



CARLA CRUZ ROCHA

**CONTROLE DE VIBRAÇÕES DE UMA TURBINA OFFSHORE  
DE EIXO VERTICAL ATRAVÉS DE UM ABSORVEDOR DE  
COLUNA DE LÍQUIDO**

**LAVRAS – MG**

**2023**

**CARLA CRUZ ROCHA**

**CONTROLE DE VIBRAÇÕES DE UMA TURBINA OFFSHORE DE EIXO  
VERTICAL ATRAVÉS DE UM ABSORVEDOR DE COLUNA DE LÍQUIDO**

Artigo apresentado à Universidade Federal  
de Lavras, como parte das exigências para  
obtenção do título de Bacharel em Engenharia  
Mecânica.

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira  
Orientador

Prof. Dr. Belisário Nina Huallpa  
Coorientador

**LAVRAS – MG**

**2023**

**Ficha catalográfica elaborada pela Coordenadoria de Processos Técnicos  
da Biblioteca Universitária da UFLA**

Rocha, Carla Cruz

Controle de Vibrações de uma Turbina Offshore de Eixo Vertical Através de um Absorvedor de Coluna de Líquido / Rocha, Carla Cruz. 1<sup>a</sup> ed. rev., atual. e ampl. – Lavras : UFLA, 2023.

62 p. : il.

TCC(graduação)–Universidade Federal de Lavras, 2023.

Orientador: Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira.

Bibliografia.

1. TCC. 2. Monografia. 3. Dissertação. 4. Tese. 5. Trabalho Científico – Normas. I. Universidade Federal de Lavras. II. Título.

**CARLA CRUZ ROCHA**

**CONTROLE DE VIBRAÇÕES DE UMA TURBINA OFFSHORE DE EIXO  
VERTICAL ATRAVÉS DE UM ABSORVEDOR DE COLUNA DE LÍQUIDO  
WIND TURBINE VIBRATION CONTROL VERTICA AXIS OFFSHORE**

Artigo apresentado à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

APROVADA em 06 de Março de 2023.

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira DEG-UFLA  
Prof. Dr. Belisário Nina Huallpa DAT-UFLA  
Prof. Dr. Henrique Leandro Silveira DEG-UFLA

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira  
Orientador

Prof. Dr. Belisário Nina Huallpa  
Co-Orientador

**LAVRAS – MG  
2023**

*À minha mãe Eneida pelo exemplo de vida, carinho, afeto, dedicação e cuidado durante a minha vida. Aos meus amigos e família pelo apoio. E ao meu pai Carlos (in memoriam), por me ensinar a enfrentar adversidades.*

## RESUMO

A crise energética enfrentada atualmente pela humanidade impulsiona a busca por tecnologias que ofereçam energia limpa, acessível e confiável. Nesse contexto, a energia eólica surge como uma das principais alternativas. As turbinas eólicas *offshore*, em particular, têm ganhado destaque, porém a sua implementação enfrenta desafios, como a estabilidade das plataformas. A engenharia oferece soluções para o controle de vibrações, incluindo o absorvedor de vibração passivo de coluna de líquido sintonizado. Para avaliar essa solução, uma turbina eólica *offshore* foi simulada computacionalmente, utilizando um modelo mecânico de pêndulo invertido e o absorvedor de vibrações formulado linearmente e otimizado por seus parâmetros adimensionais. O modelo foi validado com resultados da literatura e aproximado de uma turbina vertical *DeepWind*. Os resultados mostraram que o absorvedor é uma estratégia eficiente de controle para as turbinas eólicas *offshore*, sendo ainda mais eficaz para as turbinas verticais.

**Palavras-chave:** TLCD; Estabilidade de Plataformas; Pêndulo Invertido.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – <i>Global Total Installed Capacity [MW]</i> . . . . .	8
Figura 1.2 – Diferenças entre turbinas verticais e horizontais. . . . .	10
Figura 1.3 – Desafios futuros da tecnologia <i>offshore</i> . . . . .	10
Figura 2.1 – Componentes de um aerogerador. . . . .	14
Figura 2.2 – Principais tipos de ( <i>VAWT's</i> ). . . . .	16
Figura 2.3 – Tipos de fundação para turbinas eólicas. . . . .	17
Figura 2.4 – Tipos de fundação flutuantes para turbinas eólicas. . . . .	18
Figura 2.5 – Os centros de um corpo. . . . .	19
Figura 2.6 – Movimentos em um ( <i>VAWT</i> ). . . . .	20
Figura 2.7 – Amortecedor Sintonizado de Coluna de Líquido. . . . .	24
Figura 3.1 – Turbinas eólicas e o pêndulo invertido. . . . .	26
Figura 3.2 – Novo modelo sem absorvedor. . . . .	29
Figura 3.3 – Novo modelo com absorvedor TLCD. . . . .	32
Figura 3.4 – Movimento do fluido no TLCD. . . . .	33
Figura 3.5 – Modelo exemplo. . . . .	40
Figura 3.6 – Conceito <i>DeepWind</i> . . . . .	42
Figura 4.1 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de $1,5 \times 10^{-3}$ na simulação referência considerando um absorvedor do tipo pêndulo. . . . .	44
Figura 4.2 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de $1,5 \times 10^{-3}$ na simulação de autoria própria considerando um absorvedor do tipo pêndulo com equações. . . . .	45
Figura 4.3 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de $1,5 \times 10^{-3}$ na simulação de autoria própria considerando um absorvedor do tipo pêndulo com parâmetros aproximados. . . . .	46
Figura 4.4 – Comparação entre parâmetros calculados e aproximados. . . . .	47
Figura 4.5 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de $1,5 \times 10^{-3}$ com $\mu = 2\%$ e variação de $\gamma$ . . . . .	50
Figura 4.6 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de $1,5 \times 10^{-3}$ , $b=14$ (esquerda) e $b=10$ (direita). . . . .	51
Figura 4.7 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de $1,5 \times 10^{-3}$ , para diferentes valores de $\mu$ . . . . .	53

Figura 4.8 – Resposta no tempo da torre com o absorvedor do tipo TLCD, $m_0 = 0$ (direita) e $m_0 = 2,5 * 10^5$ (esquerda). . . . .	55
Figura 4.9 – Resposta no tempo da torre com o absorvedor do tipo TLCD e dados reais e $m_0 = 0$ . . . . .	55

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – <i>Capacidade Instalada no fim de 2018 (MW*)</i> . . . . .	9
Tabela 4.1 – Tabela 01 de parâmetros. . . . .	43
Tabela 4.2 – Tabela 02 de parâmetros. . . . .	44
Tabela 4.3 – Parâmetros calculados e de referência para a etapa de validação. . . . .	45
Tabela 4.4 – Parâmetros do absorvedor para diferentes valores de $\gamma$ e $\mu$ . . . . .	48
Tabela 4.5 – Parâmetros do absorvedor para diferentes valores de $b$ . . . . .	51
Tabela 4.6 – Parâmetros do absorvedor para diferentes valores de $\mu$ . . . . .	52
Tabela 4.7 – Parâmetros finais do absorvedor. . . . .	53

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>8</b>
<b>1.1</b>	<b>Contexto e Motivação</b>	<b>8</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos</b>	<b>12</b>
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo Geral</b>	<b>12</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos</b>	<b>12</b>
<b>1.3</b>	<b>Estrutura Organizacional do Trabalho</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>14</b>
<b>2.1</b>	<b>Aerogeradores e Plataformas <i>Offshore</i></b>	<b>14</b>
<b>2.2</b>	<b>Tipos de Controle de Vibração em Aerogeradores</b>	<b>21</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>26</b>
<b>3.1</b>	<b>Formulação do Sistema Plataforma-Turbina</b>	<b>26</b>
<b>3.1.1</b>	<b>Linearização do Sistema</b>	<b>31</b>
<b>3.2</b>	<b>Formulação do Absorvedor Passivo</b>	<b>31</b>
<b>3.2.1</b>	<b>Otimização de Parâmetros</b>	<b>37</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Primeiro Passo</b>	<b>38</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Segundo Passo</b>	<b>38</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Terceiro Passo</b>	<b>39</b>
<b>3.3</b>	<b>Modelo para validação</b>	<b>40</b>
<b>3.4</b>	<b>Turbina Vertical e Dados Reais</b>	<b>42</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>43</b>
<b>4.1</b>	<b>Parâmetros</b>	<b>43</b>
<b>4.2</b>	<b>Validação do Sistema</b>	<b>44</b>
<b>4.3</b>	<b>Sistema com absorvedor do tipo TLCD</b>	<b>47</b>
<b>4.3.1</b>	<b>Turbina Vertical e Dados Reais</b>	<b>55</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>57</b>
<b>6</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>59</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>60</b>

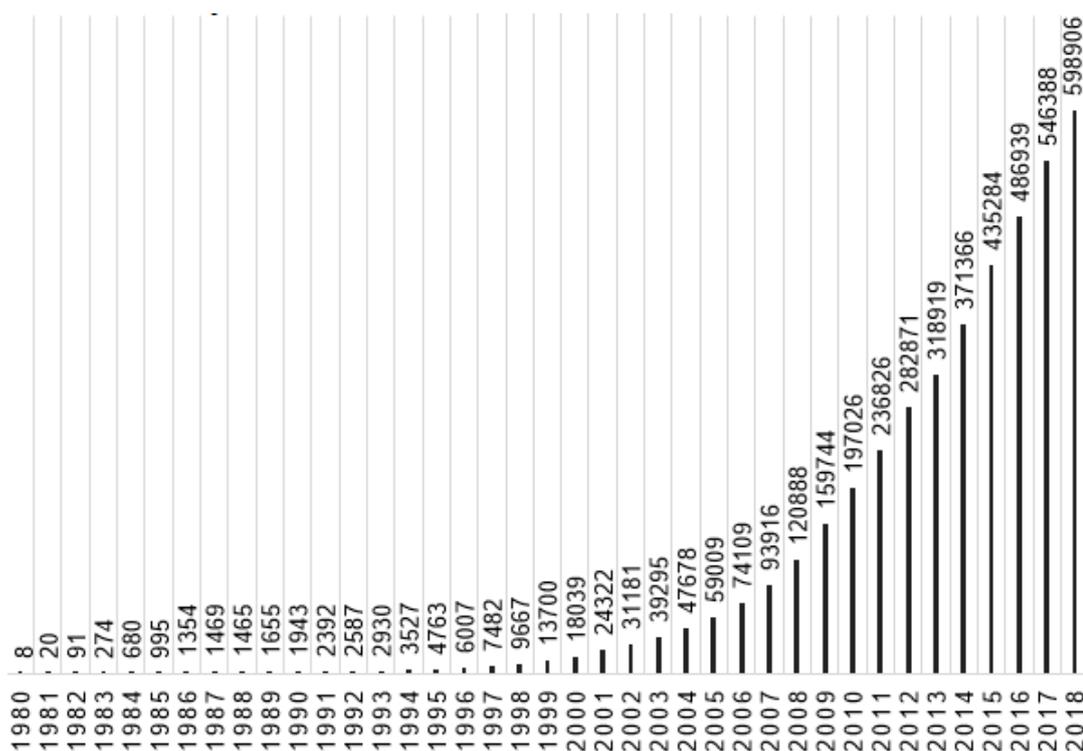
## 1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo será apresentado o conceito e planejamento inicial do presente trabalho. Também será abordado o contexto e motivação, objetivos e estrutura organizacional.

### 1.1 Contexto e Motivação

O processo de surgimento de políticas ambientais para incentivar a energia limpa, incluindo a eólica, iniciou-se há décadas. Segundo a Associação Mundial de Energia Eólica, ou no inglês *World Wind Energy International* (2019), a capacidade mundial de energia eólica aumentou exponencialmente desde 1980 até o ano de 2018, alcançando o marco de 597 GW instalados, conforme mostrado na Figura 1.1.

Figura 1.1 – *Global Total Installed Capacity [MW]*.



Fonte: *World Wind Energy International* (2019).

Por sua vez, a Tabela 1.1 traz o Brasil como destaque entre os países que implementaram essa tecnologia na sua matriz energética, alcançando a oitava posição no *ranking* mundial, com crescimento progressivo (em média 18 % ao ano, uma média maior do que a China, cuja média é de 13 %). Tais dados justificam a importância de estudos que objetivem maximizar a eficiência de turbinas eólicas.

Tabela 1.1 – Capacidade Instalada no fim de 2018 (MW\*).

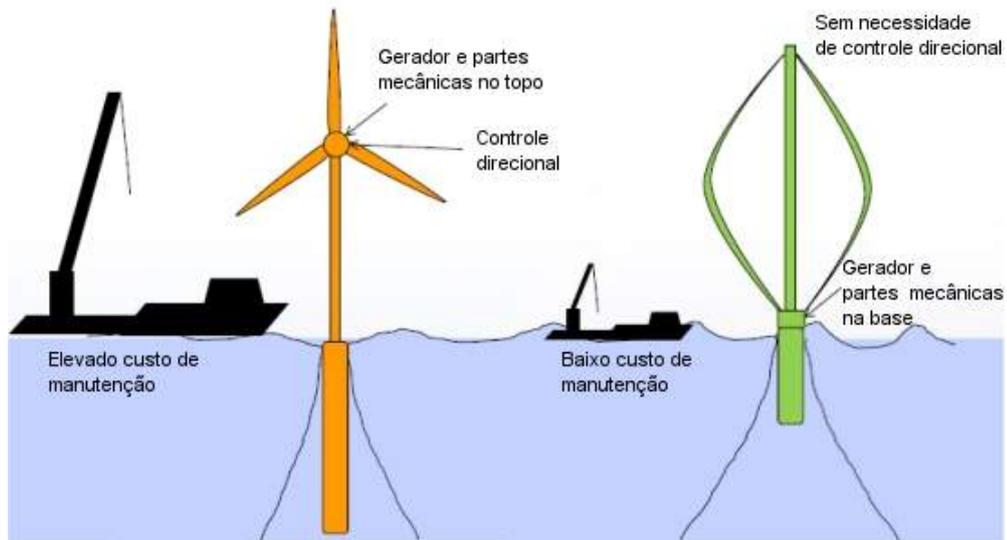
<b>País/Região</b>	<b>2018</b>	<b>2017</b>	<b>2016</b>	<b>2015</b>
China	216670	195730	168730	148000
Estados Unidos	95363	88775	82033	73867
Alemanha	59313	56190	50019	45192
Índia**	35017	32879	28279	24759
Espanha *	23494	23026	23020	22987
Reino Unido	20743	17852	14512	13614
França	15313	13760	12065	10293
Brasil**	14490	12763	10800	8715
Canadá	12816	12239	11896	11205
Outros Países*	102138	93173	85582	76653
<b>Total geral</b>	<b>596556</b>	<b>546388</b>	<b>486939</b>	<b>435284</b>

*World Wind Energy International (2019).*

A classificação das turbinas eólicas é determinada pela relação entre a direção do eixo do vento e do rotor, sendo divididas em turbinas horizontais e verticais. No mercado, as turbinas eólicas de eixo horizontal (*HAWT*) são as mais utilizadas devido à sua alta capacidade de geração de energia. Entretanto, a necessidade de alinhar o rotor horizontalmente exige controle para manter as pás sempre na direção do vento e seus custos de manutenção são elevados devido à posição da nacelle. As turbinas eólicas de eixo vertical (*VAWT*) em contrapartida, possui um *design*, que coloca a nacelle próxima ao solo, facilitando a manutenção e garantindo maior estabilidade devido ao deslocamento do centro de gravidade, além de não depender da direção do vento, embora apresentem um menor desempenho Argent (2019). A Figura 1.2 ilustra essas diferenças.

Atualmente, ganha-se destaque o emprego de turbinas eólicas situadas em alto-mar (*offshore*), pois, devido à grande densidade de ventos, junto com o fato de ser um ambiente naturalmente não habitado (o qual constitui 71 % da superfície do planeta), este possui um enorme potencial para geração de energia. No entanto, possui desvantagens como as cargas ambientais (vento e ondas), que, em grandes estruturas, levam a grandes esforços inerciais, maiores do que aquelas que ocorreriam em terra, que por um lado, levam a problemas relacionados com à fadiga e, por outro, relacionados à instabilidades, como por exemplo o tombamento da mesma (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007). Com o avanço da tecnologia *offshore*, as turbinas de eixo vertical (*VAWT*) surgem como uma opção promissora devido a sua maior estabilidade conforme mencionado anteriormente.

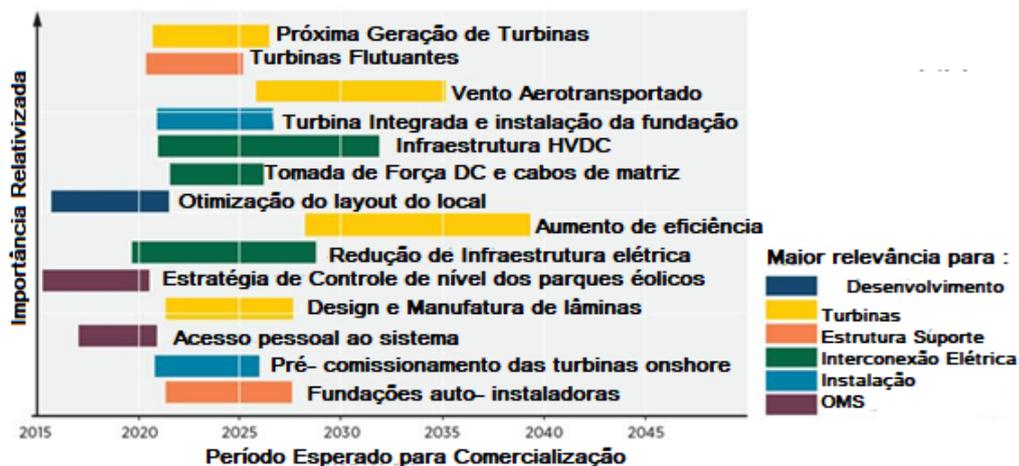
Figura 1.2 – Diferenças entre turbinas verticais e horizontais.



