

Análise experimental do método de amortecimento viscoso de Rayleigh para um tubo em catenária submetido à vibração

Experimental analysis of Rayleigh's viscous damping method for a catenary tube subjected to vibration

Análisis experimental del método de amortiguación viscosa de Rayleigh para un tubo en catenaria sometido a vibración

Lívia Rampinelli Bozzo¹
André Luís Condino Fugarra²

Resumo: O trabalho objetiva verificar o método de amortecimento viscoso de Rayleigh, baseado na combinação linear de inércia e rigidez, usualmente empregado como parâmetro para análise do comportamento dinâmico de risers via aplicativos de elementos finitos. Sua metodologia é fundamentada em experimentos de caracterização modal com vibração controlada em um tubo sob configuração de catenária. Assim, por meio de um excitador de frequências, acelerômetro uniaxial e analisador espectral (LMS Pimento) foi possível determinar frequências naturais e amortecimentos viscosos modais. A proposição analítica confrontada com resultados experimentais demonstra diferentes correspondências de acordo com a faixa de frequência e o tipo de abordagem utilizados. O menor desvio obtido, relativo a uma vertente do método, equivale a 35% entre valores analítico-experimentais.

Palavras-chave: Amortecimento viscoso de Rayleigh. Tubo em catenária. Experimento com excitador de frequências. Caracterização modal. Comparação entre métodos.

Abstract: The objective of this work is to verify the Rayleigh viscous damping method, based on the linear combination of inertia and stiffness, usually used as a parameter for analyzing the dynamic behavior of risers via finite element applications. Its methodology is based on modal characterisation experiments with controlled vibration in a tube under catenary configuration. Thus, using a frequency exciter, uniaxial accelerometer and spectral analyzer (LMS Pimento) it was possible to determine natural frequencies and modal viscous damping. The analytical proposition confronted with experimental results demonstrates different correspondences according to the frequency range and the type of approach used. The smallest deviation obtained, relative to one aspect of the method, is equivalent to 35% between analytical-experimental values.

Keywords: Rayleigh viscous damping. Catenary tube. Frequency exciter experiment. Modal characterisation. Comparison between methods.

¹Graduanda em Engenharia Naval. Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). <https://orcid.org/0000-0003-2903-2949>. E-mail: liviabozzo@gmail.com.

² Doutor em Engenharia Naval e Oceânica. Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). <https://orcid.org/0000-0003-3538-5898>. E-mail: andre.fugarra@ufsc.br.

Resumen: El objetivo es verificar el método de amortiguamiento viscoso de Rayleigh, comúnmente utilizado para analizar el comportamiento dinámico de bandas mediante elementos finitos. La metodología implica experimentos de caracterización modal con vibración controlada en un tubo en configuración catenaria. Utilizando un excitador de frecuencia, un acelerómetro uniaxial y un analizador espectral (LMS Pimento), se determinaron frecuencias naturales y amortiguamientos viscosos modales. La comparación entre la propuesta analítica y los resultados experimentales muestra diferentes correspondencias según el rango de frecuencias y el enfoque utilizado. La menor discrepancia, en relación con un aspecto del método, es del 35% entre los valores analíticos y experimentales.

Palabras-clave: Amortiguación viscosa de Rayleigh. Tubo en catenaria. Experimento con excitador de frecuencias. Caracterización modal. Comparación entre métodos.

Submetido 12/12/2023

Aceito 03/07/2024

Publicado 26/07/2024

Considerações Iniciais

O Brasil apresenta uma das grandes empresas mundiais de energia, responsável pela exploração e produção de petróleo e gás em águas profundas e ultraprofundas, cuja atuação adequada e correlaciona a exploração desses hidrocarbonetos com a aplicação de alta tecnologia (Rabelo, 2009). Nesse cenário, o sistema produtivo *offshore* demanda melhorias continuadas, vinculadas ao desenvolvimento de novas tecnologias que sejam capazes de garantir soluções e sistemas de segurança cada vez mais eficazes na produção em si, mitigando problemas e adversidades (Rabelo, 2009).

Assim, de acordo com Pereira (2015), *risers* são estruturas fundamentais para a produção *offshore*, pois possibilitam o transporte de petróleo ou gás do leito marinho ou poço até a unidade de processamento localizada na superfície do mar, em geral uma plataforma flutuante em função das grandes lâminas d'água. Nessas condições, essas linhas de produção em virtude de seu próprio peso, assumem uma geometria particular de lançamento denominada catenária (de fato, uma catenária aproximada), sob configuração estática ou quase estática. E ainda, por consequência dessa disposição, são submetidas a diferentes fenômenos, muitos deles advindos e impulsionados por sua grande esbeltez que, em geral, é caracterizada pela razão entre seu comprimento e seu diâmetro hidrodinâmico (Pereira, 2015).

Sob essas circunstâncias, e de uma maneira geral, as linhas de produção podem ser impactadas negativamente por comportamentos dinâmicos devido a duas principais origens: a primeira, decorrente da movimentação relativa da plataforma conectada ao topo dessas linhas, a qual impõe deslocamentos e carregamentos importantes devido à ação das ondas nessa região; e a segunda, que advém da correnteza marinha, responsável pela ação de cargas hidrodinâmicas ao longo de todo o comprimento suspenso, ou seja, do topo ao ponto de contato com o leito marinho (Pereira, 2015).

Como exemplo de problema que afeta a integridade dessas estruturas, e que tem como origem a ação da correnteza, destaca-se o fenômeno das Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV). Ele depende das características intrínsecas da estrutura a ele submetida, como apontado por Williamson e Govardhan (2004) e Blevins e Coughran (2009), e cuja atuação perene no decorrer do tempo consome a vida útil dessas estruturas e, portanto, interfere diretamente na funcionalidade da produção (Pereira, 2015).

De acordo com as informações até aqui descritas, acredita-se ser possível perceber a importância econômica, social e ambiental associada a esse sistema produtivo como um todo, de modo que a investigação das linhas *offshore* seja primordial para sua evolução técnico-científica, prevenção de desastres ambientais e aumento de vida útil delas.

Algumas dessas investigações prescindem, por exemplo, de conhecer os valores de amortecimento viscoso nessas linhas *offshore*, como explicitam Penny, Mourelle e Lopes (1999), os quais podem ser acessados via caracterização experimental (bastante difícil, diga-se de passagem), ou por intermédio de estimativas teóricas (que sempre carecem de validação). Segundo a abordagem teórica, um dos métodos mais difundidos e utilizados para estimativa do amortecimento viscoso é aquele proposto por Rayleigh, particularmente foco deste trabalho.

Sendo assim, o conteúdo mais adiante apresentado tem como objetivo contribuir com a tarefa continuada de validação do método de Rayleigh para estimativa do amortecimento viscoso em linhas *offshore*, aqui abordado segundo simplificações estruturais iniciais, mas ainda com a capacidade de promover um melhor entendimento em relação à aplicação posterior do método em projetos reais via simulações numéricas, bem como, de promover questionamentos, ponderações e, até mesmo, evidenciar possíveis desdobramentos investigativos que contribuam para a robustez desse método para a estimativa do amortecimento viscoso.

Em termos de sua organização, a próxima seção é dedicada à apresentação sintética de informações importantes quanto à geometria do “*Lançamento em Catenária*”, as quais são úteis para o melhor entendimento do problema como um todo, além de, na sequência, serem indispensáveis para as subsequentes seções encarregadas de apresentar o “*Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh*” em si, a “*Metodologia*” adotada para as comparações analítico-experimentais, os “*Resultados e Discussões*” e as “*Conclusões*”.

Lançamento em catenária

O debate em torno do lançamento de *risers* e umbilicais nos oceanos suscita diversas discussões, destacando-se aquelas que manifestam sua notável versatilidade face à enorme complexidade, especialmente conduzidas em meio a um pujante progresso tecnológico e a um aumento vertiginoso da capacidade produtiva em áreas oceânicas cada vez mais profundas.

Diante desse cenário, torna-se evidente a necessidade de estudar métodos de lançamento mais eficientes, visando a capacitação, aprimoramento do desempenho e a mitigação de danos. Nesse contexto, ao longo dos anos, foram investigadas e implementadas diferentes configurações de lançamento para a coleta de petróleo, dentre as quais, uma de suma importância denominada catenária livre, ou *free-hanging catenary*.

Independente da geometria em que as linhas *offshore* são lançadas, torna-se essencial realizar uma análise estrutural dos seus modos de falha para avaliar o desempenho ao longo do período de operação. Portanto, é indispensável considerar as influências internas e externas presentes nesse sistema, das quais a fadiga surge como uma preocupação significativa, visto que possui natureza perene, com origem em esforços de magnitudes, direções e sentidos variáveis, e que podem ainda, ocorrer de maneira combinada.

