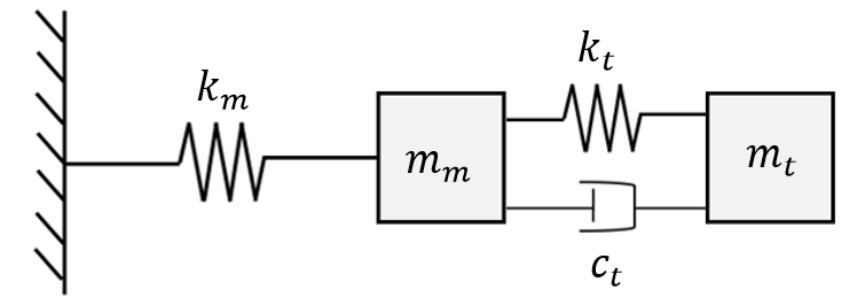


Figura 48: Sistema massa-mola com TMD acoplado

De forma semelhante à Equação 3.47, este sistema pode ser escrito matematicamente por meio das seguintes equações de equilíbrio dinâmico:

$$\begin{cases} m_m \ddot{x}_m + c_t(\dot{x}_m - \dot{x}_t) + k_m x_m + k_t(x_m - x_t) = 0 \\ m_t \ddot{x}_t + c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_m) + k_t(x_t - x_m) = 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Com o valor da massa modal da torre e da massa do TMD, previamente escolhida, é possível determinar a razão de massas  $\mu$ , onde a partir deste valor obtém-se os parâmetros ótimos do TMD através das equações 4.1 e 4.2, bem como sua rigidez requerida. É sugerido que a massa  $m_t$  esteja entre 0,5 a 1% da massa total da estrutura, e em torres de grande porte observa-se também a utilização de valores próximos a 3% [32]. Considerando-se que a massa total da estrutura fornecida na simulação é equivalente a 752,37 kg, e que a massa  $m_t$  corresponde a 1% da massa total da estrutura (7,52 kg), conclui-se que a razão de massas  $\mu$  será igual a:

$$\mu = \frac{m_t}{m_m} = \frac{7,52}{353,28} = 2,13\%. \quad (5.6)$$

De posse do valor de  $\mu$ , o próximo passo consistirá na obtenção do valor de frequência do TMD, de forma a obedecer a razão ótima de frequências  $q$  da equação 4.1, isto é:

$$q_{ótimo} = \left( \frac{1}{1 + \mu} \right) = 0,98 \quad (5.7)$$

$$\omega_t = 0,98 \cdot \omega_m \cong 9,73 \text{ rad/s} \quad (5.8)$$

Da Equação 4.2 é possível encontrar também o valor ótimo do fator de amortecimento para o TMD, de onde será obtido o coeficiente de amortecimento  $c_t$ :

$$\xi_{t,ótimo} = \frac{\sqrt{\mu} \cdot \sqrt{1 + \mu}}{1 + \mu} = 0,14 \quad (5.9)$$

$$c_t = \xi_{t,ótimo} \cdot 2 \cdot m_t \cdot \omega_t = 20,48 \text{ N.s/m} \quad (5.10)$$

Com estes valores de  $m_t$  e  $\omega_t$  tem-se que a rigidez requerida ao TMD será:

$$k_t = \omega_t^2 \cdot m_t = 711,65 \text{ N/m} \quad (5.11)$$

A Tabela 7 apresenta, resumidamente, os valores dos parâmetros obtidos para o TMD.

Tabela 7: Parâmetros do TMD para controle de vibração do primeiro modo da estrutura

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa	7,52	kg
Rigidez	711,65	N/m
Amortecimento	20,48	N.s/m

Determinados os parâmetros do TMD, foi possível então obter os gráficos de resposta do sistema mostrados na Figura 49 .

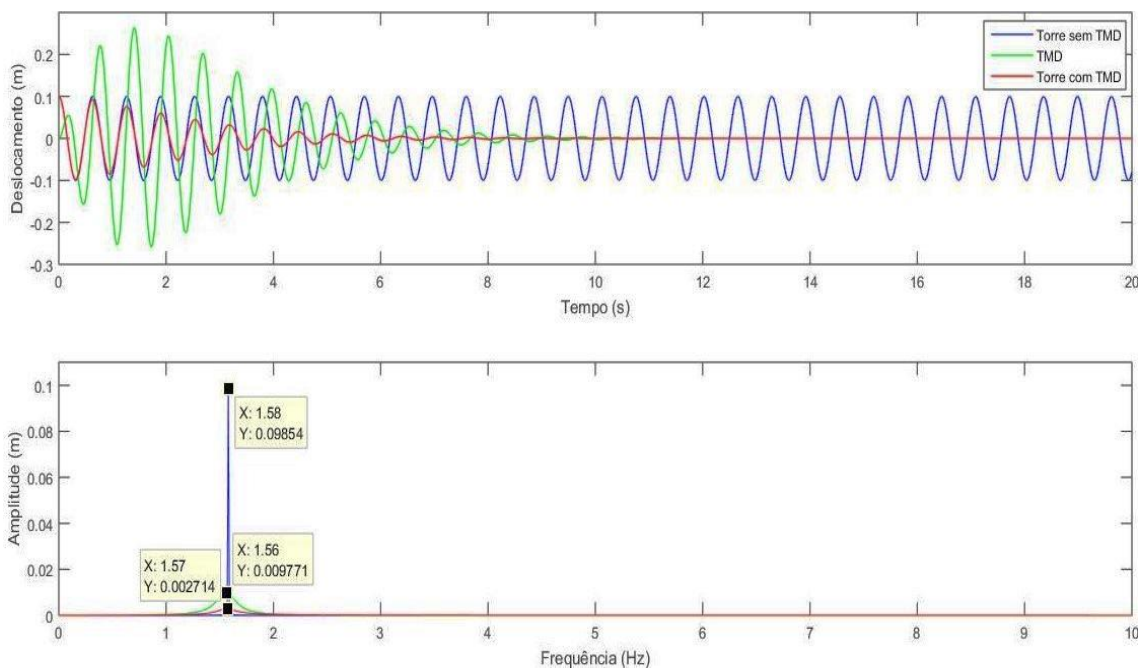


Figura 49 : Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo e da frequência:  $m_t=7,52\text{kg}$ ,  $k_t=711,65\text{ N/m}$ ,  $c_t=20,448\text{ N.s/m}$ .

Como pode ser observado, a presença do TMD resultou na rápida atenuação da vibração da torre. Isto deve-se ao fato do TMD vibrar fora de fase em relação ao movimento da torre, levando a dissipação desta energia de vibração.

Como já abordado no presente trabalho, ao transformar tal estrutura em um sistema de 2 GDL, são encontradas duas novas frequências naturais referentes a este

sistema. As duas novas frequências obtidas para o presente caso foram  $f_1=1,56$  Hz e  $f_2 =1,57$  como é possível observar no gráfico de resposta no domínio da frequência. Neste mesmo gráfico é possível visualizar a destacável diferença que existe na amplitude para as frequências do sistema sem TMD e com TMD, onde tais amplitudes relacionam-se com a quantidade de energia do movimento de vibração para o tempo de simulação considerado. Portanto, a resposta do sistema sem TMD apresenta o maior pico devido durante todo o tempo de simulação a sua energia vibratória estar constante, enquanto a resposta do sistema com TMD apresenta amplitudes bem menores, tanto para a massa do TMD quanto para a massa da torre, devido durante o tempo de simulação ambas as massas apresentarem diminuição de sua energia de vibração.

Com o intuito de observar a influência da massa do TMD na resposta da estrutura (obedecendo às equações de parâmetros ótimos), foram gerados os gráficos apresentados nas Figuras 50, 51, e 52 correspondentes a diferentes valores de massa. As variações da massa  $m_t$  simuladas foram equivalentes a 3%, 5% e 10% da massa total da estrutura, o que é equivalente a 22,57 kg, 37,62 kg e 75,24 kg, respectivamente, e os parâmetros obtidos em função de cada uma dessas massas encontram-se na Tabela 8.

