



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

LUCAS DE MOLINER

ESTUDO DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DE UMA EMBARCAÇÃO EM ESCALA REDUZIDA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ENGENHARIA NAVAL

2014

JOINVILLE

ESTUDO DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DE UMA EMBARCAÇÃO EM ESCALA REDUZIDA

Prof. Dr. Eng. Thiago Antonio Fiorentin

Orientador

Universidade Federal de Santa Catarina

ENGENHARIA NAVAL

Joinville,

Universidade Federal de Santa Catarina

18 de julho de 2014

Moliner, Lucas

Estudo do comportamento vibratório de uma embarcação em
escala reduzida / Lucas Moliner ; orientador, Thiago
Antonio Fiorentin - Joinville, SC, 2014.

59 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Naval. 2. Análise Modal. 3. Viga-navio.
4. Massa Adicional. I. Fiorentin, Thiago Antonio. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em
Engenharia Naval. III. Título.

ESTUDO DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DE UMA EMBARCAÇÃO EM ESCALA REDUZIDA

Esta Monografia foi julgada adequada para obtenção do Título de Engenheiro Naval, e aprovada em sua forma final pelo programa de Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville, 18 de julho de 2014.

Prof. Dr. Lucas Weihmann
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Modesto Hurtado Ferrer
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

“Não se pode ensinar alguma coisa a um homem; apenas
ajudá-lo a encontrá-la dentro de si mesmo”.

GALILEU GALILEI

AGRADECIMENTOS

A Deus por tornar possível.

A toda a minha família, porém agradeço especialmente meu pai e minha mãe pelos esforços diários e, principalmente, pelo companheirismo dedicado e indispensável em minha formação acadêmica.

A minha namorada Camila Oliveira, pelo carinho e motivação dada nos últimos anos de graduação.

Agradeço a meu amigo e orientador Thiago Fiorentin, pelo esforço dedicado para a realização desse trabalho e pela contribuição em minha vida profissional.

A equipe do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) por ceder os equipamentos e facilitar a realização desse trabalho

A todos os amigos que tive durante a graduação pelo companheirismo e aconselhamento.

RESUMO

Vibração em embarcações é um tema de alta complexidade, pois podem ser induzidas por diferentes fontes como, por exemplo, máquinas, equipamentos, ondas, ventos e efeitos hidrodinâmicos. Esse trabalho visa o entendimento do comportamento vibratório de uma embarcação em escala reduzida e aborda a excitação dada pelo motor da embarcação e o campo de pressão gerado pelo hélice propulsor. Durante o projeto de novas embarcações recomenda-se calcular suas propriedades dinâmicas, tais como frequências naturais e modos de vibração da viga-navio. Tal estudo dos modos de vibração tem por objetivo facilitar a conclusão, através de métodos analíticos, ainda nas fases preliminares de estudo de modo a obter embarcações menos suscetíveis ao fenômeno da ressonância. Em caso de ressonância, além de ser indesejável por provocar desconforto aos usuários e movimentação das cargas, a vibração excessiva compromete a estrutura do casco, das subestruturas do navio e dos componentes mecânicos e eletrônicos. Para tanto, foi realizada a análise experimental e uma análise analítica de uma embarcação em escala reduzida. Os modelos analíticos que representam a análise modal tanto na condição livre-livre quanto na condição molhada, sendo estas a viga de Euller-Bernoulli e o modelo da viga-navio, respectivamente, apresentaram erro máximo de 10,65%, essa diferença ocorre por motivos de simplificações e falta do completo domínio das propriedades mecânicas da embarcação. Em um segundo momento, será avaliada a condição de operação da embarcação, através da ODS, tal procedimento permite concluir que a frequência natural da embarcação é excitada durante o funcionamento, dada a frequência de rotação do motor, frequência passagem das pás e a combinação destas.

Palavras-chave: Análise modal, operational deflection shapes, modelo da viga-navio, massa adicional hidrodinâmica.