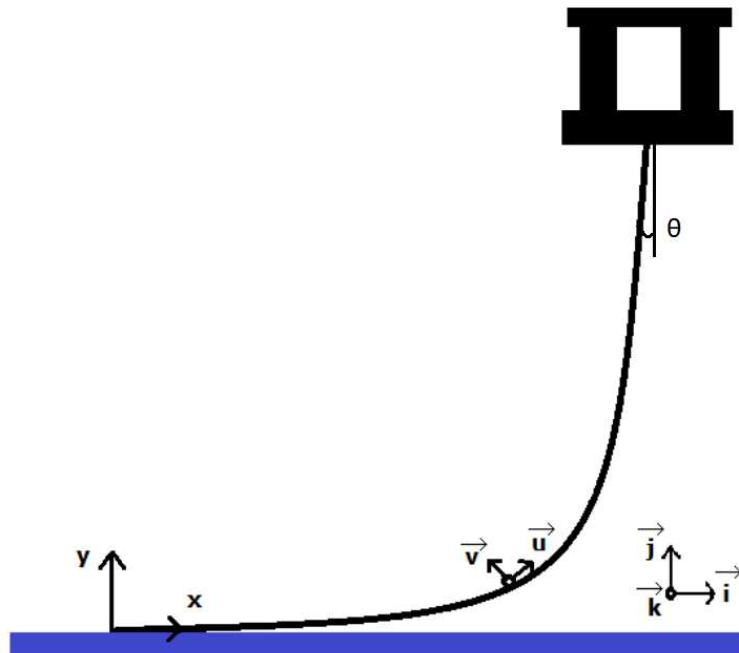
Estabelecendo foco no lançamento em catenária livre, e em termos gerais, ele pode ser caracterizado como uma geometria peculiar, usualmente modelada por equações como as encontradas, por exemplo, em Patel e Seyed (1995), nas quais a caracterização e definição de todas as informações do sistema são matematicamente conduzidas segundo hipóteses simplificadoras para uma análise preliminar e idealizada, assim, facilitando a elaboração dos cálculos. Neste sentido, considera-se que o sistema (linha *offshore* ou representação dela) seja tipicamente composto por materiais homogêneos, isotrópicos, contínuos, coesos e lineares, com rigidez perfeitamente distribuída ao longo da estrutura.

Segundo Pesce (1997), outra referência de interesse para a modelagem das linhas *offshore*, assumindo que o sistema esteja em equilíbrio estático, com configuração plana sob carregamento plano, é possível definir uma função matemática que determina a configuração de catenária. Nessa representação é previamente estabelecido um sistema de coordenadas via versores intrínsecos e que, como será visto mais adiante, servem como referência facilitadora para os cálculos.

Nesse âmbito, segundo Pesce (1997), as coordenadas cartesianas x e y são utilizadas para definir o plano da catenária, orientadas pela base canônica i , j e k , na qual k corresponde ao versor perpendicular ao plano e j ao versor que orienta a vertical para cima, como ilustra a Figura 1. Além disso, o versor u orienta a linha central e corresponde a um versor tangente à curvatura e o v , ortogonal a ele, aponta sempre no sentido do centro de curvatura da catenária.

Outro parâmetro de grande importância é o ângulo de topo, definido por θ , que será melhor detalhado adiante.

Figura 1 - Sistema cartesiano do plano de uma catenária



Fonte: Os autores (2023).

Dessa forma, ainda de acordo com Pesce (1997), considerando em primeira análise que as forças hidrodinâmicas associadas à ação da correnteza sejam nulas, assumindo a ausência de carregamento hidrodinâmico, e desconsiderando termos associados à rigidez flexional, a equação diferencial que governa a configuração de catenária livre possui uma solução exata, conforme definido por Patel e Seyed (1995), traduzida pela equação 1. Onde θ_0 representa a tração estática efetiva da catenária no Ponto de Tangência junto ao Fundo (TDP, como acrônimo em língua inglesa de *Touch Down Point*); ρ é o elemento que indica o peso imerso da linha por unidade de comprimento; (x, y) corresponde à coordenada cartesiana de referência da catenária; e C_1 e C_2 são as constantes de integração que podem ser definidas a partir das condições de contorno.

$$y(x) = \frac{\theta_0}{\rho} \cdot \left[h\left(\frac{\rho}{\theta_0} \cdot x + C_1\right) + C_2 \right] \quad (1)$$

Como o TDP adotado representa o ponto onde a coordenada em η é nula, utiliza-se a convenção $\frac{\eta}{\eta_0} = 0$ em $\eta = 0$ para representá-lo nesse espaço. Assim, novamente de acordo com Pesce (1997), a equação 1 pode ser reformulada e redefinida de acordo com a equação 2.

$$\eta(\eta) = \eta_{0\eta} \cdot \eta \cdot \cos^{-1}\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) - l \quad (2)$$

Por outro lado, se essa equação 2 for integrada em relação ao elemento η , que representa a coordenada curvilínea medida ao longo da linha, e considerando $\eta(0) = \eta(0) = 0$, então as equações 3 e 4 tornam possível uma nova parametrização para a configuração da catenária livre.

$$\eta(\eta) = \eta_{0\eta} \cdot \eta \cdot \cos^{-1}\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) \quad (3)$$

$$\eta(\eta) = \eta_{0\eta} \cdot \eta \cdot \left(1 + \left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}} - l \quad (4)$$

Além disso, nota-se que é possível definir o comprimento suspenso da estrutura tubular conforme equação 5, também proposta por Pesce (1997), em que θ_0 corresponde ao ângulo de saída de topo da catenária, tomado em relação à direção vertical.

$$\eta = \eta_{0\eta} \cdot \cos(\theta_0) \quad (5)$$

Considerando um caso de análise simples de uma linha imersa no ar, no qual a tração efetiva pode ser equivalente à tração solicitante do sistema, as equações paramétricas mencionadas anteriormente podem ser adaptadas e expressas por intermédio das equações 6 e 7, conforme propõem Aranha, Martins e Pesce (1995). Assim, $\eta \cdot \eta$ corresponde ao produto

de rigidez axial da seção transversal da estrutura em catenária e o índice 0 representa a posição do ponto de contato com o fundo, também conhecido como TDP.

$$\sigma(\xi) = \sigma_0 \cdot \xi + \frac{\sigma_0}{\xi} \cdot \xi \xi \xi \xi \xi \xi \xi h\left(\frac{\xi \cdot \xi}{\xi_0}\right)$$

(6)

$$\sigma(\xi) = \frac{l}{2} \cdot \frac{\xi \cdot \xi}{\xi_0} \cdot \xi_0 \cdot \xi + \frac{\sigma_0}{\xi} \cdot \left(\left(1 + \left(\frac{\xi \cdot \xi}{\xi_0} \right)^2 \right)^{\frac{l}{2}} - 1 \right)$$

(7)

$$\varepsilon_0 = \frac{\xi_0}{\xi \cdot \xi} \tag{8}$$

Sob essas condições, conforme esclarecem Patel e Seyed (1995), geralmente se desconsidera o efeito da extensibilidade, pelo menos em relação à configuração de equilíbrio elástico. A esse respeito, no entanto, sabe-se que a importância da extensibilidade cresce com a diminuição da rigidez axial, como apontado por Pesce (1997); embora tal efeito seja desconsiderado nas investigações contidas neste trabalho.

Feita a modelagem matemática da catenária livre, o passo seguinte é sua caracterização modal, segundo a qual informações de frequência, forma e coeficiente de amortecimento modais são fundamentais.

Também surge, então, a necessidade de métodos específicos para a predição analítica das frequências e formas modais, como é o caso do Método de Wentzel–Kramers–Brillouin (WKB), que foi desenvolvido especialmente para esse tipo de configuração de lançamento e pode ser esclarecedor quando complementado pela clássica Análise de Fourier.

Assim, sendo bastante conhecida, a Análise de Fourier não será aqui novamente apresentada por uma questão de concisão. O Método WKB, por outro lado, no que se refere ao essencial para o procedimento de identificação modal desenvolvido mais adiante, pode ser sintetizado como um método capaz de determinar analiticamente as frequências e modos naturais de linhas *offshore* como *risers* em catenária. Para a sua utilização no sistema investigado neste trabalho, adicionalmente é adotada a hipótese de que, de fato, trata-se de uma estrutura inextensível, tensionada e curvada, conforme abordagem semelhante conduzida por (Pesce, 1999).

Nessas condições, considerando também o caso particular e simplificado de uma catenária pura, ou seja, sem contribuição flexional, as frequências naturais ω_n são dadas pelas equações 9 e 10, onde α pode ser definido como a razão entre a coordenada Lagrangeana z e o comprimento suspenso L da catenária.

$$\omega_n(\alpha) = \sqrt{1 - \alpha^2} \quad (9)$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{d\omega_n(\alpha)}{d\omega_n(\alpha)} \quad (10)$$

Feita a caracterização matemática da catenária livre, passa-se, então, à apresentação dos elementos principais que descrevem o método teórico proposto por Rayleigh para a estimativa do amortecimento viscoso.

Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh

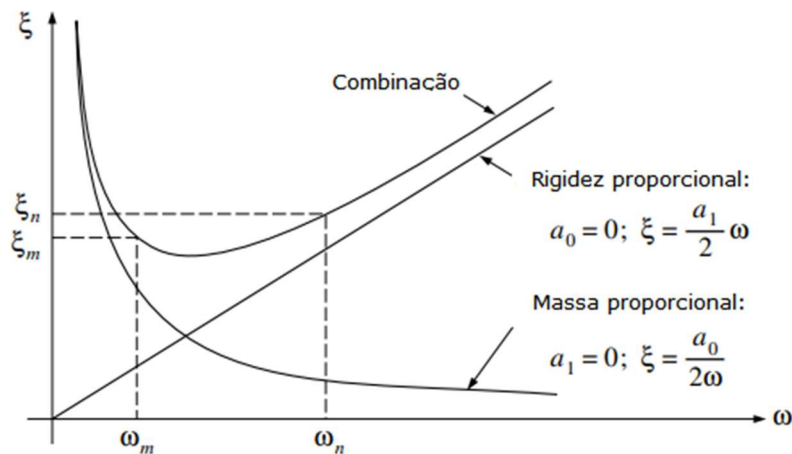
O amortecimento de um sistema de múltiplos graus de liberdade pode ser facilmente caracterizado por razões de amortecimento modal, definidas por ξ_n (Clough; Penzien, 2003), também denominadas por fatores ou coeficientes de amortecimento modal. No entanto, de acordo com os mesmos autores, se o sistema estiver sob condição dinâmica, a superposição de soluções modais pode não ser suficiente para obter a resposta total.