Tabela 8: Parâmetros ótimos do TMD para diferentes valores de massa  $m_t$

<b>Massa <math>m_t</math> (kg)</b>	<b>Porcentagem em relação a massa da estrutura</b>	<b>Rigidez <math>k_t</math> (N/m)</b>	<b>Coef. de amortecimento <math>c_t</math> (N.s/m)</b>
<b>22,57</b>	3%	1964,69	103,18
<b>37,62</b>	5%	3006,73	211,88
<b>75,24</b>	10%	5108,62	520,78

Dos gráficos obtidos constata-se que para todos os casos houve a atenuação do movimento de vibração da torre em poucos segundos, cumprindo o atenuador seu objetivo. Nota-se que a medida que se aumenta a massa  $m_t$  e, conseqüentemente, os parâmetros de rigidez e amortecimento do TMD, a atenuação da vibração ocorre de forma mais rápida e a amplitude do deslocamento sofrido pelo TMD torna-se menor. Dos gráficos de resposta no domínio da frequência também é possível notar que a amplitude dos picos nas curvas do TMD e da torre torna-se mais próxima, convergindo para a chamada curva ótima, já apresentada durante o trabalho. Embora todas as curvas até o

momento terem sido obtidas com base nos parâmetros ótimos do TMD, observa-se então que o aumento da massa  $m_t$  para este caso leva a resultados ainda melhores. No entanto, embora a utilização de uma massa maior seja aparentemente uma boa escolha, convém avaliar as limitações de projeto como, por exemplo, o espaço disponível na torre para instalação do TMD, como será abordado mais à frente.

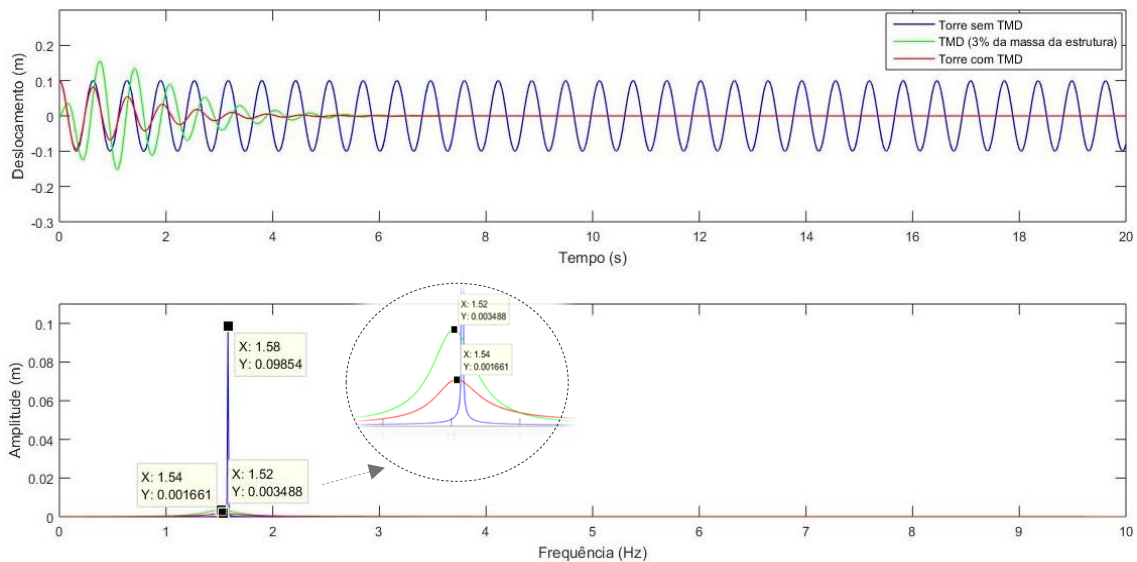


Figura 50: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para  $m_t$  igual a 3% da massa total da estrutura:  $m_t=22,57$  kg,  $k_t=1964,69$  N/m,  $c_t=103,18$  N.s/m

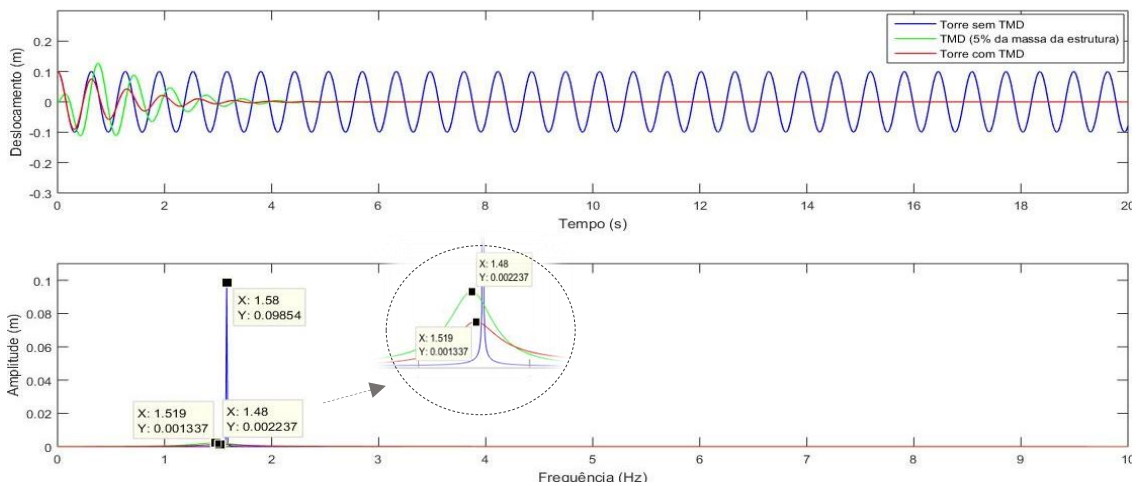


Figura 51: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para  $m_t$  igual a 5% da massa total da estrutura:  $m_t=37,62$  kg,  $k_t=3006,73$  N/m,  $c_t=211,88$  N.s/m

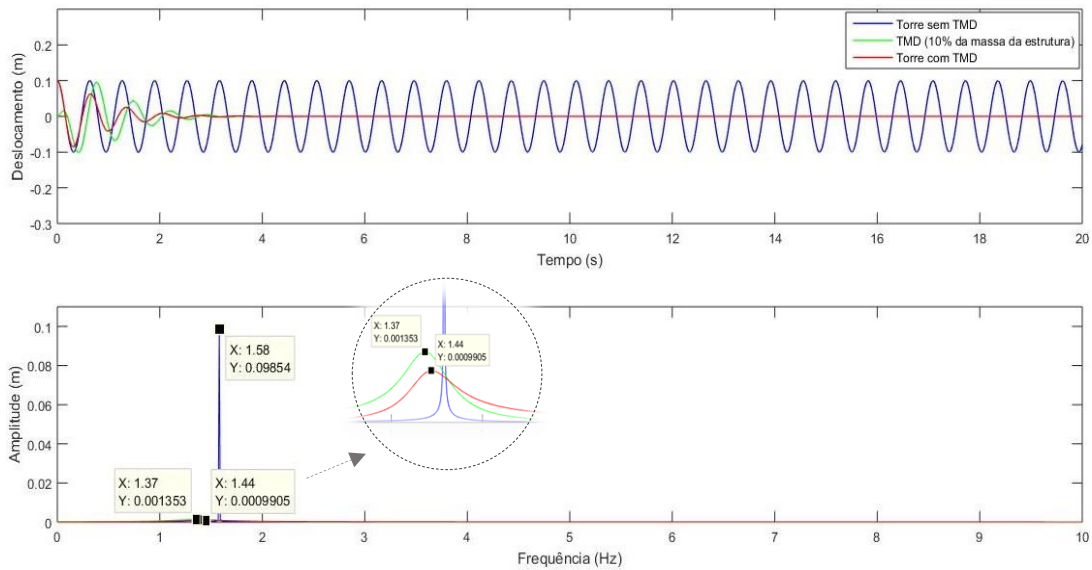


Figura 52: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para  $m_t$  igual a 10% da massa total da estrutura:  $m_t=75,24$  kg,  $k_t=5108,62$  N/m,  $c_t=520,78$  N.s/m

O aumento dos valores de  $c_t$  e  $k_t$  em função da massa  $m_t$ , tal como observado na Tabela 8, pode ser ainda representado através dos gráficos das Figuras 53 e 54. No entanto agora os resultados foram associados à variação de  $m_t$  em função da massa modal da estrutura ( $m_m$ ), onde tal variação é traduzida pela razão  $\mu$ . Nota-se que em ambos os gráficos o comportamento crescente das curvas ocorre praticamente de forma linear.

