

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
CENTRO DE TECNOLOGIA
ESCOLA POLITÉCNICA
ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA



**“CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DA SUPERESTRUTURA DE
UM NAVIO GRANELEIRO”**

Aluna: Mariana de Lima Pinheiro

DRE: 107349545

Professor Orientador: Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, D. Sc.

Professor Co-Orientador: Ricardo Homero Ramírez Guitiérrez, M. Sc.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Fevereiro de 2014



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DA SUPERESTRUTURA DE UM NAVIO GRANELEIRO

Mariana de Lima Pinheiro – DRE 107349545

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheira Naval e Oceânica.

Professor Orientador: Ulisses Admar Barbosa
Vicente Monteiro
Co-Orientador: Ricardo Homero Ramírez
Gutiérrez

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Fevereiro de 2014.

CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DA SUPERESTRUTURA DE UM
NAVIO GRANELEIRO

Mariana de Lima Pinheiro

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO
DE ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRA NAVAL E OCEÂNICA.

Examinado por:

Ulisses A.Moneiro, D.Sc., Prof. Colaborador, DENO
(Orientador)

Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez, M.Sc.
(Co-Orientador)

Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc., Prof. Adjunto, DENO

Eng. Antonio Carlos Ramos Troyman, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ -BRASIL
FEVEREIRO DE 2014

Pinheiro, Mariana de Lima

Cálculo das Frequências Naturais da Superestrutura de um Navio Graneleiro / Mariana de Lima Pinheiro. -Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014.

XI;43 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro

Co-Orientador: Ricardo Homero Ramírez Guitiérrez

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Naval e Oceânica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 46

1. Águas Rasas. 2. Vibração. 3.Massa Adicional. 4. Modelação Computacional. I. Barbosa Vicente Monteiro, Ulisses Admar. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Naval e Oceânica. III. Análise de Frequências Naturais e Modos de Vibração de um Navio Graneleiro Operando em Águas Rasas.

DEDICATÓRIA

Ao meu pai Edson (*in memoriam*), a minha mãe Ana
e ao meu irmão Rafael.

AGRADECIMENTOS

É chegado o momento final de toda uma longa trajetória desbravada à custa de grandes sacrifícios.

Gostaria de agradecer, primeiramente, a Deus por dispor de tantas pessoas boas em minha vida e que se fizeram presentes de maneira única nos momentos essenciais. Sem elas, nada disso seria possível.

Agradeço, saudosamente, ao meu querido pai por todo o amor, dedicação, credibilidade e incentivo. Por ter dado, literalmente, sua vida em prol de um futuro melhor para seus filhos! Apesar de ter sido tão breve sua missão em plano terreno, foi e sempre será o meu melhor exemplo de perseverança na luta de um objetivo. Sinto-me privilegiada.

Agradeço a minha mãe, que tão prematuramente teve que assumir a dupla função de mãe/pai e que jamais deixou seus filhos desamparados. Por todo o zelo, amor, preocupação e dedicação. Por ter me dado à segurança necessária para continuar seguir em frente. Pelas palavras de conforto nos momentos mais difíceis. Por toda a compreensão!

Ao meu querido e amado irmão Rafael, por toda a cumplicidade, amizade, cobrança. Pelos momentos de confidências e por todos os conselhos, que reacenderam por muitas vezes a esperança de tudo daria certo. Obrigada por toda a sua torcida.

À pessoa mais incrível que o destino reservou para mim ao longo da faculdade, meu querido e amado namorado Hugo. Obrigado por ter segurado tantas barras nos meus momentos mais desesperadores. Pelo otimismo, incentivo, credibilidade e, principalmente, por toda compreensão. Por me nortear nos dias em que me sentia perdida e com vontade de largar tudo. Por se fazer sempre presente desde o momento em que você cruzou a minha vida.

A minha tia Luzi e a minha vó Salete, por todas as preces fazendo com que eu me sentisse fortalecida espiritualmente.

Aos meus queridos primos Flávio, Renata, Simone e André e Amanda por toda torcida, por acreditarem na minha capacidade e pelos momentos de descontração, tornando assim minha vida leve. E aos meus queridos e amados afilhados Gabriel e Davi, por me fazerem sentir responsáveis em ser tomada como grande exemplo em suas

vidinhas e por acalentar minha alma na pureza de um simples sorriso nos seus respectivos rostinhos.

A todos os verdadeiros e sinceros amigos que ganhei na Engenharia Naval, os quais eu convivi grande parte da minha vida ao longo desses anos. Um obrigado em especial as amigas: Ludmila Araújo, Eloana Moreira, Cecília Coelho, Aurora Avelino, Cinthia Costa e aos amigos: Rafael Passos, Higor Pereira, Juan Pablo Inza, Marcelo Cadena. A palavra de vocês, os conselhos e todas as ajudas foram essenciais para eu chegar até aqui.

Agradeço aos amigos de longa data Fernanda Caroline, Gabriel Ribeiro e Priscila Amorim por se fazerem presentes desde o início dessa jornada. E a amizade que surgiu na reta final da amiga Jacqueline Lopes pelos votos de incentivo e, principalmente, na imensa ajuda nas noites viradas revisando, dando dicas e assistindo meus ensaios de apresentação de PSO2.

Agradeço a todos os professores da graduação, pesquisadores e funcionários dos laboratórios LEME e LEDAV. A toda orientação que recebida, do meu orientador Ulisses Monteiro e, principalmente, ao meu co-orientador Ricardo Homero, por ter disposto de todo o tempo, paciência e ajuda nesses últimos meses, para que esse projeto pudesse ser concluído.

Agradeço ao querido mestre Severino, por todo conhecimento repassado, por todo carinho e bondade. Por ter corrido atrás da abertura da disciplina de FUNTEC, para “acelerar” o meu casamento.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Naval e Oceânico.

Cálculo das Frequências Naturais da Superestrutura de um Navio Graneleiro

Mariana de Lima Pinheiro

Fevereiro/2014

Orientador: Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro

Co-Orientador: Ricardo Homero Ramírez Guitiérrez

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

Resumo: No presente trabalho será avaliada a possibilidade da ocorrência de ressonância entre a superestrutura e o sistema propulsivo da embarcação escolhida para análise – o Navio Graneleiro Germano Becker – em função dos diferentes tipos de forças de excitação presentes.

Para isso, a partir do casco da embarcação pré-definido tridimensionalmente, será desenvolvido, um modelo 3D da superestrutura para calcular suas frequências naturais de vibração que serão comparadas às frequências de excitação do sistema propulsivo da embarcação real.

É válido ressaltar, que para realização desse estudo será considerada a influência da massa adicional sobre as frequências naturais a serem calculadas.

Palavras-chave: Vibração Natural, Modelo 3D, Navio, Frequências Naturais.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Bulk Carrier's Superstructure Natural Frequency Calculation

Mariana de Lima Pinheiro

February/2014

Advisor: Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro
Co-Advisor: Ricardo Homero Ramírez Guitiérrez

Course: Naval Architecture & Marine Engineering

Abstract:

On this report, the resonance between superstructure and propulsive system will be evaluated. For this project, the ship model will be based on the real ship Germano Becker Bulk Carrier.

For this, having the developed hull in a 3D model, the superstructure model will be also developed, in order to have its natural vibration frequencies (that will be compared against the real ship propulsive vibration natural frequency).

Keywords: Vibration Natural, 3D, Natural Frequency, 3D Models, Ships.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	3
1.1. Importância do Estudo da Vibração	3
1.2. Estudo de Vibração em Navios	4
1.3. Objetivos.....	5
2. ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE NAVIOS	5
2.1. Vibração Livre de Sistemas de 1 Grau de Liberdade	8
2.2. Vibração Livre para Sistemas de “n” Graus de Liberdade.....	10
2.3. Vibração de Navios	13
2.3.1. Análise de Vibração da Superestrutura de Navios.....	14
2.4. Verificação de Ressonância.....	20
3. NAVEGAÇÃO EM ÁGUAS RASAS	22
3.1. Navegação Fluvial	22
3.2. Massa Adicional	24
3.2.1. Coeficientes para o cálculo de massa adicional.....	25
4. CASO DE ESTUDO	29
4.1. A Embarcação de Projeto	29
4.2. Método dos Elementos Finitos	30
4.3. Modelo Tridimensional	31
4.4. Modelo Rhinoceros	31
4.5. Cálculo da Massa.....	35
4.5.1. Massa Estrutural	35
4.5.2. Massa Adicional	35
4.5.3. Modelo ANSYS	37
5- RESULTADOSE COMPARAÇÕES	39
6- CONCLUSÕESE RECOMENDAÇÕES.....	45
7- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	46

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Colapso da Ponte de Tacoma Narrows devido a efeitos de ressonância.	2
Figura 2.1: Sistemas com um, dois e três graus de liberdade.	6
Figura 2.2: Sistema Massa-Mola-Amortecedor	7
Figura 2.3: Modo de Vibração da Viga-Navio.	8
Figura 2.4: Modos de Vibração da Viga-Navio	12
Figura 2.5: Tipos de Vibração da Superestrutura.	14
Figura 2.6: Superposição de Efeitos na Vibração de Superestrutura.	15
Figura 2.7: Tipos de Superestrutura.	16
Figura 2.8: Relação altura da superestrutura x frequência para apoios com rigidez infinita.	17
Figura 2.9: Verificação das Condições de Ressonância	19
Figura 3.1: Principais Portos e Hidrovias da Bacia do Sul	21
Figura 3.2: Pólo Petroquímico do Sul	21
Figura 3.3: Movimento Vertical de Seção do Navio e Partícula Fluida	23
Figura 3.4: Cilindro uniforme de raio r movendo-se verticalmente.	24
Figura 3.5: Curvas de relação entre K_{33} e a forma para águas rasas.	27
Figura 4.1: Embarcação de Projeto Germano Becker.	28
Figura 4.2: Representação do Casco no Software Rhinoceros.	30
Figura 4.3: Representação Estrutural dos Conveses da Superestrutura.	31
Figura 4.4: Representação geral Casco + Superestrutura no Software Rhinoceros	32
Figura 4.5: Representação da Superestrutura no Software Rhinoceros	32
Figura 4.6: Representação dos pontos de Massa Adicional no <i>Software ANSYS</i>	35
Figura 5.1: 1º Modo de Vibração Longitudinal	37
Figura 5.2: 1º Modo de Vibração Torsional	38
Figura 5.3: 1º Modo Global de Vibração Vertical	38
Figura 5.4: 2º Modo Global de Vibração Vertical	40
Figura 5.5: 3º Modo Global de Vibração Vertical	40
Figura 5.6: 4º Modo Global de Vibração Vertical	41
Figura 5.7: Comparação entre Frequências Naturais dos 4 primeiros Modos de Vibração Global	35

1. INTRODUÇÃO

1.1. Importância do Estudo da Vibração

Grande parte das atividades desenvolvidas por seres humanos, de certo modo, envolve alguma forma de vibração. Somos provenientes da audição, porque nossos tímpanos vibram. Nossa respiração está associada à vibração dos pulmões. Batimentos cardíacos são movimentos vibratórios. Falamos, pois nossa fala se fundamenta na vibração das cordas vocais. São diversas as atividades humanas, cujos fenômenos apresentam variáveis de comportamento oscilatório (química, física, biologia, etc.). No ramo tecnológico, as aplicações de vibração na engenharia possui grande importância nos tempos atuais. Projetos estruturais, motores, turbinas, sistemas de controle, entre outros, exigem que as questões voltadas ao estudo da vibração sejam levadas em consideração.

Os primeiros estudos de vibração realizados na engenharia mecânica foram para solucionar o problema de desbalanceamento em motores. Este pode ser devido ao problema de fabricação (erro de projeto), como também por manutenção (inequação do uso). Em meios terrestres, o desbalanceamento de motores diesel, por exemplo, pode causar vibrações no solo de tal grandeza que criam o desconforto ambiental em áreas urbanas. Quanto aos aspectos ferroviários, as rodas de uma locomotiva pode vir a sair do trilho (por milímetros) devido esse desbalanceamento. Estruturas projetadas para suportar máquinas centrífugas pesadas (motores, turbinas, etc.) também estão sujeitas a vibração. A variação cíclica de tensões induzidas pode levar parte da estrutura à fadiga, provocando o desgaste e, conseqüentemente, a ruptura estrutural.

Sempre que a frequência natural de vibração (seja de uma máquina ou estrutura) coincidir com a frequência da força externa atuante, ocorre um fenômeno denominado como *ressonância*, ocasionando em grandes deformações e falhas mecânicas.

Um dos exemplos clássicos recorrente da vibração excessiva em virtude da ressonância é o da ponte de *Tacoma Narrows* (Fig. 1.1), nos Estados Unidos, inaugurada em julho de 1940, a estrutura colapsou em 7 de novembro do mesmo ano quando entrou em ressonância induzida pelo vento. No Brasil, de acordo com registros de câmeras de vídeo, a ponte Rio-Niterói também oscilou significativamente em algumas ocasiões. Quando o vento atinge determinada velocidade e direção, a estrutura começa a oscilar com maior amplitude. Em outubro de 1997, rajadas estimadas em 124 km/h fizeram o vão central oscilar com amplitudes de 30 cm. Embora estas oscilações

não representem riscos à estrutura da ponte, o pânico instaurado pode ter consequências devastadoras. Neste dia os motoristas abandonaram seus carros e saíram correndo, levando a interdição da ponte por duas horas. Hoje em dia, no caso de ventania forte, o trânsito é interrompido.

Em virtude dos efeitos devastadores que podem surgir, são realizados testes de vibração, sejam em estruturas ou máquinas, como procedimento padrão no projeto para o desenvolvimento da maioria dos sistemas em engenharia. Muitos desses sistemas, o ser humano atua como parte integrante do mesmo e a transmissão de vibração para este resultam no desconforto e na perda de eficiência. Por este motivo, um dos propósitos mais importantes do estudo de vibração é a redução dos níveis vibratórios assegurando a elaboração de um projeto e da montagem do sistema de forma adequada.

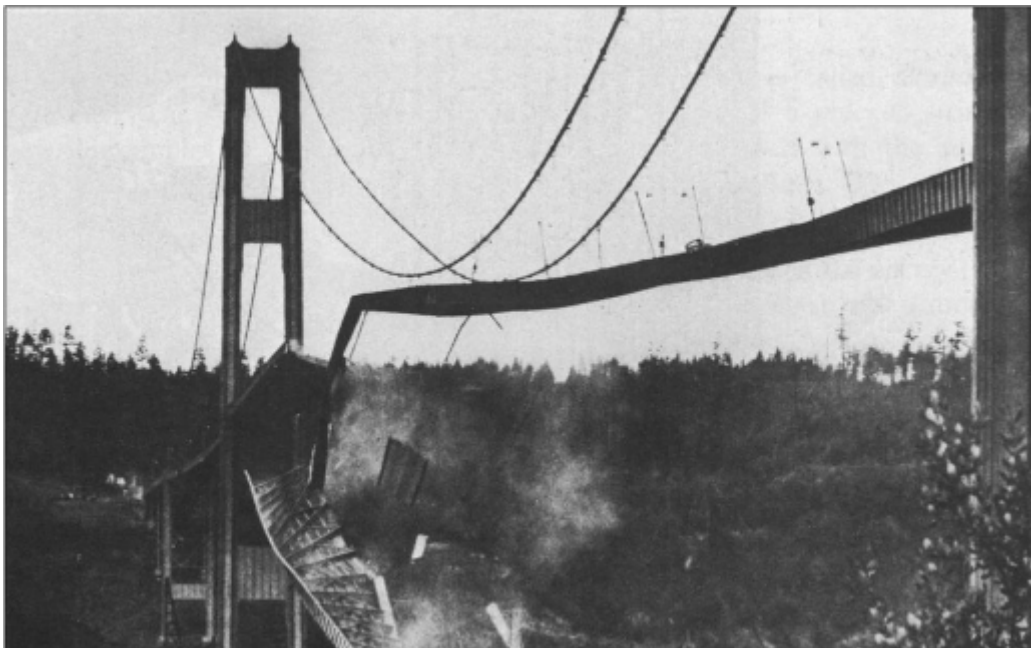


Figura 1.1. Colapso da Ponte de *Tacoma Narrows* devido a efeitos de ressonância (Reproduzido de Rao, S., *Mechanical Vibrations*, Addison Wesley, 1990.).

