

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

RAFAEL D'AMARO CHIARA

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO FATOR DE AMORTECIMENTO VISCOSO EM
AMOSTRAS DE LINHAS OCEÂNICAS COM DIFERENTES COMPRIMENTOS

Joinville
2024

RAFAEL D'AMARO CHIARA

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO FATOR DE AMORTECIMENTO VISCOSO EM
AMOSTRAS DE LINHAS OCEÂNICAS COM DIFERENTES COMPRIMENTOS

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Naval do Centro Tecnológico de Joinville da
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. André Luis Condino Fugarra

Joinville
2024

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Chiara, Rafael D'Amaro
Avaliação experimental do fator de amortecimento viscoso
em amostras de linhas oceânicas com diferentes comprimentos
/ Rafael D'Amaro Chiara ; orientador, André Luis Condino
Fujarra, 2024.
57 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville,
Graduação em Engenharia Naval, Joinville, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia Naval. 2. VIV. 3. Linhas oceânicas. 4.
Experimento. 5. ASTM E 1876. I. Fujarra, André Luis
Condino. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Graduação em Engenharia Naval. III. Título.

RAFAEL D'AMARO CHIARA

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO FATOR DE AMORTECIMENTO VISCOSO EM
AMOSTRAS DE LINHAS OCEÂNICAS COM DIFERENTES COMPRIMENTOS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 06 de dezembro de 2024.

Banca Examinadora:

Orientador: Dr. André Luis Condino Fugarra
Orientador(a)
Presidente

Eng. Aline Leal de Lima Gontarski
Membro(a)
Universidade de São Paulo

Dr. Felipe Klein Fiorentin
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a meus avós, em especial ao meu avô Eng. Eletrônico William Otavio D'Amaro.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Denise de Paula D'Amaro e Antônio Flavio Chiara Junior, pela vida e todos os ensinamentos acerca do homem que hoje sou.

Agradeço a minha, neste momento, noiva, Leticia Vasconcelos, por todo o apoio em minha trajetória acadêmica, aperfeiçoamento pessoal e todo amor em nossa relação.

Agradeço ao meu orientador de Pesquisa e Desenvolvimento, bem como TCC, Prof. Dr. André Luis Condino Fugarra, e ao Grupo de Pesquisa em Interação Fluido Estruturas (FSIRG) por todo os ensinamentos e aprendizados sobre a vida acadêmica.

Agradeço ao meu amigo, Prof Dr. Thiago Fiorentin, pelos momentos de desabafo e conhecimentos acerca do grande mundo das vibrações mecânicas.

Por fim, agradeço aos meus amigos do Flores: Cristian Piehowiak, Henrique Zaith (Zaitas), Ítalo Barrilari (Senninha), João Pedro Anuto (Pipa/JP/Vacilão), Pedro Maroldi (Pedrinho), Rojer Barela e Vitor Catão (Big Catas) por terem sido o melhor grupo de amigos que eu poderia ter.

Agradeço a Petróleo Brasileiro S.A. (Petrobras) pelas amostras de *riser* e umbilical disponibilizadas e pelo financiamento do projeto de pesquisa que originou este trabalho.

Guardo todos vocês em meu coração.

"Mas se ergues da justiça a clava forte, verás que um filho teu não foge à luta, nem teme, quem te adora, a própria morte."(Do Hino Nacional Brasileiro. Letra por Joaquim Osório Duque Estrada, 1922).

RESUMO

A crescente demanda global por petróleo e gás, aliada ao aumento da exploração em águas profundas, torna essencial o desenvolvimento de ferramentas para garantir a segurança e eficiência das operações *offshore*. Nesse contexto, *risers* e cabos umbilicais desempenham papéis críticos ao conectar a infraestrutura submarina às plataformas de produção. Essas estruturas estão sujeitas a vibrações induzidas por vórtices (VIV), interação fluido-estrutural que gera forças periódicas capazes de fletir a estrutura de forma cíclica. De todos os parâmetros modais, o amortecimento é o mais complexo de se obter ou estimar. Em vistas disso, foram conduzidos experimentos em linhas maiores que 2m com o objetivo de avaliar o comportamento do fator de amortecimento em função do aumento do comprimento da linha, juntamente com simulações numéricas baseadas nos experimentos para avaliação das frequências naturais. Os resultados de amortecimento se mantiveram na mesma ordem de grandeza no aumento do comprimento, denotando que a metodologia se faz suficiente para linhas de até 10m. As simulações nas linhas curtas e médias se mostraram aderentes com erros na ordem de 5%, nas linhas longas já houveram erros mais significativos, indicando que a simulação em elemento de viga não consegue representar os fenômenos que ocorrem nas linhas com o aumento de comprimento, como escorregamento e acomodação entre as camadas, por exemplo.

Palavras-chave: VIV. Linhas oceânicas. Experimento. ASTM E 1876. Vibrações.

ABSTRACT

The growing global demand for oil and gas, combined with the increase in deepwater exploration, makes it essential to develop tools to ensure the safety and efficiency of offshore operations. In this context, risers and umbilical cables play critical roles in connecting subsea infrastructure to production platforms. These structures are subject to vortex-induced vibrations (VIV), a fluid-structural interaction that generates periodic forces capable of flexing the structure in a cyclical manner. Among all modal parameters, damping is the most complex to obtain or estimate. To address this, experiments were conducted on longer lines to evaluate the behavior of the damping factor as the line length increased, alongside numerical simulations based on the experiments to assess natural frequencies. The damping results remained in the same order of magnitude as the length increased, indicating that the methodology is sufficient for lines up to 10 m. The simulations on the short and medium lines proved to be adherent with errors in the order of 5%, on the long lines there were more significant errors, indicating that the beam element simulation cannot represent the phenomena that occur along the lines with an increase in length, such as slippage and accommodation between the layers, for example.

Palavras-chave: VIV. Offshore lines. Experiment. ASTM E 1876. Vibration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama de <i>Riser Steel Catenary</i>	17
Figura 2 – Seção transversal típica de um <i>riser</i> flexível	17
Figura 3 – Seção transversal típica de uma linha umbilical	19
Figura 4 – Esquemático de posicionamento do umbilical	20
Figura 5 – Comparação entre movimentos com tipos diferentes de amortecimento	21
Figura 6 – Curva de resposta harmônica mostrando pontos de meia potencia e largura de banda	22
Figura 7 – Viga simplesmente apoiada (a) sujeita a carga dinâmica e (b) Forças atuantes no elemento infinitesimal	23
Figura 8 – Três primeiros modos de vibrar viga simplesmente apoiada	26
Figura 9 – Dois modos de vibrar de uma mesma viga	27
Figura 10 – Esquemático de ensaio segundo a norma ASTM E 1876-22	30
Figura 11 – Umbilical curto	32
Figura 12 – Amostras de <i>riser</i> e umbilical médios e longos preparados para análise	33
Figura 13 – Equipamentos utilizados	34
Figura 14 – Planos de impactação	35
Figura 15 – Esquemático da montagem no software Brüel & Kjær para o plano vertical	35
Figura 16 – Etapas de experimentos de uma rodada de análise em um plano.	36
Figura 17 – Curvatura umbilical médio	38
Figura 18 – Aparato de captura das coordenadas das linhas longas	39
Figura 19 – Modos de vibrar <i>riser</i> médio	41
Figura 20 – Amortecimento <i>riser</i> - modo 1	42
Figura 21 – Amortecimento <i>riser</i> - modo 2	43
Figura 22 – Amortecimento umbilical - modo 1	43
Figura 23 – Amortecimento umbilical - modo 2	44
Figura 24 – Modos de vibrar <i>riser</i> médio	45
Figura 25 – Modos de vibrar <i>riser</i> médio	49
Figura 26 – Modos de vibrar Umbilical médio	49
Figura 27 – Modos de vibrar Umbilical longo	50
Figura 28 – Modos de vibrar <i>riser</i> longo	50
Figura 29 – Modelagem umbilical médio	51
Figura 30 – Modelagem <i>riser</i> longo	51
Figura 31 – Modelagem umbilical longo	52
Figura 32 – Modos de vibrar umbilical curto	53

Figura 33 – Modos de vibrar umbilical médio	53
Figura 34 – Modos de vibrar <i>riser</i> médio	54
Figura 35 – Modos de vibrar umbilical longo	54
Figura 36 – Modos de vibrar <i>riser</i> longo	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados obtidos por Fugarra et al. (2024) para uma amostra de <i>riser</i> ensaiado no ar e na água	30
Tabela 2 – Resultados experimentais da dissecação realizada em Fugarra et al. (2024)	31
Tabela 3 – Informações das amostras ensaiadas	32
Tabela 4 – Frequência e amortecimento experimental das linhas curtas	40
Tabela 5 – Frequência e amortecimento experimentais das linhas médias	40
Tabela 6 – Frequência e amortecimento experimentais das linhas longas	40
Tabela 7 – Propriedades do material equivalente utilizado nas simulações	44
Tabela 8 – Comparação entre frequência experimental e numérica nas linhas curtas	45
Tabela 9 – Comparação entre frequência experimental e numérica nas linhas médias	45
Tabela 10 – Comparação entre frequência experimental e numérica nas linhas longas	45
Tabela 11 – Parâmetros de simulação	52

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Amplitude da oscilação [m]
$Y(t)$	Amplitude dependente do tempo [m]
A_{sec}	Área da seção transversal [m^2]
p	Carregamento da viga [N]
ν	Coefficiente de Poisson [–]
a_0	Coefficiente de proporcionalidade de massa de Reyleigh [–]
a_1	Coefficiente de proporcionalidade de rigidez de Reyleigh [–]
L_{rod}	Comprimento da barra [mm]
l_e	Comprimento do elemento de viga [m]
c	Constante de amortecimento viscoso [$N\ s/m$]
D_{rod}	Diâmetro da barra [mm]
ϕ	Fase de oscilação [Hz]
ζ	Fator de amortecimento [–]
T_1'	Fator de correção fundamental do modo de flexão para uma barra finita de seção circular [–]
v	Flecha da viga [m]
V	Força cortante [N]
f_I	Força inercial resultante [N]
f_n	Frequência natural [Hz]
f_d	Frequência natural amortecida [Hz]
ω_n	Frequência natural angular [rad/s]
ω_d	Frequência natural angular amortecida [rad/s]
f_f	Frequência natural de primeiro modo da barra em flexão [Hz]
$\phi(x)$	Função do modo de vibrar [m]

m	Massa do corpo analisado, podendo ser em sistema massa-mola [kg]
m_{rod}	Massa da barra [g]
ρ	Massa específica do material [kg/m ³]
K_e	Matriz de rigidez do elemento de viga [N/m]
E	Módulo de Young [GPa]
I_{sec}	Momento de inércia de área da seção transversal [m ⁴]
M	Momento fletor da viga [N m]
x	Posição [m]
t	Tempo [s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVO	15
1.1.1	Objetivo Geral	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1	RISER E UMBILICAL	16
2.1.1	Riser	16
2.1.2	Umbilical	18
2.2	AMORTECIMENTO VISCOSO	20
2.3	VIBRAÇÕES MECÂNICAS EM VIGAS	22
2.3.1	Ortogonalidade dos modos de vibrar	26
2.3.2	Vibração flexional desacoplada de viga amortecida	27
2.4	NORMA ASTM E 1876	28
2.5	METODOLOGIA PROPOSTA EM FUJARRA ET AL. (2024)	30
3	MÉTODO	32
3.1	MATERIAIS	32
3.2	EXPERIMENTO	34
3.3	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	36
3.3.1	Modelagem CAD das vigas equivalentes	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	40
5	CONCLUSÕES	47
	REFERÊNCIAS	48
	APÊNDICE A - Formas modais experimentais das linhas	49
	APÊNDICE B - Modelagem CAD e parâmetros adicionais para as simulações	51
	APÊNDICE C - Modos de vibrar numéricos	53

1 INTRODUÇÃO

A demanda global por petróleo deve se intensificar nos próximos quatro anos com um aumento de 10,6% no ano de 2028 em relação a 2022, aponta a projeção do relatório anual da Organização dos Países Exportadores de Petróleo – OPEC (ORGANIZATION OF THE PETROLEUM EXPORTING COUNTRIES, 2023). Este crescimento denota a importância dos estudos que possibilitem e aumentem a segurança das operações.

No contexto brasileiro, em 2023, a empresa estatal Petrobras obteve um aumento na produção no pré-sal de 10% e, 4% no contexto total de produção quando comparado com 2022 (Petrobras, 2023). De forma a evidenciar a produção *offshore*, a Petrobras possuía 94% da produção total de petróleo em reservatórios em águas profundas e ultraprofundas em 2023 (Petrobras, 2023), isto deixa evidente a importância das pesquisas e desenvolvimento de ferramentas de projetos de linhas oceânicas.

Para a produção de petróleo são necessários um conjunto diversos de equipamentos e dispositivos auxiliares, sendo os cabos umbilicais e *risers* os mais importantes. *Risers* são tubulações que, segundo Det Norske Veritas (2000), conectam um oleoduto às instalações na superfície e umbilicais são combinações de cabos elétricos, fibra óptica e afins para funcionamento dos sistemas *offshore* (Bai; Bai, 2019).

As linhas oceânicas estão sujeitas à cargas dinâmicas oriundas da movimentação da plataforma na superfície livre e correntes marítimas em seu tempo de vida em operação. Devido a estas cargas cíclicas que as linhas sofrem, principalmente por conta de interações fluido estruturais como a vibração induzida por vórtices (VIV), o principal modo de falha é a fadiga.

Segundo Fajarra et al. (2024), dentre os parâmetros da dinâmica das linhas, o mais complexo de se estimar é o amortecimento. Em vistas disso, Fajarra et al. (2024) propuseram uma metodologia experimental para estimar o amortecimento com base na norma ASTM E 1876(2022). Nesta metodologia, análises modais de impactação são realizadas subsequentemente em cada camada após a remoção da camada anterior, capturando a frequência, a forma modal e o amortecimento.

Para o presente trabalho, será apenas considerada a amostra integral, ou seja sem a remoção das camadas, para avaliação se a metodologia e a montagem do experimento proposto em Fajarra et al. (2024) pode ser extrapolada para linhas com comprimentos superiores. Desta forma, o trabalho tem vistas a aumentar a robustez da análise e dirimir as incertezas de projeto de linhas oceânicas.

1.1 OBJETIVO

Para a completude satisfatória do trabalho, propõe-se os seguintes objetivos geral e específicos.

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo avaliar o método proposto em Fugarra et al. (2024) em composições de *riser* e umbilical com maiores comprimentos que ensaiados no artigo testados apenas em ar.

1.1.2 Objetivos Específicos

- a. Compreender a metodologia proposta e aplicada em Fugarra et al.;
- b. Compreender a utilização dos equipamentos e programas de análise de sinais;
- c. Realizar experimentos com linhas maiores que a realizada em Fugarra et al.;
- d. Avaliar o comportamento com linhas oceânicas em maiores comprimentos;
- e. Realizar simulações numéricas com as informações experimentais;
- f. Compreender o comportamento de sistemas contínuos em vibração.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será abordada a fundamentação teórica na qual se baseia o trabalho.

