

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

CHARLES COSTA

ESTUDO SOBRE O COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA DE
PROPULSÃO DE UMA EMBARCAÇÃO

Joinville

2017

CHARLES COSTA

ESTUDO SOBRE O COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA DE
PROPULSÃO DE UMA EMBARCAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação de Engenharia Naval, da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Pontin Tancredi.

Joinville

2017

ESTUDO SOBRE O COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA DE
PROPULSÃO DE UMA EMBARCAÇÃO

CHARLES COSTA

Esta Monografia foi julgada como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 20 de novembro 2017.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi.
Presidente / Orientador.

Prof. Dr. Eng. Thiago Antonio Fiorentin.
Membro.

Prof. M. Eng. Vitor Endo Takashi.
Membro.

A Deus, que tudo pode, que me permitiu chegar até aqui.

A minha família, em especial minha esposa Luana e aos meus filhos Caio e Marina. Na compreensão pelas incontáveis horas, que abdicaram de minha companhia.

Agradeço ao Prof. Thiago Pontin Tancredi,
pelo incentivo na busca de melhores
resultados e aos esclarecimentos sempre
de maneira clara e objetiva.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo sobre o comportamento dinâmico do sistema propulsivo de embarcações, bem como procedimentos de análise utilizados no estudo das linhas de eixo. As vibrações percebidas na estrutura do casco, em sua grande maioria, são originárias dos componentes do sistema propulsivo. Entre eles, destaca-se o sistema de linha de eixo que transfere a carga de empuxo para o mancal de escora. A existência de forças periódicas com frequências próximas as frequências naturais da linha de eixo podem originar níveis de vibrações indesejadas, que reduzem a eficiência do sistema, causam ruído e desconforto, além de reduzirem a vida útil, levando inclusive ao colapso estrutural. No trabalho são apresentados e reproduzidos quatro estudos de caso de embarcações de grande e médio porte. Os estudos realizados incluem modelos analíticos e numéricos, bem como a análise de vibração axial e transversal. Os resultados obtidos para os 4 estudos foram consistentes. No entanto, observou-se que em 3 dos estudos, a ausência de informações completas e precisas sobre as características do sistema impossibilitou a obtenção de resultados exatos. Verificou-se também a importância de dados experimentais para a calibração dos modelos numéricos, bem como a necessidade da modelagem de parte do casco para a correta determinação da rigidez dos apoios. Por fim, observou-se que mesmo modelos simplificados, quando realizados nas fases iniciais do projeto, podem evitar problemas futuros, reduzindo o retrabalho e/ou evitando problemas operacionais após a construção.

Palavras-chave: Linha de eixo, Vibração longitudinal, Vibração lateral, Maquinário, Propulsor, Vibração estrutural, Mancal de escora.

ABSTRACT

This work presents a study on the dynamic behavior of the propulsive system of vessels, as well as analysis procedures used in the study of the axis lines. The vibrations perceived in the structure of the hull, for the most part, originate from the components of the propulsive system. Among them, stands out the axis line system that transfers the thrust load to the heel bearing. The existence of periodic forces with frequencies close to the natural frequencies of the axis line can cause undesired levels of vibrations, which reduce the efficiency of the system, cause noise and discomfort, and reduce the service life, leading to structural collapse. In the paper four case studies of large and medium-sized vessels are presented and reproduced. Studies include analytical and numerical models as well as axial and transverse vibration analysis. The results obtained for the 4 studies were consistent. However, it was observed that in 3 of the studies, the absence of complete and accurate information about the characteristics of the system made it impossible to obtain accurate results. It was also verified the importance of experimental data for the calibration of the numerical models, as well as the necessity of the modeling of part of the hull for the correct determination of the rigidity of the supports. Finally, it was observed that even simplified models, when performed in the initial phases of the project, can avoid future problems, reducing rework and / or avoiding operational problems after construction.

Keywords: Shafiting system, Longitudinal vibration, Lateral vibration, Machinery, Propeller, Estructural vibration, Thrust bearing.

LISTA DE SÍMBOLOS

$\ddot{x}(t)$	Aceleração	[m/s ²]
$\ddot{\theta}(t)$	Aceleração angular	[rad/s ²]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
h	Altura	[m]
A	Área	[m ²]
w_t	Coefficiente de esteira	Adm.
L	Comprimento	[m]
$x(t)$	Deslocamento	[m]
$\theta(t)$	Deslocamento angular	[rad]
D	Diâmetro	[m]
E_{cin}	Energia cinética	[J]
E_{pot}	Energia potencial	[J]
$F(t)$	Força	[N]
$\omega_n(t)$	Frequência natural	[rad/s]
$f_n(t)$	Frequência natural	[Hz]
J_0	Inércia polar	[m ⁴]
m	Massa	[kg]
m_{ad}	Massa adicional de água	[pounds]
E	Modo de elasticidade	[N/m ²]
DWT	Peso morto	[Ton]
K	Rigidez	[N/m]
t	Tempo	[s]
$\dot{x}(t)$	Velocidade	[m/s]
V_a	Velocidade aparente	[m/s]
V_s	Velocidade do navio	[m/s]

SUMÁRIO

1- INTRODUÇÃO	11
1.1 OBJETIVOS	13
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO	14
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1 SISTEMA PROPULSOR	16
2.1.1 Mancal de escora	17
2.1.2 Mancal de apoio	17
2.1.3 Tubo telescópio	18
2.1.4 Linha de eixo	18
2.1.5 Hélice	19
2.2 VIBRAÇÃO	19
2.2.1 Vibração livre	21
2.2.2 Vibração forçada	21
2.3 VIBRAÇÃO DE EIXO	22
2.3.1 Vibração torsional	22
2.3.2 Vibração lateral	24
2.3.3 Vibração longitudinal	25
2.4 FONTES DE EXCITAÇÃO	28
2.4.1 Propulsor e esteira	29
2.4.1.1 <u>Forças de mancais</u>	31
2.4.1.2 <u>Forças de pressão</u>	33
2.4.2 Motor de combustão principal	35
2.5 MODELOS DE ANÁLISE	37
2.5.1 Modelo analítico	37
2.5.1.1 <u>Massa adicional de água</u>	39
2.5.1.2 <u>Rigidez do eixo</u>	39
2.5.2 Modelo utilizando elementos finitos	40
2.5.2.1 <u>Análise modal</u>	40

2.5.2.2 <u>Matriz de rigidez de um a barra</u>	41
2.5.2.3 <u>Matriz de massa</u>	43
3 METODOLOGIA	44
4 DESENVOLVIMENTO	46
4.1 ESTUDO DE CASO ABS (2006)	46
4.1.1 Experimento através do modelo analítico	47
4.1.2 Experimento através de simulação numérica	49
4.1.2.1 <u>Estratégia de modelagem</u>	49
4.1.3 Resultados	50
4.1.4 Discussões.....	51
4.2 ESTUDO DE CASO DE VIANNA JUNIOR (1991)	52
4.2.1 Vibração axial	52
4.2.1.1 <u>Rigidez do eixo propulsor e intermediário</u>	53
4.2.1.2 <u>Rigidez do eixo virabrequim</u>	54
4.2.1.3 <u>Rigidez do mancal de escora</u>	54
4.2.2 Vibração lateral	55
4.2.2.1 <u>Rigidez estrutural dos mancais e filme de óleo</u>	56
4.2.3 Experimento através de simulação numérica	56
4.2.3.1 <u>Estratégia de modelagem</u>	57
4.2.4 Resultados	59
4.2.5 Discussões	59
4.3 ESTUDO DE CASO DE SILVA NETO (2009)	60
4.3.1 Experimento através de simulação numérica	61
4.3.1.1 <u>Estratégia de modelagem</u>	63
4.3.2 Resultados	64
4.3.3 Discussões	66
4.4 ESTUDO DE CASO DE MACHADO (2003)	66
4.4.1 Experimento através de simulação numérico	68
4.4.1.1 <u>Estratégia de modelagem</u>	69
4.4.2 Resultados	71
4.4.3 Discussões	73
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	74
REFERÊNCIAS	77

APÊNDICE A	79
APÊNDICE B	80
APÊNDICE C	81

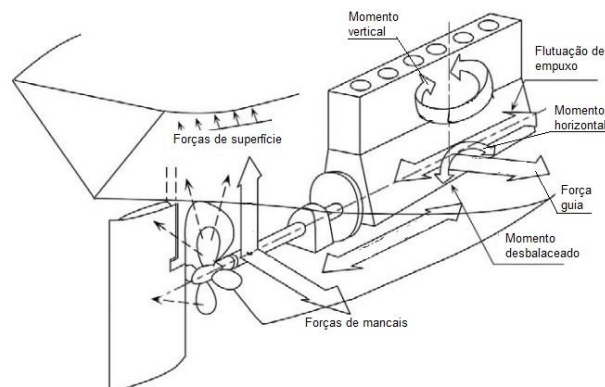
1. INTRODUÇÃO

Uma das principais características de uma embarcação se refere a capacidade dessa de desenvolver a velocidade de projeto durante toda a sua vida útil. Assim, durante a vida útil, o subsistema de linha de eixo deve funcionar em plenas condições.

Como definiu Molland (2008), o subsistema de linha de eixo tem a importante função de transferir a potência do motor para o propulsor, o qual impulsiona o navio, por meio da mudança da quantidade de movimento do fluido.

O motor principal e o propulsor provocam forças excitatórias na linha de eixo com oscilações harmônicas de múltiplas frequências. Na Figura 1 são representadas as forças que agem no eixo durante o ciclo operacional.

Figura 1 – Forças excitatórias.



Fonte: Okumoto (2009, p. 74).

A presença de forças periódicas aplicadas em estruturas pode resultar na ocorrência de elevada vibração, caso as frequências das forças excitatórias sejam próximas às frequências naturais da estrutura (RAO, 2009).

Cada equipamento e componente estrutural possui uma frequência natural de vibração, independente da presença de força excitatória (SILVA NETO, 2009). A proximidade entre a frequência natural do sistema e a frequência de uma força periódica excitatória provoca um aumento significativo de energia, a qual é traduzida pelo aumento na amplitude oscilatória. Esse fenômeno torna-se especialmente preocupante em sistemas não amortecidos, pois nesses casos a quantidade de

energia ora resulta em amplitudes cada mais vez elevadas de deslocamentos, ora em velocidades cada vez maiores.

A ocorrência de vibração, além de causar desconforto na tripulação e eventual perturbação nos sistemas a bordo, provoca deformações alternadas na estrutura, que pode levar a ruptura (Tancredi, 2001).

Como consequência, há um incremento de custo operacional devido à perda na eficiência mecânica, aumento de paradas para manutenção e falhas por fadiga. Da mesma forma, essa energia se propaga através da estrutura do casco, provocando ruído excessivo e desconforto ao ambiente.

Por ser um fenômeno complexo, de acordo com Souza (2013), a vibração de um navio deve ser investigada em diferentes sistemas de maneira desacoplada. Dentre os sistemas existentes, destacam-se a estrutura do casco e o sistema propulsor, composto pela linha de eixo, motor principal e propulsor.

O estudo de vibrações e análise de comportamento dinâmico em embarcações é objeto recorrente em muitas pesquisas. Dentre as quais podemos destacar a vibração da estrutura global (ao longo do casco), vibração de linha de eixo, e pesquisas experimentais.

As pesquisas de Silva Neto et al. (2012) e Miranda (2013) abordaram vibração na estrutura do casco. Ambos utilizaram o mesmo método, considerando como sistema o eixo acoplado ao casco e determinaram as frequências naturais por um método numérico. O estudo de Moliner (2014), que verifica o comportamento vibratório de uma embarcação em escala sob excitação de um motor, bem como as influências do campo de pressão provocado pelo hélice. Estas informações serão de grande valia para a compreensão do comportamento das forças excitatórias junto à estrutura da embarcação.

A vibração de linha de eixo foi também explorada por Kane (1949), que investigou diferentes arranjos de subsistemas de linha de eixo e apresentou técnicas de modelagem matemáticas para representá-los. A pesquisa de Vianna Junior (1991) analisou a vibração na linha de eixo de um navio graneleiro evidenciando técnicas de modelagem matemáticas. Normas técnicas que são referências para medições e avaliações em vibração estrutural e maquinário de embarcações (SNAME, 2004). Aqui destacamos a relevância para o trabalho, durante a modelagem do sistema. Neste caso pode-se avaliar um sistema equivalente e seus graus de liberdade.

Silva Neto (2009), através de métodos experimental e numérico, analisou as fraturas de linha de eixo em um navio rebocador. Comprovando a importância da calibração e comparação entre as duas técnicas nas investigações de comportamento dinâmico.

Diante de tal problemática, o presente trabalho se dedica a um estudo focado em procedimentos numéricos para análise de potenciais problemas associados à vibração na linha de eixo de uma embarcação.

A descrição pormenorizada das forças indicadas na Figura 1 será apresentada no capítulo 2, no entanto pode-se entender que tais forças resultam do princípio de funcionamento da instalação propulsora. Para o estudo proposto, inicialmente será utilizada uma abordagem analítica para a delimitação do sistema, aplicando a mesma técnica de Vianna Junior (1991), que analisou a vibração na linha de eixo e a reduziu em sistemas equivalentes de massa e mola. Posteriormente serão estabelecidas as condições de contorno para cada situação.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo apresentar um estudo sobre a determinação das frequências naturais e eventuais possibilidades de ressonância em um sistema definido pela linha de eixo, motor e propulsor de um navio utilizando uma abordagem analítica e numérica.

Para atingir esse objetivo, pretende-se, como objetivos específicos.

- Selecionar estudos de casos disponíveis na literatura para serem analisados.
- Determinar as frequências naturais, para cada estudo de caso, através de um método numérico e/ou uma abordagem analítica.
- Verificar aspectos relevantes em situações de ressonância.
- Comparar os resultados com os valores de dados numéricos e experimentais.

1.2 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

No primeiro é apresentada uma breve introdução que apresenta a motivação e a problemática analisada, enquanto que no segundo capítulo é descrita a fundamentação teórica e são apresentados os principais trabalho na área.

Durante a fundamentação teórica também são apresentados os 4 estudos que foram escolhidos para serem reproduzidos e analisados neste trabalho.

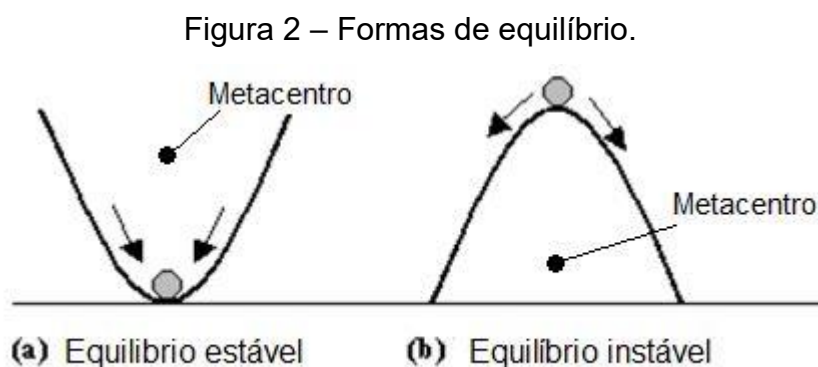
Já no capítulo 3 é apresentado a metodologia usada no desenvolvimento do trabalho, indicando como foram selecionados e reproduzidos os estudos de caso analisados.

Por fim no capítulo 4 são apresentados e discutidos os resultados obtidos, enquanto que no capítulo final são apresentadas as conclusões e recomendações para trabalho futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O movimento repetitivo de um elemento ou sistema ao longo do tempo é chamado de vibração. Todo sistema com massa¹ que esteja em equilíbrio estável está sujeito a um comportamento oscilatório quando sujeito a uma perturbação externa.

O equilíbrio estável ocorre quando um corpo ao sofrer uma perturbação tende a retornar sua posição inicial devido à restauração, conforme Figura 2. Neta situação o momento de restauração é positivo, porque a altura do centro de gravidade é menor que a posição do metacentro².



Fonte: (Autor, 2017).

O equilíbrio instável, conforme Figura 2, quando sofre uma perturbação não retorna a sua posição inicial. O momento de restauração é negativo, pois a posição do centro de gravidade é maior que altura do metacentro.

Conforme Tancredi et al. (2001), em sistemas estruturais, a rigidez é uma propriedade relacionada à capacidade de deformação elástica dos materiais, já a massa está associada com a geometria e densidade do material. Assim, todo sistema estrutural em equilíbrio pode desenvolver vibração quando perturbado.

A frequência que um sistema com massa que esteja em equilíbrio estável oscila após ser perturbado é conhecida como frequência natural e pode ser calculada

¹ É possível, em analogia eletromecânica, associar o comportamento da corrente em circuitos elétricos com fenômenos de vibração. No entanto, esse trabalho tem como foco o estudo da vibração de sistemas mecânicos, em especial aqueles associados a eixos propulsores de navios.

² Ponto de intersecção entre a reta vertical na posição de equilíbrio inicial e a reta normal à superfície do corpo após a perturbação.

por meio da Equação 1 como uma função da razão entre a rigidez e a massa do sistema.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (1)$$

Onde:

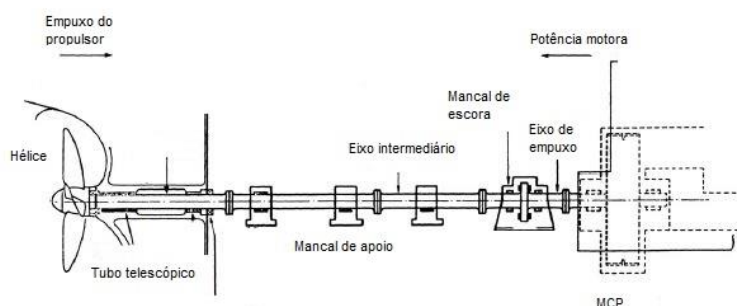
- ω_n : frequência natural (rad/s)
- K: rigidez (N/m)
- m: massa (kg)

É importante observar que a frequência natural é uma característica intrínseca do elemento ou sistema. De acordo com Rao (2009), é a capacidade de um sistema vibrar por si próprio sem ação de forças externas, após uma perturbação inicial.

2.1 SISTEMA PROPULSOR

O sistema propulsor de um navio consiste no conjunto de elementos que possui duas funções principais: transmitir a potência do motor de combustão principal (MCP) para o hélice e transferir o empuxo gerado pelo hélice para a estrutura do casco, impulsionando o navio. Na Figura 3 é representado o sistema de linha de eixo e os demais componentes, cujo arranjo típico consiste de: caixa redutora, mancal de escora, mancal intermediário, mancal a ré, tubo telescópico, eixo de empuxo, eixo intermediário e eixo de ré.

Figura 3- Sistema de linha de eixo.



Fonte: Molland (2008, p.441).

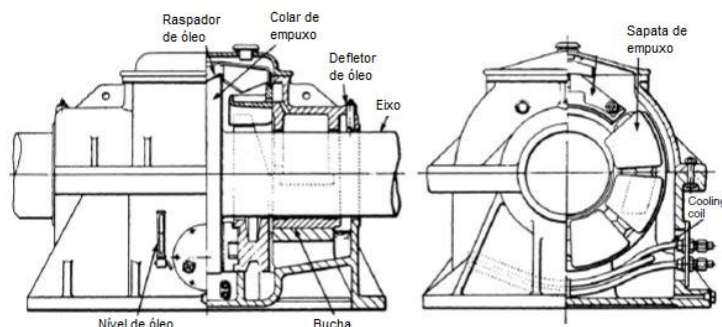
2.1.1 Mancal de escora

O mancal de escora é um elemento mecânico, que transfere a carga de empuxo do hélice para o casco do navio, podendo ser uma unidade independente ou parte integrante do MCP.