Fonte: Tecnológica (2019).

A Figura 1.3, ilustra uma análise das tecnologias emergentes de energia renovável nos âmbitos político, tecnológico e industrial, a fim de aumentar a sua competitividade no mercado. Sendo assim, torna-se de grande valia para direcionar o desenvolvimento de redes eólicas *offshore*.

Figura 1.3 – Desafios futuros da tecnologia *offshore*.



Fonte: IRENA (2016).

Ao analisar a Figura 1.3, é possível concluir que é urgente realizar pesquisas e estudos para desenvolver novas tecnologias que possam controlar a vibração estrutural e estabilizar o movimento das turbinas eólicas. Isso se deve ao fato de que a vibração estrutural afeta diretamente os principais aspectos que precisam ser desenvolvidos, como a próxima geração de

turbinas e fundações. Nesse sentido, é necessário estudar alternativas para garantir a estabilidade das fundações *offshore*, especialmente para as *VAWT*'s.

Diversas estratégias e ferramentas podem ser utilizadas para o controle de vibração e estabilização desses componentes. De acordo com o Zuo Haoran; BI (2020), existem quatro tipos de controle: passivo, ativo, híbrido e semiativo, cujas características de construção e eficiência são únicas. Para a implementação dessas estratégias de controle é possível utilizar os chamados absorvedores de vibração.

O presente trabalho tem como objetivo buscar soluções para a estabilização de turbinas eólicas de eixo vertical em ambientes *offshore*. Para isso, foi adotado o controle passivo como estratégia inicial e são sugeridos para futuros trabalhos o desenvolvimento de sistemas ativos, híbridos e semiativos. Inicialmente, será realizada uma revisão bibliográfica sobre aerogeradores, plataformas *offshore* e tipos de controle de vibração para embasar teoricamente os próximos passos. Em seguida, será obtido um modelo matemático simplificado através do equacionamento de Lagrange para um pêndulo invertido, que representará a dinâmica da oscilação angular da turbina. Por fim, será proposto um sistema de controle de vibrações utilizando um absorvedor de coluna de líquido sintonizado, com parâmetros otimizados através do projeto dos polos do polinômio característico. A metodologia será verificada a partir da comparação com um absorvedor de vibração do tipo pêndulo proposto por Anh et al. (2007).

Diante do exposto, o objetivo deste trabalho é buscar a estabilização de turbinas eólicas de eixo vertical em ambientes *offshore*, por meio de estratégias de controle de vibração. Como estratégia inicial, adota-se o controle passivo, e sugere-se o desenvolvimento de sistemas ativos, híbridos e semiativos para trabalhos futuros. Para fundamentar os próximos passos, é realizada uma revisão bibliográfica sobre aerogeradores, plataformas *offshore* e tipos de controle de vibração. Em seguida, obtém-se um modelo matemático simplificado por meio do equacionamento de Lagrange para um pêndulo invertido, que representa a dinâmica da oscilação angular da turbina. Em seguida, propõe-se um sistema de controle de vibrações que utiliza um absorvedor de coluna de líquido sintonizado, com parâmetros otimizados por meio do projeto dos polos do polinômio característico. Ademais, é investigada a hipótese de que o *VAWT* é mais estável do que o *HAWT*. A metodologia é validada pela comparação com um absorvedor de vibração do tipo pêndulo proposto por Anh et al. (2007).

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é desenvolver um absorvedor de vibrações passivo do tipo de coluna de líquido para controle de uma turbina eólica offshore de eixo vertical.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Desenvolver um modelo matemático representativo e simplificado de uma turbina *offshore* vertical instalada em alto mar utilizando a teoria de Lagrange;
- Equacionar e linearizar um absorvedor de vibrações do tipo coluna de líquido sintonizada utilizando a teoria de Lagrange;
- Verificar o projeto proposto comparando os resultados do presente trabalho com um trabalho de referência;
- Otimizar os parâmetros do absorvedor através da adoção do método de projeto de polos;
- Verificar o seu desempenho por meio de uma análise de dos parâmetros otimizados e resposta gráfica do sistema;
- Analisar a sensibilidade do absorvedor aos parâmetros geométricos e encontrar uma relação satisfatória.

## 1.3 Estrutura Organizacional do Trabalho

O presente trabalho é dividido em 6 capítulos, dispostos da seguinte maneira:

O capítulo 1 introduz conceitos sobre turbinas *offshore* verticais e sistemas de controle de vibração. É apresentado um apanhado do histórico e panorama atual do desenvolvimento dessas temáticas, justificando e enfatizando a importância do estudo de novas tecnologias, bem como os objetivos gerais e específicos desse trabalho e sua estrutura.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica, que detalha a dinâmica e modelagem complexa de turbinas verticais e plataformas *offshore*. É conceituado também tipos de sistemas de controle de vibrações em sistemas flutuantes (passivo, ativo híbrido e semiativo).

O capítulo 3 descreve os modelos matemáticos e computacionais utilizados para a modelagem do sistema completo e simplificado, dividindo-se em plataforma-turbina *offshore*, sistema

de controle de vibração passivo para um pêndulo invertido, utilizando uma coluna de líquido sintonizado e o modelo de validação considerando um absorvedor do tipo pêndulo.

O capítulo 4 engloba os resultados alcançados pela modelagem computacional através de parâmetros estabelecidos pela literatura. Tais resultados foram analisados considerando a sua viabilidade e eficiência.

O capítulo 5 apresenta considerações e conclusões importantes.

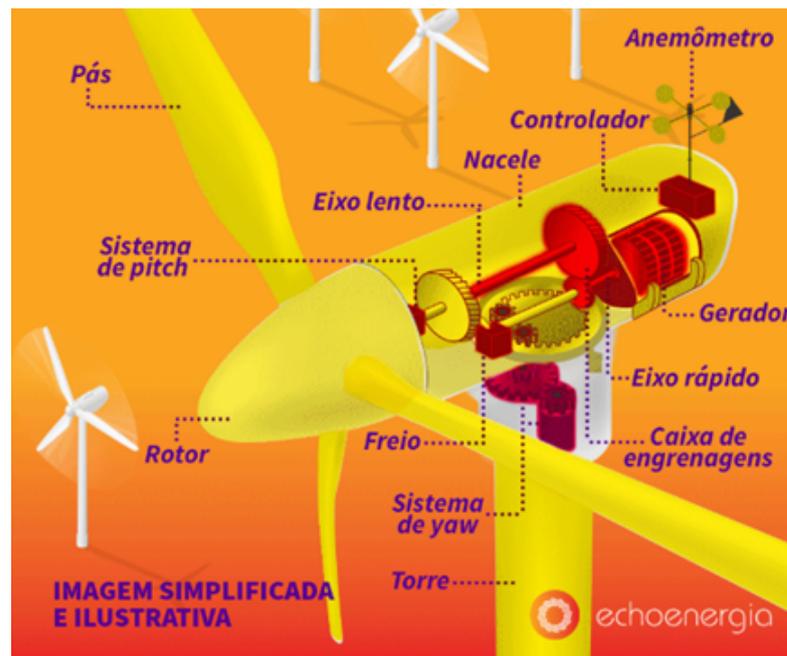
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica a seguir tem como objetivo abordar os principais conceitos teóricos necessários para a compreensão da problemática escolhida como objeto de estudo. Para tanto, será apresentado o marco teórico e estado da arte de cada subtópico, aerogeradores, plataformas *offshore* e absorvedores para controle de vibração.

### 2.1 Aerogeradores e Plataformas *Offshore*

Aerogeradores são dispositivos que transformam a energia cinética do vento em energia elétrica através de uma turbina eólica conectada por um eixo ao gerador (MAIOLINO, 2014). A Figura 2.1 mostra os componentes de um aerogerador:

Figura 2.1 – Componentes de um aerogerador.



Fonte: Echo Energia (2018).

As pás são equivalentes a asas rotativas, cuja geometria é dada por perfis aerodinâmicos, que capturam a energia cinética do ar. Cada tipo de turbina e perfil possui um coeficiente de arrasto aerodinâmico e eficiência (MAIOLINO, 2014).

A nacele é uma estrutura para proteção do gerador, sistemas de controle e elementos como engrenagens. É dentro dela que ocorrem as operações de manutenção de uma turbina.

O torque originário das pás passa pelo rotor e por um sistema de transmissão, alcançando a velocidade necessária, e alimenta o gerador, que produz energia elétrica (VITA, 2012).

Os sistemas de controle são fundamentais para garantir o desempenho e a segurança das turbinas eólicas. Dentre os principais controles utilizados destacam-se o controle *Yaw*, de passo (*pitch*) e estol. O controle *Yaw* é responsável por orientar o rotor na direção do vento incidente, em turbinas horizontais, que dependem dessa orientação. O controle de passo é responsável por controlar a inclinação das pás do rotor, regulando a velocidade de rotação da turbina. O controle de estol, por sua vez, controla o fluxo de ar nas pás do rotor, evitando a perda de eficiência e danos à turbina.

Os sistemas de controle *Yaw* e estol são passivos, ou seja, não exigem intervenção humana ou eletrônica. O controle de estol é responsável por ajustar a torção longitudinal das pás para evitar a perda de eficiência e danos. Já o controle de passo é um sistema ativo, que pode ser operado remotamente a partir de um centro de controle. Ele ajusta o ângulo de ataque das pás para a turbina operar sempre na melhor condição de eficiência (LIU JING; LIN, 2009). Esse ângulo modifica o arrasto da pá e é definido pelo ângulo entre a linha de corda da pá e o vento relativo ao escoamento (ALMEIDA, 2018). Ambos os sistemas de controle são essenciais para permitir que as turbinas eólicas operem em uma ampla faixa de velocidades de vento e condições climáticas diferentes, garantindo a eficiência e a segurança da turbina.

A torre é o elemento estrutural responsável por dar altura às turbinas horizontais (conceito que será explicado mais adiante) até um nível em que o vento possua maior velocidade, além de servir de suporte aos demais componentes.

Por fim, a fundação, que é a base de um aerogerador, responsável por garantir estabilidade ao sistema. Esse componente será melhor articulado no final deste tópico.

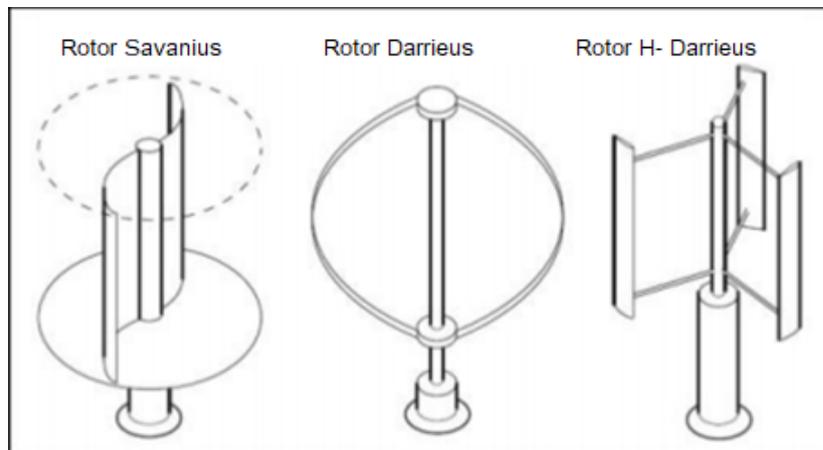
Os aero geradores, ou turbinas eólicas, são classificados pela relação entre a direção do eixo do rotor e do vento, sendo divididas em Turbinas Eólicas de Eixo Vertical ou *Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* e Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal ou *Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)*.

As *HAWT's*, atualmente, dominam o mercado devido a sua maior capacidade de geração de energia, ao seu alto coeficiente de potência (justificado pelo perfil de suas pás) e a sua não necessidade de um sistema de ignição. Mesmo que apresente como desvantagem por ter seu rotor alinhado horizontalmente, a necessidade do controle *Yaw*, visto que as pás precisam estar sempre alinhadas com a direção do vento.

Contudo, as novas tecnologias *offshore* estão apresentando perspectivas favoráveis para o uso de turbinas verticais (*VAWT's*) como uma opção atraente (LIU JING; LIN, 2009). Embora as (*VAWT's*) possuam um desempenho inferior, elas apresentam vantagens significativas, como o *design* que posiciona a nacelle próxima ao solo, o que reduz o custo de manutenção, visto que o acesso do operador é facilitado (ARGENT, 2019). Além disso, as (*VAWT's*) não dependem da direção do vento, porém, a interação entre as pás e o vento resulta em um grande momento de flexão nas lâminas, que deve ser absorvido pela base (KUMARA E. A. D.; HETTIARACHCHI, 2017). A presença da água favorece as (*VAWT's*), uma vez que o momento fletor no ambiente aquático é menor, o que permite que (*VAWT's*) de maiores dimensões e, portanto, de maiores potências sejam projetadas. Além disso, devido às altas velocidades do vento no ambiente aquático, a capacidade de autoignição das (*VAWT's*)s pode ser melhorada (LIU JING; LIN, 2009).

As (*VAWT's*) se dividem, principalmente, nos tipos Savoni (*thedrag driven*) e Darrius (*lift driven*) (vide Figura 2.2) (KUMARA E. A. D.; HETTIARACHCHI, 2017).

Figura 2.2 – Principais tipos de (*VAWT's*).



Fonte: Kumara E. A. D.; Hettiarachchi (2017).

O tipo *Darrius* possui o *design* de pás similar às (*HAWT's*), e uma maior eficiência quando comparado ao tipo *Savoni*. Além disso, o tipo *Savoni* não é adequado para geração de energia, pois necessita de muita rotação (KUMARA E. A. D.; HETTIARACHCHI, 2017).

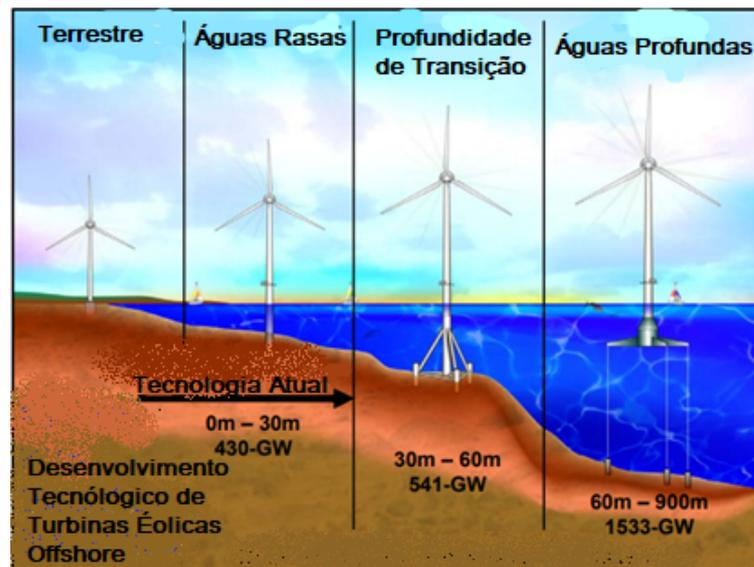
A construção de um campo eólico requer uma grande área disponível, dadas as dimensões dos aerogeradores utilizados. Ademais, é necessário que os locais escolhidos possuam uma densidade de ventos favorável, com velocidade mínima capaz de acionar as turbinas. Tais requisitos são propícios em ambientes marítimos, visto que as condições climáticas apresentam ventos constantes e de alta intensidade. Por isso, a instalação de campos eólicos em alto

mar (*offshore*) tem se mostrado uma opção viável para a geração de energia renovável em larga escala.

A tecnologia *offshore* possui grandes vantagens frente à *onshore* (em terra), como, por exemplo, a grande disponibilidade de espaço natural (ainda sem interação antropológica) e recurso eólico (sem interferência de outras estruturas e/ou relevo) em alto mar, e menor momento fletor na estrutura (IRENA, 2016), pois a água funciona como um mancal de rolo, assumindo o papel de um amortecedor (VITA, 2012). Entretanto, as altas cargas aerodinâmicas (oriundas do vento e ondas), resultam em grandes esforços de fadiga aos elementos estruturais da turbina (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007), o que pode ocasionar em ruptura, instabilidade e tombamento.

Devido aos grandes esforços resultantes das cargas aerodinâmicas, o conceito chave para uma estrutura estável e confiável em qualquer profundidade está na sua fundação. Existem diversos tipos, cada um aplicável a uma profundidade (vide Figura 2.3):

Figura 2.3 – Tipos de fundação para turbinas eólicas.



Fonte: Jonkman Jason Mark; Buhl Jr. (2007).