Ainda assim, no âmbito simplificado propositivo, o método de Rayleigh define que a razão (constante ou fator) de amortecimento viscoso de uma estrutura pode ser obtida a partir de uma combinação linear de contribuições proporcionais à inércia e à rigidez, utilizando fatores de proporcionalidade como demonstra a equação 11. Na qual m representa a massa que responde pela contribuição de inércia do sistema, k a rigidez estrutural, e α_0 e α_1 são os fatores de proporcionalidade, coerentes com as unidades apropriadas, neste caso o inverso do tempo e o tempo, medidos respectivamente em $1/\text{s}$ e s no Sistema Internacional (SI).

$$\zeta = \alpha_0 \cdot \frac{1}{\omega_n} + \alpha_1 \cdot \omega_n \quad (11)$$

Assim, essas constantes são definidas avaliando soluções em função de determinada faixa de frequência de excitação, de ω_m a ω_n , e de coeficientes de amortecimento, limitados por ξ_m e ξ_n , como ilustra a Figura 2.

Figura 2 - Amortecimento Viscoso de Rayleigh com a aproximação por dois termos α_0 e α_1 .



Fonte: Adaptado de Clough e Penzien (2003).

Além disso, em uma apresentação mais geral, o amortecimento viscoso pode ainda ser definido utilizando uma quantidade maior de termos para discretizar a curva característica, de modo que seja possível reescrever a proposição segundo a equação 12 (Clough; Penzien, 2003). Nela, o amortecimento pode ser descrito a partir da combinação de infinitas matrizes combinadas de inércia e rigidez a depender da quantidade de informação contida no sistema de análise. Onde α_\square corresponde ao coeficiente que proporciona a combinação dos elementos de massa e rigidez, sendo calculado a partir dos valores de frequência natural e amortecimento, e tendo seu índice passível de variação no intervalo $-\infty < \square < \infty$, em concordância com os termos que se deseja utilizar para caracterizar o sistema. Na prática, no entanto, o ideal é que a escolha de varredura desse parâmetro seja a mais simplificada possível.

$$\alpha_\square = \alpha \cdot \sum[\alpha_\square \cdot (\alpha^{-1} \cdot \alpha)^\square] \equiv \sum_\square \alpha_\square \quad (12)$$

Desta forma, para definir as constantes de proporcionalidade, uma avaliação generalizada do amortecimento modal proveniente das relações estabelecidas pela equação do movimento do sistema para um número indefinido de modos foi necessária. Então, as seguintes fórmulas são adequadamente obtidas (Clough; Penzien, 2003).

$$\xi_{\omega} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\omega_1 - \omega}{\omega_1^2} + \frac{\omega_0}{\omega_1} + \alpha_1 \cdot \omega_1 + \alpha_2 \cdot \omega_1^3 \right] \quad (13)$$

$$\xi_{\omega} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\omega_1 - \omega}{\omega_1^2} + \frac{\omega_0}{\omega_1} + \alpha_1 \cdot \omega_1 + \alpha_2 \cdot \omega_1^3 \right] \quad (14)$$

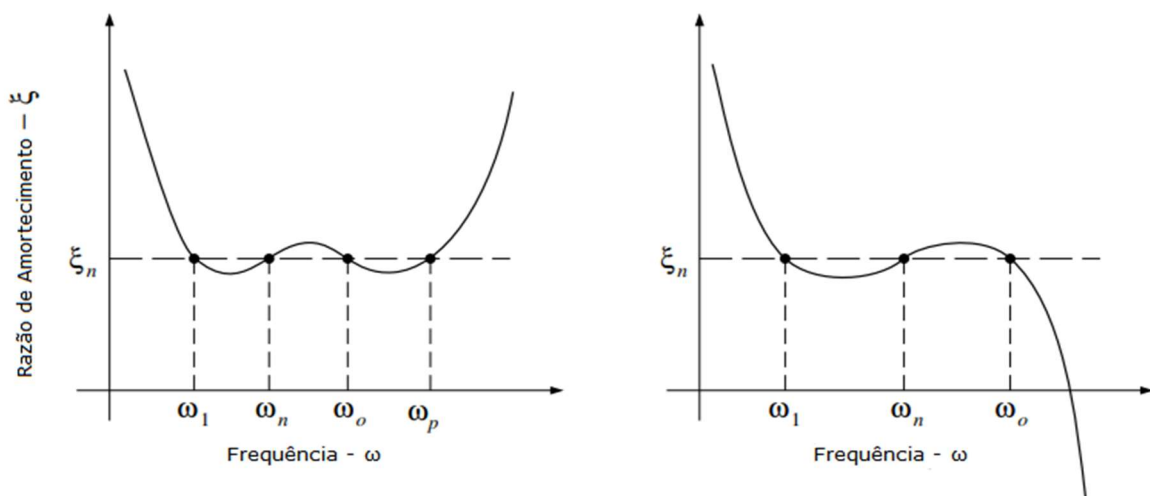
$$\xi_{\omega} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\omega_1 - \omega}{\omega_1^2} + \frac{\omega_0}{\omega_1} + \alpha_1 \cdot \omega_1 + \alpha_2 \cdot \omega_1^3 \right] \quad (15)$$

$$\xi_{\omega} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\omega_1 - \omega}{\omega_1^2} + \frac{\omega_0}{\omega_1} + \alpha_1 \cdot \omega_1 + \alpha_2 \cdot \omega_1^3 \right] \quad (16)$$

Além disso, ainda de acordo com Clough e Penzien (2003), os novos parâmetros de proporcionalidade também podem ser definidos com base em informações de frequência natural e razão de amortecimento da estrutura em análise.

Neste sentido, pela versatilidade da equação 12, é possível obter a constante de amortecimento com pares de informações (frequências naturais e razões de amortecimento), de modo que a parametrização da curva possa ser realizada conforme a Figura 3.

Figura 3 - Amortecimento Viscoso de Rayleigh com uma aproximação com quatro e três termos respectivamente.



Fonte: Adaptado de Clough e Penzien (2003).

Dessa forma, fica evidente que o método pode ser amplamente empregado, a depender da quantidade de informações que se conheça sobre a estrutura. No entanto, como consequência direta da quantidade de termos utilizados para a parametrização da curva da constante de amortecimento viscoso como função da frequência natural, é importante destacar que, ao se analisar uma mesma faixa de frequências, os amortecimentos podem apresentar valores consideravelmente distintos, principalmente para os modos naturais de alta ordem.

Metodologia

A estratégia metodológica adotada neste trabalho é caracterizada por uma abordagem quantitativa baseada na relação direta entre frequências naturais e razões de amortecimento de uma estrutura tubular disposta em configuração de uma catenária livre. Por se tratar de um assunto pouco explorado na literatura, sua natureza ainda é de caráter básico, apoiada na busca por fundamentos que tragam maior robustez à proposição analítica de Rayleigh para a determinação do amortecimento viscoso em estruturas esbeltas. No que tange ao seu objetivo, caracteriza-se como uma metodologia ainda exploratória, conduzida a partir de um procedimento eminentemente experimental simplificado, ainda que dotado de certa sofisticação, e especificamente conduzido para confrontar com os resultados analíticos.

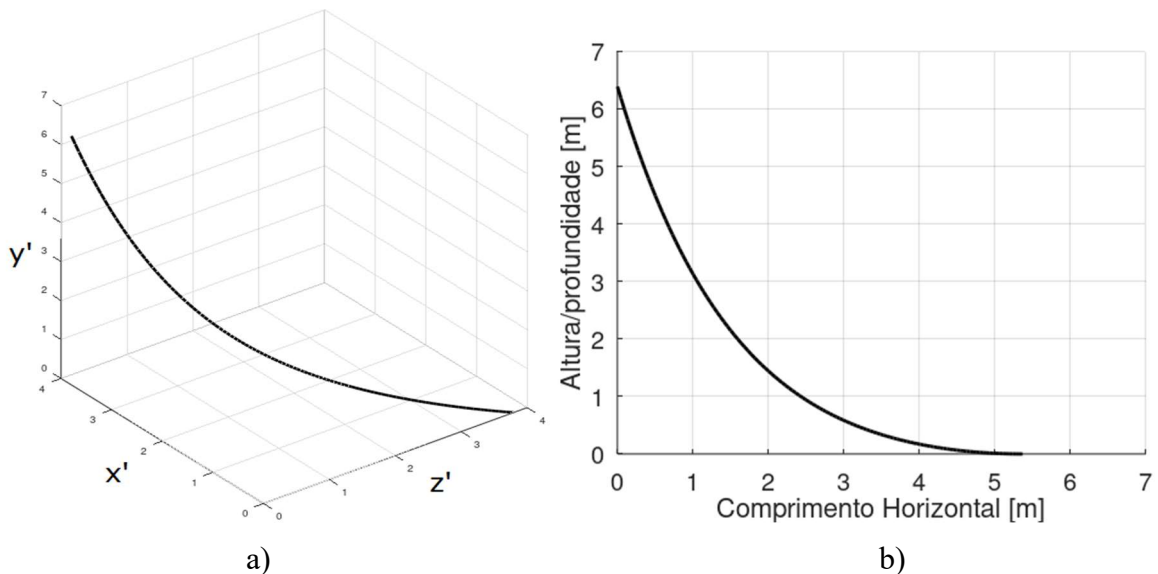
De fato, em uma descrição mais pragmática, esta metodologia emprega resultados analíticos como apoio para a caracterização modal experimental de um tubo lançado em uma geometria aproximada de catenária livre. Em tempo, aqui se diz “aproximada” porque o tubo utilizado conta com uma parcela de rigidez flexional que, no âmbito desta pesquisa, foi desconsiderada para efeito de simplificação pois não tem impacto direto sobre o objetivo estabelecido.

Assim sendo, a abordagem analítica, que apoia os experimentos de caracterização modal, utiliza das informações dimensionais do tubo polimérico em geometria similar à de uma catenária livre a partir do encaminhamento proposto por Pesce (1997).