ABSTRACT

Vibration on vessels is a high complexity theme, they can be induced by different sources as, for example, machinery, equipment, waves, winds and hydrodynamic effects. This project focuses on the vibration behavior of a scaled vessel and discusses the excitation forces by the main engine and the generated pressure field generated by its propeller. While a new vessel is being projected it is recommended to estimate its dynamic properties, such as natural frequencies and mode shape of the ship hull beam. Such study aims to make easier the conclusion, by analytical methods, still in the early design stages to obtain vessel less susceptible to the phenomena of resonance. The reason an engineer is trying to avoid the resonance on his project is because, besides being uncomfortable for the crew and the possibility of cargo movement, the excessive vibration commits the ship's hull structure, the substructures of the ship, mechanical and electronic components. Thinking of that, was performed an experimental analysis and analytical one on a reduced scale vessel. The analytical models that represents the modal analysis in the free condition and in the wet condition are the Euler-Bernoulli and the hull ship beam, respectively, show a maximum error of 10,65%, this difference occurs for simplification and missing of complete domination of the mechanical properties of the vessel purposes. In a second moment, this project will evaluate the vessel operation condition, trough ODS, such procedure allows finding out which vessel's natural frequency is excited during the operation of the ship, given the engine rotation rate, the frequency of the propeller blades and a combination of those.

Keywords: Modal analysis, operational deflection shapes, ship hull beam, hydrodynamic added mass.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Frequências comumente excitadas em estruturas navais.	15
Figura 2: Sistema massa-mola-amortecedor.	18
Figura 3: (a) Conceito de impulso unitário e (b) respectiva resposta de um sistema de 1 GL.	19
Figura 4: Resposta de um sistema de 1GL no domínio da frequência.....	19
Figura 5: Exemplo de viga em flexão.	20
Figura 6: Elemento de viga em flexão.	21
Figura 7: Modelo da viga-navio.....	24
Figura 8: Martelo de excitação.	27
Figura 9: Tempo de contato e frequência de excitação.....	28
Figura 10: Embarcação Analisada.	29
Figura 11: Pontos de medição da análise modal.	30
Figura 12: FRF do ponto 3 (força) em relação ao ponto 8 (aceleração).	31
Figura 13: Modelo da geometria utilizada para visualização da análise modal livre-livre.	32
Figura 14: Função resposta em frequência e Coerência do ponto 17 em relação ao ponto 3.....	32
Figura 15: Primeiro modo de vibração da embarcação, frequência de 238,41 Hz.....	33
Figura 16 Procedimento de impactação.	34
Figura 17: Modelo da geometria utilizada para visualização da análise modal molhada.	35
Figura 18: FRF e coerência com excitação no ponto 3 e resposta no ponto 17.	35
Figura 19: Primeiro modo de vibração da embarcação, frequência de 192,45 Hz.....	36
Figura 20: Pontos onde foram feitas as medições de aceleração para a ODS.....	37
Figura 21: Acelerômetro fixado no ponto de referência.	37
Figura 22: Acelerômetro responsável pela medição das acelerações no detalhe no ponto 40.	38
Figura 23: Modelo de geometria utilizada para visualização da ODS livre-livre.	39
Figura 24: CrossPower Spectrum resultante dos 40 pontos.....	39
Figura 25: Primeira forma de vibração, frequência de 146,6 Hz.	40
Figura 26: Segunda forma de vibração, frequência de 238 Hz.	40
Figura 27: Terceira forma de Vibração, frequência de 294 Hz.....	41
Figura 28: Pontos de medição e equipamentos utilizados.	42
Figura 29: Embarcação pronta para ser realizada a ODS.....	42
Figura 30: Geometria utilizada para visualização da ODS molhada.....	43
Figura 31: CrossPower Spectrum resultante dos 40 pontos.....	43
Figura 32: Primeira forma de vibração, frequência de 33 Hz.	44
Figura 33: Segunda forma de vibração, frequência de 66 Hz.	44
Figura 34: Terceira forma de vibração, frequência de 162 Hz.....	45
Figura 35: Quarta forma de vibração, frequência de 192 Hz.....	45
Figura 36: Seção Mestra da embarcação analisada CAD 2D.....	47