2.1 RISER E UMBILICAL

A extração de petróleo por si só já se faz um desafio de engenharia, pois deve-se dispor uma pequena cidade para flutuar com amarrações no assoalho oceânico, além de tubulações de transporte de petróleo, cabos para controle, fornecimento de óleo hidráulico e ar pressurizado dos extratores posicionados no poço. Desta forma, quanto maior o conhecimento das premissas de projeto das linhas, *riser* e umbilical, mais seguro e mais eficiente serão estes acessórios para a produção de petróleo.

2.1.1 Riser

O *riser* é uma tubulação, rígida ou flexível, que conecta um oleoduto no fundo do mar às instalações na superfície (Det Norske Veritas, 2000). Em outras palavras, são trechos suspensos de dutos que conectam a plataforma a um sistema submarino, que podem servir para diversas finalidades, como: perfuração, produção, injeção e exportação.

Bai e Bai (2019) também descrevem *riser* como sendo linhas que conectam a plataforma de petróleo às instalações adjacentes ao assoalho marítimo, mas completando que podem ser instalados verticalmente ou em uma variação de formatos de ondas.

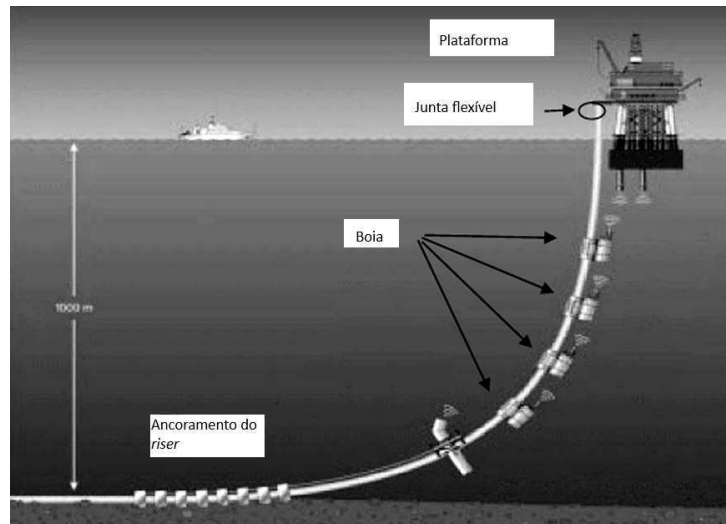
Dos *risers* de produção, segundo Bai e Bai (2019) existem de maneira geral dois tipos, os rígidos e os flexíveis, podendo ter a combinação dos dois tipos que culminam no *riser* híbrido. Como exemplos de rígidos tem-se *Steel Catenary* (SCR) e o *Top Tensioned* (TTR). Um exemplo de *riser* flexível é o *unbounded* e a seção transversal típica, é mostrada na Figura 2.

Os *risers* do tipo *Steel Catenary* são utilizados para a produção em *deep water* (mais de 200m de profundidade) e principalmente para a injeção de água e gás e no transporte de petróleo e gás natural. São comumente utilizados em situações de severas de comportamento de mar como no Golfo do México e no Mar do Norte (Bai; Bai, 2019). A Figura 1, mostra um diagrama das SCRs.

Os *risers* do tipo *Top Tensioned* são utilizados em plataformas do tipo *Tension Leg Platform* (TLP) e plataforma do tipo spar, em que a plataforma fica atirantada no fundo do mar com cabos tensionados para aumentar o calado e, conseqüentemente, a

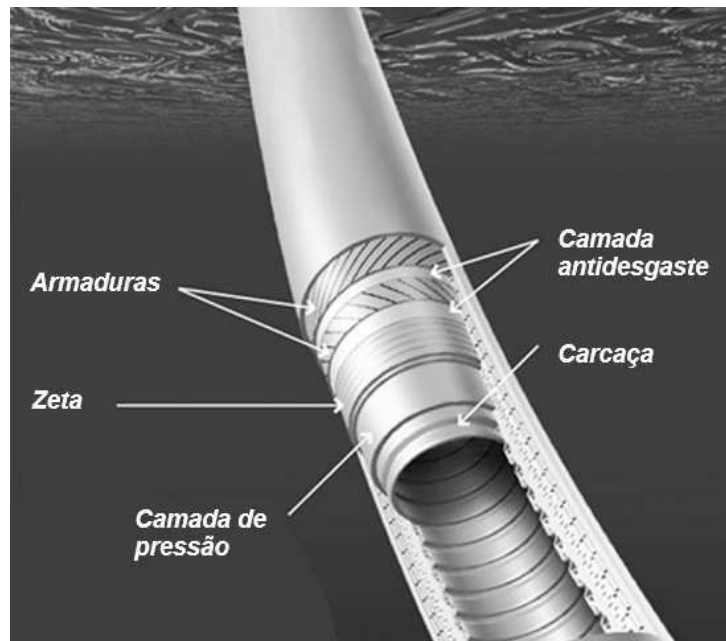
rigidez do conjunto. O TTR tem a função de transporte de petróleo até a plataforma e injeção de água e gás no poço, além de estar suportado por tensões de tração que colabora com a sustentação do peso da estrutura do *riser* (Bai; Bai, 2019).

Figura 1 – Diagrama de *Riser Steel Catenary*



Fonte: Adaptado de Bai e Bai (2019).

Figura 2 – Seção transversal típica de um *riser* flexível



Fonte: Adaptado de Bai e Bai (2019, p. 890).

Cada camada possui uma função específica conforme é descrito na normativa

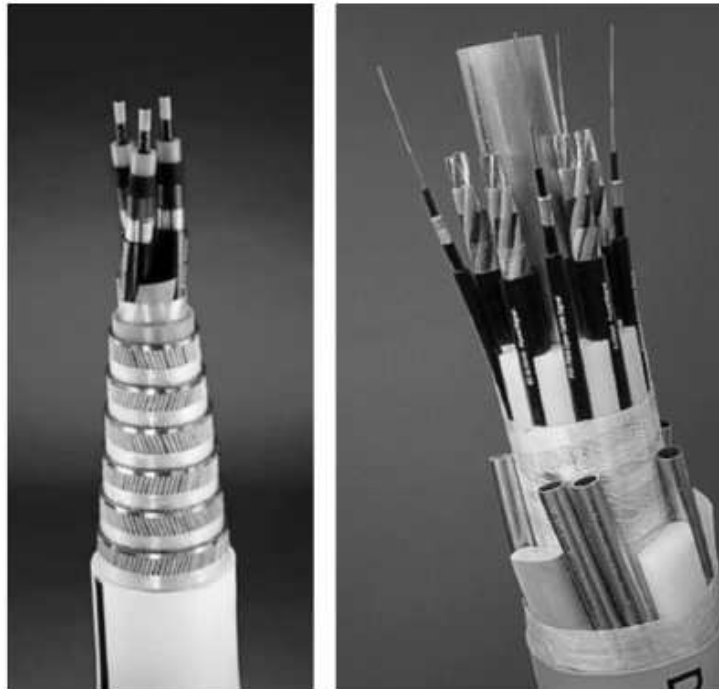
17J da API (2009), são elas:

- Camada externa polimérica: Usada para proteger a tubulação contra a penetração de água do mar e outros ambientes externos, corrosão, abrasão e danos mecânicos, além de manter as armaduras em posição após a conformação;
- Armaduras: Camada estrutural fabricada geralmente em ângulos entre 20° e 55° , composta por fios metálicos enrolados helicoidalmente, utilizada para suportar, total ou parcial, cargas de tração e pressão interna;
- Camada antidesgaste: Camada não metálica, composta por um termoplástico extrudado ou por fitas enroladas, utilizada para minimizar o desgaste entre as camadas estruturais;
- Zeta: Camada estrutural com um ângulo posicionamento próximo a 90° , que aumenta a resistência do tubo flexível à pressão interna e externa e a cargas de esmagamento mecânico. Oferece suporte estrutural à camada de pressão interna e geralmente é composta por uma construção metálica entrelaçada;
- Carcaça: Camada entrelaçada usada como camada mais interna para prevenir, total ou parcial, o colapso da camada de pressão interna ou do tubo devido à descompressão do tubo, pressão externa, pressão das armaduras e cargas de esmagamento mecânico.

2.1.2 Umbilical

Umbilicais são a combinação de cabos elétricos, fibra óptica, tubos de aço e mangueiras poliméricas, a combinação de dois ou mais desses elementos desempenharão funções específicas no funcionamento do sistema *offshore* (Bai; Bai, 2019). Dentre as funções do umbilical, tem-se: o controle da unidade de extração (árvore de natal), injeção de produtos químicos, alimentação elétrica da árvore de natal, entre outras funções a depender da instalação. Os itens que desempenham essas funções podem ser visualizados na Figura 3.

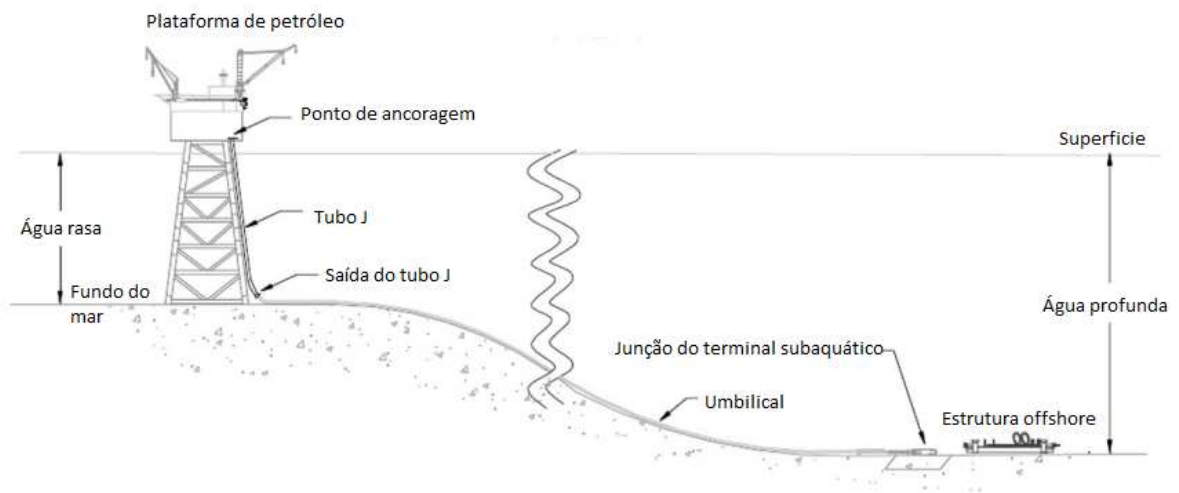
Figura 3 – Seção transversal típica de uma linha umbilical



Fonte: Adaptado de Bai e Bai (2019, p. 839).

Os cabos umbilicais são posicionados entre a instalação no assoalho oceânico e na plataforma, geralmente conectados a sistemas de distribuição, como a *Umbilical Termination Assembly* (UTA) e a *Subsea Umbilical Termination Assembly* (SUTA), que fazem todo o gerenciamento da distribuição de fluídos (pneumático e hidráulico) e sinais de controle e monitoramento para os diversos pontos de operação de produção. A Figura 4 dispõe de um esquema de ligação do umbilical nos pontos SUTA (junção do terminal subaquático) e UTA (ponto de ancoragem).

Figura 4 – Esquemático de posicionamento do umbilical



Fonte: Adaptado de Bai e Bai (2019, p. 854).

2.2 AMORTECIMENTO VISCOZO

Tomando como base o sistema massa-mola amortecido, Inman e Singh (1994) descreve que o amortecimento viscoso é uma parcela de dissipação de energia associada à velocidade do corpo, desta forma a equação diferencial ordinária que descreve o movimento do corpo é a Equação (1) tendo como resposta a Equação (2)

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (1)$$

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t + \gamma) \quad (2)$$

Em que:

m é a massa do corpo em kg ;

x é a dimensão de deslocamento em m ;

t é a dimensão de tempo em s ;

c é a constante de amortecimento viscoso e em $N \text{ s}/m$;

k é a constante de rigidez da mola em N/m ;

A é a amplitude do movimento em m ;

ω_n é a frequência natural angular em rad/s ;

ω_d é a frequência natural amortecida angular rad/s ;

γ é a fase do movimento em rad ;

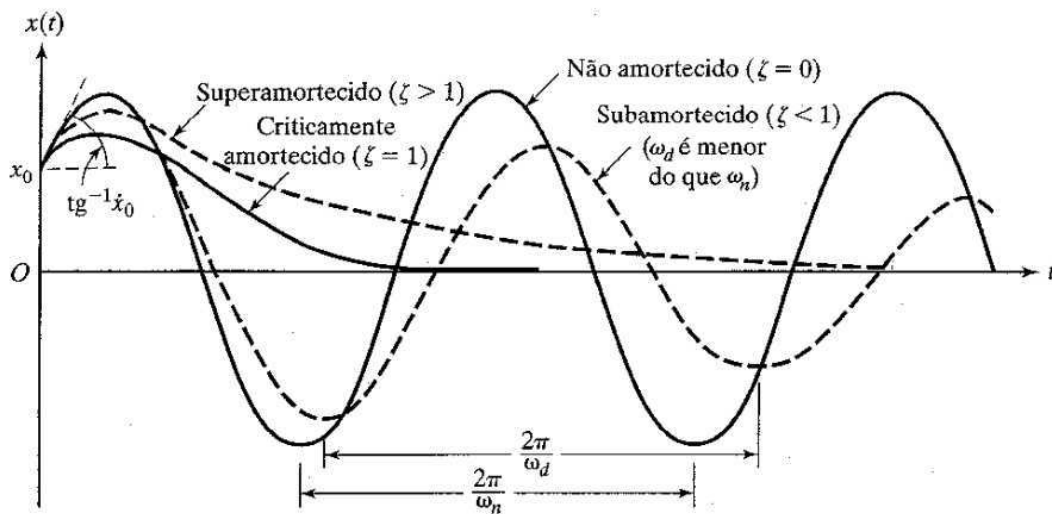
ζ é o fator de amortecimento.

O fator de amortecimento é por definição a constante de amortecimento normalizada pela contante de amortecimento crítica, ou seja, definida segundo a

Equação (35). Segundo Inman e Singh (1994), o sistema irá se comportar diferente a depender do valor que o fator de amortecimento assumir. Valores menores, iguais ou maiores que 1, terão diferentes respostas como apresentado pela Figura

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (3)$$

Figura 5 – Comparação entre movimentos com tipos diferentes de amortecimento



Fonte: Rao (2009, p. 69).