A Figura 4, portanto, ilustra a projeção analítica da geometria investigada com suas devidas coordenadas descritivas. Importante destacar a relevância do ângulo de saída no topo (extremidade superior da catenária), tomado entre a direção vertical e a estrutura tubular. Note também a característica geométrica do ponto de tangência com o fundo, correspondente ao ponto em que o *riser* entra em contato com o leito marinho. Esses aspectos geométricos nas

extremidades superior (TOPO) e inferior (TDP) expressam indiretamente as condições de contorno do sistema.

Figura 4 - Sistema de referência de uma catenária. a) Em perspectiva. b) no plano da catenária

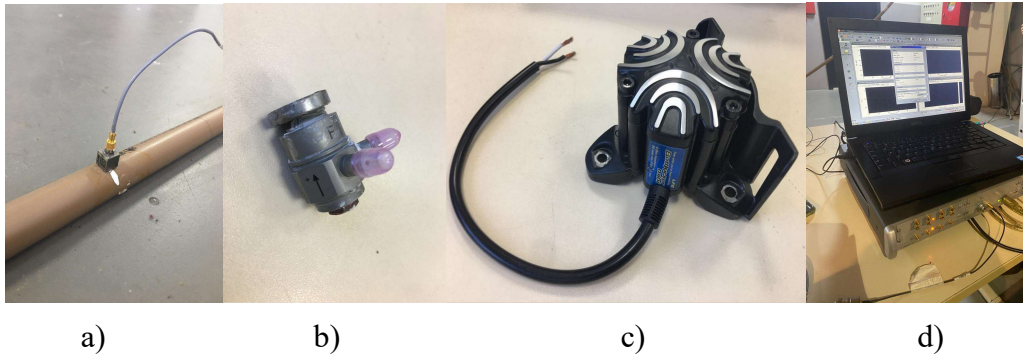


Fonte: Os autores (2023).

Ademais, conforme descrito, para definir e compreender a faixa de frequências de excitação dos modos a serem obtidos experimentalmente no tubo em catenária ensaiado, o Método WKB foi utilizado. Como já citado, a partir de informações dimensionais e de esforços da estrutura, este método viabiliza analiticamente o conhecimento antecipado (mesmo que aproximado) das frequências naturais de cada modo de vibrar do tubo ensaiado, assim como sua forma modal.

Sob uma perspectiva física futura aplicada, a abordagem experimental desenvolveu-se com a utilização dos mesmos procedimentos adotados para a caracterização de sistemas reais, baseados na utilização de sensores para medição de aceleração e força aplicadas pontualmente ao longo das estruturas. No caso deste trabalho, além do tubo em catenária livre, também foi utilizado um excitador de frequências ou *shaker*, um sistema tradicional de aquisição e tratamento de dados, denominado LMS Pimento, desenvolvido comercialmente para a identificação modal, todos eles podem ser observados na Figura 5.

Figura 5 - Aparelhos utilizados no procedimento experimental. a) Acelerômetro uniaxial. b) Transdutor de força. c) Excitador de frequências. d) LMS Pimento



Fonte: Os autores (2023).

O método utilizado pelo analisador de dados baseia-se na Estimativa do Domínio de Frequência dos Múltiplos Graus de Liberdade (*Frequency Domain Multiple Degrees of Freedom Estimation*). Dessa forma, com uma planilha de valores advindas do ensaio é possível definir a faixa de frequência de interesse para realizar uma análise modal usando tanto a função de soma quanto a de indicador de modos de vibração (TEST LAB, 2012).

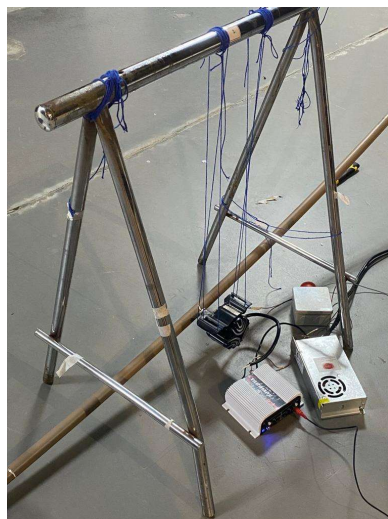
Nesse contexto, um método importante para uma análise modal completa é a estimativa executada pelo LMS PolyMAX a qual define frequências naturais, amortecimento e “fatores de participação”. Os resultados da computação da matriz de covariância, ou seja, da identificação do crescimento do número de modos de vibrar no sistema investigado, são ilustrados no diagrama de estabilização. E assim, a partir dele, é possível escolher os polos estabilizados para dar prosseguimento à análise (TEST LAB, 2012).

Além disso, o método aplicado pelo PolyMAX é conhecido como *Least-Squares Complex Frequency-Domain* ou LSCF, o qual baseia-se na identificação de um modelo de denominador comum para encontrar valores iniciais para o método iterativo de máxima credibilidade. Esses valores iniciais geram parâmetros modais muito precisos com um baixo esforço computacional além de muita nitidez (TEST LAB, 2012).

Por outro lado, é importante ressaltar que para execução do experimento, o transdutor de força e o *shaker* foram acoplados entre si, pois o excitador de frequências não possui capacidade própria de transformar energia mecânica em sinal elétrico, algo que é essencial para garantir a transmissão de informação ao sistema de aquisição de dados.

Além disso, cuidou-se para que a alocação do *shaker*/transdutor no tubo fosse a mais branda possível, no sentido de que, ao colá-lo com uma cola instantânea, tanto a inércia quanto a rigidez da estrutura tubular fossem idealmente inalteradas. Para tanto, adotou-se como suporte um cavalete e cabos ajustáveis que adaptaram a altura e promoveram a atuação da maneira mencionada, conforme a Figura 6. Como complemento, o acelerômetro foi sucessivamente posicionado em cada ponto de medição previamente definido ao longo da catenária.

Figura 6 - Acoplamento entre o conjunto *shaker*/transdutor de força e o tubo em catenária livre.



Fonte: Os autores (2023).

Outros elementos que suscitaram atenção foram aqueles necessários à definição das condições de contorno da catenária, quais sejam: o suporte de madeira, disposto na parte superior (TOPO), e a morsa localizada no ponto tangente ao solo (TDP), utilizadas para minimizar efeitos de dissipação por atrito. Ver detalhes a) e b) apresentados na Figura 7.

Figura 7 - Elementos para definição da condição de contorno da estrutura tubular. a) Suporte de madeira. b) Morsa



a)

b)

Fonte: Os autores (2023).

Para possibilitar a montagem do experimento, foi necessário criar o suporte para o TOPO da catenária, este construído a partir de uma seção de madeira, dois eixos de metal para facilitar o posicionamento do tubo, quatro porcas de metal e quatro mãos francesas para fixar a estrutura na parede. Nessa configuração, o duto de policloreto de vinila foi encaixado no suporte, estabelecendo assim um engaste. Essa medida não apenas restringiu os movimentos durante a realização do ensaio, mas também assegurou a manutenção do ângulo de saída de topo.

Segundo Neto (2012), os ângulos de saída de topo em relação a um plano horizontal de referência são estabelecidos por volta de 90° de modo que a componente horizontal de tração se torne praticamente nula. Desta forma, para definir a angulação da estrutura foi estipulado que a catenária aqui investigada estivesse o mais próximo possível desse padrão, somado à viabilidade de executá-la.

Tais condições de contorno, portanto, caracterizaram o papel de engastes nas extremidades da estrutura, de modo que a única movimentação nesse cenário ideal fosse apenas do próprio tubo de PVC, sem efeitos de movimentos relativos, como mencionado anteriormente. Deste modo, a Tabela 1 fornece as principais características dimensionais do tubo ensaiado, onde as propriedades de Módulo de Elasticidade foram obtidas de acordo com Titow (1984).

Tabela 1 – Parâmetros dimensionais do tubo ensaiado em catenária livre

PARÂMETRO	MAGNITUDE	UNIDADE DE MEDIDA
Massa	2,02	kg
Comprimento suspenso	9,50	m
Comprimento total	11,80	m
Diâmetro interno	0,021	m
Diâmetro externo	0,025	m
Área da seção transversal	$3,14 \cdot 10^{-4}$	m ²
Momento de inércia	$4,13 \cdot 10^{-9}$	m ⁴
Módulo de elasticidade	$2,41 \cdot 10^3$	MPa
Ângulo de saída de topo em relação ao plano vertical de referência	7	°

Fonte: Os autores (2023).

Um adendo interessante foi que as dimensões estruturais calculadas analiticamente foram ligeiramente diferentes das atingidas na catenária experimental. Um dos motivos pelos quais essa variação ocorreu pode ser facilmente compreendido uma vez que foram considerados materiais e condições perfeitos em relação às suas propriedades e características na abordagem analítica, porém é sabido que isso é impossível no mundo real. Outro motivo deve-se às condições de contorno estabelecidas para o tubo ensaiado, de forma que sua altura ficou fixa e o comprimento suspenso acomodou-se a ela, logo certa variação foi inevitável, mas nada a ponto de influenciar negativamente na análise modal.

Essa estrutura, devido ao seu elevado comprimento e às limitações de produção, carece de uma junção. No entanto, essa junção de tubos não foi realizada utilizando a própria luva de PVC comercial, devido à grande descontinuidade que causaria na estrutura, possivelmente gerando impacto adverso significativo na coleta de dados.

A solução adotada, então, foi realizar chanfros na emenda da estrutura para encaixá-las a posteriori. Assim, para garantir a integridade do sistema, antes da utilização do tubo para ensaio, foi realizado um teste específico para avaliar a possibilidade de deslizamento interno, e não foi observado qualquer tipo de deslocamento entre os tubos.