Figura 37: Propriedades de Massa Seção Mestra.....	48
Figura 38: Coeficientes de massa virtual.	51
Figura 39: Fator J_n de Lewis.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Principais condições de contorno e soluções.	23
Tabela 2: Dimensões Principais.	29
Tabela 3: Descrição dos equipamentos da cadeia de medição.	31
Tabela 4: Descrição dos equipamentos da cadeia de medição ODS.	38
Tabela 5: Propriedades Mecânicas do Compensado Naval.	48
Tabela 6: Constantes de Contorno.	49
Tabela 7: Propriedades Mecânica e Geométrica – Viga.	49
Tabela 8: Comparação Análise Modal livre-livre vs. Euler-Bernoulli.	53
Tabela 9: Comparação Análise Modal Molhada vs. Viga-Navio.	54
Tabela 10: Influência propriedades mecânicas e geométricas.	54
Tabela 11: Comparativo entre Análise Modal e ODS.	55

LISTA DE SÍMBOLOS

A :	Área da seção transversal [m ²]
A_o :	Amplitude de vibração
$A(x)$:	Área da seção transversal da viga na posição x [m ²]
B :	Boca do navio [m]
BL :	Bordal livre [m]
c :	Amortecimento [N.s/m]
c_n :	Coefficiente de amortecimento hidrodinâmico [N.s/m]
E :	Módulo de Elasticidade [Pa]
f_n :	Frequência natural dos fios [Hz]
$F(x)$:	Amplitude de força ao longo do comprimento do navio [N]
g :	Gravidade [m/s ²]
$I(x)$:	Momento de inércia da seção transversal da viga em relação a y [m ⁴]
k :	Rigidez [N/m]
L :	Comprimento da viga [m]
l :	Comprimento dos fios [m]
Loa :	Comprimento total do navio [m]
Lpp :	Comprimento entre perpendiculares [m]
M :	Momento fletor [N.m]
m :	Massa [kg]
m' :	Massa adicional hidrodinâmica [kg]
P :	Pontal [m]
T :	Calado [m]
t :	Tempo [s]
t_0 :	Tempo inicial [s]
τ :	Tempo genérico
V :	Força cortante [N]
V_o :	Volume deslocado [m ³]
W :	Amplitude Complexa
w :	Deslocamento linear [m]
x :	Posição longitudinal da viga-navio [m]
$x(t)$:	Deslocamento do sistema
Δ :	Deslocamento da embarcação [kg]
μ :	Massa por unidade de comprimento [kg/m]
ρ :	Densidade [kg/m ³]
τ :	Tempo qualquer

φ :	Deslocamento angular [rad]
Ω_f :	Frequência característica do corpo rígido [Hz]
Ω_r :	Frequência característica de flexão [Hz]
ω :	Frequência fundamental predominante [Hz]
ω_a :	Frequência natural amortecida [Rad/s]
ω_n :	Frequência natural de uma viga em flexão [Hz]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	15
1.1.	JUSTIFICATIVA	16
1.2.	OBJETIVOS	17
2.	EMBASAMENTO TEÓRICO	18
2.1.	SISTEMAS DISCRETOS	18
2.2.	SISTEMAS CONTÍNUOS	20
2.2.1.	Ondas de Flexão em Vigas	20
2.2.2.	Modelo Viga-Navio	24
2.3.	ANÁLISE MODAL.....	27
2.4.	ODS (OPERATIONAL DEFLECTION SHAPES)	28
3.	AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA EMBARCAÇÃO EM ESCALA REDUZIDA .29	
3.1.	CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DA EMBARCAÇÃO ANALISADA	29
3.2.	ANÁLISE MODAL LIVRE-LIVRE	29
3.2.1.	Procedimento de medição	30
3.2.2.	Visualização	32
3.2.3.	Resultados	33
3.3.	ANÁLISE MODAL CONSIDERANDO EFEITO DO VOLUME DE ÁGUA AO REDOR DO CASCO	34
3.3.1.	Procedimento de medição	34
3.3.2.	Visualização	35
3.3.3.	Resultados	36
3.4.	ODS LIVRE-LIVRE.....	37
3.4.1.	Procedimento de medição	37
3.4.2.	Visualização	39
3.4.3.	Resultados	39
3.5.	ODS CONSIDERANDO EFEITO HIDRODINÂMICO.....	42
3.5.1.	Procedimento de medição	42
3.5.2.	Visualização	43
3.5.3.	Resultados	43