Na Figura 5, Rao (2009) descreve que existem três situações de valores para o fator de amortecimento: $\zeta < 1$ (Subamortecido), $\zeta = 1$ (Criticamente amortecido) e $\zeta > 1$ (Superamortecido) e haverá oscilação apenas quando for subamortecido.

Segundo Inman e Singh (1994), para os casos criticamente amortecido e superamortecido, a resposta do sistema será aperiódica, ou seja, não há período de oscilação, nos casos criticamente amortecido a amplitude decai a zero e superamortecido decai exponencialmente com o tempo.

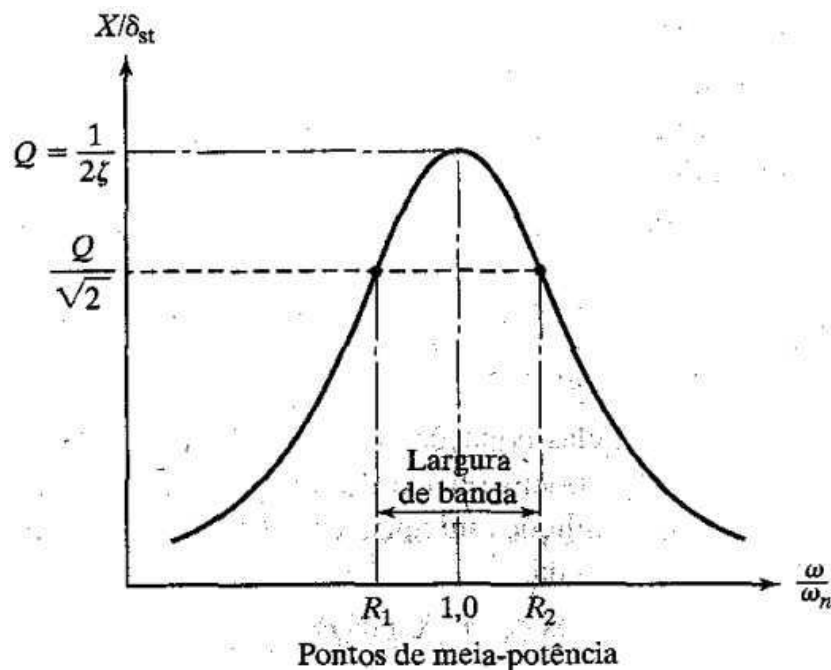
Para poder mensurar o fator de amortecimento existem algumas formas, explicam Clough e Penzien (1995). Decaimento livre, este método consiste em medir o valor de dois picos subsequentes (x_i e x_{i+1}), denominado decremento logarítmico (δ), conforme a Equação (4), porém este método é válido para baixos valores de fator de amortecimento, a maior vantagem está no aparato a ser utilizado, pois podem ser mais simples.

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi m(\omega_n/\omega_d)} \doteq \frac{\delta}{2\pi m} \quad (4)$$

$$\delta \equiv \ln(x_i/x_{i+1}) \quad (5)$$

O método da banda de meia potência, explica Rao (2009), é o método que os softwares comerciais costumam adotar para mensurar o fator de amortecimento, sua teoria baseia-se na potência que o dissipador absorve durante o movimento. Para se obter os pontos de frequência para a meia potência, divide-se o pico por $\sqrt{2}$ ou subtraí $3dB$, encontra-se os valores de frequência que corresponde a este valor de amplitude e utilizando a Equação (6), obtêm-se o valor do fator de amortecimento. A Figura 6 apresenta uma curva de resposta harmônica genérica para exemplificar a banda de meia potência. Em que, ω_2 é o maior valor de frequência da banda e ω_1 o menor.

Figura 6 – Curva de resposta harmônica mostrando pontos de meia potencia e largura de banda



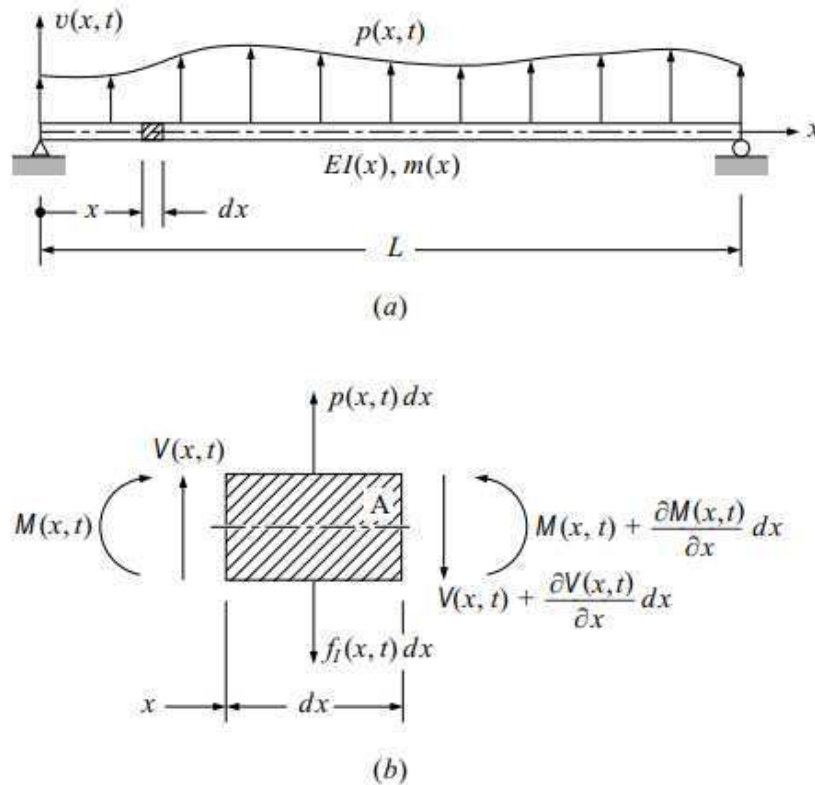
Fonte: Rao (2009, p. 108).

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_2 + \omega_1} \quad (6)$$

2.3 VIBRAÇÕES MECÂNICAS EM VIGAS

Em sistemas contínuos, não é possível a distinção de massas e rigidezes para compor a resolução discreta analiticamente, portanto, se faz necessária a avaliação infinitesimal. Tomando como exemplo a viga da Figura 7 e analisando o diagrama de corpo livre de um elemento infinitesimal, Clough e Penzien (1995) resolvem o diagrama de corpo livre por meio da somatório de forças e momentos em relação ao ponto "A" nas equações (7) e (8).

Figura 7 – Viga simplesmente apoiada (a) sujeita a carga dinâmica e (b) Forças atuantes no elemento infinitesimal



Fonte: Clough e Penzien (1995, p. 367).

$$V(x, t) + p(x, t) dx - \left[V(x, t) + \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} dx \right] - f_I(x, t) dx = 0 \quad (7)$$

$$M(x, t) + V(x, t) dx - \left[M(x, t) + \frac{\partial M(x, t)}{\partial x} dx \right] = 0 \quad (8)$$

Em que:

V é a força cortante, em N ;

M é o momento fletor, em $N\ m$;

p é o carregamento, em N/m ;

f_I é a força inercial, em N/m ;

x variável espacial, em m ;

t variável tempo, em s ;

v é a flecha da viga, em m ;

m é a massa da viga, em kg ;

E é o módulo de Young, em GPa ;

I é o momento de inércia da seção transversal, em m^4 ;

L é o comprimento da viga, em m ;

Realizando as simplificações, para que $f_I(x, t) dx = m(x) dx \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2}$ e substituindo a Equação (8) na Equação (7), obtêm-se a Equação abaixo,

$$\frac{\partial^2 M(x, t)}{\partial x^2} + m(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} = p(x, t) \quad (9)$$

Que, substituindo $M = EI \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}$, sumariza-se na Equação (10) que, segundo Clough e Penzien (1995), é a equação diferencial parcial do movimento de uma viga em flexão.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial x^2} \right] + m(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} = p(x, t) \quad (10)$$

Já em sistemas reais, em que há amortecimento, adiciona-se a parcela dissipativa para compor a equação do movimento dada por $f_D(x, t) dx = c(x) \frac{\partial v(x, t)}{\partial t} dx$, em que f_D é a força dissipativa (N/m) e c é a contante de amortecimento viscoso (N s/m), e a parcela de momento passa a ser definida por $EI(x) \left(\frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial x^2} + a_1 \frac{\partial^3 v(x, t)}{\partial x^2 \partial t} \right)$, em que a_1 é o coeficiente de proporcionalidade de Reyleigh, o que resulta na equação final do movimento abaixo:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \left(\frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial x^2} + a_1 \frac{\partial^3 v(x, t)}{\partial x^2 \partial t} \right) \right] + m(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} + c(x) \frac{\partial v(x, t)}{\partial t} = p(x, t) \quad (11)$$

Como forma de simplificação para a análise do sistema não amortecido, o momento de inercia da seção transversal e a massa da viga serão consideradas constantes ao longo do comprimento e não haverá carregamento dinâmico ou estático. Sendo assim, a equação geral simplificada é dada por

$$\frac{\partial^4 v(x, t)}{\partial x^4} + \frac{m}{EI} \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (12)$$

Uma vez que a fração m/EI é uma constante, pode-se assumir a separação de variáveis da flecha, sendo

$$v(x, t) = \phi(x) Y(t) \quad (13)$$

Substituindo (13) em (12) e dividindo por $\phi(x) Y(t)$, obtêm-se

$$\frac{\phi^{iv}(x)}{\phi(x)} + \frac{m}{EI} \frac{\ddot{Y}(t)}{Y(t)} = 0 \quad (14)$$

Procedendo com a resolução via separação de variáveis, Clough e Penzien (1995) mostram que o resultado de uma viga em vibração livre são dadas pela equações

$$Y(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (15)$$

$$\phi(x) = A_1 \cos ax + A_2 \sin ax + A_3 \cosh ax + A_4 \sinh ax \quad (16)$$

Clough e Penzien (1995) ainda pontuam que as constantes A e B são obtidas por meio de condições iniciais de velocidade e deslocamento e A_1, A_2, A_3 e A_4 por meio de condições de contorno das extremidades, como deslocamento, inclinação, momento e força cortante.

Tomando-se novamente a viga da Figura 7 como exemplo e aplicando as seguintes condições de contorno de movimento e momentos nulos nulo das extremidades ($\phi(0) = \phi(L) = 0$ e $M(0) = M(L) = 0$) na Equação (16), obtêm-se as seguintes equações

$$\begin{aligned}\phi(x) &= A_1 \cos ax + A_2 \sin ax + A_3 \cosh ax + A_4 \sinh ax \\ \phi''(0) &= a^2(-A_1 \cos 0 - A_2 \sin 0 + A_3 \cosh 0 + A_4 \sinh 0)\end{aligned}$$

Desta primeira relação, mostra-se que $(A_1 + A_3) = 0$ e que $(-A_1 + A_3) = 0$, logo $A_1 = A_3 = 0$. De maneira similar para $x = L$, já substituindo a A_1 e A_3 como zero, obtêm-se

$$\begin{aligned}\phi(L) &= A_2 \sin aL + A_4 \sinh aL \\ \phi''(L) &= a^2(-A_2 \sin aL + A_4 \sinh aL)\end{aligned}$$

Simplificando a^2 e somando as equações, chega-se em

$$2A_4 \sinh aL = 0 \quad (17)$$

Uma vez que $aL \neq 0$, somente é possível que A_4 seja igual a zero. Ignorando-se a solução trivial, ou seja, $A_2 = 0$, somente terá solução quando a condição abaixo for satisfeita.

$$\sin aL = 0$$

Para que isso ocorra, a somente poderá assumir valores que respeitarem a seguinte relação

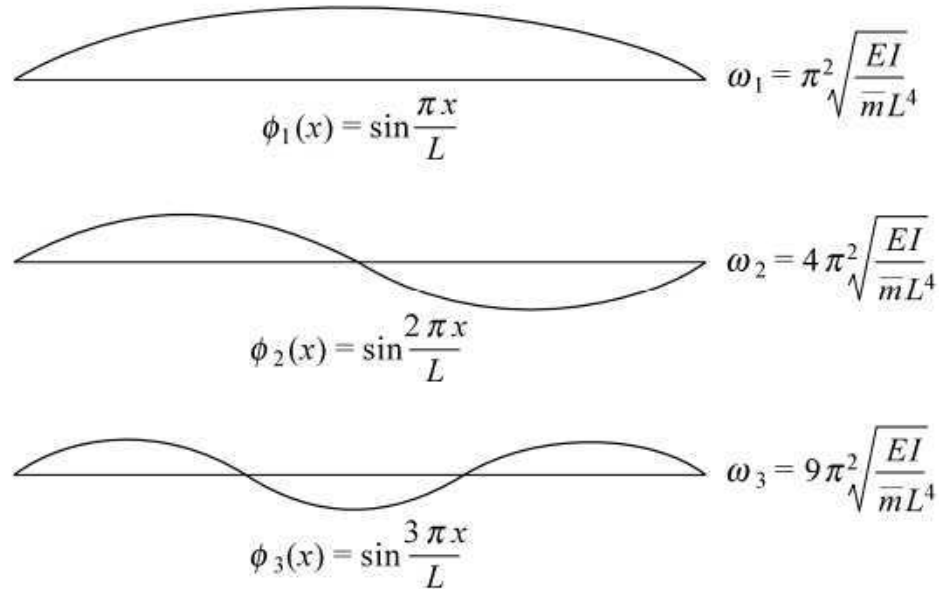
$$a = \frac{n\pi}{L} \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Desta forma, a frequência natural angular de oscilação e o modo de vibração da condição exemplificada, em que n representa os modos que se tem interesse, passam a serem representadas pelas equações (18) e (19, respectivamente e os três primeiros modos podem ser observados na Figura 8.

$$\omega_n = n^2 \pi^2 \sqrt{\frac{EI}{mL^4}} \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (18)$$

$$\phi_n = A_2 \sin \frac{n\pi}{L} x \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (19)$$

Figura 8 – Três primeiros modos de vibrar viga simplesmente apoiada



Fonte: Adaptado de Clough e Penzien (1995, p. 380).