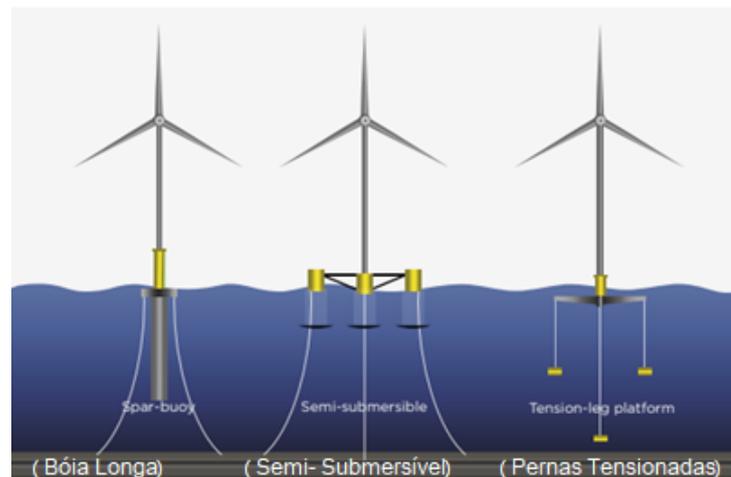
*Land-Based*: São as turbinas *onshore*, ou seja, posicionadas fora d'água. As torres de sustentação são feitas de concreto e aço, podendo ser treliças, mono-colunas ou estaiadas (MAIOLINO, 2014).

*Shallow Water*: São as turbinas dispostas na água, até 30 metros de profundidade. Usualmente, a sua sustentação é baseada em uma mono-coluna fixada em uma base de concreto (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007), ou um caixão monopé (MAIOLINO, 2014).

*Transitional Depth:* Nessa profundidade, de 30 a 60 metros, estruturas base fixadas ao solo tornam-se muito caras. Por isso, busca-se a utilização de *tripods*, *quadpods*, ou *lattice frames* (e. g. , “*jackets*”) (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007).

*Deepwater Floating:* Representa as turbinas em grandes profundidades, superiores a 60 metros. Nessa profundidade, até os *jackets*, tornam-se caros, de modo que as estruturas flutuantes sejam a melhor opção (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007), constituindo prioridade da Ásia, Europa e América do norte (IRENA, 2016). A Figura 2.4 ilustra os três possíveis tipos (LI, 2018):

Figura 2.4 – Tipos de fundação flutuantes para turbinas eólicas.



Fonte: IRENA (2016).

- *Spar-Buoy:* A estabilidade desse modelo dá-se devido ao peso adicionado pela massa que desloca o centro de gravidade para mais próximo da água (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007).
- *Semi-Submersible:* Utiliza do recurso de uma grande área em contato com a água e, apesar de ser uma solução barata, é instável em relação a ondas (VITA, 2012).
- *Tension-Leg Platform (TLP) :* Esse modelo utiliza de linhas de amarração estacionadas no fundo do mar para restrição dos graus de liberdade (JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., 2007). Sua geometria é projetada para alcançar um excesso de flutuabilidade (em relação ao seu peso) (CHANDRASEKARAN; JAIN, 2017), de modo que a força de restauração seja oriunda do parâmetro de flutuabilidade e não do peso (TEMPLETON, 2007). Entretanto, apresenta um grande volume de água deslocado e uma difícil instalação (VITA, 2012), podendo alcançar um custo muito elevado (NIELSEN FINN

GUNNAR; HANSON, 2006). Ademais, a plataforma do tipo TLP não é uma boa opção para (VAWT's), por causa das influências das significantes cargas aerodinâmicas 2P (*Twice-per-revolution*) (LIU, 2017).

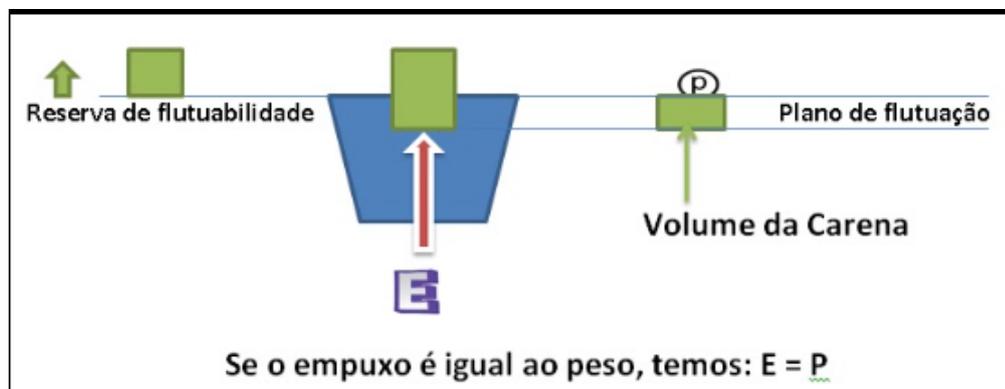
Esses três tipos possuem *mooring lines*, ou seja, linhas de amarração, cuja função é diminuir o custo e garantir menor interferência no meio aquático. Ademais, todos eles, mesmo através de abordagens diferentes, utilizam dos mesmos conceitos físicos (JONKMAN, 2009).

Para que um corpo flutue de maneira estável, é preciso que a sua força peso e a força de empuxo do líquido estejam em equilíbrio. Mas isso vai além do conceito de massa e densidade. Um corpo flutuante apresenta quatro centros: de gravidade, de empuxo, flutuação e metacentro. A seguir, cada um desses pontos será definido.

O centro de gravidade representa o ponto em que toda a massa de um corpo está concentrada, altamente dependente da sua geometria (FURG, 2017). O centro de empuxo e de flutuação são respectivamente o centro de gravidade, do líquido deslocado pelo corpo e da área de flutuação (superfície do em contato com a água) (FURG, 2017). E o metacentro é o ponto que define a estabilidade do corpo.

O metacentro é o encontro entre o centro de gravidade, centro de empuxo, e o eixo transversal do centro de flutuação, de maneira que o centro de gravidade deva estar abaixo do centro de empuxo. Dessa maneira, se a plataforma *offshore* atender a esses requisitos, ela voltará a posição inicial (metacentro), após uma excitação de onda. A Figura 2.5 ilustra os quatro centros explicados.

Figura 2.5 – Os centros de um corpo.

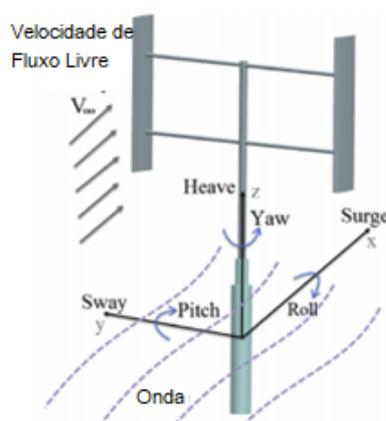


Fonte: Marítimas (2019).

Uma plataforma *offshore* apresenta seis graus de liberdade. Cada grau possui um movimento e velocidade associada, são elas: *Pitch*, *Roll*, *Drift* (translação) e *Surge*, *Heave* e *Yaw*

(rotação) (vide Figura 2.6) (LIU, 2017). Para garantir que as turbinas *offshore* tenham estabilidade, é preciso controlar também as seis velocidades.

Figura 2.6 – Movimentos em um (VAWT).



Fonte: Lei (2017).

Os movimentos de guinada, onda e balanço - do inglês "*yaw, surge e sway*" -, são restringidos pelas linhas de amarração "livres" no mar, ou seja, não tensionadas (BORG MICHAEL; SHIRES, 2014). A amplitude e valores médios das velocidades de onda e arremesso estão relacionadas respectivamente ao movimento das ondas e forças aerodinâmicas (LIU, 2017). O movimento de elevação - do inglês *Heave*- está relacionado às forças eólicas, e o de rolagem - do inglês *roll* - é bastante comum em VAWT's *offshore*, especialmente se expostas a ventos de altas velocidades (CHENG, 2017).

Cheng (2017) estudou os seis movimentos em turbinas horizontais e verticais. O estudo comprova que os movimentos apresentam a mesma magnitude nos dois casos (*HAWT's* e *VAWT's*) (CHENG, 2017), comprovando, assim, a necessidade, em ambos os casos, do estudo para o controle de deslocamentos.

## 2.2 Tipos de Controle de Vibração em Aerogeradores

A estabilização de um corpo livre (ou rígido) e a diminuição da vibração estrutural são dois problemas distintos, porém relacionados, que podem ser abordados por meio de estratégias de controle de vibração. No caso da estabilização de um corpo livre, o objetivo é manter a sua posição ou orientação estáveis, sem que ele oscile ou gire de maneira descontrolada. Já na diminuição da vibração estrutural, o objetivo é reduzir as oscilações de uma estrutura flexível, que podem ser causadas por forças externas ou internas (como o movimento de equipamentos dentro de um prédio).

Turbinas eólicas em alto mar estão expostas a grandes carregamentos externos, oriundos do próprio mar e do vento, que provocam nos componentes estruturais deslocamentos nos seis graus de liberdade, vibrações, esforços e momentos (GUNTUR, 2019). Por efeito da repetição cíclica desses carregamentos, ocorre o fenômeno conhecido como fadiga, que influencia negativamente na geração de energia, e aumenta os custos com a manutenção do equipamento (ZHANG ZILI; HØEG, 2018).

Em vista disso, são utilizadas diversas estratégias e ferramentas para o controle de vibração e estabilização desses componentes, inclusive estratégias de conjuntos de soluções de outras áreas do conhecimento, como a engenharia civil (LACKNER MATTHEW A.; ROTEA, 2011).

Existem quatro tipos de estratégia para controle de vibração e estabilização: passiva, ativa, semi-ativa e híbrida (ZUO HAORAN; BI, 2020).

O controle passivo é baseado na alteração de parâmetros físicos como massa, rigidez e amortecimento, o que resulta em processos de controle mais simples (em relação às outras estratégias), ou na adição de um absorvedor de vibração. Em ambos os casos, o sistema não apresenta consumo de energia para o controle, porém possui uma menor eficiência e pode não ser a melhor estratégia para estabilizar a turbina, assim como pode exigir mais empuxo de sua base (como o empuxo é relacionado a densidade do objeto, uma maior massa torna necessário dimensões maiores na base para o equilíbrio). Geralmente, são utilizados amortecedores ou molas para alcançar a mitigação de vibrações da estrutura (LACKNER MATTHEW A.; ROTEA, 2011). A utilização de sensores pode ser implementada para acompanhar as excitações, possibilitando a identificação das oscilações e o monitoramento do comportamento estrutural (RAHMAN, 2015). Com base nesses dados, é viável ajustar as características dos dispositivos passivos para que possam absorver as vibrações de maneira mais eficiente.

O controle ativo consiste em uma estratégia mais robusta. Exigem um sistema completo de *input*, retroalimentação de sinais e *output*, que muda conforme os dados de entrada, tornando-se mais adaptável ao sistema. Ou seja, utiliza-se sensores para captar dados da excitação externa assim como os movimentos do corpo, e tais dados alimentam um código computacional de controle, que ativa atuadores alimentados por uma fonte de energia, aplicando força, ou torque, no sistema. Essa força, ou torque, gera uma resposta na estrutura, que realimenta o código para que seja possível chegar em uma situação de estabilidade (RAHMAN, 2015).

O controle semiativo é uma combinação dos controles passivo e ativo. Possui propriedades variáveis, com um menor consumo de energia, comparado ao do controle ativo. De modo geral, seu funcionamento é muito similar ao controle ativo. Entretanto, nessa abordagem, eles não adicionam energia, apenas absorvem, sendo vistos frequentemente como dispositivos passivos controláveis (CARNEIRO, 2009). Um exemplo de absorvedores semiativos são os fluidos magneto reológicos (MR), que possuem suas propriedades modificadas quando aplicado um campo magnético.

E, por fim o controle híbrido. Enquanto o controle semiativo representaria uma união entre a ativa e semiativa de modo simultâneo, a híbrida seria as duas juntas, mas funcionando de maneira excludente (ZUO HAORAN; BI, 2020). Ou seja, o sistema ativo só funcionaria quando o sistema passivo não fosse mais capaz de controlar a vibração. Isso geralmente ocorre em eventos críticos, como abalos sísmicos (CARNEIRO, 2009).

Uma maneira de implementar as estratégias citadas é a utilização dos chamados amortecedores de vibração. São eles:

- Amortecedores de massa sintonizados

Os amortecedores de massa sintonizados ou, no inglês, *Tuned Mass Dumpers (TMD)*, são elementos secundários conectados à estrutura. Os seus parâmetros de rigidez, massa e amortecimento são projetados para que a sua frequência natural coincida com a frequência natural da estrutura primária (ZUO HAORAN; BI, 2017). Dessa forma, quando a estrutura é excitada, ele absorve as vibrações e dissipa energia através de colisões no ponto de conexão entre a estrutura primária e secundária (ZUO HAORAN; BI, 2020). As colisões são oriundas dos movimentos da massa por meio de molas e amortecedores (BORG, 2013).

É possível, dentro desse artifício, a utilização de atuadores para administrar as forças de amortecimento e restauração, melhorando a sua eficácia (LACKNER MATTHEW A.; ROTEVA,

2011). Essas implementações originam os chamados amortecedores de massa híbrido e amortecedores de massa ativo, ou no inglês, *Hybrid Mass Dampers (HMD)* e *Active Mass Dampers (AMD)*.

- Amortecedores de líquido sintonizados

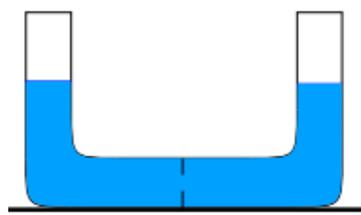
Os amortecedores de líquido sintonizados ou, no inglês, *Tuned Liquid Dampers (TLDs)*, dispõem do mesmo princípio de funcionamento do TMD, mas a dissipação de energia se dá através de um líquido. Diferentemente do TMD, a resposta do sistema é não-linear, já que o fluido se comporta irregularmente na superfície. Entretanto, no presente trabalho, que utilizará desse tipo de amortecedor, o modelo será linearizado.

O líquido, contido em um tanque, possui sua frequência natural igualada à frequência da estrutura principal (turbina) (ZUO HAORAN; BI, 2020). O seu movimento, confere uma força de contraposição à excitação externa, proporcional à aceleração do líquido, garantindo a estabilidade da turbina (ZHANG ZILI; BASU, 2019).

Suas grandes vantagens são a facilidade de sintonização e a manutenção fácil e pouco frequente, além do baixo custo (ALKMIM, 2015). Além disso, esse tipo de amortecedor pode assumir várias geometrias, como colunas, esferas (CHEN JUNLING; GEORGAKIS, 2013) e círculos (ALKMIN MANSOUR H.; FABRO, 2018).

O amortecedor sintonizado de coluna de líquido - do inglês, *Tuned Liquid Column Damper (TLCD)* -, ilustrado pela Figura 2.7, é composto por um tanque em formato de “U”, com um orifício no meio, de modo a permitir a passagem do líquido entre as duas colunas de água. Assim, a resposta da estrutura é afetada por meio de dois modos: a força restauradora do líquido e o amortecimento da placa do orifício (ZUO HAORAN; BI, 2020). Uma maneira de converter o TLCD em um sistema ativo ou semi-ativo, é através de atuadores hidráulicos, como válvulas e bombas.

Figura 2.7 – Amortecedor Sintonizado de Coluna de Líquido.



Fonte: Alkmim (2015).

- Amortecedores de fluidos controlados

O amortecedor fluido controlado - do inglês, *Controllable fluid damper* - diferentemente do TMD e TLD, não integra um controle passivo. Integra unicamente um sistema de controle semiativo, utilizando um fluido dentro do amortecedor, que possui a capacidade de transmutar entre estados de energia (livre e semissólido), através da ação de um campo elétrico (ER) ou magnético (MR) (RAHMAN, 2015).

- Outros

Existem outros tipos de amortecedores sintonizados, alguns exemplos são os amortecedores de pêndulos (GERGES RAFIK R.; VICKERY, 2005), *Fins & Bilge Keels, Heave Bottom Plates (HBPs) Heave Bottom Plates (HBPs) (BORG, 2013) e rolling-ball damper (CHEN JUN-LING; GEORGAKIS, 2015)*.

Para que os elementos amortecedores de vibração consigam atuar de maneira satisfatória, são utilizados códigos controladores de sistema. Eles são rotinas computacionais, que controlam o fluxo de informações e as respostas entre sensores e atuadores para garantir a estabilidade da estrutura. Existem diversas técnicas que utilizam redes neurais, formulações gaussianas, etc. (RAHMAN, 2015).