4.	RESULTADO DOS MODELOS ANALÍTICOS	47
4.1.	VIGA LIVRE-LIVRE.....	48
4.2.	MODELO DA VIGA-NAVIO.....	50
5.	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	53
6.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	56
7.	BIBLIOGRAFIA	58

1. INTRODUÇÃO

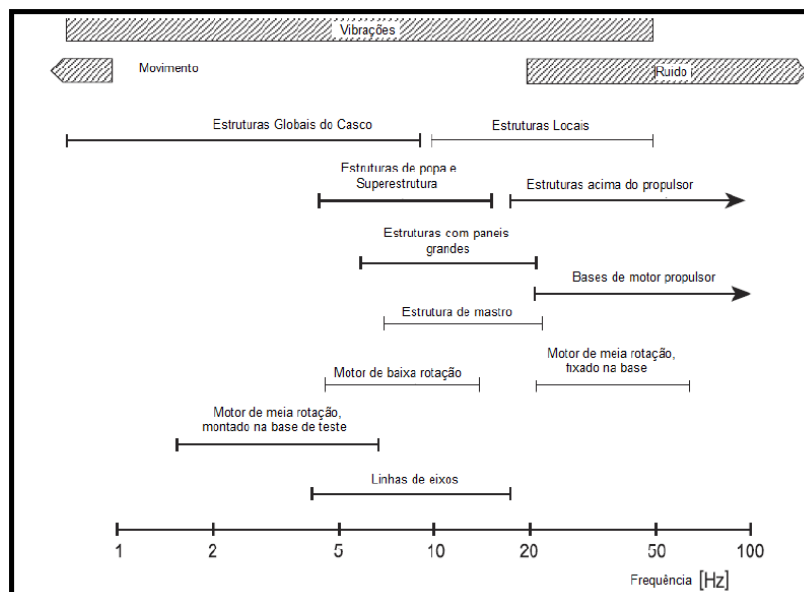
Na engenharia naval os níveis de vibrações em uma embarcação são uma preocupação constante, uma vez que a sua existência pode destruir o mérito de um determinado projeto. Os principais problemas estão relacionados com o desconforto da tripulação, desalinhamento do eixo e falha de elementos estruturais por fadiga. Uma das principais fontes de vibração é o motor da embarcação, que em funcionamento pode excitar algumas ressonâncias do casco ou de estruturas específicas. O propulsor também pode gerar problema parecido em função de suas características de funcionamento. A forma do casco, os diferentes elementos estruturais e os equipamentos instalados acabam dificultando o desenvolvimento de modelos que possam prever o comportamento vibratório da embarcação.

Na década de 1980, os navios de cruzeiro europeus experimentaram grandes inovações na área de vibrações e já naquela época foram discutidas duas maneiras de reduzir significativamente o problema de vibração no casco do navio (VORUS, 1988):

- Colocar a casa de máquinas longe o suficiente da região da proa de modo a diminuir o impacto causado pelo gradiente da esteira aos eixos do propulsor, isso por que a esteira causa um campo de pressão variável, quando o propulsor exerce sua função em um campo de pressão variável, cria-se um empuxo variável, o qual é transmitido pelo eixo do propulsor, causando um desbalanceamento a bordo.
- Utilizar acionamento elétrico e motor elétrico com propulsor azimuthal, evitando assim a esteira causada pelo eixo de transmissão.

Abaixo, encontram-se as faixas de frequências mais comuns encontradas em aplicações de construção naval.

Figura 1: Frequências comumente excitadas em estruturas navais.



Fonte: ASMUSSEM, 2001.

1.1. JUSTIFICATIVA

Em função da busca incessante por redução de peso, eficiência energética e custo reduzido do produto final, o setor de construção naval apresenta, na sua longa história, uma pequena parcela de desenvolvimento tecnológico na área de vibrações. Na verdade, o campo de pesquisa de dinâmica de corpos rígidos começou a ser estudado há cerca de 50 anos atrás. Esta monografia apresenta uma análise vibratória de uma embarcação em escala reduzida, o objetivo é realizar a avaliação experimental de uma embarcação em escala reduzida e verificar se os modelos analíticos encontrados na literatura apresentam resultados próximos aos obtidos experimentalmente.