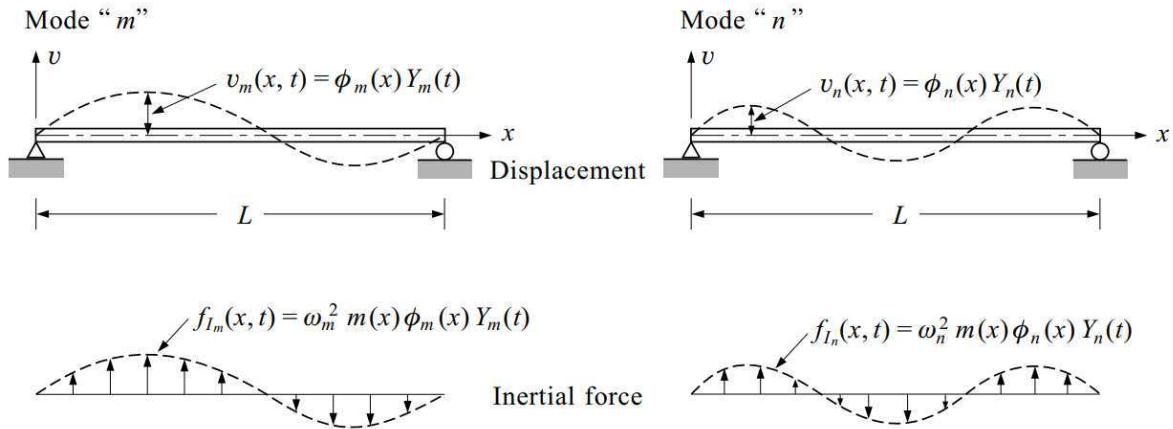
2.3.1 Ortogonalidade dos modos de vibrar

Clough e Penzien (1995) explicam que os modos de vibrar resguardam entre si relações de ortogonalidade, sendo o movimento oscilatório livre a sobreposição dos infinitos modos. Utilizando o teorema de Maxwell-Betti, é possível demonstrar que dois modos de uma viga são ortogonais entre si, ou seja, podem ser analisados de maneira desacoplada.

Utilizando novamente como base a viga da Figura 7, as forças iniciais e os modos m e n da Figura 9 para a aplicação do teorema (Equação (20)), obtêm-se a Equação (21).

$$\int_0^L v_m(x) f_{I,n}(x) dx = \int_0^L v_n(x) f_{I,m}(x) dx \quad (20)$$

Figura 9 – Dois modos de vibrar de uma mesma viga



Fonte: Clough e Penzien (1995, p. 389)

$$Y_m(t) Y_n(t) \omega_n^2 \int_0^L \phi_m(x) m(x) \phi_n(x) dx = Y_m(t) Y_n(t) \omega_m^2 \int_0^L \phi_n(x) m(x) \phi_m(x) dx \quad (21)$$

Reescrevendo a Equação (21), chega-se no seguinte resultado

$$(\omega_n^2 - \omega_m^2) \int_0^L \phi_n(x) m(x) \phi_m(x) dx = 0 \quad (22)$$

Ou seja, uma vez que $\omega_n \neq \omega_m$, o resultado da integral deve ser zero para a primeira condição de ortogonalidade. Clough e Penzien (1995) citam que a segunda condição de ortogonalidade é devido a propriedade de rigidez da estrutura.

Partindo novamente da Equação (12) e considerando que o movimento harmônico é dado pela Equação (23).

$$v_n(x, t) = \phi_n(x) \sqrt{A_n^2 + B_n^2} \sin \omega t + \phi_n \quad (23)$$

Substituindo (23) em (12) e simplificando, obtêm-se

$$\omega_n^2 m(x) \phi_n(x) = \frac{d^2}{dx^2} \left[EI(x) \frac{d^2 \phi_n(x)}{dx^2} \right] \quad (24)$$

Por fim, realizando a substituição da Equação (24) em (20) e simplificando, a segundo condição de ortogonalidade para $\omega_n \neq \omega_m$, é

$$\int_0^L \phi_m(x) \frac{d^2}{dx^2} \left[EI(x) \frac{d^2 \phi_n(x)}{dx^2} \right] dx = 0 \quad (25)$$

2.3.2 Vibração flexional desacoplada de viga amortecida

Para o caso de uma viga amortecida com os modos desacoplados, Clough e Penzien (1995) mostram que a equação geral é dada por

$$\sum_{i=1}^{\infty} m(x) \phi_i(x) \ddot{Y}_i(t) + \sum_{i=1}^{\infty} c(x) \phi_i(x) \dot{Y}_i(t) + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2}{dx^2} \left[a_1 EI(x) \frac{d^2 \phi_i(x)}{dx^2} \right] \dot{Y}_i(t) + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2}{dx^2} \left[EI(x) \frac{d^2 \phi_i(x)}{dx^2} \right] Y_i(t) = p(x, t) \quad (26)$$

Multiplicando a Equação (26) por ϕ_n , integrando e aplicando as condições de ortogonalidade, em que todos os termos do somatório que forem diferentes de n sejam nulos, finda na Equação abaixo para $c(x) = a_0 m(x)$

$$M_n \ddot{Y}_n(t) + (a_0 M_n + a_1 \omega_n^2 M_n) \dot{Y}_n(t) + \omega_n^2 M_n Y_n(t) = P_n(t) \quad (27)$$

Em que:

M_n é a matriz de rigidez do modo n ;

Y_n é o vetor de deslocamento do modo n ;

P_n é o vetor de carregamento do modo n .

Pela relação de amortecimento de Rayleigh da Equação (28), obtêm-se a equação no tempo forçada para uma viga amortecida, Equação (29).

$$\zeta_n = \frac{C_n}{2M_n \omega_n} = \frac{a_0}{2\omega_n} + \frac{a_1 \omega_n}{2} \quad (28)$$

$$\ddot{Y}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{Y}_n(t) + \omega_n^2 Y_n(t) = \frac{P_n(t)}{M_n} \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (29)$$

Observa-se que a Equação (29), possui o mesmo comportamento para sistemas discretos com n graus de liberdade.

2.4 NORMA ASTM E 1876

A norma ASTM E 1876 tem por objetivo regulamentar ensaios para a obtenção do módulos de Young, módulo de cisalhamento e coeficiente de Poisson de forma dinâmica, por meio de ensaios de impactação. Para isso, a norma determina que a metodologia é específica para materiais elásticos, homogêneos e isotrópicos. Para além desses limites, o equacionamento matemático disposto irá acarretar erros significativos (ASTM INTERNATIONAL, 2022).

Para obter o módulo de elasticidade do material a norma dispõe a Equação (30).

$$E = 1,6067 \left(\frac{L_{rod}^3}{D_{rod}^4} \right) (m_{rod} f_f^2) T_1' \quad (30)$$

$$T_1' = 1 + 4,939(1 + 0,0752\nu + 0,8109\nu^2) \left(\frac{D_{rod}}{L_{rod}}\right)^2 - 0,4883 \left(\frac{D_{rod}}{L_{rod}}\right)^4 - \frac{4,691(1 + 0,2023\nu + 2,173\nu^2)(D_{rod}/L_{rod})^4}{1 + 4,754(1 + 0,1408\nu + 1,536\nu^2)(D_{rod}/L_{rod})^2}$$

$$T_1' = \left[1,000 + 4,939 \left(\frac{D_{rod}}{L_{rod}}\right)^2 \right] \quad \text{Se } L/D \geq 20$$

Em que:

L_{rod} é o comprimento da barra em mm ;

D_{rod} é o diâmetro da barra em mm ;

m_{rod} é a massa da barra em g ;

T_1' é o fator de correção fundamental do modo de flexão para uma barra finita de seção circular;

f_f é a frequência fundamental (primeiro modo) de flexão da barra em Hz

ν é o coeficiente de Poisson;

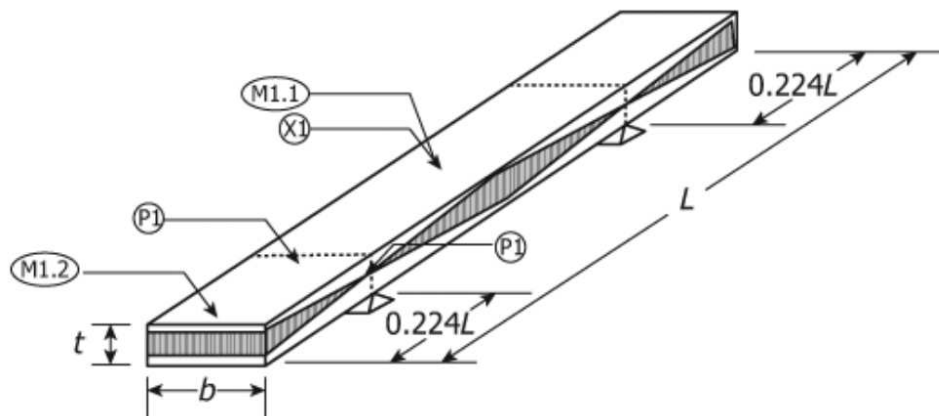
De forma a garantir plena excitação do primeiro modo de vibrar, a disposição do corpo deve ser ancorada em seus pontos nodais, que estão localizados a $0,224L$ das extremidades. Para detecção das vibrações, deve ser disposto o acelerômetro onde o modo desejado está ativo tomando cuidado para causar a menor interferência possível, pois a massa do dispositivo interferirá na análise já que altera a frequência natural do corpo (ASTM INTERNATIONAL, 2022).

A Figura 10 apresenta o esquemático do ensaio com os pontos nodais em pontilhado, o ponto de excitação do transdutor de força em X1, o local de posicionamento do acelerômetro em P1 e dois pontos de medição sem contato, como microfones, lasers e detectores magnéticos, em M1.1 e M1.2, caso seja utilizado.

A disposição da amostra nestas condições, permite uma menor interferência na vibração, pois, como está apoiada no nó do primeiro e próximo ao nó do segundo, possibilita a interpretação de condições de contorno livre-livre, o que também elimina incertezas associadas aos acoplamentos das extremidades.

Na análise do sinal, a norma determina que deve-se garantir que a frequência de interesse esteja no intervalo de banda menor que 10% da máxima frequência válida de medição antes de -3 dB de fator de perda de potência (ASTM INTERNATIONAL, 2022). Ou seja, ao realizar uma medição em uma banda de 10 kHz, o transdutor tem que ser capaz de medir até pelo menos 11 kHz.

Figura 10 – Esquemático de ensaio segundo a norma ASTM E 1876-22



Fonte: Adaptado de ASTM INTERNATIONAL (2022).

2.5 METODOLOGIA PROPOSTA EM FUJARRA ET AL. (2024)

Em seu artigo, Fujarra et al. (2024) apresenta uma modificação da norma ASTM E 1876 para que possa ser obtida a forma modal da excitação, além do espectro de frequência. O trabalho realiza a análise modal da linha de *riser* na posição vertical com excitação em dois planos diferentes, vertical (PV) e horizontal (PH) ao longo do comprimento.

Devido ao fato da estrutura de linha oceânica desempenhar a tarefa projetada no mar, foram conduzidas análises modais com a linha também submergidos em água. Os resultados da análise modal no ar e na água são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Resultados obtidos por Fujarra et al. (2024) para uma amostra de *riser* ensaiado no ar e na água

Modo	f_d^{Ar} [Hz]	ζ^{Ar} [%]	f_d^{Agua} [Hz]	ζ^{Agua} [%]
1º PV	104,81	4,0	94,72	3,1
2º PV	286,37	2,8	262,27	3,4
1º PH	106,60	4,6	92,55	5,2
2º PH	285,27	3,3	251,32	3,0

Fonte: Adaptado de Fujarra et al. (2024).

Como o objetivo do trabalho é obter os amortecimentos viscosos modais de cada camada, Fujarra et al. (2024) dissecam a estrutura do *riser* camada a camada e realizam a análise modal no conjunto restante após cada remoção. Ou seja, realizada a análise modal da estrutura completa, removeu-se a camada externa de polietileno de alta densidade (HDPE) expondo a primeira camada de armaduras e prosseguiu-se com a análise modal impactando na primeira armadura. Tais resultados de frequência natural amortecida, amortecimento e massa podem ser visualizados na Tabela 2.

Tabela 2 – Resultados experimentais da dissecação realizada em Fugarra et al. (2024)

Camada impactada —	M [kg]	$f_{d,1}$ [Hz]	ζ_1 [%]
HDPE	131,9	83,95	4,3
Primeira armadura	124,5	54,24	2,8
Segunda Armadura	90,5	30,25	1,4
Zeta	55,9	40,47	1,0
Camada de pressão	22,1	25,45	3,4
Carcaça	18,4	21,33	1,5

Fonte: Adaptado de Fugarra et al. (2024)

Fugarra et al. (2024) observam que quando impactado nas armaduras, a curva da forma modal não apresentou um comportamento suave devido a falta de adesão com as camadas mais internas, denotando que o método utilizando impactação não pode excitar a estrutura completamente. Por outro lado, em camadas que tinham boa adesão, como a camada de HDPE, de pressão e zeta, a curva se mostrou mais suave devido a característica de aderência do conjunto.

Com isso, Fugarra et al. (2024) concluem que as camadas mais externas são as que mais interferem no fenômeno global de amortecimento e que claramente a camada mais externa apresenta a maior contribuição com 60% do amortecimento global. No que tange a linha não dissecada, o comportamento nos dois planos foram similares tanto no amortecimento quanto na frequência natural, sendo este recorte a ser investigado neste trabalho para linhas mais longas.

3 MÉTODO

A metodologia de análise será considerando experimentos e simulações das linhas na geometria deformada nas condições do *setup* experimental somente no ar.

3.1 MATERIAIS

A amostra de *riser* ensaiada é idêntica a utilizada por Fujarra et al. (2024), com exceção do comprimento. Tanto o *riser* quanto o umbilical foram cedidos pela Petrobras e suas dimensões principais são apresentados na Tabela 3 e podem ver visualizadas nas Figuras 11 e 12.

Tabela 3 – Informações das amostras ensaiadas

Dimensão		<i>Riser</i>	Umbilical
Diâmetro externo	[mm]	184,9	129
Diâmetro interno	[mm]	101,6	—
Comprimento umbilical curto	[m]	—	1,75
Comprimento linhas médias	[m]	4,6	4,9
Comprimento linhas longas	[m]	9,8	9,9
Distribuição de massa pelo comprimento (λ)	[kg/m]	67,0	25,94

Fonte: Autor (2024).

Figura 11 – Umbilical curto



Fonte: Autor (2024)

Figura 12 – Amostras de *riser* e umbilical médios e longos preparados para análise



(a) *Riser* médio (Amarelo)



(b) Umbilical médio (Preto)



(c) *Riser* longo



(d) Umbilical longo

Fonte: Autor (2024)

Para a realização dos ensaios, os equipamentos utilizados foram o analisador de sinais Brüel & Kjær 3053-B-120 e LMS Pimento P103-DT, o acelerômetro são o Brüel & Kjær 4508B003 e o Kistler 8702B500 e o martelo de impacto Dytran 5802A, que são apresentados na Figura 13.

O acelerômetro da Brüel & Kjær foi utilizado nas linhas longas e umbilical de curto juntamente com o analisador Pimento e o acelerômetro da Kistler juntamente com o analisador Brüel & Kjær nas linhas médias. Devido ao tamanho e a necessidade de impor maior energia de excitação o martelo Dytran será utilizado nas amostras médias e longas e o Martelo Brüel & Kjær na amostra de umbilical curta. Com todos instrumentos calibrados, os resultados devem ser o condizentes independente instrumentos utilizados dos utilizados.