De acordo com Molland (2008), o mancal é constituído de uma carcaça sólida montado sobre um berço estrutural, cuja estrutura seja capaz de garantir a sua função.

As carcaça é bipartida horizontalmente na posição central e fixadas por parafusos. A carga de empuxo é suportada por mancais de apoio tipo sapata. Conforme pode ser visto na Figura 4, as sapatas se estendem por três quartos da distância em torno do colar que apoia o eixo. Deste modo, toda a carga de empuxo é transmitida para a metade inferior do mancal.

Figura 4 – Mancal de escora.



Fonte: Molland (2008, p.442).

O eixo é fabricado com flanges integradas, as quais permitem que esse seja parafusado no eixo da caixa redutora ou eixo do motor e linha de eixo intermediária. Quando o eixo do mancal de escora é integrado com o MCP, a carcaça é geralmente fabricada juntamente com o suporte do motor. O sistema de lubrificação fornecido para os mancais de escora, ocorre através de um circuito pressurizado no MCP.

2.1.2 Mancal de apoio

Existem dois tipos de mancais: mancal de apoio de ré e os mancais de linha (MOLLAND, 2008). Os mancais de túnel de ré são bipartidos em duas metades uma superior e outra inferior. Esta configuração permite a este tipo de mancal ter uma reação vertical, na extremidade dianteira do eixo de ré, devido a massa do

propulsor. Os demais mancais suportam apenas o peso do eixo por meio da metade inferior do mancal.

2.1.3 Tubo telescópico

Segundo Molland (2008) o tubo telescópico possui duas funções básicas: suportar o eixo de ré, bem como suportar grande parte da massa do hélice; atuando também como um invólucro para evitar a entrada de água na sala de máquinas.

Projetos mais modernos utilizam óleo lubrificante como uma película entre as buchas de ferro fundido. O óleo é bombeado através de orifícios internos e distribuídos por ranhuras no eixo. O arrefecimento ocorre através de um trocador de calor. Ainda sim são necessários um ou dois tanques sobressalentes que são utilizados para abastecer o sistema em caso de falha da bomba. É importante que a pressão de óleo de lubrificação seja mais alta que pressão estática local da água do mar para garantir que água do mar não entre no mancal telescópico em caso de falha do selo mecânico.

2.1.4 Linha de eixo

A linha de eixo pode ser composta por um ou mais segmentos de eixo intermediário entre o eixo de ré e o eixo de empuxo. Os segmentos de eixo são fabricados a partir de lingotes de aço forjado com flanges integrados e são montados com parafusos de alta resistência.

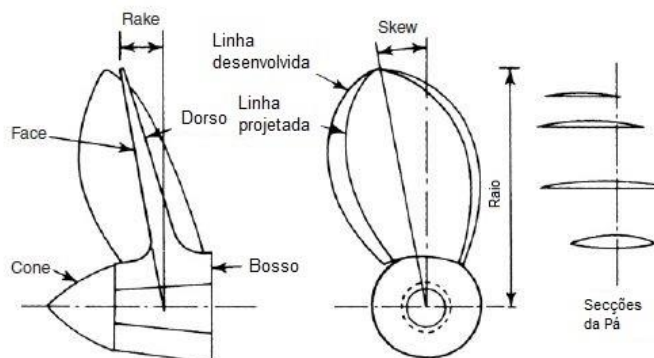
O eixo intermediário possui flanges em cada extremidade; sendo que o diâmetro da seção poderá aumentar nas seções localizadas junto aos mancais.

O eixo de ré (ou eixo propulsor) tem flange apenas na extremidade na qual é acoplado ao eixo intermediário. Na extremidade oposta possui seção cônica, no qual o hélice é encaixado e fixado com uma porca (MOLLAND, 2008).

2.1.5 Hélice

O propulsor do tipo hélice é constituído de um conjunto de pás helicoidais equidistantes, unidas integralmente sobre o bosso do propulsor, conforme mostrado na Figura 5. Em geral, propulsores desse tipo são fabricados através de um rigoroso processo de fundição, utilizando como matéria prima ligas especiais de bronze e níquel.

Figura 5 – Geometria padrão do hélice.



Fonte: Molland (2008, p.444).

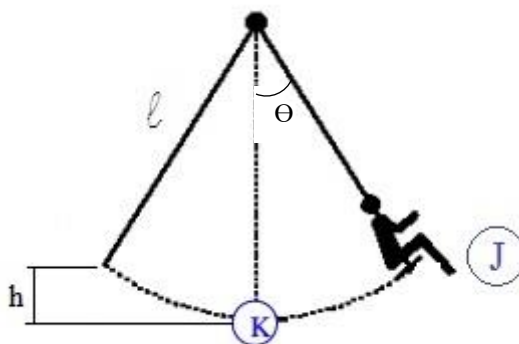
A descrição geométrica, o projeto e o funcionamento de um hélice fogem ao escopo desse trabalho, mas podem ser encontrados em farta literatura disponível, tal como: Propeller Handbook (GEER, 2001).

No entanto, de maneira simplificada pode-se dizer que um propulsor funciona “empurrando” o fluido a cada rotação. A reação da força longitudinal imposta ao fluido é o empuxo que impulsiona o navio avante. Devido a variação de momento linear e angular, através da passagem de água, uma carga é transmitida para a linha de eixo. Esta força é transferida para o mancal de escora e em seguida para estrutura da embarcação.

2.2 VIBRAÇÃO

A melhor forma de entender o fenômeno da vibração é por meio de um exemplo. Considere um sistema formado por uma criança e um balanço (Figura 6). Ao sofrer um empurrão, o sistema começa a desenvolver um movimento oscilatório.

Figura 6 – Movimento de balanço e vibração.



Fonte: Tancredi (2001, p. 5).

Observando o movimento proposto na Figura 6, é possível descrever o fenômeno da vibração como aquele decorrente do balanço entre a energia potencial e a energia cinética do sistema.

Considerando que o sistema parta do equilíbrio estável na posição K e seja perturbado até a posição J, onde em seguida a perturbação é cessada. Nesse caso a perturbação realiza um trabalho positivo, levando o sistema da posição K para a posição J, aumentando a quantidade total da energia do sistema.

Assim no ponto J a energia potencial é máxima, enquanto a energia cinética é nula. Ao passo que no ponto K, a energia cinética é máxima e a potencial nula. Em um sistema conservativo, este balanço é constante, conforme as Equações 2 e 3.

$$E_{pot} + E_{cin} = cte \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}(E_{pot} + E_{cin}) \quad (3)$$

Através da Equação 2 percebe-se que o somatório das energias é constante, enquanto na Equação 3 estabelece que o somatório das taxas de variação de energia é nulo. Desenvolvendo o equacionamento do somatório das energias encontra-se a equação do movimento deste sistema oscilatório.

$$ml^2\ddot{\theta}(t) + mgl\theta(t) = 0 \quad (4)$$

A Equação 4 descreve o comportamento do sistema em termos do deslocamento angular no tempo, considerando um movimento oscilatório sem

amortecimento ou seja sem dissipação de energia e na ausência de forças externas, ou seja livre.

2.2.1 Vibração livre

Chama-se vibração livre o fenômeno que ocorre quando um sistema oscila sob uma perturbação inicial, não havendo nenhuma força após o impulso inicial. Alguns exemplos do dia-a-dia são: o pêndulo de um relógio, o movimento de um trampolim após o impulso de um saltador ou ainda uma criança no balanço.

Dado duas condições iniciais no tempo, não nulas, quando aplicadas à Equação (4), permitem estabelecer a equação do movimento livre não amortecido representado pela Equação 5.

$$\theta(t) = \theta_0 \cos(\omega_n t) + \frac{\dot{\theta}_0}{\omega_n} \text{sen}(\omega_n t) \quad (5)$$

Assim com esta equação é possível determinar o deslocamento da massa, dada as características do sistema, ao longo do tempo.

2.2.2 Vibração forçada

Para iniciar o movimento é necessário que uma força externa entre em ação. Essa perturbação ou fonte de excitação determina a amplitude que atinge o movimento de oscilação durante a primeira oscilação (TANCREDI, 2001).

Mas um sistema é considerado forçado, quando uma força periódica e de amplitude constante atua durante o movimento. Neste caso, a força é periódica pode ser descrita pela Equação 6. Deste modo o balanço de energia total é igual à taxa de energia introduzida no sistema, conforme Equação 7.

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (6)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{m\dot{x}(t)^2}{2} + \frac{Kx(t)^2}{2} \right) = F(t)\dot{x}(t) \quad (7)$$

A Equação 8 é a equação do movimento, deduzida da análise de diagrama de corpo livre do sistema. A solução da equação do movimento é dado pela Equação 9, que representa o deslocamento do sistema no tempo.

$$m\ddot{x}(t) + Kx(t) = F_0\cos(\omega t) \quad (8)$$

$$x(t) = C_1 \cos(\omega_n t) + C_2 \sin(\omega_n t) + A\cos(\omega t) \quad (9)$$

Onde:

- A: é amplitude
- C_1 e C_2 : coeficientes dependentes das condições de contorno.

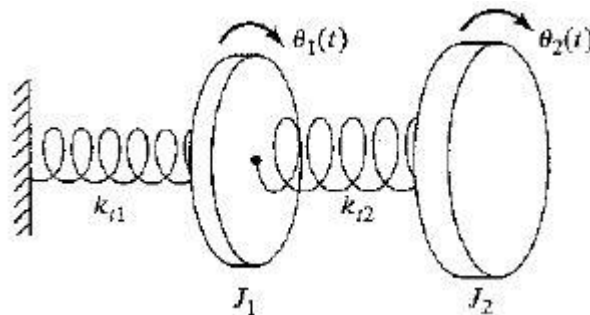
2.3 VIBRAÇÃO DE EIXO

Segundo Johannessen (1980), a resposta dinâmica (vibração) de um eixo pode ser dividida em: vibração torsional, vibração lateral e vibração longitudinal. Nesta secção serão discutidos os tipos de vibração associado a eixos motores.

2.3.1 Vibração torsional

O movimento oscilatório de um corpo rígido em torno de um eixo de referência é chamado de vibração torsional. Neste caso, o deslocamento é medido em termos do deslocamento angular (RAO, 2009). Dois disco rígidos em um modelo de discreto, Figura 7, são apresentado.

Figura 7 – Vibração torcional de dois discos rígidos.



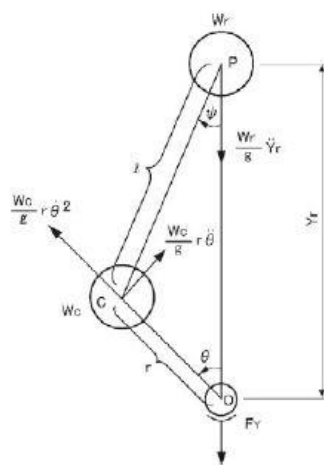
Fonte: Rao (2009, p.185).

Cada disco corresponde a uma inércia polar J_1 e J_2 conectados por molas torsionais K_{t1} e K_{t2} . Deste modo podemos sugerir que as molas representam a

rigidez torsional do eixo e o disco inercia de um mecanismo ou massa concentrada sobre o eixo.

Em um sistema propulsivo o elemento mais crítico na vibração torsional é eixo de virabrequim. O mecanismo, observado na Figura 8, representa a massa concentrada do pistão e articulação entre a biela e virabrequim, que além de excitações longitudinais no eixo, provocam forças horizontais e verticais segundo (OKUMOTTO, 2009).

Figura 8 – Mecanismo do virabrequim e componentes.



Fonte: Okumotto (2009, p.539).

Por causa da vibração torsional, durante o movimento dos elementos, há uma perturbação, sendo as componentes ortogonais as forças de excitação vertical e horizontal. Para evitar a vibração torsional convém a instalação de pesos adicionais de modo que frequência natural do eixo se afaste da frequência de excitação.

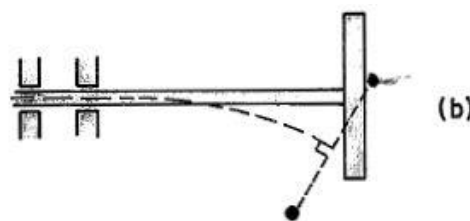
A linha de eixo de embarcações, do ponto de vista de vibração torsional é considerado um sistema livre. E segundo SNAME (2006), esta vibração normalmente não produz grandes excitações na estrutura do casco. Porém, através das reações de mancais na caixa redutora pode ocorrer vibrações induzidas. As tensões alternadas no eixo ou torques, podem provocar danos tais como: ruptura do eixo, fissuras nos dentes de engrenagens e falhas nos acoplamentos.

2.3.2 Vibração lateral

A vibração lateral de um eixo horizontal pode ser caracterizada como: vibração transversal, vertical do eixo e vibração de giro.

A vibração de giro, conforme Figura 9, é a vibração lateral de um eixo que possui massa concentrada em sua extremidade livre, provocando o movimento oscilatório, chamado efeito giroscópico.

Figura 9– Efeito de giroscópio em vibração lateral.



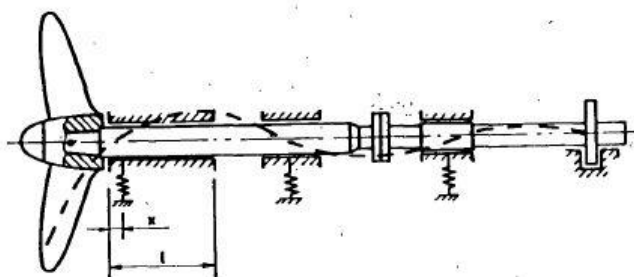
Fonte: Vianna Junior (1991, p.77).

Segundo Vianna Junior (1991), isto ocorre devido as força centrífugas das várias partículas do disco não estarem no mesmo plano. A extremidade livre do eixo girando desenvolve uma trajetória circular ou elíptica, em torno da linha central. Os segmentos avante do eixo oscilam apenas por vibração lateral no mesmo plano.

O momento de giroscópio provocado pela rotação do propulsor é responsável pela maior diferença entre a vibração de giro e a vibração lateral.

Em linhas de eixo em que os espaçamento dos mancais são mais longos segundo Johannessen (1980), a vibração lateral é excitada por forças centrífugas. Tais forças são associadas ao desbalanceamento e/ou desalinhamento, resultando em distribuição de cargas diferentes entre os mancais. A Figura 10 representa a vibração lateral na linha de eixo apoiado sobre os mancais.

Figura 10 – Vibração lateral na linha de eixo.



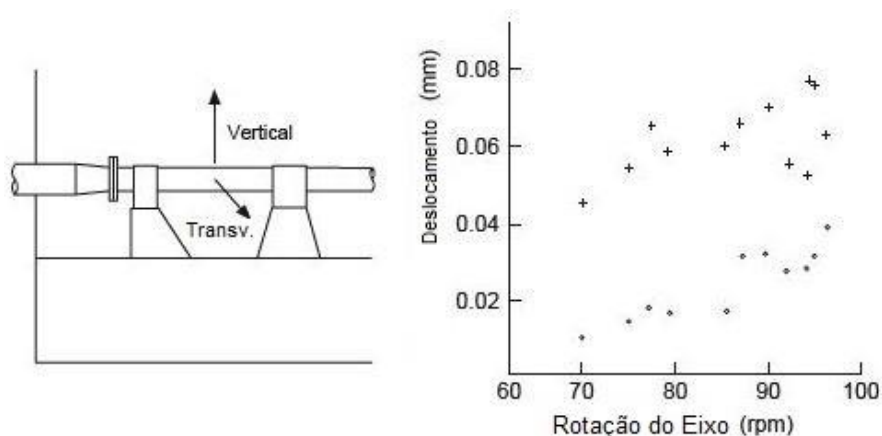
Fonte: Johannessen (1980, p.333).

Os mancais do eixo podem ser representados como pontos rígidos ou simples molas. Em análise de elementos finitos bons resultados são encontrados criando elementos para cada segmentação da linha de eixo.

A vibração lateral do eixo propulsor, devido a força de excitação do hélice, afeta a estrutura do casco. Raramente é observado o deslocamento lateral do eixo propulsor, pois a frequência natural do próprio eixo está muito afastada da frequência das pás do hélice, conforme (OKUMOTTO, 2009).

Na Figura 11 são mostradas as máxima amplitudes do deslocamento lateral e transversal, obtidas para o eixo de um navio container.

Figura 11 – Amplitude do deslocamento vertical e transversal.



Fonte: Okumotto (2009, p.535).

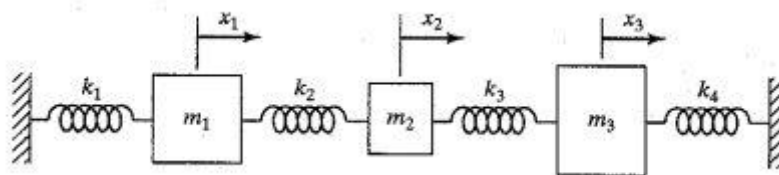
Como pode ser visto na Figura 11, a ordem de grandeza das deflexões, menores que 0,1 mm, são muito pequenas quando comparado com o diâmetro do eixo, na ordem 700 a 1200 mm. Os dados são relativos a um navio com: 156000 DWT; hélice de 5 pás; 27 MW e 98 rpm.

A força de excitação periódica oriunda do propulsor (e ou motor), ampliada pela vibração lateral do bloco do motor, é transmitida para a estrutura da embarcação; induzindo a vibração vertical do duplo fundo da sala de máquinas (OKUMOTTO, 2009).

2.3.3 Vibração longitudinal

O movimento oscilatório de translação de um ou mais corpos na direção axial de seus eixos é chamado de vibração longitudinal. Conforme Figura 12 um sistema discreto por massa e mola, pode representar um sistema de linha de eixo.

Figura 12 – Vibração longitudinal



Fonte: Rao (2009, p.8).

Na vibração longitudinal do sistema propulsor a rigidez do eixo, mancal e acoplamento são representados por molas. As massas do hélice, maquinário e parcelas do eixo representam os elementos de massa. No caso da vibração longitudinal, a massa total do eixo e a rigidez do mancal de escora são os parâmetros fundamentais na definição do comportamento dinâmico do sistema.

Segundo Johannessen (1980), para uma embarcação de médio porte, as frequências naturais típicas de vibração longitudinal de um eixo variam entre 8 e 16 Hz. Os modos de vibrar podem ser excitados com hélice de 4 a 6 pás ou por um motor a diesel de baixa rotação.

Geralmente a massa e a rigidez longitudinal do eixo podem ser calculadas com muita precisão, enquanto a rigidez global do mancal de escora é muito mais complicada de ser determinada. Normalmente os mancais são constituídos de outros elementos, que associados resultam em um rigidez equivalente.

Atualmente, motores diesel de baixa rotação são integrados, em sua extremidade a ré, com o mancal de escora. Segundo Johannessen (1980), este tipo de arranjo permite maior rigidez ao mancal de escora, independente do projeto estrutural do duplo fundo.

Normalmente o primeiro modo é considerado o mais problemático. Este modo consiste em uma vibração em fase do eixo considerando a massa do propulsor, (incluindo a massa virtual adicional de água², a qual corresponde a aproximadamente 60% da massa do propulsor), em relação a um ponto fixo localizado na fundação do mancal de escora.

³ O campo da hidrodinâmica estabelece que a movimentação de um corpo imerso em um fluido produz uma modificação no campo de pressões no entorno do corpo. A integral dessa modificação do campo de pressões junto a superfície do corpo pode ser entendida como uma força inercial e portanto, descrita como uma massa adicional que aumenta a inercia do sistema. Por outro lado, a integral dessa modificação do campo de pressões distante do corpo representa uma transferência de energia do corpo para o fluido, e por isso, pode ser descrita como um amortecimento adicional.

