

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE-FURG
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE DE VIDA ÚTIL À FADIGA DE UM MODELO DE TENDÃO DE UMA
TORRE EÓLICA OFFSHORE TLP
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

IGOR ALMEIDA DA ROSA

RIO GRANDE, RS
2024

IGOR ALMEIDA DA ROSA

**ANÁLISE DE VIDA ÚTIL À FADIGA DE UM MODELO DE TENDÃO DE UMA
TORRE EÓLICA OFFSHORE TLP**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande-FURG como requisito para obtenção do título de “Mestre em Engenharia Mecânica” – Área de Concentração: Engenharia de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Waldir Terra Pinto

RIO GRANDE, RS

2024

Ficha Catalográfica

R788a Rosa, Igor Almeida da.

Análise de vida útil à fadiga de um modelo de tendão de uma torre eólica *Offshore* TLP / Igor Almeida da Rosa. – 2024.
116 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Rio Grande/RS, 2024.

Orientador: Dr. Waldir Terra Pinto.

1. *TLP-FOWT* 2. Fadiga 3. Energia eólica 4. *Springing*
5. Hidrodinâmica de tendões I. Pinto, Waldir Terra II. Título.

CDU 621

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG
ESCOLA DE ENGENHARIA
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PPGEMec

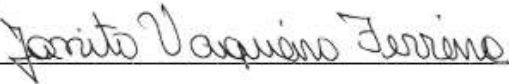


Ata nº 16/2024 da Defesa de Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande - FURG. Aos dez dias do mês de outubro de dois mil e vinte e quatro, foi instalada a Banca de Defesa de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, às quatorze horas, online via web conferência, a que se submeteu o mestrando **IGOR ALMEIDA DA ROSA**, nacionalidade brasileiro, dissertação ligada a linha de pesquisa simulação e controle de processos de fabricação, com o seguinte título: **ANÁLISE DE VIDA ÚTIL À FADIGA DE UM MODELO DE TENDÃO DE TORRES EÓLICAS OFFSHORE TLP**. Referendada pela Câmara Assessora do Curso, os seguintes Professores Doutores: Waldir Terra Pinto, Luciano Volcanoglo Biehl e os convidados: Humberto Camargo Piccoli e Janito Vaqueiro Ferreira sob a presidência do Professor Waldir Terra Pinto. Analisando o trabalho, os Professores da Banca Examinadora o consideraram:

1. Waldir Terra Pinto: _____ APROVADO
2. Luciano Volcanoglo Biehl: _____ APROVADO
3. Humberto Camargo Piccoli: _____ APROVADO
4. Janito Vaqueiro Ferreira: _____ APROVADO

Foi concedido um prazo de 30 dias para o candidato efetuar as correções sugeridas pela Comissão Examinadora (anexo) e apresentar o trabalho em sua redação definitiva, sob pena de não expedição do Diploma. A ata foi lavrada e vai assinada pelos membros da Comissão.

Assinaturas:

1. _____
CPF: 310.600.720-68
 Documento assinado digitalmente
WALDIR TERRA PINTO
Data: 11/10/2024 12:55:11-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>
2. _____
CPF: 575.195.100-00
 Documento assinado digitalmente
LUCIANO VOLCANOGLO BIEHL
Data: 11/10/2024 13:18:09-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>
3. _____
CPF: 276.324.310-04
 Documento assinado digitalmente
HUMBERTO CAMARGO PICCOLI
Data: 10/10/2024 16:40:01-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>
4. _____
CPF: 031.681.418-01


Igor Almeida da Rosa: _____
 Documento assinado digitalmente
IGOR ALMEIDA DA ROSA
Data: 11/10/2024 09:11:15-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

*Para meus pais
Anei e Iva Maria*

AGRADECIMENTOS

Gostaria de manifestar minha sincera gratidão a:

- *Sagrado Criador pela dádiva da vida e por permitir que eu sempre trilhasse o caminho dos justos;*
- *Meus pais, Anei e Iva Maria da Rosa, pelo suporte incondicional durante todos esses anos. Vocês são exemplos vivos de amor e generosidade;*
- *Meus irmãos, Alex Sandro e Sidnei da Rosa, por sempre estarem presentes, nos bons e maus momentos. Suas palavras de carinho certamente tornaram esta trajetória um pouco menos desgastante;*
- *Minha amada, Mariana Velasques, por encorajar-me a persistir. Você tornou mais leve essa árdua caminhada. Seu amor foi fonte inestimável de inspiração para seguir em frente;*
- *Meu orientador, Waldir Terra Pinto, pela generosidade intelectual. Por investir em mim seu tempo e por ensinar-me conceitos fundamentais;*
- *Aos colegas e amigos que tive a honra de encontrar durante todos esses anos de LIFE. Em especial, ao amigo Sandro Solidario, cuja parceria diária e apoio constante foram indispensáveis.*
- *A CAPES pelo subsídio financeiro durante a elaboração desta pesquisa.*

*Educação não transforma o mundo
Educação muda pessoas
Pessoas transformam o mundo*

Paulo Freire em Pedagogia do Oprimido

ANÁLISE DE FADIGA DE UM MODELO DE TENDÃO DE UMA TORRE EÓLICA OFFSHORE TLP

RESUMO

Atualmente, a sociedade atravessa uma transição energética significativa, migrando dos hidrocarbonetos para fontes de energia de baixa emissão. Neste contexto, a energia eólica offshore tem se mostrado uma das fontes de energia renovável mais atrativas, pois possui vantagens como não disputar espaço com instalações habitacionais, espaço abundante para implementação e ventos mais fortes e constantes. Entretanto, são necessárias linhas de transmissão mais extensas e robustas e sua manutenção e projeto requerem geralmente maior expertise. Portanto, visando contribuir com a matriz de energias renováveis, faz-se necessária a pesquisa acerca da análise e otimização estrutural para potencialização da eficiência e redução de custos de instalação e operação de fazendas eólicas offshore, sobretudo as flutuantes. Ademais, avaliar o comportamento dinâmico desses sistemas é fundamental para garantir sua integridade estrutural e elevar sua longevidade. Um dos modos de falha mais frequentes ocorre por fadiga, que ocorre nos estágios de formação da trinca, propagação da trinca e, finalmente, ruptura. Esse fenômeno pode ocorrer por variação de tensões que, no ambiente offshore, podem se desenvolver pela ação de forças de onda e vibrações induzidas por vórtices. Neste contexto, o presente estudo investiga os pontos críticos e vida útil à fadiga em tendões de amarração de torres eólicas flutuantes do tipo TLP (Tension-Leg Platform) submetidas a ação de ondas regulares através de uma campanha experimental realizada no canal de ondas do Laboratório de Interação Fluido Estrutura (LIFE/FURG). A campanha consistiu em nove períodos de onda para cada uma das cinco pré-tensões impostas, totalizando quarenta e cinco experimentos. A vida útil em ciclos foi estimada através de curvas S-N para aços de alto desempenho em ambiente marinho e livres de corrosão. Os resultados experimentais sugeriram maior suscetibilidade à fadiga em menores períodos de onda. As maiores concentrações de tensão foram verificadas na região mais próxima ao fundo, mesmo com condição de vinculação articulada na extremidade inferior. Os maiores níveis de carga axial induziram a menores danos acumulados por fadiga nas regiões próximas ao fundo. Contudo, elevaram os danos acumulados em regiões próximas ao topo. O dano total acumulado foi contabilizado através da lei de Miner. O comportamento dinâmico do tendão foi avaliado através de uma análise paramétrica realizada em um modelo numérico desenvolvido em MATLAB por intermédio do método dos elementos finitos. Os resultados demonstraram que, para o período de onda de 1,08 segundos e carga axial inicial de 44,7N, a interação onda-tendão foi dominada pelas componentes inerciais de força, o que é coerente para a faixa de número de Keulegan-Carpenter. O modelo numérico se mostrou eficiente na análise dinâmica do tendão, reproduzindo um padrão de deslocamentos semelhante ao sinal

obtido durante os experimentos para as mesmas condições e posição. Em ambas as abordagens, foram identificadas superharmônicas nos sinais que sugerem a presença do fenômeno dinâmico *springing*. Maiores análises são necessárias para a confirmação deste fenômeno. Esta pesquisa é significativa pois abrange uma análise do impacto de fenômenos hidrodinâmicos na vida útil à fadiga de materiais utilizados na fabricação de tendões de torres eólicas flutuantes. Os resultados aqui apresentados visam contribuir para o desenvolvimento de elementos estruturais, tecnologias de fabricação e otimização estrutural no contexto de energias renováveis no mar.

Palavras-chave: *TLP-FOWT; fadiga; energia eólica; springing; hidrodinâmica de tendões.*

FATIGUE ANALYSIS OF A TENDON MODEL OF A TLP OFFSHORE WIND TURBINE

ABSTRACT

Currently, society is undergoing a significant energy transition, shifting from hydrocarbons to low-emission energy sources. In this context, offshore wind energy has proven to be one of the most attractive renewable energy sources, as it offers advantages such as not competing for space with residential areas, abundant space for implementation, and stronger, more consistent winds. However, more extensive and robust transmission lines are required, and its maintenance and design generally demand greater expertise. Therefore, to contribute to the renewable energy matrix, research on structural analysis and optimization is necessary to enhance efficiency and reduce installation and operational costs of offshore wind farms, particularly floating ones. Furthermore, assessing the dynamic behavior of these systems is essential to ensure their structural integrity and extend their lifespan. One of the most frequent failure modes occurs due to fatigue, which progresses through crack initiation, crack propagation, and ultimately, rupture. This phenomenon can occur due to stress variations that, in the offshore environment, may be caused by wave forces and vortex-induced vibrations. In this context, the present study investigates critical points and fatigue life in mooring tendons of TLP (Tension-Leg Platform) floating wind turbines subjected to regular wave action through an experimental campaign conducted in the wave tank of the Fluid-Structure Interaction Laboratory (LIFE/FURG). The campaign consisted of nine wave periods for each of the five imposed pre-tensions, totaling forty-five experiments. The fatigue life in cycles was estimated using S-N curves relation to free corrosion high-performance steels in a marine environment. Experimental results suggested greater susceptibility to fatigue in shorter wave periods. The highest stress concentrations were observed in the region closest to the seabed, even with articulated boundary conditions at the lower end. Higher axial load levels induced lower accumulated fatigue damage near the seabed yet increased accumulated damage near the top. The total accumulated damage was accounted for using Miner's rule. The dynamic behavior of the tendon was evaluated through a parametric analysis performed in a numerical model developed in MATLAB using the finite element method. The results demonstrated that, for a wave period of 1.08 seconds and an initial axial load of 44.7N, the wave-tendon interaction was dominated by the inertial force

components, which is consistent with the Keulegan-Carpenter number range. The numerical model proved efficient in the dynamic analysis of the tendon, reproducing a displacement pattern similar to the signal obtained during the experiments under the same conditions and position. In both approaches, superharmonics were identified in the signals, suggesting the presence of the dynamic springing phenomenon. Further analyses are required to confirm this phenomenon. This research is significant as it encompasses an analysis of the impact of hydrodynamic phenomena on the fatigue life of materials used in the manufacture of tendons for floating wind turbines. The results presented here aim to contribute to the development of structural elements, manufacturing technologies, and structural optimization in the context of offshore renewable energies.

Keywords: *TLP-FOWT; fatigue; wind energy; springing; tendons hydrodynamics.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Capacidade de energia eólica offshore em gigawatts de 2010 a 2021 com perspectiva para o cenário de emissão zero de 2030. Fonte: IEA, 2022 ...	29
Figura 2. Turbinas eólicas offshore típicas. (a) fundação fixa monopile; (b) fundação fixa tripod; (c) fundação fixa jacket; (d) fundação fixa caixão de sucção; (e) fundação fixa de gravidade; (f) fundação flutuante spar; (g) fundação flutuante TLP; (h) fundação flutuante barcaça. Fonte: Wiser et al., 2011 ...	30
Figura 3. Conceitos de turbinas eólicas offshore flutuantes. Fonte: Mei; Xiong, 2021	33
Figura 4. Conceito de uma turbina eólica flutuante semissubmersível. Fonte: Cao et al., 2020.....	34
Figura 5. Conceito de turbina eólica flutuante do tipo spar com 6 graus de liberdade de movimento. Fonte: Hu; Deng; Zeng, 2021.....	35
Figura 6. Turbina eólica flutuante do tipo barcaça de 2 MW Floatgen. Fonte: Tan et al., 2021	35
Figura 7. Conceitos de turbinas eólicas flutuantes do tipo TLP. Fonte: Rongé et al., 2023	36
Figura 8. Graus de liberdade de uma plataforma flutuando livremente. Fonte: Srinivas et. al, 2023.....	38
Figura 9. Configurações típicas de amarração de torres eólicas flutuantes. (a) Cabos em catenária, (b) taut line, (c) semi-taut line, (d) pernas atirantadas verticais (TLP). Fonte: Cui; Fu; Hu, 2022	38
Figura 10. Configurações de amarração de torres eólicas flutuantes com e sem sistema de clump e bóias. (a) amarração com correntes, (b) amarração com correntes e clump, (c) amarração com correntes e bóias, (d) amarração com correntes, bóias e clump, (e) amarração com cabos de fibra, (f) amarração com cabos de fibra e bóias, (g) amarração com cabos de fibra, bóias e clump. Fonte: Xu et al., 2021a.	38
Figura 11. Elementos típicos de um tendão utilizado em plataformas TLP. Fonte: Spong; Shepparg; Gallagher (2018).....	42
Figura 12. Sistemas de hardware de fazendas eólicas offshore. Fonte: Zaaier, 2008.	43

Figura 13. Sistemas eletromecânicos de uma torre eólica offshore. Fonte: Arshad; O'Kelly, 2013.	44
Figura 14. Modelos gráficos de Goodman, Soderberg e Gerber.....	47
Figura 15. Perfil espacial de onda e ilustração dos parâmetros relevantes. Fonte: Sawaragi, 1995.....	49
Figura 16. Eventos de <i>springing</i> e <i>ringing</i> . Fonte: Waisman et al., 2002	50
Figura 17. Trajetórias de partículas em ondas progressivas com diferentes profundidades. Fonte: Dean; Dalrymple, 1991	54
Figura 18. Regimes de fluxo em cilindros circulares lisos expostos a fluxos oscilatórios com $Re=10^3$. Fontes: Para $KC<4$ Sarpkaya (1986) e para $KC>4$ Williamson (1985). Fonte: Sumer; Fredsoe, 2006	57
Figura 19. Fluxograma metodológico experimental.....	61
Figura 20. Canal de ondas do Laboratório de Interação Fluido Estrutura, lotado na Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande do Sul, Brasil. (a) Canal de ondas; (b) Gerador de ondas do tipo cunha. Fonte: acervo LIFE	62
Figura 21. Diagrama esquemático do arranjo experimental. (a) Vista lateral, (b) Esquema de carregamento e seção transversal, e (c) vista frontal.....	63
Figura 22. Sistema de tracionamento do tendão.....	64
Figura 23. Modelo físico do tendão	65
Figura 24. Junta universal que une o cilindro a estrutura de suporte	65
Figura 25. Flutuador com 20 centímetros de diâmetro.....	65
Figura 26. Sistema básico de aquisição: (a) Bloco de terminal de montagem frontal SCXI-1314 da National Instruments (NI); (b) Wave Probes para medição da elevação da superfície da água; (c) Célula de carga de ponto único SP4MC3MR de 15kg da HBM.....	66
Figura 27. Capturas de testes com ondas com período $T_m = 1,08s$ e carga axial $T = 25,1N$	67
Figura 28. Capturas de testes com ondas com período $T_m = 1,08s$ e carga axial $T = 31,3N$	68
Figura 29. Capturas de testes com ondas com período $T_m = 1,08s$ e carga axial $T = 38,1N$	68

Figura 30. Série temporal de elevação para teste com período $T_m = 1,08s$ para as duas sondas capacitivas. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in 200 \text{ } 205s$	69
Figura 31. Série temporal de deformação para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in 200 \text{ } 210s$	70
Figura 32. Série temporal de carga axial para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in 0 \text{ } 70s$	71
Figura 33. Representação gráfica da superposição do empuxo e do campo de pressão atuante na seção transversal de um elemento infinitesimal de viga submersa.....	73
Figura 34. Modelo geométrico de elementos finitos	79
Figura 35. Série temporal de tensão para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in 200 \text{ } 220s$	82
Figura 36. Série temporal de tensão para teste com período $T_m = 1,22s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in 200 \text{ } 220s$	82
Figura 37. Série temporal de tensão axial para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in 200 \text{ } 210s$	83
Figura 38. Fluxograma metodológico para análise de fadiga	84
Figura 39. Histograma rainflow correspondente aos ciclos de deformação para teste com $T_m = 1,08s$ e $T = 17,9N$. (a) posição $z/L = 0,16$; (b) posição $z/L = 0,33$; (c) posição $z/L = 0,50$; (d) posição $z/L = 0,67$; e (e) posição $z/L = 0,83$	85
Figura 40. Distribuição RMS de deformação.....	92
Figura 41. Contagem de ciclos para falha de acordo com o período de onda e pré-tensão utilizando a curva S-N B1 livre de corrosão para tubos com juntas soldadas em ambiente marinho. (a) posição normalizada 0,16; (b) posição normalizada 0,33; (c) posição normalizada 0,50, (d) posição normalizada 0,67; e (e) posição normalizada 0,83.	93

Figura 42. Dano total acumulado para teste com carga axial de 17,9N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in 1,08 \text{ } 3,25s$; (b) $T_m \in 1,08 \text{ } 1,50s$	95
Figura 43. Dano total acumulado para teste com carga axial de 25,1N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in 1,08 \text{ } 3,25s$; (b) $T_m \in 1,08 \text{ } 1,50s$	95
Figura 44. Dano total acumulado para teste com carga axial de 31,3N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in 1,08 \text{ } 3,25s$; (b) $T_m \in 1,08 \text{ } 1,50s$	95
Figura 45. Dano total acumulado para teste com carga axial de 38,1N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in 1,08 \text{ } 3,25s$; (b) $T_m \in 1,08 \text{ } 1,50s$	96
Figura 46. Dano total acumulado para teste com carga axial de 44,7N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in 1,08 \text{ } 3,25s$; (b) $T_m \in 1,08 \text{ } 1,50s$	96
Figura 47. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 9,76s	113
Figura 48. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 4,88s	113
Figura 49. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 3,25s	114
Figura 50. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 2,44s	114
Figura 51. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,95s	115
Figura 52. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,63s	115
Figura 53. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,39s	116
Figura 54. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,22s	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Principais características dos dez primeiros parques eólicos instalados no mar ao redor do mundo. Fonte: Adaptado de Bilgili; Yasar; Simsek, 2011	28
Tabela 2. Comparação entre diferentes tipos de plataformas flutuantes para torres eólicas offshore	33
Tabela 3. Estudos recentes em comportamento dinâmico de estruturas eólicas offshore flutuantes.....	37
Tabela 4. Abordagens comuns para a contabilização do efeito de tensão média em falhas por fadiga	47
Tabela 5. Principais estudos acerca do fenômeno de <i>springing</i>	51
Tabela 6. Regimes de cargas induzidas por ondas de acordo com o número de Keulegan-Carpenter. Fonte: adaptado de Patel, 1989	58
Tabela 7. Parâmetros de onda utilizados nos ensaios	67
Tabela 8. Forças de massa adicional e Froude-Krylov em um corpo submerso. Fonte: Patel, 1989.	75
Tabela 9. Coeficientes de Newmark.....	78
Tabela 10. Descrição da malha de elementos finitos	80
Tabela 11. Parâmetros de entrada no modelo de elementos finitos	80
Tabela 12. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,16$	86
Tabela 13. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,33$	87
Tabela 14. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,50$	88
Tabela 15. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,67$	89
Tabela 16. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,83$	90

LISTA DE ABREVIACES

FURG	Universidade Federal do Rio Grande
FOWT	Turbina eólica offshore flutuante
FSOWT	Turbina eólica flutuante offshore do tipo spar
FWT	Turbina eólica flutuante
HAWT	Torre eólica com eixo horizontal
IBAMA	Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Renováveis
LIFE	Laboratório de Interao Fluido Estrutura
MEF	Método dos elementos finitos
MRP	Método dos resíduos ponderados
NREL	Laboratório Nacional de Energia Renovável
OWC	Conversor de energia das ondas
OWT	Turbina eólica offshore
PSD	Densidade espectral de potência
SG	Strain gauge
TLP	Plataforma de pernas de tenso
VAWT	Torre eólica com eixo vertical
VIV	Vibraes induzidas por vórtices
WEC	Dispositivo de coluna de água oscilante
WP	Wave Probe
ZEE	Zona Econmica Exclusiva

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Romano

$2N$	Número total de ciclos de carga até a falha
A	Área da seção transversal
a	Amplitude da onda
a_i	Funções de passo de tempo de Newmark
b	Coeficiente de Basquin
C_D	Coeficiente de arrasto do cilindro
C_M	Coeficiente de inércia
C_m	Coeficiente de massa adicional
c	Celeridade da onda
D	Diâmetro característico do cilindro
D_{total}	Dano total por fadiga
E	Módulo de elasticidade
F	Força total em linha induzida por ondas
F_D	Força de arrasto
F_I	Forças inerciais
F_{ma}	Força de massa adicional
GF	Fator de gauge
g	Aceleração da gravidade
H	Altura da onda
h	Altura da coluna de água/profundidade
I	Inércia
i, j	Vetores unitários
KC	Número de Keulegan-Carpenter
k	Número de onda
L	Comprimento da onda
M	Momento de flexão

m	Massa por unidade de comprimento
m_a	Massa adicional
N	Carga axial
N_i	Número de ciclos permitidos
n_i	Contagem dos ciclos
p	Pressão hidrostática
p_e	Força externa transversal por unidade de comprimento
q_j	Deslocamentos nodais ponderados
Re	Número de Reynolds
R_G	Resistência nominal do strain gauge
R_L	Resistência do fio transmissor
S_e	Resistência à fadiga
S_{log}	Desvio padrão de $\log N$ da curva S-N
S_u	Resistência última à tração
S_y	Tensão de escoamento
SWT	Valor efetivo de Smith-Watson-Topper
T	Período da onda/Tração efetiva
t	Tempo em segundos
U	Velocidade da partícula na direção de propagação
$\dot{U}$	Aceleração da partícula na direção de propagação
U_m	Velocidade máxima da partícula
V	Volume do cilindro na zona molhada
V_0	Tensão elétrica inicial
V_{EX}	Tensão elétrica de excitação
V_r	Tensão elétrica normalizada
w	Deslocamento transversal ao eixo longitudinal do tendão
$\dot{w}$	Velocidade do tendão
$\ddot{w}$	Aceleração do tendão
$\hat{w}$	Deslocamento aproximado pelo método dos resíduos ponderados

W_i	Função de interpolação
w_{ap}	Peso próprio por unidade de comprimento aparente
w_T	Peso próprio por unidade de comprimento do núcleo do tendão
z	Posição vertical no sistema de coordenadas da onda

Alfabeto Grego

α, δ	Parâmetros de Newmark
Δ	Volume de fluido deslocado pelo corpo submerso
$\Delta\sigma$	Faixa de tensão do ciclo
ϵ	Deformação
η	Posição da superfície livre da onda
θ_n	Direção de propagação da onda
ξ	Função de base do polinômio de Hermite
ν	Coeficiente de viscosidade cinemática do fluido
ρ	Massa específica do fluido
σ_a	Amplitude de tensão
σ'_f	Coeficiente de resistência à fadiga
σ_m	Tensão média
Φ_n	Ângulo de fase da onda
ϕ	Potencial de velocidades da onda
ϕ_j	Função de base
ω	Frequência angular de onda

Matrizes e Outros Símbolos

$\mathbf{K}_{eg}$	Matriz de rigidez estrutural
$\mathbf{K}_{gg}$	Matriz de rigidez geométrica
$\mathbf{M}$	Matriz de momentos de flexão
$\Re$	Resíduo ponderado

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	23
1.1. OBJETIVOS	25
1.2. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	25
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
2.1. ENERGIA EÓLICA OFFSHORE: TECNOLOGIA ATUAL E IMPACTO NA TRANSIÇÃO ENERGÉTICA	27
2.1.1. CLASSIFICAÇÃO DE TORRES EÓLICAS OFFSHORE	29
2.1.2. SISTEMAS DE ANCORAGEM	38
2.2. PROBLEMAS DE FABRICAÇÃO DE TORRES EÓLICAS OFFSHORE	42
2.2.1. CARACTERÍSTICAS DE FADIGA	45
2.3. INTERAÇÃO ONDAS E SISTEMAS FLUTUANTES TLP	48
2.3.1. TEORIA DE ONDAS LINEARES	52
2.3.2. TEORIAS DE ONDAS NÃO LINEARES	54
2.3.3. TEORIAS DE ONDAS ESTOCÁSTICAS E ALEATÓRIAS	54
2.3.4. CARREGAMENTOS HIDRODINÂMICOS DE ONDAS	55
3. ESTUDO EXPERIMENTAL	60
3.1. METODOLOGIA GERAL	60
3.2. O CANAL DE ONDAS DO LIFE	61
3.3. ARRANJO EXPERIMENTAL	62
3.4. CAMPANHA EXPERIMENTAL	66
3.5. AQUISIÇÃO DE DADOS	69
4. MODELO NUMÉRICO	72
4.1. O CONCEITO DE PESO APARENTE E TRAÇÃO EFETIVA	73
4.2. CARREGAMENTO HIDRODINÂMICO	74
4.3. EQUAÇÃO DO MODELO DE TENDÃO	75
4.4. SOLUÇÃO ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	75

4.5. PRÉ-PROCESSAMENTO.....	79
5. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	81
5.1. PROCESSAMENTO DOS SINAIS.....	81
5.2. ANÁLISE DE FADIGA.....	83
5.3. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	97
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	99
6.1. REVISÃO DOS OBJETIVOS ESPECÍFICOS	99
6.2. PRINCIPAIS CONCLUSÕES.....	99
6.3. TRABALHOS FUTUROS	101
REFERÊNCIAS.....	102
APÊNDICE A – ACESSO À MÍDIAS DIGITAIS.....	112
APÊNDICE B – SÉRIES TEMPORAIS DE ELEVAÇÃO.....	113

1. INTRODUÇÃO

A principal característica de plataformas de pernas de tensão (TLP) que as distinguem de estruturas fixas convencionais é que elas podem se mover com as ondas em vez de resistir às forças. O sistema de amarração de uma TLP – tendões – é vertical ou inclinado e pré-tracionado através da flutuação excessiva da plataforma para que certos graus de liberdade sejam restringidos substancialmente (Chakrabarti, 1987). Por estar em um ambiente complexo, os tendões podem sofrer danos por uma série de fatores. Os mecanismos de falha e degradação mais prováveis nesses elementos de aço são corrosão e fadiga (Price; Figueira, 2017). A fadiga geralmente ocorre em sistemas que estão sujeitos a carregamentos cíclicos com longa duração. No ambiente offshore, essas cargas são provenientes de ondas, vibrações induzidas por desprendimento de vórtices (VIV) e turbulência, embora cargas de ondas de primeira ordem normalmente sejam dominantes. No sistema de tendões, todas as partes devem ser avaliadas quanto à fadiga, resultando em um fator de fadiga de projeto mínimo de 10 (DNV GL, 2021).

Os cenários de falha de tendões de turbinas eólicas offshore TLP são bastante explorados na literatura técnica. Tabeshpour, Ahmadi e Malayjerdi (2018) avaliaram a dinâmica de uma TLP nas condições intacta e com danos nos tendões. Eles concluíram que os danos em um tendão podem elevar ou diminuir os movimentos e/ou tensões de acordo com a magnitude de cada movimento ou componentes de tensão e atraso de fase entre os graus de liberdade da plataforma. Ademais, os graus de liberdade críticos são de *pitch* (arfagem) e *roll* (balanço) para o modelo de plataforma de quatro colunas. Yang et al. (2020) investigaram os efeitos acoplados de onda e vento e corrente nos danos por fadiga que conectam múltiplos corpos em um modelo de turbina eólica flutuante de 10 MW. Através de uma ferramenta computacional de acoplamento aero-hidro-servo, concluiu-se que os danos acumulados por fadiga de cada cabo durante sua vida útil são superestimados em até 67% quando os efeitos de acoplamento entre ondas e vento não são considerados, o que representa uma redução na estimativa de vida útil à fadiga de até 20 anos nos tendões. Chung, Pestana e Kim (2021) propuseram um algoritmo para monitoramento da integridade estrutural em tempo real de tendões de uma TLP-FOWT (turbina eólica offshore flutuante TLP) monocoluna baseado em sensores bi-axiais instalados ao longo do tendão e um tensiômetro em seu topo. O algoritmo objetivou a estimativa de tensões

e momentos de flexão ao longo da linha de ancoragem através do método dos elementos finitos (FEA). Wu et al. (2021) investigaram as respostas transientes em uma TLP-FOWT em condições de falha dos tendões. Os períodos naturais de movimentos de *heave* (elevação), *roll* e *pitch* aumentam significativamente na condição de ruptura de tendões. Além disso, na condição de ruptura, as respostas dinâmicas médias do movimento da plataforma, de aceleração da nacele e de tensão nos tendões, principalmente nos tendões vizinhos ao rompido, são superiores à condição intacta.

Durante sua vida útil, o sistema de ancoragem de uma plataforma flutuante pode falhar por diversos motivos. Fadiga, corrosão acumulada, colisões e eventos extremos são apenas alguns exemplos (Gordon; Brown; Allen, 2014, Prislin; Maroju, 2017). Diversas pesquisas abordando temas correlacionados a monitoramento e análise de comportamento dinâmico da plataforma em caso de falhas de tendões foram e estão sendo desenvolvidas. Em estruturas complacentes, como é o caso de plataformas TLP, o movimento de corpo rígido da plataforma induz cargas de flexão a tubulação de ancoragem (tendão). Nesses casos, a componente na direção do fluxo é, naturalmente, mais relevante do ponto de vista de vida à fadiga do que as componentes secundárias de vibrações induzidas por vórtices no sentido transversal ao fluxo. Ademais, os tendões são elementos muito longos e, por possuírem cargas axiais elevadas devido a flutuação excessiva da plataforma, podem possuir seções transversais tubulares. Sua elasticidade se dá pela elevada razão de aspecto. Em razão de seu comprimento, é inviável economicamente produzir um tendão a partir de um único elemento. Nesse caso, conectores são indispensáveis. As conexões são, em geral, pontos mais suscetíveis à fadiga. Portanto, a análise de pontos críticos à fadiga é de extrema importância durante o processo de projeto de fabricação e montagem do elemento. Ademais, a análise dinâmica dos tendões viabiliza a avaliação de processos de otimização estrutural. Para avaliar o comportamento estrutural de um tendão de um sistema TLP-FOWT, nesta pesquisa são apresentados resultados numéricos e experimentais conduzidos no canal de ondas do Laboratório de Interação Fluido-Estrutura (LIFE), lotado na Universidade Federal do Rio Grande (FURG). O modelo reduzido de tendão consistiu em um núcleo prismático de aço envolto por um tubo plástico circular flexível posicionado com sua menor rigidez na direção do fluxo e um flutuador circular para simular as forças hidrodinâmicas na

subestrutura de uma TLP-FOWT. Distintas condições de ondas foram utilizadas no canal. O objetivo central desta pesquisa foi compreender o comportamento dinâmico de tendões de ancoragem de sistemas TLP-FOWT utilizando um modelo experimental e determinar sua vida útil à fadiga através da metodologia de curvas S-N e lei de Miner. Para investigar a resposta estrutural, foi realizada simulações numéricas através do método dos elementos finitos.

1.1. OBJETIVOS

Esta pesquisa é dedicada a investigação do comportamento dinâmico de um modelo de tendão de ancoragem de torres eólicas offshore do tipo TLP sob ação de ondas regulares. Ademais, avaliar a estrutura quanto à fadiga de alto ciclo induzida por esforços hidrodinâmicos na direção do fluxo através de campanha experimental.

Os objetivos específicos são os seguintes:

- Reproduzir um sistema físico, em laboratório, que possibilite a simulação das ações hidrodinâmicas induzidas por ondas regulares em tendões de amarração de torres eólicas flutuantes do tipo TLP;
- Estimar a vida útil através de curvas S-N e dados medidos experimentalmente;
- Identificar as combinações de período de onda e de carga axial inicial críticas do ponto de vista de fadiga;
- Avaliar o dano total devido à fadiga no modelo físico do tendão através da lei de Miner;
- Realizar análise paramétrica, numericamente, para análise do comportamento dinâmico do tendão.

1.2. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A dissertação é organizada da seguinte maneira:

Capítulo 1. No primeiro capítulo é apresentada uma introdução ao problema de engenharia e a motivação da pesquisa, os objetivos e a organização da dissertação.

Capítulo 2. No segundo capítulo é apresentada a fundamentação teórica necessária para realização desta pesquisa. Os subcapítulos contemplam uma ampla revisão da tecnologia atual em energia eólica offshore, descrição de sistemas dinâmicos de torres eólicas offshore, principais problemas mecânicos de fabricação e fadiga, teoria de

ondas lineares e apresentação do sistema estrutural que é escopo da pesquisa – plataformas TLP para torres eólicas flutuantes.