Figura 13 – Equipamentos utilizados



(a) Acelerômetro Brüel & Kjær 4508B003 S/N:30541



(b) Analisador Brüel & Kjær 3053-B-120



(c) Acelerômetro Kistler 8702B500 S/N:C118332



(d) Analisador Pimento P103-DT S/N:50053904



(e) Martelo Dytran 5802A S/N:2555



(f) Martelo Brüel & Kjær 8206 S/N:57963

Fonte: Autor (2024).

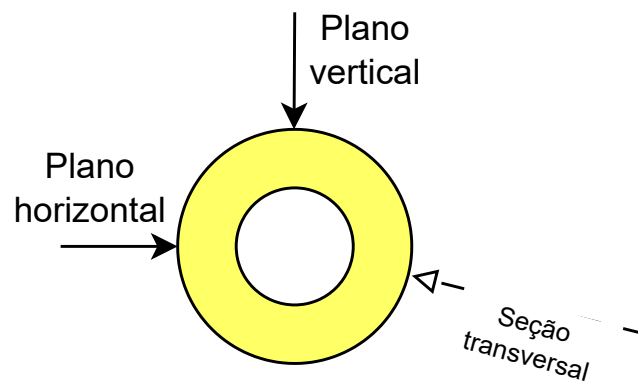
3.2 EXPERIMENTO

O *setup* do experimento foi elaborado com base na normal ASTM E 1876-22, em que a amostra deve ser simplesmente apoiada a distância de $0,224L$ das extremidades, porém, ao invés de realizar o impulso apenas no plano medial da amostra, foram impactados em 21 pontos equidistantes ao longo comprimento e em dois planos diferentes da linha, plano vertical (PV) e plano horizontal (PH), como forma de garantir a identificação de formas modais mais precisas e suaves. Os planos de

impactação estão dispostos no esquema da Figura 14.

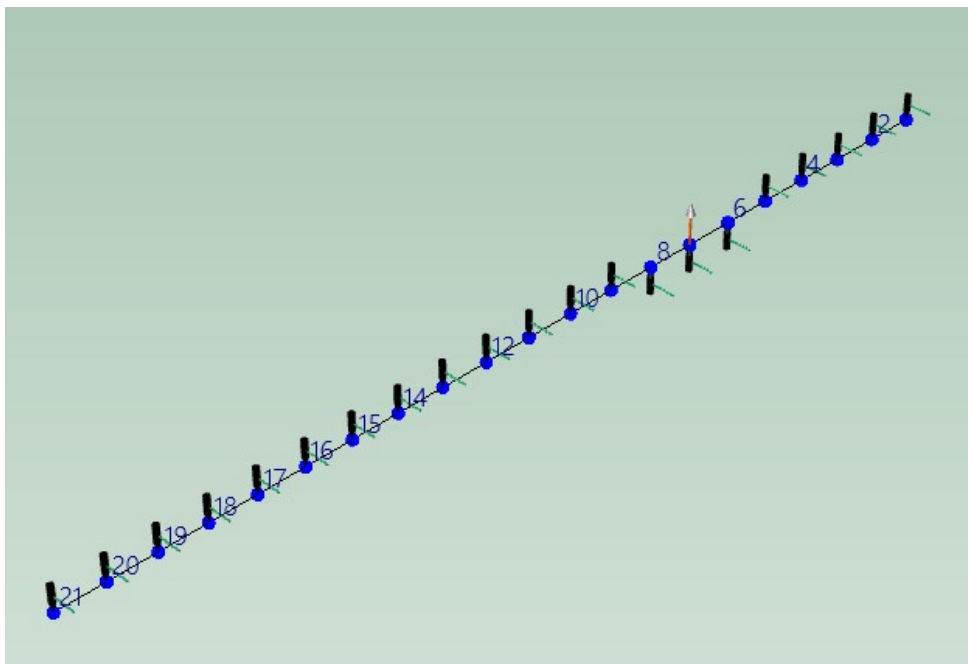
A montagem final do experimento com os 21 pontos marcados e acelerômetro posicionado pode ser visualizada no esquemático construído dentro do programa do Brüel & Kjær da Figura 15. O ponto escolhido para posicionar o acelerômetro foi o 7 a uma distância de $0,3L$ da extremidade, pois é distante da região de maiores amplitudes, garantindo que opere longe da máxima aceleração permitida pelo dispositivo e não coincidente com um nó do primeiro modo.

Figura 14 – Planos de impactação



Fonte: Autor (2024).

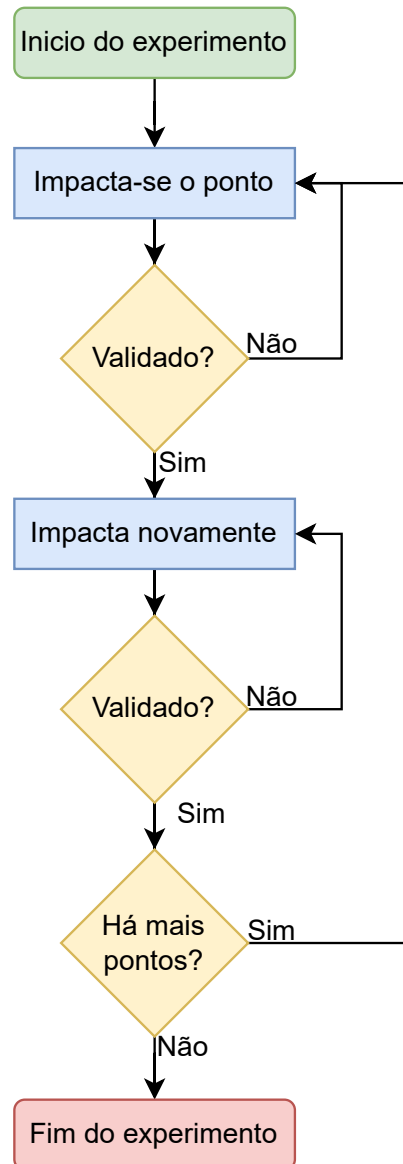
Figura 15 – Esquemático da montagem no software Brüel & Kjær para o plano vertical



Fonte: Autor (2024).

O procedimento consistiu em fixar acelerômetro no ponto 7 com o eixo de medição paralelo ao plano de análise e varrer a amostra com o martelo impactando-se 2 vezes por ponto. Após a rodada de análise, muda-se o plano reposicionando o acelerômetro nas mesmas condições porém para o novo plano de interesse. A Figura 16 dispõe de um fluxograma de etapas de uma rodada de experimentos em um plano.

Figura 16 – Etapas de experimentos de uma rodada de análise em um plano.



Fonte: Autor (2024).

3.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para a simulação modal das linhas a ser executada, são necessários parâmetros de entrada, que são o módulo de Young e a viga modelada em CAD

com as dimensões macro das linhas, como comprimento, diâmetro interno (no caso do *riser*) e externo. Existem diversas formas de discretizar a estrutura a ser simulada, como os unidimensionais (barra, viga e cabo), bidimensionais (casca) e tridimensionais (tetraedro, hexaedro).

Dada a geometria simplificada adotada para a representação, a simulação será executada com elementos de viga Euler-Bernoulli, cuja matriz de rigidez é dada pela Equação (31) e a Equação (32) traz a matriz de massa, ambos quando analisado no plano (Fish; Belytschko, 2009). Nesta abordagem não é considerado que o corpo possa torcer, apenas fletir.

$$K_e = \frac{EI}{l_e^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l_e & -12 & 6l_e \\ 6l_e & 4l_e^2 & -6l_e & 2l_e^2 \\ -12 & -6l_e & 12 & -6l_e \\ 6l_e & 2l_e^2 & -6l_e & 4l_e^2 \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$M_e = \frac{m_e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l_e & 54 & -13l_e \\ 22l_e & 4l_e^2 & 13l_e & -3l_e^2 \\ 54 & 13l_e & 156 & -22l_e \\ -13l_e & -3l_e^2 & -22l_e & 4l_e^2 \end{bmatrix} \quad (32)$$

Em que:

K_e é a matriz de rigidez do elemento;

l_e é o comprimento do elemento de viga;

M_e é a matriz de massa do elemento;

m_e é a massa do elemento.

Por consequência do ensaio experimental ser baseado na norma ASTM E 1876, as condições de contorno do experimento são equivalentes a uma viga livre para oscilar no espaço, ou seja, não serão dispostas condições de contorno para as simulações. Desta forma, procedendo com a simulação para obter a frequência natural da viga equivalente, será possível avaliar quanto a geometria ensaiada se aproxima ou distancia do modelo de viga.

Devido a norma ASTM E 1876-22 não dispor de equacionamento para viga com seção tubular, a teoria utilizada foi Euler-Bernoulli, isolando-se o módulo de Young, conforme a Equação (33). Assim, para a simulação, tanto do *riser* quanto umbilical, utilizou-se as amostras curtas para obter o parâmetro de módulo de Young, pois a baixa razão de aspecto e geometria mais linearmente uniforme das amostras guarda maior semelhança com uma viga reta do modelamento matemático.

$$E = \frac{4\pi^2 f_d^2 L^4 \lambda}{(1 - \zeta^2) a^4 I} \quad (33)$$

3.3.1 Modelagem CAD das vigas equivalentes

Devido a complexidade das estruturas internas das linhas, a modelagem CAD foi realizado considerando uma seção transversal totalmente preenchida em formato circular para o umbilical e tubular para o *riser*. Como o umbilical curto e o *riser* médio apresentavam baixas deformações iniciais por conta do *setup* experimental, foram modelados de forma retilínea.

O umbilical médio apresentava uma configuração deformada que se assemelhava a um arco de circunferência, portanto, foi medido a flecha da corda que ligava as extremidades da linha para estimar o raio de curvatura, gerando, assim, a geometria modelada. A estrutura deformada do umbilical médio pode ser visualizada na Figura 17.

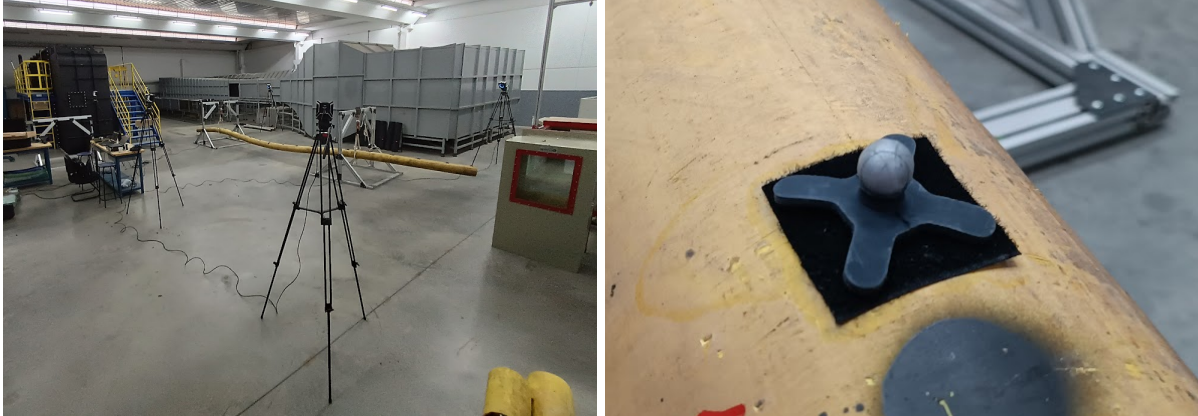
Figura 17 – Curvatura umbilical médio



Fonte: Autor (2024).

Como as condições iniciais das linhas longas eram mais severas, para obter pontos representativos da geometria, foi utilizado um sistema de rastreamento por imagens, nos quais foram utilizados alvos que refletiam a luz infravermelha emitida pelas câmeras, sendo possível obter as coordenadas no espaço. A Figura 18a mostra o sistema montado para captura e a Figura 18b o marcador reflexivo, as linhas modeladas não retas em CAD constam no Apêndice B.

Figura 18 – Aparato de captura das coordenadas das linhas longas



(a) Posicionamento das câmeras

(b) Marcador reflexivo

Fonte: Autor (2024).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados de frequência e amortecimento dos experimentos se encontram nas Tabelas 4, 5 e 6 e a forma modal experimental do *riser* médio podem ser observados na Figura 19, os demais modos experimentais constam no Apêndice A.

Tabela 4 – Frequência e amortecimento experimental das linhas curtas

	Plano	<i>Riser</i> (Fujarra et al., 2024)		Umbilical	
		f_d [Hz]	ζ [%]	f_d [Hz]	ζ [%]
Modo 1	Vertical	104,81	4,0	130,6	2,4
Modo 2		286,37	2,8	347,8	1,3
Modo 1	Horizontal	106,60	4,6	111,4	1,5
Modo 2		285,27	3,3	296,5	1,4

Fonte: Autor (2024).

Tabela 5 – Frequência e amortecimento experimentais das linhas médias

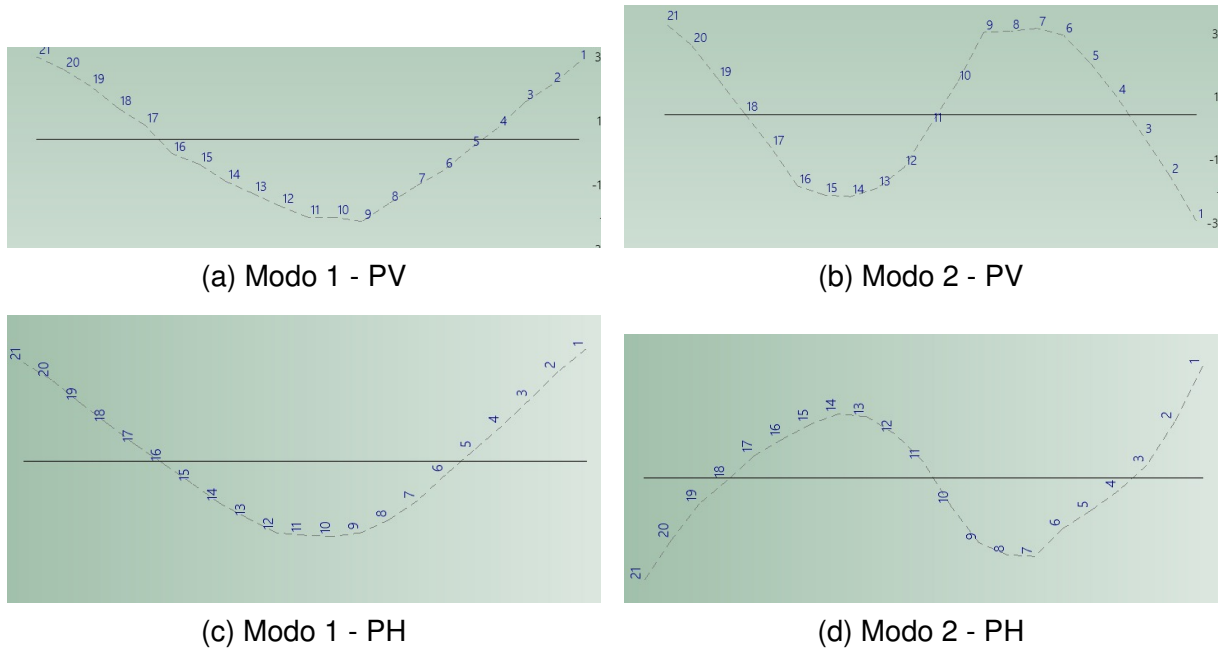
	Plano	<i>Riser</i>		Umbilical	
		f_d [Hz]	ζ [%]	f_d [Hz]	ζ [%]
Modo 1	Vertical	14,61	4,94	21,20	1,89
Modo 2		47,34	4,61	42,63	4,74
Modo 1	Horizontal	14,26	4,51	14,71	6,93
Modo 2		47,37	6,73	42,92	6,73

Fonte: Autor (2024).