Assim é possível estimar a frequência natural desse sistema nesse modo de vibrar, considerando um sistema de massa-mola padrão, conforme a Equação 10.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{eq.}}{m_{eq.}}} \quad (10)$$

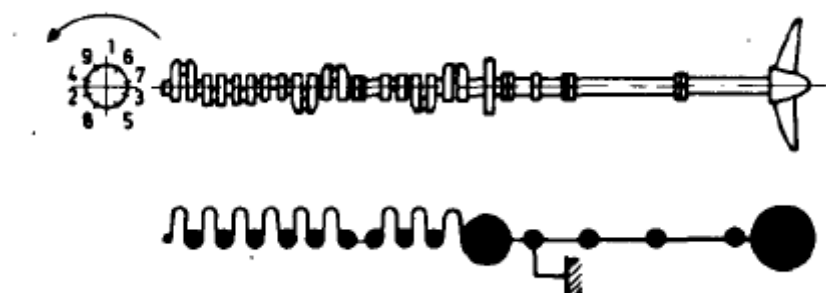
Onde :

K_{eq} : rigidez longitudinal equivalente do mancal.

m_{eq} : massa equivalente do sistema.

A determinação da massa equivalente e da rigidez equivalente pode ser obtida considerando-se o modelo matemático proposto por Johannessen (1980), o qual pode ser observado na Figura 13. Nesse modelo, o virabrequim é representado por sucessivas massas que representam o volante, o acoplamento, o eixo e o propulsor.

Figura 13 – Modelo massa-mola virabrequim e eixo.



Fonte: Johannessen (1980, p.332).

No caso de um sistema propulsor com redução, a massa da caixa redutora deverá ser considerada no sistema. A Det Norske Veritas (DNV) considera em seus relatórios valores usuais para a rigidez longitudinal dos mancais de escora:

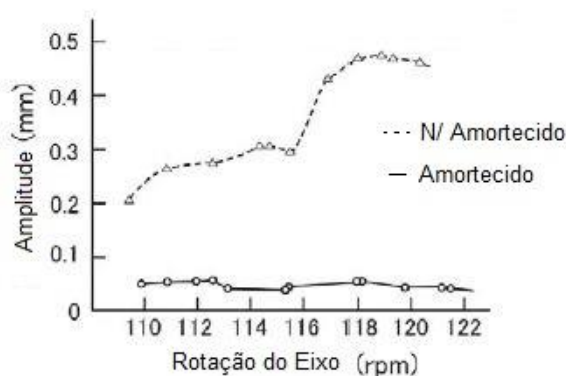
- K : 1,7 a 2,3 [10^9 N/m], mancal não integrado ao MCP.
- K : 2,2 a 3,0 [10^9 N/m], mancal integrado ao MCP.

É importante observar que em caso de ressonância, o sistema de linha de eixo atua como um ressonador, ampliando a força de excitação, podendo causar vibrações na superestruturas. As excitações são flutuantes, percorrendo o casco,

podendo resultar em vibração a vante ou a ré, dependendo das características da estrutura.

Na Figura 14 observa-se o efeito da instalação de um amortecedor no eixo virabrequim e um motor do tipo Sulzer 10RND90 em condição normal de operação. A linha tracejada são as amplitudes da linha de eixo sem amortecedor, já a linha contínua são as amplitudes da linha de eixo com amortecedor.

Figura 14 – Atuação de amortecedor na vibração axial.



Fonte: Okumotto (2009, p. 538).

Observando a Figura 14, nota-se que a ordem de grandeza dos resultados referentes a vibração axial, na faixa de 0,1 a 0,5mm, são dez vezes maiores que na vibração lateral. Os dados tratam de um motor diesel com faixa de rotação de 110 a 120 rpm.

2.4 FONTES DE EXCITAÇÃO

Segundo Johannessen (1980) em sua pesquisa, constatou que o hélice representava 80% dos problemas de vibração. A investigação avaliou 47 embarcações, cujo os comprimentos, variavam de 60 a 320m e navios tipo: tanques, graneleiros, gaseiros, RO/RO e de apoio.

Ambos, o propulsor e o MCP, agem na estrutura local. Respectivamente excitam a linha de eixo e estrutura do duplo fundo.

Em um sistema de propulsão os itens causadores de forças excitatórias, segundo Silva Neto et al. (2012), são o propulsor e o MCP.

- Propulsor – geram força induzia ao casco e momentos induzidos no eixo.
- MCP – forças internas e momentos desbalanceados e pelo movimento dos gases e dos cilindros.

A linha de eixo atua como um ressonador, amplificando a energia da fonte de excitação através de toda extensão da viga navio e contribuindo para os efeitos de vibração (OKUMOTTO, 2009). Por exemplo, ressonâncias de eixo propulsor, virabrequim e estrutura do motor a diesel muitas vezes causam severas vibrações na estrutura do casco e superestruturas.

O propulsor agindo na região da esteira esta sob um campo não uniforme de distribuição de velocidades. Isto facilita o surgimento de forças de corpo e força de superfícies na região de abertura da popa, como será visto a seguir.

2.4.1 Propulsor e esteira

De acordo com MOLLAND (2008) as embarcações ao se deslocam geram um campo de esteira que atua na região de obras vivas da popa. A esteira provoca uma distribuição desigual de velocidade. O campo de esteira no plano do hélice surge de três causas principais: linhas de corrente em volta do corpo, crescimento da camada limite depois do corpo e qualquer componente de movimento de onda.

A operação do hélice na popa da embarcação, altera a região da esteira. Os efeitos hidrodinâmicos interagem de forma complexa, na prática a região da esteira tem baixa pressão. Com o aumento de velocidade do fluxo, com a presença do hélice, a pressão é reduzida ainda mais. Contribuindo para a perda de eficiência propulsiva e ambiente favorável para a cavitação.

Através do Método de Taylor, um fator de esteira pode ser quantificado. O coeficiente de esteira é uma grandeza adimensional definida, conforme a Equação 11.

$$\omega_T = 1 - \frac{V_A}{V_S} \quad ((11))$$

Onde:

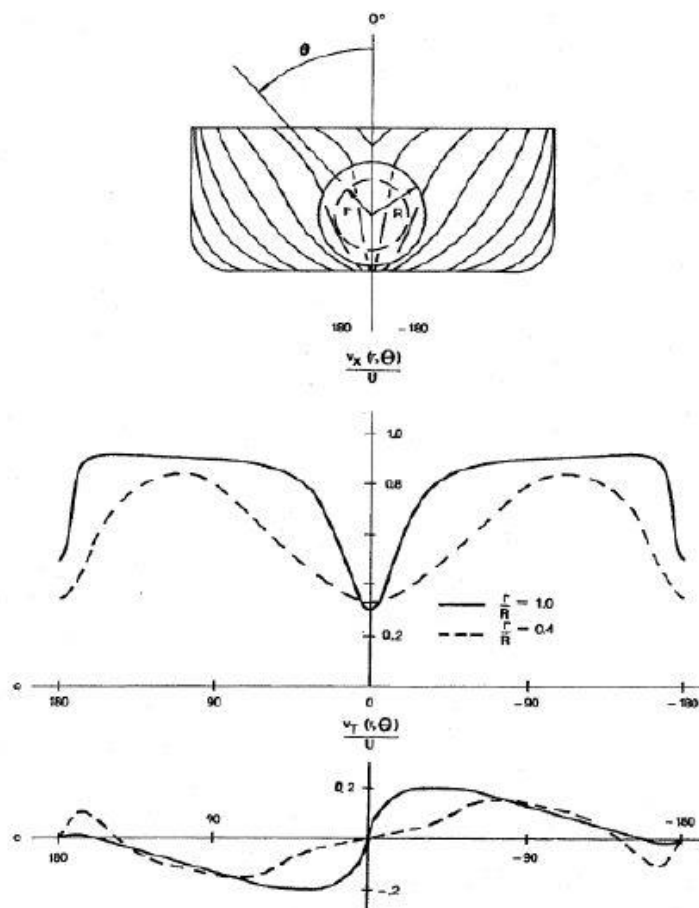
V_A : velocidade aparente.

V_S : velocidade da embarcação.

Segundo JOHANNESSEN (1980), a distribuição de velocidades na esteira é invariante no tempo, em um sistema de coordenadas fixas por navio. Os dados são

obtidos, com modelos em escalas em tanque de reboque. A Figura 15 representa um contorno bidimensional da velocidade versus posição angular variação do raio.

Figura 15 – Distribuição da esteira em um navio mercante.

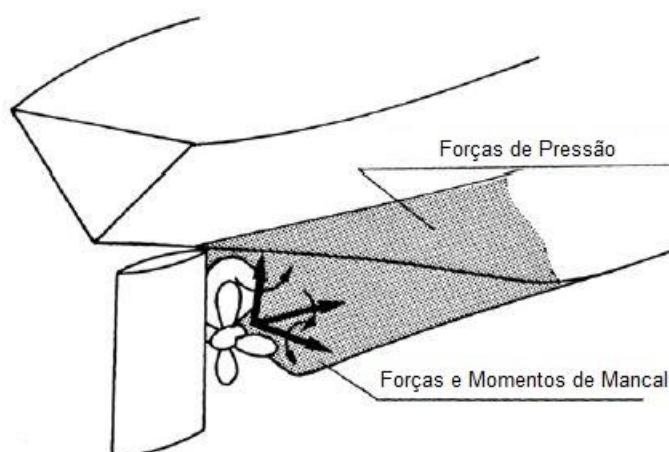


Fonte: ABS (2006, p.09).

O eixo vertical para ambos os gráficos é um valor adimensional da velocidade aparente sobre a velocidade do navio. As velocidades aparentes são respectivamente a velocidade axial e tangencial, no plano do hélice.

As vibrações induzidos por hélice em geral começam com linhas de casco desfavoráveis na carena da popa. A complexidade hidrodinâmica na região do hélice, operando na esteira do navio, é não uniforme. Isso torna mais difícil de quantificar, as vibrações induzidas no hélice do que vibrações internas, oriundas do maquinário. Como será discutido adiante, as cargas que contribuem para a vibração induzida do hélice são as forças e momentos de mancais e forças de pressão, conforme Figura 16.

Figura 16 – Fontes de excitação na esteira.



Fonte: Molland (2008, p. 176).

No entanto as forças de pressão são cargas verticais que provocam vibração do casco e da superestrutura. Agem sobre a região de obras vivas na popa.

2.4.1.1 Forças e momentos de mancais

O carregamento nas pás do hélice, geram impulsos alternados, durante as revoluções sob um fluxo desigual. Forças e momentos são transferidos para o eixo, na verdade são o somatório de n forças e momento agindo em cada pá do propulsor. Como a posição das pás são equidistantes, as frequências de excitação são expressas por Séries de Fourier. Podem ser quantificadas por múltiplos da frequência de passagem de pá, conforme Equação 12.

$$f = \frac{n \times z \times rpm}{60} \quad (12)$$

Onde:

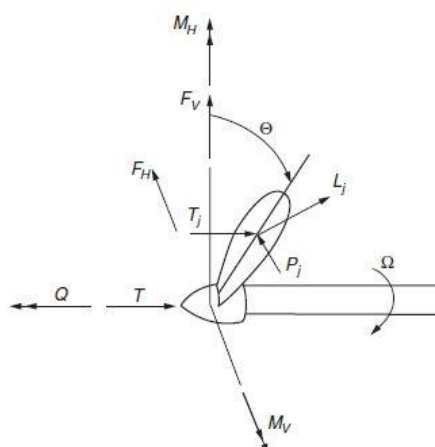
z : número de pá.

n : frequência de pá (1° harmônico) $n=1$.

rpm: rotação por minuto.

As forças e momento transferidos para o sistema linha de eixo são representados na Figura 17. O exemplo se aplica para navio de única hélice, de passo fixo.

Figura 17 – Composição do carregamento no hélice.



Fonte: Molland (2008, p.176).

Geralmente hélice com número ímpar de pá tem menor flutuação de empuxo, mas o momento fletor é maior do que hélice de números pares. Entretanto o momento fletor tende a ser menor com o aumento do número de pá. A cavitação não tem efeitos significativos, segundo JOHANNESSEN (1980), nas forças transferidas ao sistema linha de eixo.

De acordo com ABS (2006) a flutuação de força axial varia em torno de 8 a 10% da carga principal de empuxo. Já as forças verticais e transversais são na ordem de 1 a 2% da carga principal. A flutuação dos momentos transversais e verticais, variam de 5 a 20% e 1 a 10%, respectivamente do torque principal. Uma investigação em 20 embarcações, avaliou as características do hélice relacionados com as cargas no mancal, os dados são observados na Tabela 1 (ABS, 2006).

Tabela 1 – Cargas de força e momento levantados em estudo.

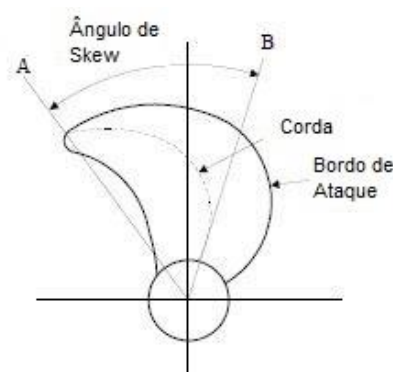
Cargas	Número de pás		
	4	5	6
Empuxo (F_x)	0,084 T_0	0,020 T_0	0,036 T_0
Força vertical (F_z)	0,008 T_0	0,011 T_0	0,003 T_0
Força horizontal (F_y)	0,012 T_0	0,021 T_0	0,009 T_0
Torque (M_x)	0,062 Q_0	0,011 Q_0	0,030 Q_0
Momento vertical (M_z)	0,075 Q_0	0,039 Q_0	0,040 Q_0
Momento horizontal (M_y)	0,138 Q_0	0,125 Q_0	0,073 Q_0

Fonte: ABS (2006, p.39).

Estes resultados, ainda segundo ABS (2006), podem ser utilizados para uma estimativa nas fases preliminares do projeto. Os valores estão em termos do empuxo (T_0) e torque (M_0) principal.

Segundo JOHANNESSEN (1980) existem dois métodos par alterar as forças de mancais. O primeiro é alterando o carregamento flutuante nas pás do hélice e outro é alterar o número de pá. As cargas flutuantes nas pás são alteradas variando o ângulo de skew, conforme Figura 18.

Figura 18 – Ângulo de Skew máximo.



Fonte: ABS (2006, p.13).

Os propulsores são projetados para uma eficiência equivalente, independentemente do ângulo de skew. Os fatores limitantes são a resistência e flexibilidade. Para melhorar os efeitos sobre a cavitação, ABS (2006), destaca os efeitos do passo de raiz e do próprio ângulo de skew. A norma recomenda que os projetos atendam valores de 5 ou 10% de cavitação, afim de evitar sobrecarga no hélice.

2.4.1.2 Força de pressão

O campo de pressão flutuante, induzido pelo hélice, tem origem principalmente pelos seguintes fatores: espessura da pá, cargas hidrodinâmicas e formação de cavitação no propulsor.

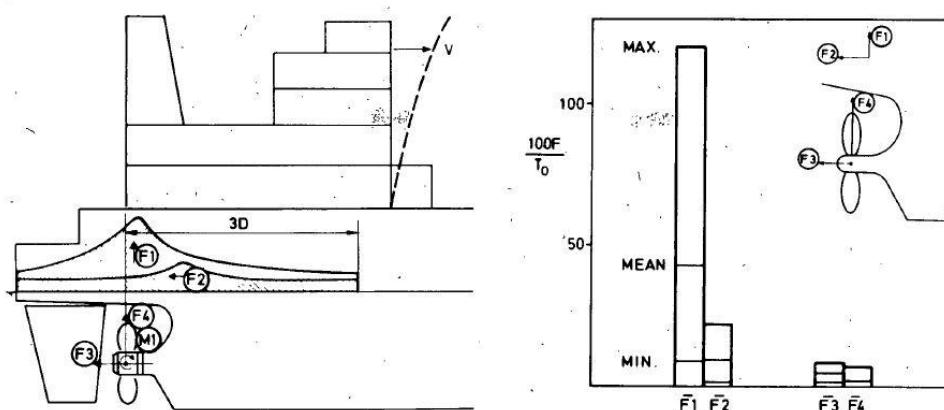
A cavitação ocorre quando água, devido uma queda pressão, passa para o estado de vapor. As bolhas de vapor se expandem e seguem para regiões de alta pressão, onde ocorre a implosão das mesmas de acordo com (MOLLAND, 2008). Esse processo ocorre milhares de vezes provocando ondas de choques.

As características mais críticas de cavitação, ocorrem nas regiões de campo flutuante de pressão, que irradiam o ruído e vibração. As forças verticais de superfície

do casco devido à cavitação intermitente, normalmente excedem as forças de mancais da hélice por grandes quantidades. Na esteira as regiões de carena com altos gradientes, na porção superior do plano do disco, sofrem variações de volume. Estas variações resultam em amplitudes das forças de pressão do casco de até 30-40% da força de empuxo principal.

Conforme JOHANNESSEN (1980) o carregamento se estende, por até três vezes o diâmetro do hélice. Os impulsos de pressão atuando sob a superfície de abertura da popa, e ainda, sobre a superfície de um cilindro idealizado, em torno do propulsor provocam como reações as forças de excitações F_1 e F_2 , conforme Figura 19.

Figura 19 – Comportamento das forças de superfícies.



Fonte: Johannessen (1980, p.327).

De acordo com os estudos de JOHANNESSEN (1980), para 17 tipos de navios, o gráfico apresenta as excitações de forças, normalizadas, com o empuxo. Percebemos que a força vertical F_1 é maior de todas. A força horizontal F_2 é componente da pressão de impulso, sendo função apenas da geometria da região da carena. Por outro lado, a força de empuxo F_3 e momento M_1 , encontradas são relativamente pequenas.

Alguns critérios encontrados em literaturas propõem um valor máximo impulso de pressão (ΔP_{max}). Segundo JOHANNESSEN (1980), o valor aceitável deverá ser menor que $8500 \text{ [N/m}^2\text{]}$.

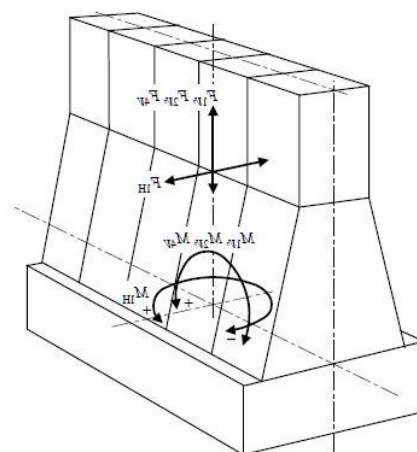
A excitação dominante para a vibração do casco do navio, é a força da pressão da superfície do casco.

2.4.2 Motor de combustão principal

Embora os movimentos oscilatórios no MCP afete principalmente a estrutura do fundo, é importante conhecer a dinâmica destes movimento.

A excitação vibratória do MCP é composta por três componentes periódicas de força e momento agindo na fundação do motor (Figura 20).

Figura 20 – Componentes periódicas no motor.



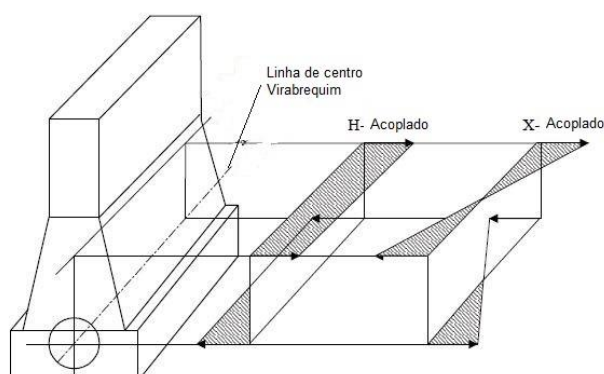
Fonte: ABS (2006, p.06).