1.2. Estudo de Vibração em Navios

De maneira geral, podemos dizer que uma embarcação é caracterizada como uma estrutura metálica elástica e possui características de frequências e modos de vibração natural.

O fenômeno de vibração, responsável pela caracterização dos modos de frequência natural, está presente em todas as embarcações, podendo ocorrer de diferentes formas e afetar diversas regiões da sua estrutura.

Forças e momentos de desbalanceamento e combustão originados pelas pressões induzidas devido à integração casco-motor-hélice são considerados como as principais

fontes de vibração a bordo e, quando atingem níveis muito elevados podem causar danos, afetando a integridade da estrutura e funcionamento de equipamentos essenciais. Além disso, poderão acarretar no desgaste físico e mental da tripulação.

Quando ocorre a coincidência entre as frequências naturais do navio com as frequências de alguma das fontes de excitação, temos, então, o fenômeno da ressonância. A incidência da ressonância pode ser agravada pelo aumento de massa adicional, comumente obtido na navegação em águas rasas.

Nesse trabalho, em particular, será investigada a possibilidade de ressonância entre a superestrutura e o sistema propulsivo para uma embarcação que navega em águas rasas.

1.3. Objetivos

Será desenvolvido um modelo FEM 3D de um navio graneleiro cuja navegação é realizada em águas rasas, e serão calculadas as frequências de vibração natural global, serão calculadas também as frequências longitudinais e de torção da superestrutura da embarcação adotada. Será feita também a verificação de possível condição de ressonância devido ao sistema propulsivo. O modelo FEM levará em consideração a influência da massa adicional para navegação em águas rasas. Os resultados obtidos serão comparados com resultados experimentais.

2. ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE NAVIOS

O estudo da vibração em navios é de grande importância para a Engenharia Naval, visto que a sua presença poderá desencadear numa série de impactos a embarcação, afetando no conforto da tripulação, como também na ocorrência de avaria

dos sistemas de navegação ou até mesmo no colapso estrutural, refletindo significativamente na sua operacionalidade.

Sempre que existir uma força ou mais forças atuando em um determinado sistema, e esta (ou estas), por sua vez, variar (ou variarem) sua intensidade (ou suas intensidades) de excitação ao longo do tempo, acarretando na perturbação deste, caracterizamos assim, o fenômeno de vibração.

De forma sucinta, podemos classificar este fenômeno das seguintes formas:

Vibração Livre: quando o movimento vibratório que ocorre fazendo um sistema oscilar sob a ação de forças que lhe são inerentes (forças internas) continua mesmo após a remoção da perturbação original;

Vibração Forçada: quando o movimento vibratório que ocorre na presença de forças externas persiste, devido à existência dessas forças de perturbação. Neste caso, o sistema é obrigado a vibrar na frequência das forças de excitação aplicadas;

Vibração Natural: quando o sistema é excitado por uma força externa que só atua no instante inicial.

Dada uma embarcação, podemos considerar que as fontes de excitação mais comum são:

- Forças e momentos externos induzidos na linha de eixo do propulsor, gerados com a esteira formada pelo navio ao longo do seu deslocamento;
- Forças provocadas pela ação dinâmica das ondas do mar;
- Forças de superfície induzidas no casco pelo propulsor;
- Forças e momentos internos de desequilíbrio produzidos pela ação dos gases e do sistema rotacional dos motores de propulsão e auxiliares.

A resposta à vibração depende não só da intensidade das forças atuantes, como também das características de amortecimento, rigidez e inercial do sistema que queremos analisar.

A energia de excitação gerada, em virtude desse processo, é transmitida a partir das fontes para a estrutura (casco e superestrutura) do navio e a respostas desses elementos podem ser analisadas separada ou integralmente, dependendo da existência do acoplamento entre as respostas desse sistema ou equipamento e o casco do navio.

Por fim, temos que o principal objetivo na análise de vibrações é verificar a existência de níveis de elevados de vibração, para que estas medidas sejam tomadas, reduzindo o fenômeno ao mínimo possível para as condições operacionais (carregamento, velocidades e estados de mar) mais frequentes.

No presente projeto, o estudo desenvolvido terá ênfase no estudo de vibração na superestrutura de uma embarcação.

Por outro lado, para entender a representação matemática dos sistemas vibratórios é importante identificar o número de graus de liberdade desses sistemas.

Segundo RAO (2008) a maioria dos sistemas vibratórios possuem infinitos números de graus de liberdade (sistemas contínuos) e a sua modelagem é muito complicada, além disso, a modelagem matemática dos sistemas contínuos nos leva a resolver sistemas de equações diferenciais parciais, as quais nem sempre possuem solução analítica e a sua resolução computacional requer um grande tempo de processamento.

Nesse sentido, os pesquisadores recomendam que os sistemas vibratórios contínuos sejam modelados de forma discreta, cuja modelagem matemática nos levam a sistemas de equações diferenciais ordinárias, as quais possuem diversos métodos de resolução. Assim, a discretização dos sistemas contínuos deve representar o modelo contínuo e para isso, utiliza-se o método de parâmetros concentrados, o qual representa o sistema em estudo usando massas, molas e amortecedores equivalentes.

Por outro lado, mesmo que se tenha discretizado o sistema (reduzindo grandemente o número de graus de liberdade), o sistema equivalente ainda possui vários graus de liberdade, assim, deve se entender como é feita a análise desses sistemas multigrados de liberdade, para isso, primeiro devemos entender como é feita a análise de um sistema de um grau de liberdade.

Entende-se por grau de liberdade, como o número mínimo de coordenadas independentes necessárias para descrever completamente o movimento de todas as partes que compõem um sistema vibratório. A Fig. 2.1 exemplifica sistemas esquemáticos com um, dois e três graus de liberdade. Se um sistema possui pelo menos um grau de liberdade, os valores das variáveis que descrevem o *estado do sistema* (posição, velocidade, aceleração) devem ser especificados. Para isto é necessário que se escolha um sistema de coordenadas, de maneira arbitrária, desde que este auxilie na descrição do movimento.

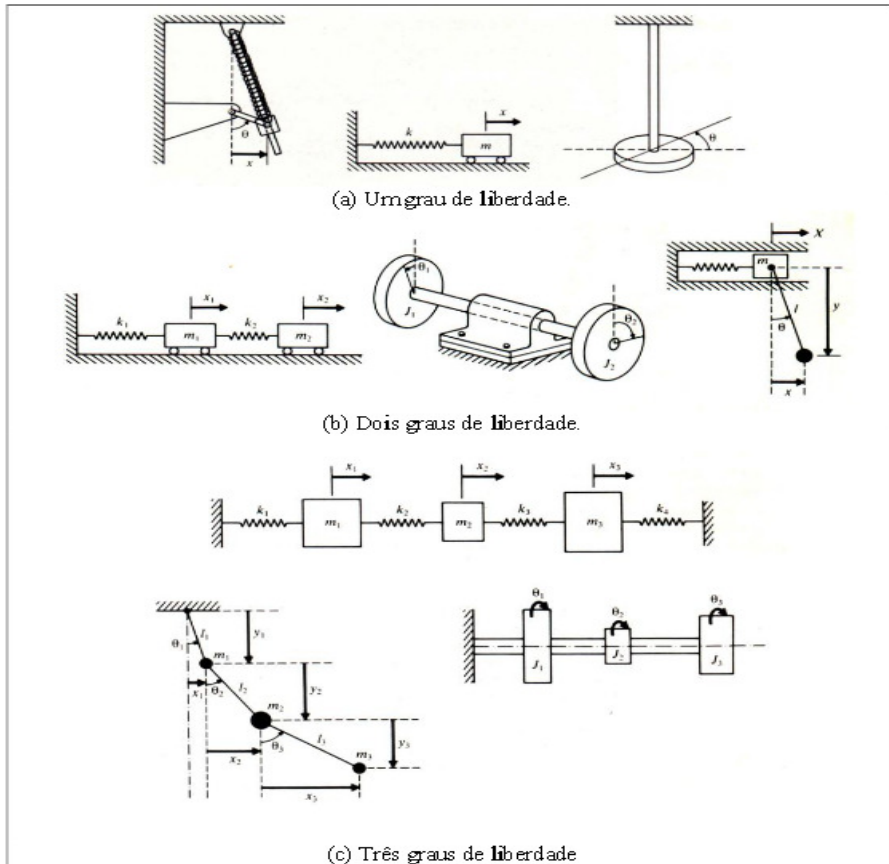


Figura 2.1: Sistemas com um, dois e três graus de liberdade.

2.1. Vibração Livre de Sistemas de 1 Grau de Liberdade

O estudo de sistemas vibratórios deve começar por sistemas simples que apresentam características básicas capazes que permitem a análise de uma série de fenômenos presentes em sistemas mais complexos. Como citado anteriormente, após sofre uma perturbação inicial, o sistema continua vibrando por conta própria sem a interferência de nenhuma força periódica sobre ele. A Figura 2.2 apresenta a representação simplificada de um sistema de 1 grau de liberdade.

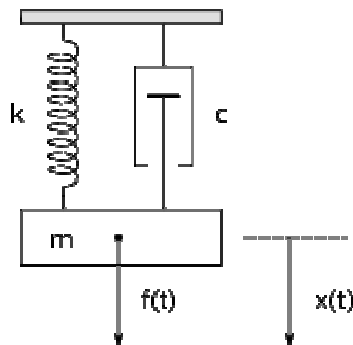


Figura 2.2: Sistema Massa-Mola-Amortecedor

A partir da segunda lei de Newton, pode-se obter a equação do movimento do sistema:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_{ext}(t) \quad (2.1)$$

Onde:

- $F_{ext}(t)$: Força de atuação externa;
- m : massa do sistema;
- c : constante de amortecimento;
- k : constante elástica;

Como a vibração é livre, a força de excitação externa ($F_{ext}(t)$) e o fator de amortecimento poderão ser desprezados. Desta forma, a equação é reescrita da seguinte maneira:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Assumindo a solução da equação (2.2) possui forma harmônica:

$$x(t) = c_1 \cos(\omega_n t - \phi) \quad \square \text{ posição da massa ao longo do tempo} \quad (2.3)$$

$$\ddot{x}(t) = -c_1 \omega_n^2 \cos(\omega_n t - \phi) \quad \square \text{ aceleração da massa ao longo do tempo} \quad (2.4)$$

Substituindo as soluções acima na equação do movimento, tem-se:

$$-c_1 \omega_n^2 \cos(\omega_n t - \phi) + \frac{k}{m} c_1 \cos(\omega_n t - \phi) = 0 \quad (2.5)$$

Onde, fatorando o termo $\cos(\omega_n t - \phi)$ e dividindo por “ m ”, temos:

$$-\omega_n^2 + \frac{k}{m} = 0 \Rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.6)$$

A equação obtida representa a frequência natural (w_n) do sistema. Nela, podemos notar a relação entre a rigidez do corpo e da massa.

2.2. Vibração Livre para Sistemas de “n” Graus de Liberdade

Um sistema com “n” graus de liberdade é aquele que possui “n” frequências naturais, em que cada uma é associada a sua própria forma modal, conforme mostrado na Fig. 2.10.

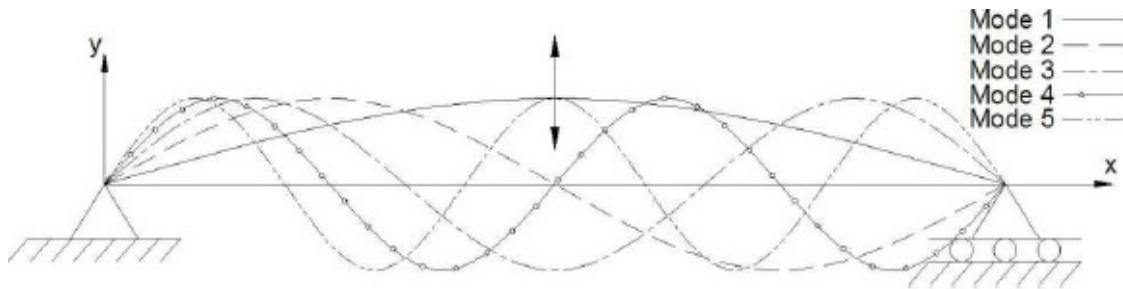


Figura 2.3: Modo de Vibração da Viga-Navio.

A solução para um sistema com “n” graus de liberdade é obtida de maneira similar ao sistema de um grau de liberdade.

A equação geral do movimento é descrita da seguinte forma:

$$m_i \ddot{x} = \sum_j F_{ij} \quad \text{para massa } m_i \quad (2.7)$$

Onde:

$\sum_j F_{ij}$: é o somatório de todas as forças que agem sobre a massa m_i .

i é o número de graus de liberdade do sistema

Aplicando-se a fórmula da equação geral do movimento a cada massa do sistema, tem-se:

$$\begin{aligned} i = 1, 2, 3, \dots, n - 1 \\ \Leftrightarrow m_i \ddot{x}_i = -k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i) - c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \\ + c_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + F_i \end{aligned} \quad (2.8)$$

Essa equação pode ser expressa na forma matricial como:

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = \vec{F} \quad (2.9)$$

Onde $[m]$, $[c]$ e $[k]$ são denominadas matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, e são dadas por:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & m_n \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \cdots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \cdots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix}$$

E, \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$ e \vec{F} são os vetores de deslocamento, velocidade, aceleração e força, respectivamente, dados por:

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \vec{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ F_n(t) \end{Bmatrix}$$

Conforme descrito anteriormente, para vibração livre \vec{F} e c são iguais a zero. Temos então:

$$[m]\ddot{x} + [k]x = 0 \tag{2.10}$$

A solução do problema poderá ser obtida considerando-o como um problema de autovalor:

$$x_i(t) = X_i T(t), i = 1, 2, 3, \dots, n \tag{2.11}$$

Adotando-se a separação de variáveis nos domínios do espaço e do tempo, tem-se:

- X_i vetor de máximas amplitudes dos deslocamentos dos graus de liberdade do sistema;
- $T(t)$ função do tempo t .