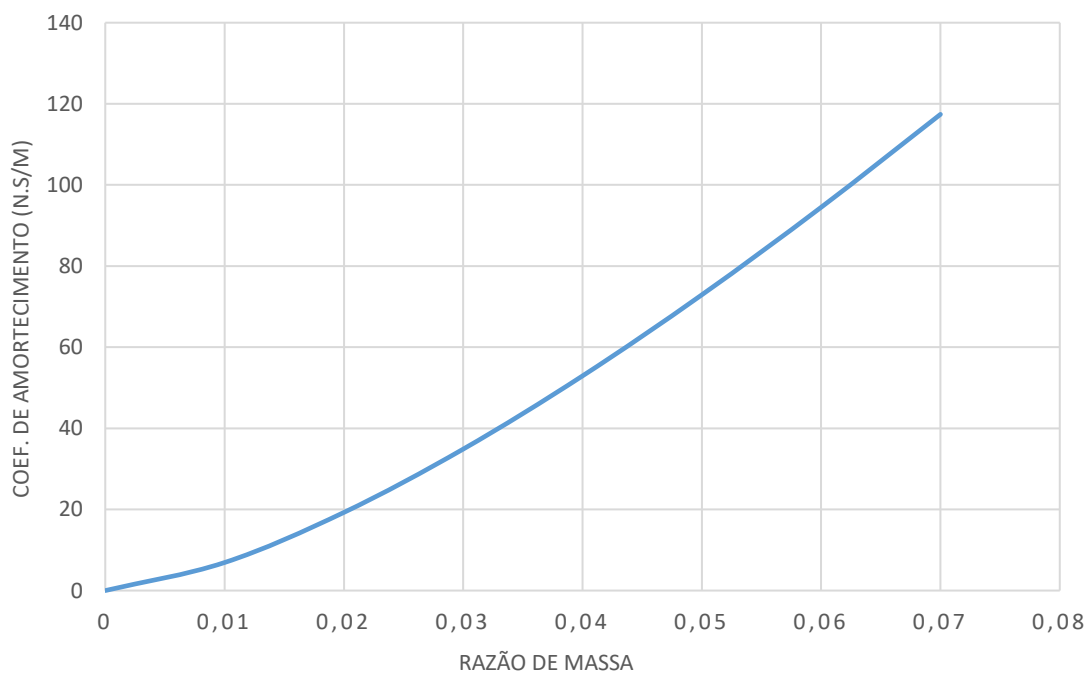


Figura 53: Curva  $c_t$  versus  $\mu$

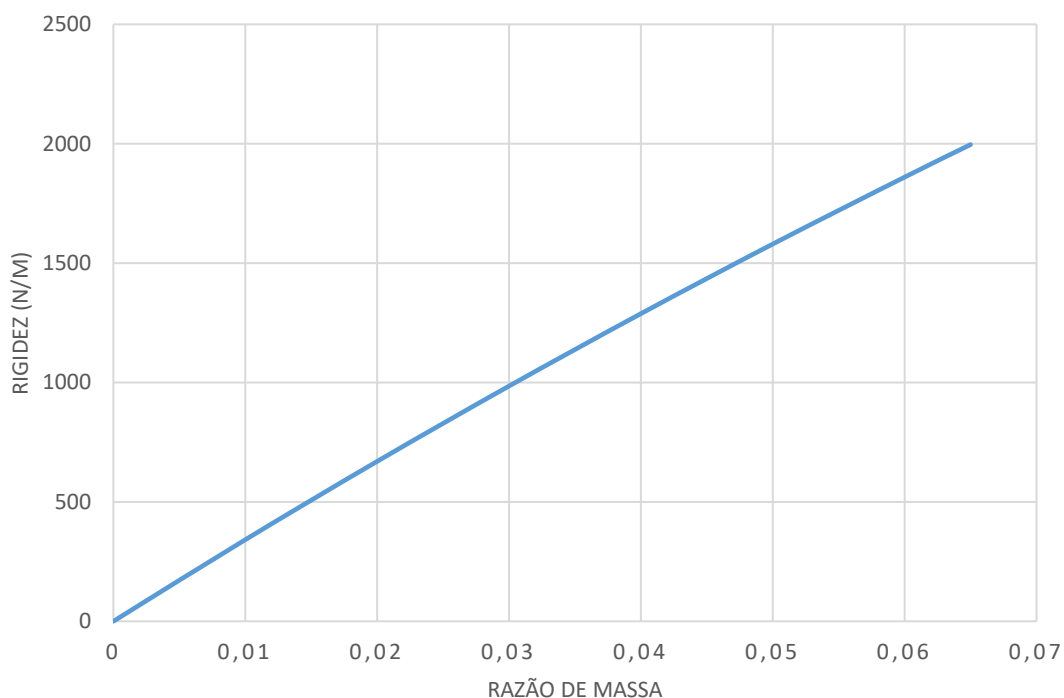


Figura 54: Curva  $k_t$  versus  $\mu$

As análises realizadas até o momento levaram em conta a variação da massa  $m_t$  e a adequação dos parâmetros ótimos em função desta. De forma análoga, foram gerados resultados para o caso de variação da massa  $m_t$  sem a adequação dos parâmetros ótimos de rigidez e amortecimento, de forma a avaliar como ocorre a atenuação da vibração se estes não forem devidamente considerados. Sendo então implementados os parâmetros iniciais do TMD, isto é, aqueles apresentados na Tabela 7, foram consideradas variações em cima da massa  $m_t$  correspondentes a 10, 20, 30 e 40%, tanto de redução como de acréscimo, no entanto mantendo os demais parâmetros de rigidez e amortecimento. A Tabela 9 mostra resumidamente os valores utilizados, e as Figuras 55 e 56 mostram as respostas obtidas.

Tabela 9: Variação da massa do TMD mantendo os demais parâmetros de rigidez e amortecimento

<i>Parâmetro variado: <math>m_t = 7,52</math> kg</i>			
<i>Parâmetros mantidos: <math>k_t = 711,65</math> N/m e <math>c_t = 20,48</math> N.s/m</i>			
Massa (kg)	$m_t$ reduzida em (%)	Massa (kg)	$m_t$ aumentada em (%)
<b>6,77</b>	10	<b>8,27</b>	10

<b>6,02</b>	20	<b>9,02</b>	20
<b>5,26</b>	30	<b>9,78</b>	30
<b>4,51</b>	40	<b>10,53</b>	40