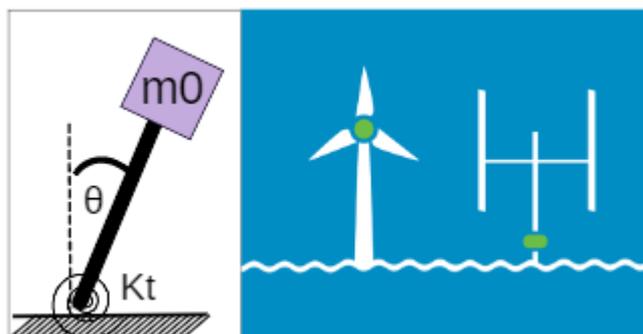
### 3 METODOLOGIA

O presente trabalho consistiu no equacionamento pela formulação de Lagrange do modelo discreto representativo de um pêndulo invertido devido a sua instabilidade (uma vez que o seu ponto de sustentação fica abaixo do seu centro de gravidade, ocasionando o deslocamento do pêndulo, exceto se for aplicada uma força em sua base na direção oposta ao movimento) com o absorvedor de vibração do tipo TLCD. Posteriormente, buscou-se a otimização dos parâmetros geométricos do absorvedor considerando a eficiência da solução e investigação da sua aplicabilidade. Para o desenvolvimento e validação do sistema, utilizou-se do modelo e método de referência desenvolvido por Anh et al. (2007). Em seguida, a modelagem matemática foi implementada no ambiente computacional, com técnicas de integração numérica e por fim, verificou-se a diferença de aplicabilidade entre turbinas horizontais e verticais, e em uma turbina vertical com dados reais (provenientes de uma turbina real).

#### 3.1 Formulação do Sistema Plataforma-Turbina

A fim de simplificar o processo de formulação do modelo da turbina eólica e plataforma *offshore*, escolheu-se trabalhar com a representação do pêndulo invertido planar, que é um sistema clássico de controle utilizado em diversas representações de problemas reais, consistindo em uma haste com uma massa pontual na sua extremidade de cima (vide Figura 3.1). Esse sistema possui não-linearidades na sua formulação (podendo-se linearizar em torno de uma condição de interesse) e tende à instabilidade, sendo muito utilizado para representação do movimento angular de estruturas *offshore*.

Figura 3.1 – Turbinas eólicas e o pêndulo invertido.



Fonte: Autora (2023)\*.

\* Fonte imagem à esquerda: Twirl (2021).

O movimento angular do pêndulo, representado por  $\theta$ , pôde ser utilizado para descrever o movimento *pitch* das estruturas *offshore*. A massa pontual  $m_0$  foi empregada para representar a massa da nacelle, sendo que em turbinas verticais essa massa estaria na extremidade inferior do pêndulo. O pêndulo invertido é altamente sensível a perturbações externas, que podem afetar a posição e a estabilidade do pêndulo assim como as estruturas *offshore*. Além disso, uma mola de torção ( $K_t$ ) foi adicionada à extremidade inferior da haste para fornecer ao sistema um momento restaurador que simulou o ambiente *offshore*.

Para a modelagem desse sistema, utilizou-se da formulação lagrangiana, que está diretamente relacionada ao Princípio de D'Alembert. O Princípio diz que o equilíbrio de um sistema é formado pela soma das forças aplicadas e forças de inércia sobre o mesmo, ou seja, um equilíbrio dinâmico de forças.

Enquanto no equilíbrio estático considera-se o equilíbrio em termos dos trabalhos virtuais nulos, resultantes de deslocamentos virtuais das coordenadas linearmente dependentes (as quais respeitam os vínculos), no equilíbrio dinâmico adiciona-se ao somatório uma força de inércia relativo ao referencial que acompanha o movimento da partícula (LEMOS, 2004).

Considerando essa condição de equilíbrio, a variação da configuração do sistema é dada pelo vetor de coordenadas generalizadas (linearmente independentes sem envolver forças de vínculo) e mantida em um tempo fixo. Dessa maneira, os deslocamentos virtuais tornam-se independentes e surge então a componente força generalizada.

Partindo desses conceitos e considerando que as forças externas são separadas das forças de vínculos, é possível chegar à Equação de Lagrange (a aplicação da equação será exemplificada mais adiante):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} \right) = \sum_{j=1}^N \vec{F}_{ext} \cdot \left( \frac{\partial \vec{x}_j}{\partial q_i} \right) \quad (3.1)$$

O termo  $L$  é o lagrangiano, e é descrito pela energia cinética do sistema menos a energia potencial. O termo  $D$  é uma função esalar que representa as forças não-conservativas; o termo  $F_{ext}$  as forças externas conservativas; e o termo  $q$  e  $x$  são, respectivamente, as coordenadas generalizadas e o vetor de posição do ponto de aplicação da força externa.

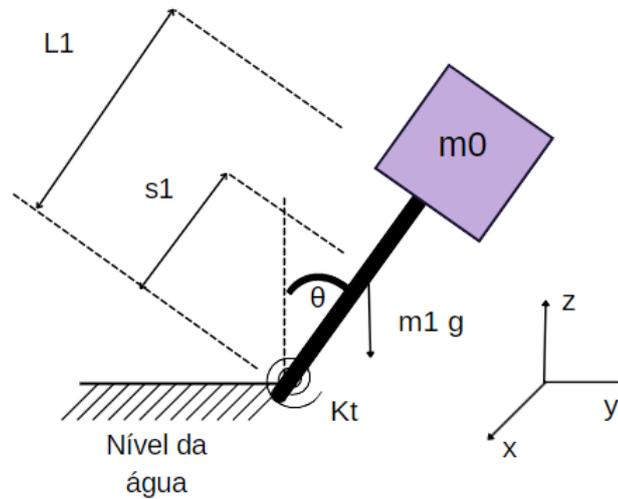
Destarte, para conferir ao sistema uma aproximação ao real (de modo simplificado) fez-se necessário algumas adaptações e considerações. Seguem as mesmas:

- O sistema plataforma-turbina está sendo representado pelo pêndulo. Conforme dito anteriormente, as linhas de amarração restringem os movimentos de *surge* e *sway*. Dessa maneira, desconsiderando o movimento de *heave* e considerando os corpos no plano *ZY*, a rotação do pêndulo representa o movimento *pitch* e é o objeto de controle;
- Em adição ao item acima considerou-se vínculos holônomos entre os corpos, permitindo que o pêndulo se mova apenas em  $\theta$  e o fluido do absorvedor na vertical (sem movimento da estrutura, a sua dinâmica será ilustrada na Seção 3.2, de modo que o sistema sem o controle possua um grau de liberdade, e o sistema com controle, dois;
- Os parâmetros da massa concentrada pontual são relativos à nacele;
- Os carregamentos hidrodinâmicos e aerodinâmicos serão desconsiderados para o presente trabalho, porém serão citados na seção trabalhos futuros;
- A fim de simular o ambiente *offshore*, adicionou-se à extremidade inferior da haste uma mola de torção que imprimirá ao sistema um momento restaurador;
- São desconsiderados os efeitos da rotação das pás;
- O sistema será linearizado considerando pequenos deslocamentos;
- A massa e a haste estão sendo modelados como corpos rígidos;
- A haste está fixada em sua extremidade inferior de modo que a mesma não translade;
- Considerou-se o sistema torre+flutuador como o pêndulo de haste homogênea;
- A origem espacial do sistema está localizada na extremidade inferior da haste;
- A fim de validar o código, o passo inicial foi simular o modelo proposto por Anh et al. (2007).

Isso posto, segue o sistema idealizado para a simulação ilustrado pela Figura 3.2 (o modelo sem absorvedor é válido para o equacionamento de validação e o equacionamento com o TLCD).

Em que  $K_t$  é a constante da mola de torção,  $m_0$  a massa da nacele,  $m_1$  a massa do pêndulo, e  $L_1$  o comprimento da haste. Considerando  $s_1$  como a distância entre o ponto inicial

Figura 3.2 – Novo modelo sem absorvedor.



Fonte: Autora (2023).

da haste até o seu centro de gravidade, e que a massa e a haste movem-se em  $\theta$ , tem-se as seguintes coordenadas para os dois corpos:

$$Z_0 = L_1 \cos \theta \quad (3.2)$$

$$Z_1 = s_1 \cos \theta \quad (3.3)$$

$$Y_0 = L_1 \sin \theta \quad (3.4)$$

$$Y_1 = s_1 \sin \theta \quad (3.5)$$

onde 0 e 1 são os índices para a massa e a haste.

Derivando as vetores de posição, tem-se as velocidades do sistema:

$$\dot{Z}_0 = -L_1 \dot{\theta} \sin \theta \quad (3.6)$$

$$\dot{Z}_1 = -s_1 \dot{\theta} \sin \theta \quad (3.7)$$

$$\dot{Y}_0 = \dot{\theta} L_1 \cos \theta \quad (3.8)$$

$$\dot{Y}_1 = \dot{\theta} s_1 \cos \theta \quad (3.9)$$

A partir dos vetores de velocidade e posição descreve-se o lagrangiano do sistema, sendo a energia cinética expressa por  $T$ , a potencial por  $V$ :

$$T = \int_0^{L_1} \rho [(\dot{Z}_1(s))^2 + (\dot{Y}_1(s))^2] ds + \frac{1}{2} m_0 (\dot{Z}_0^2 + \dot{Y}_0^2) = \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \left( m_0 L_1^2 + \frac{1}{3} \rho L_1^3 \right) \quad (3.10)$$

$$V = m_0 L_1 g \cos \theta + \frac{1}{2} K_t \theta^2 + \int_0^{L_1} \rho g Y_1(s) ds = m_0 L_1 g \cos \theta + \frac{1}{2} K_t \theta^2 + \frac{1}{2} \rho L_1^2 g \cos \theta \quad (3.11)$$

onde a constante torcional da mola referente ao momento restaurador pode ser expressa por:

$$K_t = \frac{1}{8} \pi \rho_w g H^2 D^2 \quad (3.12)$$

sendo  $\rho_w$  a densidade da água,  $g$  a gravidade,  $H$  profundidade da lâmina de água e  $D$  diâmetro do pêndulo (haste).

A simulação de vibrações em sistemas sem amortecimento é usada para entender o comportamento dinâmico de sistemas mecânicos e estruturais sujeitos a vibrações indesejadas, e por isso considera-se a força não-conservativa  $D$  nula para o pêndulo invertido.

A função de Lagrange pode ser obtida a partir das equações de energia cinética (3.10) e potencial (3.11), resultando na seguinte expressão:

$$L = T - V \quad (3.13)$$

$$L = \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \left( m_0 L_1^2 + \frac{1}{3} \rho L_1^3 \right) - \left( m_0 L_1 g \cos \theta + \frac{1}{2} K_t \theta^2 + \frac{1}{2} \rho L_1^2 g \cos \theta \right) \quad (3.14)$$

A partir da expressão de Lagrange (Equação 3.14), e ignorando o termo de amortecimento estrutural tem-se a equação de Lagrange 3.15 para a coordenada generalizada  $\theta$ .

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial \theta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} \right) = M_t \quad (3.15)$$

Resulta-se de todas as informações acima as seguintes equações de movimento:

$$\left( m_0 L_1^2 + \frac{1}{3} \rho L_1^3 \right) \ddot{\theta} + (0) \dot{\theta} + \left( K - m_0 L_1 g \cos \theta - \frac{1}{2} \rho L_1^2 g \cos \theta \right) \theta = M_t \quad (3.16)$$

onde  $M_t$  é um momento de excitação qualquer em formato senoidal, no entanto, sua equação não foi descrita uma vez que na simulação, esse momento foi zerado e as condições iniciais do movimento foram utilizadas.

### 3.1.1 Linearização do Sistema

Para a simplificação da análise, o sistema foi linearizado. Para esse passo, é considerado a abordagem mais usual da linearização que é a aproximação das funções ao ponto de operação ideal ( $\theta = 0$ ).

Considerando esse ponto, as funções não-lineares do sistema são aproximadas para  $\text{sen}\theta = \theta$  e  $\text{cos}\theta = 1$ . Por  $\theta$  ser muito pequeno, considera-se que  $\theta^2$  e  $\dot{\theta}^2$  são aproximadamente iguais a 0. Dessa maneira, a equação linearizada é:

$$\left(m_0L_1^2 + \frac{1}{3}\rho L_1^3\right)\ddot{\theta} + (0)\dot{\theta} + \left(K - m_0L_1g - \frac{1}{2}\rho L_1^2g\right)\theta = M_t \quad (3.17)$$

## 3.2 Formulação do Absorvedor Passivo

Em concordância aos objetivos elucidados previamente, pretende-se desenvolver um código computacional que represente o absorvedor de vibração passivo do tipo coluna de líquido sintonizado, que também será equacionado por Lagrange.

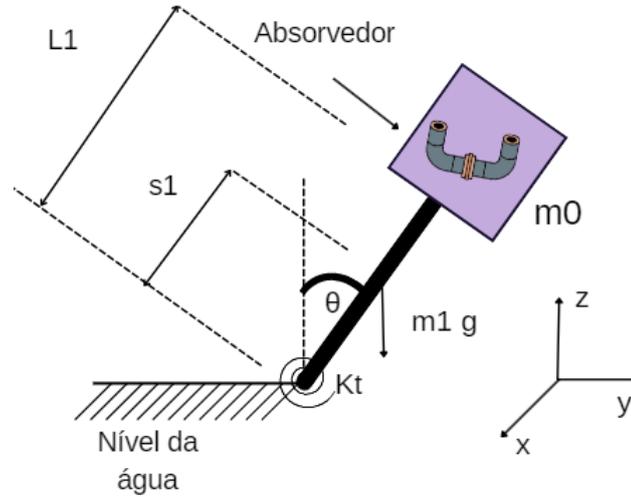
Para essa etapa do processo, foram considerados dois casos: o absorvedor TLCD instalado na extremidade da haste, e o modelo de validação utilizando um absorvedor do tipo pêndulo proposto por Anh et al. (2007) descrito na seção 3.3. Para ambas as situações, o objetivo é controlar o ângulo de rotação  $\theta$ .

Para o primeiro caso, são apresentadas as seguintes coordenadas para o fluido, conforme ilustrado na Figura 3.3:

$$z_a = Z_0 + z_2 = L_1 \cos\theta + z_2 \quad (3.18)$$

$$y_a = Y_0 = L_1 \text{sen}\theta \quad (3.19)$$

Figura 3.3 – Novo modelo com absorvedor TLCD.



Fonte: Autora (2023).

onde,  $z_a$  e  $y_a$  são, respectivamente, o deslocamento vertical e horizontal do absorvedor (para as próximas equações  $a$  é utilizado como o índice para o absorvedor TLCD) e  $z_2$  é o deslocamento vertical do fluido. Derivando os vetores de posição tem-se as velocidades.

$$\dot{z}_a = -L_1 \dot{\theta} \sin \theta + \dot{z}_2 \quad (3.20)$$

$$\dot{y}_a = L_1 \dot{\theta} \cos \theta \quad (3.21)$$

Para escrever o lagrangiano do absorvedor, é fundamental a compreensão do deslocamento do fluido no tubo. Esse movimento pode ser observado na Figura 3.4.

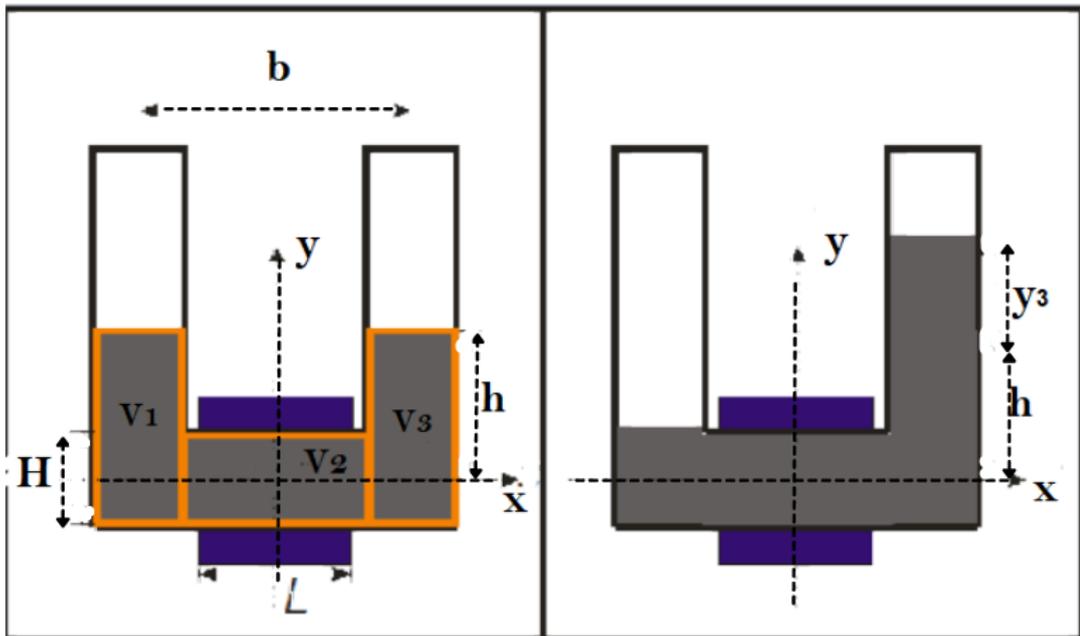
Utilizando como referência o movimento do fluido exemplificado pela Figura 3.4, Cortelini (2014) expressa o Lagrange do fluido pela Equação 3.22,

$$L = 0,5 \int_{V_1} \rho (\dot{z}_a^2 + \dot{y}_a^2) dV + 0,5 \int_{V_2} \rho (\dot{z}_a + \dot{y}_a)^2 dV + 0,5 \int_{V_3} \rho (\dot{z}_a^2 + \dot{y}_a^2) dV - \int_{V_1} \rho g z_a dV - \int_{V_3} \rho g z_a dV \quad (3.22)$$

e considerando  $V_1 = h \times A$ ,  $V_2 = b \times A$  e  $V_3 = h \times A$ , pode-se reescrever a Equação 3.22 como a soma de quatro termos.

$$L = 0,5 \rho A h (\dot{z}_a^2 + \dot{y}_a^2) + 0,5 \rho A b (\dot{z}_a + \dot{y}_a)^2 + 0,5 \rho A h (\dot{z}_a^2 + \dot{y}_a^2) - \rho g A (h^2 + z_2^2) \quad (3.23)$$

Figura 3.4 – Movimento do fluido no TLCD.