Podem ser feitas várias análises para verificar e validar a vibração gerada em embarcações. A análise modal experimental permite identificar as frequências naturais, os modos de vibração e o amortecimento, fica evidente a necessidade de um método analítico confiável o bastante para que se possa realizar tal análise ainda nas fases de projeto. Outra análise possível é a ODS (operational deflection shapes) que possibilita a visualização da forma de vibração da estrutura durante o funcionamento.

1.2. OBJETIVOS

O objetivo geral desse trabalho é analisar o comportamento vibratório de uma embarcação em escala reduzida, considerando também o volume de água que rodeia o casco. Inicialmente, serão determinados os modos de vibração da estrutura, que nada mais são do que a maneira que a estrutura tende a vibrar quando submetidas a ações externas. Há algumas maneiras de se determinar, experimentalmente, numericamente e analiticamente os modos de vibração de uma estrutura, dois destes métodos de determinação serão avaliados no presente trabalho, analítico e experimental. Em um segundo momento, deverá ocorrer à comparação entre os métodos a fim de validá-los, observar as discrepâncias e entender o motivo dessas diferenças. Ainda, é esperado que, na análise dos resultados obtidos, seja possível identificar causas e efeitos gerados pela adição de massa hidrodinâmica ao sistema, bem como o a excitação dada pelo sistema propulsor e motor da embarcação em escala reduzida. Portanto, são três os objetivos específicos necessários para se alcançar o objetivo geral:

1. Validar o procedimento experimental através de modelos analíticos encontrados na literatura;
2. Verificar o efeito da massa adicional hidrodinâmica na resposta da estrutura;
3. Verificar se a embarcação em funcionamento excita alguma frequência natural da estrutura.

A princípio, não será objetivo dessa monografia apresentar soluções para redução de tais vibrações, porém, nada impede de que tal assunto seja, quem sabe, uma sugestão para trabalhos futuros.

2. EMBASAMENTO TEÓRICO

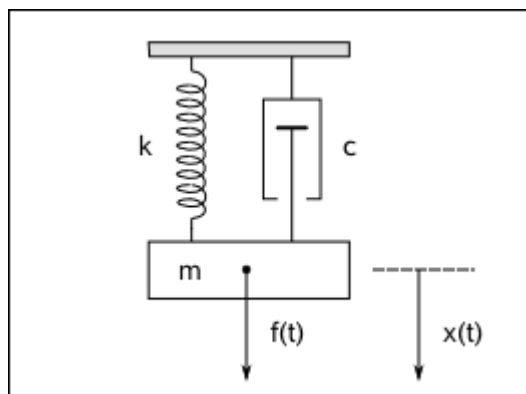
2.1. SISTEMAS DISCRETOS

Os sistemas discretos, também conhecidos como sistemas de parâmetros concentrados possuem um número finito de graus de liberdade. Um primeiro modelo interessante é o sistema vibratório livre composto por massa, mola e amortecedor, representando a inércia, elasticidade e dissipação, respectivamente. O elemento amortecedor aqui designa o sistema como sendo não conservativo. Para esse caso, a forma de amortecimento é considerada como um mecanismo dissipativo linear. Portanto, a modelagem do sistema é feita sempre como se nele agisse amortecimento viscoso, o que garante a linearidade nos modelos matemáticos desenvolvidos.

Um sistema massa-mola-amortecedor submetido a uma força externa $f(t)$, Figura 2, vibra de acordo com a seguinte equação:

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

Figura 2: Sistema massa-mola-amortecedor.



Fonte: MSPC, 2013.

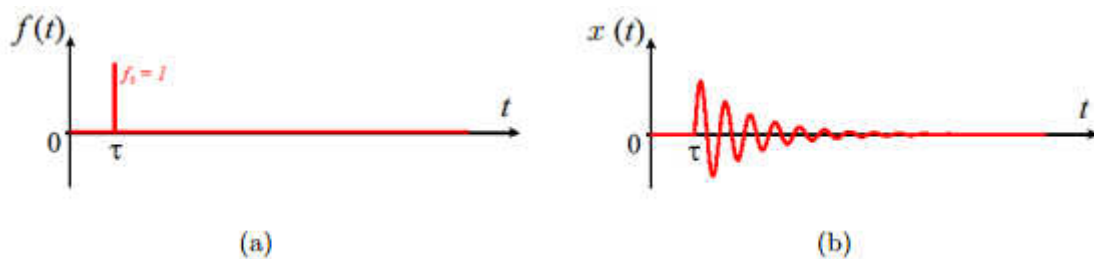
Como está sendo considerada a vibração livre do sistema, logo após o sistema ser perturbado, tem-se $f(t) = 0$. E a solução da equação resulta em um deslocamento:

$$x(t) = A_0 e^{-(c/2m)t} \cdot \cos(\omega_a t + \varphi) \quad (2.2)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = 2\pi f_a \quad (2.3)$$