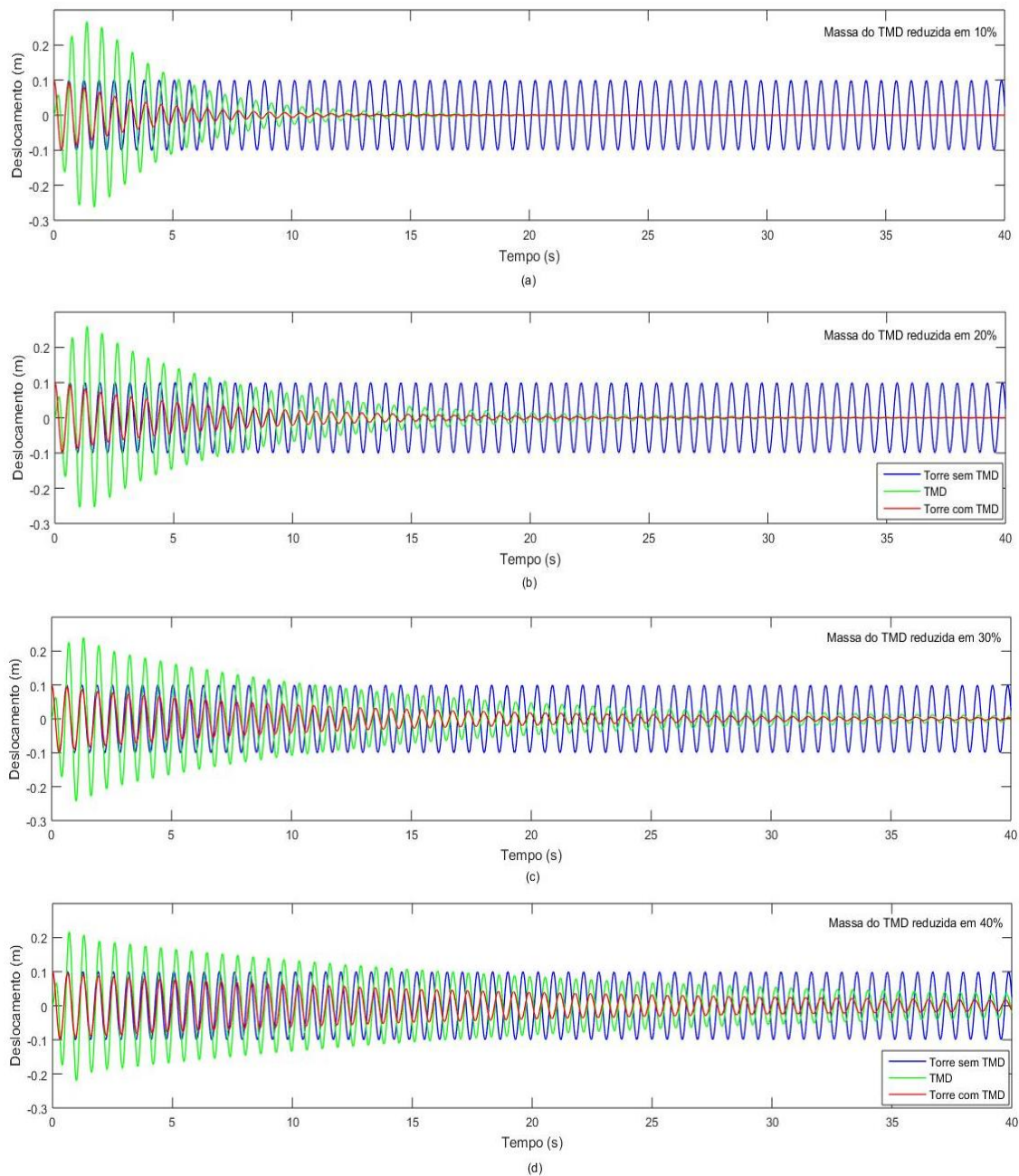


Figura 55: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para  $m_t$  reduzida em (a) 10% ( $m_t=6,77\text{kg}$ ), (b) 20% ( $m_t=6,02\text{kg}$ ), (c) 30% ( $m_t=5,26\text{kg}$ ), (d) 40% ( $m_t=4,51\text{kg}$ ), e em todos os casos  $k_t=711,65\text{ N/m}$  e  $c_t=20,48\text{ N.s/m}$ .

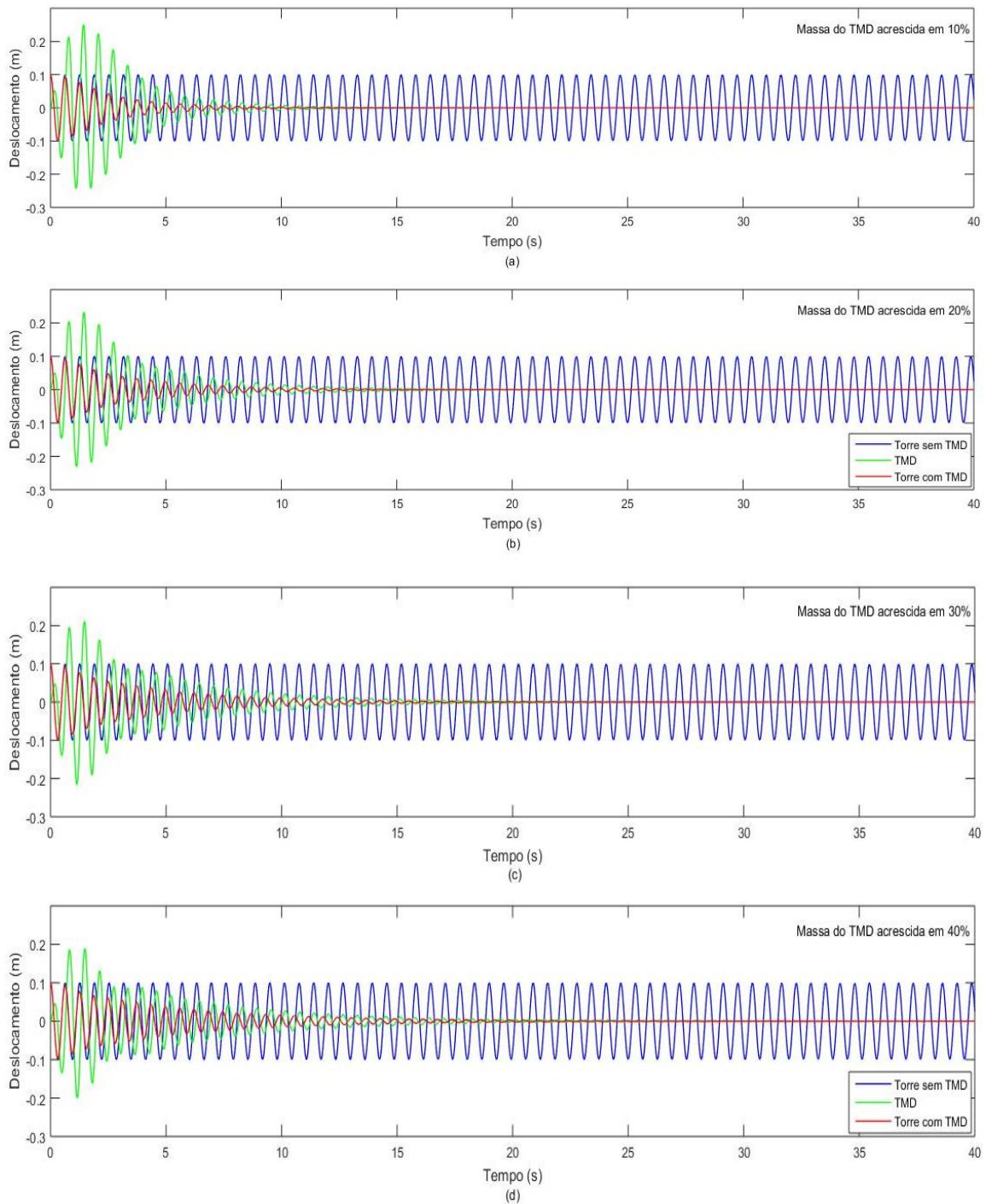


Figura 56: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para  $m_t$  aumentada em (a) 10% ( $m_t=8,27\text{kg}$ ), (b) 20% ( $m_t=9,02\text{kg}$ ), (c) 30% ( $m_t=9,78\text{kg}$ ), (d) 40% ( $m_t=10,53\text{kg}$ ), e em todos os casos  $k_t=711,65\text{ N/m}$  e  $c_t=20,48\text{ N.s/m}$ .

Dos gráficos anteriores observa-se que quanto mais a massa  $m_t$  distancia-se da massa inicial, mais tempo leva-se para ocorrer a atenuação do movimento da torre. Os resultados mostram que a variação da massa  $m_t$  sem a correta adequação dos demais parâmetros do TMD geram resultados menos eficientes à atenuação da vibração. Tais

escolhas podem gerar desde diferenças menos abruptas, como estas apresentadas, até situações onde o TMD gera atenuação aproximadamente nula, possuindo assim nenhuma relevância ao sistema, como pode-se ver na Figura 57. Os parâmetros utilizados para a Figura 57 foram  $m_t=9$  kg,  $c_t=3$  N.s/m e  $k_t=20040$  N/m, que representam valores ainda mais distantes dos ideais. Como no presente trabalho foi tratado o caso de vibração livre da torre, não observou-se a ocorrência da amplificação de seu movimento. No entanto é válido salientar ainda que, em casos onde o TMD é projetado para atuar quando uma determinada força externa é aplicada, se seus parâmetros não forem cuidadosamente implementados, será possível observar que além do TMD não efetuar atenuação da vibração, poderá haver o aumento da amplitude dinâmica da torre. Portanto, em todos os casos, há uma tendência das respostas serem mais eficientes conforme os parâmetros do TMD convergem para seus valores considerados ideais.