Fonte: Cortelini (2014).

Ao substituir as equações 3.20 e 3.21 na equação 3.23, é possível observar que os termos da parcela do Lagrange que correspondem ao absorvedor são iguais a:

$$Lag_1 = Lag_3 = 0,5\rho Ah(\dot{z}_2^2 + \dot{\theta}^2 L_1^2 - 2\dot{z}_2 \dot{\theta} L_1 \sin \theta) \quad (3.24)$$

$$Lag_2 = 0,5\rho Ab(\dot{z}_2^2 + \dot{\theta}^2 s_1^2(1 - \sin 2\theta) + 2\dot{z}_2 \dot{\theta} L_1(\cos \theta - \sin \theta)) \quad (3.25)$$

$$Lag_4 = -g\rho A(h^2 + L_1 \cos \theta) \quad (3.26)$$

e a sua componente de força não-conservativa (relativa à passagem do fluido pelo orifício) é:

$$D = 0,5\rho A\zeta|\dot{z}_2|\dot{z}_2 \quad (3.27)$$

onde,  $z_2$ ,  $\dot{z}_2$  e  $\ddot{z}_2$  são, respectivamente, o deslocamento, a velocidade e aceleração vertical do coluna de líquido;  $A$  é a seção transversal da coluna de líquido;  $b$  e  $h$  são a dimensão horizontal e o altura do fluido em sua posição inercial;  $\rho$  e  $g$  são a densidade do líquido e a gravidade local, respectivamente;  $\zeta$  é o coeficiente não-linear de perda de carga, regido pela proporção entre o diâmetro de abertura do orifício e as dimensões do tubo.

Analogamente ao processo realizado para o sistema sem o absorvedor, reescreve-se as equações de movimento do sistema para cada variável de estado e lineariza-se em torno de  $\sin\theta = \theta$  e  $\cos\theta = 1$ . Mais adiante, ainda nessa seção, a equação do amortecimento do absorvedor será simplificada e linearizada.

Ao incorporar as Equações 3.24, 3.25, 3.26 e 3.27 às equações de movimento matricial têm-se:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} (m_0L_1^2 + \frac{1}{3}\rho L_1^3 + \rho AL_1^2(b+2h)) & \rho AL_1(b - \theta(2h+b)) \\ \rho AL_1(b - \theta(2h+b)) & \rho A(b+2h) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{z}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{z}_2 \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} K - m_0L_1g\cos\theta - \frac{1}{2}\rho L_1^2g\cos\theta & 0 \\ 0 & 2A\rho g \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.28) \end{aligned}$$

Consoante escrito anteriormente, tornou-se necessária a linearização da equação do amortecimento do absorvedor, que é dependente do módulo da sua velocidade. Alkmin Mansour H.; Fabro (2018) propõe uma expressão do amortecimento linearizado utilizando uma abordagem derivada da estatística, de modo que a expressão final do amortecimento do absorvedor é dada por:

$$c_A = 2\omega_a\xi_a \quad (3.29)$$

Essa equação é válida para sistemas SDOF (único grau de liberdade, ou, do inglês *single degree-of-freedom*) e MDOF (múltiplos graus de liberdade, ou, do inglês *multi degree-of-freedom*), segundo (HOCHRAINER; ZIEGLER, 2006). Onde,  $\xi_a$  e  $\omega_a$  são, respectivamente, a constante de amortecimento e a frequência. Posteriormente nesse capítulo apresenta-se a equação otimizada para a constante de amortecimento.

Percebe-se também que a equação 3.29 não apresenta o termo de perda de carga através do orifício. Alkmin Mansour H.; Fabro (2018) também apresenta uma equação para esse parâmetro otimizado. Entretanto, essa equação possui um termo específico ao tipo de espectro utilizado. À vista disso, no presente trabalho será utilizada uma simples equivalência entre o amortecimento linear e não-linear, onde serão realizadas algumas considerações para o valor de

$|\dot{z}_2|$ . Como o orifício é projetado para o maior coeficiente de perda de carga, utilizou-se o maior valor de  $|\dot{z}_2|$ .

O deslocamento  $z_2$  pode ser descrito como uma função cosseno na forma (ALKMIN MANSOUR H.; FABRO, 2018):

$$z_2(t) = z_2 \cos \left( \sqrt{\frac{2g}{h}} t \right) \quad (3.30)$$

onde  $z_2$  possui uma constante de amplitude igual a  $\frac{h-b}{2}$  devido à construção geométrica do absorvedor.

Sabendo que a velocidade  $\dot{z}_2$  é a derivada de  $z_2$ , tem-se:

$$\dot{z}_2(t) = -\frac{h-b}{2} \sqrt{\frac{2g}{h}} \text{sen} \left( \sqrt{\frac{2g}{h}} t \right) \quad (3.31)$$

Como deseja-se maximizar o valor da velocidade, assume-se que o seno seja igual a  $z_2$ , o que resulta na equação 3.32.

$$\dot{z}_2(t) = -\frac{h-b}{2} \sqrt{\frac{2g}{l}} \quad (3.32)$$

Além disso, outro termo importante a ser linearizado está ligado à diagonal secundária da matriz de amortecimento. Cortelini (2014) investiga o impacto das simplificações das posições do fluido no primeiro passo e chega à conclusão de que os resultados são semelhantes e não influenciam significativamente nos resultados. Assim, é considerado que  $y_a$  é igual a  $\theta L_1$  e  $z_a$  é igual a  $z_2$ .

Ao considerar a linearização do termo de amortecimento do absorvedor, a simplificação das posições do fluido e a condição de contorno de  $\theta = 0$ , é obtida a matriz linearizada (Equação 3.33).

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} (m_0 L_1^2 + \frac{1}{3} \rho L_1^3 + \rho A L_1^2 (b + 2h)) & \rho A L_1 b \\ \rho A L_1 b & \rho A (b + 2h) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{z}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{z}_2 \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} K - m_0 L_1 g - \frac{1}{2} \rho L_1^2 g & 0 \\ 0 & 2A \rho g \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.33) \end{aligned}$$

A fim de parametrizar as equações 3.16 e 3.32, logo abaixo introduz-se os parâmetros adimensionais.

$$\mu = \frac{A\rho(2h+b)}{m_0 + \rho L_1/3} \quad (3.34)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{(K_t - m_0 L_1 g - \frac{1}{2}\rho L_1^2 g)}{m_0 L_1^2 + \frac{1}{3}\rho L_1^3}} \quad (3.35)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{2Ag\rho}{A\rho(2h+b)}} \quad (3.36)$$

$$\gamma = \frac{b}{2h+b} \quad (3.37)$$

$$\alpha = \frac{\omega_a}{\omega_s} \quad (3.38)$$

$$\eta = \frac{g}{\omega_s^2 L_1} \quad (3.39)$$

$$\xi = \frac{ca}{2\omega_a A\rho(2h+b)} \quad (3.40)$$

Utilizando as equações mencionadas anteriormente e realizando a transformação  $z = l\theta$ , são obtidas as equações de movimento para o sistema com e sem absorvedor, conforme segue:

$$\begin{bmatrix} 1 + \mu & \mu\gamma \\ \mu\gamma & \mu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{z}_2 \end{Bmatrix} + \omega_s \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 2\alpha\mu\xi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{z}_2 \end{Bmatrix} + \omega_s^2 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \mu\alpha^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{M(t)}{m_0 + \rho L_1/3} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.41)$$

onde,  $\mu$  é a razão das massas,  $\gamma$  é a razão geométrica dos parâmetros do absorvedor,  $\omega_s$  e  $\omega_a$  as frequências de vibração do pêndulo invertido e do absorvedor,  $\alpha$  é a razão das frequências,  $\xi$  a constante de amortecimento do absorvedor e  $\eta$  a distribuição de massa da estrutura.

É importante destacar o termo  $\alpha$ , ou fator de sintonização. Ele representa a capacidade do absorvedor de sintonizar com a estrutura, de maneira que quanto mais próximo à 1 melhor.

### 3.2.1 Otimização de Parâmetros

A otimização dos parâmetros relativos ao absorvedor proposto ( $\alpha$  e  $\xi$ ), foi realizada considerando o projeto dos polos (raízes) do polinômio característico da equação adimensional linearizada 3.41,

$$P(\lambda) = Det \left( \lambda^2 \begin{bmatrix} 1 + \mu & \mu\gamma \\ \mu\gamma & \mu \end{bmatrix} + \lambda \omega_s \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 2\alpha\mu\xi \end{bmatrix} + \omega_s^2 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \mu\alpha^2 \end{bmatrix} \right) \quad (3.42)$$

onde o polinômio também pode ser escrito por,

$$P(\lambda) = a_4\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_1\lambda + a_0 \quad (3.43)$$

e reescrito por:

$$P(\lambda) = ((\lambda - \delta_0) + \delta_1^2)((\lambda - \delta_3) + \delta_2^2) \quad (3.44)$$

A partir da equação 3.42, obtém-se que os termos presentes na equação 3.43 são iguais a:

$$\begin{aligned} a_4 = 1; a_3 = \frac{2\alpha\xi\omega_s(\mu+1)}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1}; a_2 = \omega_s^2 \frac{\alpha^2\mu + \alpha^2 + 1}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1}; \\ a_1 = \omega_s^3 \frac{2\alpha\xi}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1}; a_0 = \omega_s^4 \frac{\alpha^2}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1}; \end{aligned} \quad (3.45)$$

Nessa metodologia, as raízes do polinômio característico do sistema representam os polos. Para garantir a efetividade do projeto de polos, é preciso entender o que significa cada parte da equação. Em um polinômio característico, a parte real representa a o decaimento exponencial da curva de resposta e a parte imaginária a parte oscilatória. Assim, para que o sistema alcance estabilidade, faz-se necessário que a parte real seja negativa (a vibração decresça com o tempo) e seja a maior possível a fim de que a estabilidade seja alcançada mais rápido. Já a parte imaginária deve ser a menor possível de modo que se tenha menos ciclos de oscilação. Adicionalmente, no contexto do trabalho em questão, é considerado o caso ideal em que as partes reais e imaginárias dos parâmetros sejam repetidas. Dessa maneira, é possível chegar em apenas um valor para a taxa de amortecimento (TAVARES, 2019).

Diante do exposto, para o projeto otimizado serão realizados os seguintes passos propostos por Anh et al. (2007):

- Primeiro Passo: Garantir que as partes reais dos polos sejam negativas e iguais entre si, variando a rigidez do absorvedor;
- Segundo Passo: Garantir que as partes imaginárias sejam iguais entre si, variando o amortecimento do absorvedor;
- Terceiro Passo: Tentar que a parte imaginária seja igual a 0 a fim que o sistema não oscile.

### 3.2.2 Primeiro Passo

Para o primeiro passo, é estabelecido que o menor valor da parte real de  $\lambda$  deve ser menor ou igual ao valor da constante  $a_3$ . O valor de  $a_3$  não depende de nenhum parâmetro do absorvedor (rigidez ou amortecimento), então será apenas garantido que a parte real atinja o seu maior valor, fazendo com que a parte real de  $\lambda$  seja igual à  $a_3$  sem nenhuma alteração (por enquanto) da rigidez do absorvedor.

Para que as partes reais sejam iguais, tornando os polos dos sistemas 02 pares complexos conjugados, os termos  $\delta_0$  e  $\delta_3$  serão igualados.

### 3.2.3 Segundo Passo

Para o segundo passo, iguala-se as equações 3.43 e 3.44, resultando nas seguintes equações:

$$-4\delta_0 = \frac{2\alpha\xi\omega_s(\mu+1)}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1} \quad (3.46)$$

$$6\delta_0^2 + \delta_1^2 + \delta_2^2 = \omega_s^2 \frac{\alpha^2\mu + \alpha^2 + 1}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1} \quad (3.47)$$

$$-4\delta_0^3 - 2\delta_0(\delta_1^2 + \delta_2^2) = \omega_s^3 \frac{2\alpha\xi}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1} \quad (3.48)$$

$$(\delta_0^2 + \delta_1^2)(\delta_0^2 + \delta_2^2) = \omega_s^4 \frac{\alpha^2}{-\mu\gamma^2 + \mu + 1} \quad (3.49)$$

Dividindo a equação 3.46 pela equação 3.48, encontra-se o valor de  $\delta_0$  para utilizar na equação resultante da divisão da equação 3.47 pela equação 3.49, chegando em:

$$\frac{\frac{6\omega_s^2}{\mu+1} - 2(\delta_1^2 + \delta_2^2)}{\left(\frac{\omega_s^2}{\mu+1} + \frac{\delta_1^2 - \delta_2^2}{2}\right)\left(\frac{\omega_s^2}{\mu+1} + \frac{\delta_2^2 - \delta_1^2}{2}\right)} = \frac{\alpha^2\mu + \alpha^2 + 1}{\alpha^2\omega_s^2} \quad (3.50)$$

sendo  $\alpha$  descrito pela equação 3.51.

$$\alpha^2 = \frac{(-\mu\gamma^2 + \mu + 1)(\delta_0^2 + \delta_1^2)(\delta_0^2 + \delta_2^2)}{\omega_s^4} \quad (3.51)$$

Depois de alguma manipulação e igualando  $\delta_2^2$  e  $\delta_1^2$  tem-se:

$$\max(\delta_1) = \max(\delta_2) \geq \frac{\omega_s}{2} \frac{\sqrt{(\mu^2\gamma^2 + \gamma^2\mu - \mu^2 - 2\mu - 1)(5\gamma^2\mu - 4\mu - 4)}}{\mu^2\gamma^2 + \gamma^2\mu - \mu^2 - 2\mu - 1} \quad (3.52)$$

Semelhante ao primeiro passo, é observado que os polos imaginários também não dependem de parâmetros do absorvedor. Sabendo que o objetivo do segundo passo é tornar a parte imaginária a menor possível, a equação 3.52 passa a ser uma igualdade.

### 3.2.4 Terceiro Passo

O último passo consiste em tentar zerar os polos imaginários, entretanto, devido ao equacionamento desses termos esse passo torna-se impossível (assim como na maioria dos casos).

Portanto, utilizando apenas dos termos encontrados no primeiro e segundo passos, é possível chegar nas equações finais da parte real do polinômio, assim como dos parâmetros otimizados:

$$\delta_0 = \sqrt{\frac{\omega_s^2}{\mu+1} - \delta_1^2} \quad (3.53)$$

$$\alpha_{otimizado} = \sqrt{\frac{-\mu\gamma^2 + \mu + 1}{(\mu+1)^2}} \quad (3.54)$$

$$\xi_{otimizado} = \frac{|-4\delta_0|(-\mu\gamma^2 + \mu + 1)}{2\alpha\omega_s(\mu+1)} \quad (3.55)$$

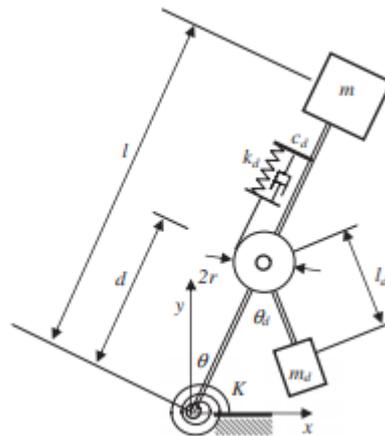
É importante observar que o valor de  $\xi$  é referente ao coeficiente de perda em uma aproximação linear. Porém, em um projeto real, esse coeficiente de perda é variável de acordo com a proporção do orifício e o tubo, dentre outros fatores, sendo calculado por fatores de perda, rugosidade, tamanho e diagramas (como por exemplo o diagrama de *Moody*) (ALKMIN MANSOUR H.; FABRO, 2018).

Caso o projeto não seja viável geometricamente, é possível modificar o valor de  $\xi$  para diminuir ou aumentar os valores de  $h$ ,  $A$  e  $b$ . Para isso, é necessário trabalhar com o sistema não-linear, modificando a quantidade de variáveis e adaptando as equações. A adaptação e reavaliação do problema não serão feitas no presente trabalho, uma vez que as razões de massas e amortecimento estão sendo trabalhadas no ambiente computacional, o que torna as restrições geométricas menos rigorosas.

### 3.3 Modelo para validação

Anh et al. (2007) propõem em seu trabalho a utilização de um absorvedor do tipo pêndulo invertido para a absorção de vibração de uma representação da turbina eólica a partir de um pêndulo invertido (vide Figura 3.5).

Figura 3.5 – Modelo exemplo.



Fonte: Anh et al. (2007).