Sendo assim, ainda antes do início dos testes experimentais, foi necessária a subdivisão da estrutura tubular em 21 pontos equidistantes para que, ao excitá-la, o acelerômetro, em cada aquisição, pudesse fazer uma varredura ao longo dos pontos para captar informações de resposta da catenária tubular ao longo de todo o seu comprimento.

O excitador de frequências foi mantido no ponto 18, ponto este convenientemente posicionado dentro das limitações do cavalete metálico para suspê-lo e localizado a aproximadamente 1,50 metro de distância até o ponto de tangência com o solo, e o acelerômetro percorreu todas as demais posições. Tais condições de ensaios foram assumidas com vistas à facilidade de execução do experimento e padronização quanto à obtenção dos dados. Considerando esses apontamentos, o procedimento experimental ocorreu excitando a estrutura tanto no plano da catenária (Figuras 4 e 8), como no plano perpendicular a ela.

Figura 8 - Tubo ensaiado em geometria similar à de uma catenária real



Fonte: Os autores (2023).

Mediante este aparato e a imposição de excitação pelo *shaker* no espectro do ruído rosa, as informações advindas tanto do acelerômetro quanto do transdutor de força, foram tratadas pelo LMS Pimento, responsável por agrupá-las e transformá-las em resultados para melhor compreensão via aplicação de Análises de Fourier.

Esse procedimento faz com que os dados de amplitude de resposta no domínio do tempo sejam convertidos para Funções de Resposta em Frequência (FRF), que proporcionam a visualização das possíveis frequências naturais do sistema ao identificar os picos de amplitude.

Foram executadas 21 aquisições para cada plano de interesse, no qual cada aquisição fornece uma FRF; estas foram então sobrepostas e, por meio de uma função denominada

Polyreference, uma média foi feita para permitir melhor interpretação dos dados coletados. Esta função, inclusive, também é preparada para fornecer os coeficientes de amortecimento respectivos a cada frequência/modo natural identificado.

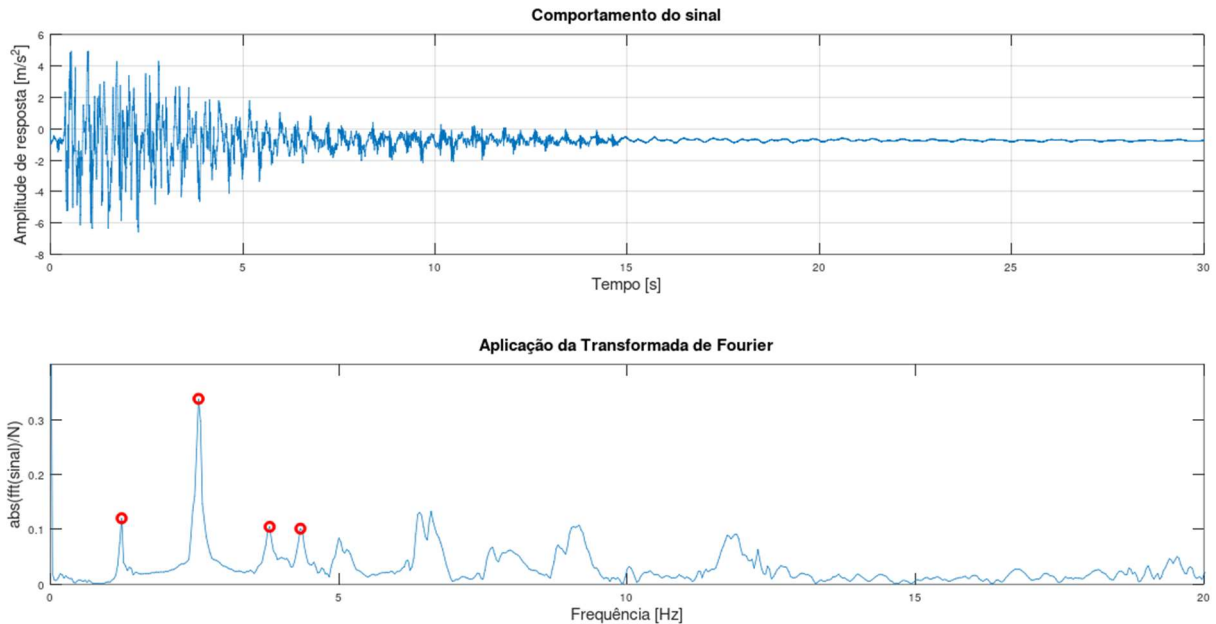
Outro ponto a ser mencionado é que, como as frequências de interesse são baixas, aquelas de mais baixa ordem, ou seja, do primeiro ao quarto modo de vibrar, não puderam ser obtidas pelo processo descrito anteriormente. Como alternativa, para esses modos, a estrutura foi excitada manualmente por impactação, caracterizando ensaios de decaimento típicos, cuja determinação dos respectivos coeficientes de amortecimento modal se deu pelo método do decremento logarítmico baseado nos picos do registro temporal de aceleração.

Análise dos dados e resultados

Como visto, a metodologia experimental quantitativa de natureza básica e exploratória, exigiu um tubo lançado em catenária livre, que foi concebido e construído com base no equacionamento proposto por Pesce (1997), mediante hipóteses simplificadoras. Assim, a partir de um sistema de coordenadas que permitisse detectar suas respostas adequadamente, foi factível a caracterização modal pertinente ao objetivo de confrontação com as previsões propostas por Rayleigh para o amortecimento viscoso modal, como definem as equações de 13 a 16.

Construída a catenária, foi possível efetuar sua caracterização modal mediante utilização dos equipamentos ilustrados nas Figuras 5, 6 e 7, para determinação das frequências naturais que excitam os respectivos modos naturais de vibração e suas razões de amortecimento. Vale comentar ainda que, para frequências de baixa ordem, ou seja, considerando os primeiros modos de vibrar, foi feita uma excitação modulada. Com essa excitação e auxílio de acelerômetro, a *Fast Fourier Transform* (FFT) foi factível, assim como a definição de suas frequências naturais e respectivos amortecimentos. A Figura 9 ilustra um dos sinais obtidos, considerando que a medição de aceleração foi feita no ponto 13, modulando manualmente o segundo modo de vibrar. Com esses ensaios foi possível obter três medições para cada ponto de interesse da catenária (são eles o 8, 13 e 20) variando diferentes imposições de modo (primeiro, segundo e terceiro) e assim obteve-se em média um desvio padrão na ordem de 10^{-2} , o que representa confiabilidade dentre os valores obtidos.

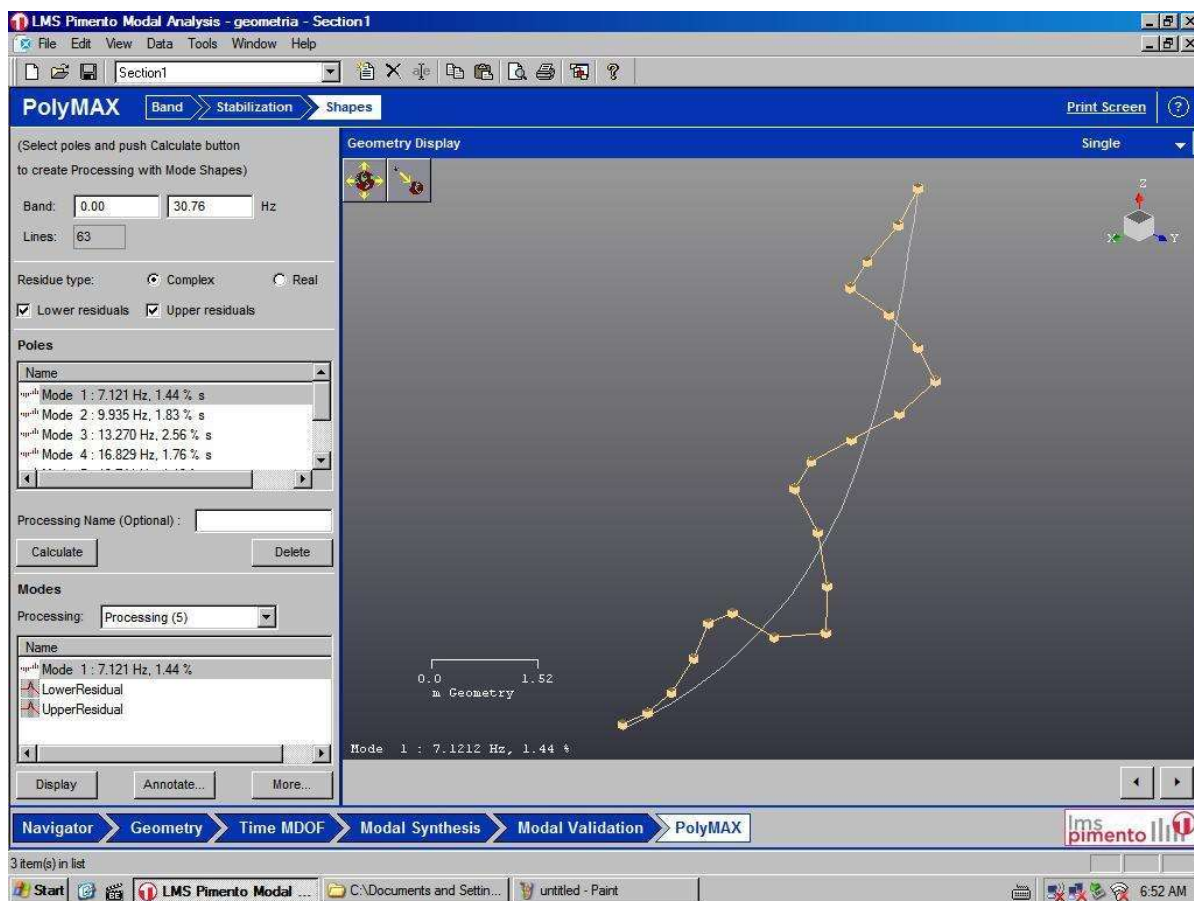
Figura 9 - Comportamento bruto e tratamento do sinal proveniente da modulação do segundo modo de vibrar, medido pelo ponto 13



Fonte: Os autores (2023).