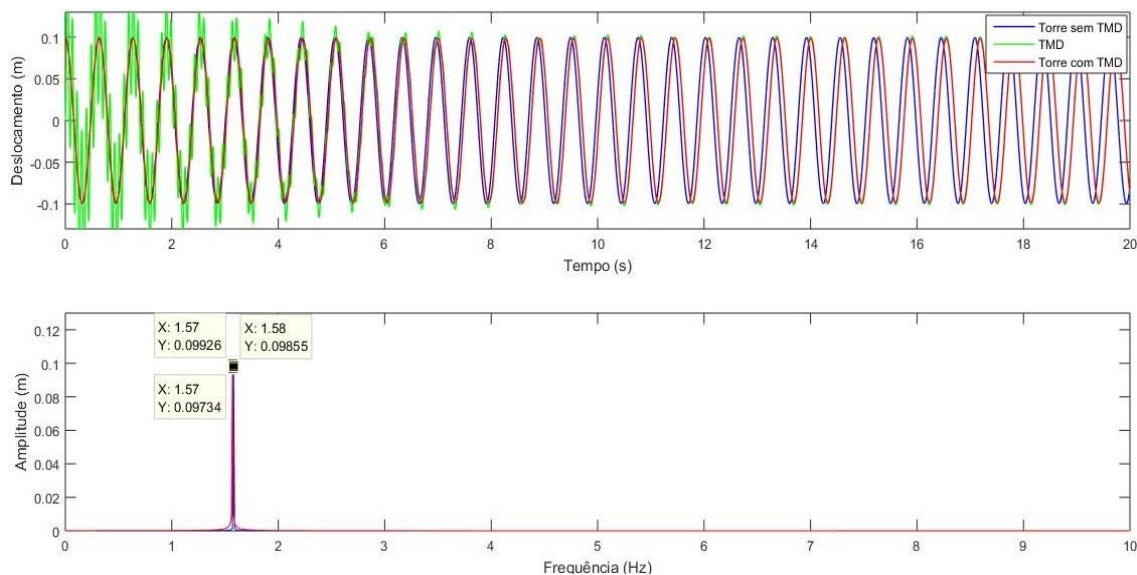


Figura 57: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, para  $m_t=9$  kg,  $c_t= 3$  N.s/m e  $k_t=20040$  N/m.

Procedendo de forma semelhante, alterando porém agora o amortecimento e fixando os demais parâmetros da Tabela 7, são obtidas as seguintes respostas mostradas nas Figuras 58 e 59. As variações no amortecimento foram de 20, 40, 60 e 80% (reduzindo e acrescentando), e a Tabela 10 mostra resumidamente os valores utilizados referentes as variações feitas.

Tabela 10: Variação do coef. de amortecimento do TMD mantendo os demais parâmetros de rigidez e amortecimento

**Parâmetro variado:  $c_t = 20,48 \text{ N.s/m}$**   
**Parâmetros mantidos:  $k_t = 711,65 \text{ N/m}$  e  $m_t = 7,52 \text{ kg}$**

Coef. de amortecimento $c_t$ (N.s/m)	$c_t$ reduzido em (%)	Coef. de amortecimento $c_t$ (N.s/m)	$c_t$ aumentado em (%)
16,38	20	24,58	20
12,28	40	28,60	40
8,18	60	32,70	60
4,08	80	36,80	80

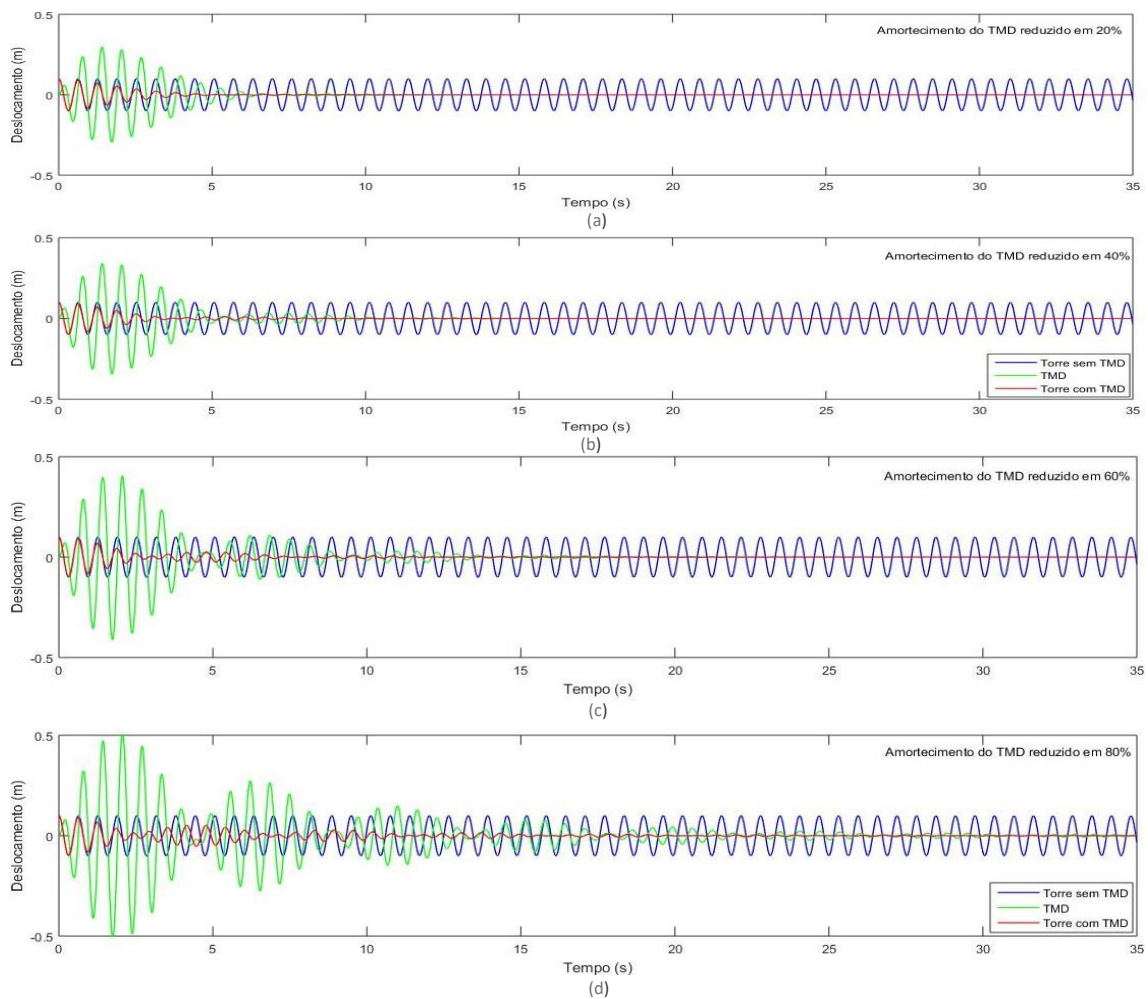


Figura 58: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para  $c_t$  reduzido em (a) 20% ( $c_t=16,38\text{N.s/m}$ ), (b) 40% ( $c_t=12,28\text{N.s/m}$ ), (c) 60% ( $c_t=8,18\text{N.s/m}$ ), (d) 80% ( $c_t=4,08\text{N.s/m}$ ), e em todos os casos  $k_t=711,65 \text{ N/m}$  e  $m_t=7,52$ .