Em algumas situações práticas, o sistema estrutural analisado está sujeito a uma ação dinâmica com variação arbitrária ao longo do tempo, como por exemplo, a excitação do propulsor de um navio gerada pela esteira de fluxo irregular. Nesse caso, para 1 grau de liberdade a equação de equilíbrio dinâmico que se pretende satisfazer tem a forma da equação (2.1). Associado a este integral está o conceito de impulso unitário e a determinação da resposta dinâmica de um oscilador de 1 grau de liberdade a esse impulso unitário. Na Figura 3 (a) apresenta-se a aplicação de uma força impulsiva unitária (aplicada num instante genérico τ) e na Figura 3 (b) a respectiva resposta dinâmica de um sistema de um grau de liberdade.

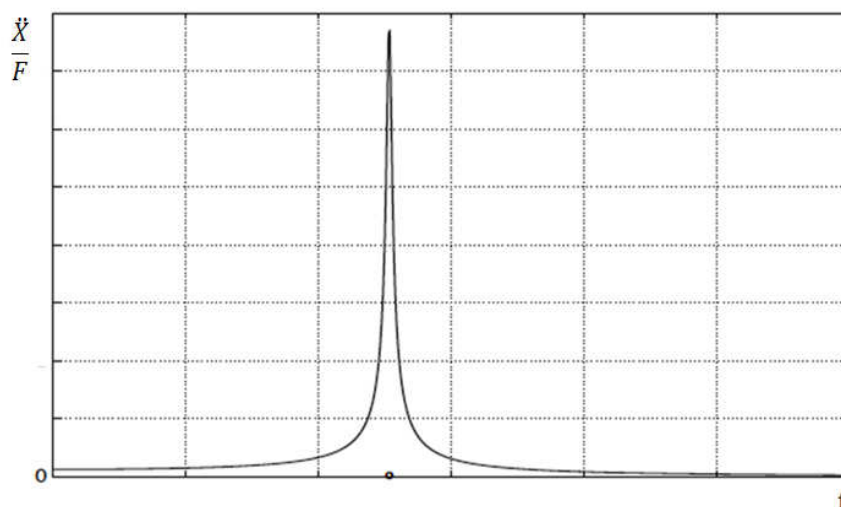
Figura 3: (a) Conceito de impulso unitário e (b) respectiva resposta de um sistema de 1 GL.



Fonte: MENDES, 2012.

Também é possível resolver a equação de equilíbrio dinâmico (2.1) no domínio da frequência, Figura 4. A transposição para este domínio é obtida recorrendo à transformada de Fourier, em que se consideram condições iniciais nulas, no entanto, pode-se recorrer a uma generalização desta transformada que permite uma análise em frequência para as condições iniciais não nulas conhecida como transformada de Laplace.

Figura 4: Resposta de um sistema de 1GL no domínio da frequência



Fonte: MENDES, 2012.

2.2. SISTEMAS CONTÍNUOS

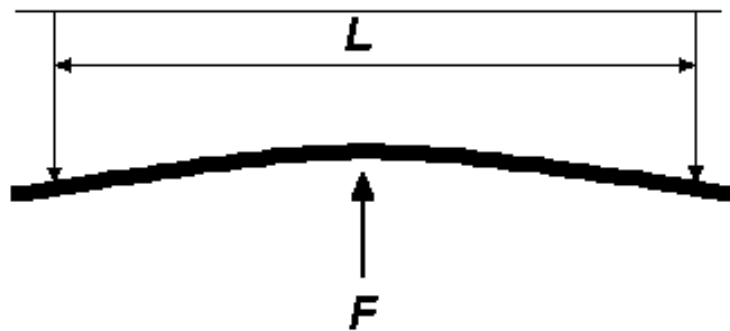
A partir do momento em que se necessitam de resultados que expressem de maneira mais adequada a realidade, a complexidade da análise aumenta, se faz necessário o uso de modelos mais próximos à realidade, um modelo que atende esses requisitos é o modelo de sistemas contínuos.