Por outro lado, para modos de ordem mais alta, a Figura 10 ilustra um instante do comportamento dinâmico do tubo analisado com o auxílio do LMS Pimento, em que é possível identificar o quinto modo natural de vibração da catenária fora do seu plano de lançamento. Vale lembrar que procedimento análogo a esse foi conduzido para a identificação dos modos de ordem superior, tanto no plano da catenária como fora dele, mediante as diferentes frequências de excitação impostas pelo *shaker*. Considerando todos os valores alcançados, é perceptível que as frequências no plano e fora dele são complementares e muitas vezes alternam entre si. Outro ponto interessante reflete a importância da rigidez geométrica e flexional para cada plano de interesse, de modo que no plano as componentes relativas à gravidade, além da geometria da estrutura e do próprio material exercem maior influência sobre as informações adquiridas via análise modal, enquanto fora do plano esses elementos atuam de maneira mais branda.

Figura 10 - Quinto modo de vibrar fora do plano da catenária



Fonte: Os autores (2023).

Após a determinação experimental de todos os pares de informações (frequências e razões de amortecimento), foi possível a comparação com a teoria, ou seja, com o Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh.

Tal comparação foi conduzida segundo quatro abordagens distintas. A primeira abordagem engloba uma simplificação do método, segundo a qual, em virtude de situações com escassez de informações do sistema em análise, o valor de amortecimento da estrutura é considerado único e constante para toda a faixa de frequências. Para tanto, adota-se $\xi = \xi_0 = \xi_0$ (Clough; Penzien, 2003).

Essa primeira abordagem sugere que as constantes de proporcionalidade contidas na equação 11 sejam aplicadas de modo sintético, sendo recomendado por Clough e Penzien (2003) que o intervalo de varredura de frequências seja aquele entre a frequência fundamental

e uma frequência de mais alta ordem em que se consiga excitar de maneira significativa a resposta dinâmica da estrutura. Como inconveniente, as contribuições advindas das características dos modos em altas frequências são efetivamente eliminadas pelos altos valores de coeficiente de amortecimento nas baixas frequências.

A segunda abordagem comparativa, a clássica fundamentada pela equação 11, é aquela mais bem compreendida com o gráfico exibido na Figura 2. Nesse caso, para a parametrização da curva que descreve a razão de amortecimento estrutural, são utilizados dois pares de informações (ξ_{\square} e \square_{\square}), sendo que cada par define os limites inferior e superior do intervalo de abrangência da estimativa analítica. Desta forma, assim como indicado por Clough e Penzien (2003) para a abordagem simplificada, também é importante ter cautela para a escolha dos limites inferiores e superiores definidos pelos pares de informações utilizados, para que o resultado da predição analítica das razões de amortecimento não seja comprometido.

Além disso, outras duas abordagens foram consideradas utilizando mais informações advindas da caracterização modal mais rica realizada neste trabalho.

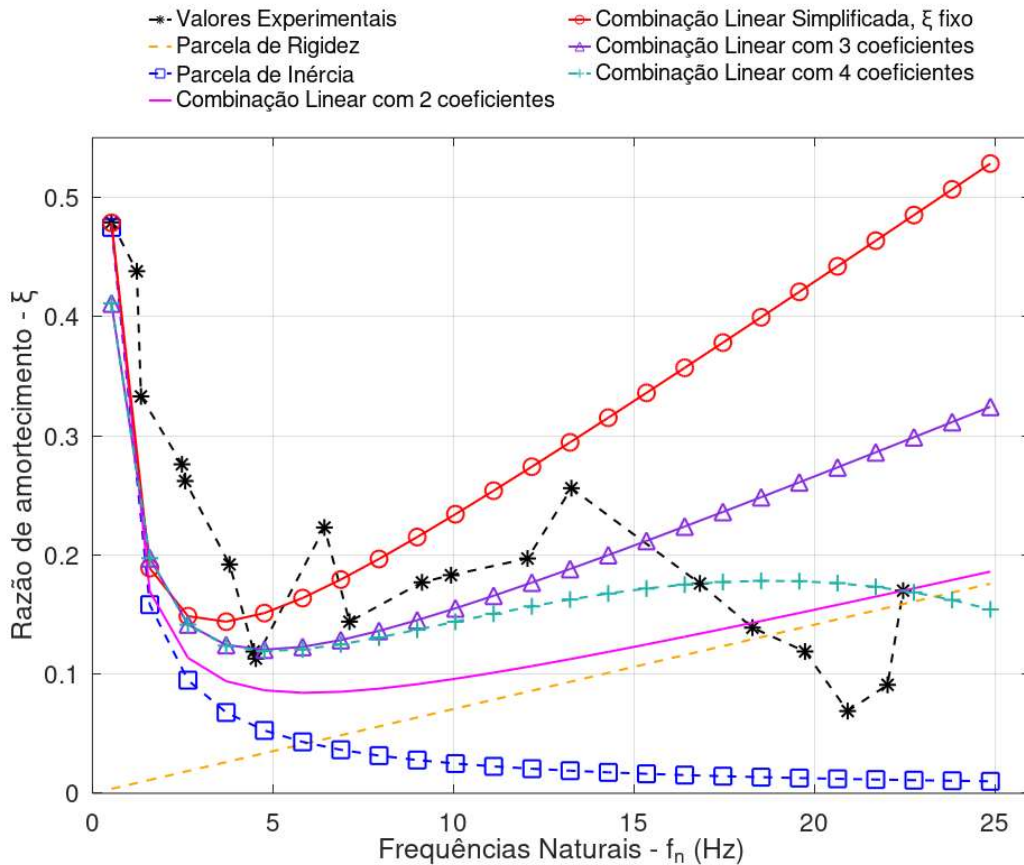
A terceira abordagem baseou-se na utilização de três pares de informações (ξ_{\square} e \square_{\square}) para discretizar o comportamento das razões de amortecimento, especificamente com a aplicação delas nas equações 12, 13, 14 e 15.

Finalmente, na abordagem onde a predição analítica é calibrada com quatro pares de informação (ξ_{\square} e \square_{\square}), as equações 12, 13, 14, 15 e 16 foram necessárias.

Nessas últimas duas abordagens, o comportamento da curva difere-se bastante dos dois casos iniciais, como ilustra a Figura 3, o que também sinaliza o cuidado para a escolha dos pares de parâmetros, uma vez que uma combinação mal interpretada gera limitações para as comparações analítico-experimentais e, portanto, uma má representatividade da curva teórica (proposição de Rayleigh).

Com base nessas quatro abordagens do Método de Rayleigh, a Figura 11 foi construída para a comparação gráfica direta. Tal estratégia permite uma melhor identificação quanto às diferenças entre cada abordagem do método, a partir da sobreposição de cada uma das respectivas curvas do coeficiente de amortecimento para a mesma faixa de frequências.

Figura 11 - Comparação do comportamento entre as quatro abordagens do Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh



Fonte: Os autores (2023).

Antes de realizar uma análise mais aprofundada dos resultados apresentados acima é importante destacar que, a amplitude de resposta de linhas submersas interfere diretamente na ocorrência de fenômenos como o VIV.

De fato, o inverso também acontece, pois o fenômeno de VIV também interfere na amplitude de resposta dessas linhas, caracterizando um mecanismo de interação fluido-estrutural. Essa relação entre fenômeno e resposta pode ser estabelecida por intermédio do coeficiente de amortecimento da estrutura; para a qual, adotar um amortecimento alto implica amenizar grandes amplitudes de resposta e em menor probabilidade dessa estrutura ser afetada por fenômenos vibratórios, como mencionado por Williamson e Govardhan (2004) e Blevins e Coughran (2009).

Com essas considerações, ao observar o método que utiliza a combinação linear simplificada, destacado pelo traço contínuo em vermelho com círculos, é possível inferir que, em termos comparativos aos dados experimentais, definidos pelo tracejado com asterisco em preto, a depender da faixa de frequência que se analisa, a aproximação pode superestimar ou subestimar os valores experimentais.

Nesse sentido, ao observar o comportamento da curva de abordagem simplificada do amortecimento do primeiro ao sexto modo de vibrar, valores menores foram obtidos se contrapostos com os medidos experimentalmente. Essas considerações conduzem a uma abordagem conservadora em relação a uma predição das respostas de VIV (maiores amplitudes), para qual o amortecimento estimado é menor que o real.

Isso implica que, se essas informações fossem utilizadas como base para o projeto de uma linha submersa, provavelmente maiores investimentos e robustez seriam solicitados, contrapondo-se a menores chances de ocorrência de fenômenos como o VIV, e posterior fadiga a longo prazo.

Diante disso, compreende-se que, a partir do sétimo modo, excetuando-se o de ordem nove, o método da combinação linear simplificada amortece consideravelmente a estrutura, de forma que, se aplicado em um ambiente de projeto, pode gerar uma abordagem não conservadora, negligenciando o amortecimento a ser considerado para a estrutura e assim, promovendo maior suscetibilidade à ocorrência de fadiga.

Por outro lado, ao observar a abordagem clássica, definida pelo traço contínuo na cor magenta, observa-se que o comportamento da curva se apresenta de forma distinta em relação à abordagem simplificada. Na abordagem clássica, utilizar dois pares de informações para caracterizar a curva refletiu na subestimação do coeficiente de amortecimento experimental para os quinze primeiros modos de vibrar. No entanto, a partir do décimo sexto modo, ocorre uma superestimação, mesmo que mínima, nos pontos dezesseis e vinte.