De modo análogo ao apresentado nas subseções anteriores, e considerando  $\theta_d$  (o movimento angular do absorvedor do tipo pêndulo) como a coordenada generalizada, são obtidos os seguintes parâmetros adimensionais e equações de movimento para esse caso.

$$\begin{bmatrix} 1 + \mu\gamma & \mu\gamma \\ \mu\gamma & \mu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{z}_2 \end{Bmatrix} + \omega_s \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 2\alpha\mu\xi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{z}_2 \end{Bmatrix} + \omega_s^2 \begin{bmatrix} 1 - \mu\gamma\eta & -\mu\eta \\ -\mu\eta & \mu\alpha^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{M(t)}{m_1 + \rho L_1/3} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.56)$$

$$\mu = \frac{m_d}{m + \frac{\rho l}{3}} \quad (3.57)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{(K_t - mlg - \frac{1}{2}\rho l^2 g)}{ml^2 + \frac{1}{3}\rho l^3}} \quad (3.58)$$

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k_d r^2}{m_d l_d^2} + \frac{g}{l_d^2}} \quad (3.59)$$

$$\gamma = \frac{d - l_d}{l} \quad (3.60)$$

$$\alpha = \frac{\omega_d}{\omega_s} \quad (3.61)$$

$$\eta = \frac{g}{\omega_s^2 l} \quad (3.62)$$

$$\xi = \frac{c_d r^2}{2\omega_d m_d l_d^2} \quad (3.63)$$

onde  $r$  é o raio da polia onde o absorvedor está instalado,  $d$  a distância até o centro da polia,  $l_d$  o tamanho da haste,  $\omega_d$  a frequência,  $m_d$  a massa,  $k_d$  a rigidez e  $c_d$  o amortecimento do absorvedor.

E por fim, os parâmetros otimizados são expressos pelas Equações 3.64 e 3.65.

$$\alpha_{otimizado} = \frac{\sqrt{(1 - \gamma\mu\eta)^2 + \mu\eta^2(1 + \gamma^2\mu)^2}}{(1 + \gamma^2\mu)\sqrt{1 - \gamma\eta\mu}} \quad (3.64)$$

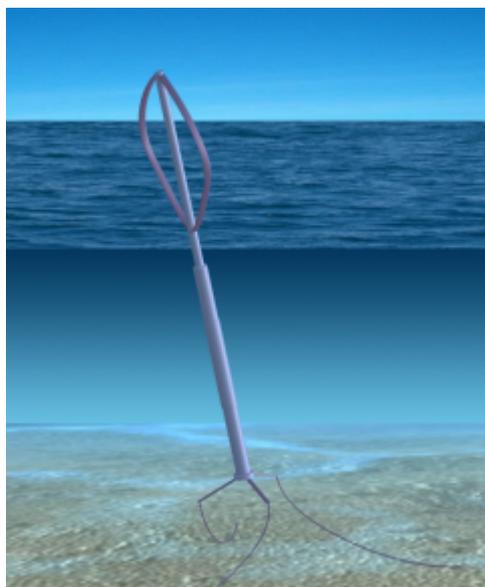
$$\xi_{otimizado} = \sqrt{\frac{\mu(\gamma + \eta)^2}{(1 + \gamma^2\mu)[(1 - \gamma\eta\mu)^2 + \mu\eta^2(1 + \gamma^2\mu)^2]}} \quad (3.65)$$

### 3.4 Turbina Vertical e Dados Reais

Posteriormente à validação do código com o modelo proposto por Anh et al. (2007) e projeto do absorvedor TLCD, testou-se e comparou-se a eficácia das soluções com uma abordagem simplificada de um *VAWT* e a abordagem simplificada de um *VAWT* baseado em uma turbina vertical real.

Para a primeira parte zerou-se a massa da nacele, a fim de representar a dinâmica de um *VAWT* que possui a sua nacele em sua base. E para a segunda, substituiu-se os dados utilizados previamente (baseados no trabalho do autor Anh et al. (2007) pelos dados utilizados no conceito *DeepWind* descrito por Vita (2012) (vide Figura 3.6).

Figura 3.6 – Conceito *DeepWind*.



Fonte: Vita (2012).

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, serão discutidos os parâmetros utilizados, a validação da metodologia proposta, o projeto do absorvedor do tipo TLCD e sua aplicabilidade para turbinas verticais. Em todas as imagens, as curvas em laranja e azul retratam respectivamente a dinâmica da torre com e sem o absorvedor.

### 4.1 Parâmetros

Para a simulação computacional, uma série de parâmetros foi reunida, baseando-se principalmente no trabalho do autor Anh et al. (2007). A exceção ocorreu na etapa final da simulação da turbina, na qual os parâmetros foram derivados de dados reais da turbina selecionada (*Deep Wind*), escrita por Vita (2012) ou em situações reais a fim de conferir veracidade ao sistema.

As Tabelas 4.1, e 4.2 os resumem.

Tabela 4.1 – Tabela 01 de parâmetros.

Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
$\rho_w$	Densidade da água	1025	kg/m <sup>3</sup>
$g$	Gravidade	9,81	m/s <sup>2</sup>
$M$	Massa da nacele	2,5*10 <sup>5</sup>	kg
$L_1$	Altura do pêndulo	400	m
$D$	Diâmetro do pêndulo	15	m
$s_1$	Distância até a base e o CG do pêndulo	200	m
$H$	Profundidade da lâmina de água	350	m
$\rho$	Densidade da Haste	20*10 <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>
$r$	raio da polia	2	m
$m_a$	massa do absorvedor do tipo pêndulo	5,8*10 <sup>4</sup>	kg
$d$	Posicionamento do absorvedor desde a posição mais baixa da torre	350	m

Fonte: Anh et al. (2007).

As simulações foram realizadas a partir da integração numérica baseada em diferenças finitas e espaço de estado. O deslocamento inicial da torre e absorvedores, e a velocidade inicial dos absorvedores são nulos. Considerou-se a velocidade inicial da torre igual a  $1,5 * 10^3 \text{ rad/s}$ , o incremento de integração igual a 0,01 segundos e tempo total de simulação igual a 100 segundos.

Tabela 4.2 – Tabela 02 de parâmetros.

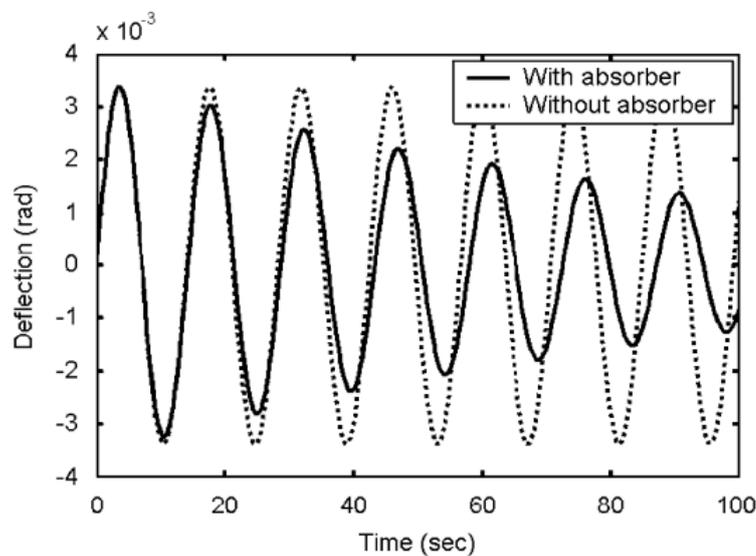
Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
$\rho_w$	Densidade da água	1025	kg/m <sup>3</sup>
$g$	Gravidade	9,816	m/s <sup>2</sup>
$D$	Diâmetro do Pêndulo	8	m
$L_1$	Altura do pêndulo	130	m
$s_1$	Distância até a base e o CG do pêndulo	65	m
$H$	Profundidade da lâmina de água	110	m
$\rho$	Densidade da Haste	20*10 <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>

Fonte: Vita (2012).

## 4.2 Validação do Sistema

Conforme mencionado anteriormente, o primeiro passo da simulação é a validação do código a partir do modelo proposto por Anh et al. (2007), utilizando da comparação direta dos gráficos de deflexão no tempo. A Figura 4.1 mostra o resultado do modelo referência.

Figura 4.1 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de  $1,5 \times 10^{-3}$  na simulação referência considerando um absorvedor do tipo pêndulo.

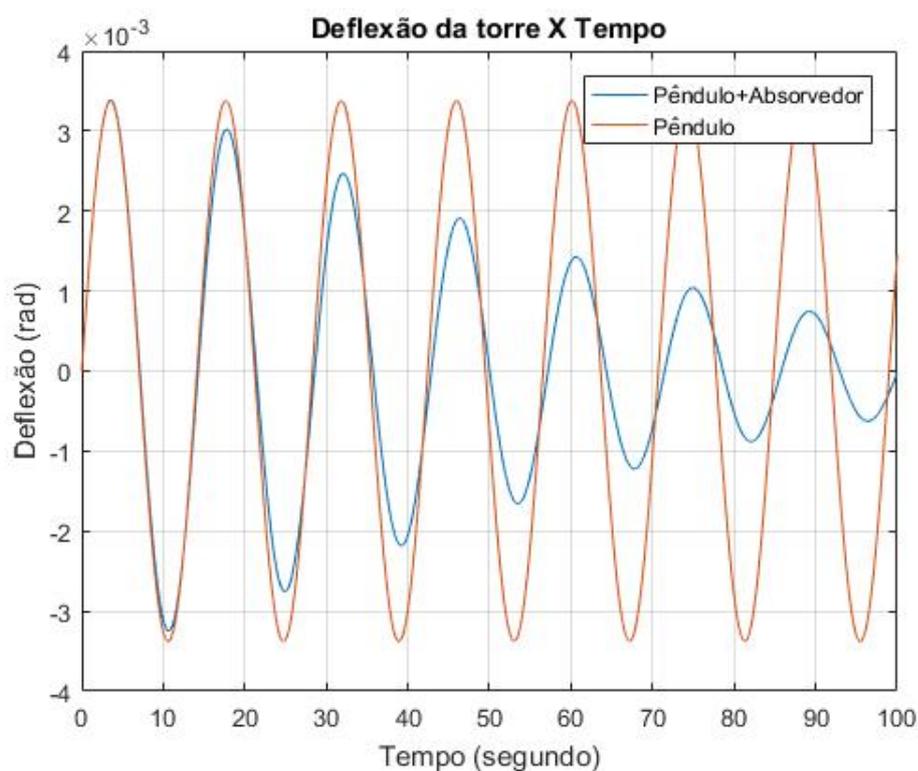


Fonte: Anh et al. (2007).

Iniciou-se a simulação a partir das equações apresentadas na metodologia, resultando na curva da Figura 4.2.

A Tabela 4.3 apresenta os parâmetros calculados pelo código de autoria própria e os parâmetros aproximados descritos por Anh et al. (2007). Observa-se uma defasagem entre os gráficos dos sistemas amortecidos.

Figura 4.2 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de  $1,5 \times 10^{-3}$  na simulação de autoria própria considerando um absorvedor do tipo pêndulo com equações.



Fonte: Autora (2023).

Tabela 4.3 – Parâmetros calculados e de referência para a etapa de validação.

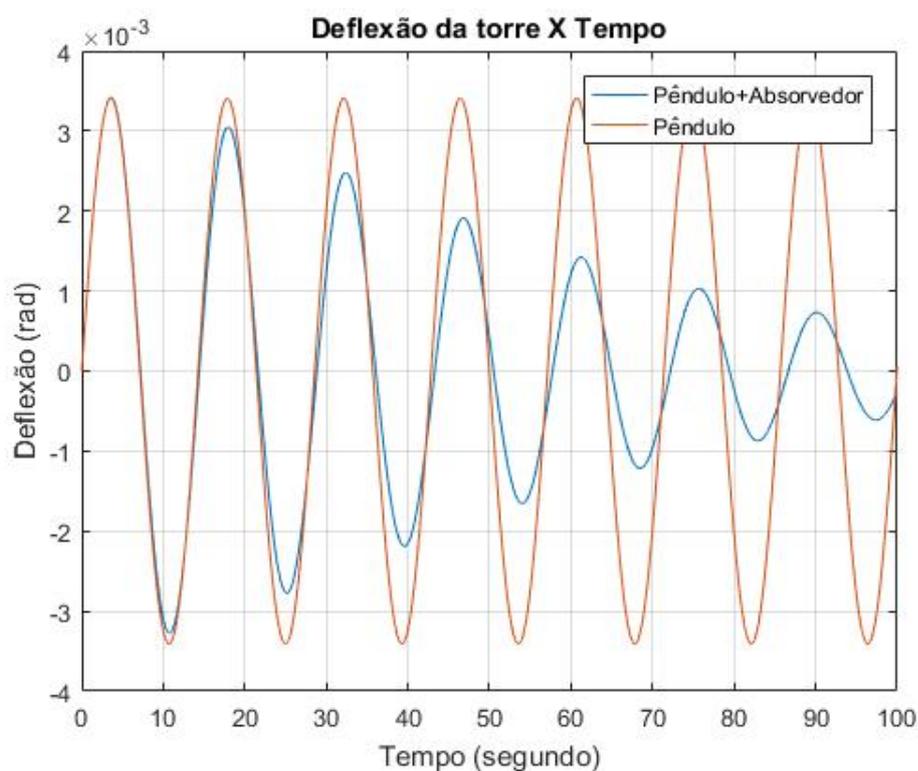
Fonte	$\alpha$	$\xi$	$\mu$	$K_t$	$\omega_s$
Parâmetros calculados	0,9828	0,1453	0,0199	1.0878e+11	0,4443
Parâmetros aproximados do artigo referência	0,983	0,145	0,02	1.1e+11	0,44

Fonte: Autora (2023).

A fim de investigar essa diferença, o próximo passo da validação foi assumir os mesmos valores aproximados dos parâmetros do modelo referência para o código desenvolvido. A Figura 4.3 ilustra a resposta do sistema com esses parâmetros, e a Figura 4.4 ilustra a diferença da resposta quando considerado as duas fontes dos parâmetros (vide Tabela 4.3).

A partir das Figuras 4.3 e 4.4, observa-se que as equações de movimento são bem sensíveis aos parâmetros substituídos. Ao se analisar a Figura 4.4, é observado que o gráfico laranja, que representa os parâmetros aproximados, apresenta um maior decaimento (amortecimento) quando comparado ao gráfico azul e, ainda, seu resultado se aproxima mais do resultado de referência.

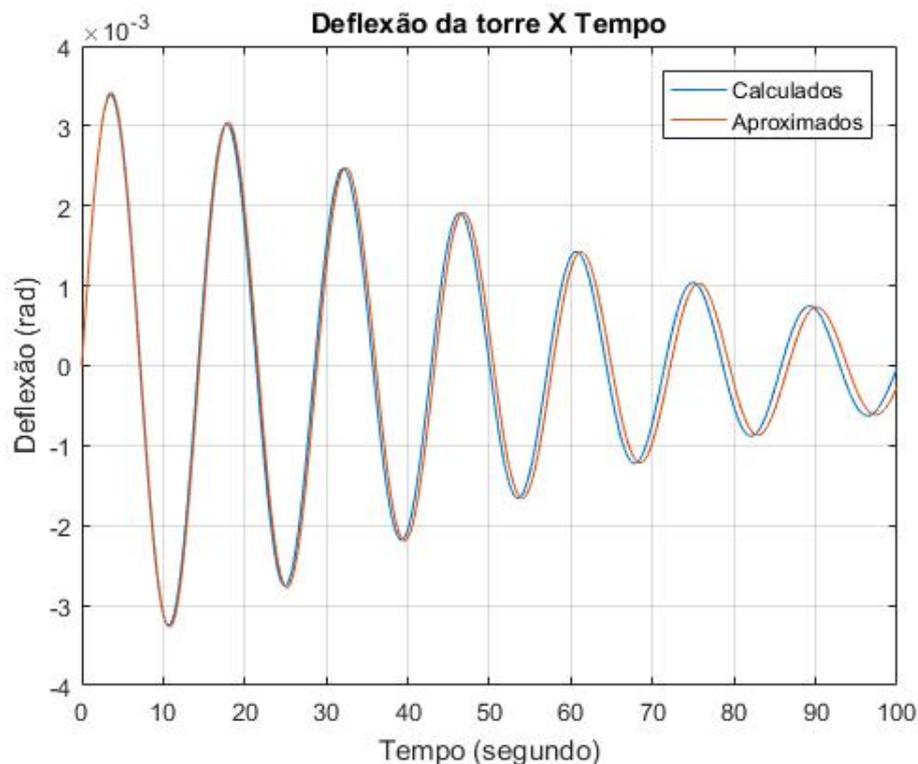
Figura 4.3 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de  $1,5 \times 10^{-3}$  na simulação de autoria própria considerando um absorvedor do tipo pêndulo com parâmetros aproximados.



Fonte: Autora (2023).

Pelo artigo, não se pode afirmar o nível de aproximação utilizada para geração do gráfico de referência. Dito isso, o resultado encontrado é satisfatório considerando a margem de erro entre o código desenvolvido e os resultados de referência, tornando-se, assim, possível continuar a simulação para os casos posteriores.

Figura 4.4 – Comparação entre parâmetros calculados e aproximados.



Fonte: Autora (2023).