Capítulo 3. No terceiro capítulo é apresentado o estudo experimental. Os subcapítulos contemplam a metodologia geral para aquisição dos dados, apresentação do canal de ondas do Laboratório de Interação Fluido Estrutura (LIFE/FURG), o arranjo experimental, descrição da campanha experimental e principais dados brutos aqusitados.

Capítulo 4. No quarto capítulo é apresentado o modelo numérico. Os subcapítulos contemplam o modelo matemático do tendão e resultados das simulações em Matlab.

Capítulo 5. No quinto capítulo é apresentada a análise e discussão dos resultados, abrangendo o processamento dos sinais experimentais, as simulações computacionais e análise de fadiga experimental.

Capítulo 6. No sexto e último capítulo são apresentadas as considerações finais. Este capítulo contempla uma revisão dos objetivos específicos estabelecidos, as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. ENERGIA EÓLICA OFFSHORE: TECNOLOGIA ATUAL E IMPACTO NA TRANSIÇÃO ENERGÉTICA

O aquecimento global e a mudança nos padrões climáticos são colaterais críticos da atividade humana e uso excessivo de combustíveis fósseis (Al-Ghussian, 2018). Para minimizar os danos, a sociedade atravessa uma transição energética significativa, migrando dos hidrocarbonetos para fontes de energia de baixa emissão. Neste sentido, a energia eólica *offshore* têm se mostrado uma alternativa atrativa pois possui vantagens como não disputar espaço com instalações habitacionais, espaço para implementação abundante, menor poluição sonora e ventos mais fortes e constantes (Chung; Pestana; Kim, 2021, Li et al., 2023, Wang et al., 2018, Breton; Moe, 2008), principalmente em águas com profundidades superiores a 60 metros (Bashetty; Ozcelik, 2021).

A tecnologia de geração de energia eólica em ambiente marinho é relativamente recente. A primeira turbina eólica no mar foi instalada em 1990 a 350 metros da costa de Nordersund, na Suécia. Com potência instalada de 220 kW em águas com profundidade de aproximadamente 6 metros (Esteban et al., 2011, Musial; Butterfield; Ram, 2006), esse projeto foi pioneiro na área, abrindo caminho para a instalação do primeiro parque eólico *offshore* em 1991 chamado Vindeby, localizado no noroeste de Lolland, na Dinamarca, com aerogeradores de 450 kW, localizados entre 1,5 e 3 km da costa em profundidades de 2,5 a 5 metros (Beurskens; Noord, 2003). Em 2002, a Dinamarca alcançou um estágio superior na geração de energia eólica *offshore* ao concluir o projeto Horns Rev que tinha capacidade de geração de 160 MW. No fim de 2006, a Europa já contava com parques eólicos *offshore* em funcionamento que somavam 886,3 MW de geração, sendo mais da metade gerados por Dinamarca e Reino Unido (Da et al., 2011). Na Tabela 1, pode-se visualizar características principais dos dez primeiros parques eólicos *offshore* documentados instalados ao redor do mundo.

Tabela 1. Principais características dos dez primeiros parques eólicos instalados no mar ao redor do mundo.

País	Projeto	Capacidade Nominal (MW)	Profundidade média (m)	Distância média da costa (km)	Número de turbinas	Capacidade unitária (MW)	Ano
Dinamarca	Vindeby	5	4	3	11	0,45	1991
Holanda	Lely	2	7,5	0,8	4	0,5	1994
Dinamarca	Tuno Knob	5	3	6	10	0,5	1995
Holanda	Irene Vorrink	16,8	2	0,1	28	0,6	1996
Suécia	Bockstigen	2,8	7	3	6	0,3	1998
Dinamarca	Middelgrunden	40	8	3	20	2	2000
Suécia	Utgrunden	10,5	7	7	7	1,425	2000
Reino Unido	Blyth	4	6	1	2	2	2000
Suécia	Yttre Stengrund	10	10	4	10	2	2001
Dinamarca	Horns Rev	160	10	16	80	2	2002

Fonte: Adaptado de Bilgili; Yasar; Simsek, 2011

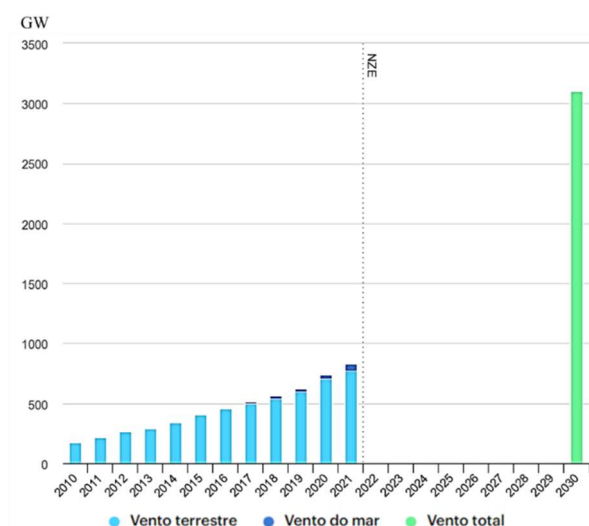
A partir das fazendas eólicas *offshore* instaladas na Europa, países de outros continentes começaram a adotar essa medida como alternativa de geração sustentável. Em 2020, 112 parques eólicos *offshore* já estavam em funcionamento, 53 em construção e 712 projetos em andamento (Díaz; Soares, 2020). No Brasil, a capacidade de geração eólica *offshore* supera os 1600 GW, o que é aproximadamente 2 vezes a capacidade energética eólica (*onshore e offshore*) instalada em todo o mundo em 2022. Cerca de 94% da zona econômica exclusiva (ZEE) disponível para implementação de parques no mar possui profundidades de até 50 metros, o que viabiliza a utilização de fundações fixas para torres eólicas (Vinhoza; Schaeffer, 2021). No anexo A, são apresentadas localizações de 78 projetos de parques eólicos *offshore* próximos à costa brasileira em oito estados, de acordo com o Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA, 2023) até o ano de 2023. Para efeitos de comparação, nos Estados Unidos, estima-se que o potencial energético em uma zona de até 90 quilômetros da costa possa chegar a 900 GW (Bashetty; Ozcelik, 2021).

Geralmente, em zonas mais afastadas da costa a oferta eólica é superior. Entretanto, naturalmente, essas zonas possuem profundidades náuticas elevadas. Embora, forneçam elevado potencial energético, a instalação de parques eólicos nessas condições requer linhas de transmissão mais extensas e maior investimento nas estruturas de suporte. Para profundidades superiores a 50 metros, a utilização de

fundações fixas não se justifica economicamente (Baroni et al., 2023). Portanto, para aproveitar o potencial energético em regiões com profundidades superiores, sistemas flutuantes podem ser uma alternativa viável (Jonkman; Matha, 2011).

Embora os investimentos em geração de energia eólica tenham crescido substancialmente nos últimos anos, alcançar o cenário ideal de zero emissões de 2030 ainda é uma tarefa desafiadora. A capacidade de geração de energia eólica em 2021 era de 830 GW, sendo 774,3 GW de ventos *onshore* e apenas 55,7 GW de ventos *offshore* (IEA, 2022). No cenário ideal, a meta é alcançar uma capacidade de mais de 3100 GW em 2030 (Figura 1). Neste contexto, se faz necessária a pesquisa acerca do desenvolvimento tecnológico visando redução de custos de manutenção e potencialização da longevidade de estruturas eólicas, em especial *offshore*.

Figura 1. Capacidade de energia eólica offshore em gigawatts de 2010 a 2021 com perspectiva para o cenário de emissão zero de 2030.



Fonte: IEA, 2022

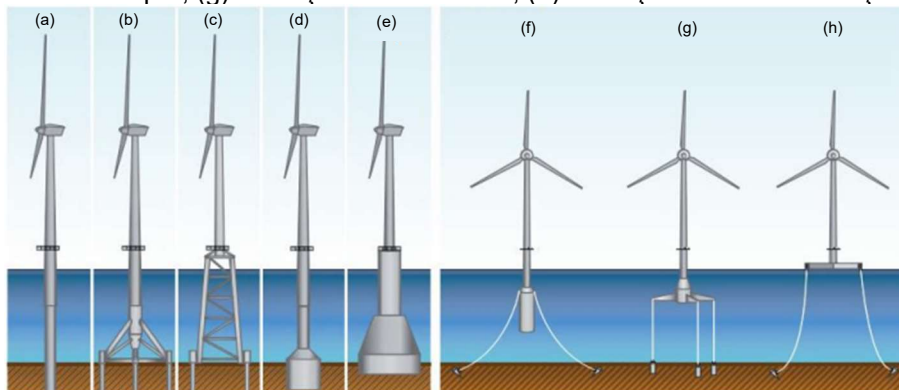
2.1.1. CLASSIFICAÇÃO DE TORRES EÓLICAS OFFSHORE

Torres eólicas podem ser classificadas por diferentes critérios. De acordo com a direção do eixo de rotação, elas podem ser verticais ou horizontais. Rotores verticais para captação de energia do vento são utilizados há décadas. No contexto de conversão de energia cinética do vento, pode-se considerar que os primeiros aerogeradores foram os moinhos de vento construídos pelos persas no século X d.C. para automatizar as tarefas de moagem de grãos e irrigação (Hand; Cashman, 2020). Recentemente, aerogeradores verticais têm sido utilizados para geração de energia

elétrica. Embora os projetos de turbinas eólicas verticais (VAWT) tenham, gradualmente, perdido espaço comercial para as horizontais (HAWT) (Tjiu et al., 2015), os VAWTs têm sido utilizados como alternativa aos painéis solares como fonte de geração energética residencial. Por conta de sua geometria esbelta, como é o caso do projeto Savonius, torna-se viável sua instalação em zonas urbanas.

Se o critério para classificação das turbinas for o método de transmissão de potência, então as transmissões de acionamento direto e caixa de engrenagens são as duas categorias principais (Jiang, 2021). Elas também podem ser classificadas de acordo com o ambiente de instalação: *onshore* ou *offshore* (OWT). Esses dois grupos possuem distinções consideráveis no processo de instalação e manutenção. Por se tratar de um ambiente complexo, o projeto de turbinas *offshore* deve considerar a interação fluido-estrutura entre a subestrutura e a água, surgimento do fenômeno de fadiga, cargas de impacto em situação de aproximação de embarcações e proteção contra corrosão. No caso das OWT, o tipo de fundação também é um critério importante para classificação e métodos de instalação. OWT fixos e OWT flutuantes são duas categorias principais (Jiang, 2021). A Figura 2 ilustra oito tipos de fundações para torres eólicas separadas entre fixas e flutuantes.

Figura 2. Turbinas eólicas offshore típicas. (a) fundação fixa monopile; (b) fundação fixa tripod; (c) fundação fixa jacket; (d) fundação fixa caixão de sucção; (e) fundação fixa de gravidade; (f) fundação flutuante spar; (g) fundação flutuante TLP; (h) fundação flutuante barcaça.



Fonte: Wiser et al., 2011

O mercado atual de energia eólica *offshore* ainda é dominado pelas turbinas de fundo fixo (IRENA, 2019). As fundações fixas são utilizadas para implementação de parques eólicos *offshore* que possuam profundidades de até 60 metros. As fundações fixas, no geral, dispensam o uso de sistemas de amarração e estaiamento. Contudo, pelo contato direto com o fundo, análises de *scour* (erosão) e proteção se fazem necessárias no processo de projeto.

Constantemente, pesquisas que propõem novos modelos, materiais, formas e conceitos de estruturas de fundações e otimização de torres eólicas no mar são publicadas (Meng et al., 2024, Ma; Yang, 2020, Ojo; Collu; Coraddu, 2022, Lu et al., 2023). Contudo, os conceitos mais pesquisados são de gravidade, *monopile*, *jacket* e *tripod*. Hao e Liu (2017) realizaram uma pesquisa comparativa para avaliar a performance anti-impacto das fundações do tipo *monopile*, *tripod* e *jacket* em caso de colisão frontal com embarcações de baixa energia. De acordo com os autores, nas condições de colisão frontal, a estrutura *jacket* demonstrou ter o melhor desempenho anti-impacto com embarcações de baixa energia.

A fundação do tipo gravidade é principalmente utilizada em águas mais rasas, com profundidades de 10 a 30 metros (Yeter et al., 2017). Esse tipo de fundação é adequado em casos de solos com alta capacidade de suporte. Em casos de solo com baixa capacidade de suporte, o adequado é utilizar fundações profundas como *monopile*, *jacket* ou *tripod*. A utilização de fundações deve ser considerada como alternativa quando em locais onde a cravação de estacas é difícil, por exemplo, solos rochosos. Uma de suas principais desvantagens é a grande área de ocupação do leito marinho, com seu impacto ambiental associado (Esteban; López-Gutiérrez; Negro, 2019).

Dentre os tipos de torres eólicas fixas ilustrados na Figura 2, o mais frequentemente empregado pela relação custo e benefício é a de fundação *monopile*, que pode ser instalado em profundidades de 0 a 30 metros. Por essa razão, em 2018, cerca de 63% dos parques eólicos *offshore* em operação utilizava-o (Díaz; Soares, 2022). A fundação do tipo *monopile* consiste em uma única estrutura semelhante a uma torre embutida no leito marinho por sucção e gravidade (Asim et al., 2022). Assim como a fundação de gravidade, é *monopile* é utilizada em profundidades de 10 a 30 metros (Yeter; Garbatov; Soares, 2017). Embora não possua essencialmente elementos de união como no caso das fundações *jacket* e *tripod*, a análise de fadiga para estruturas *monopile* também deve ser realizada. Além das cargas dinâmicas induzidas por ondas, a ação do vento e as harmônicas do rotor também podem desencadear o surgimento de fadiga.

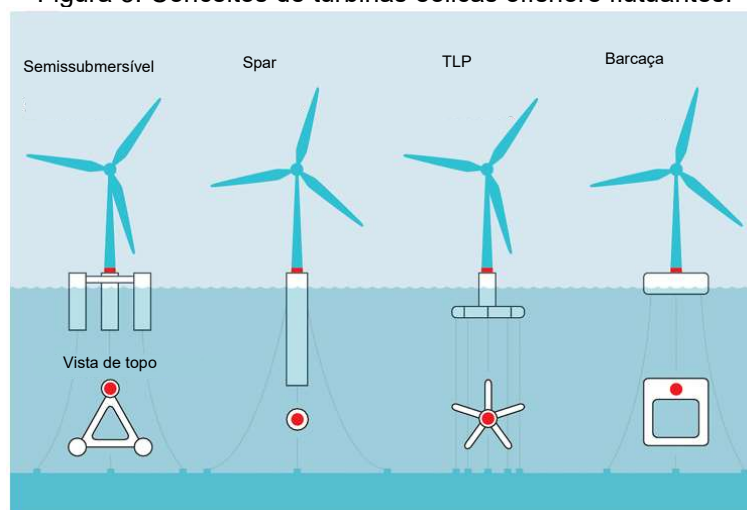
A fundação do tipo *jacket* é composta por estruturas articuladas de três ou quatro colunas (Asim et al., 2022). Por sua robustez, esse sistema pode ser instalado em profundidades de até 70 metros (Chew et al., 2014). Possui uma performance

satisfatória em profundidades superiores devido à sua estrutura comparativamente mais leve, ao passo que exhibe maior transparência a cargas de onda, maior rigidez estrutural e menor dependência de características do solo de suporte (de Vries, 2011). As estruturas *jacket* possuem muitos elementos de conexão comparativamente às demais estruturas de suporte fixas. Elementos de conexão são, naturalmente, pontos críticos para o surgimento de fadiga, principalmente em ambientes de carregamentos cíclicos induzidos por ondas. Essa problemática desperta o interesse de pesquisadores como: Nia; Aghakouchak (2022) que avaliaram métodos no domínio da frequência para análise de fadiga nas juntas de conexão entre os elementos da treliça de suporte; Heo et al. (2023) que investigaram os danos por fadiga na reutilização de uma plataforma *jacket* desativada para suporte de torres eólicas, simulando a utilização dos modelos WindPACT de 1,5 MW e NREL de 5 MW.

A fundação do tipo *tripod* (tripé) é constituída por uma coluna central vertical conectada por três hastes cilíndricas diagonais que transferem o peso da estrutura à três outras colunas verticais que servem como pontos de fixação no fundo marinho. A coluna central também pode ser apoiada no fundo. Lu et al. (2023) realizaram uma otimização topológica de um modelo de fundação *tripod* para torres eólicas de 5 MW de referência. Os autores obtiveram uma redução substancial da massa do sistema de fundação em 16,29% e uma elevação da vida à fadiga em 2,68 vezes. As fundações estilo *tripod* (tripé) têm atraído cada vez mais atenção nos últimos anos (Lu et al., 2023). Yeter, Gerbatov e Soares (2015) realizaram uma análise no domínio da frequência para determinar a função de transferência de tensões para avaliar os danos por fadiga em estruturas *tripod* submetidas a cargas induzidas por ondas e ventos.

A utilização de torres eólicas *offshore* flutuantes (FOWT) é a atual estratégia na captação de energia eólica em locais onde a instalação de turbinas com fundo fixo não é economicamente viável (Barooni et al., 2022). Neste grupo, há diversos conceitos de plataformas de suporte e sistema de amarração podem ser encontrados. Alguns desses conceitos são apresentados na Figura 3.

Figura 3. Conceitos de turbinas eólicas offshore flutuantes.



Fonte: Mei; Xiong, 2021

Diversos projetos foram desenvolvidos em fundações do tipo semissubmersível, spar, TLP (*tension-leg platform*) e barcaça. Cada sistema de suporte possui suas vantagens e desvantagens que devem ser levadas em consideração dependendo dos parâmetros do local de instalação, como a proximidade com a costa, a profundidade náutica, fatores ambientais e características de fundo (Barooni et al., 2022). Na Tabela 2 são apresentadas vantagens e desvantagens básicas de sistemas semissubmersíveis, barcaça, TLP e spar.

Tabela 2. Comparação entre diferentes tipos de plataformas flutuantes para torres eólicas offshore

Tipo	Vantagens	Desvantagens	Fonte
Semissubmersível	Mais viável para águas profundas; Requer baixo calado; Baixo custo para amarração; Fácil de rebocar.	Grandes movimentos induzidos por ondas; Estrutura complexa.	Bashetty; Ozcelik, 2021
Barcaça	Menos complexo; Baixo custo de ancoragem; Fácil descomissionamento.	Estrutura de suporte relativamente cara; Grandes movimentos induzidos por ondas.	Bashetty; Ozcelik, 2021
TLP	Relativamente baixas cargas de fadiga; Pequenos movimentos induzidos por ondas; Estrutura simples.	Alto custo de amarração; Dificil de rebocar e instalar.	Bashetty; Ozcelik, 2021
Spar	Facilidade de construção; Pequenas forças de excitação de elevação; Grande estabilidade hidrodinâmica.	Complexa instalação em calados profundos.	Barooni et al., 2022

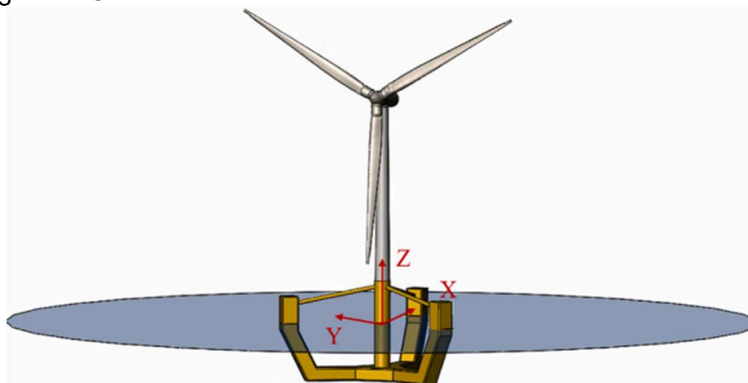
Uma torre eólica flutuante consiste em (Barooni et al., 2022):

- Plataforma e torre;

- Pás, nacele e cubo;
- Sistema de ancoragem com tendões, *clump* e linhas de ancoragem;
- Caixa de engrenagens, eixos de alta e baixa velocidade com sistema de freio mecânico;
- Controle e gerador de eletricidade;
- Sistemas hidráulicos e de arrefecimento;
- Mecanismos de *pitch* e *yaw*.

O conceito semissubmersível foi inicialmente desenvolvido para utilização na indústria de óleo e gás onde uma grande plataforma de perfuração era necessária (Lefebvre; Collu, 2012). O sistema consiste em algumas colunas verticais unidas por hastes ou pontões. São adicionadas placas de sustentação ou saias na parte inferior das colunas para elevar a massa adicional e o amortecimento (Barooni et al., 2022). Uma ilustração de uma plataforma semissubmersível é apresentada na Figura 4.

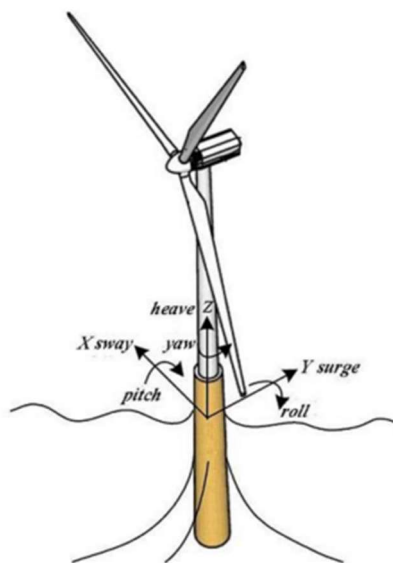
Figura 4. Conceito de uma turbina eólica flutuante semissubmersível.



Fonte: Cao et al., 2020

A configuração de turbinas eólicas flutuantes do tipo spar (FSOWTs) consiste em uma longarina flutuante (boia cilíndrica) que é ancorada ao solo por cabos catenária ou linhas *taut* (esticadas) que mantêm sua estabilidade ao baixar o centro de massa em relação ao centro de flutuabilidade usando um lastro substancial na parte inferior da estrutura, contribuindo substancialmente para os movimentos de *roll* e *pitch* (Barooni et al., 2022). Um esquema do conceito de turbina eólica *spar* é apresentado na Figura 5. Os 6 graus de liberdade (3 translações e 3 rotações) do sistema também são indicados na figura.

Figura 5. Conceito de turbina eólica flutuante do tipo spar com 6 graus de liberdade de movimento.



Fonte: Hu; Deng; Zeng, 2021

As plataformas do tipo barcaça alcançam sua estabilidade através do empuxo hidrostático em sua grande área molhada. Um dos tipos mais comuns de plataformas de barcaças usadas na indústria eólica *offshore* é a Ideol (Barooni et al., 2022). Este tipo de estrutura se distingue pela utilização de uma piscina em seu centro em uma subestrutura em forma de anel que age como uma espécie de dissipador das cargas de onda (Van Kessel, 2010). Na Figura 6 é apresentada uma turbina eólica do tipo barcaça com capacidade de geração de 2 MW no mar da França. O modelo ilustra a presença da estrutura em formato de anel e a piscina interna (também chamadas de piscinas lunares).

Figura 6. Turbina eólica flutuante do tipo barcaça de 2 MW Floatgen.



Fonte: Tan et al., 2021

Assim como as semissubmersíveis, as plataformas TLP (Tension-Leg Platforms) foram inicialmente desenvolvidas para utilização na indústria de óleo e gás.

Classificada como uma estrutura complacente, sua característica distintiva está no sistema de amarração, que consiste em tendões verticais cravados no leito marinho para restringir o movimento de elevação (Atcheson et al., 2016). O primeiro TLP comercial foi instalado em 150 metros de profundidade no campo de exploração de Hutton no Reino Unido (Atcheson et al., 2016, Spong; Sheppard; Gallagher, 2018).

A tecnologia TLP para aplicação na indústria eólica *offshore* também estava passando por desenvolvimento nos anos 2000. A Universidade de Engenharia de Marselha desenvolveu um protótipo de TLP estrela com três pernas de tensão (Molin et al., 2004). Um conceito semelhante foi investigado pelo Instituto de Tecnologia de Massachusetts (MIT) em conjunto com o Laboratório Nacional de Energia Renovável (NREL) nos Estados Unidos (Sclavounos, 2004). A Blue H. Technologies foi a primeira a instalar uma turbina eólica flutuante TLP de grande escala na costa italiana em 2008 (Atcheson et al., 2016). O Principal problema desses sistemas é que sua estabilidade depende de tendões pré-tensionados. Portanto, a falha de uma das linhas pode causar o capotamento da plataforma (Atcheson et al., 2016). Na Figura 7 são apresentados 3 conceitos de turbinas eólicas do tipo TLP mais comuns. No geral, o sistema mais utilizado é monocolumna com 3 pontões (imagens central e direita da Figura 7).

Figura 7. Conceitos de turbinas eólicas flutuantes do tipo TLP.



Fonte: Rongé et al., 2023

O comportamento dinâmico de sistemas TLP têm sido alvo de pesquisas experimentais e computacionais ao redor do mundo. Na Tabela 3 é apresentado um apanhado de pesquisas recentes essencialmente experimentais acerca do comportamento dinâmico de sistemas TLP-FOWT considerando diferentes condições de carga. As principais conclusões obtidas nas pesquisas são indicadas.

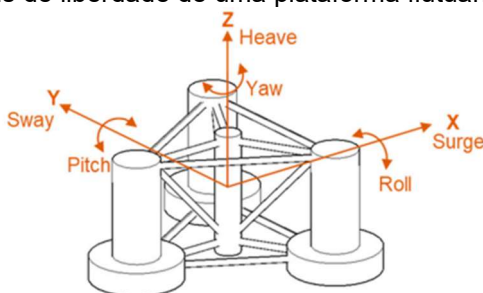
Tabela 3. Estudos recentes em comportamento dinâmico de estruturas eólicas offshore flutuantes

Referência	Estrutura Analisada	Metodologia	Condições de carga	Principais conclusões
Madsen et al., 2020	1:60 TLP-FOWT DTU 10MW	Experimental	Ondas regulares; Ondas irregulares; campo de vento com baixa turbulência; controles de turbina.	Por conta do amortecimento aerodinâmico, os casos de desligamento do controlador <i>offshore</i> levaram a um movimento de <i>surge</i> superior, movimento este que governa as tensões das linhas de ancoragem.
Ren et al., 2024	1:50 TLP-FOWT NREL 5 MW	Experimental	Falha nos tendões de ancoragem; Acoplamento entre ondas e ventos.	Os efeitos de falha de um dos tendões foram considerados limitados às respostas de <i>surge</i> , <i>heave</i> e <i>pitch</i> . O tendão vizinho ao rompido sofre acréscimo substancial de tensão.
Oguz et al., 2018	1: 36,67 TLP-FOWT 5MW	Experimental e computacional	Condições realísticas de onda e vento. Ondas regulares; ondas irregulares; simulações com acoplamento onda-vento.	Para as condições utilizadas nos experimentos, os efeitos de segunda ordem induzidos pelas ondas foram pequenos em comparação com as forças aerodinâmicas.
Hmedi et al., 2022	1:60 (Froude) CENTEC-TLP 10 MW	Experimental	Ondas estocásticas; ventos estocásticos; condições extremas; condições de falha de tendões; erros no sistema de controle; desligamento emergencial forçado do aerogerador.	A resposta mínima de <i>pitch</i> enfatiza a vantagem de sistemas TLP na captação de potência aerodinâmica; os tendões permaneceram em condições aceitáveis de segurança, inclusive em cenários de desligamento emergencial da turbina e erros de controle.

2.1.2. SISTEMAS DE ANCORAGEM

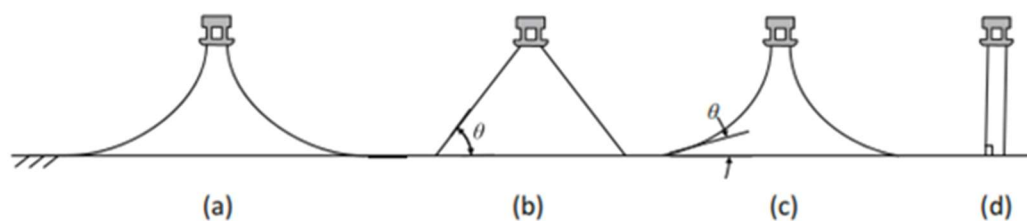
Uma plataforma flutuando está sujeita a seis graus de liberdade de movimento (Figura 8), sendo eles três rotações (pitch, roll e yaw) e três translações (surge, sway e heave). No intuito de conter tais movimentos, são utilizados sistemas de ancoragem que normalmente, para FOWTs, consistem em três ou quatro linhas de amarração (Xu, 2020). Tipicamente, as configurações de linhas de amarração são do tipo catenária, *taut line*, semi *taut line* e pernas verticais atirantadas (TLP) (Cui; Fu; Hu, 2022) (Figura 9). Ademais, as linhas de amarração podem ser de correntes ou fibra e podem conter sistemas de *clump* e/ou boias (Xu et al., 2021a) (Figura 10). Os sistemas de *clump* e boia servem para aliviar tensões na âncora ou em conexões com plataformas e outros sistemas.

Figura 8. Graus de liberdade de uma plataforma flutuando livremente.



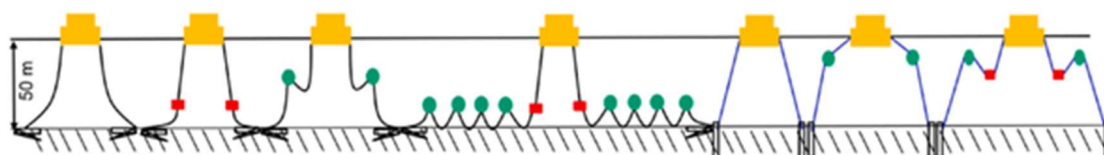
Fonte: Srinivas et. al, 2023

Figura 9. Configurações típicas de amarração de torres eólicas flutuantes. (a) Cabos em catenária, (b) taut line, (c) semi-taut line, (d) pernas atirantadas verticais (TLP).



Fonte: Cui; Fu; Hu, 2022

Figura 10. Configurações de amarração de torres eólicas flutuantes com e sem sistema de clump e boias. (a) amarração com correntes, (b) amarração com correntes e clump, (c) amarração com correntes e bóias, (d) amarração com correntes, bóias e clump, (e) amarração com cabos de fibra, (f) amarração com cabos de fibra e bóias, (g) amarração com cabos de fibra, bóias e clump.



Fonte: Xu et al., 2021a.

Uma plataforma TLP é uma estrutura complacente de amarração vertical que é conectada a uma fundação de estaca submarina por várias pernas de tensão. Seu sistema de ancoragem (Tendon Legs System/TLS) inclui os tendões, conectores de topo e fundo, fundações no leito marinho, sistema de mensuração de cargas e aparatos de monitoramento e inspeção (Bureau Veritas, 2012). No geral, o projeto desses componentes deve estar em concordância com as especificações da NR 578 DT R00 E sendo essa, por sua vez, condizente com a API RP 2T. No que concerne à sua fabricação, os tendões seguem as diretrizes da *American Petroleum Institute* (API), mais especificamente, a norma API 5L. O material que os constitui é geralmente um aço de alta resistência com boa resistência à corrosão – haja vista que o ambiente é extremamente agressivo – como é o caso do API 5L X-70 PSL 2 (Tekumalla; Yang, 2014).

O sistema TLP não é exclusividade de sistemas de geração de energia eólica. De fato, essa tecnologia já é utilizada na indústria de óleo e gás há pelo menos 40 anos, tendo sua primeira instalação de plataforma TLP prevista para 1984 no campo petrolífero Hutton (Mar do Norte, Reino Unido) e operada pela petrolífera ConocoPhillips (Mercier et al., 1982). Depois dela, diversas outras plataformas de extração foram instaladas, principalmente no Golfo do México.

A presença dos tendões em plataformas TLP tendem a impedir os movimentos de *heave*, *pitch* e *roll*. Para impedir os demais graus de liberdade, se fazem necessários outros cabos, geralmente em formato de catenárias, que estão presentes em plataformas do tipo semissubmersíveis. De certa maneira, os movimentos de surge e sway não são impedidos, mas limitados para que a plataforma não fique à deriva.

Há diversos pontos suscetíveis a danos por fadiga em um tendão de uma estrutura flutuante *offshore*. Transições geométricas e de propriedades de materiais, conectores e descontinuidades são pontos em que pode haver concentrações de tensão o que favorece o surgimento desse fenômeno. As características de fadiga e fratura são pontos imprescindíveis a serem avaliados e qualificados de acordo com as diretrizes da NI 525 (Bureau Veritas, 2012).

Todas as partes de um sistema de tendões devem ser submetidas a uma análise de fadiga. Em uma situação de projeto, todos os estados de mar esperados ao longo da vida útil da estrutura (em geral 20 anos para torres eólicas) e danos por fadiga

durante a instalação e operação devem ser considerados na estimativa da vida útil (Bureau Veritas, 2012).

Para uma FOWT, a plataforma flutuante é um subsistema fundamental para garantir estabilidade e fluidez. As cargas hidrodinâmicas e os movimentos resultantes do flutuador advêm de ondas correntes e geralmente são significativos na eficiência de produção pela transferência de cargas para a torre (Ren et al., 2024). Ademais, a falha de uma linha de ancoragem pode afetar significativamente o comportamento dinâmico da plataforma.