Tabela 6 – Frequência e amortecimento experimentais das linhas longas

	Plano	<i>Riser</i>		Umbilical	
		f_d [Hz]	ζ [%]	f_d [Hz]	ζ [%]
Modo 1	Vertical	2,22	3,19	1,97	1,54
Modo 2		10,28	2,79	15,25	1,21
Modo 1	Horizontal	2,51	2,62	2,89	4,19
Modo 2		7,25	4,63	8,39	3,44

Fonte: Autor (2024).

Figura 19 – Modos de vibrar *riser* médio

Fonte: Autor (2024).

Ao observar os resultados do experimento, nota-se a queda da frequência natural, independente do modo, com o aumento do comprimento da amostra, conforme é explicado pela Equação (33). Rearranjando os termos para obter a frequência isoladamente na Equação (34) percebe-se que a frequência natural da viga diminui com o quadrado do comprimento, mostrando que a variação da frequência natural das linhas no comprimento está coerente com o esperado.

$$f_n = \left(\frac{a}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{4\pi^2\lambda}} \quad (34)$$

Quando comparados os modos de um mesmo comprimento, também se mostram coerentes, pois, segundo Inman e Singh (1994), o valor de a para o primeiro modo é de aproximadamente 4,73 e para o segundo modo 7,85, indicando que a $f_{n,2} = 2,75 f_{n,1}$ para as mesmas dimensões e materiais. Este comportamento também é observado nas comparações entre os modos em todos os casos estudados, indicando que a metodologia de Fajarra et al. (2024) segue por caminhos aderentes para linhas maiores no que tange a frequência natural de flexão.

Como forma de analisar os amortecimentos, os dados foram dispostos em gráficos em função do comprimento aproximado das linhas. Estes gráficos podem ser observados nas Figuras 20, 21, 22 e 23.

Para o *riser* no primeiro modo, os valores se apresentaram em curvas entre planos mais coincidentes, isso se deve, provavelmente por conta da inercia seção transversal fazer com que a condição inicial de posição se mantivesse mais linear

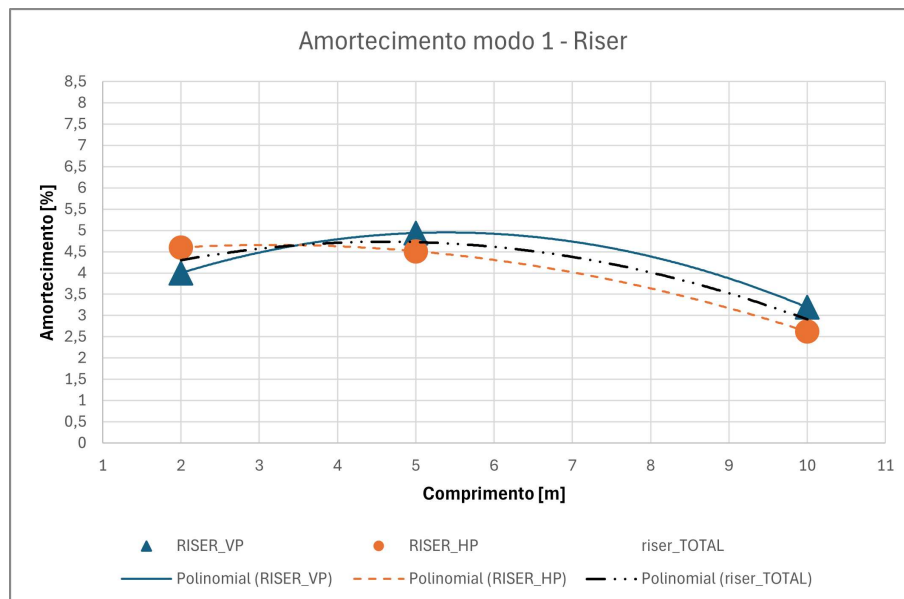
ao longo do comprimento, quando comparado com o umbilical, o que garantiu maior simetria entre os planos de vibração.

Já no segundo modo, tanto do *riser* quando do umbilical, houve maior proximidade de amortecimento para as amostras curtas devido a maior linearidade no comprimento. Conforme há o aumento do comprimento da amostra, percebe-se que o fator de amortecimento passa a divergir mais entre os planos de vibração, indicando que a deformação inicial da amostra interfere no amortecimento.

O primeiro modo do umbilical é o resultado que mais apresenta divergência no comportamento esperado, em especial para o comprimento de 5m, pois a diferença percentual entre os valores de amortecimento é de aproximadamente 72% em comparação com o maior amortecimento. À primeira vista, o resultado soa como erro experimental, porém, ao analisar a definição de fator de amortecimento, nota-se que o $\zeta = \zeta(\omega_n)$, como mostra a Equação 35, ou seja, o valor de 6,93% está atrelado a frequência de 14,71Hz e o valor de 1,89% associado 21,20Hz, indicando coerência no comportamento dos amortecimentos apesar da percepção de discrepância. Vale ressaltar que há diversas fontes de incertezas associadas as linhas, como: camadas não solidárias entre si, baixa aderência entre camadas causando regiões sem contato, entre outras fontes.

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (35)$$

Figura 20 – Amortecimento *riser* - modo 1



Fonte: Autor (2024).

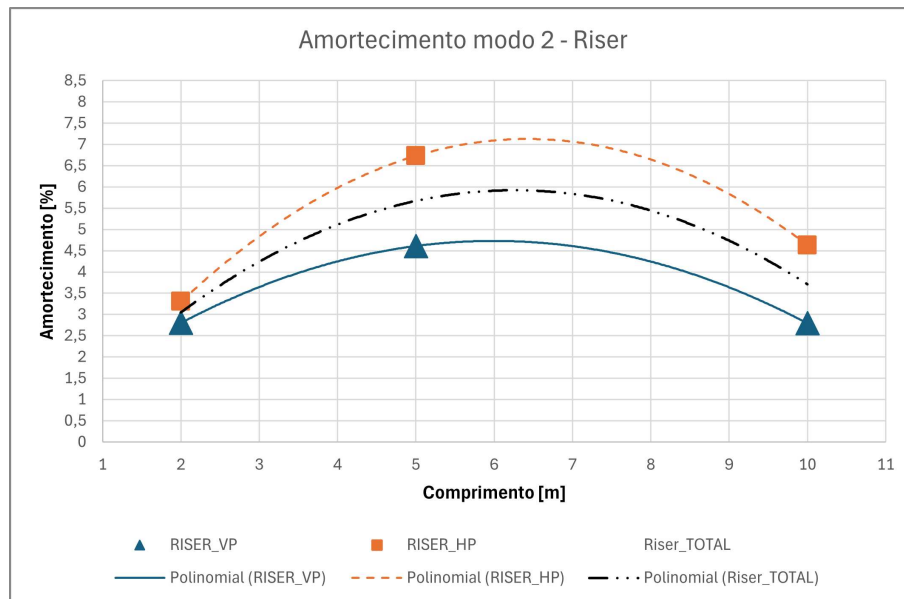
Figura 21 – Amortecimento *riser* - modo 2

Figura 22 – Amortecimento umbilical - modo 1

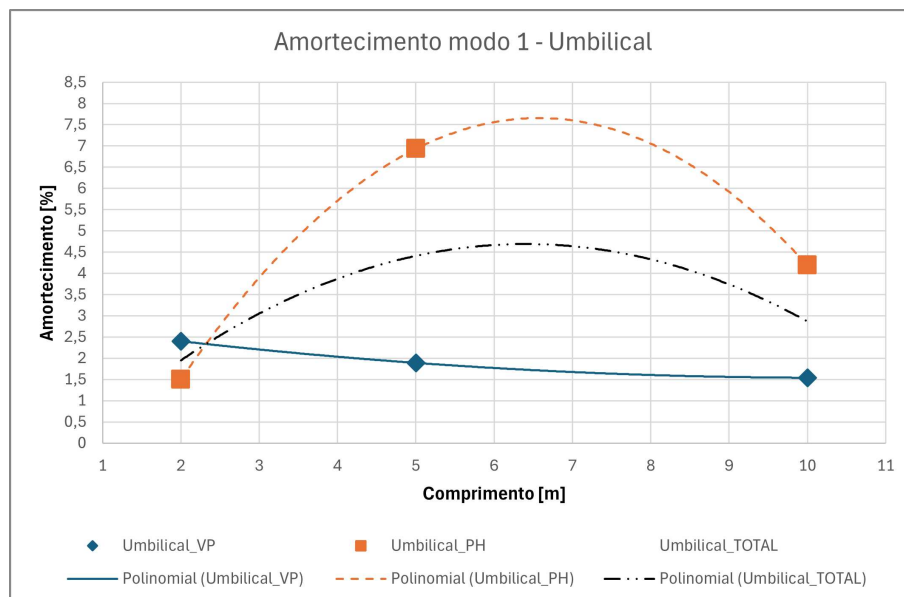
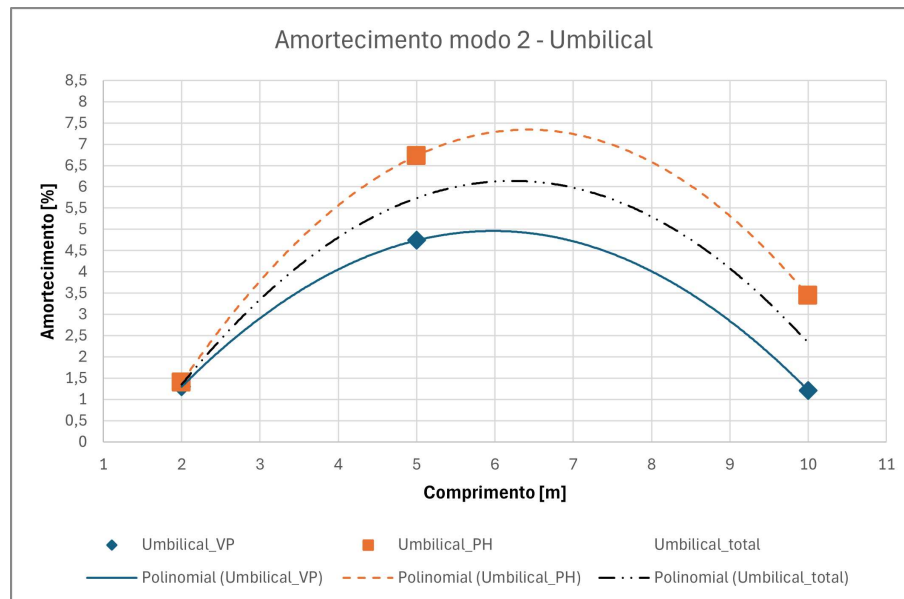


Figura 23 – Amortecimento umbilical - modo 2



Fonte: Autor (2024).

Com o valor de frequência natural amortecida de primeiro modo de flexão das linhas obtidas experimentalmente, é possível calcular por meio da Equação (33) o módulo de Young a densidade equivalente do material utilizando as amostras curtas, devido a massa ser possível aferir e, praticamente, ausência de flecha de deformação inicial.

Os valores utilizados nas simulações estão dispostos na Tabela 7, as modelagens CAD das linhas e parâmetros adicionais da simulação estão disponíveis no Apêndice B. Os dados comparativos entre as frequências naturais experimentais e numéricas são apresentadas nas Tabelas 8, 9 e 10 e os modos de vibração numéricos do *riser* médio podem ser observados na Figura 24. Os modos de vibração das outras amostras estão contidas no Apêndice C.

Tabela 7 – Propriedades do material equivalente utilizado nas simulações

Propriedade	<i>Riser</i>	Umbilical
Módulo de Young [GPa]	14,44	23,75
Densidade [kg/m^3]	3322	2137

Fonte: Autor (2024).

Tabela 8 – Comparação entre frequência experimental e numérica nas linhas curtas

	Plano	<i>Riser</i> (Fujarra et al., 2024)		Umbilical	
		f_d [Hz]	f_{sim} [Hz]	f_d [Hz]	f_{sim} [Hz]
Modo 1	Vertical	104,81	99,47	130,6	130,4
	Horizontal	106,60		111,4	
Modo 2	Vertical	286,37	257,79	347,8	349,9
	Horizontal	285,27		296,5	

Fonte: Autor (2024).

Tabela 9 – Comparação entre frequência experimental e numérica nas linhas médias

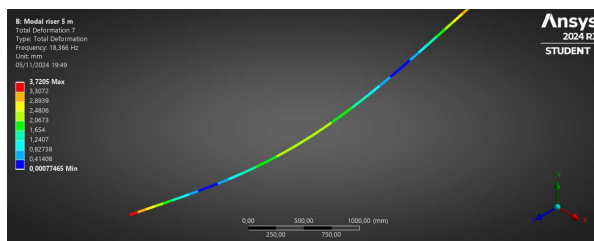
	Plano	<i>Riser</i>		Umbilical	
		f_d [Hz]	f_{sim} [Hz]	f_d [Hz]	f_{sim} [Hz]
Modo 1	Vertical	14,61	18,36	21,20	21,25
	Horizontal	14,26		14,71	15,88
Modo 2	Vertical	47,34	49,95	42,63	43,58
	Horizontal	47,37		42,92	43,66

Fonte: Autor (2024).

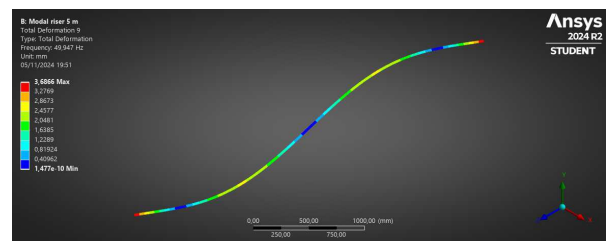
Tabela 10 – Comparação entre frequência experimental e numérica nas linhas longas

	Plano	<i>Riser</i>		Umbilical	
		f_d [Hz]	f_{sim} [Hz]	f_d [Hz]	f_{sim} [Hz]
Modo 1	Vertical	2,22	6,98	1,97	7,46
	Horizontal	2,51		2,89	3,91
Modo 2	Vertical	10,28	11,08	15,25	10,80
	Horizontal	7,25		8,39	10,87

Fonte: Autor (2024).