Assim, utilizar a abordagem clássica implica em adotar uma conduta conservadora em grande parte de sua faixa de frequência, do primeiro ao décimo quinto modo de vibrar, como foi explicitado anteriormente. Tal condição evita um eventual comprometimento por fadiga, mas deve implicar em um projeto mais caro de uma linha *offshore* submetida ao fenômeno de VIV, por exemplo.

Segundo abordagens mais completas, o comportamento das abordagens de três e quatro pares possui um desempenho diferente, as quais podem ser identificadas comparando as curvas caracterizadas pelos traços em roxo com triângulo e pelos traços em verde com o símbolo de soma, respectivamente. As diferenças decorrem do aumento de termos para caracterizar a curva de coeficiente de amortecimento, reproduzindo melhores aproximações com os dados experimentais.

Porém, apesar de compartilharem os mesmos resultados até o oitavo modo de vibrar, e apresentarem a subestimação do amortecimento até a sexta frequência natural, com os pontos sete e oito coincidindo com a abordagem, com a progressão do valor de frequência, as curvas se distanciam e apresentam diferenças consideráveis. Sendo assim, a abordagem de três termos apresenta, após esse intervalo, um intervalo de superestimação do amortecimento do décimo quarto ao vigésimo modo e novamente, do nono ao décimo quarto modo, resultados menores do que os obtidos experimentalmente.

Finalmente, com a abordagem que utiliza quatro pares de informações, observa-se que o formato da curva se assemelhou melhor aos dados experimentais, de modo geral, mesmo que, assim como na abordagem de três pares de informações, apresenta subestimação dos coeficientes de amortecimento até o décimo quarto modo e superestimação até o décimo nono modo.

Vale constar que os pares de valores utilizados para parametrizar a curva geraram coincidência em relação aos dados experimentais. Por exemplo, na abordagem de quatro parâmetros utilizaram-se os pontos (pares de valores) referentes aos modos 1, 7, 15 e 20, obtidos experimentalmente, para compor os coeficientes de proporcionalidade e conseqüentemente a curva teórica de coeficiente de amortecimento do sistema com função da frequência para esta abordagem. Ao compará-la à curva todos com os dados experimentais, observa-se que nesses pontos há a coincidência dos valores de coeficiente de amortecimento e suas respectivas frequências naturais.

Essa investigação foi feita para cada uma das quatro abordagens do Método de Rayleigh, para pontuar eventuais deficiências e elencar quais delas possibilitaram maior ou menor probabilidade de equívoco no que tange ao projeto das linhas *offshore*.

Buscando evidenciar de maneira geral as diferenças na faixa de frequências naturais considerada neste trabalho, com os valores obtidos foi possível definir o desvio relativo de cada

par frequência-coeficiente de amortecimento teórico em relação ao par experimental, que neste caso, por ter sido medido, funciona como elemento de referência principal. A Tabela 2 expressa cada um dos valores de desvio médio.

Tabela 2 – Comparação entre desvios médios dos pares frequência-coeficiente de amortecimento teórico, de acordo com as diferentes abordagens do Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh

MÉTODO ADOTADO	DESVIO MÉDIO DOS PARES [%]
Simplificado	105,08
Clássico	43,81
Com 3 termos	54,94
Com 4 termos	35,31

Fonte: Os autores (2023).

Com esses resultados interpreta-se que a abordagem que melhor se aproxima, em termos de comparação de desvios e comportamento da curva, é o método que utiliza quatro pares de informações para compor a função da constante de amortecimento. Por outro lado, a abordagem do método de Rayleigh que pior descreve o coeficiente de amortecimento é a que combina linearmente os parâmetros de modo simplificado.

De acordo com Penny, Mourelle e Lopes (1999), os aplicativos de simulação do comportamento dinâmico de *risers* em alto mar têm como objetivo, além de encontrar os pontos críticos de seus esforços trativos, que usualmente localizam-se no topo da linha conectada à plataforma, compreender o comportamento da interação fluido-estrutural de modo a evitar fenômenos regularmente ativos que afetam sua integridade, como os efeitos já mencionados.

Nesse sentido, aplicativos dessa natureza utilizam o método de Rayleigh, empregado neste trabalho, abordando a vertente de que apenas um valor de amortecimento é estipulado para toda a estrutura em determinada faixa de frequência, como o método de combinação linear simplificada exposto anteriormente.

Sendo assim, ao menos segundo a abordagem deste trabalho, verificou-se que este método simplificado foi o que apresentou a pior aproximação média com os resultados obtidos experimentalmente. Abre-se, portanto, um alerta de que, a depender da faixa em que se está realizando a análise, essa abordagem simplificada pode comprometer o projeto, pois, de fato, não expressa a realidade dos coeficientes de amortecimento modais. Lembrando que, a título

de desenvolvimento e construção de uma linha *offshore*, esse parâmetro exerce grande influência tanto em termos de custo como em vida útil.

Com todas essas ponderações é perceptível que a utilização desse método em aplicativos de simulação numérica apresenta intrinsecamente uma sensibilidade relacionada a essa propriedade da estrutura, o que pode interferir positiva ou negativamente no projeto, a depender dos propósitos desejados e da abordagem empregada.

Para efeito de um exemplo final que ilustra esses últimos comentários, uma aplicação adicional realizada foi empregar o Método de Rayleigh em uma situação hipotética, na qual uma linha em catenária aproximada tenha sido inserida no ambiente marítimo sob condições da influência do fluido que o envolve. Assim, a fim de prevenir desgastes provocados pelos efeitos de interação entre a estrutura e o fluido, o seguinte procedimento foi conduzido.

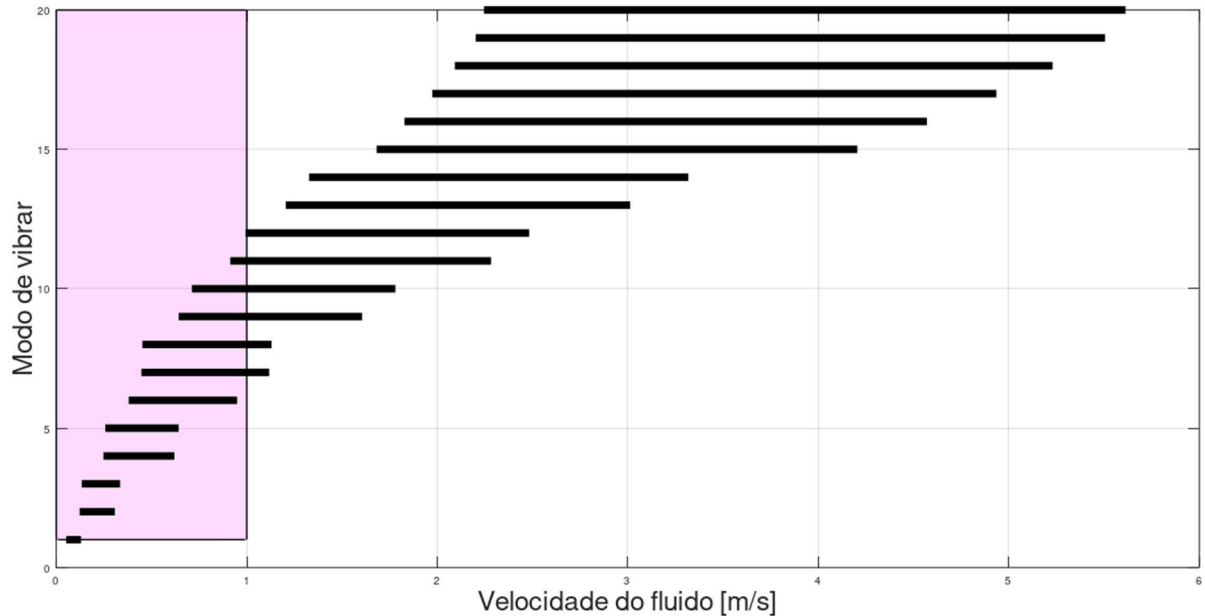
Antes, porém, para melhor contextualizar o problema aplicado, é importante salientar que, segundo Williamson e Govardhan (2004), o aumento da velocidade do fluido, U , promove a geração do fenômeno de VIV quando ocorre sincronização entre os valores de frequência natural da estrutura e da frequência de formação de vórtice, de modo que as pressões da esteira de vórtices, devido sua instabilidade, induzem esforços e, conseqüentemente, o movimento ressonante da estrutura.

Assim, segundo por exemplo Franzini *et al.* (2012), o fenômeno é passível de ocorrência no intervalo de velocidade reduzida $4 < U_{cr} < 10$, onde U_{cr} é definida a partir da equação 17.

$$U_{cr} = \frac{U_n}{\sigma} \quad (17)$$

Portanto, com o objetivo de determinar o intervalo de frequências ou os modos nos quais o VIV poderia ocorrer, elaborou-se a Figura 11, onde cada faixa preta destacada no gráfico representa a faixa de velocidade dimensional derivada do intervalo de velocidade reduzida adimensional para cada modo, intervalo esse que representa o início e o final da ocorrência do fenômeno como explícito anteriormente.

Figura 11 - Situação hipotética de ocorrência do VIV



Fonte: Os autores (2023).

Ao examinar a Figura 11, nota-se que o intervalo de velocidade de 0 a 1 m/s destacado pela região na cor rosa, corresponde àquela típica das correntes marinhas no Brasil (Bilo *et al.*, 2014). Portanto, na faixa entre as frequências fundamentais do primeiro ao décimo modo natural, o fenômeno de VIV poderia ser evidenciado. Em outras palavras, excitando a estrutura entre $0,1 < \omega < 9,13$ Hz, a linha *offshore* estaria suscetível a apresentar amplitudes de resposta mais elevadas, resultando em fadiga a longo prazo.