Os sistemas contínuos se caracterizam por apresentarem infinitos graus de liberdade, para tanto, apresentam infinitas formas modais e frequências naturais, os exemplos mais comuns encontrados na literatura são: cordas, barras, eixos vigas e membranas. Nesta etapa de desenvolvimento, em um primeiro momento será abordado o sistema contínuo modelado como uma viga vibrando em flexão. E no segundo momento será abordada a teoria que envolve o estudo de vibrações considerando uma viga-navio.

2.2.1. Ondas de Flexão em Vigas

Quando uma viga é excitada transversalmente pode ser induzida uma onda de flexão, Figura 5. Caso a excitação ocorra em baixa frequência, o comprimento de onda geralmente é muito grande quando comparado às dimensões da viga podendo desta forma ser desconsiderado o efeito de deformação cisalhante e de rotação da seção transversal. Nesse caso a solução para a equação da onda é baseada na teoria de Euler-Bernoulli. No entanto, caso as excitações ocorram em altas frequências pode ser necessário utilizar a teoria de Timoshenko. Em muitos casos são analisados os números de onda de cada teoria e verificada a faixa de frequência de validade de cada uma delas.

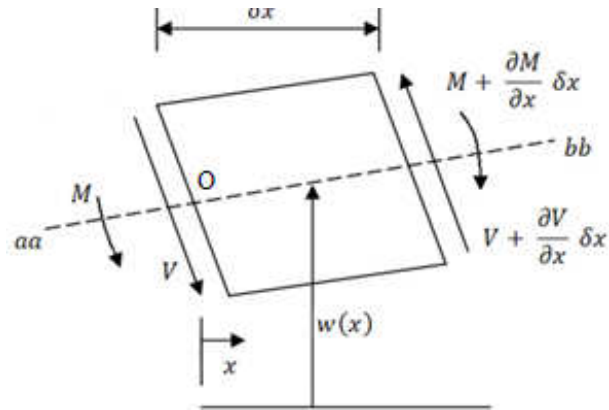
Figura 5: Exemplo de viga em flexão.



Fonte: MENDES, 2012.

Na Figura 6 é apresentado um elemento da viga vibrando em flexão. Baseado na teoria de Euler-Bernoulli, a seção plana da viga permanece plana e perpendicular ao eixo neutro do movimento de flexão. Devido às ondas de flexão, dois carregamentos internos atuam no elemento de viga, são eles a força cisalhante (V) e o momento fletor (M), apresentados na figura abaixo.

Figura 6: Elemento de viga em flexão.



Fonte: FIORENTIN, 2007.

Considerando o equilíbrio dinâmico do elemento da viga com comprimento δx , a equação da onda pode ser obtida.

A força de inércia que age sobre o elemento de viga é dado por:

$$\rho A(x) dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.4)$$

A equação de movimento na direção W pode ser escrita como:

$$-(V + dV) + f(x, t) dx + V = \rho A(x) dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.5)$$

O somatório dos momentos em relação ao ponto O é dado por:

$$(M + dM) - (V + dV) dx + f(x, t) dx \frac{dx}{2} - M = 0 \quad (2.6)$$

Definindo,

$$dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx \text{ e } dM = \frac{\partial M}{\partial x} dx \quad (2.7)$$

Desconsiderando os termos com dx ao quadrado, as equações da força e do momento podem ser reescritas da seguinte forma:

$$-\frac{\partial V}{\partial x}(x, t) + f(x, t) = \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.8)$$

e,

$$\frac{\partial M}{\partial x}(x, t) - V(x, t) = 0 \quad (2.9)$$

Considerando $V = \frac{\partial M}{\partial x}$, tem-se:

$$-\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}(x, t) + f(x, t) = \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (2.10)$$

Considerando a teoria de Euler-Bernoulli a relação entre o momento fletor e a deflexão pode ser expressa como:

$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x, t) \quad (2.11)$$

Onde E é o módulo de elasticidade e $I(x)$ é o momento de inércia da área da seção transversal da viga em relação ao eixo y .