Substituindo-se a solução na equação anterior, podemos reescrevê-la da seguinte forma:

$$[m]\vec{X}\ddot{T}(t) + [k]\vec{X}T(t) = 0 \quad (2.12)$$

Além disso, a equação obtida acima pode ser descrita na forma escalar como “n” equações separadas:

$$\left(\sum_{j=1}^n m_{ij}X_j\right)\ddot{T}(t) + \left(\sum_{j=1}^n k_{ij}X_j\right)T(t) = 0, i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.13)$$

Da qual podemos obter as relações:

$$-\frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = \frac{\left(\sum_{j=1}^n k_{ij}X_j\right)}{\left(\sum_{j=1}^n m_{ij}X_j\right)} = \omega^2, i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.14)$$

Como o lado esquerdo da equação apresentada não possui o índice i e o lado direito possui dependência em função do tempo, ambos os lados devem ser iguais a uma constante. Considerando a constante como ω^2 , a equação poderá ser reescrita da seguinte forma:

$$\ddot{T}(t) + \omega^2 T(t) = 0 \quad (2.15)$$

$$[[k] - \omega^2[m]]\vec{X} = 0 \quad (2.16)$$

A solução do problema acima pode ser dada por:

$$T(t) = C_1 \cos(\omega t + \phi) \quad (2.17)$$

Onde:

- C_1 : Amplitude
- Φ : Ângulo de fase

Além da solução dada acima, tem-se que ω não pode assumir um valor arbitrário. Ele precisa, necessariamente, satisfazer a equação do problema de autovalor:

$$[[k] - \omega^2[m]]\vec{X} = 0 \quad (2.18)$$

Para uma solução não trivial da equação acima, o determinante da matriz de coeficientes deve ser zero. Isto é:

$$\Delta = |k_{ij} - \omega^2 m_{ij}| = |[k] - \omega^2[m]| = 0 \quad (2.19)$$

A equação enunciada acima é conhecida como equação característica, ω^2 é chamado de autovalor e ω é a frequência natural do sistema.

Resolvendo-se o determinante e o igualando a zero, podem-se obter as “n” frequências naturais do sistema de vibração de n graus de liberdade.

Para realização dos cálculos das frequências naturais longitudinais e de torsão da superestrutura, é de extrema importância conhecer as frequências naturais da viga navio, para evitar que os efeitos de ressonância ocorram e causem danos à estrutura.

Para o projeto em questão, será necessário encontrar as frequências naturais dos 5 primeiros modos de vibração do navio.

2.3. Vibração de Navios

O estudo de vibração em navio considera, em primeiro lugar, a análise da vibração global da viga navio, a qual estuda o comportamento dinâmico da estrutura como um todo, e dessa forma analisar as frequências e modos de vibração natural da mesma e cuja resolução é feita mediante o procedimento explicado no item 2.2, assim, da análise correspondente, se obtém o seguinte:

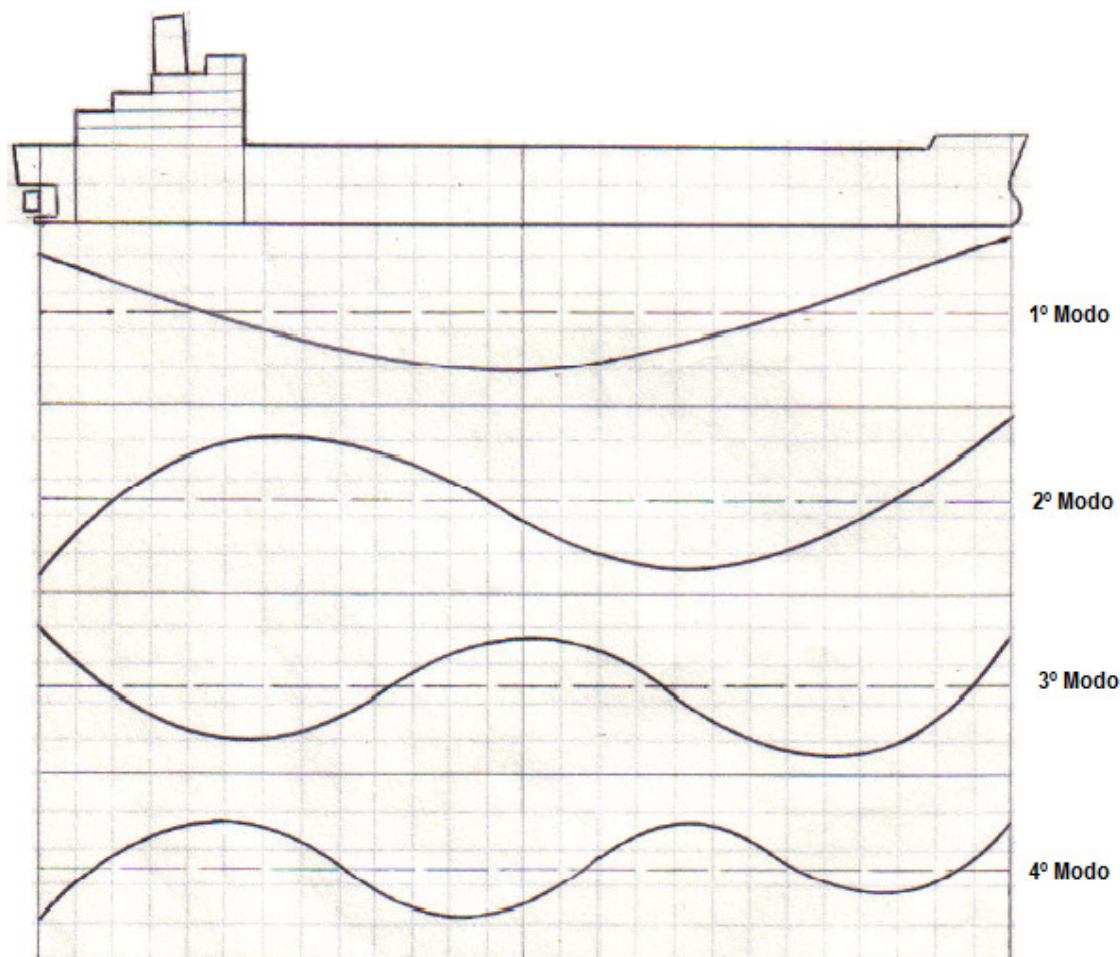


Figura 2.4: Modos de Vibração da Viga-Navio

Um segundo estudo da vibração de navios é a análise da vibração da superestrutura, sendo este o objetivo principal do presente trabalho.

2.3.1. Análise de Vibração da Superestrutura de Navios

Os estudos de vibração da superestrutura são voltados para a redução da vibração atendendo a sustentabilidade humana, ou seja, conforto e bem estar da tripulação. A análise de vibração estrutural é usada tanto como uma ferramenta de projeto para evitar excitações em frequências naturais que resultam em altos níveis de vibração no casco e superestrutura, como também é usada para remediar os efeitos de vibração, em prol de um melhor comportamento, para navios existentes.

De acordo um estudo realizado para detectar os possíveis problemas de vibração, onde 47 superestruturas de diferentes navios foram analisadas (podendo ser verificado na tabela a seguir), podemos identificar, claramente, que o propulsor é considerado a principal fonte de excitação. Aproximadamente 80% dos casos que puderam ser

rastreados, apontaram que a força induzida no propulsor é considerada a fonte dos principais problemas de vibração. Além disso, os casos de vibração local no convés são duas vezes mais frequentes do que os casos que apontam problemas de vibração local na superestrutura. Apesar dos simples problemas de vibrações locais serem dominantes, o problema de vibração global, onde toda a superestrutura pode vibrar em ressonância, é muito mais difícil e mais caro de resolver quando o navio encontra-se em serviço. Sendo assim, uma devida atenção deverá ser dada às frequências naturais de superestrutura e sua interação com a viga casco na fase de concepção.

Tabela 2.1: Grupo dos 47 navios com problemas de vibração na Superestrutura.

Fonte de Excitação	Tipo de Vibração			Total
	Global	Local	Global/ Local	
Propulsor	10	27	-	37
Motor	4	-	-	4
Propulsor/Motor	-	3	2	5
Mar	1	-	-	1
Total	15	30	2	47

Os dois requisitos básicos para a obtenção de um nível baixo de vibração nas acomodações são: assegurar forças de excitação pequenas provenientes do propulsor e/ou motor principal e evitar excitação por picos de resposta da vibração do sistema: “CASCO + SUPERESTRUTURA” nesses espaços, considerando as respostas obtidas nos primeiros modos (estes, calculados sob efeito da inclusão da inércia e rigidez adicional das superestruturas no casco).

Frequências mais baixas possuem maiores amplitudes e acelerações mais baixas, contando como um aspecto positivo para a tripulação quanto à tolerância à vibração, por ser menos incomodativo. Já as frequências elevadas são indesejáveis, menos quando têm amplitudes baixas, devido aos níveis de ruídos e os efeitos corrosíveis quando aos equipamentos da embarcação. Nos dois casos apresentados, as vibrações horizontais serão sempre piores que as vibrações verticais quando estas possuírem amplitudes iguais, pois haverá uma maior interferência nas atividades realizadas a bordo.

A figura representada a seguir ilustra os modos de vibrações mais comuns da superestrutura de uma embarcação. A importância da vibração, de forma geral, depende das rigidezes de cisalhamento e à flexão longitudinal da superestrutura (Fig. 2.3 (a)) e

dos apoios verticais à vante e à ré em ambos os bordos (Fig. 2.3 (b)). É válido salientar que mesmo tomando as medidas necessárias de projeto, a fim de evitar a vibração, à mesma poderá surgir devido às ressonâncias da viga-navio (Fig. 2.3 (c) e 2.3 (d)).

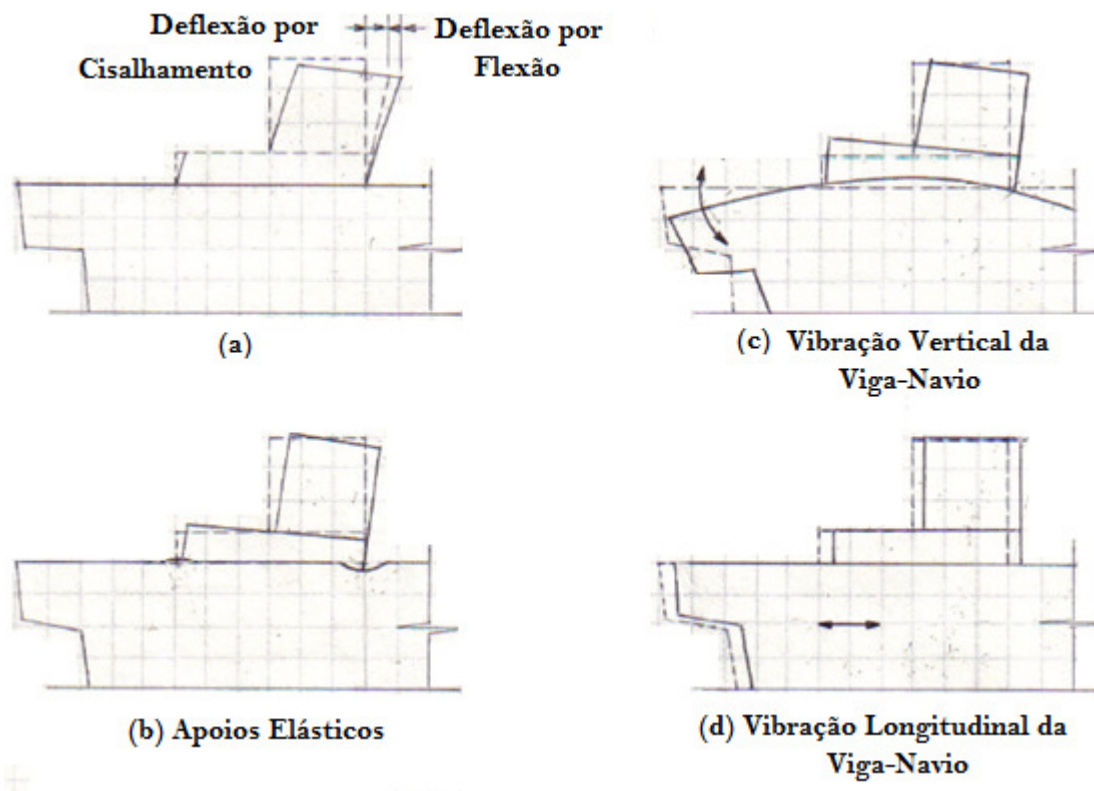


Figura 2.5: Tipos de Vibração da Superestrutura.

Os procedimentos abaixo deverão ser realizados para evitar condições indesejáveis na superestrutura:

Efetuar uma revisão das características dinâmicas da superestrutura baseada numa experiência obtida através de cálculos e medições;

Nos casos em que uma investigação mais profunda se torna necessária, técnicas mais apuradas como o método dos elementos finitos, podem ser empregadas para determinar as frequências naturais mais baixas da superestrutura nas direções vertical e longitudinal. As ressonâncias da superestrutura serão calculadas com precisão suficiente, assegurando uma melhor escolha do propulsor com um número de pás mais adequado: Desta forma o risco de ocorrer condições de ressonância é consideravelmente reduzido.

Para estimarmos a frequência de vibração longitudinal de superestruturas, utiliza-se a fórmula de Dunkerley. Esta fórmula é dada por:

$$\left(\frac{1.07}{f_c}\right)^2 = \left(\frac{1}{f_r}\right)^2 + \left(\frac{1}{f_s}\right)^2 \quad (2.20)$$

Onde:

f_c – frequência fundamental da vibração longitudinal da superestrutura;

f_r – frequência natural da superestrutura onde a rigidez ao cisalhamento tende ao infinito;

f_s – frequência natural da superestrutura onde a rigidez dos apoios de base tende ao infinito.

A equação 2.20 apresentada baseia-se no princípio da superposição, ilustrado na figura a seguir. Admite-se que existe uma conexão entre os movimentos devido à flexão e devido ao cisalhamento, efeitos muito difíceis de dissociar. Ensaaios com modelos que permitem provocar a validade de Dunkerley, mostrando que a rigidez do cisalhamento não tem nenhuma influência sobre o valor da frequência natural para o caso de uma rigidez muito pequena dos apoios e vice-versa.

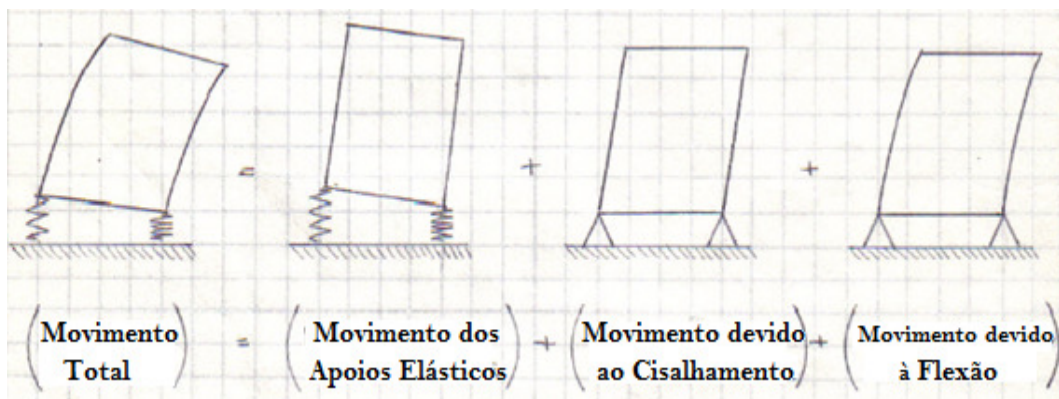


Figura 2.6: Superposição de Efeitos na Vibração de Superestrutura.