Com essas ponderações, a Tabela 3 foi elaborada considerando apenas os modos de vibração nos quais a estrutura estaria sujeita ao efeito do fenômeno de VIV, região destacada em rosa. Isso permitiu a comparação qualitativa das diferentes abordagens do Método de Rayleigh em relação à estimativa do amortecimento nessa faixa de ocorrência. Assim, é possível identificar que os métodos que utilizam pelo menos três pares de informações para quantificar o amortecimento são os que melhor expressam a realidade.

Tabela 3 – Comparação entre desvios médios de acordo com as diferentes abordagens do Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh até o décimo modo de vibrar

MÉTODO ADOTADO	DESVIO MÉDIO DOS PONTOS [%]
Simplificado	30,39
Clássico	40,41
Com 3 termos	28,13
Com 4 termos	28,41

Fonte: Os autores (2023).

Contudo, o Método Simplificado registrou um aumento no desvio de pouco mais de 1% em comparação com os melhores métodos. Isso indica que, para ordens baixas de frequência, o método é razoável e a quantidade de informações inseridas não interfere significativamente nos valores estimados de amortecimento, pelo menos para essa situação.

Além disso, excluindo o Método Simplificado, os demais adotam uma abordagem conservadora para essa faixa de frequência, resultando em uma subestimação do valor de referência do amortecimento a ser utilizado em análises de projeto, por exemplo.

Por outro lado, sabe-se que no cenário real *offshore*, os modos de vibração excitados pelo VIV geralmente são de alta ordem. Dessa forma, ao contemplar uma correnteza típica, a estrutura experimenta o efeito aproximadamente a partir da frequência que excita o décimo modo. Além disso, considerando que a análise do amortecimento será em uma faixa de frequência divergente da anteriormente explorada, foi elaborada a Tabela 4.

Tabela 4 – Comparação entre desvios médios de acordo com as diferentes abordagens do Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh a partir do décimo modo de vibrar

MÉTODO ADOTADO	DESVIO MÉDIO DOS PONTOS [%]
Simplificado	179,78
Clássico	46,82
Com 3 termos	89,11
Com 4 termos	42,20

Fonte: Os autores (2023).

Ao analisar os valores acima, destaca-se que o método estendido de Rayleigh, que utiliza quatro pares de informações para parametrizar o comportamento do sistema é o que melhor calibra o valor do amortecimento nessa faixa. Esse resultado já foi constatado

anteriormente ao considerar todo o espectro de frequência analisado, do primeiro ao vigésimo. Assim, fica evidente que, dependendo da faixa de frequência a ser analisada, o tipo de abordagem do método pode ser satisfatório ou não.

Considerações finais

Este trabalho possui uma metodologia experimental quantitativa de natureza básica e exploratória que gerou resultados para comparação com o Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh aplicado segundo quatro diferentes abordagens, definidas de acordo com mais ou menos pares de informações de frequência natural e coeficiente de amortecimento, para caracterizar a curva de amortecimento de uma estrutura tubular em configuração similar à de uma catenária. É importante comentar que todas as informações aqui coletadas e analisadas são reflexo exclusivo do método de análise com suas condições específicas.

Com base nessa investigação e suas comparações é possível afirmar que o objetivo desta pesquisa, ainda que exploratório, foi plenamente alcançado, trazendo elementos que apontam melhorias na aplicação do Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh, bem como para considerações no sentido de aumentar sua robustez. Como indicativos que corroboram tal assertiva, as seguintes observações foram aferidas.

Em primeiro lugar, observou-se que, entre todas as abordagens realizadas, tanto a simplificada quanto a clássica e as de três e quatro parâmetros para caracterizar a curva de amortecimento, a que apresentou menor desvio relativo aos dados experimentais foi a de quatro pares de informações, correspondente a 35%. De acordo com essa abordagem, é possível observar que, apenas do décimo quinto ao décimo nono modo de vibrar, a estrutura tem uma estimativa de amortecimento menor do que realmente possui, promovendo uma abordagem não conservadora.

As outras abordagens, no entanto, por utilizarem menos informações acerca do método analisado, implicaram em subestimar ou superestimar o amortecimento da estrutura em relação aos valores experimentais de forma acentuada. Sendo assim, em todo espectro de frequência analisado, tornaram-se mais frágeis para expressar os resultados experimentais aqui auferidos.

Por outro lado, em termos de uma análise hipotética de fadiga devido ao fenômeno de VIV, a abordagem com quatro pares de informação mostrou-se majoritariamente conservadora, de tal forma que, ao estimar o amortecimento com uma magnitude menor do que fisicamente

é, acarreta aumento das amplitudes de resposta devido ao VIV, promovendo uma estimativa de vida útil menor e, portanto, exigindo um dimensionamento mais robusto capaz de suportar esse fenômeno de interação fluido-estrutural.

No entanto, ao observar a faixa de frequências naturais do décimo quinto ao décimo nono modo, o comportamento é diferente. Nesta faixa, a abordagem do Método de Rayleigh ajustada por quatro pares de informações apresenta um coeficiente de amortecimento acima dos medidos experimentalmente, de maneira que, em relação a sua aplicação, o projeto indicaria amplitudes de respostas do VIV menores, considerando que o efeito do fenômeno seria menor do que na realidade, podendo abreviar sua vida útil face à estimativa.

No que tange à aplicabilidade do Método de Rayleigh em programas de simulação numérica de *risers* e umbilicais, sabe-se que usualmente a quantidade de informações disponíveis são escassas e de difícil acesso, implicando em menores dados de entrada para a análise da estrutura. Assim, sabendo-se que a abordagem simplificada é presente nesses sistemas, é necessário cautela na utilização de apenas um valor de amortecimento para toda a faixa de frequências excitadas, de modo que, pode refletir em considerações extremamente conservadoras ou pouco seguras.

Nesse sentido, é interessante e extremamente necessário que a caracterização do coeficiente de amortecimento modal seja mais aprofundada, no sentido de que, ao compreender sua natureza, a aplicação do Método de Amortecimento Viscoso de Rayleigh seja mais bem ajustada e, assim, adotada de forma mais adequada.

Referências

ARANHA, José Augusto Penteadó; MARTINS, Clóvis de Arruda; PESCE, Celso Pupo. Analytical approximation for the dynamic bending moment at the touchdown point of a catenary riser. **International Journal of Offshore and Podar Engineering**, Califórnia, v. 7, n. 4, p. 294-300, 1997. Disponível em: https://repositorio.usp.br/directbitstream/4ca70d6e-1b73-4eb2-9971-ad275cac6151/Martins_CA-1997-Analytical%20approximation%20for%20the%20dynamic%20bending%20ok.pdf. Acesso em: 13 dez. 2023.

BILÓ, Tiago Carrilho *et al.* Methods for estimating the velocities of the Brazil Current in the pre-salt reservoir area off southeast Brazil (23 °S–26 °S). **Ocean Dynamics**, Califórnia, v. 64, p. 1431-1446, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s10236-014-0761-2>. Acesso em: 13 dez. 2023.

BLEVINS, Robert D.; COUGHRAN, Charles S. Experimental Investigation of Vortex-Induced Vibration in One and Two Dimensions With Variable Mass, Damping, and Reynolds Number. **Journal of Fluids Engineering**, Nova Iorque, 2009. Disponível em <https://doi.org/10.1115/1.3222904>. Acesso em: 13 dez. 2023.

CLOUGH, Ray W.; PENZIEN, Joseph. **Dynamics of Structures**. 3 ed. Berkeley, Califórnia: Computers Structures, Inc., 2003.

FRANZINI, Guilherme Rosa *et al.* Experimental investigation into vortex-induced vibrations of yawed cylinders with one and two degrees-of-freedom. **Proceedings of the 10th FIV 2012–International Conference on Flow-Induced Vibrations Conference**. Dublin, 2012.

TITOW, W. V. **PVC Technology**. Fourth ed. Elsevier Applied Science Publishers, Londres, 1984.

NETO, Alfredo Gay. **Estabilidade Estrutural da Configuração Estática de risers em catenária**. Tese (Doutorado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica). Universidade de São Paulo. São Paulo, 2012.

PATEL, Mino H.; SEYED, F. B. Review of flexible riser modeling and analysis techniques. **Engineering Structures**, São Paulo, v. 17, n. 4, p. 293-304, Maio 1995.

PENNY, Fábio Gomes; MOURELLE, Márcio Martins; LOPES, Tiago Alberto Piedras. **Avaliação numérico-experimental de um riser flexível**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeroespacial). Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 1999.

PEREIRA, Felipe Rateiro. **Investigação das vibrações induzidas pela emissão de vórtices em modelos reduzidos de risers lançados em catenária**. Tese (Doutorado em Engenharia Naval e Oceânica). Universidade de São Paulo. São Paulo, 2015.

PESCE, Celso Pupo. **Mecânica de cabos e tubos submersos lançados em catenária: uma abordagem analítica e experimental**. Tese (Livre Docente em Mecânica Geral). Universidade de São Paulo. São Paulo, 1997.

PESCE, Celso Pupo; Fajarra, André Luís Condino; Simos, A. N. Tannuri, E.A. Analytical and closed form solutions for deep water riser-like eigenvalue problems. **ISOPE 99**, Brest, v.2, p 1-25, Maio 1999.

RABELO, Marcos Alves. **Estudo experimental do comportamento estrutural de barras curvas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2009.

TEST LAB, L. (ED.). **The LMS Test.Lab Modal Analysis manual**. [s.l.] Rev. 12A, Washington, 2012.

WILLIAMSON, Chas H. K.; GOVARDHAN, Raghuraman. Vortex induced vibration. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Califórnia, v.36, p. 413-455, 2004.