Figura 24 – Modos de vibrar *riser* médio

(a) Modo 1



(b) Modo 2

Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

Em observação aos dados dispostos por Fujarra et al. (2024), conforme afirmado por eles, o resultado numérico apresenta bastante consistência com o

experimental e a diferença entre os valores são explicados pela própria hipótese de viga equivalente assumida. Concordando com Fajarra et al., a simulação das linhas curtas é pouco desconforme com resultado experimental, visto que os valores da viga equivalente são obtidos a partir delas.

Para o *riser* com aproximadamente 5m, a flecha formada pela estrutura acomodada na condição de ensaio era irrisória, portanto foi simulado considerando uma viga tubular reta, sendo a diferença maior no primeiro modo de apenas 2,9% e no segundo de apenas 5,5%.

Devido a esta consideração de raio de curvatura, o resultado da simulação do umbilical médio obteve uma divergência de 8,0% no primeiro modo e 2,2% para o segundo. Para estes casos, mesmo com a divergência alta para o primeiro modo, a simulação manteve a diferenciação dos planos evidenciando a solidez dos resultados experimentais.

Mesmo com a forma da estrutura adequada à realidade, a simulação divergiu consideravelmente dos resultados experimentais, sendo de 214% para o primeiro modo do *riser* e 279% para o umbilical; já no segundo modo, a diferença foi de 59% no *riser* e 29% para o umbilical.

Este resultado altamente discrepante pode ter origem no efeitos que pode se intensificar com o aumento do comprimento da estrutura, as linhas oceânicas não são homogêneas e as camadas não são solidárias entre si, ou seja, não há nenhum mecanismo de travamento entre elas. Com o aumento do comprimento, pode haver acomodação entre as camadas, movimento relativo das armaduras, entre outros efeitos que podem acabar contaminando o experimento que não são captados na simulação numérica proposta.

Observando o compêndio de resultados obtidos, é plausível afirmar que a extrapolação da metodologia proposta pelo artigo de referência obteve aderência ao objetivo que se propõe, a avaliação do coeficiente de amortecimento em linhas oceânicas. Apesar das frequências nas linhas longas divergirem consideravelmente em relação às linhas médias e curtas, o amortecimento se manteve dentro da ordem de grandeza esperada, ou seja, $\zeta = \mathcal{O}(10^{-2})$. Desta forma, mesmo com analisadores e instrumentações diferentes, o aspecto qualitativo da análise se confirma e as linhas oceânicas estudadas resguardam o amortecimento nesta ordem de grandeza.

5 CONCLUSÕES

De maneira geral, o presente trabalho percorreu por análises experimentais de vibração em linhas oceânicas com o objetivo de identificar a possibilidade de extrapolar o experimento realizado por Fugarra et al. (2024). Apesar de tangenciar o tema do artigo em não realizar a dissecação gradual das amostras, foi possível compreender a metodologia proposta e seu embasamento teórico de concepção.

A adoção da metodologia e da utilização dos equipamentos de análise a fim de executar os ensaios com linhas maiores, sendo avaliado juntamente com simulações em elementos finitos, foi possível compreender o comportamento de sistemas contínuos em vibração livre, mesmo frente ao aumento de escala proposto.

Em observância do que propõe a norma ASTM E 1876, foram conduzidos os ensaios afim de padronizar as condições de contorno das amostras, que são penduradas no eixo do ponto nodal do primeiro modo de flexão, para que os resultados pudessem ser comparados entre si.

Apesar da adaptação da norma em se impactar mais que apenas um ponto, manteve-se padronizada a execução dos ensaio, posicionamento de acelerômetro e rotina de impactação dos diferentes planos, garantindo mais uma camada de segurança nos resultados obtidos.

A realização dos experimentos em linhas maiores que 2m apresentaram os resultados qualitativos esperados em relação ao comportamento do amortecimento e das frequências naturais. As simulações auxiliaram no entendimento do tipo de elemento a ser utilizado e que o elemento de viga não é adequado para as estruturas em tamanhos maiores devido a outros fenômenos que advêm do aumento do comprimento da linha.

Diante destes pontos, considera-se a completude satisfatória do trabalho observando os objetivos propostos. Como forma de contribuir com a pesquisa e desenvolvimento no Brasil, sugere-se para trabalhos futuros:

- Realizar a extrapolação para linhas maiores que 10 metros a fim de avaliar o amortecimento de forma a mensurar possivelmente o amortecimento de Rayleigh;
- Propor metodologia de análise numérica de linhas oceânicas findando dirimir as discrepâncias entre o numérico e o experimental;
- Avaliar e testar outras formas de *setup* de ensaio a fim de minimizar o efeito da deformação inicial da linha, sendo variação de condições de contorno: verticalização da linha, mais pontos de apoio ou, até mesmo, remover deformações iniciais com calor.

REFERÊNCIAS

API. **Specification for Unbonded Flexible Pipe**. 3. ed. Washington, D.C., 2009.

ASTM INTERNATIONAL. **ASTM E1876-2022**: standard test method for dynamic young's modulus, shear modulus, and poisson's ratio by impulse excitation of vibration. West Conshohocken, PA, 2022.

BAI, Y.; BAI, Q. **Subsea engineering handbook**. 2nd. ed. Boston: Gulf Professional Publishing, 2019.

CLOUGH, R.; PENZIEN, J. **Dynamics of Structures**. Berkeley: McGraw-Hill, 1995.

Det Norske Veritas. **Offshore Standard DNV-OS-F101: Submarine Pipeline Systems**. Høvik, Norway, 2000. Acesso em 21 de set. 2024. Disponível em: <https://www.dnv.com>.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

FUJARRA, A. L. C. et al. Measurement of the damping coefficients in a gradually dissected riser sample. In: ISOPE. **International Ocean and Polar Engineering Conference**. Rhodes, Grécia, 2024. p. 403–410.

INMAN, D. J.; SINGH, R. C. **Engineering vibration**. New Jersey: Prentice Hall Englewood Cliffs, 1994. v. 3.

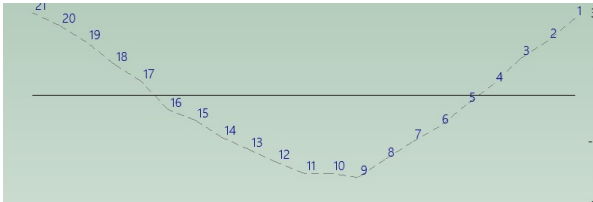
ORGANIZATION OF THE PETROLEUM EXPORTING COUNTRIES. **World Oil Outlook 2045**. Vienna, Austria, 2023. Acesso em: 29 de Out de 2024. Disponível em: <https://www.opec.org>.

PETROBRAS, P. B. S. **Annual Report and Form 20-F 2023**. 2023. Acesso em: 30 de Out de 2024. Disponível em: https://www.sec.gov/Archives/edgar/data/1119639/000111963923000017/pbr-20f_2023.htm.

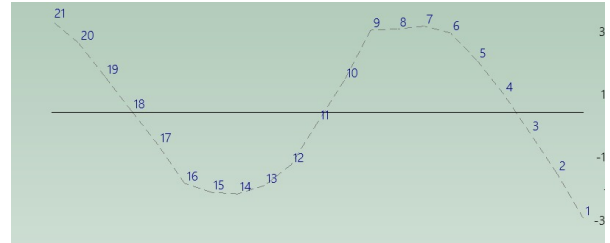
RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. São Paulo: Pearson Educacional, 2009.

APÊNDICE A - FORMAS MODAIS EXPERIMENTAIS DAS LINHAS

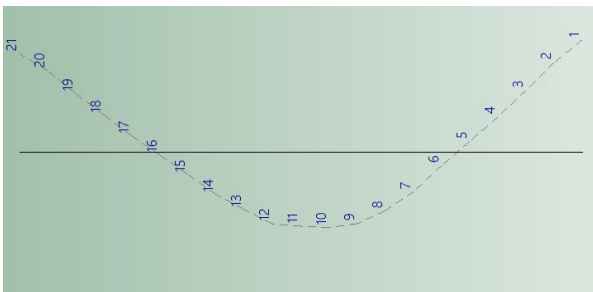
Figura 25 – Modos de vibrar *riser* médio



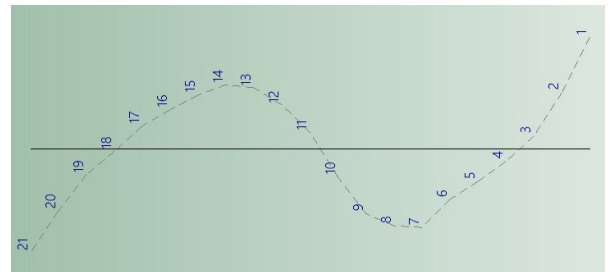
(a) Modo 1 - PV



(b) Modo 2 - PV



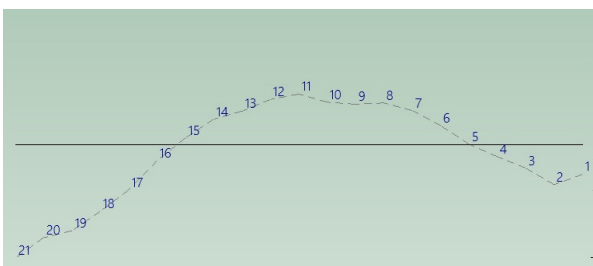
(c) Modo 1 - PH



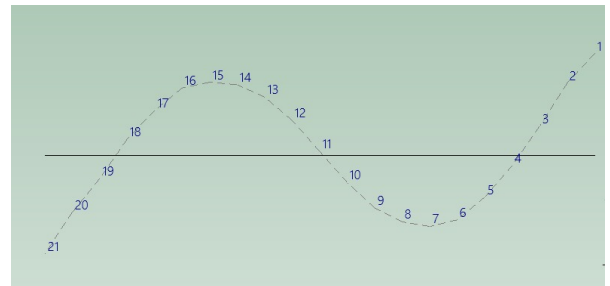
(d) Modo 2 - PH

Fonte: Autor (2024).

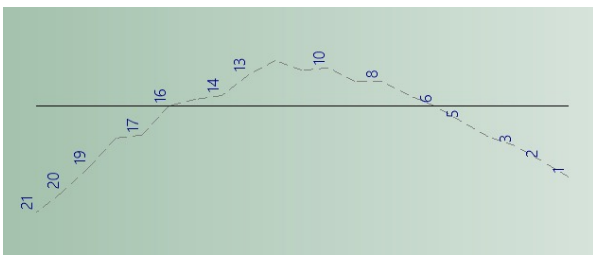
Figura 26 – Modos de vibrar Umbilical médio



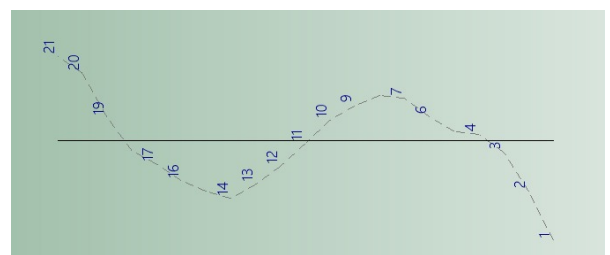
(a) Modo 1 - PV



(b) Modo 2 - PV



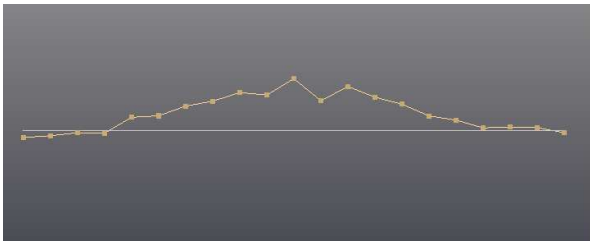
(c) Modo 1 - PH



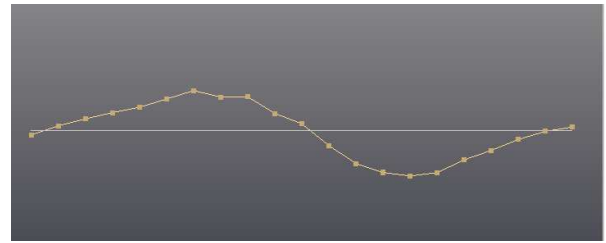
(d) Modo 2 - PH

Fonte: Autor (2024).

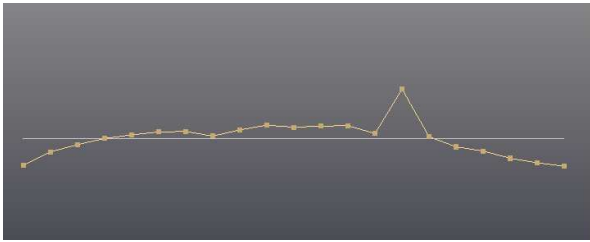
Figura 27 – Modos de vibrar Umbilical longo



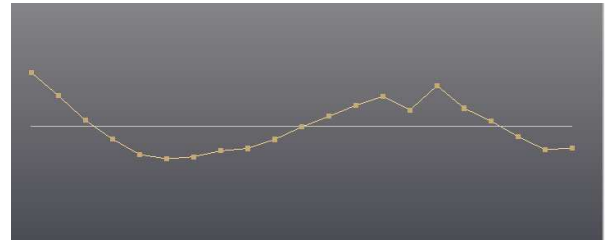
(a) Modo 1 - PV



(b) Modo 2 - PV



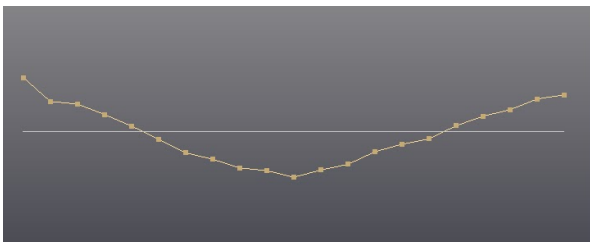
(c) Modo 1 - PH



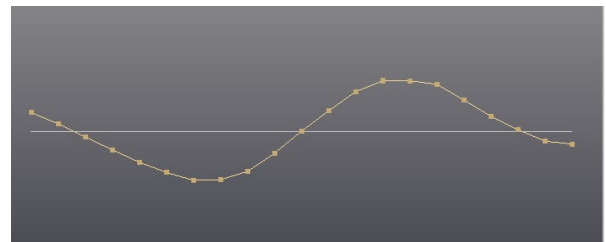
(d) Modo 2 - PH

Fonte: Autor (2024).