Os estudos a seguir são baseados na avaliação do comportamento dinâmico de plataformas TLP sob condições de ruptura de tendões. Cheng et al. (2021) investigaram os mecanismos de geração não linear comparando as mudanças de movimento da subestrutura em diferentes condições de falha aplicando ondas regulares de diversas frequências. Como resultado, observaram que com o aumento da ruptura dos tendões o período natural da plataforma aumentou gradativamente. No caso de rompimento de um único tendão, a coluna em que ele se localizava inclinava-se para cima, permitindo que a plataforma alcançasse a posição de equilíbrio novamente. Contudo, o novo eixo de gravidade produzia deslocamentos verticais indesejados. Ren et al. (2024) investigaram experimentalmente o comportamento dinâmico de uma TLP FOWT sob condições de falha de tendões. A pesquisa sugeriu um aumento de até 130% de tensão nos tendões remanescentes no cenário de falha de um único tendão. Chandrasekaran e Rao (2024) calcularam a vida útil frente à fadiga nos tendões de plataformas Triceratops em condição de falha postulada e condição intacta através da curva S-N. Em um dos tendões, a vida de fadiga reduziu aproximadamente 99% na condição de falha postulada (de 4,28 anos para 0,006 anos), para casos extremos de carregamento considerando períodos de retorno de 10, 100 e 1000 anos de furações na região do Golfo do México. Esse estudo mostra que, para condições extremas, a falha em um tendão específico (variável de acordo com a geometria da plataforma) levará, provavelmente, a uma falha catastrófica do sistema em poucos dias.

O projeto final de um tendão deve estar em conformidade com cinco requisitos gerais (Spong; Sheppard; Gallagher, 2018):

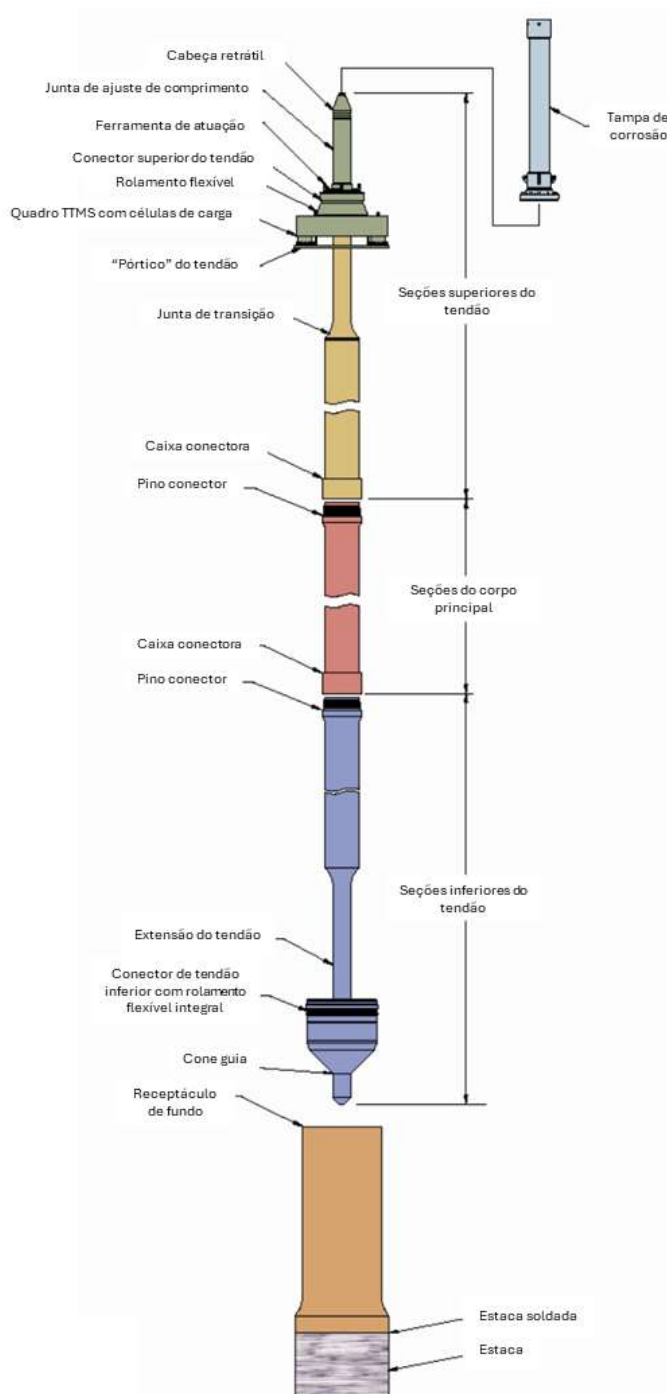
- 1) O tendão deve manter-se tracionado sob todas as condições extremas de projeto;
- 2) A tensão máxima em condições extremas de projeto deve ser inferior às tensões admissíveis;
- 3) Os tendões devem atender aos requisitos de rigidez axial para evitar respostas verticais ressonantes excessivas (*heave/pitch/roll*);
- 4) A pré-tensão do tendão deve ser suficiente para atender aos requisitos de deslocamento horizontal; e
- 5) A vida útil de fadiga do tendão devido à carga dinâmica ao longo de sua vida útil deve atender aos fatores de segurança apropriados;

Um tendão é projetado para resistir a condições extremas, incluindo critérios de projeto de resposta de 1000 anos com fatores de segurança apropriados. Ademais, seus componentes, por não serem inspecionáveis em serviço, possuem um fator de segurança a fadiga equivalente a um mínimo de 10 vezes a vida útil da plataforma. Seus componentes geralmente são (Spong; Sheppard; Gallagher, 2018):

- Conjunto de conector superior que liga o tendão ao casco;
- Sistema de monitoramento de tendão (TTMS);
- Seção principal do corpo do tendão, fornecendo a maior parte do comprimento do tendão até atingir o leito marinho. Pode ser segmentada com o auxílio de acoplamento especial para evitar soldagem ou um tubo soldado em peça contínua. Pode haver mudança no diâmetro externo e na parede do tubo para manter os requisitos mínimos de rigidez axial em determinados pontos;
- Conjunto de conector inferior que liga o tendão ao receptáculo da fundação.

Um exemplo dos elementos de um tendão pode ser visualizado na Figura 11. O elemento de fundação depende da geologia e condições de fundo. Podem ser utilizadas âncoras de sucção, âncoras de gravidade ou estacas (Chuang; Yang; Yang, 2021).

Figura 11. Elementos típicos de um tendão utilizado em plataformas TLP.



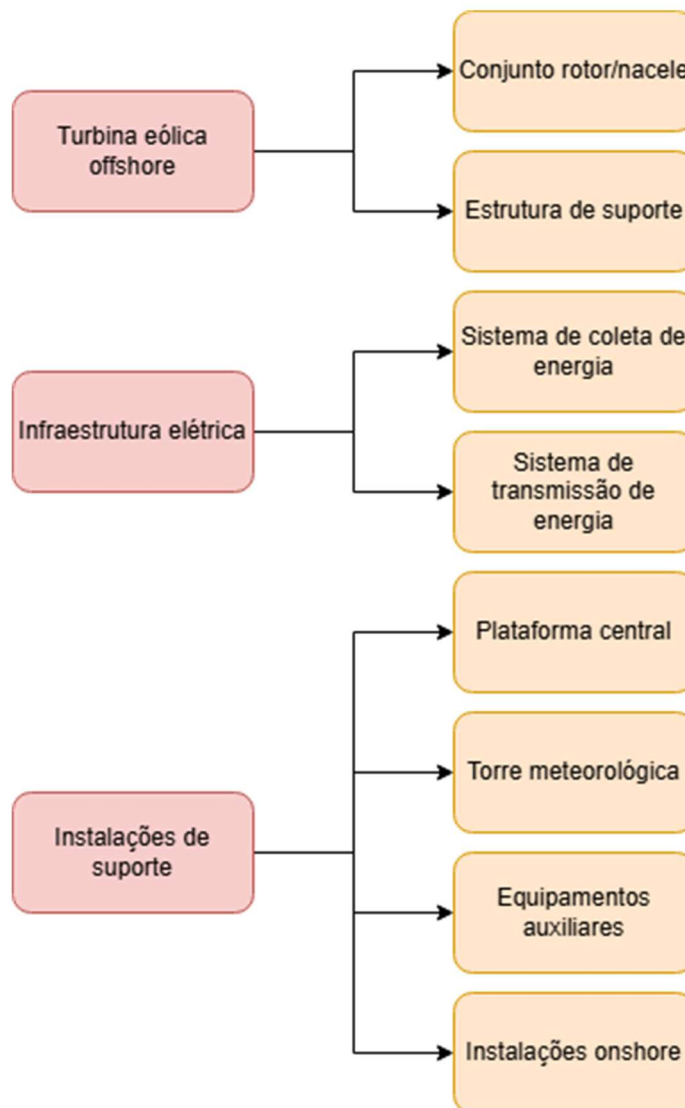
Fonte: Spong; Shepparg; Gallagher (2018)

2.2. PROBLEMAS DE FABRICAÇÃO DE TORRES EÓLICAS OFFSHORE

O sistema de instalação de parques eólicos *offshore* pode ser dividido em três grandes grupos: componentes da turbina eólica, infraestrutura elétrica e equipamentos e instalações de suporte. Cada grupo possui subgrupos e esses, por

sua vez, inúmeros elementos. Na Figura 12 é apresentado um esquema que ilustra a classificação dos elementos de *hardware* de parques eólicos *offshore*.

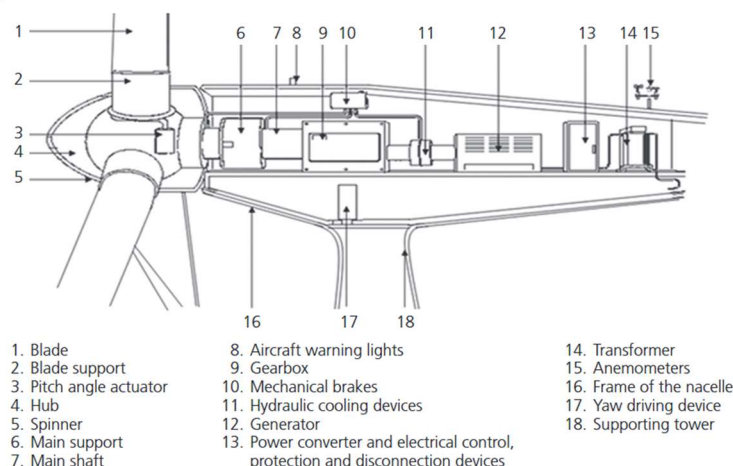
Figura 12. Sistemas de hardware de fazendas eólicas offshore.



Fonte: Zaaijer, 2008

O conjunto rotor/nacele é um dos subsistemas com maior número de componentes. Ele conta com freios mecânicos emergenciais que podem ser acionados em situações de manutenção ou cenários meteorológicos adversos. O sistema de frenagem pode induzir esforços em outros componentes por conta da conservação da quantidade de movimento angular. Há sistemas de controle, dispositivos de direção de *yaw*, geradores, caixas de redução e sistemas de proteção e conversão de energia. Esses são alguns exemplos dos sistemas eletromecânicos que estão sujeitos constantemente a desgastes por fadiga. Os principais sistemas eletromecânicos de uma típica torre eólica *offshore* são ilustrados na Figura 13.

Figura 13. Sistemas eletromecânicos de uma torre eólica offshore.



Fonte: Arshad; O'Kelly, 2013

O projeto de fabricação das pás de turbinas eólicas depende de diversas circunstâncias como durabilidade esperada, potência de geração, custo e cargas ambientais. Um dos desafios desta etapa é a seleção de materiais de revestimento e tratamentos superficiais das pás. Esses parâmetros influenciam diretamente os esforços internos induzidos pelas forças aerodinâmicas e a eficiência de geração. Algumas pesquisas acerca de materiais de revestimento e acabamentos para pás eólicas podem ser encontradas em (Bassyouni; Gutub, 2013, Javaid et al., 2016).

Os tendões de sistemas TLP-FOWT ultrapassam facilmente 60 metros de comprimento. Quando utilizado um sistema tubular como tendão, sua fabricação, transporte e instalação é economicamente inviável se considerado como um único elemento. Portanto, a utilização de caixas e pinos conectores e união por soldagem é indispensável. Juntas soldadas são, geralmente, pontos que possuem suscetibilidade à fadiga pois há tensões residuais inerentes ao processo de união.

A presença de cloretos e oxigênio dissolvido no ambiente marinho torna-o extremamente agressivo no contexto de corrosão. Portanto, a utilização de materiais com proteção catódica é essencial. Especialmente nos elementos de ancoragem, pois são especialmente suscetíveis a corrosão sob tensão. A utilização de ligas de Molibdênio pode auxiliar na resistência à corrosão em ambientes com presença de cloretos (Ha et al., 2018).

Além do processo corrosivo devido à agressividade do ambiente, agentes biológicos podem representar problemas significativos à integridade estrutural. O encrustamento de organismos marinhos como crustáceos no sistema de ancoragem

e na zona molhada da plataforma é um exemplo de agente degradante por ação biológica. Esse processo pode alterar as características hidrodinâmicas do sistema, podendo, inclusive, elevar as cargas nos elementos de ancoragem. Além da manutenção periódica, a utilização de revestimentos específicos, chamados *antifouling* (anti-incrustante), é uma boa estratégia para inibir o crescimento de colônias de invertebrados e algas.

Evidentemente, um dos principais problemas enfrentados em sistemas em ambiente *offshore*, no geral, está correlacionado a falhas por fadiga. A análise dinâmica do sistema é inerente ao processo de predição de vida útil e dano acumulado. Ademais, a determinação dos pontos críticos é imprescindível no processo de projeto de uniões e viabiliza a otimização dos elementos.

2.2.1. CARACTERÍSTICAS DE FADIGA

Uma definição de fadiga, que pode ser encontrada em Pook (1983), é a falha de um metal sob uma carga repetida ou variável que nunca alcançará nível suficiente para causar falha em uma única aplicação. Essa não é a única definição encontrada na vasta bibliografia disponível sobre o tema. No entanto, todas elas convergem para uma ideia: a fadiga caracteriza-se como a degradação do material quando exposto a flutuações cíclicas de tensão. Esse fenômeno representa uma das principais causas de falhas em sistemas mecânicos de maneira geral.

No contexto *offshore*, a fadiga pode ser induzida por diversos carregamentos ambientais. São alguns exemplos:

- **Corrente:** vibrações induzidas por vórtices (VIV) e turbulência;
- **Ventos:** *gust* (rajadas) e turbulência;
- **Ondas:** movimento oscilatório da plataforma, efeitos não lineares e VIV;

No geral, as ondas são a principal causa de flutuações de tensão. Contudo, efeitos de vibração induzida por vórtices em correntes, turbulência e efeitos de ordem superior também são relevantes. A natureza do carregamento influi no comportamento do sistema à fadiga. Situações de falha com baixa amplitude de tensão e elevado número de ciclos caracterizam-se como fadiga de alto ciclo. Com baixos níveis de tensões, as deformações são predominantemente elásticas. Por outro lado, situações que envolvem elevadas amplitudes de tensão induziram a falha do material em um

número de ciclos mais baixo. Esse padrão é caracterizado como fadiga de baixo ciclo. Nesse caso, é possível que as deformações sejam predominantemente plásticas.

O processo de falha por fadiga ocorre em três estágios: surgimento de trincas, propagação dessas trincas e, por fim, a fratura completa. Em sistemas de ancoragem *offshore*, a fadiga destaca-se como a principal causa de falhas. Portanto, a análise desse fenômeno é imprescindível para garantir sua integridade estrutural e longevidade (Hari et al., 2022).

Para a predição de vida útil à fadiga, a abordagem mais direta consiste em submeter o material a ensaios experimentais, aplicando um elevado número de ciclos de carga sob distintas amplitudes. No entanto, esse procedimento já é realizado desde a década de 1850, quando Wohler realizou seus experimentos que levaram ao desenvolvimento das curvas S-N (Etube, 2001). Uma curva S-N típica é uma linha reta em coordenadas logarítmicas duplas, que podem ser convencionalmente descritas pelo modelo de Basquin (equação 2.1) (Gorash; MacKenzie, 2017).

$$\sigma_a = \sigma'_f(2N)^b \quad (2.1)$$

onde σ_a é a amplitude de tensão aplicada ao material, σ'_f denota o coeficiente de resistência à fadiga, $2N$ é o número total de ciclos de carga até a falha e b denota o expoente de Basquin. Em cargas cíclicas com tensões de tração e compressão de mesma magnitude, ou seja, com tensão média nula, a aplicação das curvas S-N pode ser feita de maneira direta. Entretanto, esse é um tipo muito específico de comportamento obtido praticamente apenas em laboratório. É frequente que a tensão média seja diferente de zero. Nesses casos, torna-se necessário abordar o problema de forma específica, uma vez que estudos indicam que o efeito de tensão média reduz a vida útil em comparação a cenários de tensão média nula (Cui, 2002). Há diversas abordagens para a consideração do efeito de tensão média não nula. Isso inclui as equações de Goodman, Soderberg, Gerber e a relação de Smith-Watson-Topper. Na Tabela 4 são apresentadas as equações gerais de cada uma dessas metodologias e na Figura 14 os modelos gráficos de Goodman, Soderber e Gerber. As curvas são produto inúmeras campanhas experimentais. As áreas sob as curvas indicam que o material possui vida útil indeterminada a fadiga e, portanto, nestes casos, a contabilização dos ciclos para falha não faz sentido. Kujawski e Ellyin (1995)

propuseram uma abordagem unificada que visa a inclusão de todas as abordagens supramencionadas como casos especiais.

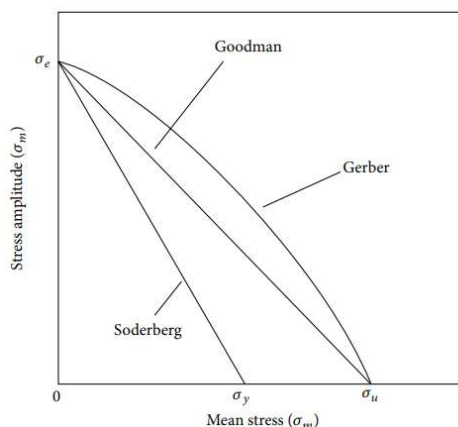
Em ambiente *offshore*, a variação da tensão é complexa. A utilização das curvas S-N e dos modelos gráficos supramencionados não é direta, pois cada ciclo possui uma tensão média, mínima e máxima. Nesses casos, pode ser empregado o método de contagem *rainflow*, que decompõe o sinal em vários outros sinais e contabiliza individualmente o número de ciclos para cada média e variação de tensão (ou deformação) através de um histograma. Este método de contagem é amplamente aplicado em engenharia civil e *offshore* para contagem de histórico de tempo de carga e cálculo de danos por fadiga (Xu et al., 2020).

Tabela 4. Abordagens comuns para a contabilização do efeito de tensão média em falhas por fadiga

Abordagem	Equação geral
Goodman [1899]	$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right) = \frac{1}{N}$
Soderberg [1933]	$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right) = \frac{1}{N}$
Gerber [1874]	$\left(\frac{N\sigma_a}{S_e}\right) + \left(\frac{N\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$
Smith-Watson-Topper [1970]	$SWT = \sigma_a + \sigma_m$

onde S_e é a resistência à fadiga do material em tensão alternada, S_u é a resistência última à tração, N o número de ciclos até a falha, σ_m é a tensão média, S_y a tensão de escoamento e SWT é o valor efetivo que combina os efeitos de tensão alternada e tensão média.

Figura 14. Modelos gráficos de Goodman, Soderberg e Gerber



Diversas autoridades regulamentadoras como *American Bureau of Shipping* (ABS) (2020a, 2020b), *International Standards Organization* (ISO) (2013), *American Petroleum Institute* (API) (2005) e *Det Norske Veritas – Germanischer Lloyd* (DNV GL) (2017) recomendam a abordagem da lei de Miner para a predição de danos por fadiga em sistemas de ancoragem em ambiente *offshore*. Em 1945, Miner (1945) propôs uma forma matemática para o conceito de dano acumulado em padrão linear proposto por Palmgren em 1924. A lei de Miner (equação 2.2) estabelece que a falha por fadiga ocorrerá quando a energia de deformação em N ciclos com amplitude constante for igual a de n ciclos com amplitude variável (Hari et al., 2022).

$$D_{total} = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} \quad (2.2)$$

onde D_{total} representa o dano por fadiga, n_i a contagem obtida através do histograma de tensões e N_i o número de ciclos permitidos derivados das curvas S-N. A técnica S-N, é uma abordagem para a avaliação do processo de fadiga empregando modelos de dano acumulado que relacionam tensão com vida útil (Miner, 1945). Este método considera os danos acumulados devido a fadiga, estabelecendo que a falha ocorrerá após N ciclos de carga para uma faixa específica de tensão S . Esta relação é estabelecida na equação 2.3.

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta \sigma \quad (2.3)$$

onde N denota o número de ciclos permitidos – assim como na lei de Miner, $\Delta \sigma$ denota a faixa de tensão, m denota o declive negativo da curva S-N e $\log \bar{a}$ denota a interceptação do eixo $\log N$ pela curva S-N, onde:

$$\log \bar{a} = \log a - 2S_{\log N} \quad (2.4)$$

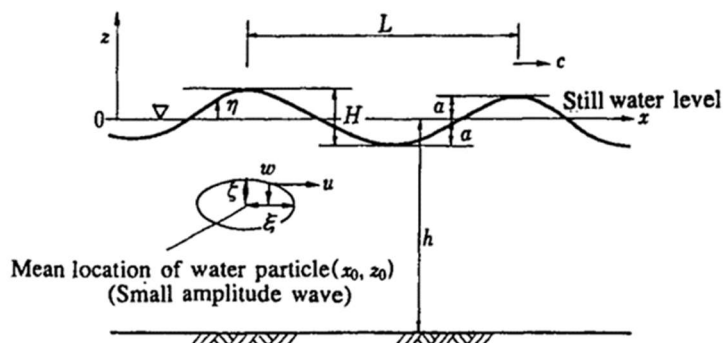
onde $\log a$ denota a interceptação da curva média S-N com o eixo $\log N$ e $S_{\log N}$ denota o desvio padrão de $\log N$. m e $\log \bar{a}$ são parâmetros do material, dependendo do arranjo geométrico, método de fabricação e ambiente.

2.3. INTERAÇÃO ONDAS E SISTEMAS FLUTUANTES TLP

A geração das ondas se dá pela ação de uma força externa, como o vento, forças gravitacionais astronômicas (ondas longas – marés) ou o impacto de um corpo sobre a superfície. Uma vez criadas, as forças gravitacionais e de tensão superficial atuam de maneira a permitir que as ondas se propaguem (Dean; Dalrymple, 1991).

Os parâmetros mais relevantes para descrevê-las são ilustrados no perfil espacial de ondas da Figura 15.

Figura 15. Perfil espacial de onda e ilustração dos parâmetros relevantes.



Fonte: Sawaragi, 1995

O parâmetro fundamental da onda, que a caracteriza, é o período T . O período é caracterizado como o intervalo de tempo necessário para que duas cristas (ou duas cavas) consecutivas passem por um ponto físico no espaço. Isto é, o inverso da frequência. Na natureza, raramente ocorrem ondas idênticas umas às outras. Isso porque o processo de formação das ondas tem caráter aleatório. O vento não tem intensidade constante e sua direção é variável. Portanto, as ondas também se propagam em direções e energia distintas. Em geral, o que se apresenta na natureza é uma superposição de inúmeras ondas regulares (Dean; Dalrymple, 1991).

As ondas que compõe um trem de ondas possuem o mesmo período, que é imutável. As ondas propagam-se de acordo com a relação de dispersão (equação 2.5).

$$\omega^2 = gk \tanh(kh) \quad (2.5)$$

onde $\omega (= 2\pi/T)$ denota a frequência angular da onda, $k (= 2\pi/L)$ o número de onda e g a aceleração da gravidade. Há diversas abordagens possíveis para o estudo de ondas marinhas. As mais comuns são:

- Teoria de ondas senoidais lineares (Teoria de Airy);
- Teoria de ondas não lineares de Stokes;
- Teoria de ondas não lineares Cnoidal;
- Espectro de JONSWAP;
- Espectro de Person-Moskowitz.

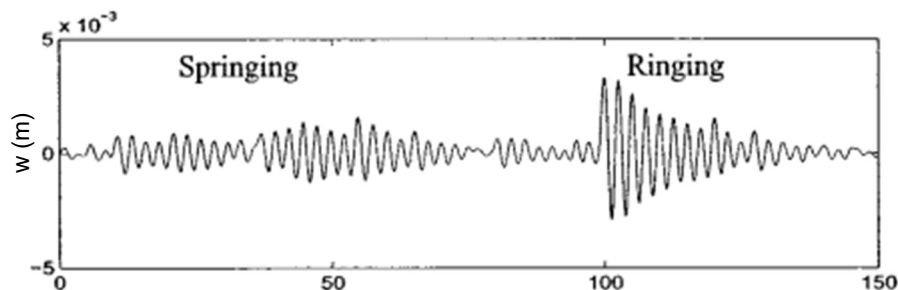
Esses são apenas alguns exemplos de abordagens possíveis para a determinação dos parâmetros de onda. A representação mais simplista e natural da superfície aleatória do mar pode ser feita por intermédio de uma superposição linear de diversas harmônicas se propagando em várias direções. A equação 2.6 pode representar o deslocamento da superfície livre nessas condições (Massel, 2018).

$$\eta(x, y, t) = \sum_{n=1}^{n=N} a_n \cos [k_n(x \cos \theta_n + y \sin \theta_n) - \omega_n t + \Phi_n] \quad (2.6)$$

A direção θ_n e a fase Φ_n cobrem a variação entre $-\pi$, π , e as amplitudes e frequências (a_n, ω_n) a variação entre $0 \leq a_n \leq \infty$ e $0 \leq \omega_n \leq \infty$ (Massel, 2018). A determinação do estado de mar é de grande relevância no processo de análise da resposta estrutural de plataformas flutuantes e sistemas de ancoragem. Os movimentos da plataforma induzidos pelas ondas causam esforços de tração e flexão nas linhas de tendão. No ambiente marinho realístico, esses esforços são aleatórios.

Além disso, as ondas podem induzir carregamentos de alta frequência. O impacto de uma onda nas colunas verticais de estruturas TLP podem produzir um efeito não linear e complexo chamado *slamming*, avaliado extensivamente em embarcações (Faltinsen, 2005). Esse fenômeno induz a uma espécie de carregamento impulsivo no casco da plataforma que será dissipado através do amortecimento do mar. Outros fenômenos comuns em sistemas TLP são relatados na literatura, como *ringing* e *springing*. Veja a distinção do comportamento típico de um sinal de deslocamento com a presença de *ringing* e *springing* na Figura 16.

Figura 16. Eventos de *springing* e *ringing*.



Fonte: Waisman et al., 2002

Springing é um efeito de mola em estado estacionário mais comumente observado nos modos vertical e de flexão de sistemas TLP (Weisman et al., 2002). O fenômeno de *springing* contribui para danos de fadiga a longo prazo, estando presente em praticamente todos os estados de mar (Zhou; Wu, 2015, Gaidai et al., 2022). A

resposta de *springing* de estruturas complacentes requer um claro entendimento do fluxo na faixa de números de Keulegan-Carpenter de 10^{-3} a 100 e $\beta (= fD^2/\nu)$ de 1 a 10^8 (Sarpkaya, 2010). O *springing* é um fenômeno de alta frequência, podendo excitar modos de vibração em frequências próximas a frequência natural da estrutura de tendões, causando amplificação dinâmica e ressonância. Por conta de sua complexidade e relevância, diversas pesquisas foram realizadas objetivando o entendimento desse fenômeno. Algumas delas podem ser visualizadas na Tabela 5, onde são apresentadas, em ordem cronológica, a referência, a análise, a metodologia e as principais conclusões e contribuições de cada uma das principais pesquisas acerca do tema.

Tabela 5. Principais estudos acerca do fenômeno de *springing*

Referência	Análise	Metodologia	Principais conclusões
Faltinsen, 1993	Análise qualitativa da relevância de <i>springing</i> em TLP.	Revisão analítica e qualitativa.	A interação entre ondas e corrente pode ter um efeito importante nas cargas de onda média e cargas de excitação de <i>slow-drift</i> (deriva).
Huse; Utnes, 1994	Amortecimento hidrodinâmico <i>springing</i> 1:40 TLP monocoluna.	Experimental; numérico.	Independentemente da corrente, ondas e arredondamento de cantos da coluna central, o amortecimento hidrodinâmico de <i>springing</i> é entre 0,1% e 0,5% do crítico.
Naess, 1996	Contribuição de <i>springing</i> para fadiga em tendões de TLP.	Modelo não gaussiano/ Numérico.	A resposta <i>springing</i> contribui significativamente para a taxa de dano por fadiga em tendões de TLP. A contribuição para a taxa total de danos por fadiga aumenta substancialmente com os autoperíodos dos modos de movimento vertical.
Muehlner; Banumurthy; Murray, 2012	Efeito de respostas de alta frequência para fadiga em tendões e risers de TLP.	Experimental; cálculo direto no domínio do tempo/numérico; rainflow.	O dano por fadiga devido a oscilações de alta frequência foi de 73%. Se a excitação de <i>pitch/roll</i> fosse o principal fator para fadiga, a fadiga do tendão e o comportamento de

			<i>ringing/springing</i> seriam dependentes da direção da onda em relação às colunas da TLP.
Zhou; Wu, 2015	Ressonância em TLP excitada por forças harmônicas em ondas regulares não lineares.	Modelo numérico de domínio do tempo totalmente não linear.	Os efeitos de <i>heave</i> e <i>pitch</i> nas tensões dos tendões são dominados pelos termos lineares, enquanto o efeito de <i>surge</i> é dominado por termos de segunda ordem. As diferentes fases desses movimentos podem reforçar as tensões em alguns tendões enquanto causam cancelamento parcial em outros.
Xie et al., 2020	Predição de respostas extremas induzidas por <i>springing</i> em sistema de tendão de TLP.	Modelo numérico FAST (fadiga, aerodinâmica, estrutura e turbulência).	Os efeitos de <i>springing</i> observados elevaram os movimentos de <i>pitch/roll</i> e <i>heave</i> , o que aumentou os valores extremos de tensão no tendão. A distribuição das tensões nos tendões tende a ser não gaussianas.
Gaidai et al., 2022	Análise estatística da resposta de tendões de TLP ao fenômeno de <i>springing</i> .	Modelo numérico em mar aleatório.	Componentes de <i>springing</i> e <i>ringing</i> de ordem superior podem ser contabilizados com segurança através de simulações de Monte Carlo.
Rongé et al., 2024	Avaliação experimental de abordagens não lineares para modelagem de <i>springing</i> e <i>ringing</i> em TLP-FOWT.	Experimental; numérico; Equação de Morison; Teoria potencial.	No caso de TLP com grandes elementos submersos, as forças de arrasto verticais podem dominar a resposta de <i>springing</i> de terceira ordem.

2.3.1. TEORIA DE ONDAS LINEARES

A teoria de ondas regulares é desenvolvida assumindo que o fluido é invíscido e incompressível, o movimento das ondas é irrotacional e as ondas são periódicas e uniformes no tempo e espaço com período T e altura de onda H (Sawaragi, 1995).

Vamos considerar uma onda progressiva com o deslocamento da superfície obtido através da equação 2.7 (Dean; Dalrymple, 1991).

$$\eta = \frac{H}{2} \cos(kx - \omega t) \quad (2.7)$$

O potencial de velocidades associado a ela é

$$\phi = \frac{ac \cosh(k(z + h))}{\sin(kh)} \sin(kx - \omega t) \quad (2.8)$$

onde $c = \omega/k$ e $a = H/2$. A velocidade horizontal da onda, isto é, na direção de propagação, é dada pela derivada do potencial de velocidades em relação a x (Dean; Dalrymple, 1991).

$$U = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{a\omega \cosh(k(z + h))}{\sinh(kh)} \cos(kx - \omega t) \quad (2.9)$$

A velocidade das partículas é máxima em $z = 0$, isto é, na superfície. Considerando $x = 0$ e $t = 0$, a equação para a velocidade máxima da partícula toma a seguinte forma:

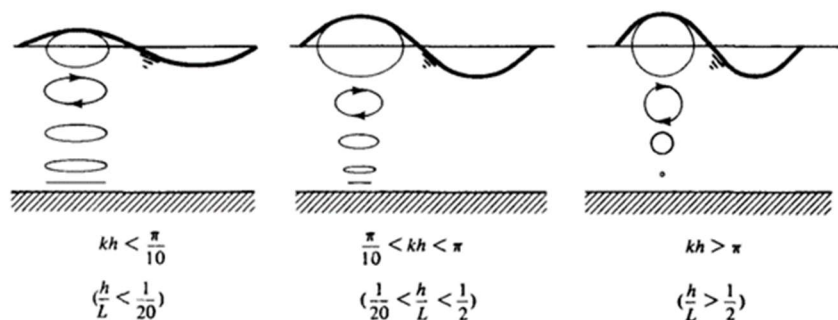
$$U_m = \frac{a\omega \cosh(kh)}{\sinh(kh)} \quad (2.10)$$

Um outro parâmetro relevante para o estudo é o período de onda, já mencionado anteriormente. De forma geral, o período é obtido através de uma análise dos dados de onda no domínio da frequência ou medidos *in situ*. A relação geral entre o período e o comprimento de onda é matematicamente revelada através da equação 2.11.

$$L = \frac{gT^2}{2\pi} \tanh(kh) \quad (2.11)$$

Como o número de ondas $k(= 2\pi/L)$ está no argumento da tangente hiperbólica, o cálculo do comprimento de onda necessita de métodos numéricos e iterativos. Ademais, a relação h/L (ou kh) também dita o regime de propagação das ondas. A Figura 17 ilustra o formato das trajetórias de partículas para diferentes profundidades. Quando $kh > \pi$, o regime de propagação é de águas profundas. Nesse regime a trajetória é circular e diminui exponencialmente com a profundidade. Não há interação com o fundo.