Para calcular os valores de f_r e f_s , podemos classificar a superestrutura num dos casos da figura 2.7 e depois determina-los, por cálculos mais simplificados ou através de ábacos.

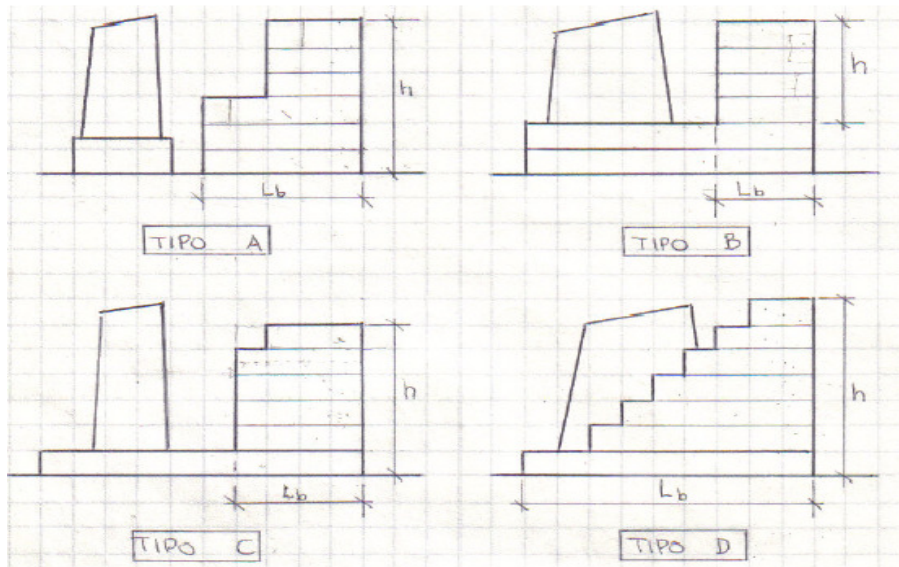


Figura 2.7: Tipos de Superestrutura.

O cálculo simplificado é feito determinando-se os seguintes valores:

h – altura da parte vibrante da superestrutura;

n – número de conveses;

L_b – comprimento da base da superestrutura;

w_L – peso do i -ésimo convés;

a_i – coeficiente de influência do i -ésimo convés, dado por:

$$a_i = 3 \cdot (i - 1) + 1$$

Daí, podemos calcular o parâmetro:

$$\alpha = \frac{n}{h} * L_b * \frac{1}{\sqrt{\sum a_i * w_i}} \quad (2.21)$$

e determinar f_r por

$$f_r = C * \alpha \quad (2.22)$$

A frequência f_s é dada por um cálculo semelhante, determinando-se

$$\gamma = \sqrt{\frac{n}{h} * \frac{\sum S_i}{a_i * w_i}} \quad (2.23)$$

Onde S_i é área sujeita ao cisalhamento no nível do i -ésimo convés, e em seguida fazendo-se:

$$f_s = 1.2 * 10^5 \gamma \quad (2.24)$$

O método através de ábacos é feito da seguinte maneira: a primeira coisa a fazer é classificar a superestrutura num dos quatros tipos representados na figura 2.7; em seguida estima-se a altura h e entra-se no ábaco da figura 2.8 na curva correspondente ao tipo da superestrutura; este ábaco permite avaliar a frequência natural para um bloco de superestrutura para a qual se supõe uma rigidez infinita dos apoios; esta rigidez pode então ser corrigida aplicando-se um coeficiente empírico C' , onde:

Tabela 2.2: Representação dos Coeficientes Empíricos

Coeficientes Empíricos relativos ao Tipo de Superestrutura	
Tipo A e C	$C' = 0.625$
Tipo B	$C' = 0.602$
Tipo D	$C' = 0.851$

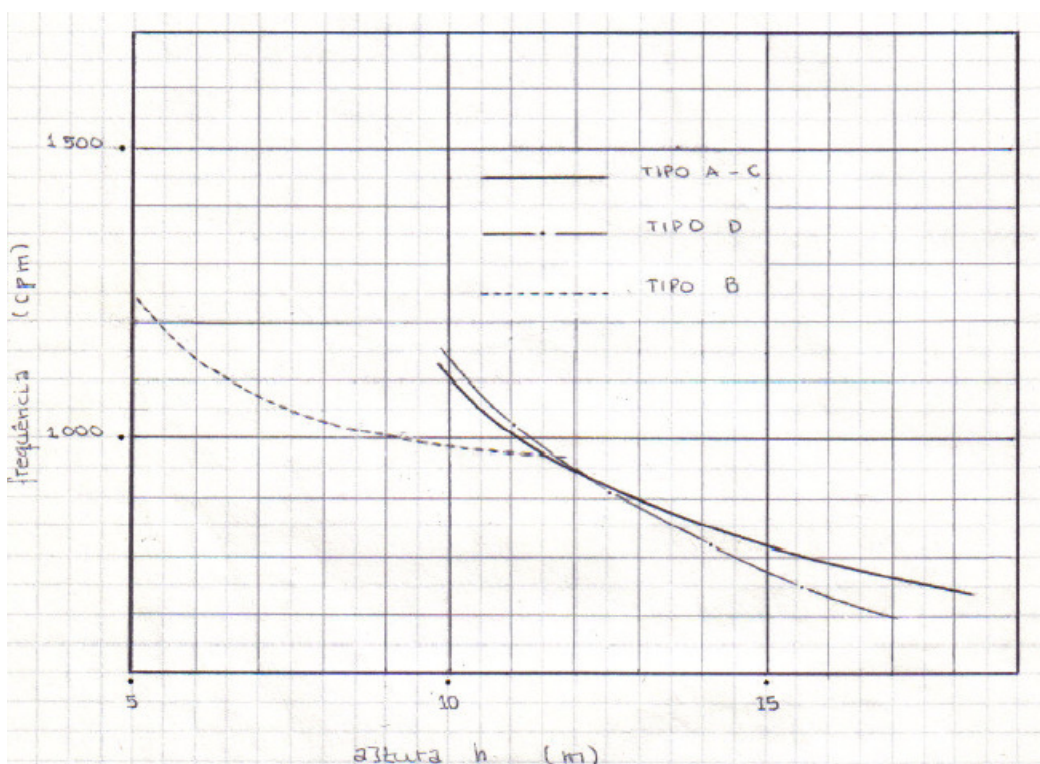


Figura 2.8: Relação altura da superestrutura x frequência para apoios com rigidez infinita.

Para estimarmos a frequência de vibração torsional da superestrutura, devemos considerar os estudos aplicados para os cálculos de torção realizados à viga-navio.

Em termos empíricos, utilizamos a fórmula de Horn no cálculo da frequência natural de vibração torsional do casco. Essa fórmula é dada por:

$$f_t = 60 * C * \sqrt{\frac{G * I_P * g}{\Delta * r^2 * L}} \quad (2.25)$$

Onde,

G – módulo de elasticidade transversal ($8,1 * 10^6 \text{ ton}/\text{m}^2$);

I_P – momento de inércia “polar” da seção-mestra ($\text{mm}^2 * \text{m}^2$);

g – aceleração da gravidade ($9,8 * \text{m}/\text{s}^2$);

Δ - deslocamento (ton);

L – L_{pp} (m)

$r = \alpha * \sqrt{B^2 + D^2}$, onde $\begin{cases} B - \text{Boca (m)} \\ D - \text{Pontal (m)} \end{cases}$

Os valores de α e C são dados por:

Tabela 2.3: Valores das constantes α e C

	Lastro	Carregado
C (1 nó)	0.475	0.450
C (2 nós)	0.760	0.856
A	0.306	0.285

2.4. Verificação de Ressonância

Como descrito, previamente, na introdução, é o fenômeno que ocorre quando a frequência da força de excitação coincide, ou está próxima, de uma das frequências naturais do sistema.

A verificação para as condições de ressonância é realizada da seguinte forma:

Calculam-se as frequências naturais levando em consideração as condições de lastro leve e de carregamento de projeto. O valor estimado para as frequências possui uma tolerância em torno de 3% ($= \pm 3\%$)

As forças e momentos de desbalanceamento do motor principal (1ª ordem: frequência = rotação; 2ª ordem: frequência = 2 x rotação) são determinadas observando-se as especificações técnicas do motor fornecidas pelo fabricante, na rotação de serviço e na rotação máxima contínua do mesmo.

É feita uma ilustração gráfica para verificar a variação da frequência entre as condições de carregamento extremas (lastro leve e carregamento) sendo que esta é representada linearmente. As interseções de uma linha de frequência com as inclinadas da faixa natural (faixa esta definida pela faixa de tolerância: $\pm 3\%$ → total de 6% da frequência natural) define um intervalo de deslocamento (δ).

Observações:

- Se nos intervalos δ existir uma ou mais condições de carregamento importantes do navio, o nível de vibração deve ser calculado;
- No caso de existir outra rotação de operação do navio, a verificação deverá ser feita também para esta rotação.

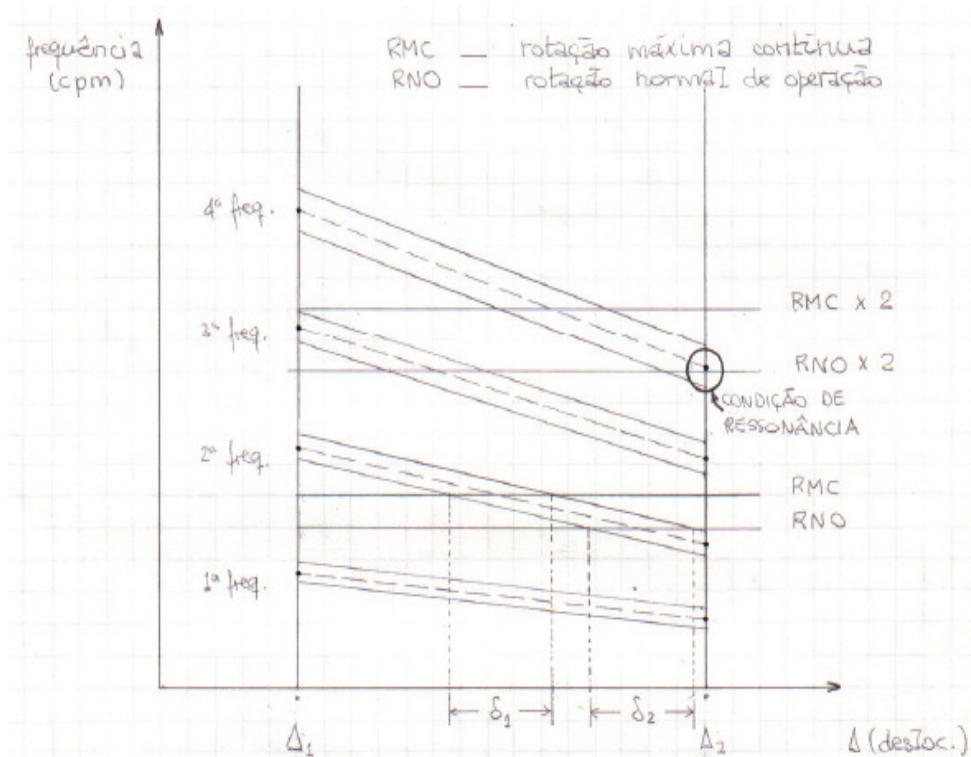


Figura 2.9: Verificação das Condições de Ressonância.

3. NAVEGAÇÃO EM ÁGUAS RASAS

3.1. Navegação Fluvial

Entre os diversos tipos de transporte de carga existentes, a navegação fluvial é considerada um dos sistemas mais baratos e limpos. Ela é utilizada para transportar grandes volumes de carga com baixo valor agregado, como por exemplo, grãos e insumos agrícolas. Porém, esse tipo de transporte é pouco comum no Brasil, pois a grande maioria dos presentes rios é caracterizada como rio de planalto dificultando, portanto, a navegação.

Mesmo assim, o Brasil possui uma das maiores redes hidrográficas do mundo, totalizando oito bacias. São essas: Amazônica Oriental, Amazônica Ocidental, do Paraguai e Paraná, do Tietê Paraná, do Nordeste, do Sul, do São Francisco e do Tocantins e Araguaia. Levando em consideração o trecho de operação da embarcação escolhida para o desenvolvimento deste projeto, será realizada uma análise sobre a Bacia do Sul.

A Bacia do Sul possui uma extensão de área de valor próximo a 224.000 km², compreendendo os estados do Rio Grande do Sul e Santa Catarina. Nesta região é predominante a navegação de embarcações cujas dimensões principais comuns são: comprimento de 90m, boca de 15m e capacidade de carga aproximadamente de 3.000 toneladas. As cargas transportadas predominantes nessa região são os grãos, como por exemplo, milho, farelo, óleo vegetal, areia para o consumo na construção civil e carvão energético consumido no Pólo Petroquímico do Sul (COPESUL).



Figura 3.1: Principais Portos e Hidrovias da Bacia do Sul



Figura 3.2: Pólo Petroquímico do Sul

De acordo com a NPCP (*), as relações que determinam quantitativamente as condições do mar em que se navega (à profundidade do trecho), quanto calado do navio, são dadas pela tabela a seguir:

Relação Profundidade (h)/ Calado (T)	
Águas Profundas	$h/T > 3,0$
Águas Intermediárias	$1,5 < h/T < 3,0$
Águas Rasas	$1,2 < h/T < 1,5$
Águas Muito Rasas	$h/T < 1,2$

Tomadas as considerações acima, para a embarcação de projeto que será estudada, sendo a profundidade de navegação igual 8m e o calado de projeto igual a 3,8, temos uma relação de valor equivalente a $h/T = 2,105$, o que podemos concluir que o mesmo se encontra em navegação em águas intermediárias.

3.2. Massa Adicional

É de nossos conhecimentos, que todas as embarcações são projetadas para operar em meio fluido contínuo e líquido. Esse meio, por sua vez, define os efeitos inerciais que envolvem o casco. As forças inerciais da água que atuam no casco são proporcionais à aceleração da superfície da embarcação, envolvendo uma massa de água acelerada junto à massa do navio. O efeito descrito é chamado de *massa adicional hidrodinâmica*. As reações da movimentação das partículas aceleradas sobre o casco modificam o comportamento estrutural do mesmo. O valor da massa adicional hidrodinâmica depende da profundidade do meio fluido e do formato da superfície em análise. Além disso, esse valor pode chegar a ser até 100% da massa do corpo parcialmente submerso e, por isso não devemos ignorar seu valor nos cálculos.

A maioria dos cálculos desenvolvidos faz analogia a uma seção transversal de um cilindro de seções retangulares, elípticas e circulares, devido à simplicidade de suas formas e considerando o corpo flutuando em fluido infinito sem interferências de superfícies próximas. Conhecendo o escoamento do fluido ao redor desses cilindros é possível fazer o cálculo da massa virtual, através do cálculo da energia cinética envolvida no sistema, levando em consideração o movimento do corpo flutuante e das partículas fluídas.