Entre os diferentes tipos de forças associadas com as cargas de combustão interna, a ABS (2006) destaca:

- a) Força guia acoplada: força da pressão do gás devido ao processo de combustão
- b) Força externa: força de inercia devido aceleração e a rotação do mecanismo interno.

A força guia acoplada age nas bielas e resultam de forças de reações transversais que dependem do número de cilindros e da sequência de explosão. Os tipos de carregamento são: tipo H e tipo X, conforme Figura 21. A vibração lateral no motor devido a força guia pode causar ressonância com a fundação da estrutura.

Figura 21 – Padrão de carregamento do motor.



Fonte: ABS (2006, p.07).

Para motores de combustão diesel com mais de dois cilindros, as componentes de forças inercias verticais e transversais são nulas na fundação do motor. Mas os momentos transversais e verticais tem atuação livre sobre essa região, e os valores das intensidades desses momentos são fornecidos pelos fabricantes.

A maioria dos motores de combustão a diesel, para grandes instalações propulsoras, tem mais de seis cilindros. Sendo assim, o momento vertical, em especial de segunda ordem, contribui consideravelmente para a excitação do casco. Segundo ABS (2006), existe um risco potencial de ocorrer ressonância entre o segundo modo de momento vertical do MCP com um dos modos mais baixos da viga navio. Mas, dependendo da quantidade de cilindros, os momentos de primeira ordem podem ser mais elevados do que os momentos segunda ordem.

Segundo recomendações da ABS (2006), recomenda-se determinar o fator de momento desbalanceado pela potência (PRU, sigla em inglês *Power Related Unbalance*), conforme a Equação 13.

$$PRU = \frac{M_{2V}}{W} \quad ((13))$$

Onde:

M_{2V} : momento de segunda ordem [Nm]

W : potência do motor [kW]

Ainda segundo a ABS (2006), os valores aceitáveis de para o parâmetro PRU são mostrados na Tabela 2. Caso necessário recomenda-se a instalação de compensadores, os quais costumam ser fornecidos pelo fabricante do motor.

Tabela 2 – Valores aceitáveis de momento.

PRU	Compensador
< 120	Não necessário
120 < 220	Necessário
>220	Muito necessário

Fonte: ABS (2006, p.08).

A opção de não instalar compensadores é critério da equipe de projeto, que poderá rever a resposta vertical da estrutura da popa do casco, sem adaptação de compensadores.

2.5 MODELOS DE ANÁLISE

Nesta secção serão apresentados e discutidos os principais modelos para a análise modal utilizados para o estudo de vibração da linha de eixo de uma embarcação.

2.5.1 Modelo analítico

A vibração de sistemas mecânicos pode ser analisada usando modelos analíticos baseados na associação de elementos de massa e mola, cuja formulação se baseia nos fundamentos apresentados no início deste capítulo.

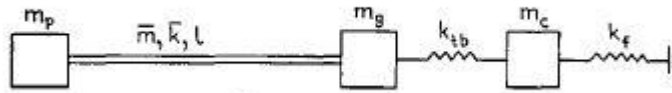
A demanda por navios de guerra, mercantes e fabricantes de maquinários levaram Kane (1949) a propor modelos analíticos, para determinar e minimizar os efeitos de vibração longitudinal. Para a determinação de um sistema de vibração equivalente são necessários:

- a) Massa: considera as massas do propulsor e a massa adicional de água, bem como, a massa da engrenagem redutora, a massa da carcaça da caixa redutora.
- b) Rigidez: a constante elástica dos elementos referentes ao mancal de escora, da estrutura do casco e dos eixos.
- c) Acoplamento: o comportamento flexível do acoplamento entre a caixa redutora e a turbina.

As embarcações investigadas por Kane (1949) possuíam instalação propulsora constituída por turbinas, caixa redutora e linha de eixo. O estudo

propõem dois tipos de modelos analítico (A e B), conforme o arranjo das máquinas. A Figura 22 representa um modelo para arranjo de sistema de propulsão do tipo A.

Figura 22 – Diagrama para sistema A.



Fonte: Kane (1949, p. 198).

No arranjo do tipo A (Figura 22) o sistema propulsor é composto por uma turbina e uma caixa redutora, posicionada a vante do mancal de escora.

Onde:

m_p : massa do hélice e massa adicional.

m : massa distribuída do eixo.

m_g : massa da engrenagem redutora.

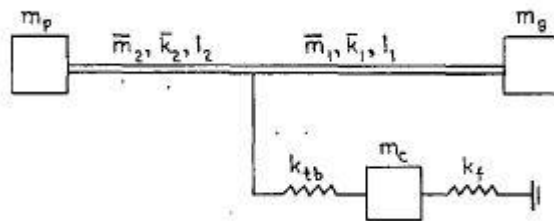
m_c : massa das carcaça do mancal de escora e caixa redutora.

K_{tb} : rigidez do mancal de escora, incluindo a carcaça.

K_f : rigidez do fundo.

A Figura 23 ilustra o modelo de arranjo do sistema propulsor do tipo B, aplicado para casos em que o mancal de empuxo pode ser deslocado para a vante ou a ré, ao longo da linha de eixo.

Figura 23 – Diagrama para o arranjo B.



Fonte: Kane (1949, pg. 199).

De acordo com Kane (1949), o empuxo transferido para o mancal e depois para estrutura do casco, provoca a flexão da longarina do fundo. A rigidez do fundo inclui, principalmente, o cisalhamento e momento fletor da própria longarina.

Na maioria dos arranjos de maquinários o mancal de escora e sua carcaça são posicionados a vante e integrados com a base da caixa redutora. Devido a esta junção a massa de ambos são afetadas pela deflexão do fundo, assim a massa m_c é incluída no sistema vibratório para representar a massa fixa desses maquinários.

Movendo o mancal de empuxo para a ré geralmente aumenta-se a frequência do primeiro modo de vibração. Deste modo é possível ser avaliadas várias posições do mancal ao longo da linha de eixo, percebendo assim a relação entre rigidez e frequência.

2.5.1.1 Massa adicional de água

A massa de água arrastada juntamente com o movimento do propulsor possui uma influência na vibração longitudinal consideravelmente maior do que na vibração torsional, e representando cerca de 50 a 60% da massa do hélice quando considerada a vibração longitudinal.

A Equação 14, proposta experimentalmente por Kane (1949) determina a massa adicional como o percentual da massa de um volume de água, elipsoide de revolução, contido em cada pé, sendo definido por:

$$m_{ad} = f \left(\frac{1}{0,23a^2 + 1} \right) N \left(\frac{D}{100} \right)^3 (MWR)^2 \text{ [pounds]} \quad ((14))$$

Onde:

N: número de pés.

D: diâmetro do hélice [feet].

a: razão do passo a 2/3 do diâmetro.

MWR: razão de largura pelo diâmetro.

f: fator experimental = 9100.

2.5.1.2 Rigidez do eixo

O comprimento da linha de eixo é o fator mais importante na determinação da frequência natural. Além do mais, a massa da linha de eixo age mais significativamente na vibração longitudinal do que na torsional. Pois na vibração torsional, a inercia é proporcional ao produto entre a massa e o quadrado do raio do eixo. Assim, embora a massa da linha de eixo seja grande, o raio do eixo é muito pequeno, resultando em uma baixa inercia adicional.

Processos para análise de vibração iniciam através da discretização do sistema, reduzindo-o em um sistema discreto equivalente de massa e mola.

2.5.2 Modelo de análise utilizando Elementos Finitos

O método de elemento finitos é um procedimento numérico para a análise de estruturas e meios contínuos com geometria complexa e que se baseia no conceito da discretização (ELEM...., 2017).

Este processo se caracteriza quando a geometria complexa é particionado em n-elementos finitos; transformando um problema complexo, na soma de diversos problemas simples.

Se a malha for consideravelmente refinada e cada elemento representar adequadamente o comportamento da região discretizada; a composição das soluções locais garanti uma boa aproximação do comportamento do problema real.

2.5.2.1 Análise modal

O estudo do comportamento dinâmico, tem como um de seus objetivos determinar as frequências naturais de um sistema. O método de análise modal é o mais apropriado, solucionando o problema de auto valor e auto vetor (FARIA, 2002). Dado a Equação 15, de movimento livre não-amortecido e condições iniciais nulas, tem-se:

$$M_{N \times N} \ddot{\delta}_{N \times 1} + K_{N \times N} \delta_{N \times 1} = 0 \quad (15)$$

A solução da Equação (15), considerando as condições iniciais, é dada por:

$$\delta = \Phi e^{\lambda t} \quad (16)$$

Onde:

Φ : vetor de elementos reais ou complexos $N \times 1$.

λ : número complexo.

Substituindo (16) em (15), tem-se:

$$(\lambda^2 M + K)\phi = 0 \quad (17)$$

A Equação (17) possuirá solução não nula se

$$\det|\lambda^2 M + K| = 0 \quad (18)$$

Fazendo, $\lambda^2 = \omega_r^2$

Assim a solução da Equação (18) resulta em:

$$\omega_r^2 = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad \Phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \cdots & \phi_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_{n1} & \cdots & \phi_{nn} \end{bmatrix}$$

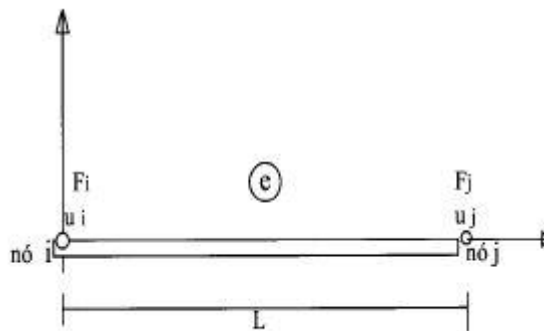
Onde ω^2 é a matriz diagonal das frequências naturais quadráticas e Φ é a matriz dos modos de vibração.

2.5.2.2 Matriz de rigidez de uma barra

No modo de vibração longitudinal o eixo é discretizado como elemento de barra em um procedimento numérico. No caso de uma modelagem por elementos finitos a solução para se determinar a rigidez utiliza os conceitos abordados a seguir.

Nesta seção será apresentado o modelo de um elemento do tipo barra (Figura 24), desprezando os efeitos de peso próprio da barra e considerando que a área da seção transversal seja constante ao longo da barra (ELEM.....,2017).

Figura 24 – Elemento finito de barra.



Fonte: Elementos (2017).

Considera-se que as barras são constituídas de material elástico com módulo de elasticidade constante. Assim, busca-se determinar a força necessária para que um dado deslocamento exista:

- Supondo $u_i > 0$ e $u_j = 0$, para o equilíbrio:

$$F_i = \frac{EA}{L} u_i \quad (19)$$

$$F_j = \frac{-EA}{L} u_i \quad (20)$$

- E ainda supondo $u_j > 0$ e $u_i = 0$, para o equilíbrio:

$$F_i = \frac{-EA}{L} u_j \quad (21)$$

$$F_j = \frac{EA}{L} u_j \quad (22)$$

Por fim, considerando F_i e F_j diferentes de zero, tem-se:

$$\frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} \quad (23)$$

Ou seja,

$$[K^e] \{u^e\} = \{F^e\} \quad (24)$$

Onde:

$[K^e]$: Matriz de rigidez.

$\{u^e\}$: Vetor dos deslocamentos nodais.

$\{F^e\}$: Vetor das forças nodais.

A matriz de rigidez é simétrica e representa uma relação linear entre os esforços e os deslocamentos, coincidindo com a solução exata para a uma barra de secção constante submetida a cargas pontuais.

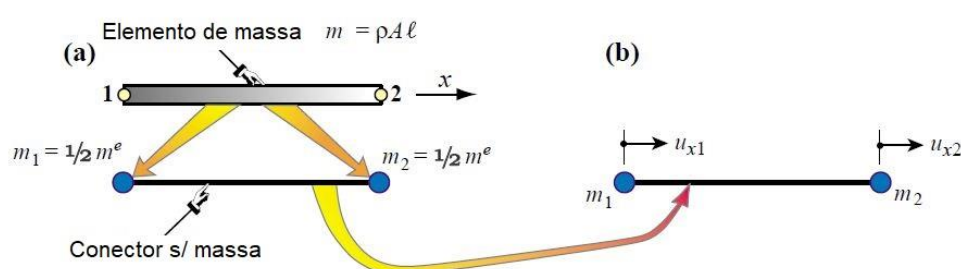
2.5.2.3 Matriz de massa

Nos modelos apresentados o eixo é considerado um elemento contínuo. No modo de vibração axial o eixo é fundamental para a rigidez do sistema, mas as contribuições de sua inércia não podem ser desprezadas. As forças inercias, chamadas de forças de corpo, se distribuem uniformemente ao longo do elemento.

A discretização em elementos finitos transforma as forças distribuídas em pontos nodais, sendo geralmente chamados de massas concentradas. Por fim, a matriz de massa deverá satisfazer certas condições, tais como não-negatividade e conservação da massa (MASS....., 2017).

O método direto de massa concentrada, consiste em distribuir em n -elementos de nó, a massa total do elemento, conforme Figura 25. Deste modo, uma matriz de massa concentrada diagonal é formada. O significado físico, particular desta configuração de matriz, é que não ocorre nenhuma interação entre as diferentes massas concentradas.

Figura 25 – Elemento finito de massa.



Fonte: Mass Matrix (2017).

O exemplo da Figura 25 é considerada um elemento de barra discretizada em 2 nós. A barra tem comprimento (L), seção transversal (A), massa específica (ρ) e movimento na direção axial. A massa total é dividida em duas partes iguais, posicionadas em cada um dos nós. A Equação 25 representa a formulação matricial do problema.

$$[M] = \frac{1}{2} \rho A l \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} m^e I_2 \quad ((25))$$

Onde:

m^e : é o elemento de massa.

I_2 : matriz identidade de ordem 2.

3. METODOLOGIA

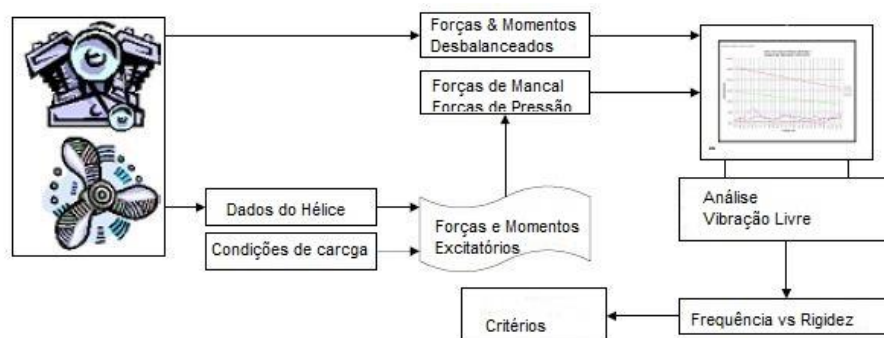
A metodologia utilizada neste trabalho consiste de 3 fases. Na primeira é realizada uma pesquisa bibliográfica para identificar estudos realizados na área.

A pesquisa bibliográfica, segundo Cervo (2007), são procedimentos que buscam compreender o estado da arte em área de interesse, e neste caso o comportamento dinâmico de um sistema propulsivo de uma embarcação.

A pesquisa foi realizada em livros e artigos, a partir da busca no google e no portal de periódico usando as palavras: “ship + shaft + vibration” e “propeller vibration”. A partir desse levantamento foram selecionados 4 estudos que serão apresentados em detalhes no próximo capítulo.

A seguir é realizada uma análise utilizando o método dos elementos finitos, visando reproduzir os resultados obtidos pelos autores originais. Um exemplo de análise de vibração local pode ser observado na Figura 26.

Figura 26– Fluxograma de análise vibração local.



Fonte: ABS (2006, p.32).

Por fim os resultados obtidos são confrontados aos resultados originais, discutindo-se eventuais diferenças e buscando a compreensão dos fenômenos que envolvem a vibração de maquinário e sistemas propulsivos,

Tal análise se baseou através dos dados apresentados, bem como na comparação dos resultados experimentais com as metodologias propostas. Cada estudo de caso está organizado da seguinte maneira: introdução, dados experimentais, metodologia e resultados.

O primeiro estudo de caso apresenta um relatório de orientação da ABS (2006) específico para a vibração de navios. O trabalho apresenta um estudo específico, no qual são determinadas as frequências naturais para um modelo de vibração longitudinal através de dois métodos: um analítico e outro numérico, utilizando o método dos elementos finitos.

O segundo estudo de caso apresenta uma dissertação que investiga o comportamento dinâmico da linha de eixo de um navio petroleiro. A abordagem sugerida considera vibrações longitudinal e lateral, além de apresentar resultados experimentais colhidos junto a embarcação em escala real.

O terceiro e quarto estudo de caso investigam o comportamento dinâmico do sistema propulsivo de navios de apoio portuário e oceânico, respectivamente. Embora as embarcações tenham configurações com propulsores azimutais, as linhas de eixo são submetidas as mesmas características de esforços.

Em todas as análises realizadas será utilizada como ferramenta computacional o programa ABAQUS em sua versão acadêmica. Tal escolha se dá pela disponibilidade e familiaridade com o programa, além da sua reconhecida robustez e eficiência na análise modal de estruturas complexas.

4. DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo são apresentados o desenvolvimento dos 4 estudos de caso analisados, bem como as discussões acerca dos resultados obtidos.

4.1 ESTUDO DE CASO ABS (2006)

As primeiras investigações no campo de vibração longitudinal, na linha de eixo, ocorreram ainda na 2ª guerra mundial, analisando-se instalações acionadas por turbinas a vapor em navios de guerra. De acordo com as recomendações de ABS (2006), a vibração longitudinal é um tema relevante, portanto deverá ser considerado ainda na concepção do projeto.

Segundo ABS (2006) a vibração longitudinal, devido a excitação do propulsor, pode provocar situações de risco, tais como:

- i) Vibração da sala de máquinas, inclui a vibração do próprio motor e sua fundação, bem como a deformação estrutural do duplo fundo.
- ii) O empuxo transmitido através do mancal de escora e seu braço de momento, relativo ao eixo neutro da viga navio, produz uma resposta vertical com uma frequência ressonante com a superestrutura.

Os sistemas equipados com eixos longos não podem ser projetados com a frequência de excitação acima do primeiro modo do propulsor. Portanto, essa deve estar abaixo ou entre a faixa de frequências (ABS, 2006).

A principal incerteza na modelagem da vibração axial consiste na determinação da rigidez do mancal de escora e sua fundação. Pois a fundação do mancal de escora está vinculada com a estrutura da embarcação, que se deforma, em resposta ao empuxo transmitido através do mancal de escora. Normalmente o mancal de escora é posicionado a ré do MCP e para motores maiores propicia uma rigidez extra na base do mancal.

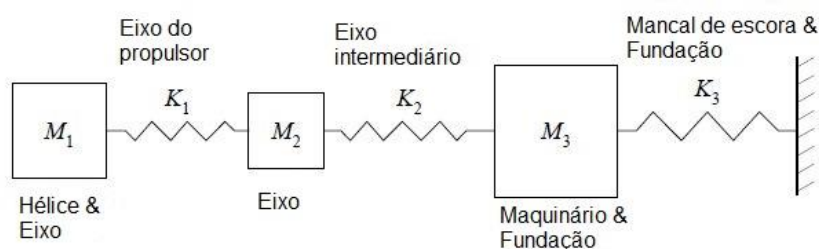
Na sala de máquinas a rigidez do mancal de escora, em série, com a estrutura do duplo fundo é um ponto de difícil estimativa. Estes suportes devem ser projetados

previamente para estimar as frequências naturais em relação as frequências de excitação do propulsor.