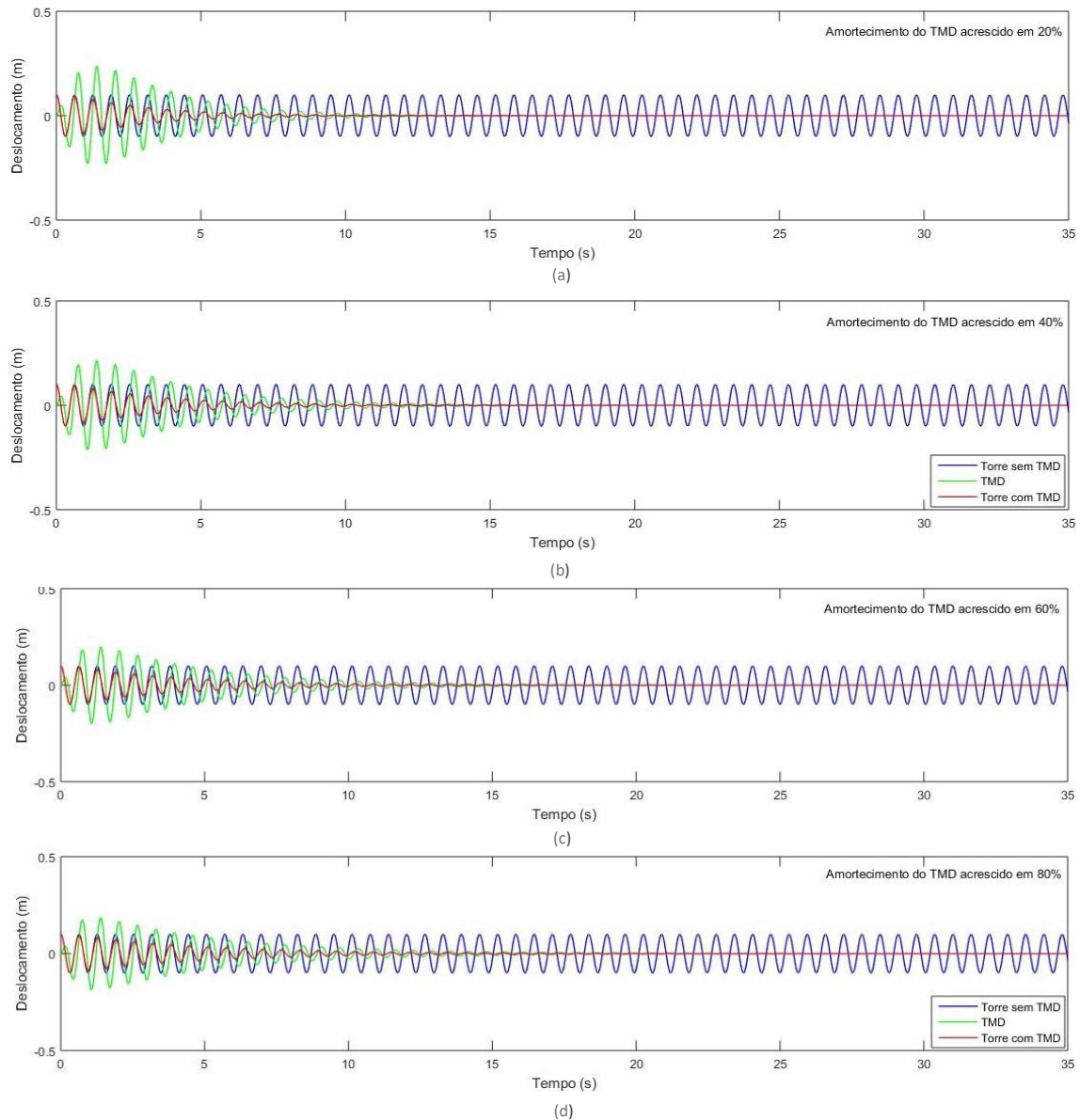


Figura 59: Resposta do sistema massa-mola com e sem TMD acoplado, no domínio do tempo, para  $c_t$  aumentado em (a) 20% ( $c_t=24,58\text{N.s/m}$ ), (b) 40% ( $c_t=28,60\text{N.s/m}$ ), (c) 60% ( $c_t=32,70\text{N.s/m}$ ), (d) 80% ( $c_t=36,80\text{N.s/m}$ ), e em todos os casos  $k_t=711,65\text{ N/m}$  e  $m_t=7,52$ .

Com a redução do coeficiente de amortecimento observa-se que o deslocamento do TMD passa a ter maiores amplitudes, e a vibração da torre perdura por mais tempo. Também nota-se a inconstância na atenuação da vibração do sistema, visto que em alguns períodos a vibração volta a aumentar ligeiramente e logo em seguida reduz novamente. Este comportamento é ainda mais visível na massa do TMD, como pode ser observado no quarto gráfico da Figura 58 ( $c_t$  reduzido em 80%). Por outro lado, com o aumento do coeficiente de amortecimento, o TMD passa a ter deslocamentos menores, mas o tempo de atenuação de vibração da torre continua sendo superior ao tempo observado nas respostas obtidas através dos parâmetros ótimos. Isso mostra a importância dos

parâmetros serem implementados de forma correta, além também destes resultados mostrarem a coerência das simulações realizadas.

### 5.3.2 Parâmetros construtivos do TMD

No que tange aos parâmetros construtivos de um TMD, alguns pontos devem ser cuidadosamente considerados.

O primeiro refere-se aos deslocamentos da massa do TMD, pois é o que vai definir o espaço que precisará ser separado na estrutura para que a massa  $m_t$  possa se movimentar. Considerando, por exemplo, que a massa do TMD escolhida seja de 7,52 kg, de acordo com o gráfico no domínio do tempo da Figura 49 infere-se que o espaço necessário ao deslocamento da massa seria, neste caso, de 0,54 m, considerando a amplitude total observada.

A massa é um dos parâmetros mais simples de ser projetado, onde seu formato e peso são influenciados pelas características do material a ser usado, do sistema simulado e do espaço disponível na estrutura. De forma a diminuir as dimensões físicas da massa, normalmente recorre-se a materiais de massa específica maior, visto que desta forma é possível projetar menores volumes.

Outro parâmetro a ser considerado é quanto ao formato do TMD. No presente trabalho foi idealizado e simulado um sistema do tipo massa-mola horizontal, que atua de forma unidirecional. Desta forma é importante que no projeto de construção real busque-se cumprir de forma mais fiel possível o sistema simulado, respeitando sua atuação apenas na direção estipulada, sem movimentos laterais. Para isto geralmente introduz-se componentes auxiliares como trilhos ou guias, de forma a limitar a movimentação da massa em apenas uma direção.

Uma outra consideração a ser feita é que, embora o projeto do TMD seja unidirecional, a torre apresenta vibração em duas direções (X e Z) como já apresentado anteriormente. Portanto, deve-se utilizar dois TMDs iguais, um para atuar na direção X e outro para atuar na direção Z.

O elemento de rigidez utilizado é normalmente uma mola helicoidal de fio que seja capaz de sofrer tanto esforço de tração como de compressão. As molas podem ser projetadas de acordo com a rigidez desejada, deslocamento desejado, e material, onde a

partir disto é possível definir diâmetros do fio e da mola, bem como número de espiras e espaçamento entre elas. A equação que relaciona a rigidez com estes parâmetros é a seguinte [33]:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad (5.12)$$

onde

$d$  = diâmetro do fio

$D$  = diâmetro da mola

$G$  = espaçamento entre espiras

$N$  = número de espiras

No que diz respeito ao amortecimento do sistema, este é um dos parâmetros construtivos mais complexos de definir para um TMD real, pois a disponibilidade comercial é limitada em relação a fatores de amortecimento específicos. Além disso fatores como atrito nas guias, atrito com o ar e amortecimento histerético do material da mola podem causar efeitos na resposta do amortecimento real, devendo-se portanto o amortecimento resultante ser obtido de maneira experimental.

Como última consideração, é apresentada na Figura 60 uma proposta esquemática de sistema massa-mola-amortecedor para o presente caso, onde a partir das noções apresentadas até o momento poderá ser devidamente dimensionado e implementado com a escolha correta de seus elementos, tratando-se ser esta etapa uma das propostas para futuros trabalhos.