Figura 17. Trajetórias de partículas em ondas progressivas com diferentes profundidades.



Fonte: Dean; Dalrymple, 1991

A velocidade máxima horizontal de uma partícula (U_m) ocorre na porção superior da coluna de água. Como uma estimativa razoável, considerar-se-á que U_m ocorre em $z=0$ (Dean; Dalrymple, 1991).

2.3.2. TEORIAS DE ONDAS NÃO LINEARES

A teoria linear de ondas descreve adequadamente apenas ondas oceânicas com pequenas declividades. Para ondas que não possuem essa característica, é indicado o uso de teorias não lineares para descrevê-las (Massel, 2018). Essas ondas são tipicamente assimétricas em relação ao nível de água em repouso, com cristas mais íngremes e estreitas e vales mais largos e rasos do que as ondas senoidais descritas pela teoria linear. Nesse caso, é necessário recorrer a teorias de ordem superior para uma melhor descrição do fenômeno físico (Chakrabarti, 1990).

- Teoria de Stokes de segunda ordem;
- Teoria de Stokes de ordem superior;
- Equações não lineares de Schrödinger e modelagem de instabilidades;
- Equações de Boussinesq e Korteweg-de Vries para ondas em águas rasas.

Por conta de sua complexidade, as teorias de ondas não lineares não são usualmente aplicadas para predição de estados de mar em ambientes aleatórios por superposição. Para maiores informações acerca de teorias de ondas não lineares consulte Massel (2018), Dean e Dalrymple (1991), Sawaragi (1995).

2.3.3. TEORIAS DE ONDAS ESTOCÁSTICAS E ALEATÓRIAS

O que há no ambiente marinho real é uma superposição de ondas com diversas propriedades. Isso caracteriza-o como um ambiente aleatório. Como a propriedade

fundamental das ondas de superfície, geradas pelo vento, é sua irregularidade, a previsão de seus parâmetros só pode ser realizada através de uma análise estocástica da superfície do mar, que abrange três domínios básicos: tempo, frequência e probabilidade (Massel, 2018).

Há dois métodos principais para o desenvolvimento do espectro de frequência das ondas aleatórias. O método tradicional é baseado na transformada de Fourier das funções de autocorrelação, que medem a conexão entre os valores de $\eta(t)$ e $\eta(t + \tau)$ da variável aleatória η . O segundo método espectral é baseado na transferência de séries temporais em seus componentes de Fourier. Essa técnica é conhecida como Transformada Rápida de Fourier (FFT). No domínio do tempo, as funções de autocorrelação e correlação cruzada são avaliadas através de medições de onda. Da série temporal da elevação de superfície, da velocidade orbital ou da pressão, o primeiro momento estatístico pode ser calculado de maneira direta. Através da transformada de Wavelet, é possível localizar as componentes espectrais no tempo, haja vista que esse método representa o espectro no domínio do tempo-frequência. Para o processamento de séries temporais não estacionárias dentro do domínio do tempo, a transformada de Hilbert mostra-se uma ferramenta satisfatória (Massel, 2018). Maiores informações acerca de representações do espectro de ondas aleatórias podem ser encontradas em Massel (2018).

2.3.4. CARREGAMENTOS HIDRODINÂMICOS DE ONDAS

A consideração das forças de ondas em estruturas oceânicas é uma das primeiras tarefas, e mais complexas, no desenvolvimento de uma estrutura. No ambiente offshore, há estruturas de diversos tipos e tamanhos. De acordo com essas características, diferentes formulações de força de ondas podem ser aplicáveis (Chakrabarti, 1987):

- Equação de Morison;
- Teoria de Froude-Krylov;
- Teoria da difração.

Diferentemente dos fluxos de correntes, em fluxos oscilatórios há a presença de componentes de aceleração. Dessa forma, a estrutura experimenta a ação de forças inerciais (F_I). Para estruturas consideradas pequenas em relação ao comprimento de onda, é possível utilizar a equação de Morison, que considera a soma

linear das componentes de arrasto e inércia (Chakrabarti, 1987). Portanto, a equação de Morison para fluxos oscilatórios toma a seguinte forma (Sumer; Fredsoe, 2006):

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D D U |U| + m' \dot{U} + \rho V \ddot{U} \quad (2.12)$$

onde F é a força total na direção do fluxo por metro de comprimento, C_D é o coeficiente de arrasto, $m' \dot{U}$ é a força de massa hidrodinâmica adicional e $\rho V \ddot{U}$ é a força de Froude-Krylov, sendo V é o volume do cilindro que para um comprimento unitário se reduz a área da seção transversal A .

Em estruturas flexíveis, podem ocorrer movimentos relativos entre a estrutura e o fluido diferentes da velocidade característica do escoamento. Nesses casos, a equação 2.13 toma a seguinte forma (Sumer; Fredsoe, 2006):

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D (U - \dot{w}) |U - \dot{w}| + \rho C_m A (\ddot{U} - \ddot{w}) + \rho A \ddot{U} \quad (2.13)$$

onde w denota o deslocamento transversal ao eixo longitudinal do cilindro e C_m o coeficiente de massa adicional. Em fluxos oscilatórios, além do número de Reynolds, uma outra quantidade hidrodinâmica usualmente utilizada para definir os regimes de fluxo é o número de Keulegan-Carpenter (KC) (equação 2.14) (Sumer; Fredsoe, 2006).

$$KC = \frac{U_m T_m}{D} \quad (2.14)$$

onde U_m é a velocidade máxima do fluxo oscilatório e T_m o período do fluxo oscilatório. A eq. 2.15 mostra a relação do número de Reynolds Re com a velocidade máxima da partícula em uma onda:

$$Re = \frac{U_m D}{\nu} \quad (2.15)$$

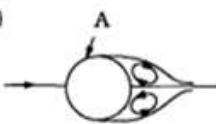
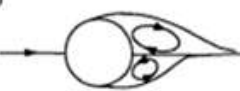
onde ν denota o coeficiente de viscosidade cinemática do fluido. A Figura 18 ilustra os regimes de fluxo em função de KC com $Re = 10^3$. Para valores de KC menores do que 1,1, não há, teoricamente, separação e o fluxo é totalmente laminar. A partir de 1,1, verifica-se o início da separação e, acima de 1,6 há formação de vórtices simétricos na esteira. Com KC superior a 2,1 há turbulência e, a partir de 4 formam-se vórtices assimétricos, o que pode potencializar as forças de sustentação. Com $KC > 7$, há desprendimento de vórtice (Sumer; Fredsoe, 2006).

As forças de arrasto F_D e as inerciais F_I possuem uma diferença de fase de 90° entre o máximo valor da força de arrasto e o máximo valor da força de sustentação. A relação entre os valores máximos dessas duas forças pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\frac{F_{I,\max}}{F_{D,\max}} = \frac{\pi^2 C_M}{KC C_D} \quad (2.16)$$

Para valores pequenos de KC , o coeficiente de inércia C_M pode ser considerado igual a 2 e o coeficiente viscoso C_D aproximadamente 1. Isso significa que, para valores pequenos de KC , a componente inercial da força na direção do fluxo é grande em comparação a componente de arrasto (Sumer; Fredsoe, 2006). Como mencionado anteriormente, a formulação da força de onda é função da forma e dimensões da estrutura. A Tabela 6 traz a relação entre os regimes de cargas induzidas por ondas de acordo com a relação entre o diâmetro D e o comprimento de onda L e o número KC .

Figura 18. Regimes de fluxo em cilindros circulares lisos expostos a fluxos oscilatórios com $Re=10^3$.
Fontes: Para $KC < 4$ Sarpkaya (1986) e para $KC > 4$ Williamson (1985).

a)		Sem separação. Fluxo laminar rasteiro.	$KC < 1.1$
b)		Separação com vórtices de Honji.	$1.1 < KC < 1.6$
c)		Um par de vórtices simétricos	$1.6 < KC < 2.1$
d)		Um par de vórtices simétricos. Turbulência sobre a superfície do cilindro	$2.1 < KC < 4$
e)		Um par de vórtices assimétricos	$4 < KC < 7$
f)		Desprendimento de vórtices	$7 < KC$

Fonte: Sumer; Fredsoe, 2006

Tabela 6. Regimes de cargas induzidas por ondas de acordo com o número de Keulegan-Carpenter.

KC	$D/L < 20\%$	$D/L > 20\%$
$KC > 25$	Regime de fluxo dominado pelo arrasto. Coeficiente de arrasto é função do número de Reynolds. Para $Re > 1,5E + 6$, $C_M = 1,8$, $C_D = 0,62$. Para $10E + 5 < Re < 1,5E + 6$, $C_M = 1,8$, C_D variável de 1,0 a 0,6.	Teoria da difração.
$5 < KC < 25$	Regime intermediário entre forças de arrasto e inerciais. Equação de Morison aplicável, porém valores de C_M e C_D publicados apresentam grande dispersão. O comportamento do fluido e carregamento são consequentemente complexos e incertos. Para $Re > 1,5E + 6$, $C_M = 1,8$ e $C_D = 0,62$.	Teoria da difração.
$KC < 5$	Regime dominado por forças inerciais. Equação de Morison e teoria da difração são utilizadas para contabilizar as forças de onda. $C_M = 2,0$. Efeito de arrasto é negligenciado.	Teoria da difração.

Fonte: adaptado de Patel, 1989

Para uma relação D/L menor do que 0,2, o regime é intitulado forças de ondas em pequenas estruturas. Neste caso, a equação de Morison é aplicável para a contabilização das forças. Contudo, para a relação $D/L > 0,2$, isto é, forças de ondas em grandes estruturas, a equação de Morison não é adequada, sendo necessária a utilização da teoria de difração (Chakrabarti, 1987, Sumer; Fredsoe, 2006; Patel, 1989).

Para valores muito pequenos de KC (muito menores do que 1) combinados a números de Reynolds suficientemente altos, quando não há separação na esteira, é possível desenvolver uma teoria assintótica para determinar os coeficientes viscoso e inercial (Sumer; Fredsoe, 2006). Nesse caso, as forças na direção do fluxo são calculadas utilizando a teoria potencial.

À medida que uma onda atinge o cilindro, há reflexão de ondas afastando-se do corpo. À jusante do cilindro, há uma zona de ondas difratadas. Portanto, o cilindro perturba as ondas incidentes pela geração de ondas refletidas e difratadas, o que é chamado de difração. Para valores de $D/L < 0,20$, o cilindro não influencia o campo de onda (Sumer; Fredsoe, 2006). Essa interação também é função do número de Keulegan-Carpenter. Considerando o efeito de difração, a força total na direção de

propagação do fluxo oscilatório é dada pela equação 2.17. Nesse caso, as forças viscosas são desprezadas (Sumer; Fredsoe, 2006).

$$F_x = \frac{2\rho g H}{k} \frac{\cosh(k(z+h))}{\cosh(kh)} A(kr_0) \cos(\sigma t - \delta(kr_0)) \quad (2.17)$$

onde $A(kr_0)$ e $\delta(kr_0)$ são funções obtidas através das funções de Bessel

3. ESTUDO EXPERIMENTAL

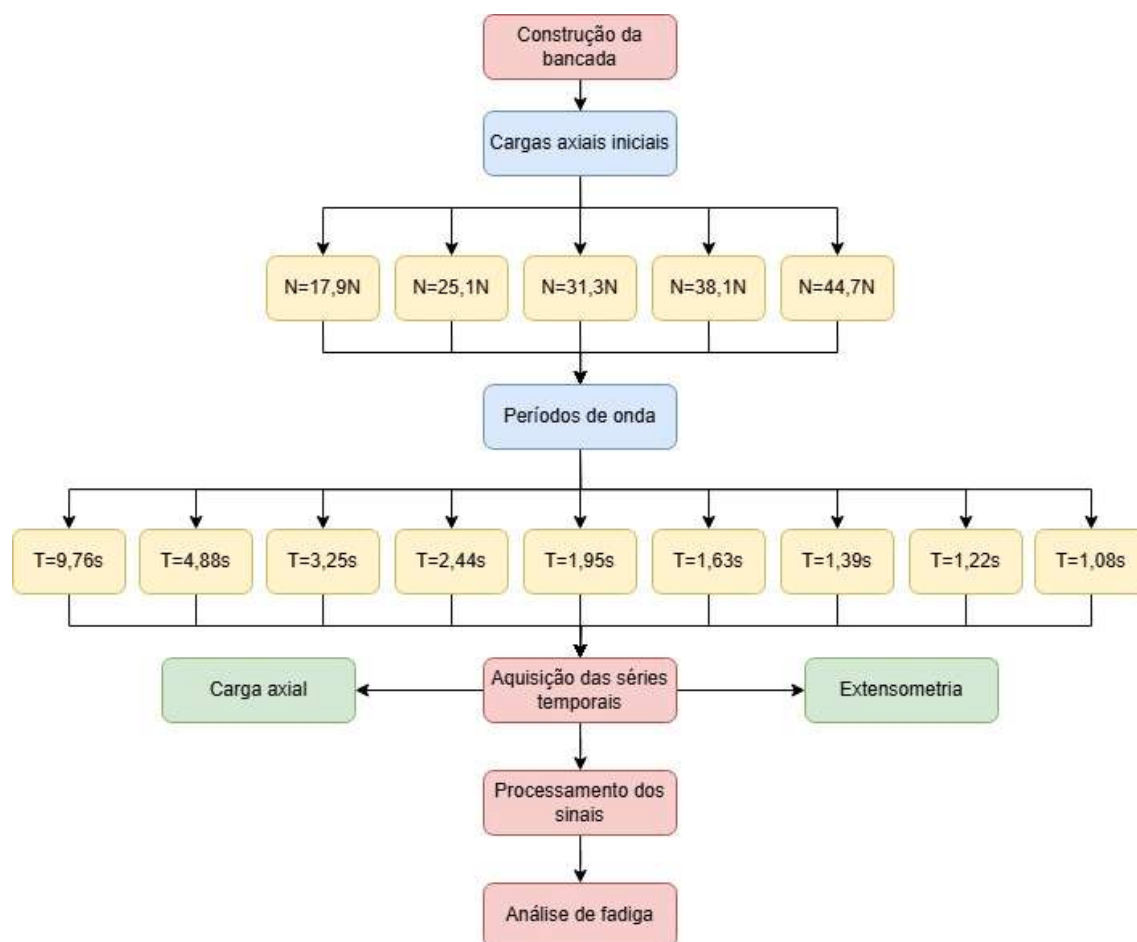
Um dos objetivos desta dissertação é introduzir bases iniciais do fenômeno de fadiga em sistemas de ancoragem de unidades flutuantes para geração de energias renováveis a linha de pesquisa de fabricação mecânica do programa de pós-graduação em engenharia mecânica. A compreensão da dinâmica do sistema é um passo importante para o desenvolvimento e aplicação de processos de fabricação (como juntas soldadas em tubulações) e materiais de alto desempenho na confecção de sistemas de ancoragem, visando otimização e longevidade.

Esta pesquisa se propõe a avaliar, individualmente, o impacto das componentes de forças de onda na direção do fluxo na vida útil à fadiga de tendões de ancoragem de sistemas TLP-FOWT. Para isso, foi utilizado um núcleo prismático de aço com inércia aproximadamente 17 vezes superior na direção transversal ao fluxo, com 5 extensômetros igualmente espaçados. Esse processo, além de simplificar o sistema de aquisição e separar os efeitos das componentes de forças, resulta em uma análise de tensão uniaxial.

3.1. METODOLOGIA GERAL

O fluxograma da Figura 14 ilustra o procedimento experimental adotado. Ao todo, foram realizados 45 testes, sendo uma combinação de 9 períodos de onda para cada uma das 5 tensões axiais iniciais. Os dados foram filtrados para retirar ruídos inerentes ao sistema de aquisição. Para análise de fadiga, as médias e faixas de ciclos de tensão são identificadas através do método de contagem rainflow. Após a determinação das amplitudes e médias de tensão, foi utilizado o diagrama de Goodman para converter cada ciclo em amplitudes de tensão com média zero. Por fim, a análise da vida útil à fadiga é feita através das curvas S-N.

Figura 19. Fluxograma metodológico experimental

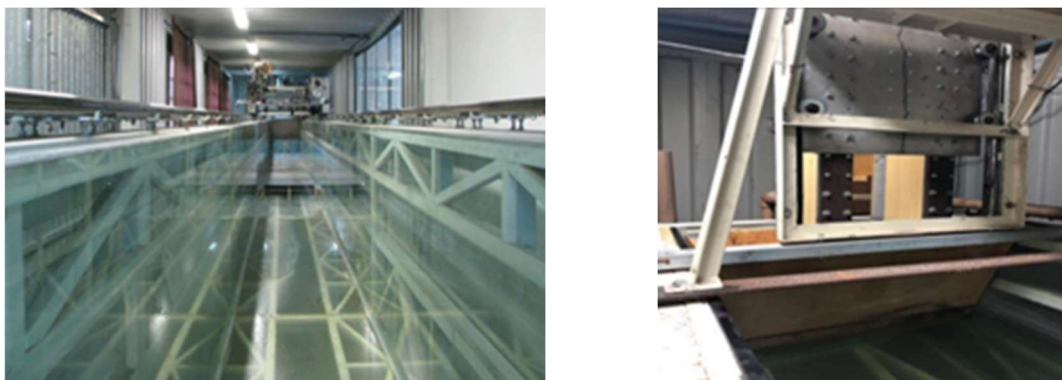


3.2. O CANAL DE ONDAS DO LIFE

O canal de ondas do LIFE (Figura 20) possui uma seção transversal de 0,71 metros de largura por 0,79 metros de altura e 16 metros de comprimento. Esse está localizado no Laboratório de Interação Fluido Estrutura (LIFE) lotado na Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande do Sul, Brasil.

O canal de ondas está equipado com um carro de reboque e um gerador de ondas do tipo cunha que possui movimentação harmônica, com amplitudes que variando entre 0 até 15 centímetros. Nesta pesquisa, foram utilizadas frequências de movimento harmônico de 0,1 a 0,92Hz. A cunha possui uma altura de 50 centímetros e um ângulo de inclinação de 26 graus. Correntes podem ser geradas no canal de ondas através do deslocamento relativo entre a estrutura e o fluido. Esse deslocamento é realizado utilizando o carro de reboque. As frequências de rotação do motor do reboque variam de 2 a 60Hz.

Figura 20. Canal de ondas do Laboratório de Interação Fluido Estrutura, lotado na Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande do Sul, Brasil. (a) Canal de ondas; (b) Gerador de ondas do tipo cunha.



Fonte: acervo LIFE

3.3. ARRANJO EXPERIMENTAL

Um experimento físico que possibilite a observação de vibração livre de um cilindro submerso submetido a uma corrente constante e a fluxo oscilatório é fundamental para compreender as ações e movimentos associados a essa interação fluido estrutura. Nesse caso, o cilindro foi considerado idealmente liso, desprezando os efeitos de rugosidade.

Nos experimentos descritos neste capítulo, o foco foi observar os efeitos da ação de ondas sobre um cilindro flexível fixo em sua extremidade inferior e com um flutuador na extremidade superior. Adicionalmente, obter o comportamento os esforços internos do núcleo para predizer a vida útil frente a cargas cíclicas. Os experimentos foram elaborados a fim de obter uma compreensão do comportamento hidroelástico de um cilindro flexível com inércia variável – por conta de o núcleo de aço ser retangular com lados diferentes. Os resultados não serão extrapolados para um estudo de caso específico. A rigidez geométrica por conta da tensão normal do sistema se dará por ação do empuxo vertical do flutuador e de um sistema de tracionamento. As limitações físicas do canal de reboque impossibilitaram a utilização de um modelo em escala.

Um esquema geral do experimento pode ser observado Figura 21 o cilindro flexível com diâmetro externo de 2,07 cm foi instalado com seu eixo longitudinal paralelo à direção vertical. Na extremidade superior, há um flutuador com 20 cm de diâmetro e 40 cm de altura. O sistema foi conectado na estrutura de suporte através de um conector universal. A estrutura de suporte é fixada ao carro de reboque do

canal de ondas (apresentado na próxima seção). A instrumentação utilizada é detalhada nas próximas seções. Um aparato experimental semelhante foi utilizado em (Khalak; Williamson, 1996) para investigar a dinâmica de um cilindro hidroelástico com baixa massa e amortecimento.

O sistema de tração pode ser visualizado na Figura 22. O cabo de aço (que suporta até 150 kg) é conectado ao cilindro através de um sistema de esticador para cabo e uma porca. O cabo é vertical e conectado em uma célula de carga com uma faixa de 0 a 15 kg. A tensão axial inferida pelo sistema fornecerá maior rigidez ao sistema. Esse sistema foi desenvolvido para simular uma maior força de empuxo ao tendão, haja vista que as limitações do canal de reboque impossibilitaram a utilização de estruturas com maiores dimensões. Um esquema geral dos experimentos com ondas pode ser visualizado na Figura 21.

Figura 21. Diagrama esquemático do arranjo experimental. (a) Vista lateral, (b) Esquema de carregamento e seção transversal, e (c) vista frontal.

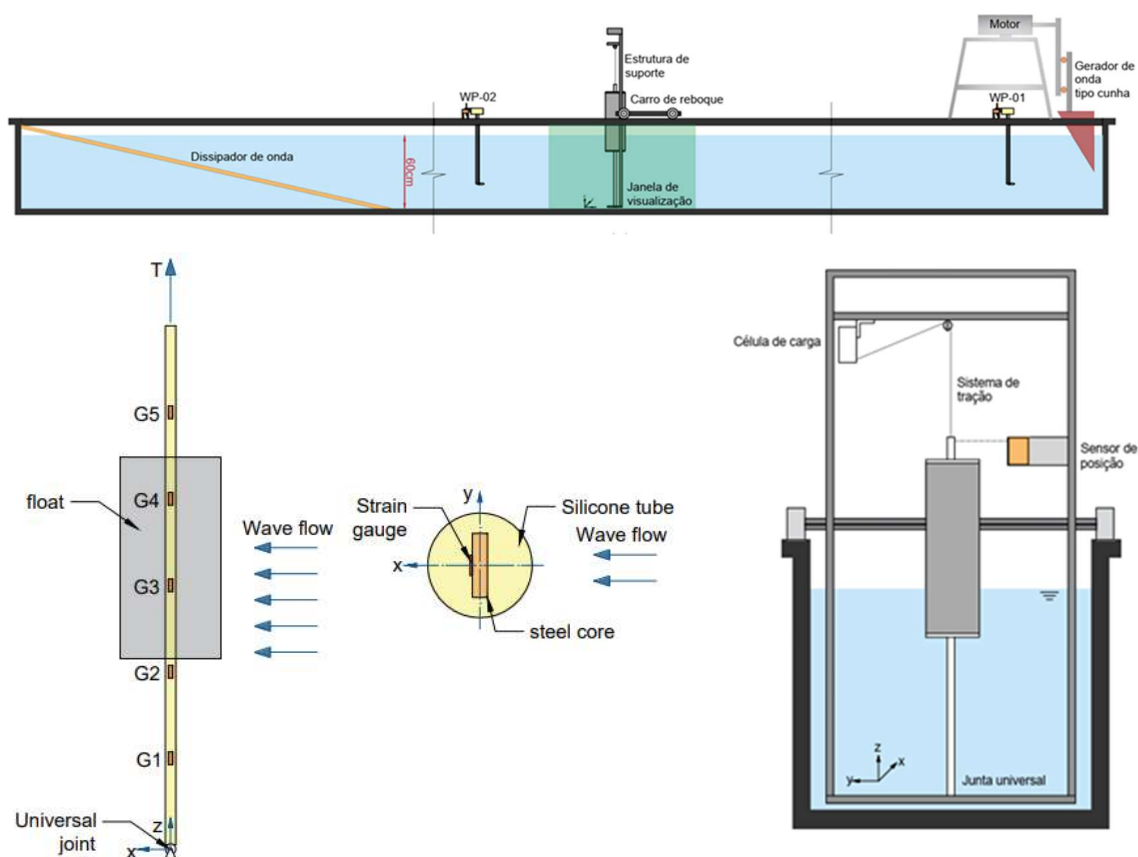
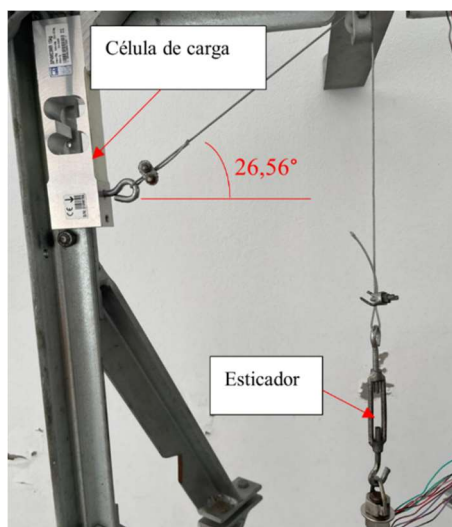


Figura 22. Sistema de tracionamento do tendão



O cilindro flexível é constituído por um núcleo retangular de aço de 12,6 mm x 3 mm envolto por um tubo plástico (Figura 23). A cada 3 centímetros, aproximadamente, há um espaçador de PLA a fim de garantir a transmissão das ações para o núcleo de aço. O tubo plástico é considerado liso e possui suas extremidades vedadas. A extremidade inferior do tendão é fixada à estrutura de suporte através de uma junta universal (Figura 24). Em sua outra extremidade, há um flutuador que transmite tração ao tendão por conta da resultante vertical de empuxo hidrostático (Figura 25). O acoplamento entre o flutuador e o tendão pode ser observado na Figura 25. Pode-se observar as quatro molas utilizadas para acoplar o flutuador ao tendão. Na quilha do flutuador, foi utilizado um sistema de fixação adesivo. O comprimento efetivo do cilindro é de 100 cm, sendo que a água cobre 60 cm dele. Isso significa que 60% de seu comprimento está sujeito a ação de forças de sustentação, arrasto, massa hidrodinâmica adicional e Froude-Krylov. Foi verificado por Chaplin et al. (2005) que os modos de excitação de um cilindro só se alterarão caso seu comprimento submerso seja menor do que 30% do comprimento efetivo. O núcleo de aço foi instrumentado com 5 strain gauges igualmente separados a cada 16,67 cm.

Figura 23. Modelo físico do tendão

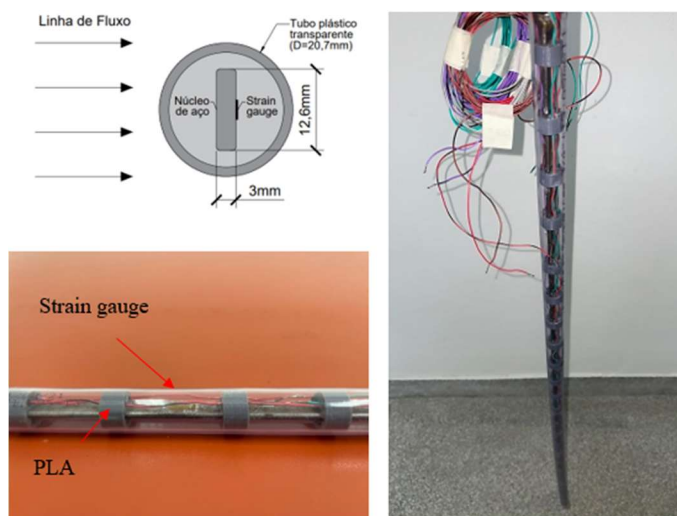


Figura 24. Junta universal que une o cilindro a estrutura de suporte



Figura 25. Flutuador com 20 centímetros de diâmetro



Os strain gages utilizados nos experimentos são do tipo PA-06-250BA de 120 ohms da empresa Excel com configuração de um quarto de ponte. Foram distribuídos cinco strain gages ao longo do comprimento efetivo do núcleo de aço, identificados como SG1, SG2, SG3, SG4 e SG5. As posições relativas, isto é, a relação entre a posição e o comprimento efetivo, foram de 0,16, 0,33, 0,5, 0,67 e 0,84 da base do cilindro, respectivamente.

O sistema de aquisição de dados de extensometria foi composto por um SCXI-1520 com 8 canais universais de entrada e um bloco de terminal de montagem frontal SCXI-1314 da National Instruments (NI) (Figura 26a). Para aquisição dos dados de posição, foram necessários periféricos como uma fonte de 24V e um módulo NI USB-6008. O software de aquisição utilizado foi o LabView 2014 da NI. Para a aquisição da elevação da superfície, isto é, a altura de onda, foram utilizadas sondas capacitivas (Wave Probes) (Figura 26b). Uma célula de carga SP4MC3MR de 15 kg da empresa HBM (Figura 26c) foi utilizada para mensurar a variação da tensão axial no tendão e a pré-tensão utilizada nos ensaios.

Figura 26. Sistema básico de aquisição: (a) Bloco de terminal de montagem frontal SCXI-1314 da National Instruments (NI); (b) Wave Probes para medição da elevação da superfície da água; (c) Célula de carga de ponto único SP4MC3MR de 15kg da HBM



(a)



(b)



(c)

3.4. CAMPANHA EXPERIMENTAL

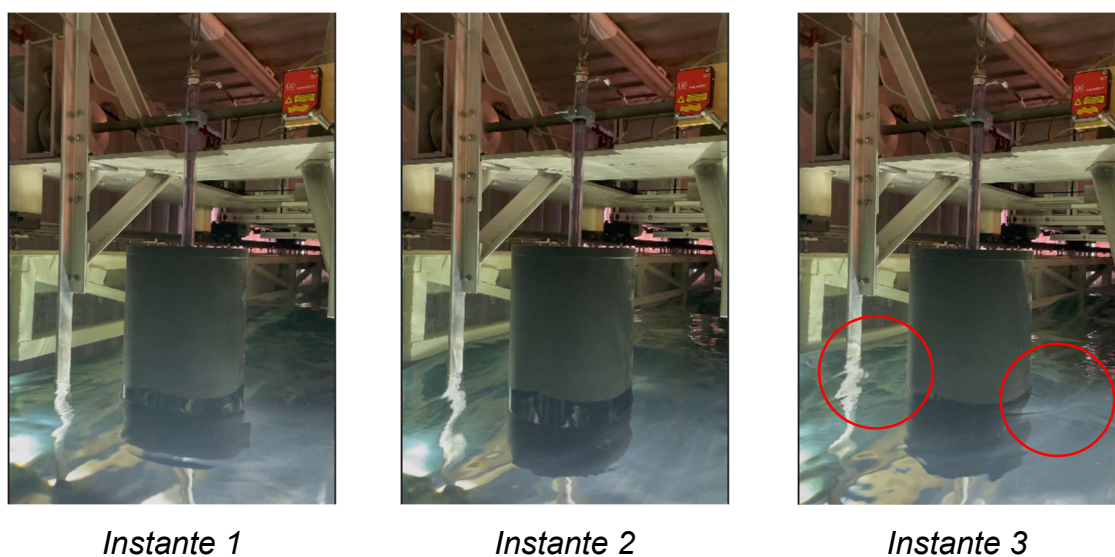
A campanha experimental consistiu em 45 testes no canal de ondas do LIFE. A amplitude de penetração do gerador de ondas do tipo cunha foi de 5 centímetros para todos os testes. Foram geradas 9 condições de onda para cada uma das 5 cargas axiais iniciais. As propriedades das ondas geradas são apresentadas na Tabela 7. Os parâmetros são período de onda (T_m), comprimento de onda (L), amplitude de onda (a), número de onda (k), número de Keulegan-Carpenter (KC) e a relação entre o diâmetro do tendão ($D = 20,7mm$) e o comprimento de onda.

Tabela 7. Parâmetros de onda utilizados nos ensaios

T_m (s)	L (m)	a (mm)	k (rad/m)	KC	D/L (%)
9,76	23,57	1,0	0,266	2,06	0,08
4,88	11,64	5,1	0,539	5,18	0,17
3,25	7,58	6,6	0,828	4,55	0,26
2,44	5,52	4,3	1,138	2,29	0,36
1,95	4,22	7,5	1,486	3,33	0,47
1,63	3,35	6,4	1,872	2,51	0,59
1,39	2,67	10,8	2,347	3,84	0,74
1,22	2,18	19,9	2,881	6,66	0,91
1,08	1,77	23	3,549	7,43	1,12

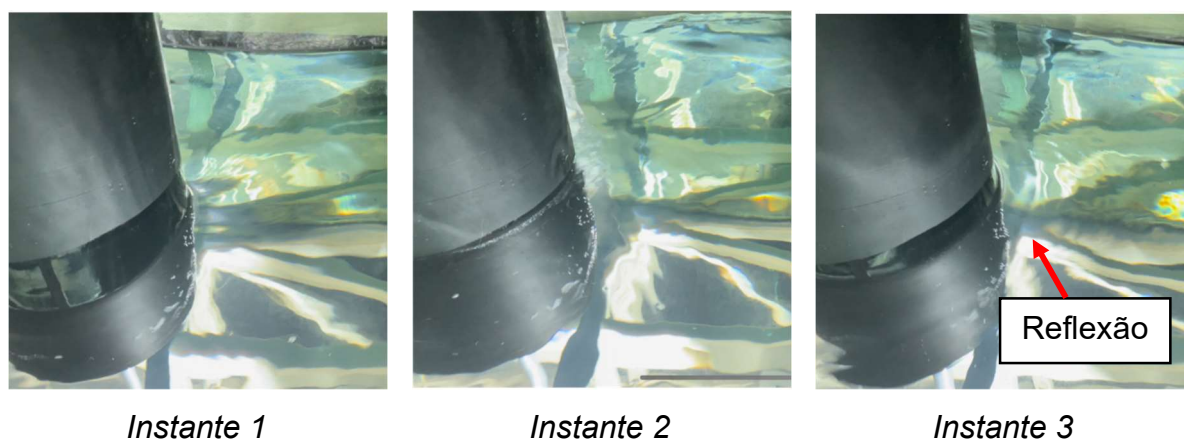
Nas condições de onda com períodos de 1,08 e 1,22 segundos o regime é dominado por forças de arrasto e inerciais. Nas demais condições de onda, o regime é dominado por forças inerciais. Em todos os casos, as forças de onda podem ser contabilizadas através da equação de Morison.