As informações da ABS (2006) recomendam uma avaliação inicial do mancal de escora, durante a fase de concepção do projeto, permitindo a avaliação do comportamento da rigidez em termos das frequências naturais do sistema.

Assim em uma abordagem analítica, devemos discretizar o sistema em elementos de massa e mola com no mínimo 3 graus de liberdade. Assim para estimar o primeiro e o segundo modo de vibrar de um sistema de linha de eixo e maquinário o modelo analítico é indicado na Figura 27.

Figura 27 – Modelo discreto do sistema de propulsão.



Fonte: ABS (2006, p.23).

Os elementos são definidos da seguinte maneira:

- M_1 : massa concentrada do propulsor
- M_2 : massa concentrada da linha de eixo acoplada.
- M_3 : massa concentrada do mancal de escoara.
- K_1 : rigidez do eixo propulsor.
- K_2 : rigidez do eixo intermediário.
- K_3 : rigidez do mancal de escora e fundação (determinar).

4.1.1 Experimento através do modelo analítico

Para a validação do modelo analítico proposto, ABS (2006) realiza um exemplo da análise do sistema propulsivo de uma embarcação de grande porte, cujos dados são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Característica do exemplo proposto pela ABS.

Elemento	Massa [kg]	Elemento	Rigidez [10^9 N/m]
Hélice	24098		
Eixo 1	83344	K_1	6,182
Eixo 2	40756	K_2	1,979
Motor	136080	K_3	A determinar
Mancal	50482 kg		

(Fonte: ABS, p.24).

Para a composição dos valores da massa foram aplicadas as condições:

- i) $M_1 = m(\text{hélice}) + 0,5 \cdot m(\text{eixo1}) = 65770$ kg.
- ii) $M_2 = 0,5 \cdot (m(\text{eixo1}) + m(\text{eixo2})) = 62050$ kg.
- iii) $M_3 = m(\text{mancal}) + 0,5 \cdot m(\text{eixo2}) + m(\text{motor}) = 204940$ kg.

Para a solução deste problema é necessário determinar as matrizes de massa e rigidez do sistema, e por fim resolver o problema de autovalor. Ao considerar a condição de vibração livre, obtém-se a Equação 26.

$$\begin{bmatrix} -\omega_n^2 M_1 + K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & -\omega_n^2 M_2 + K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & -\omega_n^2 M_3 + K_2 + K_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{n1} \\ \psi_{n2} \\ \psi_{n3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (26)$$

Conforme discutido na fundamentação teórica, a rigidez do mancal de escora (K_3) depende da estrutura do duplo fundo do navio, bem como o acoplamento entre o mancal e o casco, sendo de difícil determinação. A solução sugerida por ABS (2006) fornece a Equação 27:

$$\Omega_n \equiv \omega_n^2, \quad \Omega_{11} = \frac{K_1}{M_1}, \quad \Omega_{12} = \frac{K_1}{M_2}, \quad \Omega_{22} = \frac{K_2}{M_2}, \quad \Omega_{23} = \frac{K_2}{M_3}, \quad \Omega_{33} = \frac{K_3}{M_3} \quad (27)$$

$$K_3 = M_3 \Omega_{33}$$

$$\Omega_{33} = \frac{\Omega_n \left[\Omega_n^2 + \Omega_n (\Omega_{11} + \Omega_{12} + \Omega_{22} + \Omega_{23}) - (\Omega_{11} \Omega_{22} + \Omega_{11} \Omega_{23} + \Omega_{21} \Omega_{23}) \right]}{-\Omega_n^2 + \Omega_n (\Omega_{11} + \Omega_{12} + \Omega_{22}) - \Omega_{11} \Omega_{22}}$$

Entretanto, utilizando um código, mostrado no Apêndice A, desenvolvido com auxílio do programa SCilab (versão gratuita), analisou-se uma faixa de interesse de frequências naturais em termos da rigidez do mancal de escora. Os resultados dessa análise são discutidos ao final desta seção.

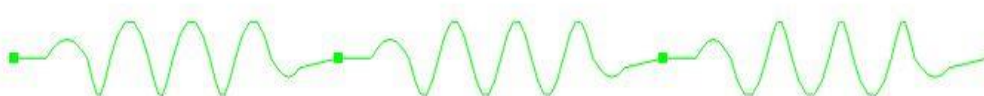
4.1.2 Experimento através de simulação numérica

Utilizando o programa ABAQUS (versão acadêmica) o problema descrito nesse estudo de caso, foi modelado utilizando elementos de massa e mola. A verificação por simulação numérica foi importante para comparar com os dados obtidos pelo método analítico.

4.1.2.1 Estratégia de modelagem

Inicialmente foram criados pontos em um plano 2D que representam o sistema. A seguir foram atribuídos os valores de massa concentrada aos pontos, e foram adicionados elementos de mola entre os pontos, cuja rigidez corresponde a rigidez de cada elemento do sistema. A Figura 28 representa o modelo numérico desenvolvido no ABAQUS.

Figura 28 – Modelo numérico ABS.



Fonte: (Autor, 2017).

Utilizou-se os valores da Tabela 3 como dados de entrada para a massa e rigidez.

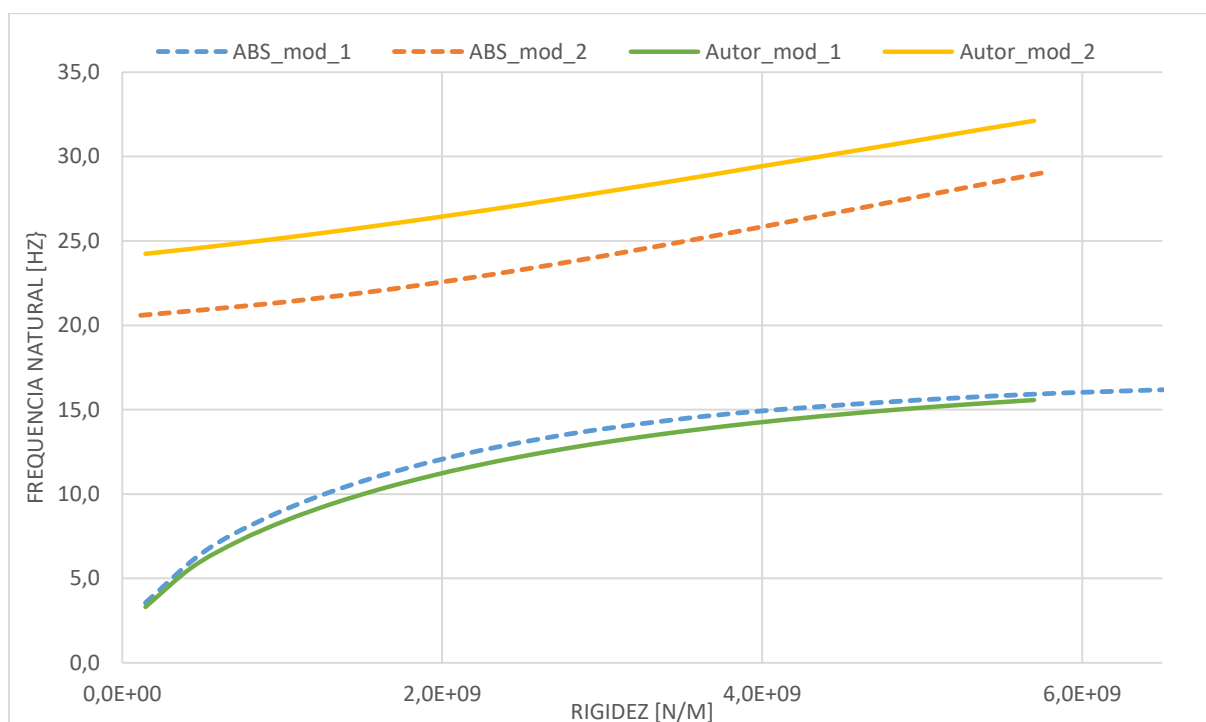
As condições de contorno utilizadas foram:

- i) Restrição de translação na direção y e rotação nos pontos de massa concentradas M_1 , M_2 e M_3 .
- ii) Restrição de translação e rotação (engaste) na extremidade final do elemento K_3 .

4.1.3 Resultados

Na Figura 29 são apresentados os resultados da solução analítica proposta pela ABS (2006) e a solução analítica obtida no modelo desenvolvido.

Figura 29 – Frequência versus rigidez.



Fonte: (Autor, 2017).

Percebe-se que as curvas do primeiro modo são praticamente idênticas, porém as curvas do segundo modo estão deslocadas, devido a uma abordagem diferente no método de solução do problema de auto valor.

Por exemplo, assumindo uma excitação axial de 10 Hz, a rigidez do mancal de escora que corresponderia a ressonância da vibração corresponde a $1,5 \times 10^9$ N/m. Segundo as notas da ABS (2006), deverão ser utilizados valores excludentes, da faixa de $\pm 20\%$ em torno da rigidez correspondente. Deste modo são indicados os valores $0,95 \times 10^9$ e $2,4 \times 10^9$ N/m respectivamente, ficando a critério do estaleiro a escolha da característica para a fabricação do mancal.

Os resultados do modelo numérico, comparados com o modelo analítico, são apresentados na Tabela 4. Cada linha está associada a um valor de rigidez, que foi inserida no modelo numérico.

Tabela 4 – Comparação dos resultados.

Rigidez [10 ⁹ N/m]	Modelo numérico [Hz]		Modelo analítico [Hz]	
	Modo 1	Modo 2	Modo 1	Modo 2
K ₃ = 1,02	8,425	25,208	8,434	25,194
K ₃ = 3,07	13,141	28,033	13,140	27,985
K ₃ = 5,11	15,192	31,281	15,197	31,193

Fonte: Autor (2017).

Os valores de frequência para os respectivos modos, obtidos pelo o modelo numérico e analítico foram consideravelmente próximos, diferente apenas por questões numéricas. Assim o método de solução, que determina as raízes de um polinômio de ordem 3, alcançou os mesmos resultados do método numérico. Os valores estão agrupados em uma Tabela B no Apêndice B.

Na Tabela C, no Apêndice C, são apresentados os resultados encontrados para diferentes valores de rigidez, conforme dados da Equação 26.

4.1.4 Discussões

No estudo proposto por ABS (2006), a metodologia sugere avaliar a vibração axial do sistema propulsivo de uma embarcação por meio de um sistema discreto com três graus de liberdade.

A abordagem analítica proposta pela pesquisa e o método numérico alcançaram com precisão os resultados do trabalho original. Com isto, além de calcular as frequências naturais e possíveis pontos de ressonância, a metodologia permitiu avaliar o comportamento da frequência em termos da rigidez do mancal.

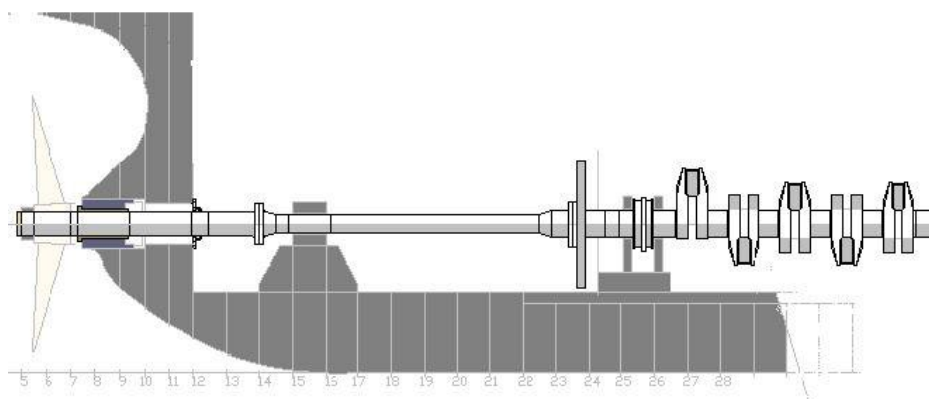
Assim, percebe-se a importância que uma análise preliminar de vibração do sistema propulsor durante a fase do projeto conceitual e/ou preliminar, mesmo usando modelos simplificados, permite o correto dimensionamento do sistema, em especial em relação a rigidez do mancal de escora, evitando grandes prejuízos durante a operação do navio.

4.2 ESTUDO DE CASO DE VIANNA JUNIOR (1991)

Esse estudo de caso tem como base a dissertação de Vianna Junior (1991), que investiga o comportamento dinâmico de uma linha de eixo de um navio petroleiro.

A embarcação estudada tem aproximadamente 33000 toneladas de porte bruto e possui o arranjo do sistema propulsivo dotado de uma linha de eixo diretamente acoplada com o MCP, conforme mostrado na Figura 30.

Figura 30 – Linha de eixo com acoplamento direto.



Fonte: ABS (2006, p.8).

A compreensão do comportamento dinâmico da linha de eixo auxilia nas soluções de problemas de alinhamento, vibração torsional, vibração longitudinal e vibração lateral. No trabalho original é proposto um procedimento para a determinação das frequências naturais para um modelo de vibração livre e não amortecido.

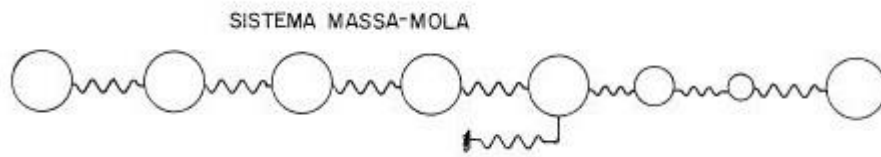
Dependendo do arranjo do sistema de linha de eixo este pode alterar os valores de frequência natural, em função da alteração da rigidez, que neste caso não considera a rigidez de uma caixa de redução.

O estudo em questão analisou os comportamentos de vibração axial e lateral, de um sistema propulsivo de acionamento direto.

4.2.1 Vibração axial

Nas análises do comportamento de vibração axial, Vianna Junior (1991), adotou o modelo de da linha de eixo de acordo com a Figura 31. Os elementos foram discretizado através de elementos de massa conectados por molas. Os elementos de massa são: eixo de manivelas, volante, eixo intermediário, flange, eixo propulsor e hélice.

Figura 31 – Linha de eixo discretizada.



Fonte: Vianna Junior (1991, p. 44).

Na Figura 31, os elementos de mola representam a rigidez dos seguintes elementos: rigidez do eixo propulsor, eixo intermediário, eixo virabrequim e mancal de escora.

As massas que compõem o sistema são definidas, conforme Vianna Junior (1991), da seguinte maneira:

- Metade da massa do eixo propulsor é adicionada a massa do hélice.
- Metade da massa do eixo propulsor e do eixo intermediário, são adicionados a massa do flange.
- Metade da massa do eixo intermediário é adicionada a massa do volante.
- Massa do eixo manivela é discretizada na mesma quantidade de manivelas que compõe o eixo.
- Massa adicional de água arrastada é de 60% da massa total do hélice.

4.2.1.1 Rigidez do eixo propulsor e intermediário

Na modelagem realizada, o eixo é considerado como elemento de viga, cujo à deformação na direção longitudinal, tem a rigidez expressa conforme a Equação 28.

$$K = \frac{E * A}{L} \quad (28)$$

Onde:

K= Rigidez [N/m]

E: Módulo de elasticidade [Pa]

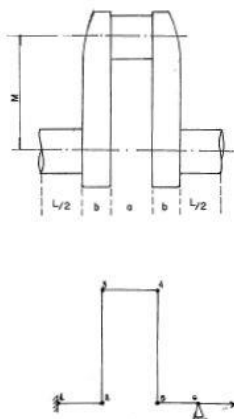
A: Área da secção [m²]

L: Comprimento [m]

4.2.1.2 Rigidez do eixo virabrequim

Este elemento foi modelado como elemento de pórtico, conforme Figura 32. Conforme Vianna Junior (1991) verificou-se o deslocamento da extremidade livre na direção axial para uma carga unitária de mesma direção.

Figura 32 – Elemento de pórtico.



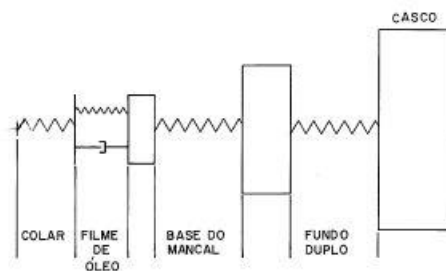
Fonte: Vianna Junior (1991, p. 45).

Assim o valor da rigidez corresponde ao inverso do deslocamento encontrado. Cada valor é aplicado aos sucessivos elementos de pórtico que representa do eixo virabrequim.

4.2.1.3 Rigidez do mancal de escora

Na análise de vibração axial o mancal de escora é considerado o elemento mais importante, segundo Vianna Junior (1991). A rigidez equivalente do mancal de escora é constituída pela associação em série de diversos elementos (Figura 33): fundação do mancal, duplo fundo do casco, colar de escora e filme de óleo.

Figura 33 - Associação de molas do mancal de escora.



Fonte: Vianna Junior (1991, p. 10).

Deste modo a determinação da rigidez do mancal de escora envolve o cálculo da deflexão angular da estrutura do duplo fundo e a deflexão da base do mancal. Para a rigidez do filme de óleo é deduzida a partir da Equação de Reynolds para um caso bidimensional.

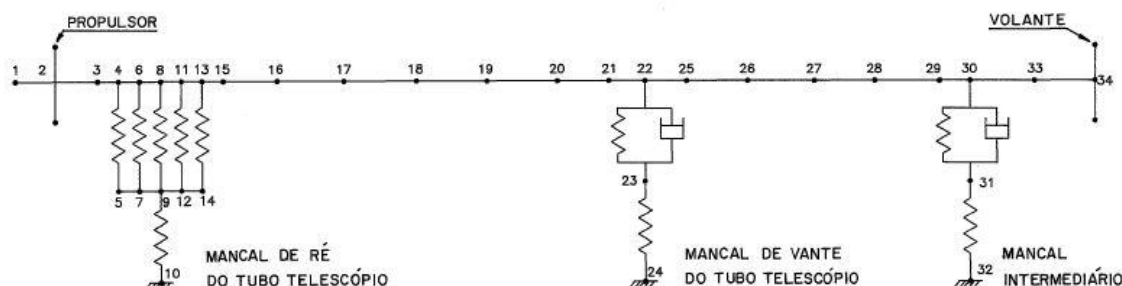
4.2.2 Vibração lateral

Em navios nos quais a linha de eixo se estende além do casco, segundo Vianna Junior (1991), são comuns suportes do tipo pé de galinha.

O uso de estruturas do tipo pé de galinha constitui um arranjo da estrutura de popa com menos rigidez, ocasionando problemas no eixo tais como: tensões adicionais em regiões de transição e amplificações de reações nos mancais.

Na análise de vibração lateral a linha de eixo é subdividida em vários elementos de viga, conforme Figura 34.

Figura 34 – Modelo para análise de vibração lateral.



Fonte: Vianna Junior (1991, pg. 11).

No modelo sugerido por Vianna Junior (1991), os elementos de viga são posicionados de acordo com a variação de seção ou em função da localização dos apoios. A massa de cada elemento é considerada uniformemente distribuída, enquanto a massa do propulsor é suposta concentrada.

As condições de contorno, ao longo da linha de eixo, consideram os mancais como elementos de mola. A extremidade ligada ao motor é considerada engastada.

4.2.2.1 Rigidez estrutural dos mancais e do filme de óleo

A rigidez da base dos mancais de vante e de ré (tubo telescópico) são consideradas em série com os seus respectivos mancais de deslizamento.