### 4.3 Sistema com absorvedor do tipo TLCD

Dando sequência, nessa seção substitui-se o absorvedor de vibração do modelo pêndulo pelo modelo TLCD a partir das equações já deduzidas anteriormente. Foi realizado o dimensionamento do mesmo considerando as equações otimizadas dos termos  $\alpha$  e  $\xi$ , os relacionando com os parâmetros geométricos ( $b$ ,  $h$  e  $A$ ) e a resposta no tempo do sistema acoplado sendo baseado nas seguintes premissas principais:

- O fator de sintonização deve se aproximar à 1;
- A dimensão  $b$  não deve ultrapassar a restrição geométrica de 14 metros visto que o diâmetro da torre é de 15 metros;
- A dimensão  $h$  deve ser maior do que a dimensão  $b$ , visto que o caso essa condição não seja obedecida o sistema passa a ser um TMD (ALKMIN MANSOUR H.; FABRO, 2018) e não é garantido que a superfície livre permaneça nos troços verticais (quando ocorre a oscilação do líquido) (PESTANA, 2012);

- Limitou-se a razão das massas em 5% de acordo com a maioria das aplicações e devido ao custo, entretanto isso não significa que em um projeto real esse razão não possa ser excedido.

Como não é possível obter os resultados de forma explícita, o projeto do absorvedor foi realizado a partir de estimativas numéricas e dividido em três partes, onde cada uma investiga a influência e relação de cada parâmetro com o resultado final. A primeira explora a influência do parâmetro  $\gamma$  considerando diferentes valores para  $\mu$ . Os valores numéricos estão organizados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Parâmetros do absorvedor para diferentes valores de  $\gamma$  e  $\mu$ .

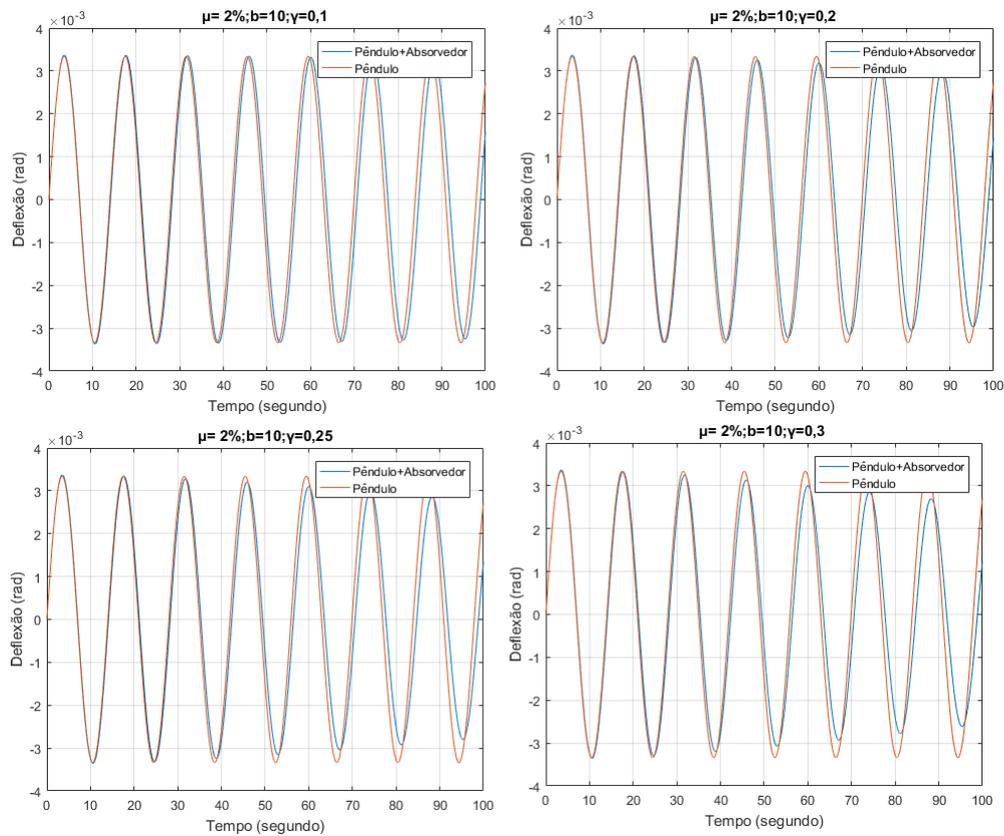
$\mu$ [%]	$\alpha$	$h$ [m]	$b$ [m]	$\xi$	$\gamma$	$A$ [m <sup>2</sup> ]
1	0,99499	45	10	0,009950372	0,1	0,279
1	0,99484	20	10	0,019900744	0,2	0,558
1	0,99473	15	10	0,02487593	0,25	0,698
1	0,99459	11,67	10	0,029851116	0,3	0,837
1	0,99443	9,30	10	0,034826302	0,35	0,977
2	0,99005	45	10	0,014002801	0,1	0,558
2	0,98976	20	10	0,028005602	0,2	1,116
2	0,98954	15	10	0,035007002	0,25	1,396
2	0,98927	11,67	10	0,042008403	0,3	1,675
2	0,98896	9,30	10	0,049009803	0,35	1,954
3	0,98519	45	10	0,017066404	0,1	0,837
3	0,98476	20	10	0,034132807	0,2	1,675
3	0,98443	15	10	0,042666009	0,25	2,093
3	0,98404	11,67	10	0,051199211	0,3	2,512
3	0,998357	9,30	10	0,059732413	0,35	2,931
4	0,98039	45	10	0,019611614	0,1	1,116
4	0,97983	20	10	0,039223227	0,2	2,233
4	0,97940	15	10	0,049029034	0,25	2,791
4	0,97888	11,67	10	0,058834841	0,3	3,349
4	0,97827	9,30	10	0,068640647	0,35	3,907
5	0,97567	45	10	0,021821789	0,1	1,396
5	0,97497	20	10	0,043643578	0,2	2,791
5	0,97445	15	10	0,054554473	0,25	3,489
5	0,97381	11,67	10	0,065465367	0,3	4,187
5	0,97305	9,30	10	0,076376262	0,35	4,884

Fonte: Autora (2023).

Nota-se um padrão para todos os valores de  $\mu$  o qual  $\gamma$ ,  $\xi$  são diretamente proporcionais, enquanto que o fator de sintonização é inversamente proporcional, e para valores de  $\gamma \geq 0,35$  o parâmetro  $h$  torna-se menor do que o valor fixado de  $b$ . Por isso, restringiu-se o valor de  $\gamma$  até 0,3 e buscou-se informações adicionais na resposta do sistema graficamente (vide Figura

4.5), com o objetivo de balancear os parâmetros  $\xi$  e  $\mu$ . Para essa etapa, fixou-se o parâmetro  $\mu$  em 2%, uma vez que os conjuntos (separados pela razão das massas) obedecem uma tendência. Esse valor de  $\mu = 2\%$  foi escolhido para tentar manter um padrão.

Figura 4.5 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de  $1,5 \times 10^{-3}$  com  $\mu = 2\%$  e variação de  $\gamma$ .



Fonte: Autora (2023).

Apesar de uma das premissas buscar o fator sintonização o mais próximo de 1, observa-se que o apresenta um maior decaimento para valores maiores de  $\xi$  e  $\gamma$  e por isso será fixado para as próximas partes o valor de  $\gamma = 0,3$ . A melhor resposta relacionada ao maior valor de  $\gamma$  também é explicada pelo aumento da força de inércia desenvolvida que contribui para a estabilidade do sistema. Outra observação interessante, é que os valores de  $\xi$  categorizam o sistema como sub-amortecido o que é confirmado pelo formato oscilatório do gráfico.

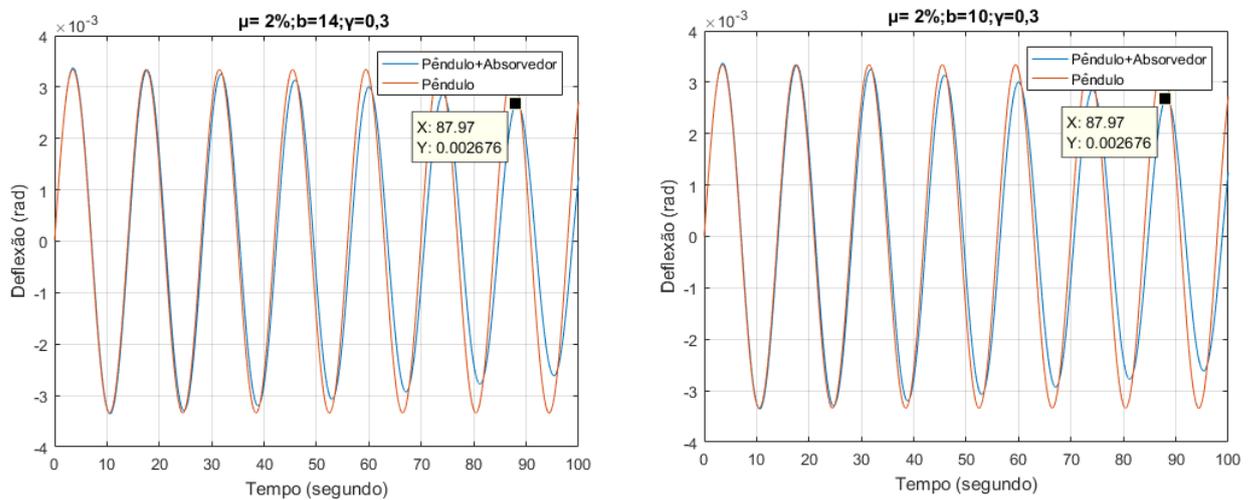
A segunda parte analisa a influência do parâmetro  $b$  no sistema, a Tabela 4.5 e a Figura 4.6 mostram esses resultados para dois valores.

Tabela 4.5 – Parâmetros do absorvedor para diferentes valores de  $b$ .

$\mu$ [%]	$\alpha$	$h$ [m]	$b$ [m]	$\xi$	$\gamma$	$A$ [m <sup>2</sup> ]
2	0,98927	11,67	10	0,042008403	0,3	1,674641
2	0,98927	16,33	14	0,042008403	0,3	1,196172

Fonte: Autora (2023).

Figura 4.6 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de  $1,5 \times 10^{-3}$ ,  $b=14$  (esquerda) e  $b=10$  (direita).



Fonte: Autora (2023).

Verifica-se que a variação de  $b$  não altera  $\alpha$ , e a resposta gráfica do sistema, esse comportamento já era esperado visto que não se modificou os parâmetros adimensionais. Diante desse resultado, será fixado o valor de  $b$  em 10 metros a fim de diminuir possíveis custos.

Para a terceira e última parte, avalia-se novamente a influência de  $\mu$  no sistema porém dessa vez com os outros parâmetros fixos. Nessa parte foi verificado 4 valores de  $\mu$ , sempre se atentando a limitação de 5%.

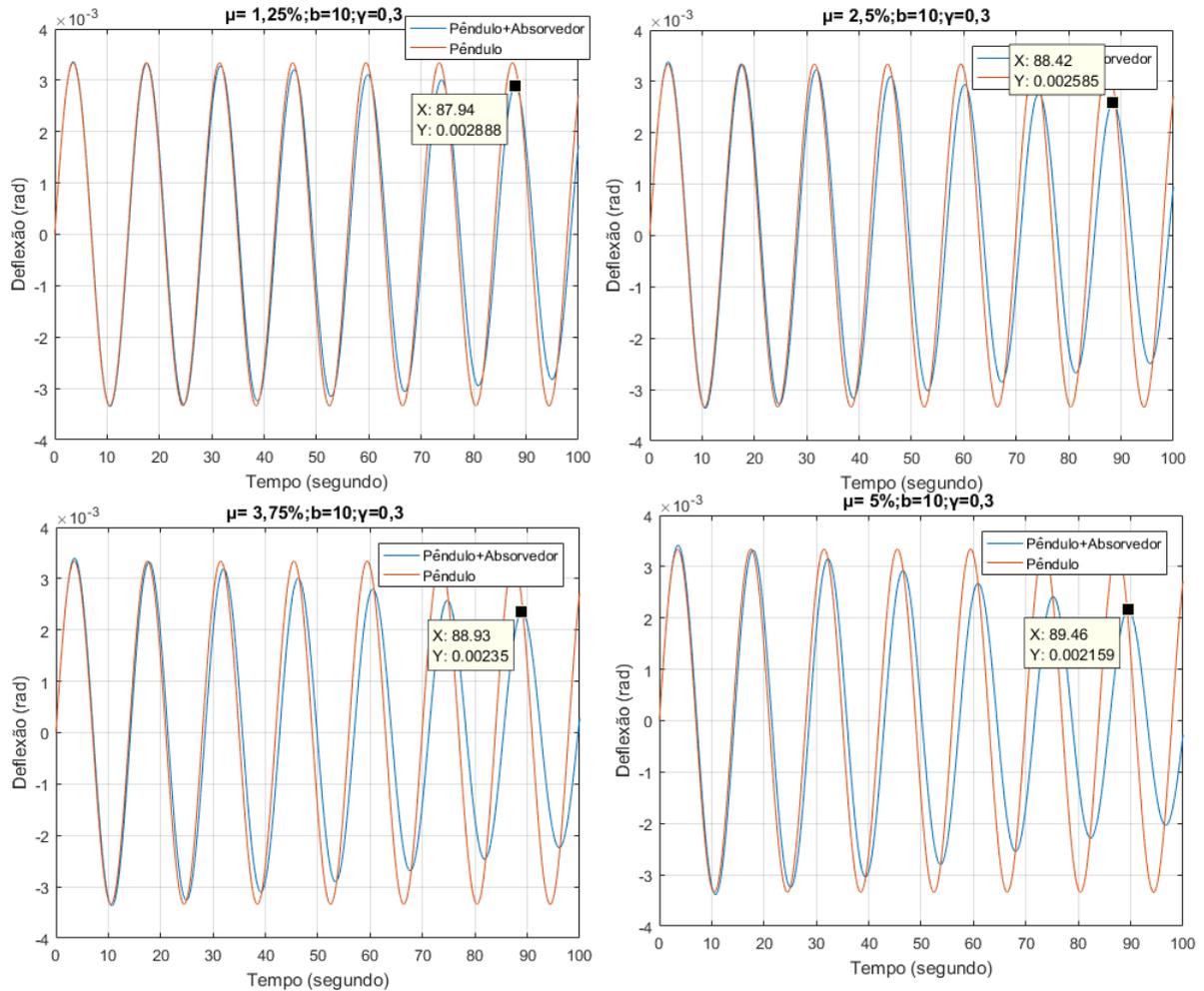
Percebe-se pela Figura 4.7 e Tabela 4.6 que  $\mu$  é diretamente e inversamente proporcional com  $\xi$  e  $\alpha$  respectivamente. O decaimento do gráfico (amortecimento) do sistema não decresce linearmente seguindo os valores de  $\mu$ , quanto maior o valor de  $\mu$ , maior a proporção de amortecimento referente ao valor anterior. Dessa forma, conforme já o esperado, o absorvedor apresenta melhores resultados para o maior valor de  $\mu$ .

Tabela 4.6 – Parâmetros do absorvedor para diferentes valores de  $\mu$ .

$\mu$ [%]	$\alpha$	$h$ [m]	$b$ [m]	$\xi$	$\gamma$	$A$ [m <sup>2</sup> ]
1,25	0,99326	16,33	10	0,033333333	0,3	1,046651
2,50	0,98664	16,33	10	0,046852129	0,3	2,093
3,75	0,98016	16,33	10	0,057035183	0,3	3,140
5	0,97381	16,33	10	0,065465367	0,3	4,187

Fonte: Autora (2023).

Figura 4.7 – Resposta no tempo da torre com velocidade inicial de  $1,5 \times 10^{-3}$ , para diferentes valores de  $\mu$ .



Fonte: Autora (2023).

Por conseguinte, considerando que o líquido interno do absorvedor será a água do mar (a fim de facilitar a instalação e manutenção), os parâmetros finais do TLCD podem ser visualizados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Parâmetros finais do absorvedor.

Parâmetro	Valor	Unidade
A	4,187	[m <sup>2</sup> ]
b	10	[m]
h	11,67	[m]
$\xi$	0,065465367	

Fonte: Autora (2023).

Lembrando que o valor do amortecimento do TLCD está relacionado ao orifício interno de passagem de líquido entre as duas colunas, de modo que caso seja desejado o valor de  $\xi$  pode ser utilizado para o projeto do mesmo.