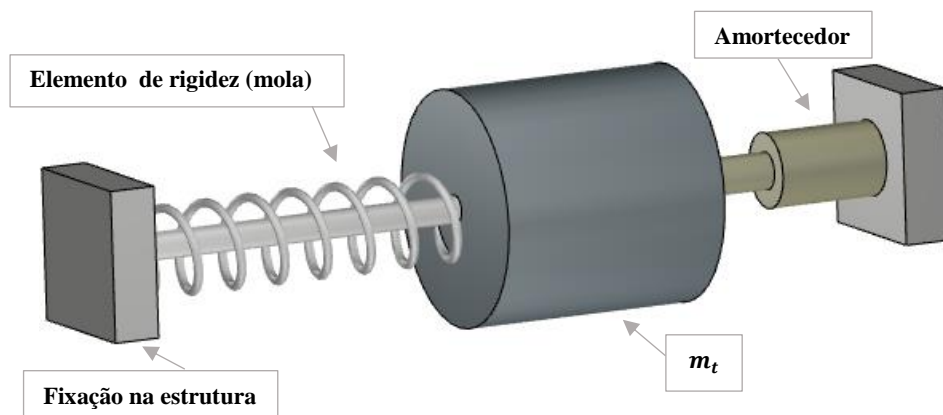


Figura 60: Esquema de implementação de TMD no interior de uma torre

## 6. Considerações Finais

### 6.1 Conclusão

Neste trabalho foi realizada a modelagem de uma Torre Eólica presente no Campus do IPB através do método numérico de elementos finitos, por meio do software ANSYS, onde foi possível extrair informações de frequência e modos de vibrar da torre. Tomando como referência trabalhos realizados na mesma linha de estudo, a estrutura foi modelada de forma simplificada no que diz respeito a sua base e aerogerador. O resultado obtido para a primeira frequência natural foi considerado satisfatório, visto o pequeno erro associado ao resultado obtido na análise experimental. No entanto, como a segunda frequência obtida numericamente apresentou um erro considerável em relação a obtida experimentalmente, não foi então possível confirmar a veracidade deste valor e das demais frequências. Estas diferenças podem ser decorrentes da análise numérica, sendo necessário um melhoramento do modelo da estrutura, ou também decorrentes de possíveis falhas na identificação das frequências naturais por meio da análise experimental, visto que em um ensaio de vibração ambiental a estrutura recebe a contribuição de diferentes frequências de excitação e então as frequências naturais devem ser cuidadosamente identificadas através do conteúdo energético dos sinais obtidos.

Para a torre em estudo foi também proposta a utilização de um amortecedor de massa sintonizada (*Tuned Mass Damper – TMD*) para a atenuação do movimento da torre quando sujeita a sua primeira frequência natural em vibração livre (ou seja, desconsiderando ação contínua de força externa). Para isto foram seguidas as equações pertinentes ao dimensionamento de um TMD para estrutura não amortecida sujeita a vibração livre, onde os devidos cálculos foram apresentados no trabalho. Foi possível então obter, analiticamente, seus parâmetros considerados ótimos. Analisando a resposta do sistema constituído pela estrutura e pelo TMD através do *software* MATLAB, constatou-se que a torre consegue rápida atenuação de seu movimento de vibração. Esta simulação foi realizada para diferentes conjuntos de parâmetros ótimos, e em todos eles foram obtidos bons resultados, principalmente para maiores valores de  $m_t$ . Entretanto, observou-se o atraso desta atenuação conforme os parâmetros iam sendo variados sem obedecer as equações de parâmetros ótimos. Desta forma conclui-se que houve coerência na aplicação das equações e nas simulações realizadas, e que a correta determinação

destes parâmetros é uma etapa importante do projeto. Para o caso simulado, de vibração livre, o sistema não está sendo excitado continuamente por força externa e, por isso, na simulação observa-se apenas a rapidez ou lentidão na atenuação da vibração. No entanto para uma futura simulação com sistema forçado, de acordo com a teoria, se utilizados parâmetros inadequados no TMD, a vibração pode ser amplificada ao invés de atenuada. Por isso o estudo dos parâmetros ótimos do TMD e análise da resposta dinâmica do sistema para diferentes valores de seus parâmetros são de extrema relevância para o correto dimensionamento e aplicação do TMD.

## **6.1 Trabalhos Futuros**

No que diz respeito a análise dinâmica da estrutura, sugere-se que sejam realizadas novas análises experimentais e melhor tratamento dos sinais, de forma a averiguar a confiabilidade dos resultados obtidos. Também sugere-se a implementação de um modelo numérico mais fiel às características físicas da estrutura, isto é, da torre, aerogerador, escada, e características de sua sapata.

Outro ponto passível de ser considerado em futuros trabalhos, é o estudo e simulação do sistema forçado, simulando forças causadas pelo vento sobre a estrutura e também diferentes frequências de excitação causadas pela rotação do rotor. Avaliando então quais as excitações externas são mais predominantes sobre a estrutura, será possível propor um sistema de controle de vibração eficiente para este caso. Além disso também poderá ser introduzido o estudo sobre vibrações nos componentes mecânicos do rotor.

Uma última sugestão é realizar o projeto de construção do TMD para a torre eólica do IPB, e efetuar testes experimentais após sua implementação de forma a verificar a resposta do sistema e confirmar a eficiência e confiabilidade dos métodos de cálculo e simulações realizados.

## 7. Referência Bibliográfica

- [1] RITCHIE, H; ROSER, Ma. - **Energy Production & Changing Energy Sources: Our World in Data, 2019**. [Consult. 2019-11-05]. Disponível na internet: <URL: <https://ourworldindata.org/energy-production-and-changing-energy-sources>>
- [2] GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL. **Global Wind Statistics 2017**. [Consult. 2019-11-01] Disponível na internet: <URL: [https://gwec.net/wp-content/uploads/vip/GWEC\\_PRstats2017\\_EN-003\\_FINAL.pdf](https://gwec.net/wp-content/uploads/vip/GWEC_PRstats2017_EN-003_FINAL.pdf)>
- [3] BREEZE, P. – **Power Generation Technologies**. 3ª Ed. Oxford: Newnes, 2019. Disponível na internet em: <URL: <https://doi.org/10.1016/C2017-0-03267-6>>.
- [4] MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. – **Wind Energy Explained: Theory, Design and Application**. 2ª Ed. London: WILEY, 2009.
- [5] WIND AID INSTITUTE (2016), **Redesigning the Wind Turbine Tower Assembly**. [Consult. 2019-12-20]. Disponível na internet em: <URL <https://www.windaid.org/category/articles/page/2/>>.
- [6] BELYAKOV, N. – **Sustainable Power Generation**. 1ª Ed. London: Academic Press, 2019.
- [7] IRENA (2016), **Innovation Outlook: Offshore Wind, International Renewable Energy Agency** - Abu Dhabi. Disponível na internet em: <URL [https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2016/IRENA\\_Innovation\\_Outlook\\_Offshore\\_Wind\\_2016.pdf](https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2016/IRENA_Innovation_Outlook_Offshore_Wind_2016.pdf)>.
- [8] HANSEN, A. D. – **Wind Turbine Technologies**. Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines. London: Academic Press, 2017.

[9] WENZEL, G. M. – **Projeto Aerodinâmico de pás de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal**. Dissertação de Graduação em Engenharia Mecânica – Pontífica Universidade Católica do Rio Grande do Sul (PUCRS), 2007.

[10] BARTOLOMÉ, L.; TEUWEN, J. – **Prospective challenges in the experimentation of the rain erosion on the leading edge of turbine blades** – Wind Energy- Netherlands (2018-06-17); 22: 140-151. Disponível na internet em: <URL: <https://doi.org/10.1002/we.2272>>.

[11] RAHMAN, M.; Et. al. – **Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review** – Renewable and Sustainable Energy Reviews – Malaya (2015-06-19) – 51:43-54. Disponível na internet em: <URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.078>>.

[12] ALKMIM, M. H. – **Controle de Vibrações em Turbina Eólica utilizando Absorvedor Passivo de Coluna de Líquido Sintonizado**. Dissertação de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília, 2015.

[13] COLHERINHAS, G. B. ; Et al. – **Wind Tower Vibration Controlled by a Pendulum TMD using Genetic Optimization: Beam Modelling** – Procedia Engineering – Brasília (2017) - 199: 1623-1628.

[14] ETH ZURICH (2017), Project R'Equip. **Smart Monitoring System for Inspection and Life-Cycle Assessment of Critical Infrastructure**. [Consult. 2020-01-8]. Disponível na internet em: <URL <https://chatzi.ibk.ethz.ch/research/selected-research-projects/requip.html>>.