Os 9 testes ilustrados na Tabela 7 foram repetidos 5 vezes, variando o nível de carga axial inicial. A variação da carga axial foi medida através de uma célula de carga. Cada ensaio teve duração de 360 segundos e uma taxa de aquisição de 100 amostras por segundo. Na Figura 27, são apresentadas capturas realizadas durante os testes com período de onda T_m de 1,08 segundos e carga axial T de 25,1N. No instante 3 é possível observar o processo de espalhamento de onda indicado por um contorno em vermelho.

Figura 27. Capturas de testes com ondas com período $T_m = 1,08s$ e carga axial $T = 25,1N$ 

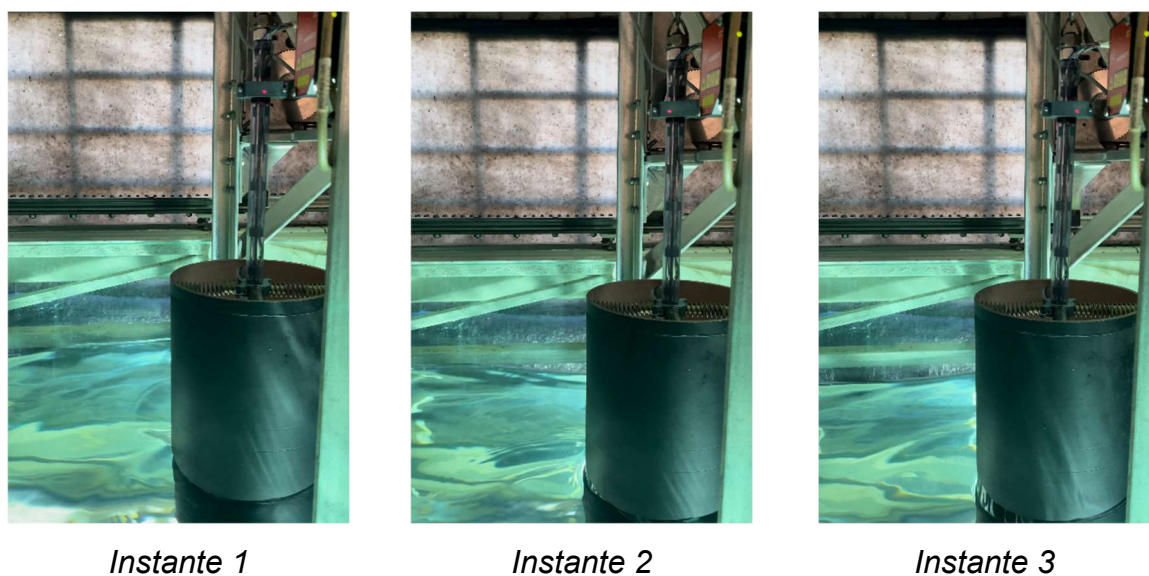
Na Figura 28 são apresentadas capturas realizadas durante teste com período de onda de 1,08 segundos e carga axial inicial de 31,3N. As imagens são referentes a zona à montante do flutuador. No instante 3 é possível observar o processo de reflexão parcial da onda.

Figura 28. Capturas de testes com ondas com período $T_m = 1,08s$ e carga axial $T = 31,3N$



Na Figura 29 são apresentadas capturas realizadas durante teste com período de onda de 1,08 segundos com carga axial inicial de 38,1N. Foi observado que o movimento de corpo rígido governante do flutuador foi de *surge* (ou avanço). Como o movimento de giro (*pitch* ou caturro) não foi pronunciado, espera-se uma concentração de tensão no acoplamento entre tendão e base do flutuador.

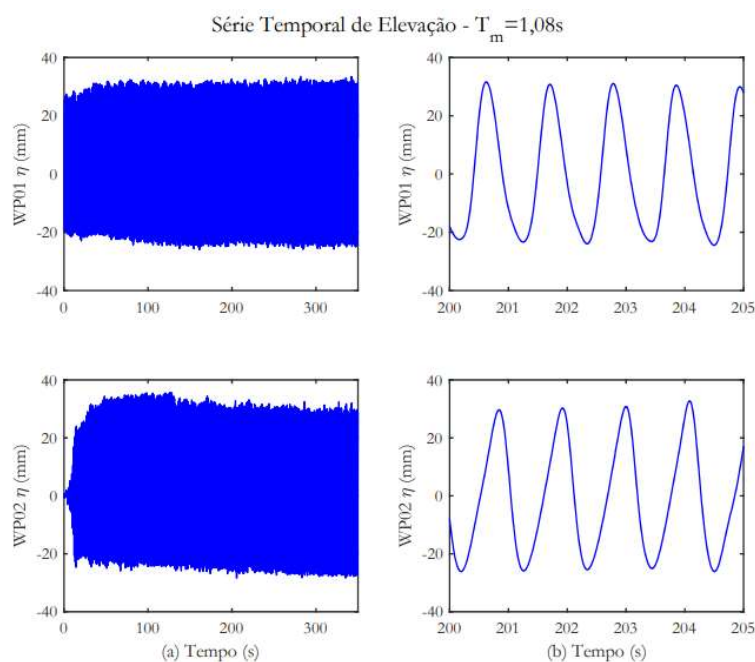
Figura 29. Capturas de testes com ondas com período $T_m = 1,08s$ e carga axial $T = 38,1N$



3.5. AQUISIÇÃO DE DADOS

Nesta seção serão apresentados os principais dados brutos aqisitados durante os 45 experimentos. Os gráficos plotados não apresentados no texto estão disponíveis para consulta no **Apêndice A**. Os dados de elevação foram aqisitados para cada período de onda através de duas sondas capacitivas (*Wave Probes* – *WP*) posicionadas à montante (WP01) e à jusante (WP02) do tendão. A Figura 30 mostra a série temporal de elevação para testes com período de onda T_m de 1,08 segundos para as duas sondas capacitivas. Na coluna esquerda, são apresentadas as séries temporais completas durante os 360 segundos de ensaio. Na coluna direita, a série temporal é apresentada em um intervalo entre 200 e 202 segundos de ensaio, para melhor visualização do sinal.

Figura 30. Série temporal de elevação para teste com período $T_m = 1,08s$ para as duas sondas capacitivas. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in [200\ 205]s$



As séries temporais de extensometria para o teste com período de onda T_m de 1,08 segundos e carga axial inicial T de 25,1N podem ser visualizadas na Figura 31. Há 10 gráficos na figura. Cada linha corresponde a um *strain gage*, sendo SG1, SG2, SG3, SG4 e SG5, nas posições normalizadas (z/L) 0,16, 0,33, 0,50, 0,67, 0,83 respectivamente. A coluna esquerda apresenta a série temporal completa em 350 segundos de ensaio. A coluna direita apresenta a série temporal no intervalo de 200

a 202 segundos. Os dados aqisitados de tensão (V) foram convertidos para deformação (ϵ) através da equação 3.1:

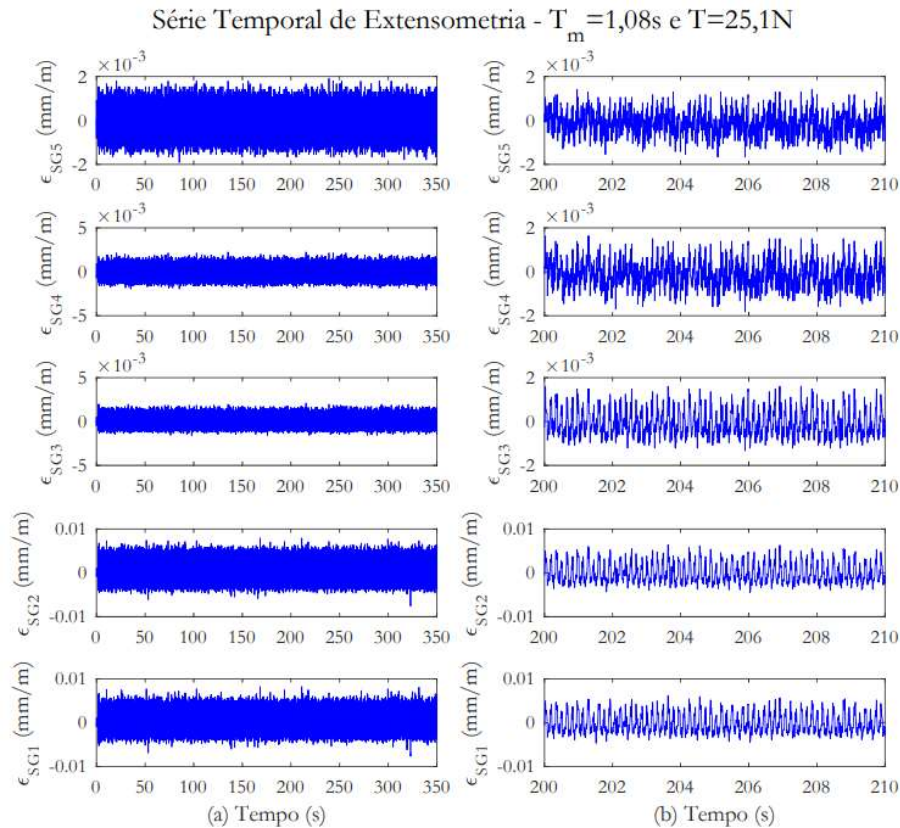
$$\mu\epsilon = -\frac{4V_r}{GF(1 + 2V_r)}\left(1 + \frac{R_L}{R_G}\right) \quad (3.1)$$

onde

$$V_r = \frac{(V_{0\text{tensionado}} - V_{0\text{não tensionado}})}{V_{EX}} \quad (3.2)$$

onde V_0 denota a tensão inicial, V_{EX} denota a tensão de excitação (neste caso 1 V), GF denota o fator de gauge do extensômetro (neste caso 2,14), R_L denota a resistência do fio transmissor de dados e R_G a resistência nominal do extensômetro (neste caso 120Ω). Valores positivos de deformação indicam tração e negativos compressão na superfície de fixação do sensor. Os strain gauges foram colados à jusante do fluxo de geração das ondas.

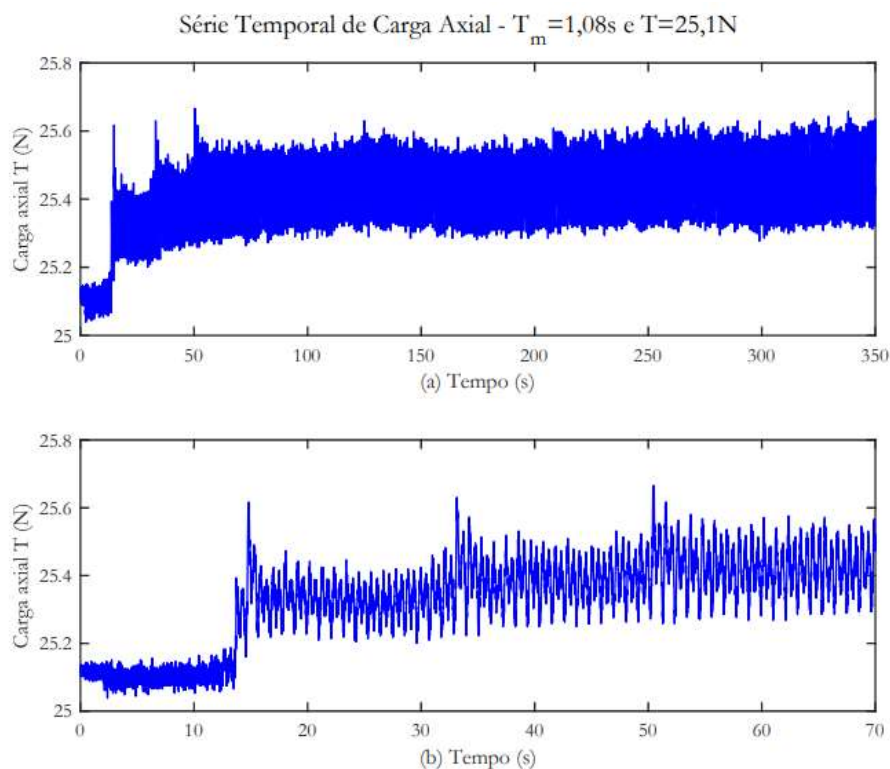
Figura 31. Série temporal de deformação para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in [200 \ 210]s$



A Figura 32 mostra uma série temporal de carga axial para teste com período de onda T_m de 1,08 segundo e carga axial inicial T de 25,1N. O gráfico superior

apresenta a série temporal completa. O gráfico inferior apresenta a série temporal em intervalo de 0 a 70 segundos de ensaio. A carga axial varia devido a ação das ondas no flutuador. A variação da carga axial influencia diretamente na resposta de deformação pois a tração eleva a componente de rigidez geométrica do tendão.

Figura 32. Série temporal de carga axial para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in [0\ 70]s$



4. MODELO NUMÉRICO

O estudo numérico consistiu em simulações realizadas num aplicativo desenvolvido em ambiente MATLAB/OCTAVE. Foi utilizado o método dos elementos finitos (MEF) para simular a ação hidrodinâmica das ondas em 2D. O modelo do tendão pode ser considerado como uma viga flexível sob condições de flexo-tração. No geral, os tendões são elementos que possuem alta rigidez axial para restringir o movimento de *heave* e, em princípio, podem ser considerados inextensíveis. Isso implica que sua deformação axial pode ser desprezada. Ademais, os tendões possuem elevada razão de aspecto (L/D), o que justifica a adoção do modelo de viga de Euler-Bernoulli. A equação diferencial que descreve o movimento de uma viga de Euler-Bernoulli nas condições de flexo-tração tem a seguinte forma (Clough; Penzien, 2003; Païdoussis; Price; de Langre, 2010):

$$m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) - N \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - p_e = 0 \quad (4.1)$$

onde m denota a massa por unidade de comprimento da viga, E o módulo de elasticidade, I o segundo momento de área, N o esforço normal de tração, p_e a força transversal externa por unidade de comprimento, w o deslocamento transversal e x a coordenada paralela ao eixo da viga (vertical). As quatro parcelas da equação 4.1 são identificadas como a força inercial, a força devido à rigidez estrutural, a força devido à rigidez geométrica e a carga externa. Todas as parcelas possuem dimensão de força por unidade de comprimento.

O carregamento externo p_e no tendão consiste no peso próprio e nas cargas de interação com o fluido. As cargas induzidas pelo fluido são as seguintes:

- Pressão hidrostática;
- Pressão dinâmica (Froude-Krylov);
- Proporcionais à velocidade (arrasto);
- Proporcionais à aceleração (massa adicional).

A carga resultante da integração da pressão hidrostática é comumente considerada em conjunto com o peso próprio do sistema, por meio do conceito de peso aparente e tração efetiva. As demais forças são determinadas a partir da equação de Morison, que, a partir de uma análise dimensional, estabelece que as forças hidrodinâmicas podem expressas como a soma de componentes proporcionais

à velocidade (arrasto) e à aceleração do fluido (massa adicional e Froude-Krylov) (Patel, 1989).

4.1. O CONCEITO DE PESO APARENTE E TRAÇÃO EFETIVA

O peso próprio por unidade de comprimento de um elemento infinitesimal da viga pode ser calculado como o produto do peso por unidade de volume pela área da seção transversal, ou como o produto da massa física por unidade de comprimento pela aceleração da gravidade (equação 4.2).

$$w_T = mg \quad (4.2)$$

Para o caso de um corpo flutuante submerso, o peso aparente é igual à diferença entre seu peso próprio no ar e o empuxo atuante. Ou seja

$$w_{ap} = mg - \rho g \Delta$$

onde Δ denota o volume de fluido deslocado pelo corpo submerso. O problema dessa abordagem é que o elemento infinitesimal do tendão não pode ser considerado como um corpo flutuante livre, haja vista que o campo de pressão hidrostática não atua nas seções transversais do elemento. Essa questão pode ser contornada a partir da consideração de que a interação do campo de pressão hidrostática pode ser computada a partir da superposição do empuxo e de um campo de pressão (de tração) atuante na seção transversal do elemento (ver Figura 33). Essa pressão dá origem a uma força de tração igual ao produto da pressão pela área da seção transversal. Logo, é necessário corrigir a tração no elemento através da relação 4.3.

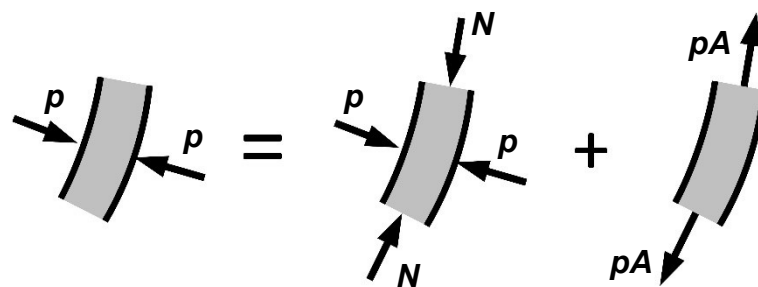


Figura 33. Representação gráfica da superposição do empuxo e do campo de pressão atuante na seção transversal de um elemento infinitesimal de viga submersa

$$T = N + pA \quad (4.3)$$

onde T denota a tração efetiva.

Em suma, o peso próprio e o carregamento induzido pelo campo de pressão hidrostática podem ser considerados pelo peso aparente por unidade de comprimento,

desde que o esforço normal seja acrescido de uma parcela igual ao produto da pressão pela área da seção transversal.

4.2. CARREGAMENTO HIDRODINÂMICO

O carregamento hidrodinâmico em um cilindro vertical fixo pode ser calculado através da equação de Morison (Patel, 1989, Sumer; Fredsoe, 2006), já introduzida no capítulo de revisão **CARREGAMENTOS HIDRODINÂMICOS DE ONDA**. A equação é rerepresentada a seguir:

$$F = \frac{1}{2} C_D \rho D |U|U + C_M \rho A \frac{\partial U}{\partial t} \quad (4.4)$$

Na equação de Morison, a componente inercial é correspondente a soma da força de massa adicional e da força de Froude-Krylov. A força de Froude-Krylov é resultante da integração da pressão dinâmica atuante sobre o elemento. A integração da pressão dinâmica de uma onda de pequena amplitude sobre um cilindro circular produz uma força igual a massa de fluido deslocada pela aceleração da gravidade.

A força de massa adicional é a força necessária que o corpo deve exercer para acelerar ou desacelerar o fluido, haja vista que não há transporte de massa através da superfície de contorno do corpo. O valor da força é função do escoamento e, em geral, é expresso em termos do coeficiente de massa adicional (C_m) que se relaciona com o coeficiente de inércia (C_M) através da relação:

$$C_M = 1 + C_m \quad (4.5)$$

Evidentemente, o termo unitário da relação supramencionada correspondente à força de Froude-Krylov só existe se o escoamento for dependente do tempo. É importante ressaltar que nos casos em que o cilindro possui aceleração própria, a força de massa adicional é proporcional à aceleração relativa entre o fluido e o corpo (Patel, 1989, Sumer; Fredsoe, 2006). Portanto, a equação de Morison toma a seguinte forma:

$$F = \frac{1}{2} C_D \rho D |U - \dot{w}|(U - \dot{w}) + \rho A \dot{U} + C_m \rho A (U - \ddot{w}) \quad (4.6)$$

A Tabela 8 mostra as forças de massa adicional e Froude-Krylov em um corpo submerso para as combinações possíveis de aceleração do corpo e do fluido.

Tabela 8. Forças de massa adicional e Froude-Krylov em um corpo submerso.

Aceleração do corpo	Aceleração do fluido	Massa adicional	Froude-Krylov
0	0	0	0
0	$\dot{U}$	$\rho C_m A \dot{U}$	$\rho A \dot{U}$
$\ddot{w}$	0	$-\rho C_m A \ddot{w}$	0
$\ddot{w}$	$\dot{U}$	$\rho C_m A (\dot{U} - \ddot{w})$	$\rho A \dot{U}$

Fonte: Patel, 1989.

4.3. EQUAÇÃO DO MODELO DE TENDÃO

A equação diferencial de movimento para o modelo, considerando o peso próprio e as cargas induzidas pelo fluido é (Pinto; Levi, 2009):

$$(m + m_a) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) - T \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - m_a \frac{\partial U}{\partial t} + f_D \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) - w_{ap} = 0 \quad (4.7)$$

onde m_a denota a massa adicional (equação 4.8) e F_D a componente de força de arrasto (equação 4.9).

$$m_a = C_m \rho A \quad (4.8)$$

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho D |\dot{w} - U| (\dot{w} - U) \quad (4.9)$$

A componente transversal do peso aparente, w_{ap} , para uma viga vertical é muito pequena, haja vista que o peso próprio e o empuxo são, praticamente, paralelos ao eixo longitudinal da viga. Por conseguinte, essa componente pode ser desprezada. Portanto, a equação 4.7 toma a seguinte forma:

$$(m + m_a) \ddot{w} + (EI w'')'' - T w'' - m_a \dot{U} + F_D(\dot{w}) = 0 \quad (4.10)$$

4.4. SOLUÇÃO ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A solução numérica da equação diferencial do movimento requer a integração de equações de quarta ordem no espaço e a integração de segunda ordem no tempo (Pinto; Levi, 2009). A solução da equação diferencial do movimento (equação 4.10) é obtida através da utilização do MEF para integração no espaço e do método de Newmark para integração no tempo (Bathe, 1982). Para o desenvolvimento do elemento finito, é utilizado o método dos resíduos ponderados (MRP).

A integração no espaço é realizada por um procedimento de elemento finito baseado no método de Galerkin (Bathe, 1982). De acordo com essa abordagem, o campo de deslocamentos é aproximado por uma combinação linear de funções de forma. A equação 4.11 mostra o procedimento de aproximação.

$$w \approx \hat{w} = \sum_{j=1}^n \phi_j q_j \quad (4.11)$$

onde $\hat{w}$ denota o deslocamento aproximado, ϕ_j a função forma (ou de base), q_j quantidades nodais dependentes do tempo e n o grau de liberdade do elemento finito (Pinto; Levi, 2009). Evidentemente, quando o valor aproximado do deslocamento é introduzido na equação diferencial do movimento surge um valor residual $\mathfrak{R}$ (equação 4.12).

$$(m + m_a) \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial t^2} + \frac{1}{2} \rho C_D D \left| \frac{\partial \hat{w}}{\partial t} - U \right| \left(\frac{\partial \hat{w}}{\partial t} - U \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial x^2} \right) - T \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial x^2} - m_{ak} \frac{\partial U}{\partial t} = \mathfrak{R} \quad (4.12)$$

onde

$$m_{ak} = \rho A(1 + C_m).$$

O objetivo primordial da aplicação do MRP é encontrar o valor mínimo para o resíduo através da transformação da equação diferencial em uma equação integral da forma:

$$\int_0^1 W_i \mathfrak{R} dx = 0 \quad (4.13)$$

A formulação forte do MRP consiste na substituição da equação diferencial aproximada na integral do resíduo (equação 4.13). A formulação fraca é obtida a partir da integração por partes das integrais correspondentes aos termos de rigidez estrutural (equação 4.14) e rigidez geométrica (equação 4.15).

$$\int_0^1 W_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial x^2} \right) dx = \int_0^1 EI \frac{\partial^2 W_i}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial x^2} \right) dx + \left[W_i \frac{\partial M}{\partial x} - \frac{\partial W_i}{\partial x} M \right]_0^1 \quad (4.14)$$

$$\int_0^1 -T W_i \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial x^2} dx = \int_0^1 T \frac{\partial W_i}{\partial x} \frac{\partial \hat{w}}{\partial x} dx - \left[W_i T \frac{\partial \hat{w}}{\partial x} \right]_0^1 \quad (4.15)$$

A componente de força inercial ponderada é descrita através da equação 4.16.

$$f_{I_i} = \int_0^1 W_i (m + m_a) \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial t^2} dx \quad (4.16)$$

A componente de força de arrasto ponderada tem a forma:

$$f_{D_i} = \int_0^l \frac{1}{2} W_i \rho C_D D \left| \frac{\partial \hat{w}}{\partial t} - U_n \right| \left(\frac{\partial \hat{w}}{\partial t} - U_n \right) dx \quad (4.17)$$

A componente de força de massa adicional tem a forma:

$$f_{ma_i} = - \int_0^l m_{ak} W_i \frac{\partial U_n}{\partial t} dx \quad (4.18)$$

As equações 4.19 e 4.20 descrevem as componentes de força devido à rigidez estrutural e força devido à rigidez geométrica, respectivamente.

$$f_{s_i} = \int_0^l EI \frac{\partial^2 W_i}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial x^2} \right) dx \quad (4.19)$$

$$f_{g_i} = \int_0^l T \frac{\partial W_i}{\partial x} \frac{\partial \hat{w}}{\partial x} dx \quad (4.20)$$

O termo de contorno da integração por partes b_{T_i} tem a forma:

$$b_{T_i} = \left[W_i \frac{\partial M}{\partial x} - \frac{\partial W_i}{\partial x} M - W_i T \frac{\partial \hat{w}}{\partial x} \right]_0^l \quad (4.21)$$

Foi utilizado um conjunto de funções de forma cúbicas de Hermite (equação 4.22) como funções de base de interpolação.

$$\Phi = [1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 \quad l(\xi - 2\xi^2 + \xi^3) \quad 3\xi^2 - 2\xi^3 \quad l(\xi^3 - \xi^2)]$$

A integração no espaço de elementos finitos leva ao seguinte sistema de segunda ordem de equações diferenciais:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}_{eg} \dot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}_{gg} \mathbf{w} = \mathbf{F} \quad (4.22)$$

onde $\mathbf{M}$ é a matriz de massa aparente, $\mathbf{K}_{eg}$ é a matriz de rigidez estrutural, $\mathbf{K}_{gg}$ é a matriz de rigidez geométrica e $\mathbf{F}(= \mathbf{f}_D + \mathbf{f}_{ma})$ é a matriz de forças hidrodinâmicas. As equações 4.24, 4.25 e 4.26 representam as matrizes supramencionadas, respectivamente.

$$\mathbf{M} = \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

$$\mathbf{K}_{eg} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

$$\mathbf{K}_{gg} = \frac{T}{30l} \begin{bmatrix} 36 & 3l & -36 & 3l \\ 3l & 4l^2 & -3l & -l^2 \\ -36 & -3l & 36 & -3l \\ 3l & -l^2 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

A integração no tempo é realizada através da integração direta de Newmark, que fornece a expressão para velocidade e aceleração no tempo $t + \Delta t$, como função do deslocamento no tempo $t + \Delta t$ e valores de deslocamento. As expressões de Newmark para velocidade e aceleração são (Pinto; Levi, 2009):

$$\dot{\mathbf{w}}(t + \Delta t) = a_1[\mathbf{w}(t + \Delta t) - \mathbf{w}(t)] - a_4\dot{\mathbf{w}}(t) - a_5\ddot{\mathbf{w}}(t) \quad (4.26)$$

$$\ddot{\mathbf{w}}(t + \Delta t) = a_0[\mathbf{w}(t + \Delta t) - \mathbf{w}(t)] - a_2\dot{\mathbf{w}}(t) - a_3\ddot{\mathbf{w}}(t) \quad (4.27)$$

onde os coeficientes a_i são funções de passo de tempo em função de parâmetros de Newmark α e δ . As relações são dadas na Tabela 9 (Pinto; Levi, 2009).

Tabela 9. Coeficientes de Newmark

Coeficiente	Expressão	Coeficiente	Expressão
a_0	$\frac{1}{\alpha\Delta t^2}$	a_4	$\frac{\delta}{\alpha} - 1$
a_1	$\frac{\delta}{\alpha\Delta t}$	a_5	$\frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right)$
a_2	$\frac{1}{\alpha\Delta t}$	a_6	$\Delta t(1 - \delta)$
a_3	$\frac{1}{2\alpha} - 1$	a_7	$\delta\Delta t$

Substituindo essas expressões na equação (4.22) resulta no seguinte sistema algébrico não linear:

$$\mathbf{F}[\mathbf{w}(t + \Delta t)] = \mathbf{K}_{ef}\mathbf{w}(t + \Delta t) - \mathbf{F}_T = 0 \quad (4.28)$$

onde $\mathbf{K}_{ef}$ e $\mathbf{F}_T$ são:

$$\mathbf{K}_{ef} = a_0\mathbf{M} + \mathbf{K}_{eg} \quad (4.29)$$

$$\mathbf{F}_T = \mathbf{M}[a_0\mathbf{w}(t) + a_2\dot{\mathbf{w}}(t) + a_3\ddot{\mathbf{w}}(t)] \quad (4.30)$$

4.5. PRÉ-PROCESSAMENTO

No modelo de elementos finitos foi considerada a região do tendão que está exposta a ações hidrodinâmicas. A Figura 34 apresenta o modelo geométrico considerado nas simulações. A região abaixo da quilha do flutuador h_f foi subdividida em três comprimentos de acordo com as posições dos strain gauges SG1 e SG2 que correspondem as posições normalizadas 0,16 e 0,33. As cotas podem ser visualizadas na Tabela 10.

Figura 34. Modelo geométrico de elementos finitos

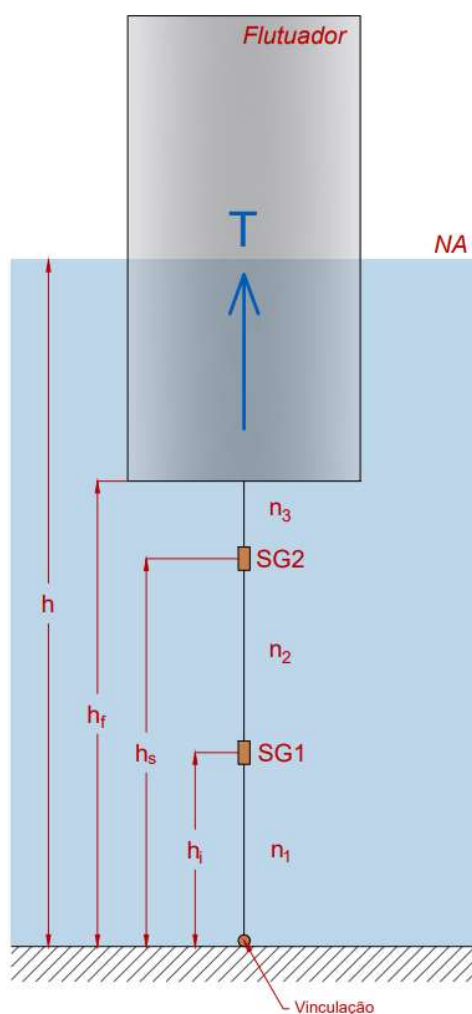


Tabela 10. Descrição da malha de elementos finitos

Elemento	Descrição	Valor associado
h	Altura da coluna de água	60cm
h_f	Comprimento abaixo da quilha	40cm
h_s	Cota do strain gauge SG2	33,4cm
h_i	Cota do strain gauge SG1	16,7cm
n_1	Número de elementos no comprimento h_i	5
n_2	Número de elementos no comprimento h_s	10
n_3	Número de elementos no comprimento h_f	10

Os parâmetros de entrada que descrevem o modelo são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11. Parâmetros de entrada no modelo de elementos finitos

Parâmetros de entrada	Valor
Período da onda T_m [s]	1,08
Amplitude da onda a [m]	$23E - 3$
Massa específica da água ρ [kgm^{-3}]	1000
Aceleração da gravidade g [ms^{-2}]	9,81
Coeficiente de massa adicional estimado C_m	1,7
Coeficiente de arrasto estimado C_D	1,2
Área molhada por unidade de comprimento A [m^2m^{-1}]	$3,365E - 4$
Diâmetro característico do tendão D [m]	$20,6E - 3$
Módulo de elasticidade do núcleo de aço E [Nm^{-2}]	$200E + 9$
Inércia do núcleo de aço I [m^4]	$2,857E - 11$
Tração inicial T [N]	44,7

5. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

5.1. PROCESSAMENTO DOS SINAIS

Os dados brutos de deformação foram processados da seguinte maneira:

- Plotagem das séries temporais brutas;
- Aplicação de filtro passa baixa butterworth de quinta ordem com frequência de corte em 5Hz, sendo 10% da frequência de Nyquist para eliminar ruídos de aquisição;
- Conversão de dados de deformação em dados de tensão através das relações da teoria da elasticidade;
- Consideração da componente de tensão axial;
- Plotagem das séries temporais de tensão filtradas.