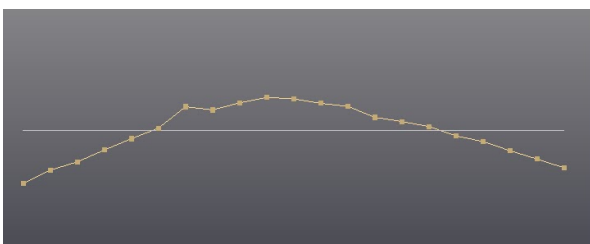
Figura 28 – Modos de vibrar riser longo



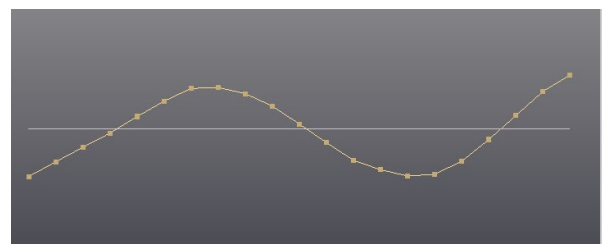
(a) Modo 1 - PV



(b) Modo 2 - PV



(c) Modo 1 - PH

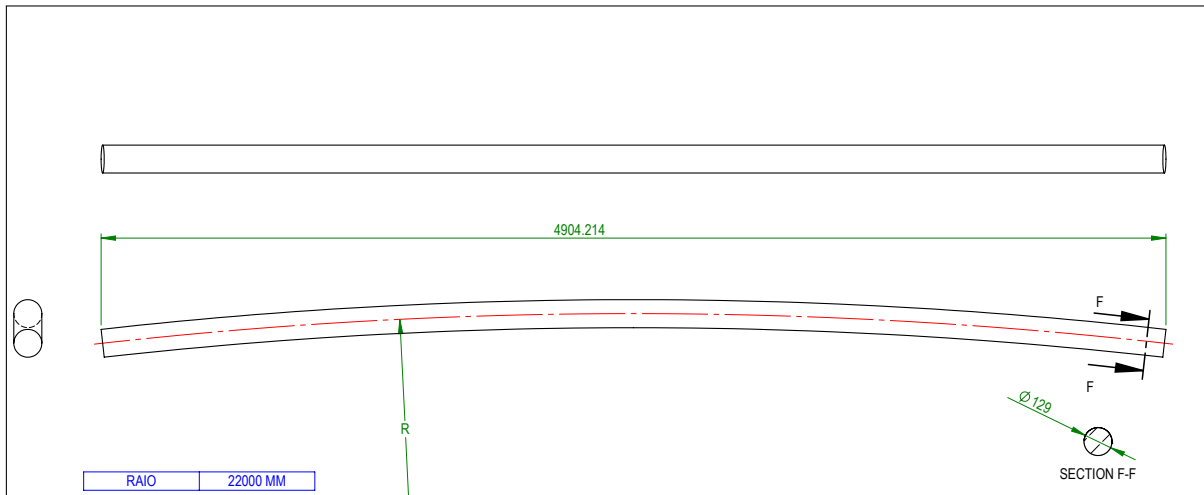


(d) Modo 2 - PH

Fonte: Autor (2024).

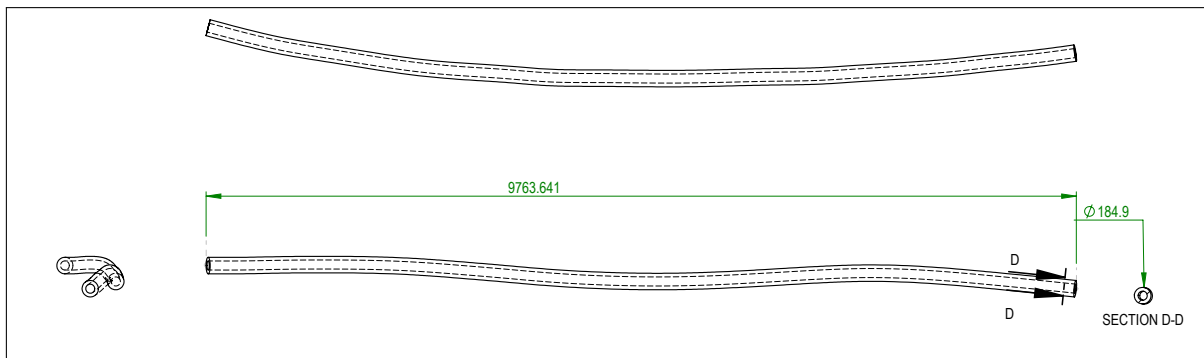
APÊNDICE B - MODELAGEM CAD E PARÂMETROS ADICIONAIS PARA AS SIMULAÇÕES

Figura 29 – Modelagem umbilical médio



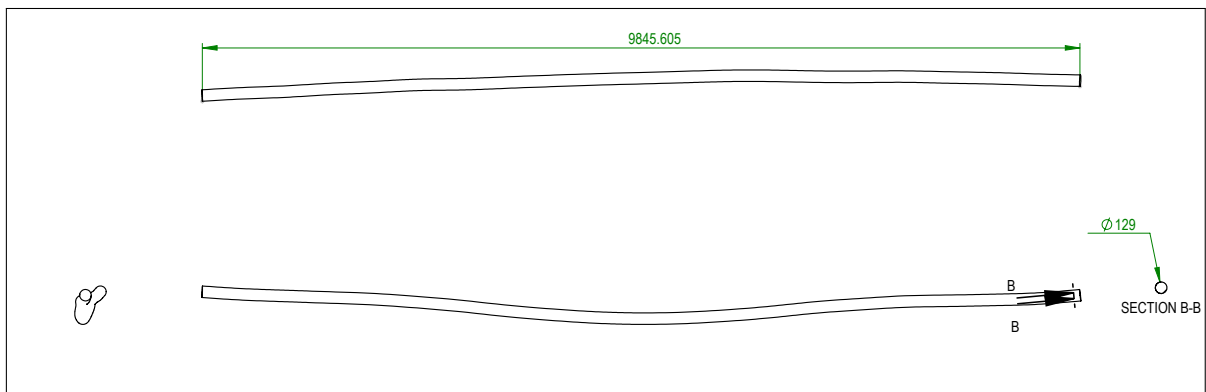
Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

Figura 30 – Modelagem riser longo



Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

Figura 31 – Modelagem umbilical longo



Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

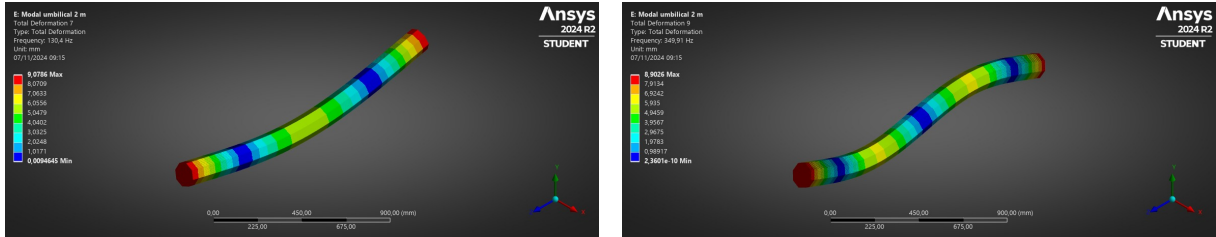
Tabela 11 – Parâmetros de simulação

Linha	Linha	Tamanho elemento	Nº de elementos	Nº de nós
<i>Riser</i>	Médio		4600	9201
	Longo		9806	19613
	Curto	1mm	1700	3401
Umbilical	Médio		4900	9801
	Longo		9877	19755

Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

APÊNDICE C - MODOS DE VIBRAR NUMÉRICOS

Figura 32 – Modos de vibrar umbilical curto

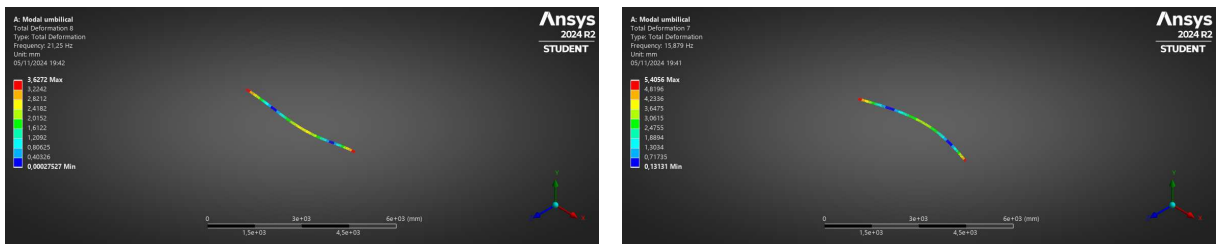


(a) Modo 1

(b) Modo 2

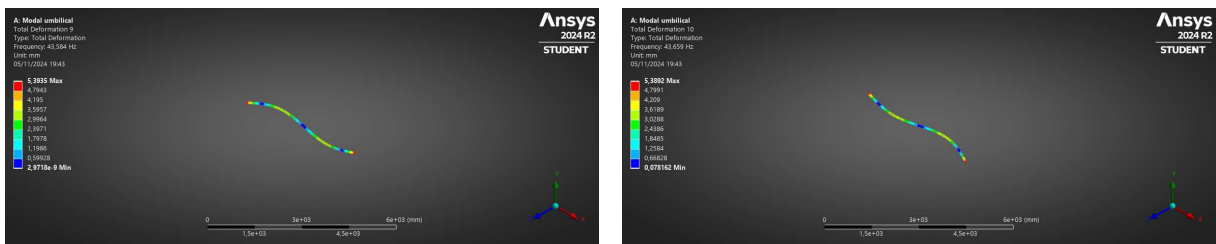
Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

Figura 33 – Modos de vibrar umbilical médio



(a) Modo 1 - PV

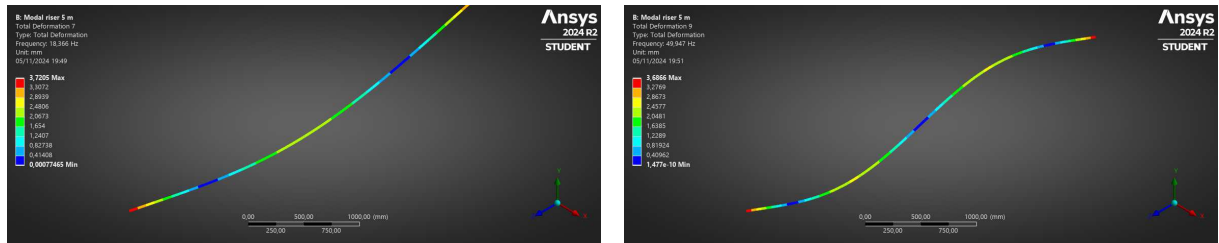
(b) Modo 1 - PH



(c) Modo 2 - PV

(d) Modo 2 - PH

Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

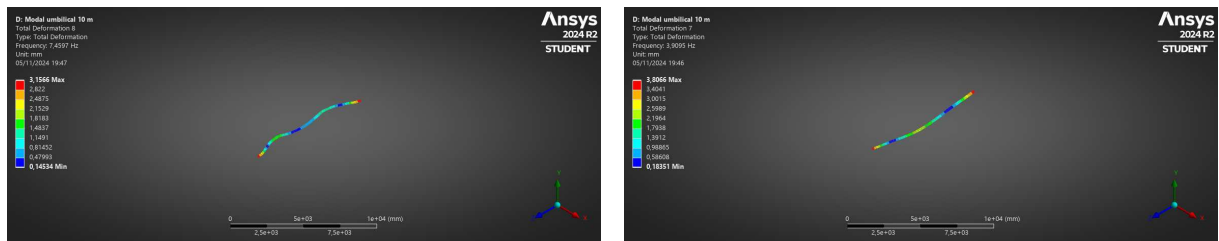
Figura 34 – Modos de vibrar *riser* médio

(a) Modo 1

(b) Modo 2

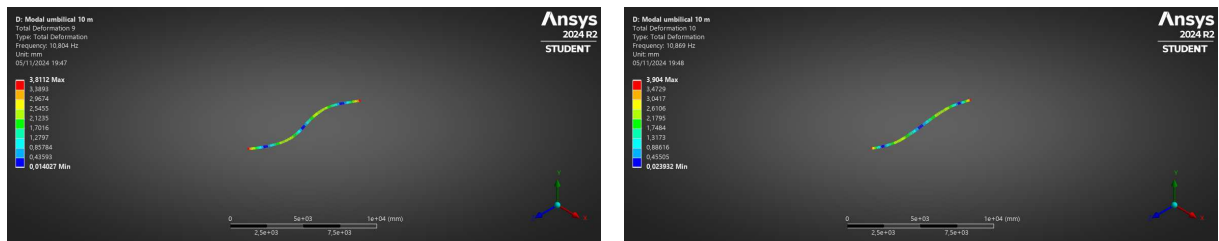
Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

Figura 35 – Modos de vibrar umbilical longo



(a) Modo 1 - PV

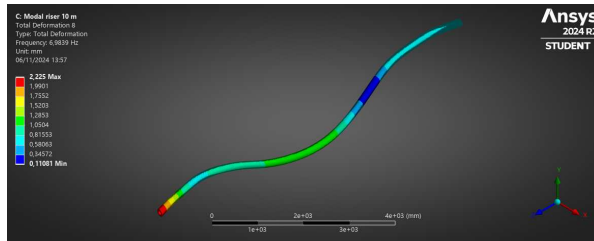
(b) Modo 1 - PH



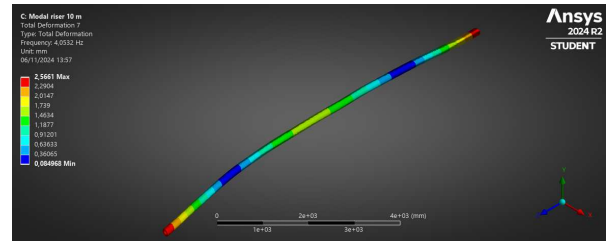
(c) Modo 2 - PV

(d) Modo 2 - PH

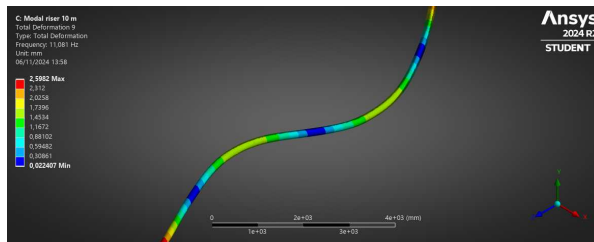
Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.

Figura 36 – Modos de vibrar *riser* longo

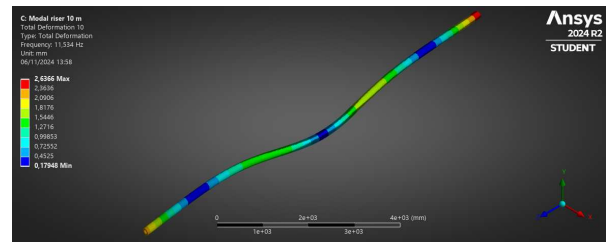
(a) Modo 1 - PV



(b) Modo 1 - PH



(c) Modo 2 - PV



(d) Modo 2 - PH

Fonte: Cortesia de Arthur Prieto Diniz.