[15] GASCH, R.; TWELE, J. – **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. 1ª Ed. Berlin: Taylor&Francis Ltd, 2002.

[16] BILBAO, H. – **Dimensionamento de Absorvedores de Massa Sintonizada para Lajes Duplo T Pré-Fabricadas em Concreto por meio de Algoritmo Genético.** Dissertação de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), 2016.

[17] MUKHOPADHYAY, M. – **Vibrations, Dynamics and Structural Systems.** 2ª Ed. Rotterdam: A.A. Balkema, 2000.

[18] RAO, S. – **Vibrações Mecânicas.** 4ª Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009.

[19] PAREDES, M. M. – **Utilização de Amortecedores de Massas Sintonizadas no Controle de Vibrações em Estruturas.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP), 2008.

[20] FILHO, A. A. – **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE/Análise Dinâmica.** 1ª Ed. São Paulo: Ltda, 2005.

[21] KELLY, S. G. – **Mechanical Vibrations: Theory and Applications.** 2ª Ed. Stamford: Cengage Learning, 2012.

[22] MOUTINHO, C. M. R. – **Controlo Passivo e Activo de Vibrações em Pontes de Peões.** Dissertação de Mestrado em Estruturas de Engenharia Civil – Faculdade de Engenharia do Porto (FEUP), 1998.

[23] FUJINO, Y.; ABÉ, M. – **Design Formulas for Tuned Mass Dampers Based on a Perturbation Technique** – Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1993 - 22:833-854. Disponível na internet em: <URL<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/eqe.4290221002>>.

[24] SAMCO (2006), **Guidelines for Structural Control** – Structural Engineering Research Laboratory, Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research – Dubendorf, Switzerland. Disponível na internet em:<URL [http://www.samco.org/network/download\\_area/guidelines\\_sc.pdf](http://www.samco.org/network/download_area/guidelines_sc.pdf)>.

[25] OLIVEIRA, L. F. M. P. – **Análise do Comportamento Dinâmico de Torres de Geradores Eólicos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil, Especialização em Estruturas – Faculdade de Engenharia do Porto (FEUP), 2012.

[26] SIRQUEIRA, A. S. – **Comportamento Estrutural de Torres de Aço para Suporte de Turbinas Eólicas**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil – Universidade do Estado do Rio de Janeiro (UERJ), 2008.

[27] DIAS, L. D. – **Proposta de um Modelo de Cálculo para o Dimensionamento de uma Torre Eólica a partir da Análise Dinâmica e Estática**. Dissertação de Mestrado em Engenharia da Construção – Instituto Politécnico de Bragança (IPB), 2018.

[28] FERRARI, F. G. – **Quantificação da Ação do Vento para uma Torre Eólica de Pequenas Dimensões de acordo com a Metodologia dos Eurocódigos Estruturais**. Dissertação de Mestrado em Engenharia da Cosntrução – Instituto Politécnico de Bragança (IPB), 2019.

[29] **Table of Design Material Properties for Structural Steel – EUROCODE 3**. [Consult. 2020-05-10]. Disponível na internet em: <URL<https://eurocodeapplied.com/design/en1993/steel-design-properties>>.

[30] FORTIS Wind Energy, (2013), **Passaat Wind Turbine: Instruction Manual** – Netherlands.

[31] LIMA, D. M. – **Análise da Estabilidade Elástica, Análise Dinâmica e Controle de Vibração em Torres Tubulares de Aço para Aerogeradores de Eixo Horizontal**.

Dissertação de Doutorado em Engenharia Civil – Universidade Federal de Pernambuco (UFPE), 2018.

[32] HOUSNER, G. W.; Et al. – **Structural Control: Past, Present, and Future** – Journal of Engineering Mechanics – Reston (1997, September) – 123(9):897-971. Disponível na internet em: <URL[https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(1997\)123:9\(897\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1997)123:9(897))>.

[33] BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. – **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8ª Ed. New York: McGraw-Hill, 2008.

## **Anexo**

**(Códigos implementados em MATLAB)**

```

%Código 1: Sistema de 1 GDL - vibração livre (Torre sem TMD)

% constantes
m=353.28;      %kg
k=34814.1;    %N/m
c=0.001;      %N.s/m

%variáveis
a=k/m;
b=c/m;

%Condições iniciais y0,y'1
estadoinicial=[0.1, 0];

%Intervalo de tempo eixo x
x=linspace(0,100,20000);

%função
odefun = @(t,y) [y(2);...
                -a*y(1)-b*y(2)];

[time, stateMatrix]=ode45(odefun,x,estadoinicial);
y1=stateMatrix(:,1);

% Passando para o domínio da frequência

Fs=200;

fb0=(0:19999);
fy1=(fb0*Fs/20000)

figure(1)
plot(x,y1,'b-'),xlabel('Tempo (s)'), ylabel('Deslocamento(m)');axis([0
10 -0.15 0.15]);

figure(2)
plot(fy1,abs(fft(y1)/10000)),'-k'),xlabel('Frequência (Hz)'),
ylabel('Amplitude (m)');axis([0 10 0 1000]);

```

```

%Código 2: Comparativo dos sistemas 1 gdl e 2 gdl:

%I) "Sistema de 1 GDL (torre sem TMD)"

% constantes
m=353.28;      %kg
k=34814.1;    %N/m
c=0.001;      %N.s/m

%variáveis
a=k/m;
b=c/m;

%Condições iniciais y0,y'1
estadoinicial=[0.1, 0];

%Intervalo de tempo eixo x
x=linspace(0,100,20000);

%função
odefun = @(t,y) [y(2);...
                -a*y(1)-b*y(2)];

[time, stateMatrix]=ode45(odefun,x,estadoinicial);
y1=stateMatrix(:,1);

plot(x,y1,'b-');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Deslocamento (m)');

%II) "Sistema de 2 GDL (Torre+TMD)"

% constantes
m1=353.28      %kg
m2=7.52        %kg
k1=34814.1     %N/m
k2=711.65     %N/m
c1=0.001       %N.s/m
c2=20.48       %N.s/m

%variáveis
d=c2/m1
e=(k1+k2)/m1
f=k2/m1
g=c2/m2
i=k2/m2

%Para este caso chamaremos a variável y de h, para evitar confusões
com a eq. anterior.
%Condições iniciais h0,h1,h'1,h'2
estadoinicial_dois=[0.1, 0, 0, 0]

%Intervalo de tempo eixo x será também x=linspace(0,100,20000)
%função

```

```

odefun2 = @(t,h) [h(3);...
                 h(4);...
                 -d*h(3)+d*h(4)-e*h(1)+f*h(2);...
                 -g*h(4)+g*h(3)-i*h(2)+i*h(1)];

[time, stateMatrix]=ode45(odefun2,x,estadoinicial_dois);
h1=stateMatrix(:,1);
h2=stateMatrix(:,2);

%Passando para o domínio da frequência

Fs=200;

fb0=(0:19999);
fy1=(fb0*Fs/20000);
fh1=(fb0*Fs/20000);
fh2=(fb0*Fs/20000);

%Plotando diferentes gráficos

figure(1) %três curvas sobrepostas: torre com TMD, sem TMD, e curva do
TMD
plot(x,y1,'b',x,h2,'g',x,h1,'r','LineWidth',1),axis([0 20 -0.3 0.3]);
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')

figure(2)%resposta da torre com TMD no domínio da frequência
plot(fh1,abs(fft(h1)/10000),'-k',fh2,abs(fft(h2)/10000),'-
k'),xlabel('Frequência (Hz)'), ylabel('Amplitude (0)');axis([0 10 0
1000]);

figure (3) %três curvas sobrespostas+gráfico de resposta em frequência
subplot(2,1,1),plot(x,y1,'b',x,h2,'g',x,h1,'r','LineWidth',1),xlabel('
Tempo (s)'), ylabel('Deslocamento (m)');axis([0 20 -0.3 0.3]);
subplot(2,1,2), plot(fy1,abs(fft(y1)/10000),'-k'),xlabel('Frequência
(Hz)'), ylabel('Amplitude (m)');axis([0 10 0 1000]);

```