As Figuras Figura 35 e Figura 36 apresentam séries temporais de tensão para testes com carga axial inicial de 25,1N e períodos de onda de 1,08 segundos e 1,22 segundos respectivamente. A coluna da esquerda mostra a série temporal completa e a da direita a série temporal em um intervalo de 200 a 220 segundos. A medida de deformação desconsiderou o valor de leitura inicial. Portanto, os resultados dos *strain gages* são referentes apenas as deformações por flexão pura, não contabilizando as tensões axiais.

Em algumas séries temporais de extensometria, foi observado um comportamento dinâmico semelhante a um padrão descrito na literatura (Faltinsen, 2005, Chakrabarti, 1990, Patel, 1989) como *springing*. Essas observações ocorreram em todos os testes com período de onda de 1,08 segundos principalmente nas posições normalizadas (z/L) 0,16 e 0,33. Um exemplo é destacado com um círculo vermelho na Figura 35. As ondas de 1,08 segundos geradas no canal de ondas do LIFE possuem declividade ($S = H/L$) elevada, aproximadamente 3%. Declividades acentuadas são características associadas a ondas não lineares, o que corrobora a hipótese de que o fenômeno de *springing* possa estar ocorrendo. Nos testes com os demais períodos esse padrão não foi observado. A Figura 36 apresenta a série temporal de tensão para o período superior mais próximo ($T_m = 1,22s$). O padrão dos sinais apresentados nas figuras revela diferenças significativas no comportamento

dinâmico da estrutura, com tensões substancialmente superiores no teste realizado com período de 1,08 segundos.

Figura 35. Série temporal de tensão para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in [200 \ 220]s$

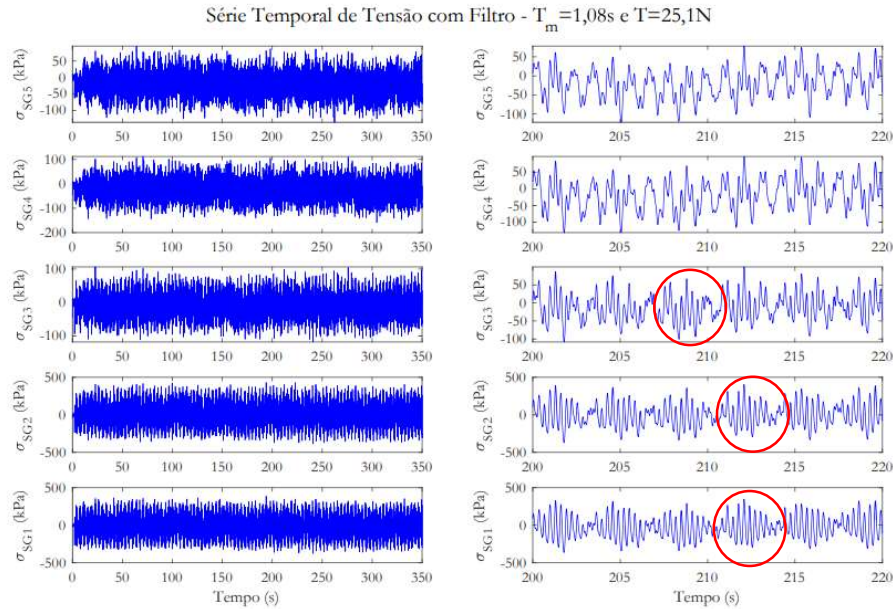
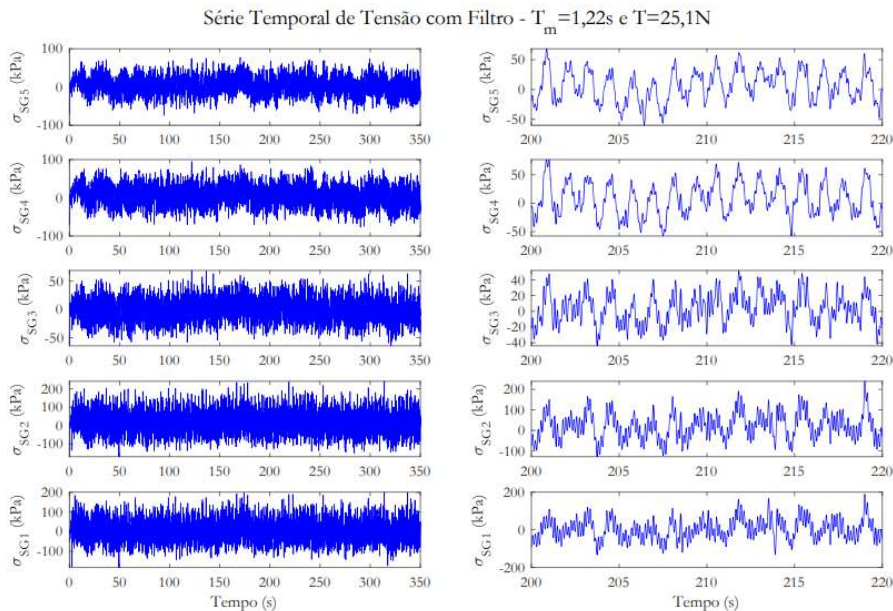
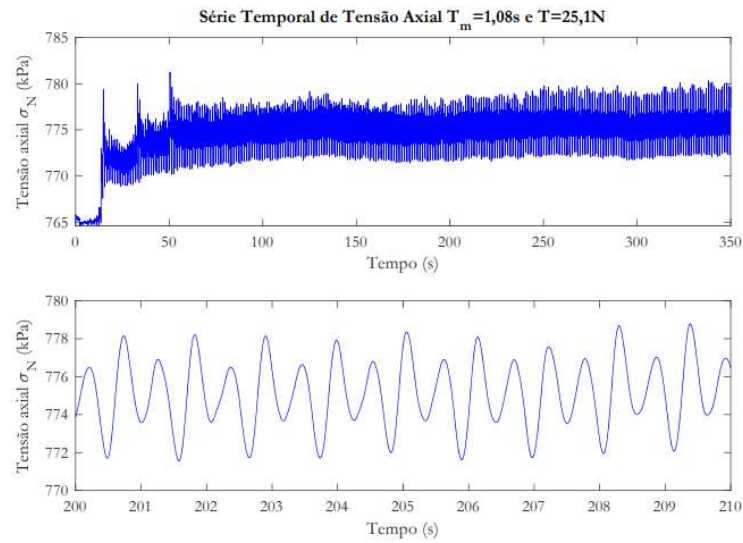


Figura 36. Série temporal de tensão para teste com período $T_m = 1,22s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in [200 \ 220]s$



Na Figura 37 é apresentada uma série temporal de tensão axial para teste com tração inicial $T = 25,1N$ e período de onda de $T_m = 1,08s$. As demais séries temporais podem ser visualizadas nas mídias digitais disponibilizadas no **Apêndice A**.

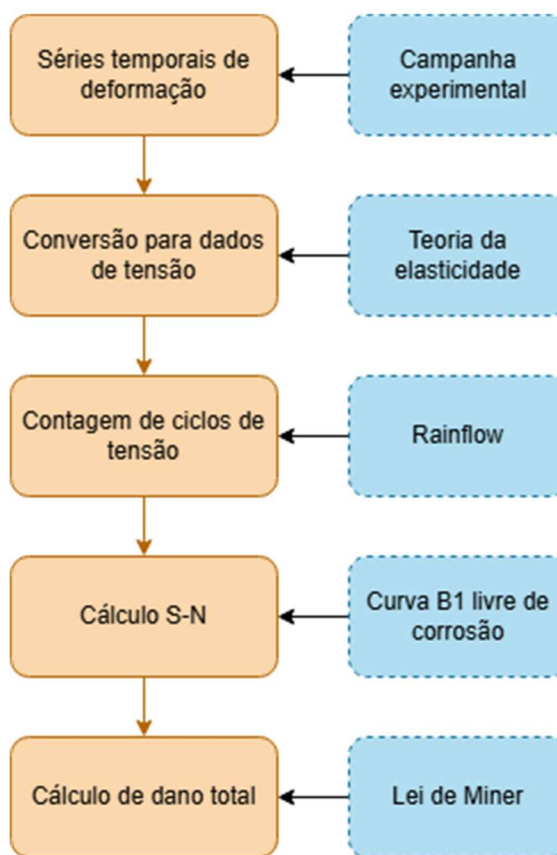
Figura 37. Série temporal de tensão axial para teste com período $T_m = 1,08s$ e carga axial inicial $T = 25,1N$. (a) Série temporal completa; (b) Série temporal em $t \in [200 \ 210]s$



5.2. ANÁLISE DE FADIGA

Por conta da natureza do sinal foi utilizada a metodologia de rainflow para contagem dos ciclos, amplitudes e médias dos ciclos de tensão. A contagem dos laços de histerese com base nas características de tensão-deformação forma o princípio do processo de análise de fadiga (Hari et al., 2022). Após a contabilização dos ciclos de tensão e das amplitudes de tensão atuantes através do método *rainflow*, o número de ciclos para falha por fadiga foi calculado através da equação que descreve as curvas S-N. Nesta análise, as propriedades de ambiente e material adotadas foram referentes à curva S-N B1 para livre de corrosão em ambiente marinho, isto é, $\log \bar{a} = 12,436$ e $m = 3,0$. Após a contabilização dos ciclos e amplitudes de tensão, foi realizado o cálculo do dano total acumulado através da equação de Miner. Este processo é recomendado por instruções normativas para análise em ambiente *offshore* (ABS, 2020a, ABS, 2020b, ISO, 2013, API, 2005, DNV GL, 2017). A Figura 38 mostra o histograma metodológico para análise de fadiga.

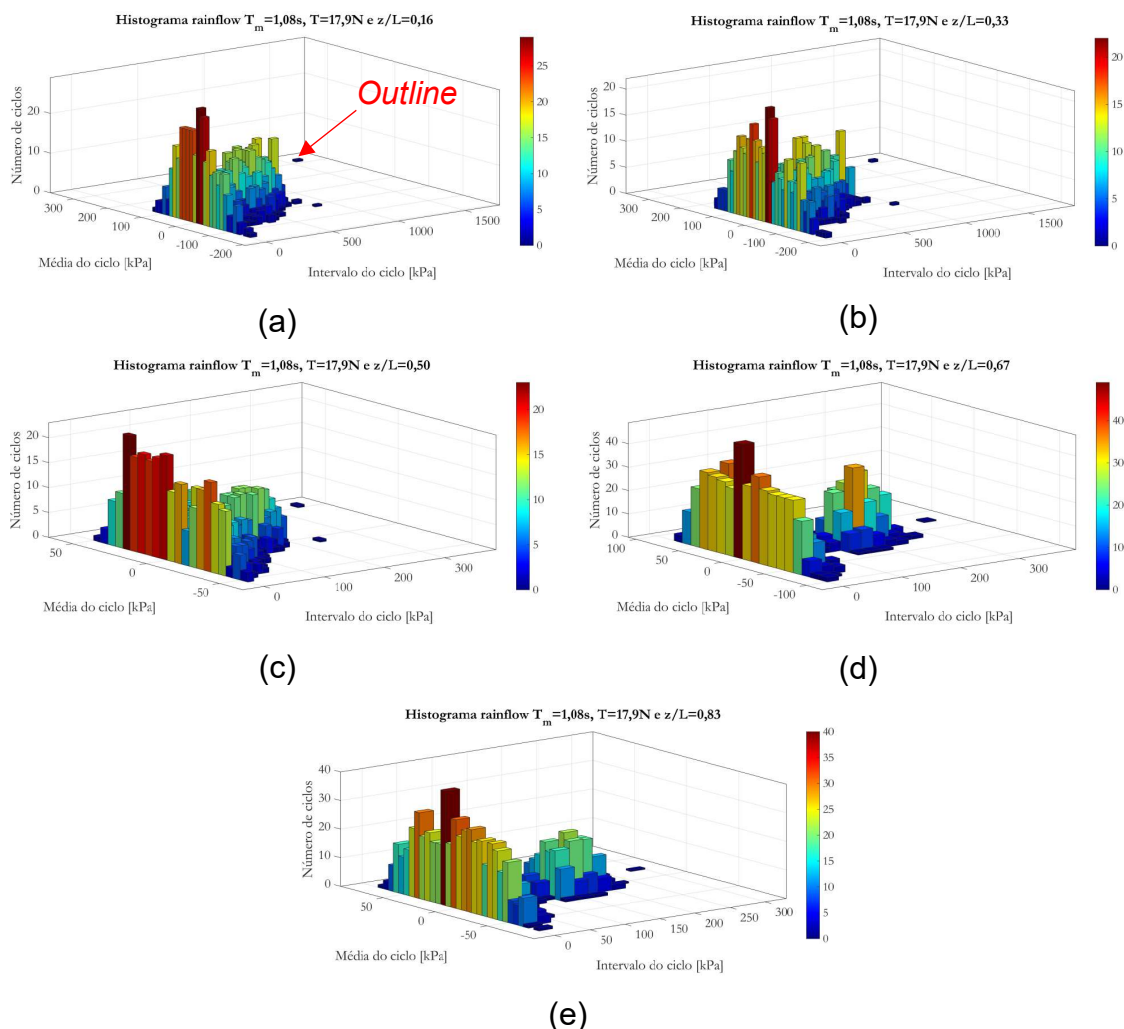
Figura 38. Fluxograma metodológico para análise de fadiga



A Figura 39 mostra exemplos de histogramas *rainflow* para os testes com carga axial inicial de 17,9N e período de onda de 1,08s. O processo foi realizado para todos os 9 períodos para cada um dos 5 níveis de carga axial inicial e cada uma das 5 posições normalizadas. Os demais histogramas podem ser visualizados nas mídias digitais disponibilizadas no **Apêndice A**.

As observações dos histogramas consideraram os valores que tiveram pelo menos 1 ciclo identificado, desconsiderando, portanto, *outliers*. Um exemplo de *outlier* é destacado na Figura 39a. As Tabelas a seguir apresentam os resultados de intervalo máximo de tensão do ciclo, tensão média, variação máxima do ciclo e variação média do ciclo de tensão para todos os testes nas posições normalizadas 0,16, 0,33, 0,50, 0,67 e 0,83 respectivamente.

Figura 39. Histograma rainflow correspondente aos ciclos de deformação para teste com $T_m = 1,08s$ e $T = 17,9N$. (a) posição $z/L = 0,16$; (b) posição $z/L = 0,33$; (c) posição $z/L = 0,50$; (d) posição $z/L = 0,67$; e (e) posição $z/L = 0,83$



O maior pico de tensão de aproximadamente 900kPa foi observado durante as condições de ensaio com período de onda de 1,08s e carga axial inicial de 17,9N na posição normalizada z/L igual a 0,16, considerando a origem do sistema de coordenadas na extremidade inferior do tendão. Os maiores picos de tensão para as demais posições também foram observados nos testes com as mesmas condições, com exceção da posição normalizada igual a 0,33. Neste caso, o maior pico de tensão foi durante o teste com período de 1,08s e carga axial inicial de 25,1N. As máximas variações médias de tensão foram observadas nas posições normalizadas 0,16 e 0,33, ambas para condição de carga axial inicial de 25,1N de tração.

Tabela 12. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,16$

Carga axial inicial 17,9N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	460	-6,87	0 – 460	-130 – 95
4,88	400	-5,42	0 – 400	-120 – 135
3,25	340	-6,31	0 – 340	-125 – 105
2,44	370	4,81	0 – 370	-120 – 120
1,95	660	20,82	0 – 660	-75 – 175
1,63	380	-6,58	0 – 380	-100 – 85
1,39	380	-19,35	0 – 380	-120 – 95
1,22	390	2,67	0 – 390	-110 – 130
1,08	900	-3,84	0 – 900	-160 – 130
Carga axial inicial 25,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	570	-34,98	0 – 570	-230 – 100
4,88	450	-6,29	0 – 450	-230 – 145
3,25	500	-8,76	0 – 500	-130 – 105
2,44	420	11,79	0 – 420	-115 – 150
1,95	500	-32,32	0 – 500	-135 – 100
1,63	460	5,96	0 – 460	-115 – 120
1,39	370	-7,01	0 – 370	-125 – 75
1,22	400	1,51	0 – 400	-105 – 115
1,08	750	-34,06	0 – 750	-150 – 80
Carga axial inicial 31,3N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	600	-27,41	0 – 600	-240 – 110
4,88	380	-29,86	0 – 380	-165 – 110
3,25	370	-14,36	0 – 370	-160 – 95
2,44	420	-8,16	0 – 420	-140 – 130
1,95	420	-8,16	0 – 420	-140 – 130
1,63	440	-1,68	0 – 440	-155 – 115
1,39	340	-15,45	0 – 340	-140 – 60
1,22	360	3,18	0 – 360	-110 – 120
1,08	700	-19,33	0 – 700	-140 – 90
Carga axial inicial 38,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	510	-32,84	0 – 510	-220 – 90
4,88	360	-11,44	0 – 360	-130 – 120
3,25	380	-2,64	0 – 380	-125 – 90
2,44	380	-12,35	0 – 380	-150 – 95
1,95	510	7,05	0 – 510	-130 – 115
1,63	430	10,90	0 – 430	-155 – 125
1,39	390	10,00	0 – 390	-120 – 105
1,22	340	-12,16	0 – 340	-130 – 110
1,08	700	5,20	0 – 700	-120 – 110
Carga axial inicial 44,7N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	480	21,85	0 – 480	-120 – 160
4,88	440	-72,02	0 – 440	-200 – 70
3,25	340	-37,15	0 – 340	-160 – 80
2,44	320	1,19	0 – 320	-140 – 120
1,95	430	51,23	0 – 430	-70 – 170
1,63	410	-43,83	0 – 410	-180 – 80
1,39	380	2,35	0 – 380	-100 – 110
1,22	300	-29,89	0 – 300	-160 – 90
1,08	570	-20,02	0 – 570	-130 – 110

Tabela 13. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,33$

Carga axial inicial 17,9N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	460	31,41	0 – 460	-100 – 140
4,88	320	15,72	0 – 320	-100 – 150
3,25	360	-105,83	0 – 360	-200 – 10
2,44	460	50,34	0 – 460	-120 – 220
1,95	650	24,01	0 – 650	-65 – 150
1,63	360	11,28	0 – 360	-65 – 85
1,39	410	-3,96	0 – 410	-100 – 90
1,22	410	77,41	0 – 410	-80 – 240
1,08	470	8,91	0 – 470	-180 – 180
Carga axial inicial 25,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	570	-42,39	0 – 570	-240 – 120
4,88	400	7,95	0 – 400	-150 – 130
3,25	370	5,33	0 – 370	-105 – 115
2,44	400	23,53	0 – 400	-110 – 150
1,95	460	-10,35	0 – 460	-110 – 130
1,63	470	19,38	0 – 470	-110 – 125
1,39	480	17,53	0 – 480	-120 – 110
1,22	520	18,47	0 – 520	-110 – 170
1,08	800	-12,84	0 – 800	-180 – 350
Carga axial inicial 31,3N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	630	-16,46	0 – 630	-200 – 110
4,88	370	-5,7	0 – 370	-135 – 135
3,25	370	1,06	0 – 370	-140 – 95
2,44	380	1,71	0 – 380	-120 – 140
1,95	380	1,71	0 – 380	-120 – 140
1,63	390	11,86	0 – 390	-165 – 135
1,39	370	8,26	0 – 370	-130 – 150
1,22	390	-0,41	0 – 390	-160 – 170
1,08	750	12,11	0 – 750	-140 – 140
Carga axial inicial 38,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	510	-21,41	0 – 510	-180 – 110
4,88	340	1,32	0 – 340	-120 – 120
3,25	360	9,57	0 – 360	-110 – 90
2,44	380	13,18	0 – 380	-120 – 115
1,95	480	29,26	0 – 480	-95 – 135
1,63	370	27,85	0 – 370	-85 – 135
1,39	370	26,85	0 – 370	-120 – 135
1,22	390	5,80	0 – 390	-120 – 160
1,08	750	17,05	0 – 750	-130 – 140
Carga axial inicial 44,7N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	500	36,19	0 – 500	-100 – 180
4,88	350	-57,18	0 – 350	-190 – 100
3,25	320	-38,29	0 – 320	-160 – 80
2,44	350	15,59	0 – 350	-110 – 130
1,95	430	57,45	0 – 430	-60 – 160
1,63	380	-29,59	0 – 380	-170 – 110
1,39	340	0,04	0 – 340	-140 – 120
1,22	310	-14,55	0 – 310	-160 – 130
1,08	630	-6,62	0 – 630	-150 – 140

Tabela 14. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,50$

Carga axial inicial 17,9N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	115	2,56	0 – 115	-24 – 26
4,88	78	-5,59	0 – 78	-30 – 20
3,25	87	-0,77	0 – 87	-26 – 28
2,44	117	5,22	0 – 117	-24 – 40
1,95	114	-0,077	0 – 114	-26 – 20
1,63	87	-2,06	0 – 87	-30 – 24
1,39	93	-13,63	0 – 93	-52 – 16
1,22	160	0,198	0 – 160	-54 – 57
1,08	240	0,55	0 – 240	-55 – 50
Carga axial inicial 25,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	200	-21,17	0 – 200	-72 – 30
4,88	130	-4,44	0 – 130	-56 – 32
3,25	180	-7,94	0 – 180	-50 – 30
2,44	120	-0,05	0 – 120	-46 – 38
1,95	190	-12,79	0 – 190	-50 – 18
1,63	125	0,23	0 – 125	-44 – 42
1,39	180	-3,67	0 – 180	-44 – 30
1,22	135	-0,42	0 – 135	-45 – 51
1,08	230	-13,86	0 – 230	-63 – 42
Carga axial inicial 31,3N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	160	-10,47	0 – 160	-60 – 27
4,88	111	-7,1	0 – 111	-52 – 28
3,25	115	-7,47	0 – 115	-40 – 22
2,44	111	-3,12	0 – 111	-42 – 40
1,95	111	-3,12	0 – 111	-42 – 40
1,63	125	2,87	0 – 125	-36 – 46
1,39	108	-7,75	0 – 108	-46 – 26
1,22	125	9,74	0 – 125	-42 – 60
1,08	200	-9,63	0 – 200	-63 – 33
Carga axial inicial 38,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	170	-17,15	0 – 170	-75 – 27
4,88	114	-1,02	0 – 114	-32 – 40
3,25	115	-3,38	0 – 115	-52 – 34
2,44	108	-7,27	0 – 108	-46 – 30
1,95	120	10,06	0 – 120	-30 – 42
1,63	105	6,76	0 – 105	-30 – 48
1,39	105	0,98	0 – 105	-38 – 38
1,22	115	-2,57	0 – 115	-48 – 42
1,08	190	0,82	0 – 190	-51 – 48
Carga axial inicial 44,7N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	180	12,14	0 – 180	-40 – 80
4,88	132	-35,41	0 – 132	-90 – 25
3,25	150	-20,66	0 – 150	-75 – 30
2,44	138	-1,18	0 – 138	-65 – 55
1,95	160	21,24	0 – 160	-45 – 70
1,63	138	-22,96	0 – 138	-75 – 30
1,39	126	-2,97	0 – 126	-55 – 50
1,22	141	-16,58	0 – 141	-75 – 40
1,08	190	-9,21	0 – 190	-65 – 45

Tabela 15. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,67$

Carga axial inicial 17,9N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	125	-1,4	0 – 125	-32 – 26
4,88	99	-0,77	0 – 99	-36 – 30
3,25	100	3,38	0 – 100	-27 – 45
2,44	132	5,34	0 – 132	-39 – 42
1,95	110	4,12	0 – 110	-33 – 45
1,63	132	2,74	0 – 132	-30 – 48
1,39	140	-5,81	0 – 140	-63 – 36
1,22	180	14,3	0 – 180	-65 – 95
1,08	360	-3,28	0 – 360	-100 – 90
Carga axial inicial 25,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	170	-28,93	0 – 170	-90 – 25
4,88	180	5,16	0 – 180	-57 – 51
3,25	190	-7,21	0 – 190	-54 – 39
2,44	130	13,59	0 – 130	-33 – 63
1,95	135	-12,31	0 – 135	-57 – 30
1,63	150	12,68	0 – 150	-36 – 60
1,39	145	2,96	0 – 145	-63 – 54
1,22	175	5,11	0 – 175	-65 – 75
1,08	260	-21,66	0 – 260	-90 – 65
Carga axial inicial 31,3N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	175	-12,46	0 – 175	-57 – 30
4,88	114	-19,51	0 – 114	-60 – 30
3,25	125	-3,50	0 – 125	-45 – 48
2,44	120	-1,23	0 – 120	-54 – 48
1,95	120	-1,23	0 – 120	-54 – 48
1,63	130	6,75	0 – 130	-36 – 54
1,39	130	-5,52	0 – 130	-57 – 42
1,22	155	17,61	0 – 155	-45 – 80
1,08	240	-4,37	0 – 240	-70 – 80
Carga axial inicial 38,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	155	-21,24	0 – 155	-69 – 27
4,88	108	-6,70	0 – 108	-45 – 42
3,25	115	-1,97	0 – 115	-39 – 33
2,44	108	-8,91	0 – 108	-48 – 42
1,95	120	16,70	0 – 120	-24 – 51
1,63	125	15,65	0 – 125	-21 – 57
1,39	120	12,84	0 – 120	-30 – 54
1,22	135	-2,06	0 – 135	-60 – 55
1,08	240	13,18	0 – 240	-45 – 70
Carga axial inicial 44,7N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	230	30,09	0 – 230	-40 – 130
4,88	200	-64,80	0 – 200	-150 – 30
3,25	210	-33,20	0 – 210	-120 – 50
2,44	195	7,08	0 – 195	-80 – 90
1,95	245	58,17	0 – 245	-30 – 140
1,63	200	-31,22	0 – 200	-120 – 50
1,39	200	10,59	0 – 200	-80 – 90
1,22	205	-27,28	0 – 205	-130 – 70
1,08	280	-11,90	0 – 280	-110 – 90

Tabela 16. Observações da matriz de contagem rainflow para posição normalizada $z/L=0,83$

Carga axial inicial 17,9N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	105	-0,32	0 – 105	-28 – 28
4,88	90	-5,47	0 – 90	-36 – 39
3,25	96	1,37	0 – 96	-36 – 34
2,44	132	16,35	0 – 132	-21 – 48
1,95	105	2,14	0 – 105	-30 – 45
1,63	102	2,52	0 – 102	-36 – 42
1,39	125	-10,26	0 – 125	-60 – 33
1,22	170	12,7	0 – 170	-65 – 80
1,08	300	0,47	0 – 300	-80 – 75
Carga axial inicial 25,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	130	-28,61	0 – 130	-80 – 30
4,88	129	-2,36	0 – 129	-48 – 36
3,25	150	-0,47	0 – 150	-48 – 39
2,44	114	7,47	0 – 114	-36 – 51
1,95	125	-22,35	0 – 125	-60 – 18
1,63	174	8,79	0 – 174	-36 – 54
1,39	210	0,21	0 – 210	-54 – 51
1,22	155	3,09	0 – 155	-60 – 65
1,08	220	-19,41	0 – 220	-85 – 55
Carga axial inicial 31,3N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	135	-20,29	0 – 135	-66 – 18
4,88	108	-18,27	0 – 108	-57 – 21
3,25	105	-7,12	0 – 105	-45 – 30
2,44	115	-8,30	0 – 115	-48 – 39
1,95	115	-8,30	0 – 115	-48 – 39
1,63	111	2,18	0 – 111	-36 – 42
1,39	130	-8,53	0 – 130	-57 – 36
1,22	145	7,67	0 – 145	-50 – 65
1,08	210	-13,93	0 – 210	-80 – 55
Carga axial inicial 38,1N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	145	-24,06	0 – 145	-69 – 18
4,88	114	-1,54	0 – 114	-34 – 32
3,25	115	-2,50	0 – 115	-36 – 36
2,44	114	-8,79	0 – 114	-54 – 39
1,95	110	18,00	0 – 110	-20 – 48
1,63	99	12,08	0 – 99	-24 – 51
1,39	105	12,88	0 – 105	-24 – 51
1,22	135	-2,03	0 – 135	-57 – 51
1,08	190	9,04	0 – 190	-45 – 65
Carga axial inicial 44,7N				
Período (s)	Intervalo máximo do ciclo de tensão (kPa)	Tensão média (kPa)	Variação do intervalo do ciclo de tensão (kPa)	Variação da média do ciclo de tensão (kPa)
9,76	215	32,23	0 – 215	-50 – 130
4,88	200	-67,13	0 – 200	-140 – 20
3,25	195	-38,75	0 – 195	-120 – 40
2,44	195	10,97	0 – 195	-80 – 100
1,95	240	51,35	0 – 240	-30 – 130
1,63	190	-35,98	0 – 190	-110 – 50
1,39	190	4,51	0 – 190	-80 – 80
1,22	215	-27,03	0 – 215	-120 – 60
1,08	250	-18,46	0 – 250	-120 – 80

O comportamento das curvas de raiz média quadrática RMS (escrita através da equação 5.2) demonstrou uma concentração de deformações próximo da terço inferior do tendão. Isso pode ser resultado do processo de transferência de carga do flutuador para o tendão. O acoplamento elástico entre ambos está localizado na cota de 40 centímetros da extremidade inferior do tendão. Além disso, as cargas hidrodinâmicas atuam diretamente no tendão abaixo desta cota. Uma outra observação é que a tração no tendão pode afetar o comportamento de vinculação nas extremidades. A junta universal que une o modelo à estrutura de suporte atua, em princípio, como uma articulação. No entanto, há a hipótese de que o tracionamento do tendão pode resultar em um comportamento intermediário entre uma rótula e um engastamento, restringindo, portanto, parcialmente as rotações na extremidade. Esse processo pode contribuir para a concentração de momentos de flexão, e, portanto, deformações, mais próximas ao fundo. Evidentemente, a carga axial também tem influência sobre o comportamento dinâmico do tendão, haja vista que ela altera a componente de força devido à rigidez geométrica do elemento.

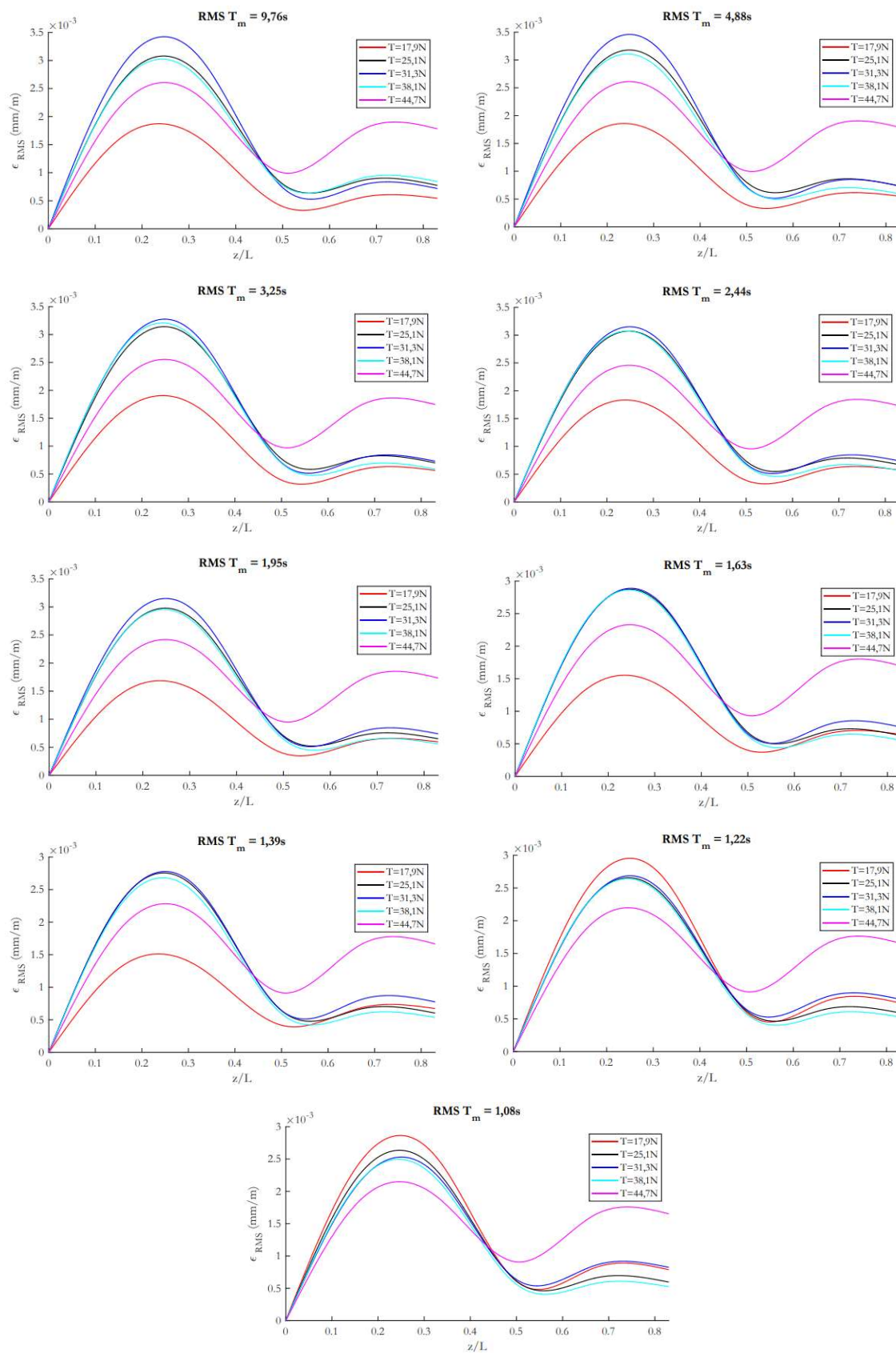
$$\epsilon_{RMS}(z) = \sqrt{\frac{1}{s} \sum_{i=1}^s \epsilon^2(z, t)} \quad (5.1)$$

onde s denota o número de amostras.