Os mancais de deslizamentos são hidrodinâmicos, isto é, operam com uma película de óleo. Os valores apresentados por Vianna Junior (1991) são formulados a partir da solução da Equação de Reynolds dadas as condições de contorno. A rigidez equivalente é obtida pela associação em série da rigidez estrutural com a rigidez hidrodinâmica do mancal. A rigidez da linha de eixo, deverá ser determinada através da deformação de uma viga bi-apoiada.

A Equação 29 descreve o comportamento da rigidez do eixo submetido ao esforço de flexão. Percebe-se que a rigidez é diretamente proporcional ao diâmetro e inversamente proporcional ao comprimento.

$$K = \frac{E * \pi * D^4}{L^3 * 32} \quad (29)$$

Onde:

K: Rigidez [N/m].

E: Módulo de elasticidade [N/m²].

D: Diâmetro [m].

L: Comprimento [m].

4.2.3 Experimento através de simulação numérica

Os dados utilizados na modelagem do estudo de caso de vibração axial são apresentados na Tabela 5. Inicialmente o modelo proposto por Vianna Junior (1991) continha 8 massas e 8 molas. Mas a lista de parâmetros apresentada pelo próprio autor continha dados de 10 molas e de 10 massas.

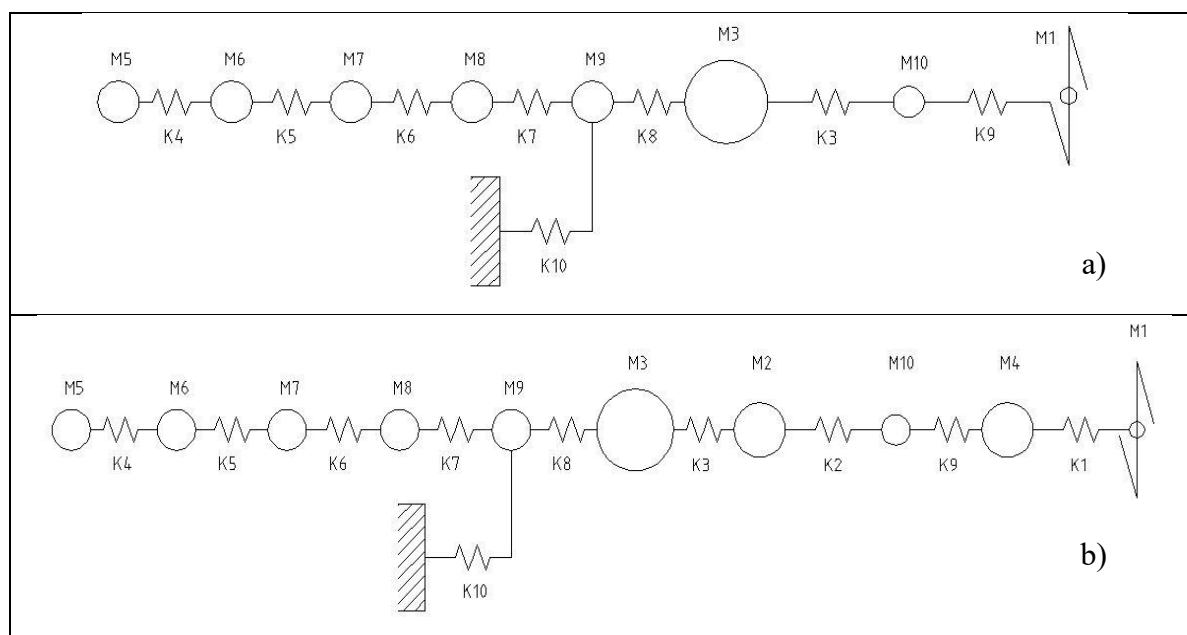
Tabela 5 - Parâmetros do modelo de vibração axial.

Massa [kg]		Mola [10^9 N/m]	
M ₁ (hélice)	19832	K ₁ (eixo prop.)	5,58
M ₂ (eixo int.)	8165	K ₂ (eixo int.)	2,56
M ₃ (volante)	11659	K ₃ (volante)	31,1
M ₄ (eixo prop.)	6284	K ₄ a K ₈ (maniv.)	0,116
M ₅ a M ₉ (maniv.)	6424	K ₉ (flange)	137
M ₁₀ (flange)	1320	K ₁₀ (mancal)	1,00

Fonte: Vianna Junior (1991, p.73).

Com base nas informações considerou-se duas configurações de modelo, conforme Figura 35, atribuindo os parâmetros definidos na pesquisa de Vianna Junior (1991).

Figura 35 – Modelos de vibração axial: a) 8 massas, b) 10 massas.

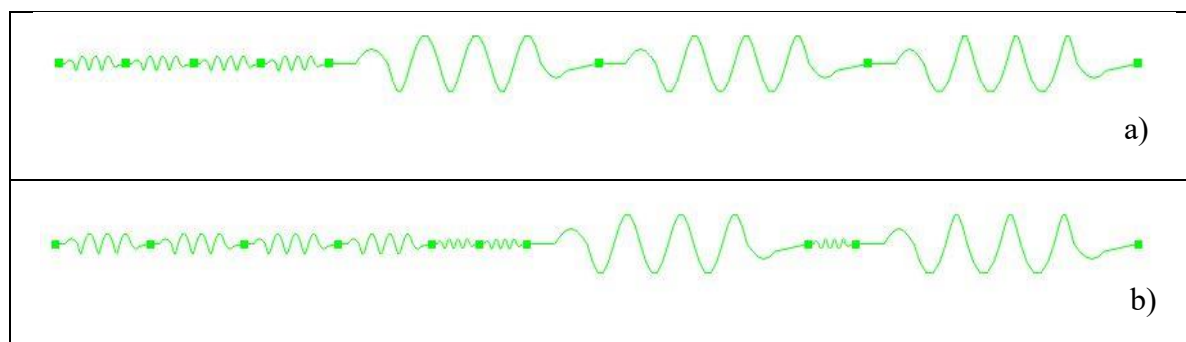


Fonte: (Autor, 2017).

4.2.3.1 Estratégia de modelagem

Para análise de vibração longitudinal, utilizou-se um modelo em 2D. As duas configurações propostas foram modeladas no programa Abaqus, sendo apresentada na Figura 36.

Figura 36 – Modelo numérico, a) 8 massas e b) 10 massas.



Fonte: Autor (2017).

É importante observar que no modelo de 8 massas foram utilizadas as seguintes condições para a composição das massas dos sistema:

- i) $M_1 = m_{(\text{hélice})} + 0,5 \cdot m_{(\text{eixo1})} = 19832 \text{ kg.}$
- ii) $M_3 = m_{(\text{volante})} + 0,5 \cdot m_{(\text{eixo2})} = 15738 \text{ kg.}$
- iii) $M_4 = 0,5 \cdot (m_{(\text{eixo2})} + m_{(\text{eixo2})}) + m_{(\text{flange})} = 8545 \text{ kg.}$

As condições de contorno estabelecidas, para ambos os modelos, foram restrição total (rotação e translação) na massa M_5 , que corresponde à extremidade do eixo virabrequim. Nos demais elementos considerou-se a restrição somente de rotação.

Já em relação ao modelo para análise da vibração lateral, utilizou-se elementos de viga, a fim de representar a flexão dos elementos.

As informações contidas na pesquisa de Vianna Junior (1991) quanto a geometria dos eixos é bem escassa. A Tabela 6 apresenta os valores encontrados, sendo que os pontos de interrogações representam valores não encontrados no trabalho.

Tabela 6 – Dados geométricos para vibração lateral.

Mancal	Rigidez [N/m]	Diam.(propulsor)	???
De ré do tubo telescópico	$4,38 \times 10^9$	Diam.(intermediário)	840 mm
De vante do tubo telescópico	$0,30 \times 10^9$	L(eixo propulsor)	???
De linha	$2,46 \times 10^9$	L(eixo intermediário)	???

Fonte: Autor (2017).

4.2.4 Resultados

Os resultados encontrados para o modelo de vibração axial estão apresentados na Tabela 7. Cada coluna contém os valores da pesquisa original e dos modelos desenvolvidos para esse trabalho respectivamente.

Tabela 7 – Frequência natural para vibração axial do sistema.

Mod.	VIANNA (1991)	Modelo a)	Erro (%)	Modelo b)	Erro (%)
01	11,3 Hz	7,7 Hz	31,9	7,8 Hz	31,0
02	18,8 Hz	16,2 Hz	13,8	21,0 Hz	11,7

Fonte: Autor (2017).

Os erros em relação aos dados da pesquisa foram altos, principalmente no primeiro modo de vibrar. Foram verificadas muitas informações incompletas na pesquisa de Vianna Junior (1991) referentes aos parâmetros de entrada da modelagem, o que fatalmente resultou nos erros apresentados.

Devido à falta de informações, não foi possível analisar numericamente o modelo de vibração lateral. As dimensões das secções e dos respectivos comprimentos, não foram encontradas na pesquisa de VIANNA JUNIOR (1991).

Apesar de não ser reproduzível, a pesquisa utilizada como estudo de caso, serviu como uma boa base para a compressão do comportamento dinâmico de linha de eixo.

4.2.3 Discussões

Averiguou-se que nos estudos de Vianna Junior (1991) foram analisadas as situações de vibração axial e lateral. Por se tratar, de um sistema com elevado número de graus de liberdade, o método numérico foi o mais apropriado.

A análise de vibração axial teve seus resultados comprometidos por falta de informações mais detalhadas, nos parâmetros de entrada. Os valores foram bem divergentes em relação à pesquisa base.

O modelo matemático utilizado, considerando a vibração longitudinal do virabrequim, não se mostrou eficaz, sua rigidez é desprezível diante dos outros elementos.

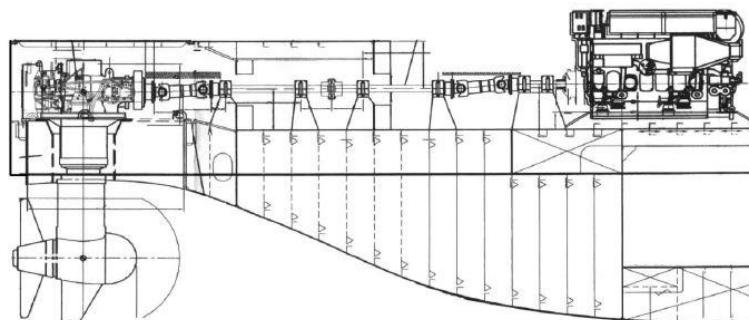
Na vibração lateral o modo de flexão é predominante, sendo assim a ausência de dados geométricas do eixo e a posição precisa dos mancais, torna impossível a análise.

4.3 ESTUDO DE CASO DE SILVA NETO (2009)

O trabalho base para este estudo foi proposto em Silva Neto (2009), e analisou as constantes falhas do eixo propulsor de um navio de apoio.

Originalmente a embarcação estudada era um rebocador e foi convertido para um RSV (ROV Supply Vessel), sendo reconfigurado para incluir dois motores, duas linhas de eixo e dois hélices de passo variável. O mecanismo acionado por uma unidade hidráulica é chamada ODB (Oil Distribution Box). E através de eixo vazado o óleo atua para mover o controle azimuthal conforme Figura 37.

Figura 37 – Arranjo do sistema de propulsão.



Fonte: Silva Neto (2009, p.90).

Um período após a conversão, a embarcação começou a apresentar falhas por fratura do eixo. Em seguida iniciaram-se testes e medições de vibrações na linha de eixo. Por meio de um técnica experimental, relatada em detalhes por Silva Neto (2009), foram realizadas medições em pontos distintos dos eixos analisando sinais de vibrações nas direções vertical, axial e transversal.

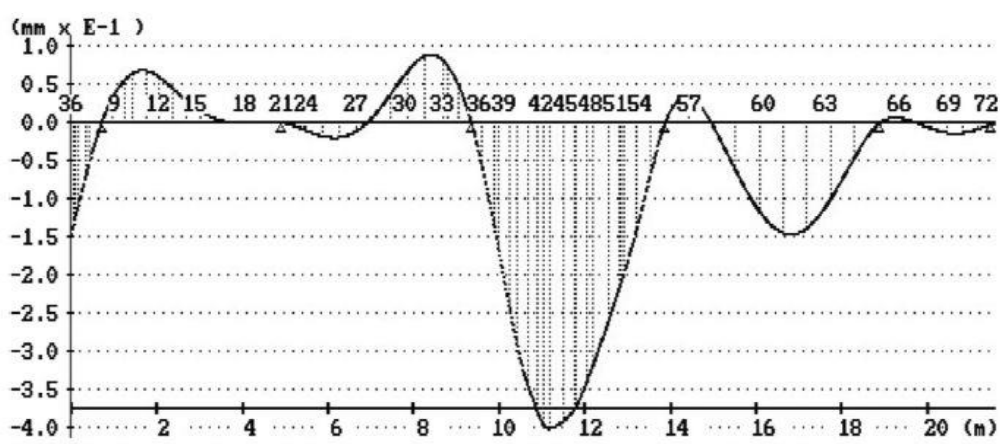
Embarcações de médio porte utilizam motores de media rotação para garantir economia e eficiência.

4.3.1 Experimento através do método numérico

De acordo com Silva Neto (2009), o primeiro levantamento de dados do modelo numérico serviu para um análise de alinhamento. Obtendo com isso, os valores das resultantes dos apoios e matriz de rigidez dos mancais.

O relatório em questão não continha as dimensões da linha de eixo, por isso, algumas informações para a modelagem do eixo foram extraídas dos gráficos ilustrados na pesquisa conforme Figura 38.

Figura 38 – Diagrama da linha elástica do eixo.



Fonte: Silva Neto (2009, p. 96).

A Figura 38 mostra que, para um dado carregamento, a linha de eixo possui o seguinte comportamento: o eixo das ordenadas representa os deslocamentos laterais na ordem de $10^{-4}m$, enquanto o eixo das abscissas representa a posição ao longo do comprimento do eixo na ordem de 1m.

Através do diagrama da linha elástica é possível determinar os coeficientes C_1 e C_2 impondo as condições de contorno do eixo, para o deslocamento na posição inicial e final. A partir da equação da linha elástica (Equação 30) pode ser resolvida com a equação da deformação em termos do momento (Equação 31):

$$EI \left(\frac{d^2u}{dx^2} \right) = M(x) \quad (30)$$

$$u(x) = \left(\frac{Mx^2}{2EI} \right) + C_1x + C_2 \quad (31)$$

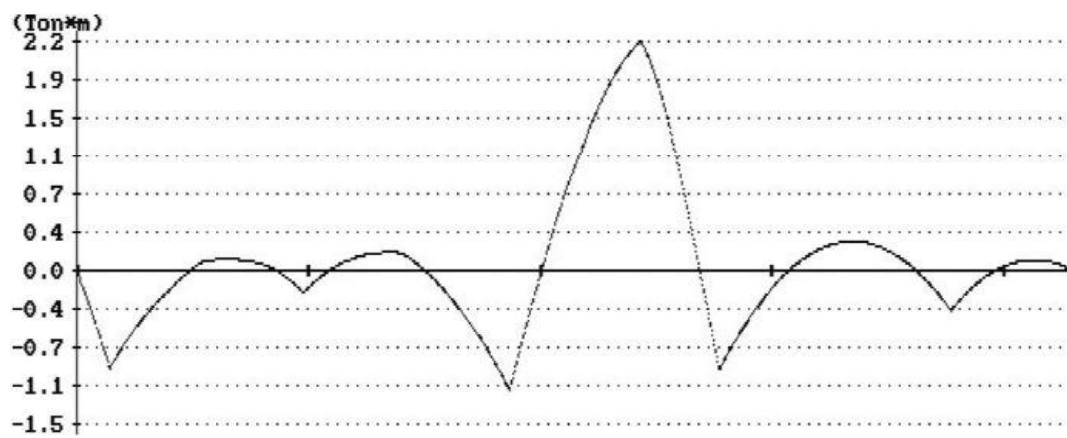
Considerando:

$$u(x = 0) = -1,5 * 10^{-4} = 0 + 0 + C_2 \Rightarrow C_2 = -1,5 * 10^{-4}$$

$$u(x = 22) = 0 = 0 + C_1x + C_2 \Rightarrow C_1 = 6,818 * 10^{-6}$$

A partir do diagrama de momento fletor (Figura 39), foi possível verificar os pontos críticos da linha de eixo, bem como as magnitudes, na ordem de [Ton*m], dos esforços ao longo do comprimento da linha de eixo.

Figura 39 – Diagrama de momento fletor.



Fonte: Silva Neto (2009, p. 96).

No diagrama de momento coletou-se os valores ao longo do comprimento nas cotas 1,8 e 16,7m, sendo possível determinar os deslocamentos e os respectivos momentos de inércia, conforme mostrado Tabela 8. Os dados de entrada são os coeficientes C_1 e C_2 determinados anteriormente. Os valores do deslocamento $u(x)$ e momento $M(x)$ para cada posição ao longo do eixo, nos fornece um valor de inércia e consequentemente o valor do raio da secção.

Tabela 8 – Valores de aproximados dos diagramas.

Entrada			Parâmetros		Saída	
$u(x)$ [m]	$M(x)$ [Nm]	X [m]	C_1	$6,82E-06$	I [m ⁴]	Raio [m]
0,75E-04	-0,4E04	1,8	C_2	-1,5E-04	5,04E0-05	0,0895
-1,5E-04	0,3E04	16,7	E	210E09	1,07E-02	0,3417

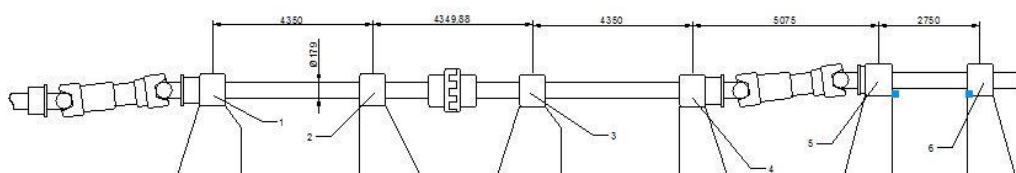
Fonte: Autor (2017).

Os valores sugerem que o eixo modelado possui diâmetros de 179 mm ou 683,4 mm, sendo que o primeiro valor é o mais coerente para embarcações desse porte.

4.3.1.1 Estratégia de modelagem

De posse de informações geométricas e espaçamentos dos mancais (Figura 40) iniciou-se a modelagem do eixo para análise de vibração livre, utilizando-se a versão acadêmica do programa ABAQUS.

Figura 40 – dimensões do eixo e posição de mancais.



Fonte: (Autor, 2017).

As condições de contorno foram estabelecidas de modo que os mancais (1, 2, 3, 4 e 5) permaneçam com restrição de translação na direção vertical. Porém no mancal 6 atribuiu-se restrição de translação e rotação, representando um engaste na junção do eixo com o MCP.

As propriedades atribuídas são conforme os dados da Tabela 9. Vale ressaltar que as grandezas fundamentais foram inseridas conforme o sistema métrico. As unidades utilizadas foram kilo, metro e segundo.

Tabela 9 – Geometria e propriedades

Especificações do Eixo	Geometria / Propriedades
Mod. Elasticidade [N/m ²]	210x10 ⁹
Densidade [kg/m ³]	7850
Coeficiente de Poisson	0,3
Diâmetro [m]	0,179

Fonte: Autor (2017).

A seguir um breve relato dos procedimentos operacionais utilizados no software:

- Módulo *Part* inicialmente o eixo foi modelado como elemento de viga 2D, deformável. Em seguida foram inseridas as cotas dos mancais.