O efeito de massa adicional foi identificado, inicialmente, por Dubua em 1776, a medida que os resultados apresentados nos cálculos das forças hidrodinâmicas atuantes em um objeto em movimento num fluido considerado incompressível e não viscoso

foram distintos dos resultados apresentados experimentais. No entanto, as primeiras expressões matemáticas obtidas para a massa adicional de uma esfera foram desenvolvidas por Green em 1833 e Stokes em 1843. Daí por diante, vários pesquisadores desenvolveram diferentes expressões e coeficientes para o cálculo da massa adicional de um corpo arbitrário.

A seguir será feita uma breve análise dos coeficientes e fórmulas utilizados para a obtenção da massa virtual de um corpo flutuante.

3.2.1. Coeficientes para o cálculo de massa adicional

Como descrito anteriormente, para determinação dos coeficientes de massa adicional será considerado como objeto de estudo a seção transversal de uma embarcação. Quando esta seção penetra o fluido, o mesmo é deslocado para dar passagem ao navio. Quando o navio se projeta para fora do fluido, o mesmo retorna ao seu espaço original, preenchendo-o. Desta forma, podemos dizer que o comportamento do fluido apresenta características que descrevem um movimento oscilatório, cujo efeito é transmitido a todas as partículas do meio.

De acordo com figura a abaixo, a energia cinética do sistema é dada por:



Figura 3.3: Movimento Vertical de Seção do Navio e Partícula Fluida

$$EC = \frac{1}{2}Mv^2 + \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{\infty} m_i v_i^2 \quad (3.1)$$

Onde:

- M = massa do corpo
- v = velocidade vertical (movimento de *heave*)
- m_i = massa da partícula fluida i
- v_i = velocidade da partícula fluida i

A primeira parcela da seção é referente à seção do navio, enquanto a segunda parcela se refere às partículas que se movimentam no meio fluido.

A equação acima pode ser simplificada considerando-se a energia cinética das partículas fluidas como sendo metade do produto da massa total (M') e a velocidade vertical v .

$$EC = \frac{1}{2}Mv^2 + \frac{1}{2}M'v^2 = \frac{1}{2}(M + M')v^2 \quad (3.2)$$

A constante M' , denominada de massa adicional, varia de acordo com as características da seção (forma, boca e calado) e das propriedades do meio fluido.

Para realização desse cálculo, inicialmente considera-se uma seção circular simples de um cilindro de raio “ r ”, parcialmente submerso em um fluido de densidade ρ , flutuando com seu centroide coincidindo com a altura da linha d’água. Será assumido que o cilindro oscila verticalmente e que seu movimento possui pequena amplitude.

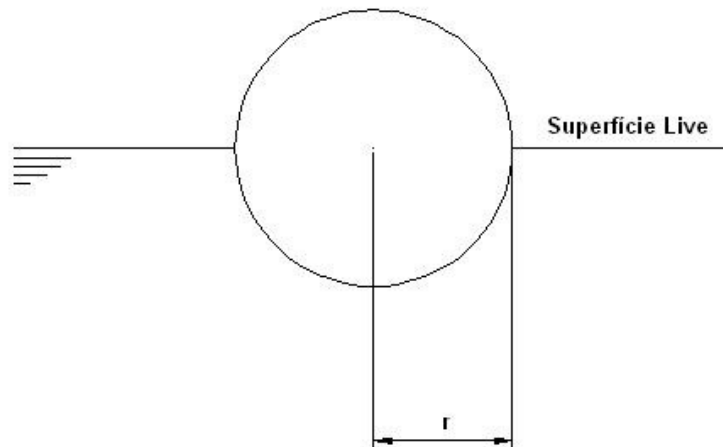


Figura 3.4: Cilindro uniforme de raio r movendo-se verticalmente.

A massa adicional (M') por unidade de comprimento, do movimento de *heave*, para um cilindro totalmente submerso é dada como:

$$M' = \rho\pi.r^2 \quad (3.3)$$

Assim, o valor da massa adicional por unidade de comprimento do cilindro com metade do seu volume submerso vai ser igual à metade da situação em que está totalmente submerso. E levando-se em consideração o comprimento do cilindro, tem-se o seguinte:

$$M' = \frac{1}{2} \int_{-L/2}^{L/2} \rho \pi \cdot r^2 \quad (3.4)$$

Como se pode perceber através da equação acima, a massa de fluido deslocada é numericamente igual a massa do cilindro. Esse resultado revela a importância do conhecimento de massa adicional, que no caso do cilindro, representa um acréscimo de 100% da sua massa total, conforme previsto anteriormente.

No caso do cálculo da massa adicional para seções do navio não se deve utilizar de forma direta as aproximações obtidas através do cilindro, uma vez que essas seções transversais não possuem formas circulares perfeitas como as de cilindros. Com isso, pesquisadores propuseram o uso do método de Transformação Conforme, onde são determinados os resultados para seções típicas do navio a partir dos resultados de uma seção circular.

Esse método considera o escoamento em torno do cilindro e o transforma para um escoamento em torno de uma seção com outra forma, de modo que a energia cinética do movimento seja obtida e, portanto, determinada a massa adicional da seção considerada. A expressão que representa a massa adicional ocasionada pelo movimento vertical da seção, por unidade de comprimento, é dada por:

$$M' = \lambda_{33} = \rho \frac{\pi B^2}{8} k_{33} \quad (3.5)$$

Onde:

- ρ = massa específica do fluido [kg/m³]
- B = boca do navio na seção considerada
- K_{33} = coeficiente de correção de massa adicional vertical, baseado na transformação conforme.

Após encontrar os coeficientes de correção de massa adicional para cada seção, devemos levar em consideração que o escoamento real em torno do casco é tridimensional e não bidimensional, como obtido.

Uma correção proposta por Townsin através de uma formulação que utiliza o parâmetro J_n é apresentada a seguir:

$$J_n = 1,02 - 3\left(1,2 - \frac{1}{n}\right) \frac{B}{L} \quad (3.6)$$

Onde:

- n = número de nós de cada modo de vibração considerado
- B = boca da seção considerada
- L = comprimento entre perpendiculares da embarcação

Quanto maior o número de nós do modo de vibração (n) menores serão os valores de J_n .

A seguir, serão apresentados diferentes métodos para obtenção dos coeficientes de correção de massa adicional (K_{33}) de acordo com cada caso.

Os coeficientes de correção de massa adicional vertical para águas rasas levam em consideração o coeficiente de área β e a razão entre a profundidade, onde está operando a embarcação, e o calado.

Com base em dados experimentais Prohasky desenvolveu através de análises, considerando pequenas amplitudes de oscilação, curvas do coeficiente K_{33} de acordo com o coeficiente de área de cada seção β e razão entre profundidade (h) e o calado (T). Os dados obtidos foram plotados como podemos ver na figura a seguir:

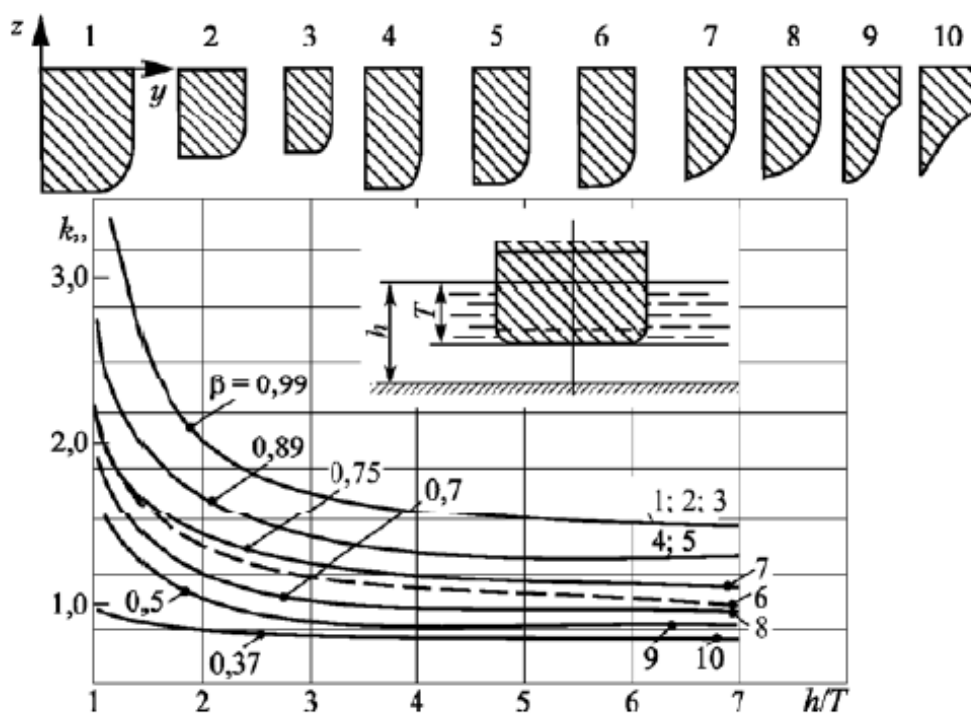


Figura 3.5: Curvas de relação entre K_{33} e a forma para águas rasas.

De acordo com o gráfico apresentado acima, podemos notar a presença de pontos que relacionam diferentes seções (dispostas na parte superior do gráfico e numeradas de

1 a 10) às curvas dos β correspondentes. Em seções mais retangulares, o valor de β é alto, enquanto nas seções mais esbeltas, β se apresenta com valores menores.

No geral, espera-se que os valores de massa adicional para águas rasas sejam maiores do que em águas profundas, uma vez que os valores de K_{33} dos gráficos diferem. Enquanto no caso estudado para águas profundas, os mesmos podem variar, aproximadamente, até um valor máximo de 1.5. Já nos estudos realizados para águas rasas, o coeficiente de correção K_{33} alcança valores máximo de aproximadamente 3.

O intuito do projeto em questão é a análise da influência das massas adicionais sobre os modos de vibração da embarcação *Germano Becker*, que opera em águas rasas. Para estes fins, será desenvolvida uma tabela com os valores dos coeficientes em função dos parâmetros utilizados, no intuito de se facilitar o processo de determinação desses coeficientes, por meio de interpolações lineares entre as curvas com base nos parâmetros considerados.

4. CASO DE ESTUDO

4.1. A Embarcação de Projeto

Para os estudos que serão desenvolvidos ao longo deste projeto será adotada a embarcação *Germano Becker*, considerada como o maior navio de navegação fluvial do país. Este navio, do tipo graneleiro, foi projeto para operar na Lagoa dos Patos, onde a maior parte do seu trecho de navegação é dada em águas rasas. A figura a seguir ilustra a embarcação escolhida em operação.

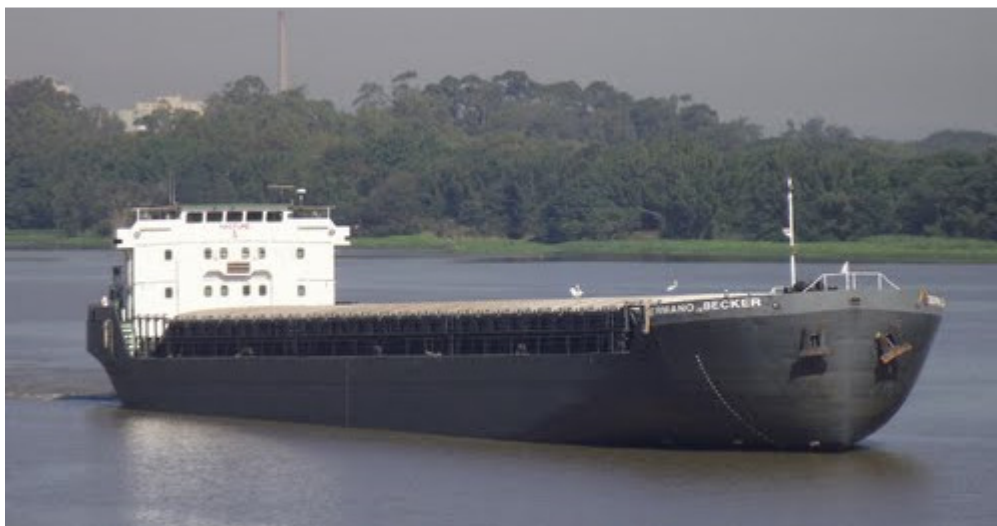


Figura 4.1: Embarcação de Projeto Germano Becker.

As características principais da embarcação Germano Becker são apresentadas abaixo:

Tabela 4.1: Características Principais da Embarcação de Projeto.

Navio Graneleiro Germano Becker	
Comprimento Total (LOA)	110.04 m
Comprimento entre Perpendiculares (Lpp)	105.14 m
Boca Moldada (B)	16.20 m
Pontal Moldado (D)	5.25 m
Calado de Projeto (T)	4.50 m

4.2. Método dos Elementos Finitos

Para a obtenção de resultados mais refinados na análise de cálculos estruturais, é extremamente comum, utilizar como ferramenta, o método de elementos finitos. Esse método apresenta resultados mais satisfatórios, quando comparado aos demais.

A utilização do método de elementos finitos (FEM – FiniteElementMethod) permite substituir as estruturas em análise por uma série de elementos, que apresentam um comportamento estrutural contínuo, sendo assim, chamados de elementos finitos. Esses, por sua vez, conectados através de nós.

O resultado obtido possui valor aproximado para cada elemento considerado, quando comparado ao original devido às cargas e condições de contorno aproximadas. Porém, quando se é levado em consideração os resultados de todo o conjunto, de todos os elementos estudados, esses irão convergir para uma solução exata em relação ao membro estrutural completo.

A partir de simulações realizadas no modelo estrutural, é possível verificar se uma estrutura em análise atende aos seus requisitos funcionais através da sua resposta ao carregamento dinâmico aplicado. Desta maneira, pode ser determinado qual o parâmetro estrutural que mais interfere na resposta dinâmica estrutural e assim, adequar a estrutura de acordo com sua funcionalidade, tornando-a melhor.

4.3. Modelo Tridimensional

Para a realização das análises dos modos de vibração e frequências naturais da superestrutura do navio Germano Becker, foi utilizado, como base, um modelo tridimensional do casco da embarcação, já desenvolvido. A partir da estrutura do casco, a superestrutura da embarcação pode ser modelada corretamente, isto é, foi verificado, por exemplo, os pontos de coincidência entre anteparas pertencentes ao casco e a superestrutura e, assim, permitir a continuidade estrutural, para que as análises possam ser efetuadas.

Todo o modelo foi desenvolvido no *Software Rhinoceros 4.0*. Sua complementação: a análise no módulo 'Modal' – específico para análise dos modos de vibração de uma estrutura foi desenvolvida através *Software Ansys Workbench*.

4.4. Modelo Rhinoceros

Como descrito previamente, para a elaboração do estudo em análise foi utilizado o modelo tridimensional do casco nos padrões do *Software Rhinoceros*. O navio Germano Becker possui um corpo paralelo com quatro porões destinados a granéis, praça de máquinas, região de proa e região de popa. A divisão dos porões é feita através de anteparas corrugadas, e as demais divisões ao longo da embarcação são feitas através

de anteparas transversais estanques convencionais. A ilustração abaixo apresenta o casco pré-modelado.