Com os níveis de tração utilizados, não houve uma variação proeminente na forma da distribuição RMS de deformação. Ademais, nos testes com os períodos de onda 1,08s e 1,22s, foram observadas as maiores concentrações de deformação em $z/L \in [0 \ 40]cm$, o que vai de encontro aos demais resultados de RMS.

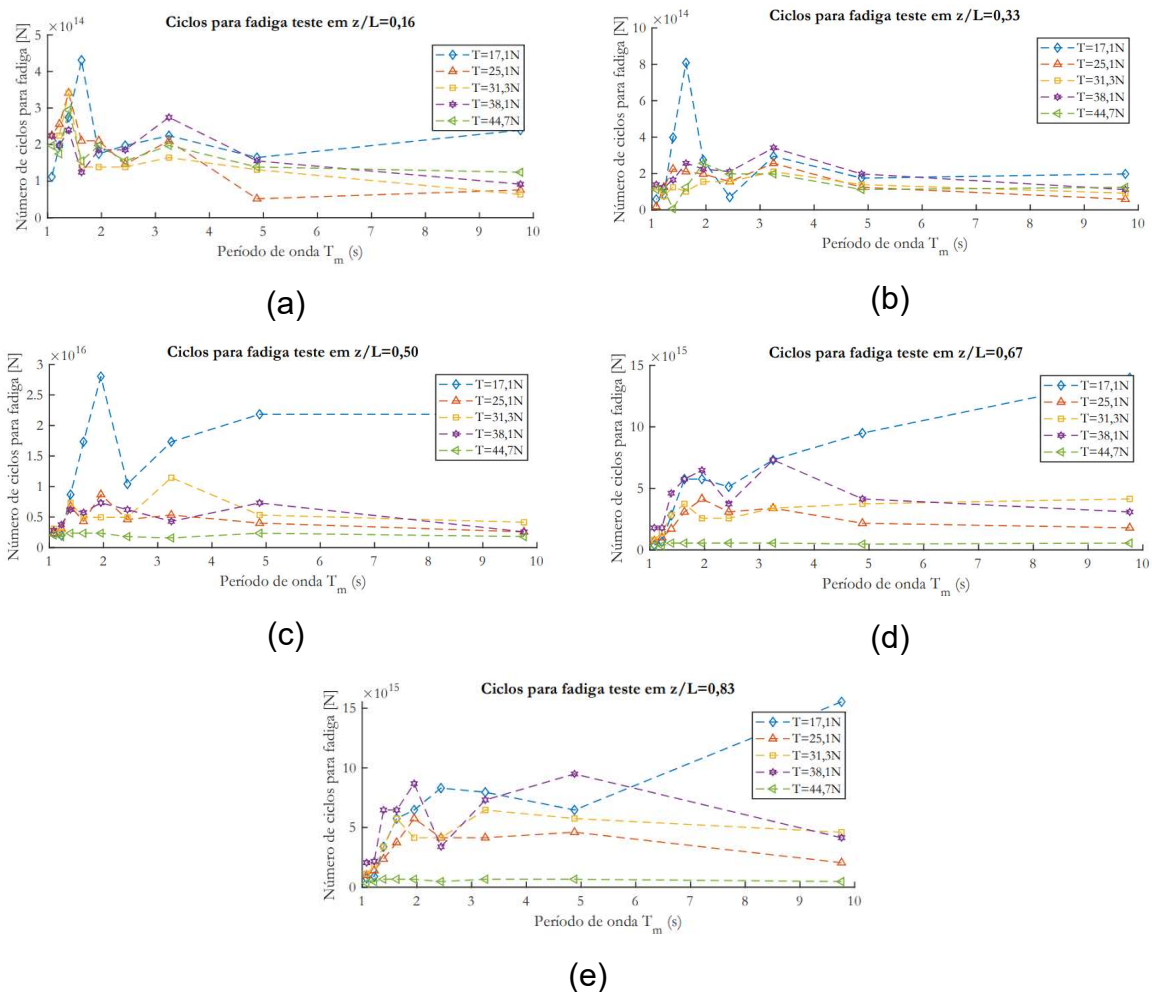
A análise de número de ciclos para falha por fadiga foi realizada por intermédio da curva S-N B1 livre de corrosão para tubos com juntas soldadas em ambiente marinho, disponível em DNV GL (2017). Os coeficientes correspondentes a essa curva são $m = 3,0$ e $\log \bar{a} = 12,436$. A curva foi selecionada pois é a que melhor se adequa a um sistema de ancoragem através de tendões. Isto porque corresponde a seções tubulares de aços de alto desempenho em ambiente marinho.

Figura 40. Distribuição RMS de deformação



Os gráficos da Figura 41 mostram a evolução da contagem de ciclos necessários para que o elemento falhe por fadiga de acordo com o período da onda para cada uma das cinco posições normalizadas e trações iniciais. A contagem considerou a variação de tensões para os maiores números de ciclos.

Figura 41. Contagem de ciclos para falha de acordo com o período de onda e pré-tensão utilizando a curva S-N B1 livre de corrosão para tubos com juntas soldadas em ambiente marinho. (a) posição normalizada 0,16; (b) posição normalizada 0,33; (c) posição normalizada 0,50, (d) posição normalizada 0,67; e (e) posição normalizada 0,83.



Notoriamente, a menor carga de tração axial inicial ($T = 17,9N$) resultou nos maiores valores de ciclos permitidos, fazendo com que esse cenário seja, possivelmente, o mais longínquo no que concerne à fadiga. O outro extremo ($T = 44,7N$) se configurou como o cenário com a menor vida útil. Evidentemente, para essas condições de ensaio, a falha por fadiga dificilmente ocorrerá. Em ambientes reais, os níveis de tensão são extremamente superiores. Contudo, não é um objetivo desta pesquisa extrapolar os resultados para uma escala cheia. Os níveis

intermediários de tração não apresentaram comportamento correspondente com os níveis extremos.

O dano total acumulado (D_{total}) foi obtido através da lei de Miner, de acordo com a abordagem recomendada para análise de fadiga em ambiente *offshore*. A lei de Miner considera a sobreposição do efeito de todos os ciclos de tensão, independentemente de amplitude e número de ciclos. De acordo com essa abordagem, se o dano total acumulado for maior do que a unidade, o sistema falhará por fadiga.

Os resultados de dano total acumulado são apresentados nos mapas de contorno das figuras 39, 40, 41, 42 e 43. A coluna esquerda mostra o mapa de contorno considerando o intervalo de período de onda entre 1,08s e 3,25s. A coluna direita mostra um *zoom* nos resultados da coluna esquerda, para facilitar a visualização da área de maior variabilidade. Evidentemente, com o tempo de ensaio de 6 minutos e os níveis de amplitudes de tensão, os danos totais acumulados não se aproximaram de 1, não oferecendo risco para falhas por fadiga. Nesse caso, a previsão de vida útil não faria sentido, pois a análise acusou valores de vida útil, em anos, impraticáveis.

Entretanto, os resultados demonstraram o efeito, principalmente da energia de onda ($E \propto H^2$) no comportamento relativo à fadiga. As ondas com maior energia (maiores amplitudes e menores períodos, nesse caso) produziram maiores danos acumulados, principalmente nas posições mais próximas ao fundo.

Embora que os resultados para números de ciclos até a falha não tenham apresentado uma certa linearidade de acordo com o nível de tração, os resultados para dano acumulado sugerem que, à medida que a rigidez geométrica aumenta, as posições mais próximas da extremidade superior (parcialmente livre) experimentam maior suscetibilidade à fadiga. Em contrapartida, os danos acumulados nas posições inferiores para maiores energias de onda perdem intensidade.

Figura 42. Dano total acumulado para teste com carga axial de 17,9N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in [1,08 \ 3,25]s$; (b) $T_m \in [1,08 \ 1,50]s$.

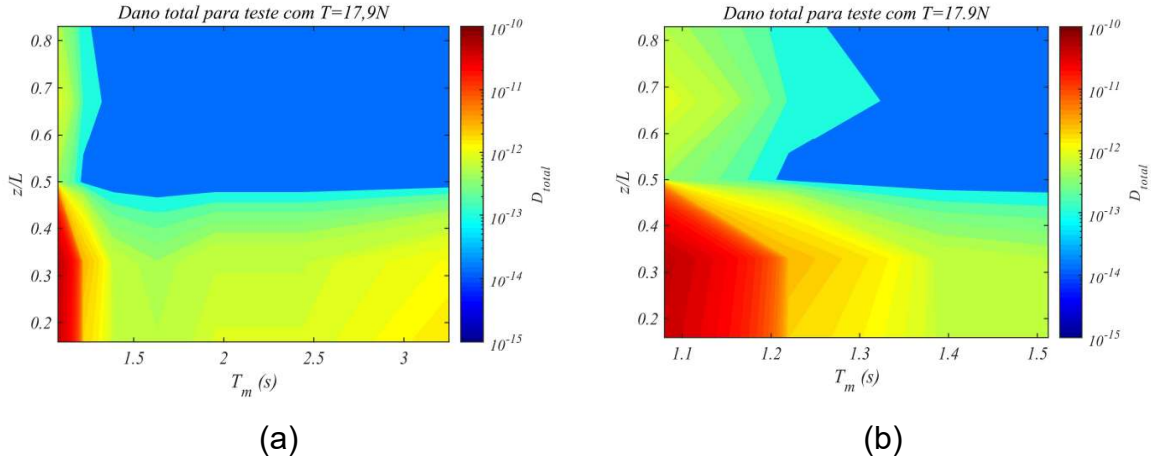


Figura 43. Dano total acumulado para teste com carga axial de 25,1N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in [1,08 \ 3,25]s$; (b) $T_m \in [1,08 \ 1,50]s$.

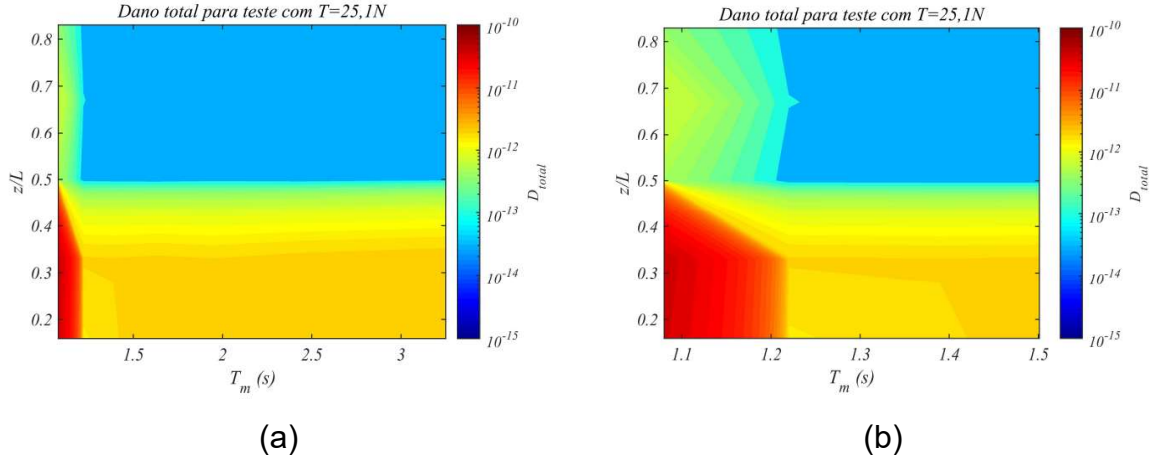


Figura 44. Dano total acumulado para teste com carga axial de 31,3N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in [1,08 \ 3,25]s$; (b) $T_m \in [1,08 \ 1,50]s$.

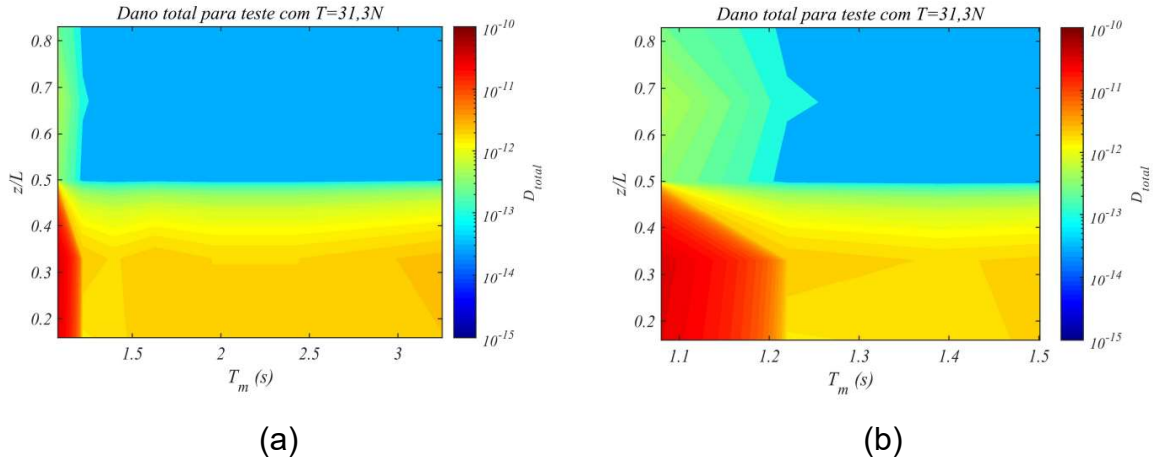


Figura 45. Dano total acumulado para teste com carga axial de 38,1N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in [1,08 \text{ } 3,25]\text{s}$; (b) $T_m \in [1,08 \text{ } 1,50]\text{s}$.

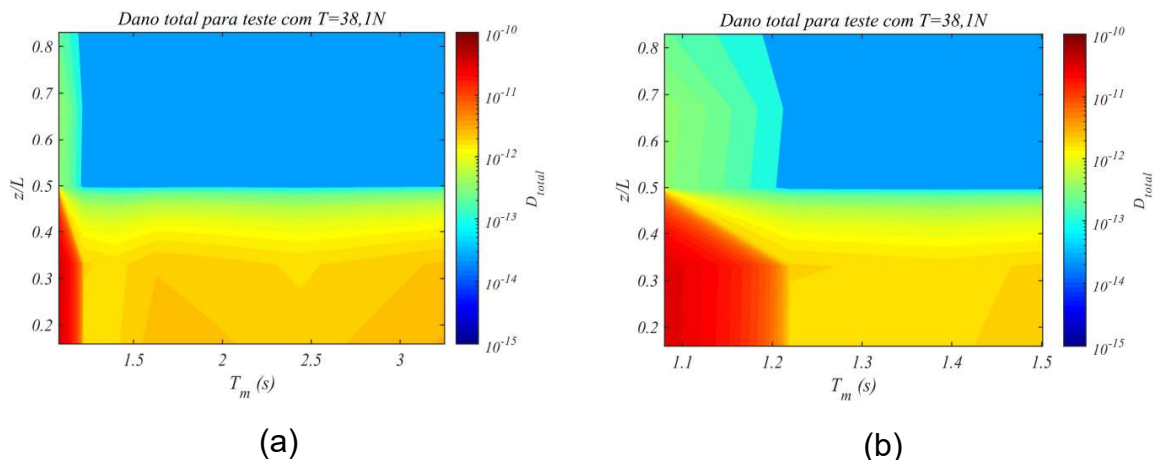
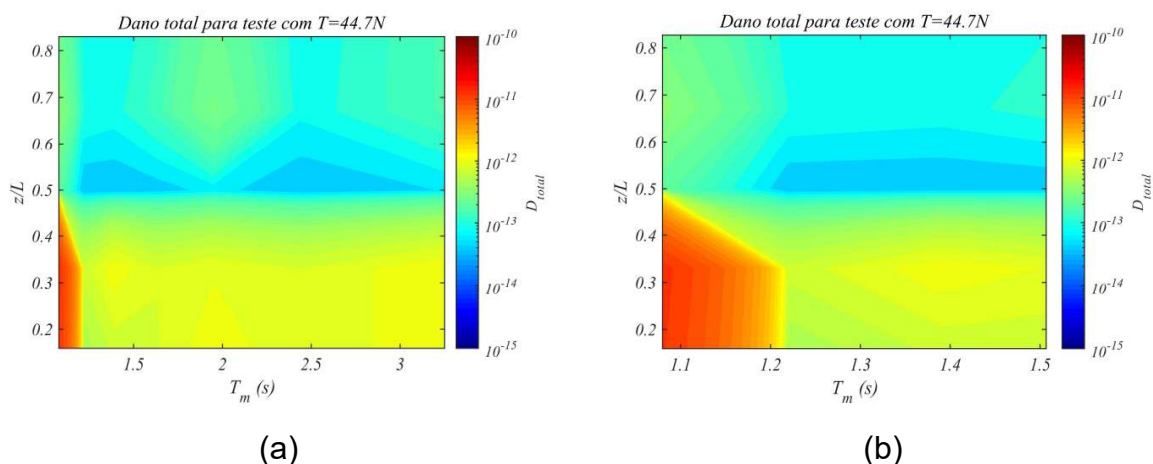


Figura 46. Dano total acumulado para teste com carga axial de 44,7N de acordo com período T_m para posição normalizada z/L . (a) $T_m \in [1,08 \text{ } 3,25]\text{s}$; (b) $T_m \in [1,08 \text{ } 1,50]\text{s}$.

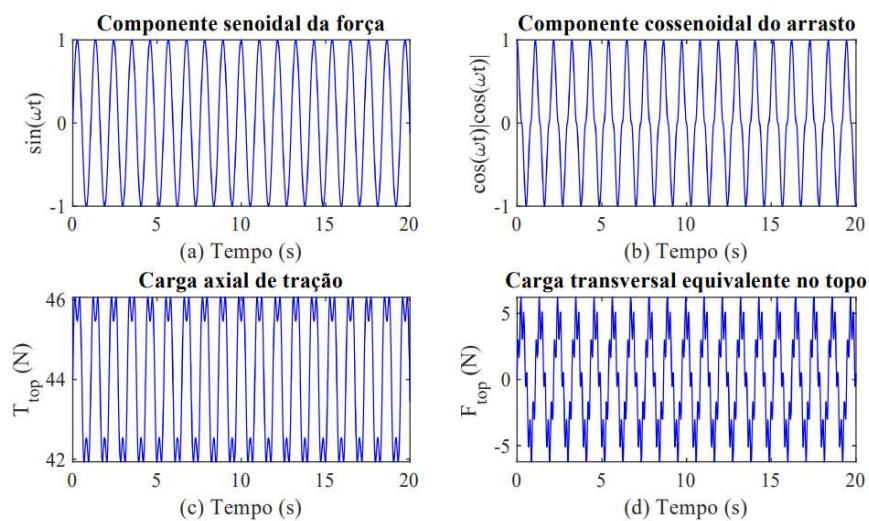


O modelo do tendão é um sistema físico complexo. Evidentemente, são necessárias maiores investigações acerca dos fenômenos envolvidos em seu comportamento dinâmico. Notadamente, a área mais próxima à fixação com o fundo é uma zona com maior suscetibilidade à fadiga. Isso ficou evidenciado em todos os resultados. Contudo, é importante destacar que esse comportamento pode ser válido apenas para o modelo e condições utilizadas. Não foram consideradas as componentes de sustentação e, portanto, o campo de deslocamentos orbital esperado em condições VIV. Uma posição crítica para concentração de tensões é a zona de transição entre o tendão e a plataforma. Zonas de transição entre elementos flexíveis e rígidos tendem a acumular elevados níveis de tensão. Em ambientes de carga cíclica, sem dúvida, este é um ponto crítico para fadiga. É usual, então, utilizar enrijecedores nas zonas de transição. Contudo, esta pesquisa não levou em consideração o estudo da fadiga especificamente na zona de transição.

5.3. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

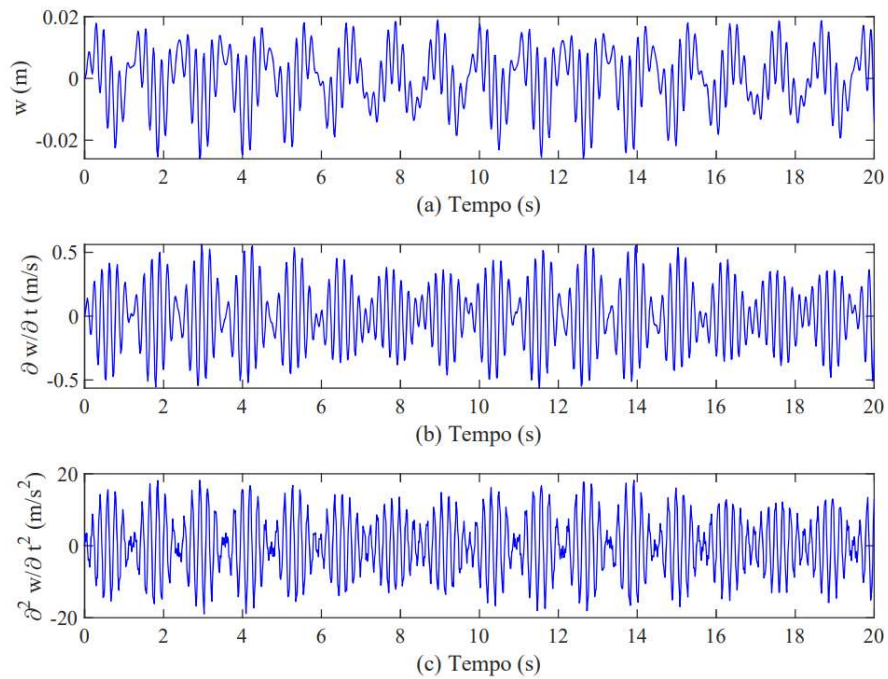
O desempenho do modelo numérico foi avaliado através de um estudo paramétrico de um tendão de ancoragem de sistemas TLP-FOWT sob ação de ondas regulares, onde os parâmetros analisados são aqueles que possivelmente causarão instabilidades. O modelo numérico foi processado sob condições mais críticas à fadiga, avaliadas na campanha experimental. Os parâmetros foram o período de onda de 1,08s e carga axial inicial de aproximadamente 44N. A Figura 47 mostra as séries temporais de carregamentos impostos ao modelo. Foram impostos carregamentos inerciais e de arrasto em linha por intermédio da equação de Morison para cilindros flexíveis. As Figuras 47a e 47b mostram as componentes senoidais e cossenoidais, respectivamente. Também foram impostos uma carga transversal na cota da quilha do flutuador equivalente às forças hidrodinâmicas atuantes nele (Figura 47d) e uma carga axial de tração variável (Figura 47c).

Figura 47. Séries temporais de força. (a) componente senoidal da força; (b) componente cossenoidal do arrasto; (c) carga axial de tração; (d) carga transversal equivalente na quilha do flutuador.



A Figura 48 mostra a série temporal resultante da simulação. Os resultados de deslocamento (Figura 48a), velocidade (Figura 48b) e aceleração (Figura 48c) mostram o comportamento geral não linear do tendão. A variação das componentes de excitações superharmônicas da força transversal equivalente e da carga axial resultou no comportamento dinâmico semelhante ao observado durante os testes experimentais para período de onda de 1,08s.

Figura 48. Séries temporais para simulações no nó referente a posição normalizada $z/L=0,16$ com carta axial de 44,7N e período de onda de 1,08s. (a) série temporal de deslocamento; (b) série temporal de velocidade; (c) série temporal de aceleração.



A variação da componente de arrasto não alterou significativamente os resultados. A desconsideração da força de arrasto resultou em uma alteração na magnitude dos deslocamentos de aproximadamente 1%. Isso indica que a interação onda-tendão foi dominada pelas forças inerciais. Isso é condizente com o esperado para fluxos com número de Keulegan-Carpenter próximos a 5. Para o tendão exposto a ação de ondas com período de 1,08s, o KC foi de 7,43. Embora esteja em uma zona intermediária entre forças inerciais e de arrasto, o valor de KC ficou próximo a zona transitória estabelecida em Patel (1989). Isso significa que o arrasto teve pouca influência nos resultados de deslocamento.

Os efeitos de deslocamento orbital induzidos por componentes de sustentação não foram avaliados. Os valores de coeficiente de arrasto C_D coeficiente de massa adicional C_m foram considerados 1,2 e 1,7 respectivamente.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1. REVISÃO DOS OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Esta pesquisa apresentou um estudo abrangente acerca do comportamento hidrodinâmico e estrutural de um modelo de tendão para utilização em torres eólicas flutuantes do tipo TLP através de uma campanha experimental e simulações numéricas. Os objetivos específicos estabelecidos foram alcançados de forma satisfatória. O modelo experimental mostrou-se eficiente na simulação de um sistema de ancoragem com ondas regulares. Os resultados de extensometria possibilitaram uma análise efetiva do comportamento à fadiga de estruturas dessa natureza. O comportamento dinâmico indicou a possível presença de efeitos não lineares de ordem superior.

A análise do efeito das condições de onda e tração inicial possibilitou a estimativa das combinações críticas à fadiga e posições com maior suscetibilidade de falha por intermédio de curvas S-N e lei de Miner. A análise numérica forneceu dados valiosos que auxiliaram na compreensão dos efeitos das componentes hidrodinâmicas no comportamento estrutural do tendão.

6.2. PRINCIPAIS CONCLUSÕES

Nesta pesquisa, o modelo experimental foi elaborado de forma a subsidiar uma análise do comportamento dinâmico e predição de vida útil à fadiga considerando apenas as componentes hidrodinâmicas na direção do fluxo. Para isso, um núcleo de aço instrumental foi utilizado internamente ao cilindro plástico. O núcleo prismático possui rigidez cerca de 17 vezes superior na direção transversal ao fluxo. Portanto, as componentes de sustentação foram desprezadas e o campo de deslocamentos foi considerado unidimensional. As cargas hidrodinâmicas foram induzidas por ondas regulares gerados por um gerador tipo cunha, no canal de ondas do Laboratório de interação Fluido Estrutura (LIFE/FURG).

As principais conclusões desta pesquisa são:

- a. É possível que os resultados de extensometria para o período de onda de 1,08 segundos tenham indicado a presença de *springing*. Embora maiores investigações sejam necessárias para confirmar a presença desse fenômeno,

os padrões nos sinais sugerem compatibilidade com o padrão descrito na literatura;

- b. Os resultados de fadiga demonstraram uma maior suscetibilidade à falha nas zonas mais próximas ao fundo. As ondas com maiores frequências induziram um acúmulo maior de deformações nas regiões normalizadas 0,16 e 0,33. Ademais, os maiores níveis de cargas axiais impostas induziram aos maiores níveis de deformação nas regiões superiores do tendão, mesmo sob condição de ondas com as menores frequências de oscilação;
- c. Evidentemente, para os níveis de esforços produzidos, o modelo dificilmente falhará por fadiga durante a vida de serviço. Contudo, no ambiente *offshore* os carregamentos são extremamente mais energéticos. No entanto, a metodologia de análise se mostrou uma ferramenta eficiente na análise do comportamento típico de estruturas de ancoragem pré-tensionadas;
- d. O modelo se mostrou eficiente no estudo paramétrico da hidroelasticidade do modelo de tendão. Os resultados numéricos sugeriram que a interação onda-tendão foi fortemente dominada pelas componentes inerciais da força hidrodinâmica para as condições utilizadas. A análise qualitativa do comportamento do sinal de velocidade e aceleração do tendão se mostrou satisfatória, pois foi possível simular o processo não linear observado experimentalmente, embora sejam necessárias maiores investigações acerca das frequências e magnitudes de resposta do tendão em comparação aos resultados experimentais.

Um dos principais desafios enfrentados durante a execução desta pesquisa está relacionado a escassez de estudos experimentais acerca de fadiga de alto ciclo por flexão em sistemas que considerem a interação hidrodinâmica do tendão com a presença do flutuador, simulando uma plataforma flutuante. Os resultados de fadiga aqui apresentados, no entanto, podem ser particulares para o modelo experimental adotado.

Além de apresentar resultados considerados satisfatórios no contexto do comportamento dinâmico, estrutural e de falha por fadiga, a pesquisa levantou questões relevantes que certamente subsidiarão pesquisas futuras na área de fabricação mecânica aliada a integridade estrutural e longevidade de sistemas de geração de energia renovável em ambiente *offshore*.

6.3. TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros:

- Realizar campanha experimental para verificação individualizada do efeito de vibrações induzidas por vórtices na estimativa de vida útil à fadiga de tendões;
- Utilizar modelos numéricos para avaliação da vida útil à fadiga de tendões;
- Realizar simulações de fadiga em juntas soldadas em tendões de sistemas TLP-FOWT;
- Realizar ensaios experimentais considerando a ação de vento e corrente no tanque oceânico do LIFE;
- Realizar análise de fadiga em enrijecedores usuais em zonas de transição entre elementos flexíveis e rígidos do sistema de ancoragem;
- Realizar análise de fadiga para os resultados numéricos.

REFERÊNCIAS

- Arshad, M.; O'Kelly, B. C. Offshore wind-turbine structures: a review. **Proceedings of the Institution of Civil Engineers-Energy**, Percentil Scopus 51%, v. 166, n. 4, p. 139-152, 2013.
- Al-Ghussian, L. Global warming: Review on driving forces and mitigation. **Environmental Progress and Sustainable Energy**, Percentil Scopus 70%, v. 38, pages 13-21, 2018.
- Asim, T.; Islam, S. Z.; Hemmati, A.; Khalid, M. S. U. A Review of Recent Advancements in Offshore Wind Turbine Technology. **Energies**, Percentil Scopus 85%, v. 15, 579, 2022.
- Atcheson, M.; Garrad, A.; Cradden, L.; Henderson, A.; Matha, D.; Nichols, J.; Roddier, D.; Sandberg, J. **Floating Offshore Wind Energy**. Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2016.
- Barooni, M.; Ashuri, T.; Sogut, D. V.; Wood, S.; Taleghani, S. G. Floating offshore wind turbines: Current status and future prospects. **Energies**, Percentil Scopus 85%, v.16, n. 1, p. 2, 2022.
- Bashetty, S.; Ozcelik, S. Review on dynamics of offshore floating wind turbine platforms. **Energies**, Percentil Scopus 85%, v.14, n. 19, 6026, 2021.
- Bassyouni, M.; Gutub, S. A.; Materials selection strategy and surface treatment of polymer composites for wind turbine blades fabrication. **Polymers and Polymer Composites**, Percentil Scopus 56%, v. 21, n. 7, 2013.
- Bathe, K. J. **Finite Element Procedures in Engineering Analysis**. Nova Jersey: Prentice-Hall, 1982.
- Bilgili, M.; Yasar, A.; Simsek, E. Offshore wind power development in Europe and its comparison with onshore counterpart. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Percentil Scopus 97%, v. 15, p. 905-915, 2011.
- Breton, S. P.; Moe, G. Status, plans and technologies for offshore wind turbines in Europe and North America. **Renewable Energy**, Percentil Scopus 92%, v. 34, pages 646-654, 2008.

Bureau Veritas. **NR 578 DT R00 E – Rules for the Classification of Tension Leg Platforms (TLP)**, Bureau Veritas, 2012

Cao, Q.; Xiao, L.; Cheng, Z.; Liu, M.; Wen, B. Operational and extreme responses of a new concept of 10MW semi-submersible wind turbine in intermediate water depth: An experimental study. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 217, 108003, 2020.

Chakrabarti, S. K. **Hydrodynamics of Offshore Structures**. v. 1. Londres: Computational Mechanics Publications, 1987.

Chakrabarti, S. K. **Nonlinear Methods in Offshore Engineering**. New York: Elsevier, 1990.

Chandrasekaran, S.; Rao, G. S. Postulated Tendon Failure of Offshore Triceratops. **Journal of Marine Science and Application**, Percentil Scopus 58%, v. 23, p. 182-200, 2024.

Chaplin, J. R.; Bearman, P. W.; Huarte, F. J.; Pattenden, R. J. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current. **Journal of Fluids and Structures**, Percentil Scopus 82%, v. 21, 45352, 2005.

Cheng, S.; Yu, Y.; Yu, J.; Wu, J.; Li, Z.; Huang, Z. Mechanistic research on the complex motion response of a TLP under tendon breakage. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 240, 109984, 2021.

Chew, K. H.; Ng, E. Y. K.; Tai, K.; Muskulus, M.; Zwick, D. Offshore wind turbine jacket substructure: a comparison study between four-legged and three-legged designs. **Journal of Ocean and Wind Energy**, Percentil Scopus N/A, v. 1, n. 2, p. 74-81, 2014.

Chuang, T.C.; Yang, W.H.; Yang, R.Y. Experimental and numerical study of a barge-type FOWT platform under wind and wave load. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 230, 109015, 2021.

Chung, W. C.; Pestana, G. R.; Kim, M. Structural health monitoring for TLP-FOWT (floating offshore wind turbine) tendon using sensors. **Applied Ocean Research**, Percentil Scopus 90%, v. 113, 102740, 2021.

Clough, R. W.; Penzien, J. **Dynamics of Structures**. Ed 3. Berkeley: Computers & Structures, 2003.