- Módulo *Property* foram definidos os valores de densidade, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson, referentes ao aço SAE 1045. Por fim foram atribuídas as geometrias das secções.
- Módulo *Step* foram criados dois atributos. O primeiro em *Linear Perturbation / Frequency* foi configurado para o cálculo de 7 modos. O segundo em *General / Static General* foi configurado para habilitar.
- Módulo *Mesh* através da ferramenta *Seed Edges*, o modelo foi configurado com medidas equidistantes, resultando um total de 73 nós, de acordo com (SILVA NETO, 2009).

4.3.2 Resultados

Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 10. No campo das frequências são mostrados os valores obtidos na pesquisa original, enquanto na segunda coluna são mostrados os valores obtidos neste trabalho. Por fim, são estimados os erro relativos entre os modelos.

A correlação entre os modos de vibrar foi obtida analisando-se a configuração deformada resultante da vibração.

Tabela 10 – Valores de frequência natural para modo de vibração lateral.

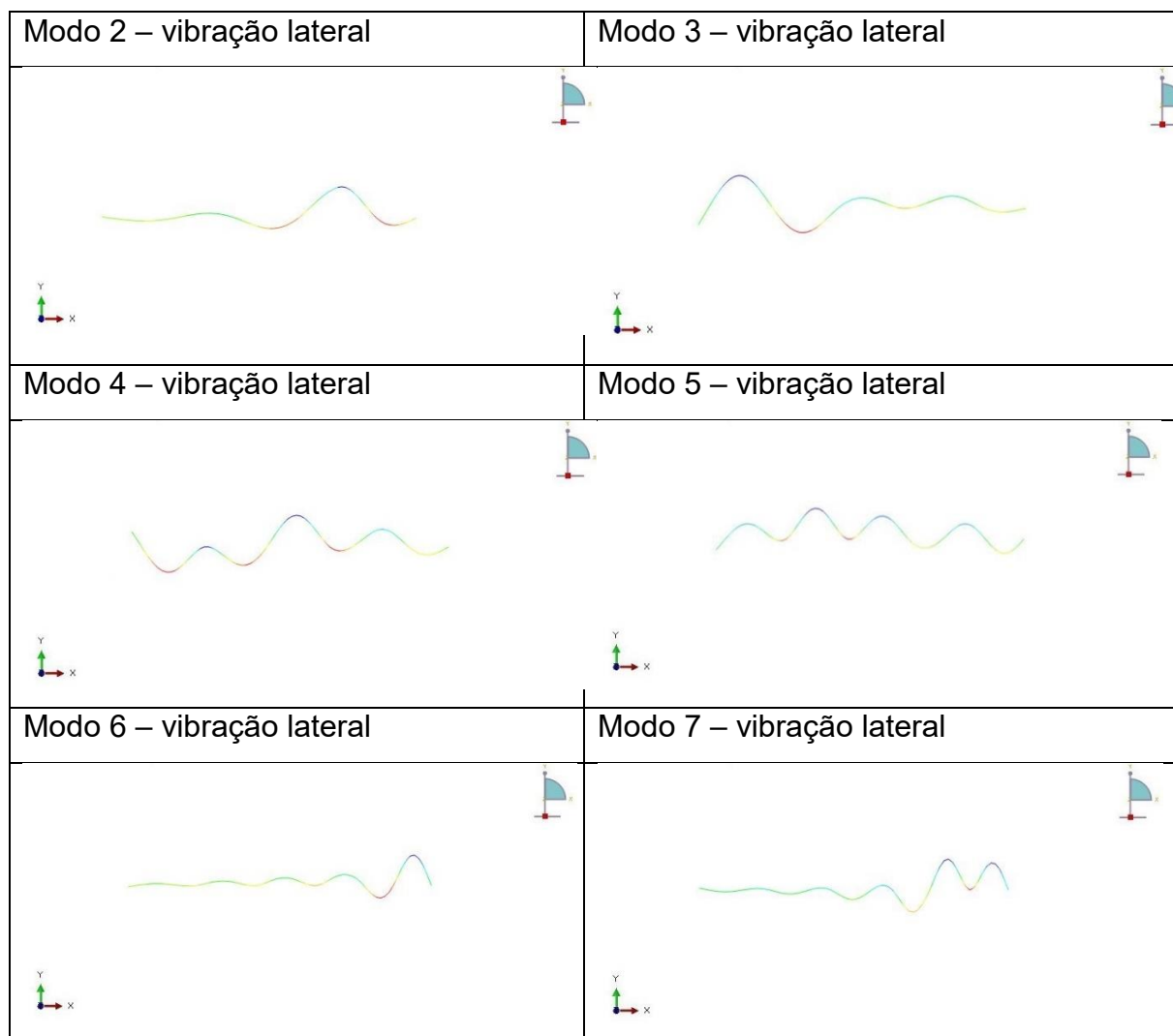
Modos	Frequência Natural [Hz]		Erro [%]
	Pinto et al. (2009)	(Autor, 2017)	
01	21,17		
02	---	14,83	29,95
03	24,62	20,33	17,42
04	---	27,52	
05	31,12	36,56	17,48
06	---	43,56	
07	45,09	59,29	31,49
08	---	---	
09	47,94	---	

Fonte: (Autor, 2017).

Verificou-se que os resultados da análise modal do trabalho original apresentaram apenas modos relativos a flexão do eixo. Já os valores do modelo desenvolvido apresentou, no último modo calculado, um modo de vibração axial. A

Figura 41 - representa os modos de vibração lateral de acordo os resultados encontrados.

Figura 41 – Modos de vibração por simulação numérica.



Fonte: (Autor, 2017).

Os dados do modelo numérico apresentaram diferenças em relação ao modelo da pesquisa, podendo-se destacar ainda que aproximadamente no meio do comprimento do eixo, observou-se um pico no momento fletor e na deformação. Sugere-se que esse comportamento pode ser uma característica geométrica particular, que neste trabalho não foi possível replicar.

Assim pode-se afirmar que os erros são atribuídos as características de geometria, de propriedades e condições de contorno, que neste trabalho foram estimadas, a partir das informações imprecisas encontradas no texto original.

4.3.3 Discussões

Constatou-se que nos estudos de Silva Neto (2009), investigou-se experimentalmente as vibrações da linha de eixo de um navio de apoio.

Por se tratar de um sistema com seis graus de liberdade, o método numérico foi o mais apropriado para análise modal.

O modo de vibração lateral foi predominante. A ausência de informações a respeito das rigidezes dos mancais exigiu a consideração de que os apoios tratavam-se de estruturas perfeitamente rígidas.

Contudo à falta de informações, sobretudo dados dimensionais, resultaram no comprometimento do cálculo das frequências naturais do sistema, não sendo possível repetir os resultados experimentais originais.

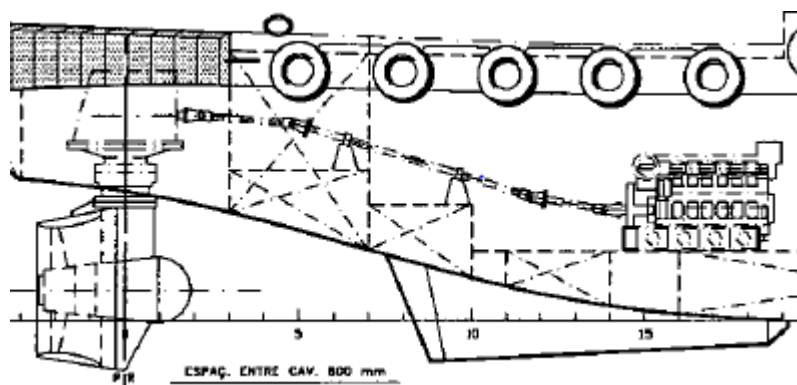
4.4 ESTUDO DE CASO DE MACHADO (2003)

O trabalho base para este estudo foi a dissertação de mestrado defendida em (MACHADO, 2003). É um estudo de caso que verifica a resposta dinâmica dos mancais dispostos na linha de eixo, acoplados com a estrutura do casco.

Conforme Machados (2003), em novos projetos ou durante o reparo de embarcações em operação, é necessário gerar modelos matemáticos capazes de analisar a vibração livre e a vibração forçada do sistema referente as linhas de eixo, afim de prever o comportamento e definir as alterações necessárias visando mitigar problemas de vibração.

A embarcação estudada por Machado (2003) é um navio rebocador portuário, projetado pela Empresa PROJEMAR, cuja configuração do sistema propulsor conta com duas linhas de eixo, uma de bombordo (BB) e outra de boreste (BE), conforme mostrado na Figura 42.

Figura 42 – Arranjo do sistema de propulsão.



Fonte: (Machado 2003, p. 11).

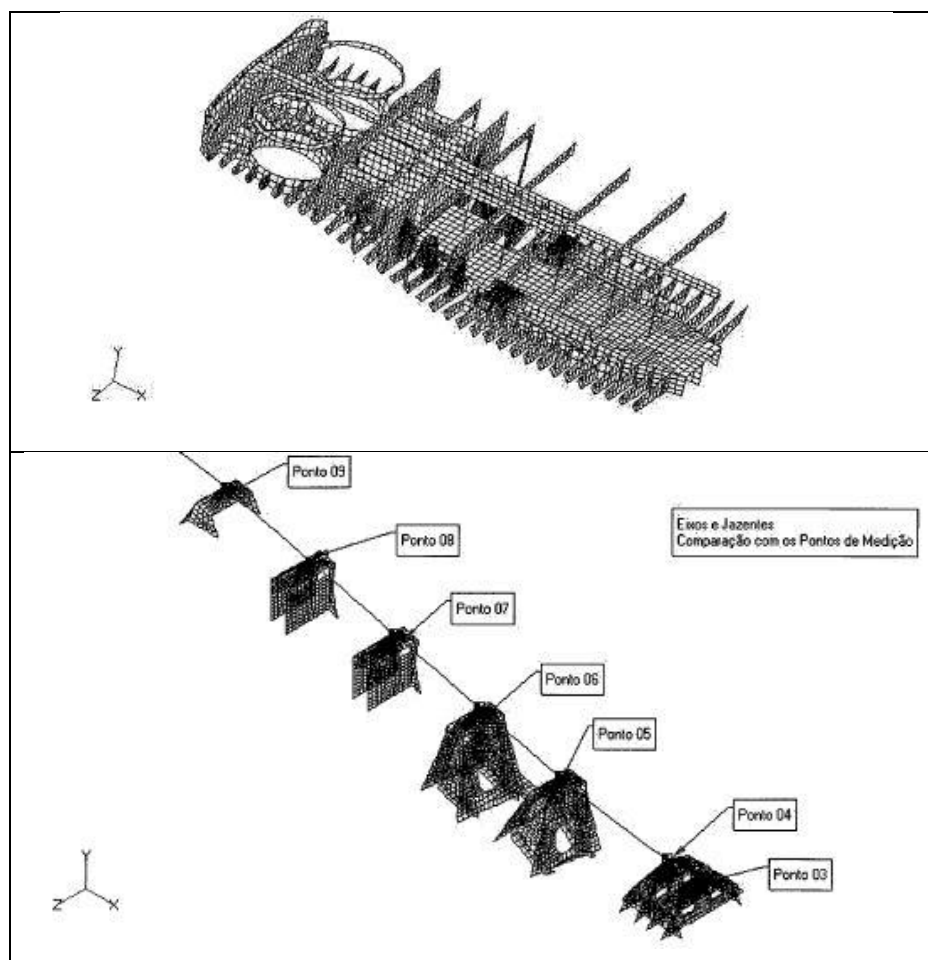
A embarcação analisada é dotada de dois MCP de média rotação que operam com rotações entre 1200 a 1800 rpm. O rebocador apresentou desgaste prematuro nos mancais de sustentação. De acordo com o fabricante da linha de eixo, a sugestão para o armador era aumentar a rigidez estrutural da base dos mancais. Após o reforço da estrutura, constatou-se que a vida útil do elemento foi reduzida ainda mais.

Diante disto fez-se necessário uma análise por simulação numérica. Utilizando o programa MSC/NASTRAN, como ferramenta computacional, Machado (2003) investigou o sistema por meio de duas abordagens: modelo local da linha de eixo e modelo global do casco. Porém ambos precisavam ser calibrados com dados reais que foram obtidas por meio de medição experimental.

No modelo local de linha de eixo a frequência natural do sistema foi condicionada apenas pelo valor da rigidez dos suportes de mancais e condições de contorno. Foram utilizados elemento de viga para os segmento do eixo e elementos de mola para representar os suportes de mancais.

O modelo global do casco foi representado através de um modelo tridimensional da região entre o espelho de popa e a antepara de vante da praça de máquinas, da linha de base até o convés, incluindo-se as cavernas. Para o modelo da estrutura do casco foram utilizados elementos de placa, conforme mostrado na Figura 43.

Figura 43 – Modelo estrutura interna e linha de eixo.



Fonte: Machado (2003, p. 60).

Internamente reforçadores e linha de eixo foram representados por elementos de viga. Alguns equipamentos foram modelados por elemento de massa nos nós que representam suas bases.

A condição de contorno utilizada, segundo Machado (2003), foi à restrição de translação e rotação de todos os nós localizados na antepara de vante. Deste modo a popa da embarcação se comporte como uma viga em balanço.

4.4.1 Experimento através do método numérico

Através do modelo tridimensional global do casco, desenvolvido por Machado (2003), determinou numericamente os coeficientes de rigidez de cada suporte de mancal da linha de eixo. Os valores estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Resultado dos coeficientes de rigidez do modelo global.

Mancais	Direção	Modelo Completo global
1 - Pto 3	Longitudinal	853617
	Vertical	245768
	Lateral	394738
2 - Pto 4	Longitudinal	877360
	Vertical	219485
	Lateral	391662
3 - Pto 5	Longitudinal	678415
	Vertical	142571
	Lateral	151453
4 - Pto 6	Longitudinal	600663
	Vertical	123335
	Lateral	115708
5 - Pto 7	Longitudinal	576061
	Vertical	112721
	Lateral	134723
6 - Pto 8	Longitudinal	508796
	Vertical	64802
	Lateral	57255
7 - Pto 9	Longitudinal	526495
	Vertical	84370
	Lateral	43416
Z-Drive Pto 10	Longitudinal	422840
	Vertical	45605
	Lateral	1166111

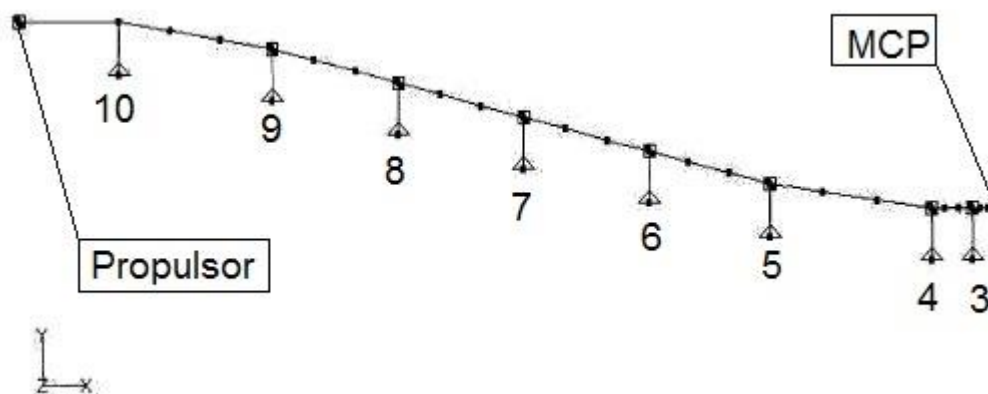
Fonte: Machado (2003, p.65).

Os valores de rigidez encontrados no modelo global foram introduzidos no modelo local de linha de eixo para a análise de vibração livre. É importante destacar que para este trabalho considerou-se o deslocamento vertical, horizontal e axial para os mancais.

4.4.1.1 Estratégia de modelagem

Para alcançar os objetivos propostos neste trabalho, utilizou-se um modelo similar, ao proposto por Machado (2003), para linha de eixo. O modelo foi dividido em nós, entre os segmentos ao longo do eixo, (Figura 44). Os mancais estão numerado de 3 até 10, sendo que o propulsor e MCP estão posicionados nas extremidades.

Figura 44 – Modelo local da linha de eixo.



Fonte: Machado, (2003, p.55).

As condições de contorno consideradas foram:

- Engastamento (translação e rotação), junto aos nós do MCP e do propulsor.
- Os nós, dos suportes de mancais (representados pelos pontos 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 e 10), foram adicionados elementos de mola.
- Os nós dos segmentos de reta, não se utilizou restrição alguma.

As especificações geométricas e propriedades de material utilizadas na modelagem deste estudo são apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Geometria e propriedades

Especificações do Eixo	Geometria / Propriedades
Mod. Elasticidade [N/m ²]	210x10 ⁹
Densidade [kg/m ³]	7850
Coefficiente de Poisson	0,3
Diâmetro [m]	0,120

Fonte: Autor (2017).

De posse das dimensões estimadas do eixo a partir da informação de Machado (2003) iniciou-se a modelagem do eixo para análise de vibração livre, utilizando a versão acadêmica do programa ABAQUS.