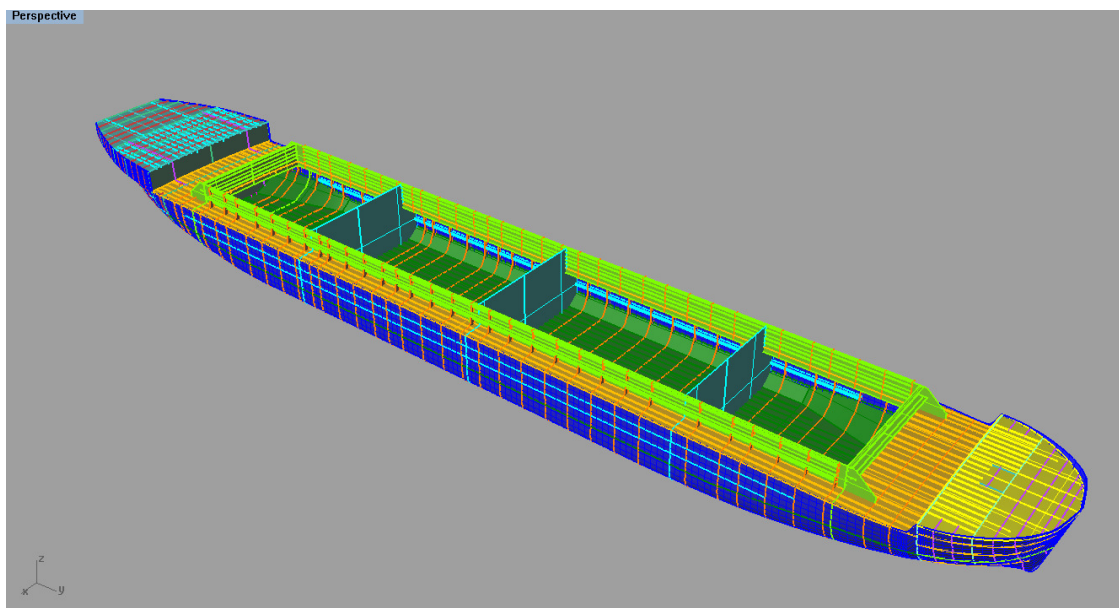


Figura 4.2: Representação do Casco no *Software Rhinoceros*.

Ao longo do comprimento da embarcação há um total de 181 cavernas, do espelho de popa (-5) até a proa (176), onde neste valor estão inclusas também anteparas transversais (corrugadas e convencionais) e cavernas gigantes e simples. Para um melhor detalhamento, o arranjo geral da embarcação encontra-se no anexo deste relatório.

A superestrutura, principal área de interesse para análise, possui um total de 20 cavernas, começando da caverna -1, mais a popa, até a caverna 18, mais a vante. Os espaçamentos entre as cavernas são iguais 600 milímetros. Abrange um total de 3 conveses, sendo estes: Convés Superior, Convés do Passadiço e Convés do Tijupá.

As figuras apresentadas a seguir, da esquerda para a direita, caracterizam, estruturalmente, os conveses: superior, do passadiço e o tijupá da superestrutura do navio de projeto:

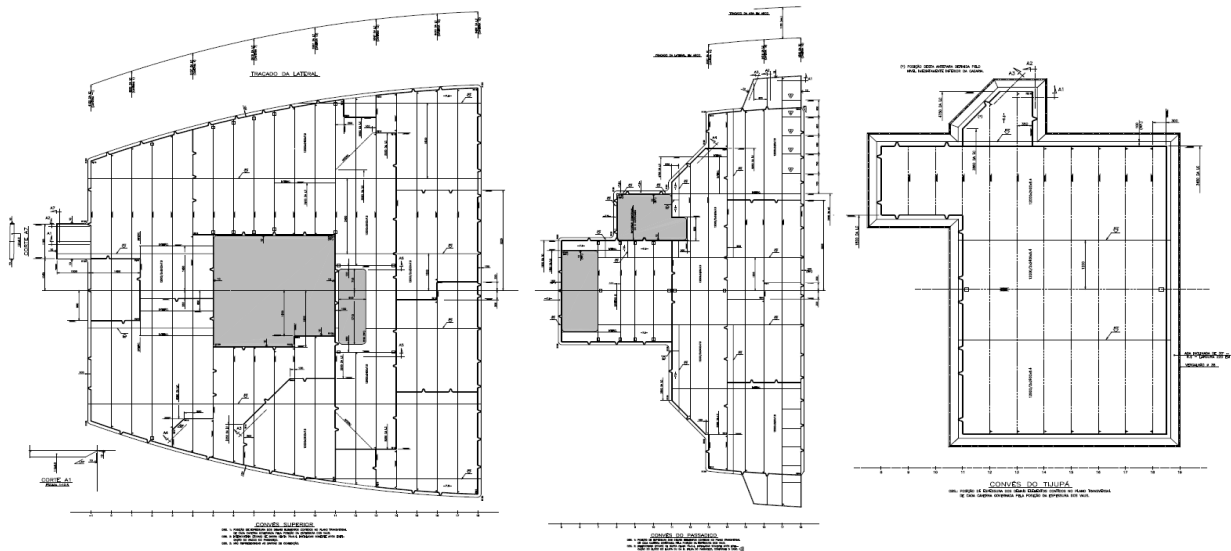


Figura 4.3: Representação Estrutural dos Conveses da Superestrutura.

A modelação da superestrutura foi realizada, principalmente, com o auxílio dos planos estruturais. Através desses planos, inicialmente, foi feita identificação, por cavernamento, para cada convés e estabelecendo a seguinte configuração:

Tabela 4.2: Especificação dos Conveses por Cavernamento

Conveses	Cavernas	
	Início	Final
C. Superior	-1	18
C. Passadiço	5	18
C. Tijupá	8	19

Após a identificação, a modelação foi feita para um convés de cada vez, considerando todas as anteparas pertencentes e reforços longitudinais, transversais e intercostais. Ao longo do processo de cada etapa, o modelo foi submetido a testes de compatibilidade no Software ANSYS, verificando sua continuidade, corrigindo os erros estruturais apontados e adequando às exigências do software para realização da próxima análise (considerando a massa adicional).

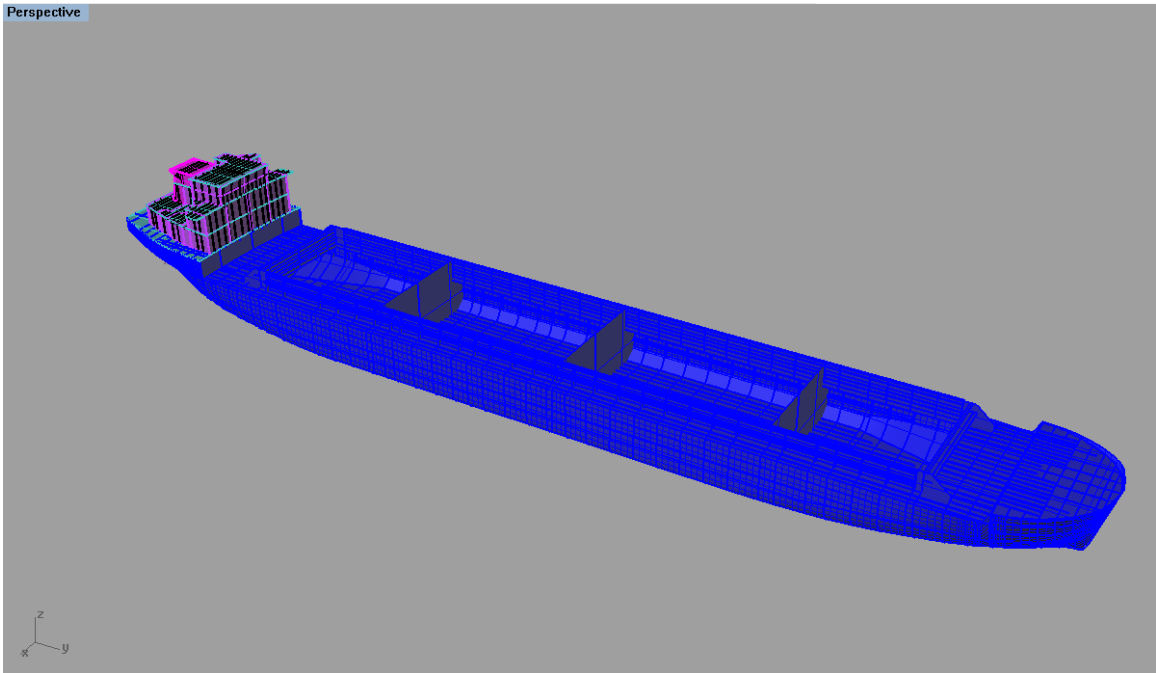


Figura 4.4: Representação geral Casco + Superestrutura no *Software Rhinoceros*

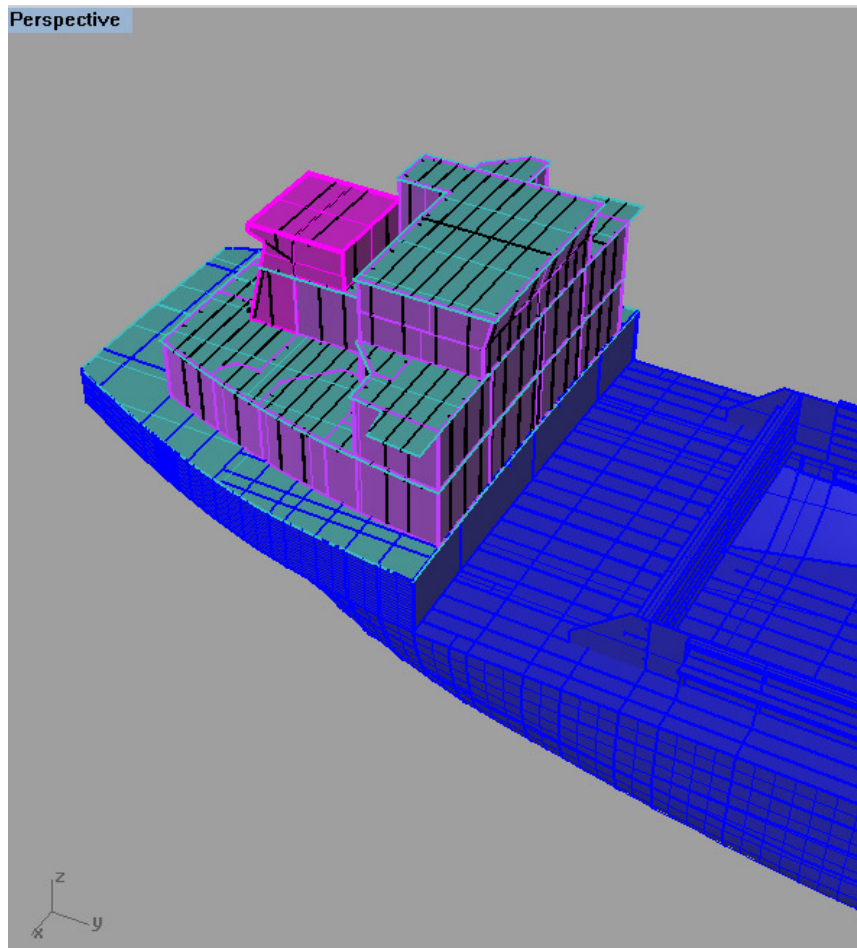


Figura 4.5: Representação da Superestrutura no *Software Rhinoceros*.

4.5. Cálculo da Massa

As parcelas referentes às massas distribuídas ao longo do modelo foram consideradas, para que as análises sejam feitas levando em consideração o deslocamento que o navio apresenta referente à condição de carregamento e também o valor referente à massa adicional.

O peso estrutural já se inclui no modelo, uma vez que cada elemento e chapeamento representados possuem uma espessura definida e massa específica do aço comum equivalente a 7850 kg/m^3 .

Ao longo da distribuição das massas no modelo, foram acrescentados os valores correspondentes ao deslocamento e à massa adicional do mesmo.

4.5.1. Massa Estrutural

A massa estrutural foi calculada no módulo Modal do ANSYS, sendo a massa específica do aço comum de 7850 kg/m^3 . A massa obtida corresponde a 1040,5 toneladas.

4.5.2. Massa Adicional

Os procedimentos explicados a seguir foram utilizados para o cálculo das massas adicionais de cada seção transversal da embarcação Germano Becker.

4.5.2.2. Águas Rasas

Basicamente, os desenvolvimentos dos cálculos tiveram a mesma linha de raciocínio utilizada para águas profundas. Para facilitar o cálculo da massa adicional, foi desenvolvida uma tabela com os valores do coeficiente de massa adicional vertical k_{33} , em função do coeficiente de área $\beta (=S/B.T)$ e da razão entre profundidade e calado (h/T).

Com os dados tabelados, foi desenvolvida uma macro para identificar todos os coeficientes de acordo com a curva β e as razões de profundidade e calado. Desta forma. A macro reconhece os parâmetros e realiza interpolações lineares entre os coeficientes de

massa adicional vertical de cada curva e depois entre as curvas de β . Sendo assim, também, foram obtidos uma boa aproximação para os valores esperados.

Os coeficientes de massa adicional vertical de cada seção foram obtidos utilizando-se uma profundidade, considerada como crítica de 5 (cinco) metros. Com os coeficientes de massa adicional vertical de cada seção foram calculadas as massa por unidade de comprimento, como citado e realizado no subitem anterior.

4.5.2.3. Aplicação

Para obter a massa adicional utilizada no modelo, foi feito o produto entre a média das massas por unidade de comprimento, entre duas cavernas consecutivas, e a extensão longitudinal entre estas. Estes cálculos foram efetuados para todos os intervalos entre cavernas ao longo de todo o comprimento de linha d'água da embarcação.

A fim de tornar o modelo o mais próximo do real possível, as massas serão aplicadas no nós (posicionados nas cavernas consideradas) de forma proporcional a área submersa de cada seção. Para tal será feito então produto entre o somatório das massas adicionais verticais e uma porcentagem de área relativa ao somatório de todas as áreas submersas, com base na equação apresentada a seguir:

$$M.A.(x) = \frac{\text{Área Submersa}(x)}{\sum \text{Área Submersa}(x)} \cdot \sum (M. \square) \quad (4.2)$$

Devemos ainda lembrar que esta massa deve ser corrigida para as considerações da forma real da embarcação (tridimensional), de acordo com cada modo de vibração que será analisado. Esta correção se dá apenas pelo produto entre a massa adicional vertical (M.A(x)) pelo coeficiente J(n) calculado pela fórmula de Townsim, já apresentada ao final do subitem 3.2.1, sendo n o valor que representa cada nó.

Sendo assim, obteve-se um valor igual a 17896.822t.

A tabela desenvolvida para fins de cálculos encontra-se no Anexo I do presente projeto.