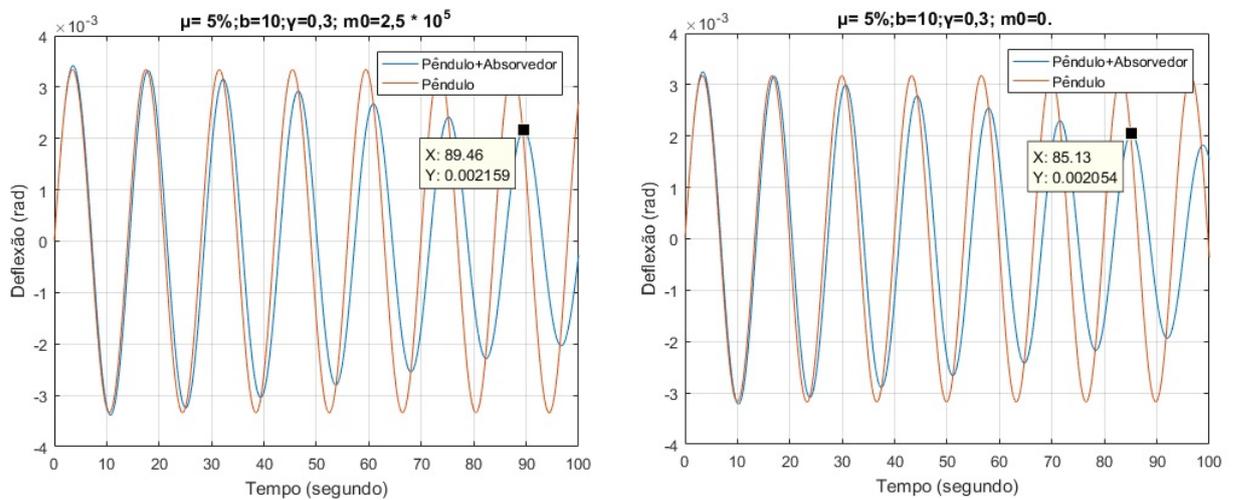
A eficácia do absorvedor projetado de forma otimizada pode ser comparada com a do absorvedor do tipo pêndulo. Para essa comparação, as Figuras 4.2 e 4.7 serão avaliadas. Nota-se que independente do valor de  $\mu$ , limitando a 5%, o sistema responde melhor ao absorvedor do tipo pêndulo, entretanto isso não significa que o absorvedor TLCD não é uma solução. Devido ao seu modelo, esse tipo de TLCD possui características simples de construção e alta adaptabilidade de parâmetros, de modo que caso necessário é possível aumentar consideravelmente a sua massa, rigidez (mudando  $h$ ,  $b$  e  $A$ ) ou o amortecimento a partir da inclusão de válvulas ou bombas ao invés do orifício (nesse caso o controle não seria mais passivo).

### 4.3.1 Turbina Vertical e Dados Reais

Para comprovar a teoria de maior estabilidade do *VAWT* em relação ao *HAWT* foram realizadas mais duas etapas de simulação (com os dados do absorvedor otimizado). Na primeira delas, apenas zerou-se a massa pontual que representa a nacele, visto que a mesma se encontra a uma distância nula da extremidade inferior da haste. E, na segunda, mudou-se quase todos os parâmetros para aproximar a simulação de um *VAWT* real.

Os resultados da primeira etapa estão dispostos na Figura 4.8.

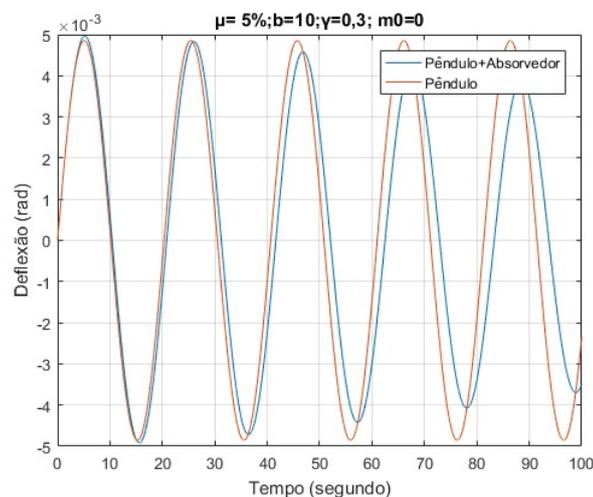
Figura 4.8 – Resposta no tempo da torre com o absorvedor do tipo TLCD,  $m_0 = 0$  (direita) e  $m_0 = 2,5 \times 10^5$  (esquerda).



Fonte: Autora (2023).

E os da segunda etapa na Figura 4.9.

Figura 4.9 – Resposta no tempo da torre com o absorvedor do tipo TLCD e dados reais e  $m_0 = 0$ .



Fonte: Autora (2023).

Numericamente, na etapa 01 e 02 os valores de  $\xi$  e  $\alpha$  são respectivamente 0,0655 e 0,9738 conforme o esperado visto que não foi alterado  $\mu$  e  $\gamma$ . Todavia, obteve-se uma pequena melhora no amortecimento do sistema (conforme ilustrado nos gráficos) o qual ainda pode ser aperfeiçoado visto que os parâmetros geométricos escolhidos precisariam ser otimizados para cada situação. Comprovando assim que os VAWT's se estabilizam mais rápido, e que o absorvedor é uma boa estratégia tanto para um *HAWT* ou *VAWT offshore*, sendo ainda melhor para o segundo caso.

Sugere-se para uma análise mais profunda e consistente a modelagem de um *VAWT* separadamente.

## 5 CONCLUSÕES

O presente trabalho possui como temática principal os absorvedores de vibração aplicados em turbinas eólicas, os quais podem ser parte da solução do desafio da implementação de turbinas eólicas verticais comerciais como alternativas energéticas confiáveis e renováveis. O mesmo foca em absorvedores de líquido sintonizados (sendo comparado a um absorvedor do tipo pêndulo invertido) e turbinas verticais *spar-buoy offshore* através de abordagens teórico - práticas. Preliminarmente perpassasse os temas mediante a revisão bibliográfica, que apresenta e discute detalhadamente preceitos teóricos sobre:

- Turbinas *offshore*, suas características, classificações e desafios de implementação;
- Diferentes sistemas de absorvedores de vibração, e suas características principais.

A partir dessa introdução realiza-se a delimitação do escopo do trabalho, incluindo, o modelo matemático, rotina computacional, considerações e assunções a serem utilizadas.

O modelo proposto é a representação de uma turbina eólica *offshore*, acoplada a um absorvedor de vibração do tipo coluna de líquido sintonizada. Efetiva-se a resolução e análise do problema proposto através de uma abordagem simplificada de uma turbina a partir do modelo matemático de um pêndulo invertido. A modelagem do sistema dinâmico proposto é feito por Lagrange, a otimização por projeto de polos e a validação a partir de um trabalho referência. Essa rotina computacional é realizada no domínio do tempo, e foi feita a linearização para solução do sistema dinâmico.

Estabelecido essa metodologia dividiu-se as simulações em 3 fases, a validação do sistema, projeto do absorvedor do tipo TLCD, e aplicação em uma turbina vertical. Foi autenticado o sistema na primeira fase mesmo com mínimas divergências, visto que a modelagem é sensível aos parâmetros os quais podem ter sido arredondados no modelo utilizado.

Na segunda fase foi realizado o projeto do absorvedor de forma satisfatória, investigando a influência dos parâmetros  $\gamma$ ,  $\mu$  e  $b$  nos valores da razão de sintonização e da constante de amortecimento otimizados. É observado numericamente que a razão de sintonização é inversamente proporcional à  $\mu$  e  $\gamma$  e a constante de amortecimento do absorvedor é diretamente proporcional, de modo que uma das premissas principais (que o fator de sintonização se aproxime à 1) precisou ser repensada a fim de balancear os parâmetros para o melhor resultado gráfico.

Após diversas iterações verifica-se que o parâmetro  $\gamma$  deve ser o maior possível visto a sua influência na constante de amortecimento e no aumento da força de inércia desenvolvida, enquanto que precisa ser limitado a fim de garantir que  $b$  seja menor do que  $h$ , de forma que foi fixado o seu valor em 0,3. Referente ao parâmetro  $\mu$ , o mesmo também deve ser o maior possível visto que também afeta a constante de amortecimento e força de inércia de modo não-linear e exponencial, entretanto a sua restrição é de 5% conforme a maioria das aplicações.

Em vista disso, os parâmetros finais do absorvedor são:  $b = 10m$ ,  $h = 11,67m$ ,  $\xi = 0,06546$ . Considerando esse projeto final, compara-se também os resultados com o do sistema modelo com absorvedor do tipo pêndulo e é constatado que o absorvedor do tipo TLCD também é uma boa solução para o controle de vibração do sistema mesmo que não possua a mesma eficácia visto que o seu projeto pode ser adaptado considerando a extrapolação do parâmetro  $\mu$  e ainda a mudança para um absorvedor semiativo ou ativo, ou ainda um projeto mais detalhado da sua dinâmica não-linear, ou algo mais verossímil ao seu coeficiente de amortecimento ligado a passagem de fluido no orifício.

Além disso, na terceira fase é possível inferir que o TLCD é uma estratégia ainda melhor quando aplicado a um *VAWT* comprovando a teoria que o controle de vibração por absorvedores de coluna de líquidos sintonizados podem fazer parte da solução para o desafio implementação dos *VAWT's offshore* de modo comercial.

Sendo assim, é possível concluir que os resultados mostram-se satisfatórios e comprovam a eficiência e expectativa do uso do absorvedor para o modelo aproximado e mostram a autenticidade do código desenvolvido. Afirma-se também que o presente trabalho foi de grande valia para a temática não tão explorada de turbinas eólicas verticais. Espera-se ainda, em trabalhos futuros, a inclusão das linhas de amarração e os projetos de absorvedores ativos e semiativos para efeito de comparação.

## 6 TRABALHOS FUTUROS

Como perspectivas futuras, almeja-se :

- Construção de uma bancada experimental para simulação estática e análise dinâmica;
- Inclusão de uma base móvel para simulação do movimento de *heave*;
- Utilizar do modelo matemático pêndulo duplo invertido a fim de separar o flutuador e a torre estrutural;
- Aplicação e adaptação do modelo de controle para uma turbina *offshore* vertical com controle de vibração ativo através de uma coluna de líquido e uma bomba e com controle de vibração semiativo através de uma coluna de líquido e uma válvula;
- Analisar os resultados obtidos, comparando e selecionando o sistema mais eficiente e viável;
- Estudar a possibilidade de aproveitamento da energia das ondas para alimentar o sistema de controle;
- Incorporar a modelagem hidrodinâmica e aerodinâmica.

## REFERÊNCIAS

- ALKMIM, M. H. Controle de vibrações em turbina eólica utilizando absorvedor passivo de coluna de líquido sintonizado. 2015.
- ALKMIN MANSOUR H.; FABRO, A. T. d. M. M. V. Optimization of a tuned liquid column damper subject to an arbitrary stochastic wind. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 40, n. 11, p. 551, 2018.
- ALMEIDA, B. d. **Projeto e Análise Aeronáutica de Veículo Autônomo Aéreo Não Tripulado de Pouso e Decolagem Vertical com Foco em Alcance**. 124 p. Monografia (TCC) — Universidade Federal de Juiz de Fora, 2018.
- ANH, N. et al. Vibration control of an inverted pendulum type structure by passive mass-spring-pendulum dynamic vibration absorber. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 307, n. 1-2, p. 187–201, 2007.
- ARGENT, M. e. a. Optimisation of design and operation of generators for offshore vertical axis wind turbines. **Wind Energy**, v. 22, n. 10, p. 1324–1342, 2019.
- BORG, M. e. a. Passive damping systems for floating vertical axis wind turbines analysis. **European wind energy Conference**, p. 3–7, 2013.
- BORG MICHAEL; SHIRES, A. C. M. Offshore floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art. part i: Aerodynamics. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 39, p. 1214–1225, 2014.
- CARNEIRO, R. **Controle semi-ativo de vibrações em estruturas utilizando amortecedor magnetorreológico [Semi-active control structures of vibrations involving magneto-rheological dampers]**. Tese (Doutorado) — Ph. D. Dissertation. Universidade de Brasília, Brasília, Brazil, 2009.
- CHANDRASEKARAN, S.; JAIN, A. K. **Ocean Structures: Construction, Materials, and Operations**. [S.l.]: Crc Press, 2017.
- CHEN JUN-LING; GEORGAKIS, C. T. Spherical tuned liquid damper for vibration control in wind turbines. **Journal of Vibration and Control**, v. 21, n. 10, p. 1875–1885, 2015.
- CHEN JUNLING; GEORGAKIS, C. T. Tuned rolling-ball dampers for vibration control in wind turbines. **Journal of Sound and Vibration**, v. 332, n. 21, p. 5271–5282, 2013.
- CHENG, Z. e. a. A comparative study on dynamic responses of spar-type floating horizontal and vertical axis wind turbines. **Wind energy**, v. 20, n. 2, p. 305–323, 2017.
- CORTELINI, E. d. M. Resposta e controle das vibrações de uma torre eólica usando mr-tlcd (magneto reológico-amortecedor de coluna líquida sintonizada). Universidade Federal do Pampa, 2014.
- Echo Energia. **Componentes de um aero gerador**. 2018. Disponível em: <<https://www.echoenergia.com.br/noticias/como-funciona-parte-interna-de-um-aerogerador/>>. Acesso em: 10 de abril de 2022.
- FURG. **Conceitos sobre navegações**. 2017. Disponível em: <<http://termo.furg.br/ArteNaval/textos/tgl0140p.htm>>. Acesso em: 10 de abril de 2020.

GERGES RAFIK R.; VICKERY, B. J. Optimum design of pendulum-type tuned mass dampers. **The Structural Design of Tall and Special Buildings**, v. 14, n. 4, p. 353–368, 2005.

GUNTUR, H. L. e. a. The effect of tuned mass damper to the vibration of wind turbine structure model. In: **AIP Conference Proceedings**. AIP Publishing LLC, p. 050027, 2019.

HOCHRAINER, M. J.; ZIEGLER, F. Control of tall building vibrations by sealed tuned liquid column dampers. **Structural Control and Health Monitoring: The Official Journal of the International Association for Structural Control and Monitoring and of the European Association for the Control of Structures**, Wiley Online Library, v. 13, n. 6, p. 980–1002, 2006.

IRENA, I. O. Offshore wind. **International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi**, 2016.

JONKMAN, J. M. Dynamics of offshore floating wind turbines—model development and verification. **Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology**, v. 12, n. 5, p. 459–492, 2009.

JONKMAN JASON MARK; BUHL JR., M. L. Loads analysis of a floating offshore wind turbine using fully coupled simulation. **National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States)**, 2007.

KUMARA E. A. D.; HETTIARACHCHI, N. J. R. Overview of the vertical axis wind turbines. **International Journal of Scientific Research and Innovative Technology**, v. 4, n. 8, p. 56–67, 2017.

LACKNER MATTHEW A.; ROTEA, M. A. Structural control of floating wind turbines. **Mechatronics**, v. 21, n. 4, p. 704–719, 2011.

LEI, H. e. a. The impact of pitch motion of a platform on the aerodynamic performance of a floating vertical axis wind turbine. **Energy**, v. 119, p. 369–383, 2017.

LEMOS, N. A. Mecânica analítica.[sl]: Editora livraria da física, 2007. **Citado na**, p. 6, 2004.

LI, H. e. a. Short-term fatigue analysis for tower base of a spar-type wind turbine under stochastic wind-wave loads. **International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering**, v. 10, n. 1, p. 9–20, 2018.

LIU JING; LIN, H. Z. J. Review on the technical perspectives and commercial viability of vertical axis wind turbines. **Ocean Engineering**, v. 182, p. 608–626, 2009.

LIU, L. e. a. Motions of a 5 mw floating vawt evaluated by numerical simulations and model tests. **Ocean Engineering**, v. 144, p. 21–34, 2017.

MAIOLINO, P. **Análise Dinâmica de Turbina Eólica Offshore do Tipo Monocoluna**. Tese (Doutorado) — Tese de Pós-graduação, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2014.

MARÍTIMAS, T. e V. **DESCOMPLICANDO A ESTABILIDADE DE EM- BARCAÇÕES**. 2019. Disponível em: <<http://trevismar.blogspot.com/2015/05/descomplicando-estabilidade-de.html>>. Acesso em: 25 novembro 2022.

NIELSEN FINN GUNNAR; HANSON, T. D. S. B. Integrated dynamic analysis of floating offshore wind turbines. in: 25th international conference on offshore mechanics and arctic engineering. **American Society of Mechanical Engineers Digital Collection**, p. 671–679, 2006.

PESTANA, I. G. **Controlo de vibrações em engenharia civil-amortecedor de colunas de líquido sintonizado**. Tese (Doutorado) — Faculdade de Ciências e Tecnologia, 2012.

RAHMAN, M. e. a. Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 43–54, 2015.

TAVARES, P. A. N. Análise de diferentes tipos de ajuste de um controlador pid aplicado a um motor cc sem escovas. 2019.

TECNOLÓGICA, I. **Turbinas eólicas verticais sao melhores para o mar**. 2019. Disponível em: <<https://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=turbinas-eolicas-verticais&id=010115120926#.Y4CIHXbMLIU>>. Acesso em: 25 novembro 2022.

TEMPLETON, J. S. **Offshore Technology in Civil Engineering, Volume Two: Hall of Fame Papers from the Early Years**. [S.l.]: ASCE Publications, 2007. v. 2.

TWIRL, S. **O futuro da energia eólica offshore**. 2021. Disponível em: <<https://seatwirl.com/languages/pt/>>. Acesso em: 25 novembro 2022.

VITA, L. e. a. Design and aero-elastic simulation of a 5mw floating vertical axis wind turbine. **In: International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers**, p. 383–392, 2012.

*WORLD WIND ENERGY INTERNATIONAL*. **LibraryWWEA**. 2019. Disponível em: <<https://library.wwindea.org/>>. Acesso em: 13 março 2020.

ZHANG ZILI; BASU, B. N. S. R. Real-time hybrid aeroelastic simulation of wind turbines with various types of full-scale tuned liquid dampers. **Wind Energy**, v. 22, n. 2, p. 239–256, 2019.

ZHANG ZILI; HØEG, C. Vibration control of floating offshore wind turbines using liquid column dampers. **In: Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing**, p. 032002, 2018.

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

ZUO HAORAN; BI, K. H. H. A state-of-the-art review on the vibration mitigation of wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 121, p. 109710, 2020.