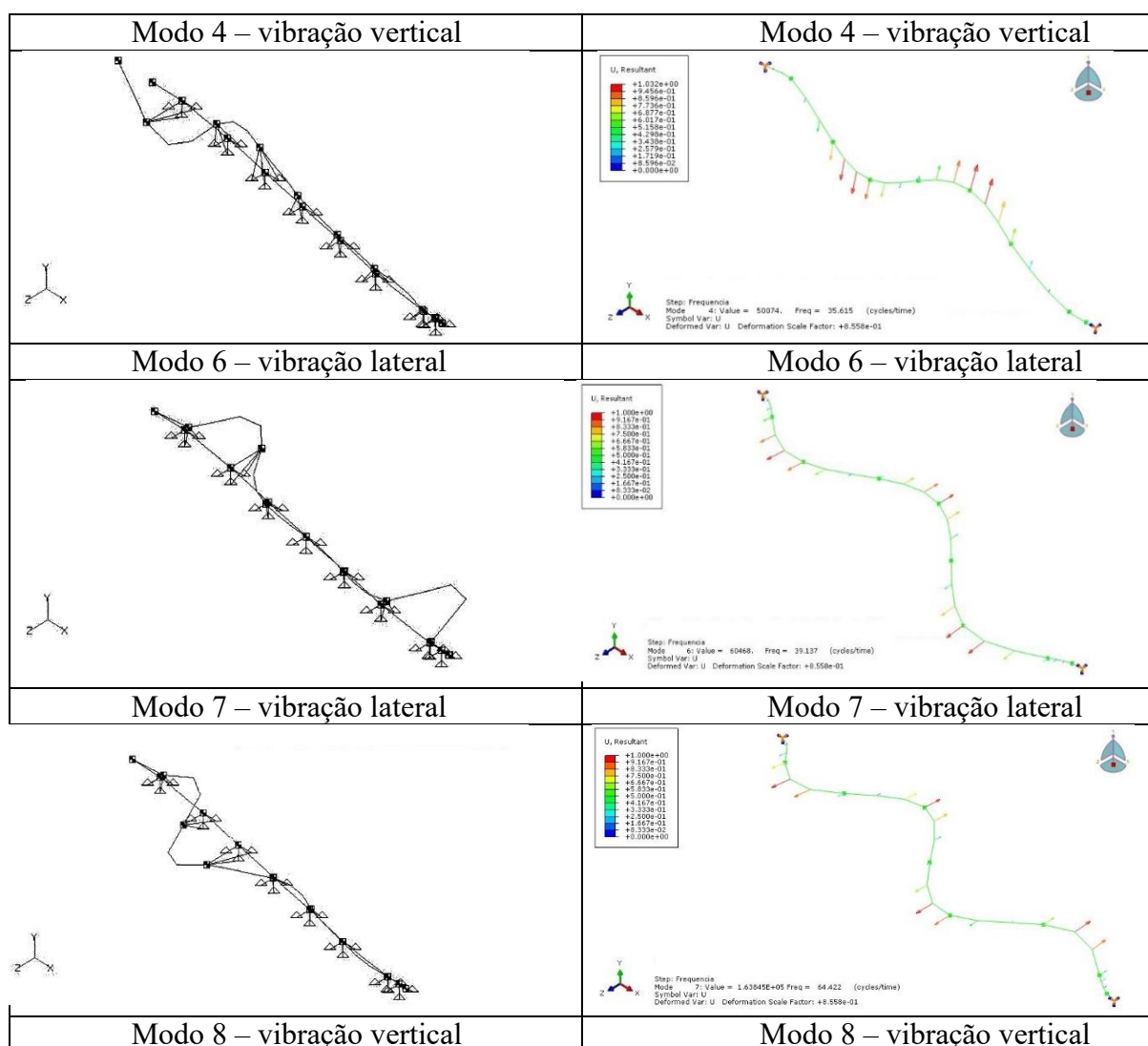
No módulo *Part* inicialmente o eixo foi modelado como elemento de viga 3D, deformável. Deste ponto em diante, o relato dos procedimentos no software ABAQUS

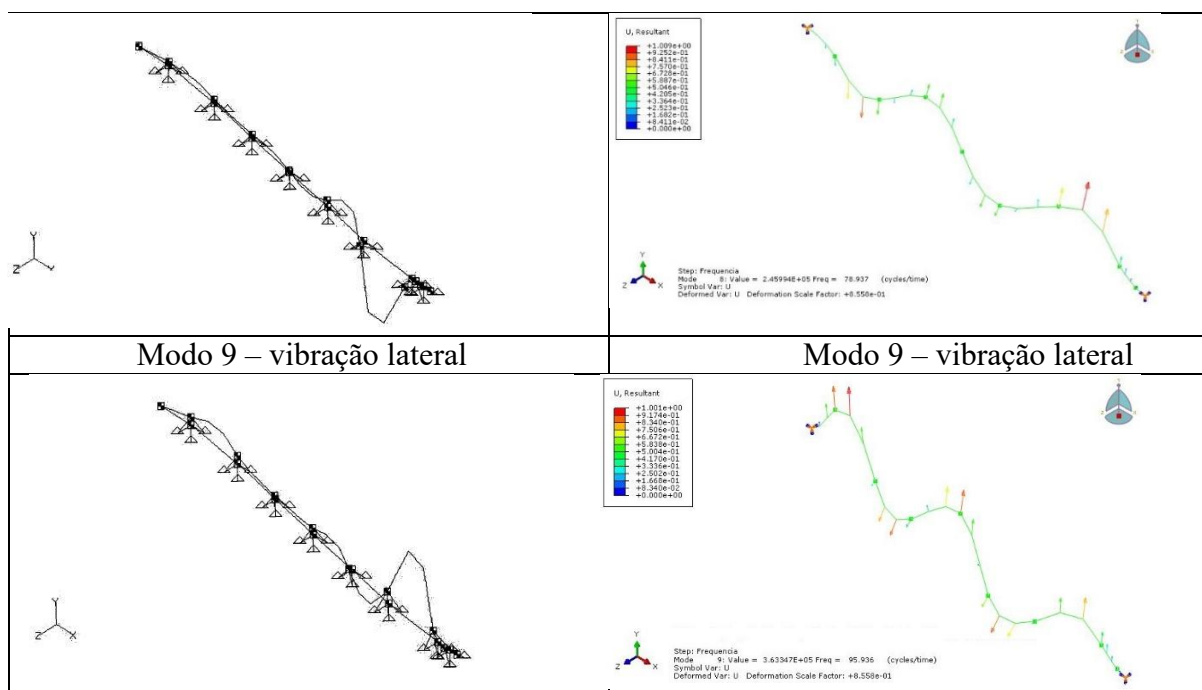
não serão descritos, por se tratar, da mesma sequência operacional do estudo de caso anterior.

4.4.2 Resultados

Haja visto, que alguns valores de frequência foram diferentes em relação ao estudos de caso, é sugerido uma comparação que inclua os modos de vibração. A Figura 45 apresenta os modos de vibração do modelo de Machado (2003) e modelo deste trabalho.

Figura 45 – Comparação entre os modos de vibração.





Fonte: Autor (2017).

A similaridade ocorre por vibração vertical (eixo Y) ou vibração lateral (eixo Z) e ainda nota-se proximidade nos valores de frequência. Estes valores foram selecionados para compor o resultado. Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 13. No campo das frequências tem-se os valores: obtidos do estudo de referência e obtidos do modelo desenvolvido neste trabalho.

Tabela 13 – Comparação entre os valores de frequência natural.

Modos	Frequência Natural [Hz]		Erro [%]
	Machado (2003)	(Autor, 2017)	
01	2,1	---	---
02	11,3	---	---
03	12,7	---	---
04	37,1	35,6	4,2
05	45,3	---	---
06	50,3	39,1	28,6
07	60,4	64,4	6,2
08	61,6	78,9	28,1
09	64,0	95,9	33,3
10	66,7	---	---

Fonte: Autor (2017).

Alguns valores de frequências foram omitidos por apresentar modos de vibrar diferente em relação ao estudo de caso. As diferenças observadas são atribuídas a dois fatores: aos dados geométricos e condições de contorno inseridas. Os dados geométricos foram estimados utilizando uma escalímetro. As condições de contorno, deste trabalho, não consideram os elementos de massa.

4.4.3 Discussões

Durante o desenvolvimento do estudo de Machado (2003) avaliou medições em escala real em conjunto com modelos numéricos o comportamento dinâmico da linha de eixo de um navio rebocador.

As informações geométricas do eixo e mancais informadas foram bem insuficientes. Os valores de rigidez do modelo tridimensional, bem como os dados experimentais em escala real, foram de difícil interpretação.

Houve duas tentativas de contato com a autora (MACHADO, Christiane Lopes). Ao primeiro contato se dispôs em ajudar mas, pelo transcorrido tempo de sua pesquisa, demandaria um certo tempo. Ao segundo contato, não houve mais retorno.

Dado o elevado número de graus de liberdade do sistema, o método numérico se mostra o mais apropriado. Os resultados foram muito bons, principalmente nos modos 4 e 7 que obtiveram valores próximos de frequências e formas modais.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou um estudo sobre a análise do problema associado à vibração da linha de eixo, ao abordar condições de ressonância entre fontes excitatórias e o sistema propulsivo.

Inicialmente apresentou-se os fundamentos teóricos associados à problemática apresentada, bem como a relevância da pesquisa para a indústria naval.

O trabalho consistiu em, por meio de uma pesquisa bibliográfica, selecionar estudos de caso a serem analisados. A seguir, usando modelos analíticos e métodos numéricos, procurou-se reproduzir os resultados originais, determinar as frequências naturais do sistema propulsor, verificar eventuais pontos de ressonância e comparar tais resultados com aqueles obtidos pelos autores originais.

Porém as investigações demonstram o quanto é importante o correto levantamento, precisão e a consistência dos dados, pois alguns resultados encontrados foram discrepantes aos obtidos pelos autores originais.

O primeiro caso analisado foi descrito por ABS (2006) e estabelece as bases para a criação de um modelo analítico para o estudo da vibração axial de uma linha de eixo. Os resultados obtidos foram consistentes e verificou-se a importância na estimativa da rigidez axial do mancal de escora no comportamento dinâmico da linha de eixo.

Assim, percebe-se a importância que uma análise preliminar de vibração do sistema propulsor durante a fase do projeto conceitual e/ou preliminar, mesmo usando modelos simplificados, permite o correto dimensionamento do sistema, em especial em relação à rigidez do mancal de escora, evitando grandes prejuízos durante a operação do navio.

O conceito fundamental para o projeto é estabelecer a frequência natural referente ao primeiro modo de vibração axial do sistema de eixo em função da rigidez axial do mancal de escora. Com base nesse resultado, deve-se dimensionar o mancal de escora para afastar a frequência natural do sistema em relação às frequências de excitação.

A seguir foi analisado o caso proposto por Vianna Junior (1991). Neste trabalho o autor analisou tanto a vibração axial quanto a vibração lateral da linha de eixo. Por se tratar, de um sistema com elevado número de graus de liberdade, o método numérico foi o mais apropriado.

Assim a utilização de ferramentas computacionais se torna indispensável para os projetistas. Deste modo são previstos os pontos críticos do sistema e a capacidade de operação dos componentes. Para a modelagem numérica foi utilizada a versão acadêmica do programa ABAQUS.

Quanto aos objetivos específicos a seleção do estudo de caso foi apropriada, porque o trabalho ajudou a estabelecer as bases para a construção de modelos numéricos destinados ao estudo de vibração de linhas de eixos de embarcações. Porém não foi possível discutir aspectos de ressonância, pois à análise de vibração teve seus resultados comprometidos por falta de informações mais detalhadas. Os valores foram bem divergentes em relação à pesquisa base dificultando a comparação dos resultados.

No terceiro estudo, proposto por Silva Neto (2009), observou-se a importância de colher informações experimentalmente para a correta calibragem dos modelos numéricos. Infelizmente, a ausência de informações impediu a reprodução fiel dos resultados obtidos pelo autor original. Por fim, o estudo de caso proposto por Machado (2003), estabeleceu a importância em se estimar a rigidez referente aos pontos de apoio do sistema para a correta determinação do comportamento dinâmico de uma linha de eixo de uma embarcação. O autor propõe a determinação de tais grandezas por meio da modelagem da estrutura da popa da embarcação utilizando elementos de casca.

Quanto aos objetivos à seleção de ambos não foi apropriada, por se tratarem de casos de vibração forçada. Sendo assim as pesquisas utilizaram dados numéricos, ajustados por dados extraídos no levantamento experimental. Aliado a isso, a inexperiência na interpretação de dados experimentais, nos forçou uma investigação baseada apenas nas características geométricas e dados técnicos. Sendo que alguns não foram encontrados comprometendo os resultados e avaliações.

De um modo geral foi possível reproduzir os estudos analisados. No entanto, a ausência de informações precisas sobre todas as características do sistema impediram que os resultados obtidos fossem idênticos em 3 dos 4 estudos realizados.

Esse fato demonstra a importância absoluta na construção detalhada de um relatório técnico e científico.

Após o trabalho concluído, percebe-se que diversos questionamentos ainda circundam o assunto, sendo possível estabelecer sugestões para futuras pesquisas.

Como primeira sugestão, destaca-se a realização de estudos paramétricos visando compreender o comportamento da frequência natural do sistema variando a posição do mancal de escora e/ou alterando as dimensões do eixo, oferecendo guias de projeto visando mitigar problemas de vibração ainda nas fases preliminares do projeto de um navio.

Outra sugestão consiste em se analisar o sistema de linha de eixo em situação de vibração forçada, verificando aspectos de ampliação ou atenuação da resposta no sistema, discutindo a viabilidade da instalação de compensadores e amortecedores ao sistema. Observou-se que na literatura existem equações empíricas que quantificam as forças e momentos excitatórios que podem ser usadas na simulação dinâmica da vibração forçada.

REFERÊNCIAS

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. **ABS: Guidance Notes on Ship Vibration**. Houston, TX, 2006. Disponível em: <https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/conventional_ocean_service/147_shipvibration/>. Acesso em: 29 set. 2017.

CERVO, Amado L.; BERVIAN, Pedro A.; DA SILVA, Roberto. **Metodologia científica**. 6. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2007.

Elementos finitos na análise estrutural. Disponível em: <https://www.fem.unicamp.br/~pava%2FLectures%2FEF1%2FCap2.pdf&usg=AOvVaw2kfs7Mz5vzAPyDt1y3GS_6>. Acessado em 27 out. 2017.

FARIA, Antônio; SILVA, Vania. Análise modal teórica via métodos dos elementos finito de uma viga feita a base de materiais compósitos. **Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculos y Diseño en Ingeniería**, São João de Rei, MG, v. 18, n. 4, p. 544-545, 2002.

GERR, Dave. **The Propeller Handbook: The Complete for Choosing, Installing, and Understanding Boat Propellers**. International Marine Publishing, 2001.

JOHANNESSEN, Helge; SKAAR, Knut T. Guidelines for prevention of excessive ship vibration. **SNAME Transactions**, Jersey City, NJ, v.88, p.319-356, 1980.

KANE, J. R.; MCGOLDRICK, R. T. **Longitudinal vibrations of marine propulsion shafting systems**. SNAME, 1949.

MACHADO, Christiane Lopes. **Análise dinâmica da interação casco-linha de eixo de um rebocador**. 2003. 149 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.

Mass Matrix Construction Overview. Disponível em: <<https://www.colorado.edu/engineering/CAS/courses.d/MFEMD.d/MFEMD.Ch16.d/MFEMD.Ch16.pdf>>. Acessado em 27 out. 2017.

MIRANDA, Flavio Augusto Vieira de. **Análise numérica da vibração do eixo propulsor de ahts acoplado ao casco ajustado por medição em escala real**. 2013. 32 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) – Curso de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

MOLINER, Lucas de. **Estudo do comportamento vibratório de uma embarcação em escala reduzida**. 2014. 59 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) –

Curso de Engenharia Naval, Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Joinville, SC. 2014.

MOLLAND, Anthony F. **The maritime engineering reference book a guide to ship design, construction and operation**. Inglaterra: Elsevier, 2008.

OKUMOTTO, Yasuhita et al. **Design of ship hull structures a practical guide for engineers**. Alemanha: Springer, 2009.

RAO, Singeresu. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Education, 2009.

SILVA NETO, Severino Fonseca da et al. Análise numérica da vibração acoplada da linha de eixo propulsor com o casco do navio e comparação com medições em escala real. In: XXIV CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTES AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, 2012, Rio de Janeiro.

SILVA NETO, Severino Fonseca da; PINTO, Luiz Antonio Vaz; VASCONCELLOS, José Marcio do Amaral. Experimental technique for diagnosing fractures in shaft lines applied to a ROV supply vessel. **Marine Systems & Ocean Technology Journal of SOBENA**. Rio de Janeiro, v. 4, n. 2, p. 89-98, 2009.

SNAME, THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS: Measurement and Evaluation of Structural and Machinery Vibration in Ships. Jersey City, NJ, 2004.

SOUZA, Liliane Alves de. **Análise integrada do sistema propulsivo e comportamento dinâmico das embarcações**. 2015. 59 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) – Curso de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

TANCREDI, Thiago Pontin et al. **Um estudo sobre o problema da vibração induzida ao casco de uma embarcação tendo como analogia uma “viga livre” em ambas as extremidades**. 2001. 38 p. Trabalho Acadêmico (Graduação) – Vibrações de Navios e Sistema Oceânicos, Curso de Engenharia Naval e Oceânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2001.

VIANNA JUNIOR, Afonso Lima. **Cálculo de vibração lateral e axial de linha de eixo de navio**. 1991. 99 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1991.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Código desenvolvido para solução analítica do estudo de caso ABS (2006).

```
// Determinar Autovalor e Autovetor 3 GDL.
// Vibração Livre
m1=65770;
m2=62050;
m3=204940;
k1=6.182e09;
k2=1.979e9;

for i=1:20;
    s=poly(0,'s');// variav.simbólica lambda

    k3=[1.455e08:2.923e08:6.0e09];// range de 15 pts rigidez k3

    M=[m1 0 0;0 m2 0;0 0 m3];

    sM= M.*s;

    K=[k1 -k1 0;-k1 k1+k2 -k2;0 -k2 k2+k3(i)]; //matriz rigidez

    D= K-sM;

    Eq=det(D);

    S=roots(Eq)
end
```


APÊNDICE B – Valores encontrados para modelo analítico do estudo de caso da ABS (2006), solução proposta pelo Autor (2017).

Tabela B – Resultados para rigidez do mancal de escora polinômio ordem 3.

Raízes da equação		f [Hz]		Rigidez [N/m]
2	1	2	1	K ₃
23192,682	4,32E+02	24,238	3,308	1,46E+08
23769,313	1268,1392	24,537	5,668	4,38E+08
24391,871	2060,4304	24,857	7,224	7,30E+08
25058,395	2807,9873	25,194	8,434	1,02E+09
25771,968	3510,3635	25,550	9,430	1,31E+09
26524,311	4167,6797	25,920	10,275	1,61E+09
27326,032	4780,5404	26,309	11,004	1,90E+09
28156,655	5350,1776	26,706	11,641	2,19E+09
29033,699	5878,0742	27,119	12,202	2,48E+09
29965,045	6366,0493	27,550	12,699	2,78E+09
30917,018	6816,5424	27,985	13,140	3,07E+09
31892,703	7231,9014	28,423	13,535	3,36E+09
32918,082	7614,2798	28,876	13,888	3,65E+09
33995,073	7966,0588	29,345	14,205	3,95E+09
35055,047	8290,4021	29,799	14,491	4,24E+09
36161,851	8588,8906	30,265	14,750	4,53E+09
37264,073	8864,2946	30,723	14,984	4,82E+09
38411,985	9118,0669	31,193	15,197	5,11E+09
39578,299	9352,4167	31,663	15,392	5,41E+09
40728,441	9569,4652	32,120	15,569	5,70E+09

Fonte: Autor (2017).

APÊNDICE C – Valores encontrados para o modelo analítico do estudo de caso da ABS (2006).

A coluna do variável Ω_{33} está associada as frequências naturais em função da rigidez K_3 a ser determinada. Conforme solução proposta por (ABS,2006) destacando-se os resultados obtidos usando o método dos elementos finitos.

Tabela C - Resultados para faixa de rigidez.

	f[Hz]	Ω_n	Ω_{33}	K_3
1° modo	3,559	500	7,10E+02	1,4555E+08
	6,532	1684,352	2,46E+03	5,04E+08
	8,524	2868,704	4,33E+03	8,87E+08
	10,132	4053,056	6,37E+03	1,31E+09
	11,518	5237,408	8,67E+03	1,78E+09
	12,754	6421,76	1,14E+04	2,33E+09
	13,880	7606,112	1,48E+04	3,02847E+09
	14,922	8790,464	1,96E+04	4,01E+09
	15,895	9974,816	2,76E+04	5,67E+09
	16,521	10774,816	3,84E+04	7,8700E+09
	17,405	11959,168	1,08E+05	2,21E+10
	18,246	13143,52	-7,53E+04	-1,54E+10
	19,051	14327,872	-1,90E+04	-3,88E+09
	19,822	15512,224	-5,99E+03	-1,23E+09
2° modo	20,565	16696,576	3,48E+02	7,13E+07
	20,598	16750	5,67E+02	1,16E+08
	21,282	17880,928	4,44E+03	9,11E+08
	21,976	19065,28	7,51E+03	1,54E+09
	22,648	20249,632	1,00E+04	2,05E+09
	23,301	21433,984	1,22E+04	2,50E+09
	23,936	22618,336	1,41E+04	2,90E+09
	24,555	23802,688	1,59E+04	3,27E+09
	25,158	24987,04	1,76E+04	3,62E+09
	25,747	26171,392	1,93E+04	3,95E+09
	26,324	27355,744	2,08E+04	4,27E+09
	26,887	28540,096	2,23E+04	4,58E+09
	27,440	29724,448	2,38E+04	4,88E+09
	27,981	30908,8	2,52E+04	5,17E+09
28,512	32093,152	2,67E+04	5,46E+09	
29,033	33277,504	2,81E+04	5,75E+09	

Fonte: Autor (2017).