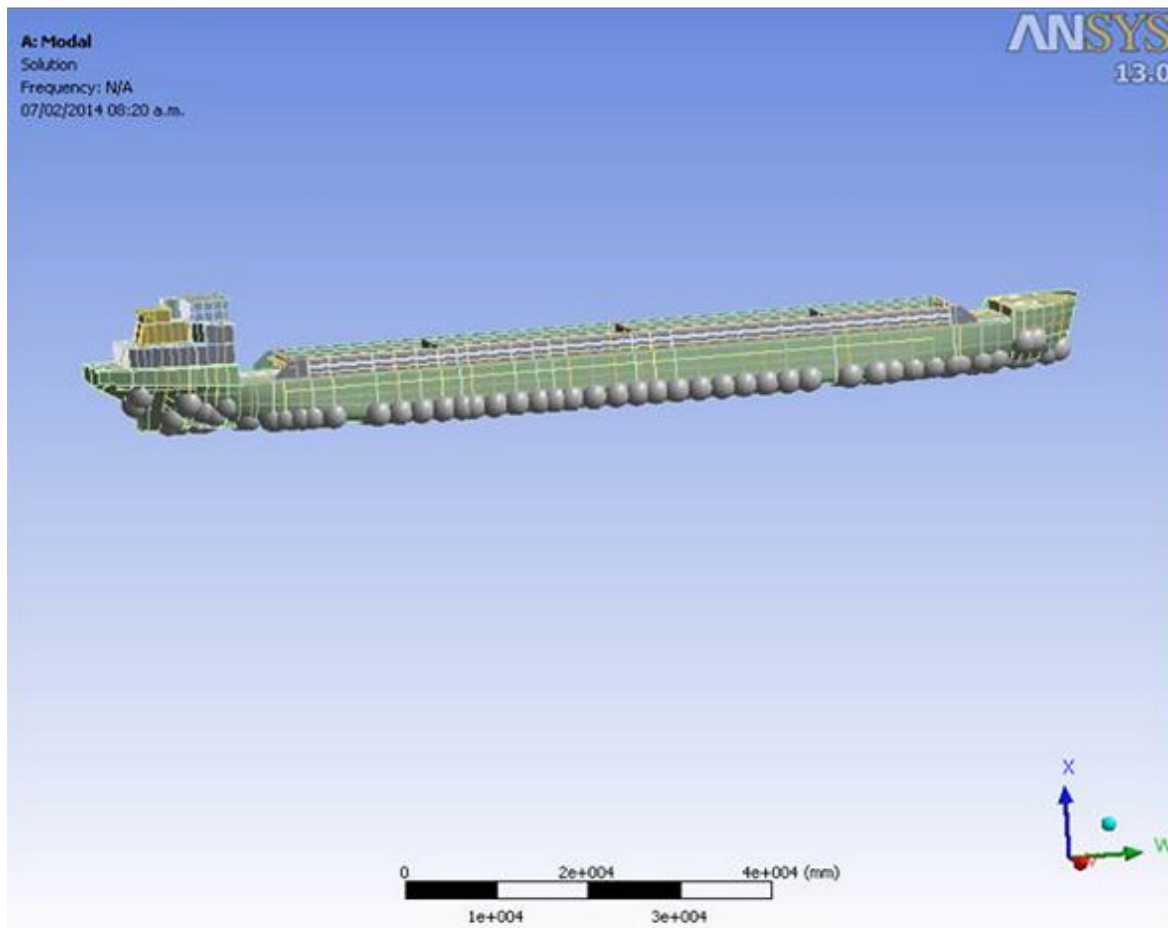


Figura 4.6: Representação dos pontos de Massa Adicional no *Software ANSYS*.

4.5.3. Modelo ANSYS

Com base no modelo do Rhinoceros, foi então exportado em formato .igs para o Ansys Workbench, e dentro do programa foram definidas as espessuras de cada chapeamento e reforço, que está apresentado no croqui da seção mestra.

Após inserir todas as espessuras, considerando a massa específica de 7850 t/m^3 , tem-se automaticamente no modelo o peso da estrutura, como dito anteriormente. Então é necessário que sejam aplicados pontos de massa que representem o deslocamento no calado de projeto $T = 3,8\text{m}$, e também que se acrescente o valor da massa adicional.

Considerando que a massa adicional varia para cada modo de vibração, foram desenvolvidos 4 diferentes modelos equivalentes aos 4 primeiros modos de vibração vertical em águas rasas.

O valor referente ao deslocamento é o mesmo para cada um dos 4 modelos, variando apenas de seção para seção. Os únicos valores de ponto de massa que mudam de modelo para modelo são os referentes à massa adicional.

Com as espessuras especificadas no modelo e os pontos de massa aplicados em suas posições, para se obter os modos de vibração bem definidos, foram fixadas as rotações em torno dos eixos X e Y, deixando livre a vibração do eixo Z apenas o necessário para que os modos verticais fossem obtidos.

5- RESULTADOSE COMPARAÇÕES

Levando em consideração todos os parâmetros e a aplicação dos conceitos apresentados necessários ao desenvolvimento, o modelo pode ser analisado e por fim gerados os resultados através do Software *ANSYS*.

Para o cálculo dos modos naturais de vibração foi realizada uma varredura de frequências partindo de 0,01Hz (a fim de se evitar os modos de corpo rígido) e dos 200 autovalores e autovetores de forma a se abranger, inicialmente, os valores para os modos de vibração longitudinal e torsional considerando apenas a superestrutura. Para o modelo foi analisado somente o primeiro modo de vibração.

A tabela apresentada a seguir é composta pelos resultados obtidos dos modos de vibração calculados:

Tabela 5.1: Modos e Frequências de Vibração da Superestrutura

Modos	Frequência (Hz)	Nós
1º Modo Longitudinal	78.10 Hz	2
1º Modo Torsional	87.27 Hz	1

- Primeiro Modo de Vibração Longitudinal:

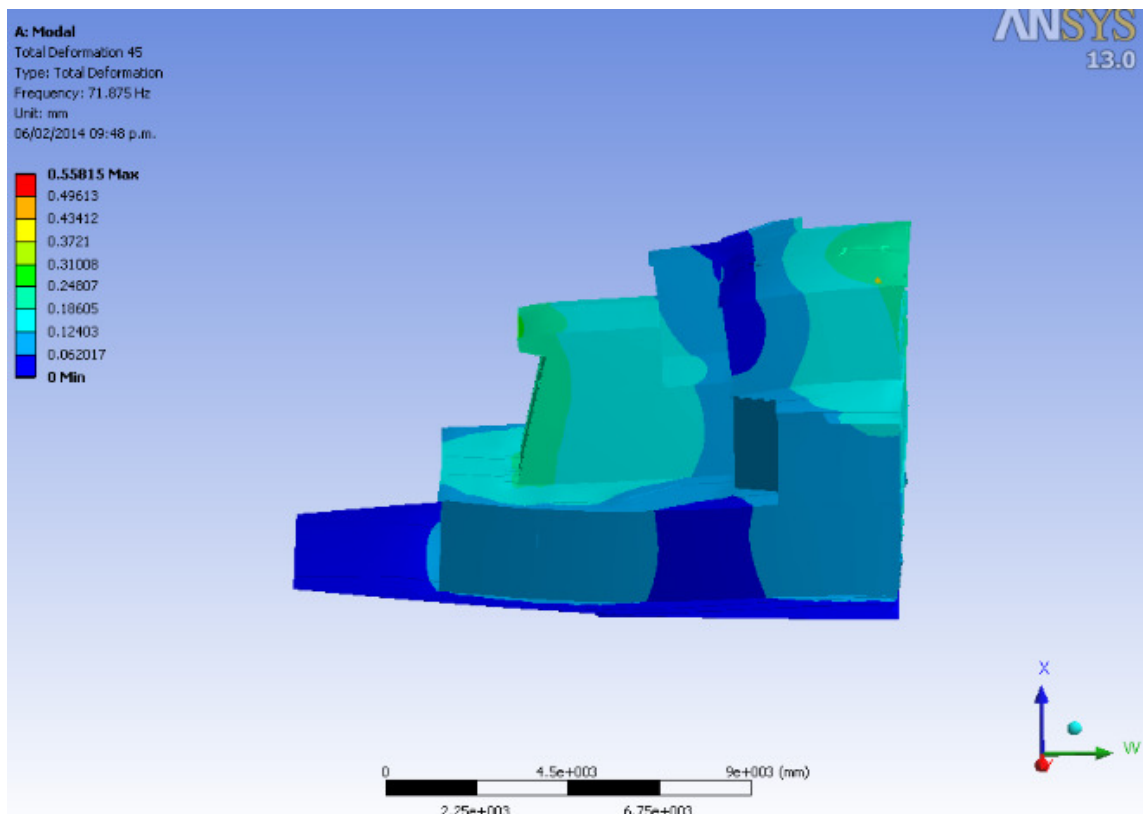


Figura 5.1: 1º Modo de Vibração Longitudinal

- Primeiro Modo de Vibração Torsional:

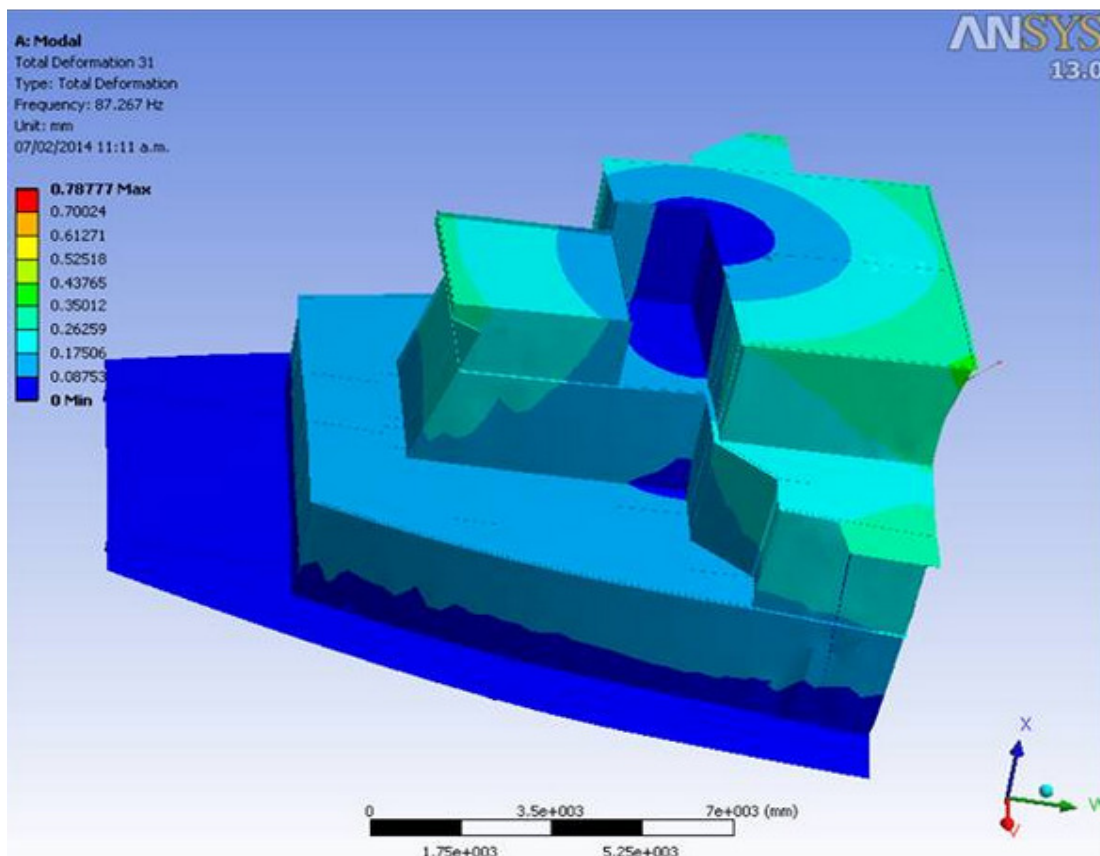


Figura 5.2: 1º Modo de Vibração Torsional

Nos cálculos dos modos naturais de vibração vertical global, considerando o conjunto “CASCO + SUPERESTRUTURA”, foi realizada uma varredura de frequências partindo de 0,01Hz (a fim de se evitar os modos de corpo rígido) e dos 20 primeiros autovalores e autovetores de forma a se abranger, inicialmente, os valores para os 4 modos de vibração global vertical.

A tabela apresentada a seguir é composta pelos resultados obtidos dos modos de vibração calculados:

Tabela 5.2: Modos e Frequências de Vibração Global

Modos	Frequência Vertical (Hz)	Nós
1º Modo Vertical	0.89 Hz	1
2º Modo Vertical	2.11 Hz	2
3º Modo Vertical	3.48 Hz	3
4º Modo Vertical	4.77 Hz	4

- Primeiro Modo Global de Vibração Vertical:

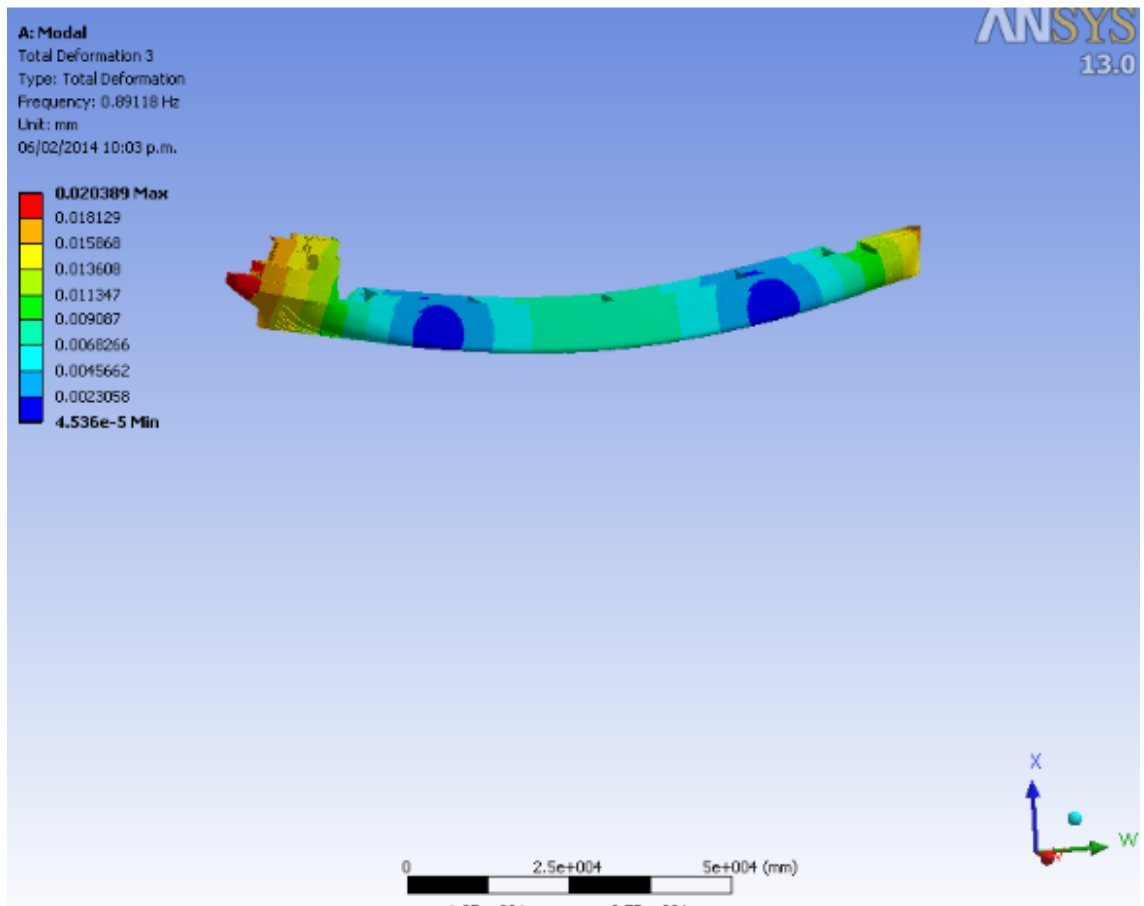


Figura 5.3: 1º Modo Global de Vibração Vertical

- Segundo Modo Global de Vibração Vertical:

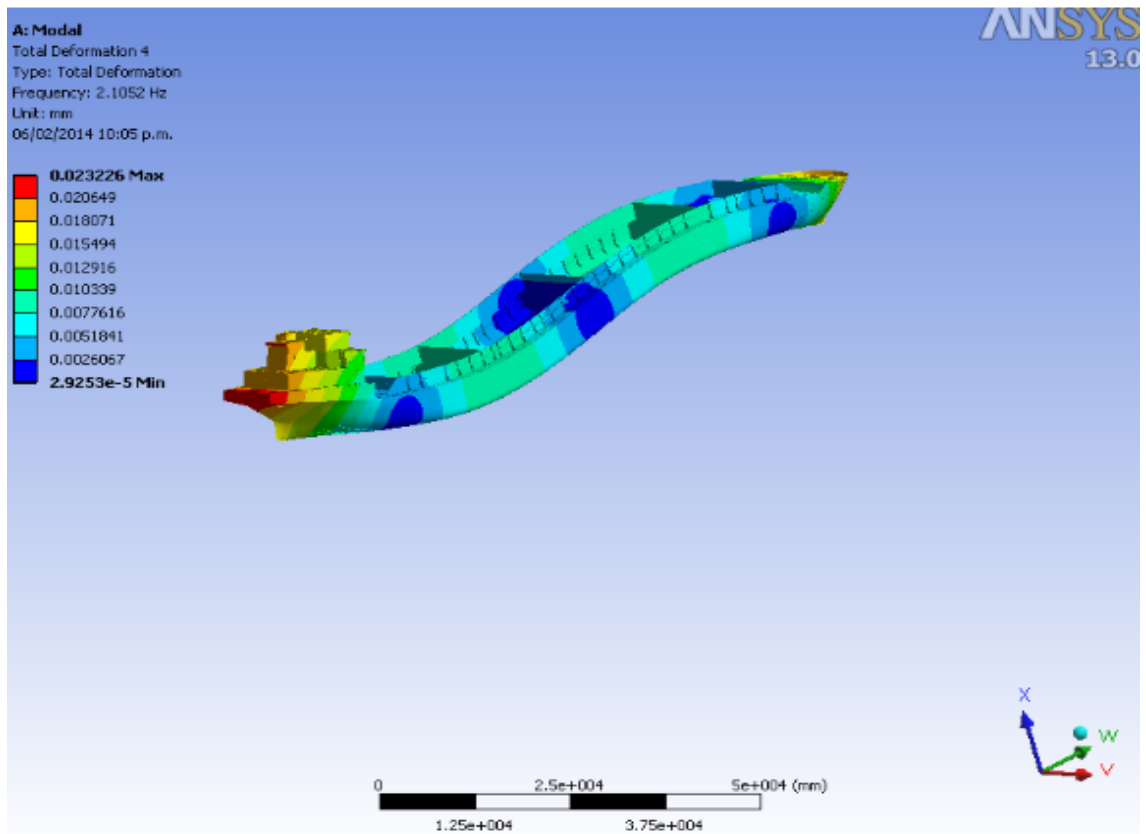


Figura 5.4: 2º Modo Global de Vibração Vertical

- Terceiro Modo Global de Vibração Vertical:

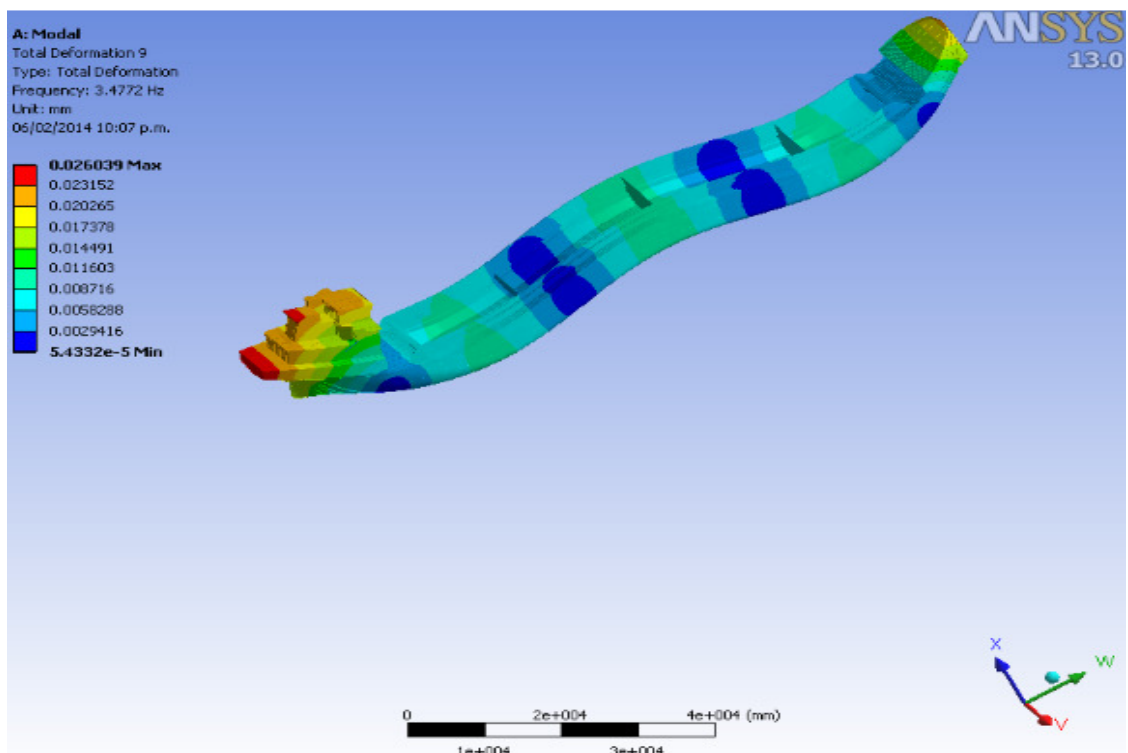


Figura 5.5: 3º Modo Global de Vibração Vertical

- Quarto Modo Global de Vibração Vertical:

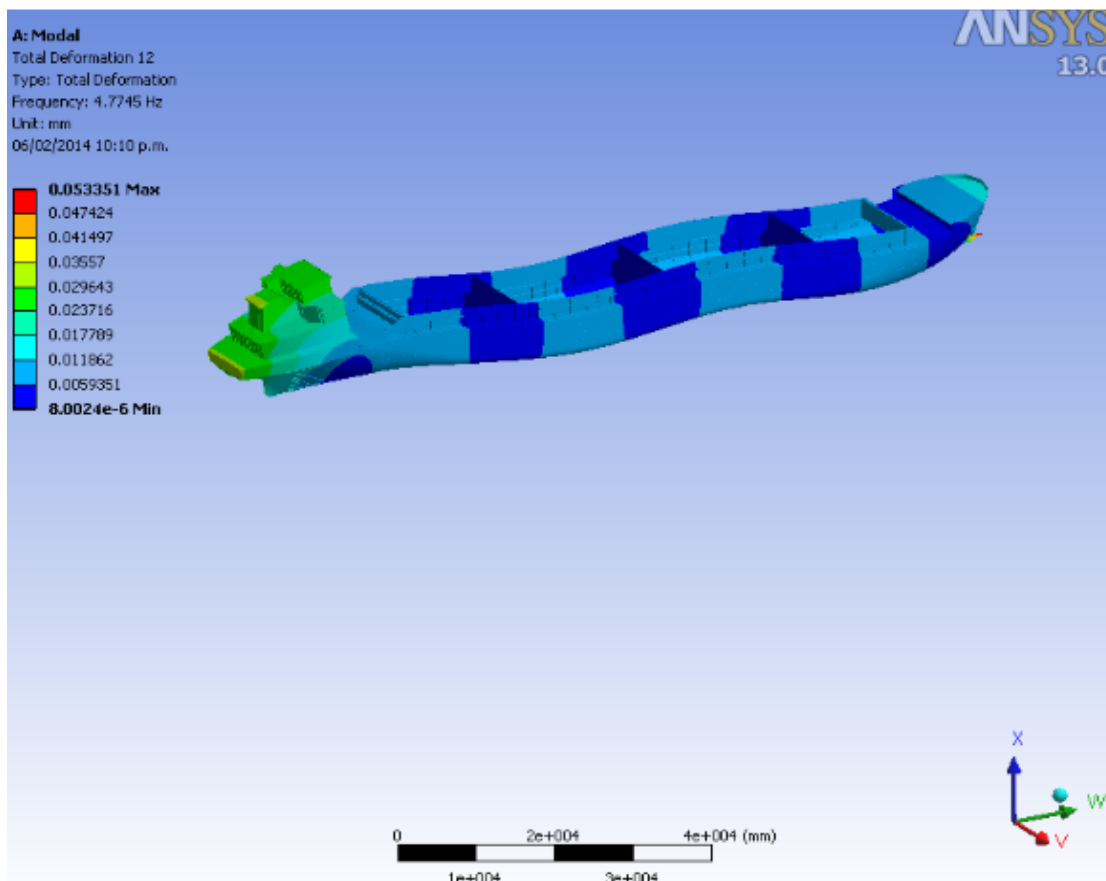


Figura 5.6: 4º Modo Global de Vibração Vertical

A partir dos resultados gerados, foi realizar um estudo comparativo considerando os dados de frequência vertical global do projeto desenvolvido pela aluna Juliana Esquivel (*), com o intuito verificação da discrepância entre o modelo tridimensional utilizando apenas o casco de embarcação e o modelo desenvolvido neste projeto (casco + superestrutura).

Tabela 5.3: Comparação dos Modos de Vibração entre Casco e “Casco + Superestrutura”

Resultados			
Modos de Vibração	Modelo 3D - Casco	Modelo 3D – Casco + Superestrutura	Diferença
1º Modo	0.657 Hz	0.89 Hz	26,18%
2º Modo	1.531 Hz	2.11 Hz	27,44%
3º Modo	2.444 Hz	3.48 Hz	29,77%
4º Modo	3.382 Hz	4.77 Hz	29,11%

Para melhor visualização e comparação, os resultados obtidos pelos modelos foram plotados no gráfico apresentado abaixo:

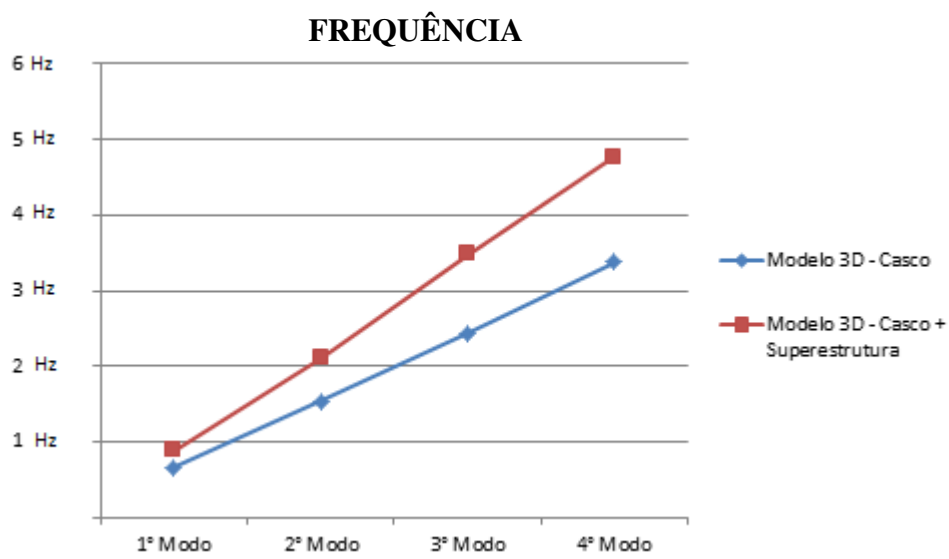


Figura 5.7: Comparação entre Frequências Naturais dos 4 primeiros Modos de Vibração Global

6- CONCLUSÕESE RECOMENDAÇÕES

O desenvolvimento deste projeto possibilitou verificar a real influência, quantitativa e qualitativamente, da interferência que o escoamento ao redor do casco provoca na massa adicional, no caso presente a massa adicional vertical, levando ao reconhecimento de que ocorre uma queda nos valores das frequências naturais dos modos de vibração, podendo ocasionar algum problema maior de ressonância, em que a vibração da estrutural global do casco coincida com a frequência de operação dos motores e equipamentos em geral e sustentabilidade da tripulação.

A análise utilizada permite identificar qual é a faixa de valores de frequência na qual o navio irá vibrar, na fase inicial de projeto, tornando possível então que na escolha de equipamentos selecionados para operação a bordo que atuem em uma faixa de frequência daquelas que coincidem com as condições de ressonância.

Embarcações que operam em águas muito rasa e maior massa adicional, apresentam frequências naturais menores. Em contra partida, navios que apresentam um menor calado e navegam a uma profundidade maior, tem sua massa adicional diminuída e conseqüentemente a frequência aumentada.

O desenvolvimento de uma modelação tridimensional apurada possibilita a identificação de problemas de ressonância em navio já construídos.

A quantidade de conveses implicou no desenvolvimento dos cálculos. Podemos dizer que uma superestrutura de menor altura total, caracteriza uma estrutura mais rígida, menor influência das forças externas atuante.

Como recomendação para trabalhos futuros, é válido calcular os resultados para frequências naturais de vibração longitudinal tomado por medidas reais com os cálculos teóricos apresentados ao longo deste projeto (aplicação da fórmula de Durkey), para uma melhor apuração e conclusão de resultados.

Pode-se concluir, portanto, que o estudo realizado com um modelo tridimensional objetivando a determinação dos modos de vibração se apresenta de maneira satisfatória em virtude do prazo corrido.

7- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Brasil, R.S. – “Efeitos da Massa Adicional em Águas Rasas na Análise de Vibração de Embarcações”
- [2] Mello, T.S. – “Comparação Numérico-Experimental da Vibração de Navios que Operam em Águas Rasas”
- [3] NCPC – Normas e Procedimentos para Capitania dos Portos - www.mar.mil.br
- [4] Troyman, Antonio Carlos R.; Lopes, Tiago Alberto P. – “Apostila de Vibrações do Navio” – Laboratório de Estruturas Navais, COPPE/UFRJ.
- [5] Birkhoff, G.: Hydrodynamics. Princeton Univ. Press, Princeton, 1960
- [6] Korotkin, A. I., “Added Mass for Ship Structures”, ed. Springer, 2007
- [7] American Bureau of Shipping - ABS, Guidance Notes on Ship Vibrations, 2006
- [8] Inman, D.J, “Engineering Vibration”, 2 ed New Jersey, 2001
- [9] Rao, S., “Vibrações Mecânicas”, 4ed São Paulo, 2008