Cui, W.; Fu, S.; Hu, Z. **Encyclopedia of Ocean Engineering**, Springer, 2022

de Vries, W. Final Report WP 4.2: Support Structure Concepts for Deep Water. Technical Report UpWind. Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2011.

Dean, R. G.; Dalrymple, R. A. **Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists**, World Scientific. Advanced Series on Ocean Engineering, v. 2, 1991

Díaz, H.; Soares, C. G. Review of the current status, technology and future trends of offshore wind farms. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 209, 107381, 2020.

DNV GL. **DNV-OS-C105. Structural design of TLPs - LRFD method**, DNV, 2021

DNV GL. **DNV-RP-C203. Fatigue Design of Offshore Steel Structures**, DNV, 2017.

Esteban, M. D.; Diez, J. J.; López, J. S.; Negro, V. Why offshore wind energy? **Renewable Energy**, Percentil Scopus 92%, v. 36, p. 444-450, 2011.

Esteban, M. D.; López-Gutiérrez, J. -S.; Negro, V. Gravity-Based Foundations in the Offshore Wind Sector. **Journal of Marine Science and Engineering**, Percentil Scopus 66%, v. 7, 64, 2019.

Etube, L. S. **Fatigue and Fracture Mechanics of Offshore Structures**. Engineering Research Series, v. 9. Wiley, 2001.

Faltinsen, O. M. **Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles**. New York: Cambridge University Press, 2005.

Faltinsen, O. M. Sea Loads on Floating Offshore Systems. In: Offshore Technology Conference, 25, 1993, Houston. **Proceedings**, Houston: Offshore Technology Conference, 1993.

Gaidai, O.; Xu, J.; Hu, Q.; Xing, Y.; Zhang, F. Offshore tethered platform springing response statistics. **Scientific Reports**, Percentil Scopus 92%, v. 12, 21182, 2022.

Gordon, R. B.; Brown, M. G.; Allen, E. M. Mooring Integrity Management: A State-of-the-Art Review. In: Offshore Technology Conference, Texas, EUA, 2014

Ha, H. -Y.; Lee, T. -H.; Bae, J. -H.; Chun, D. W. Molybdenum effects on pitting corrosion resistance of FeCrMnMoNC austenitic stainless steels. **Metals**, Percentil Scopus 76%, v. 8, 653, 2018.

Hand, B.; Chasman, A. A review on the historical development of the lift-type vertical axis wind turbine: From onshore to offshore floating application. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 38, 100646, 2020.

Heo, T.; Liu, D. P.; Manuel, L.; Correia, J. A. F. O.; Mendes, P. Assessing Fatigue Damage in the Reuse of a Decommissioned Offshore Jacket Platform to Support a Wind Turbine. **Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, Percentil Scopus 66%, v. 145, 2023.

Hmedi, M.; Uzunoglu, E.; Medina-Manuel, A.; Mas-Soler, J.; Vittori, F.; Pires, O.; Azcona, J.; Souto-Iglesias, A.; Soares, C. G. Experimental Analysis of CENTEC-TLP Self-Stable Platform with a 10 MW Turbine. **Journal of Marine Science and Engineering**, Percentil Scopus 66%, v. 10, 1910, 2022.

Hu, D.; Deng, L.; Zeng, L. Study on the Aerodynamic Performance of Floating Offshore Wind Turbine Considering the Tower Shadow Effect. **Processes**, Percentil Scopus 60%, v. 9, 1047, 2021.

Huse, E.; Utnes, T. Springing Damping of Tension Leg Platforms. In: Offshore Technology Conference, 26, 1994, Houston. **Proceedings**, Houston: Offshore Technology Conference, 1993.

IBAMA. Mapas de Projetos em Licenciamento - Complexos Eólicos Offshore. Acesso em 24 de outubro de 2023, 2023, Disponível em: <https://www.gov.br/ibama/pt-br>

IEA. Capacidade de Energia Eólica no Cenário Net Zero, 2010-2030. Acesso em 24 de outubro de 2023, 2022, Disponível em: <https://www.iea.org/>

IEA. Wind. Acesso em 23 de outubro de 2023, 2023, Disponível em: <https://www.iea.org/>

IEA. World Energy Investment 2023. Acesso em 25 de outubro de 2023, 2023, Disponível em: <https://www.iea.org/>

IRENA. Renewable power generation costs in 2018. Abu Dhabi: International Renewable Agency, 2019.

Javaid, U.; Khan, Z. M.; Khan, M. B.; Bassyouni, M.; Abdel-Hamid, S. M. –S.; Abdel-Aziz, M. H.; ul Hasan, S. W. Fabrication and thermo-mechanical characterization of glass fiber/vinyl ester wind turbine rotor blade. **Composites Part B**, Percentil Scopus 99%, v. 91, p. 257-266, 2016.

Jiang, Z. Installation of offshore wind turbines: A technical review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Percentil Scopus 97%, v. 139, 110576, 2021.

Jonkman, J. M.; Matha, D. Dynamics of offshore floating wind turbines - analysis of three concepts. **Wind Energy**, Percentil Scopus 78%, v.14, n. 4, p. 557-569, 2011.

Khalak, A.; Williamson, C. H. K.. Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping. **Journal of Fluids and Structures**, Percentil Scopus 82%, v.10, p.455-472, 1996.

Lefebvre, S.; Collu, M. Preliminary design of a floating support structure for a 5 MW offshore wind turbine. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 40, p. 15-26, 2012.

Li, J.; Guo, Y.; Lian, J.; Wang, H. Mechanisms, assessments, countermeasures, and prospects for offshore wind turbine foundation scour research. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v.281, 114893, 2023.

Low, Y. M. Frequency domain analysis of a tension leg platform with statistical linearization of the tendon restoring forces. **Marine Structures**, Percentil Scopus 90%, v. 22, p. 480-503, 2009.

Lu, F.; Long, K.; Zhang, C.; Zhang, J.; Tao, T. A novel design of the offshore wind turbine tripod structure using topology optimization methodology. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 280, 114607, 2023.

Ma, H.; Yang, J. A novel hybrid monopile foundation for offshore wind turbines. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 198, 106963, 2020.

Madsen, F. J.; Nielsen, T. R. L.; Kim, T.; Bredmose, H.; Pegalajar-Jurado, A.; Mikkelsen, R. F.; Lomholt, A. K.; Borg, M.; Mirzaei, M.; Shin, P. Experimental analysis of the scaled DTU10MW TLP floating wind turbine with different control strategies. **Renewable Energy**, Percentil Scopus 92%, v. 155, p. 330-346, 2020.

Massel, S. R. **Ocean Surface Waves: Their Physics and Prediction**. 3 ed. Advanced Series in Ocean Engineering, v. 45. World Scientific Publishing, 2018.

Mei, X.; Xiong, M. Effects of second-order hydrodynamics on the dynamic responses and fatigue damage of a 15 MW floating offshore wind turbine. **Journal of Marine Science and Engineering**, Percentil Scopus 66%, v. 8, p. 319-330, 2021.

Meng, H.; Liu, Y.; Tian, D.; Long, K.; Su, Y.; Li, B.; Sun, K. A novel conceptual design of a semi-submersible foundation for a 15 MW floating wind turbine. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 294, 116726, 2024.

Mercier, J. A.; Branch, D. W.; Vories, D. W.; Marr, T. O. Design Of The Hutton TLP. In: Offshore Technology Conference, Singapura, 1982

Muehlner, E.; Banumurthy, S.; Murray, J. Effect of high-frequency response on TLP tendon fatigue. In: International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 31, 2012, Rio de Janeiro. **Proceedings**, Rio de Janeiro: ASME, 2012.

Musial, W.; Butterfield, S.; Ram, B. Energy from Offshore Wind. In: Offshore Technology Conference. OTC, 2006.

Naess, A. The Effect of Springing Response of a TLP on Tether Fatigue. **Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, percentil Scopus 66%, v. 118, p. 169-173, 1996.

Nia, H. M.; Aghakouchak, A. A. Evaluating frequency domain methods for fatigue analysis of fixed jacket type offshore platform. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 246, 110233, 2022.

Oguz, E.; Clelland, D.; Day, A. H.; Incecik, A.; López, J. A.; Sánchez, G.; Almeria, G. G. Experimental and numerical analysis of a TLP floating offshore wind turbine. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 147, p. 591-605, 2018.

Ojo, A.; Collu, M.; Coraddu, A. Multidisciplinary design analysis and optimization of floating offshore wind turbine substructures: A review. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v. 266, 112727, 2022.

Païdoussis, M. P.; Price, S. J.; de Langre, E. **Fluid-Structure Interactions: Cross-Flow-Induced Instabilities**, Academic Press, 2011

Païdoussis, M.; Price, S. J.; de Langre, E. **Fluid-Structure Interactions: Cross-Flow-Induced Instabilities**. New York: Cambridge University Press, 2010.

Patel, M. H. **Dynamics of Offshore Structures**, Elsevier. Ed. 1, 1989

Pinto, W. T.; Levi, C. A. On the fluid structure interaction of free hanging marine risers. In: Hydroelasticity in Marine Technology. Proceedings

Pook, L. P. **The Role of Crack Growth in Metal Fatigue**. London: Metals Society, 1983.

Price, S. J.; Figueira, R. B. Corrosion Protection Systems and Fatigue Corrosion in Offshore Wind Structures: Current Status and Future Perspectives. **Coatings**, Percentil Scopus 64%, v.7, 25, 2017.

Prislin, I.; Maroju, S. Mooring Integrity and Machine Learning. In: Offshore Technology Conference, Texas, EUA, 2017

Ren, Y.; Shi, W.; Venugopal, V.; Zhang, L.; Li, X. Experimental study of tendon failure analysis for a TLP floating offshore wind turbine. **Applied Energy**, Percentil Scopus 99%, v.358, 122633, 2024.

Rongé, E.; Peyard, C.; Venugopal, V.; Benoit, M. Experimental evaluation of nonlinear engineering approaches to model the springing and ringing responses of floating offshore wind TLPs. In: International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, 39, 2024, St Andrews, **Proceedings**, St Andrews: International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, 2024.

Rongé, É.; Peyard, C.; Venugopal, V.; Xiao, Q.; Johanning, L.; Beoint, M. Evaluation of second and third-order numerical wave-loading models for floating offshore wind TLPs. *Ocean Engineering*, v. 288, 116064, 2023.

Sarpkaya, T. **Wave Forces on Offshore Structures**. New York: Cambridge University Press, 2010.

Sawaragi, T. Coastal Engineering - **Waves, Beaches, Wave-Structures Interactions**, **Elsevier**. Developments in Geotechnical Engineering, ed. 1, v. 78, 1995

Spong, R.; Sheppard, R.; Gallagher, D. **Integrity Management Process of Tension Leg Platforms**, Energo Engineering Project, 2018

Srinivas, A.; Robertson, B.; Gadasi, J. B.; Lomónaco, P.; Ilzarbe, J. M. B. Impact of Limited Degree of Freedom Drag Coefficients on a Floating Offshore Wind Turbine Simulation. **Journal of Marine Science and Engineering**, Percentil Scopus 66%, v.11, 139, 2023.

Sumer, B. M.; Fredsoe, J. **Hydrodynamics Around Cylindrical Structures**, World Scientific. Advanced Series on Ocean Engineering, v. 26, 2006

Tabeshpour, M. R.; Ahmadi, A.; Malayjerdi, E. Investigation of TLP behavior under tendon damage. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v.156, p. 580-595, 2018.

Tekumalla, V. R.; Yang, C. Design, fabrication, delivery and installation of tlp tendons for southeast Asia. In: Offshore Technology Conference Asia, Kuala Lumpur, Malasia, 2014

Tjiu, W.; Marnoto, T.; Mat, S.; Ruslan, M. H.; Sopian, K. Darrieus vertical axis wind turbine for power generation II: Challenges in HAWT and the opportunity of multi-megawatt Darrieus VAWT development. **Renewable Energy**, Percentil Scopus 92%, v. 75, p. 560-571, 2015.

Van Kessel, J.L.F. **Aircushion Supported Mega-Floaters**. Tese de doutorado – departamento de engenharia offshore e hidromecânica de navios, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2010.

Vinhoza, A.; Schaeffer, R. Brazil's offshore wind energy potential assessment based on a spatial multi-criteria decision analysis. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Percentil Scopus 97%, v.146, 111185, 2021.

Waisman, F.; Gurley, K.; Grigoriu, M.; Kareem, A. Non-Gaussian Model for Ringing Phenomena in Offshore Structures. **Journal of Engineering Mechanics**, percentil Scopus 79%, v. 128, n. 7, 2002.

Wang, X.; Zeng, X.; Li, J.; Yang, X.; Wang, H. A review on recent advancements of substructures for offshore wind turbines. **Energy Conversion and Management**, Percentil Scopus 98%, v.158, p. 103-119, 2018.

Wiser, R. et al., 2011. Wind Energy in IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation, Cambridge and New York: Cambridge University Press.

Wu, H.; Zhao, Y.; He, Y.; Shao, Y.; Mao, W.; Han, Z.; Huang, C.; Gu, X.; Jiang, Z. Transient response of a TLP-type floating offshore wind turbine under tendon failure conditions. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v.220, 108486, 2021.

Xie, -H. S.; Zhao, -S. Y.; He, -P. Y.; Shao, -L. Y.; Han, -L. Z.; Huang, C.; Gu, -L. X. Prediction of springing-induced extreme responses of a TLP-type floating wind turbine. In: International Ocean and Polar Engineering Conference, 30, 2020, Shanghai. **Proceedings**, Shangai: ISOPE – International Society of Offshore and Polar Engineering, 2020.

Xu, K.; Larsen, K.; Shao, Y.; Zhang, M.; Gao, Z.; Moan, T. Design and comparative analysis of alternative mooring systems for floating wind turbines in shallow water with emphasis on ultimate limit state design. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v.219, 108377, 2021a.

Zaaijer, M. **Design Considerations for Offshore Wind Farms**. Offshore Wind Farms Design. (Lectures course). Delft University of Technology, 2008.

Xu, W.; Zhang, S.; Ma, Y.; Liu, B.; Wang, J. A study on the FIV hydrodynamic force coefficients of two staggered flexible cylinders via na inverse method. **Ocean Engineering**, Percentil Scopus 87%, v.219, 108272, 2021b.

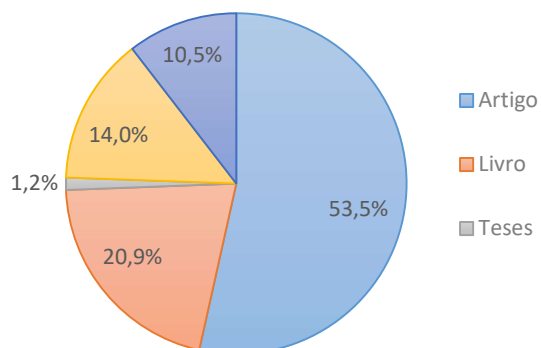
Yeter, B.; Garbatov, Y.; Soares, C. G. **Analysis and Design of Marine Structures - Fatigue reliability of an offshore wind turbine supporting structure accounting for inspection and repair**, p. 737-747, CRC Press, 2015.

Yeter, B.; Garbatov, Y.; Soares, C. G. Risk-based multi-objective optimisation of a monopile offshore wind turbine support structure. In: Proceedings of the 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE2017, Trondheim, Norway, 2017.

Zhou, B. Z.; Wu, G. X. Resonance of a tension leg platform exited by third-harmonic force in nonlinear regular waves. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematica, Physical and Engineering Science**, Percentil Scopus 99%, v. 373, 20140105, 2015.

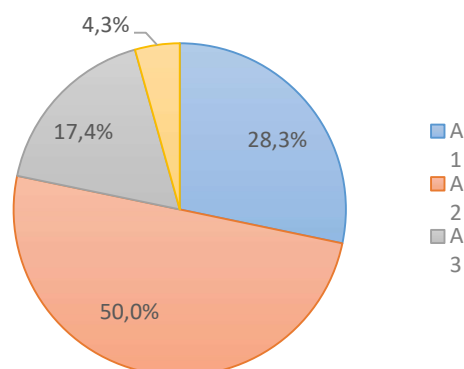
POR ESTRATO

Distribuição Bibliográfica por Estrato



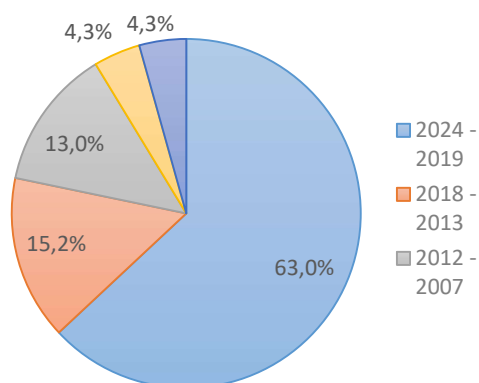
POR QUALIS

Distribuição Bibliográfica por Qualis



POR DATA DE PUBLICAÇÃO DOS ARTIGOS

Distribuição Bibliográfica por Data



APÊNDICE A – ACESSO A MÍDIAS DIGITAIS

Os arquivos digitais desta pesquisa encontram-se em uma pasta compartilhada para que o leitor tenha acesso em boa resolução. Para acessá-la, há duas maneiras: ou através do link ou através do escaneamento do código QR.

- Link para acesso a pasta de arquivos digitais:

<https://drive.google.com/drive/folders/1HZCh9WRe0sj3Senoi9nRRnL-RJyu7jD9?usp=sharing>

- Código QR para acesso a pasta de arquivos digitais:



APÊNDICE B – SÉRIES TEMPORAIS DE ELEVAÇÃO

Figura 49. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 9,76s

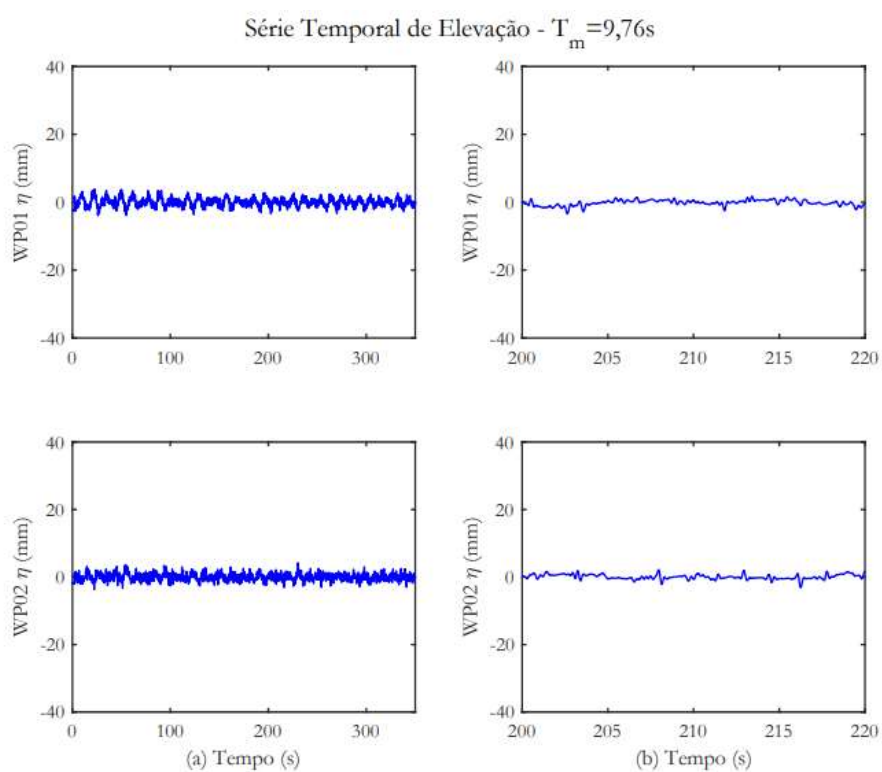


Figura 50. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 4,88s

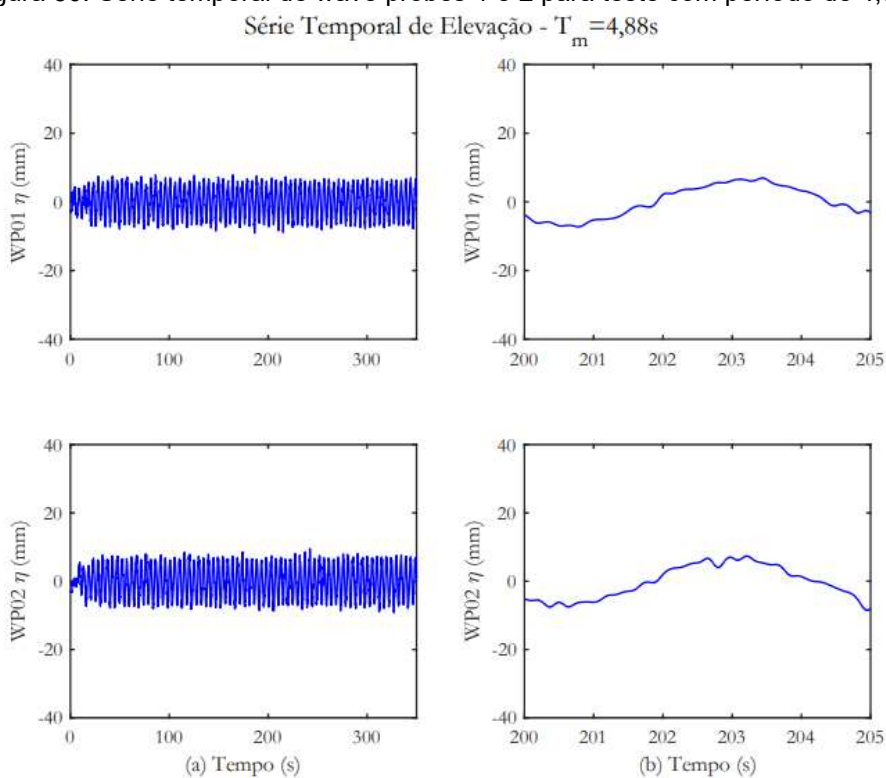


Figura 51. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 3,25s

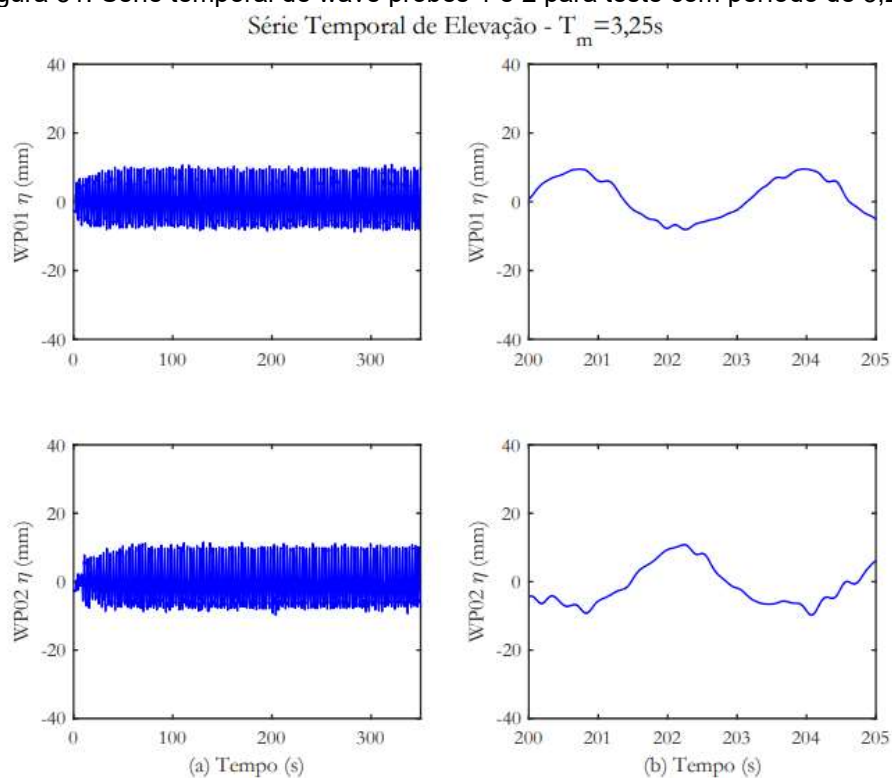


Figura 52. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 2,44s

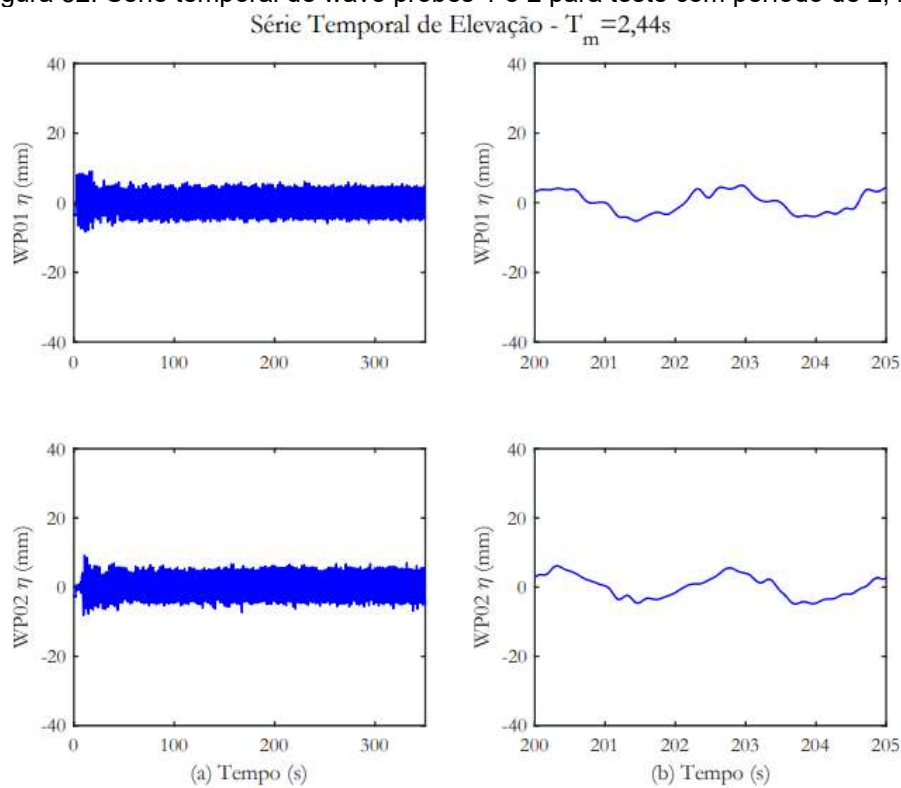


Figura 53. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,95s

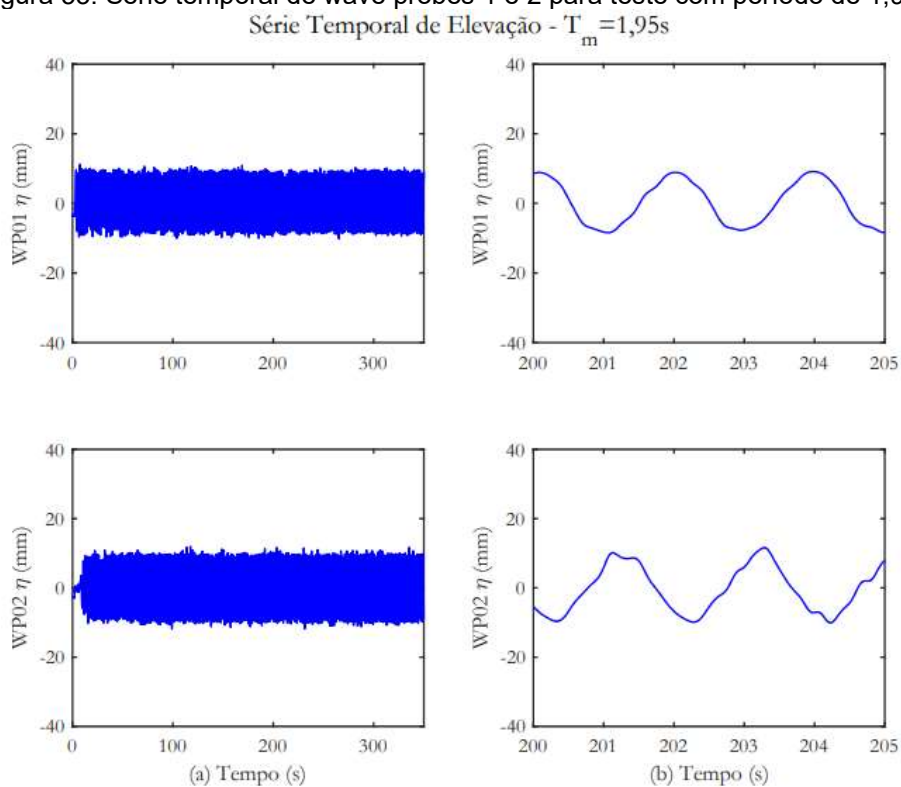


Figura 54. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,63s

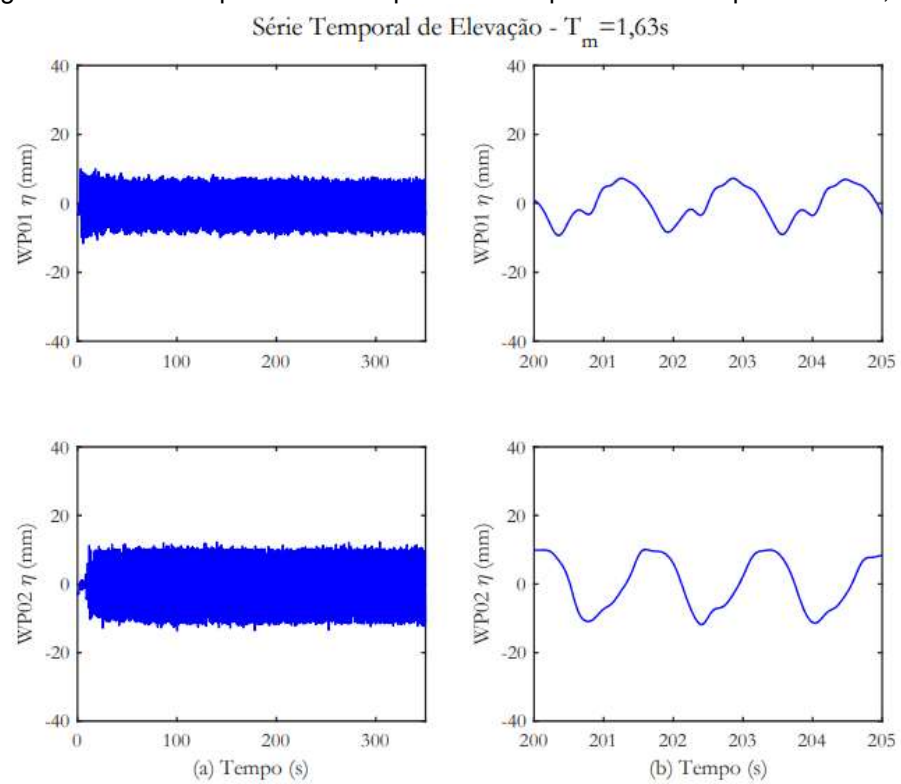


Figura 55. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,39s

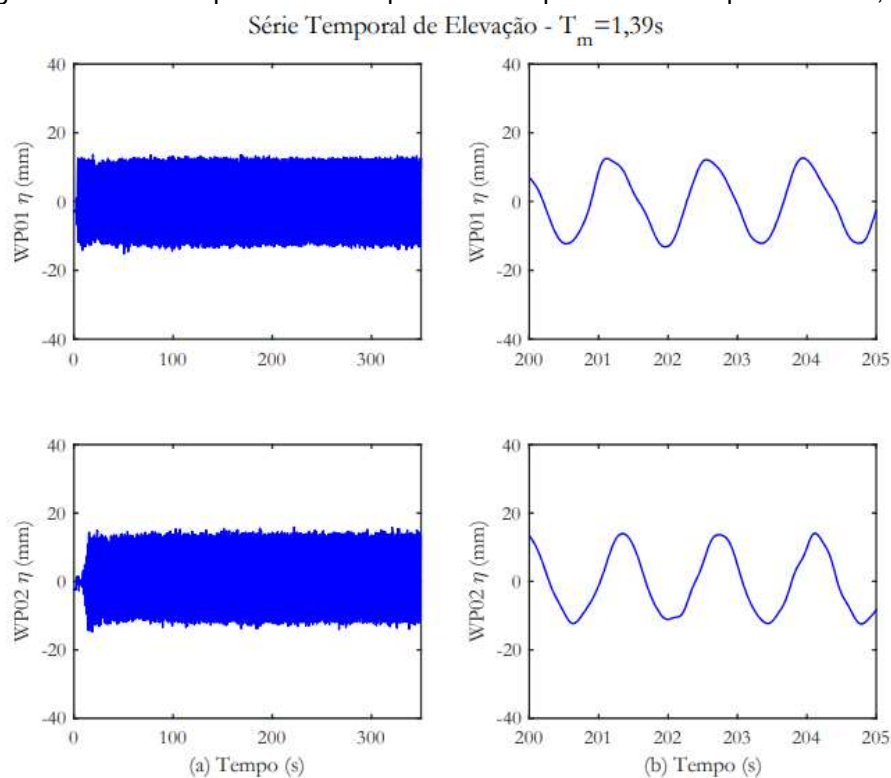


Figura 56. Série temporal de wave probes 1 e 2 para teste com período de 1,22s