A equação do movimento para a vibração lateral forçada de uma viga não uniforme é dada por:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x, t) \right] + \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (2.12)$$

Porém, se for considerada uma viga uniforme, a equação do movimento para vibração lateral forçada pode ser reduzida a:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (2.13)$$

Para a vibração livre, $f(x, t) = 0$, a equação do movimento torna-se:

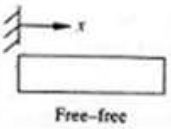

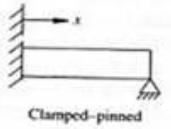
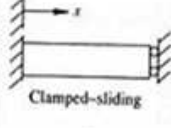
$$c^2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) + \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = 0 \quad (2.14)$$

Onde,

$$c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.15)$$

A equação do movimento envolve uma derivada de segunda ordem em relação ao tempo, portanto, seriam necessárias duas condições de contorno iniciais, porém, a equação possui uma derivada de quarta ordem em relação à x , então, são necessárias quatro condições de contorno para determinar a solução. As soluções para as principais condições de contorno encontram-se na Tabela 1.

Tabela 1: Principais condições de contorno e soluções.

Configuração	Valor de βnL Eq. Característica	Forma Modal	αn
 Free-free	0	$\cosh \beta nx + \cos \beta nx$	
	4,73		0,9825
	7,85	$(-)\alpha n(\sinh \beta nx + \sin \beta nx)$	1,0008
	10,99		0,9999
	14,13		1
 Clamped-free	1,87	$\cosh \beta nx + \cos \beta nx$	0,7341
	4,69		1,0185
	7,85	$(-)\alpha n(\sinh \beta nx + \sin \beta nx)$	0,9992
	10,99		1
	14,13		1
 Clamped-pinned	3,92	$\cosh \beta nx + \cos \beta nx$	1,0008
	7,068		
	10,21	$(-)\alpha n(\sinh \beta nx + \sin \beta nx)$	1 para $n > 1$
	13,35		
	16,49		
 Clamped-sliding	2,36	$\cosh \beta nx + \cos \beta nx$	0,9825
	5,49		
	8,63	$(-)\alpha n(\sinh \beta nx + \sin \beta nx)$	1 para $n > 1$
	11,78		
	14,92		

Fonte: JORDAN, 2001

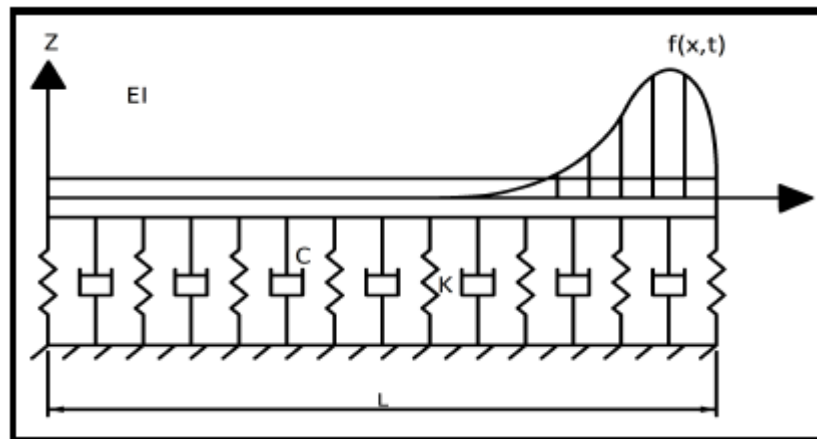
2.2.2. Modelo Viga-Navio

A vibração é um fenômeno que está presente em todos os corpos rígidos que estão em movimento, seja na água, no ar ou em terra. As principais fontes de vibração são as forças e momentos de desbalanceamento, causadas pelo motor principal e, no caso de embarcações, as pressões geradas pelo propulsor acoplado ao casco. Os problemas relacionados à vibração são muitos, podem estar relacionados à perda de dirigibilidade e manobrabilidade da embarcação, redução da vida útil do casco do navio devido à fadiga de várias estruturas e desconforto da tripulação.

Na viga-navio a vibração ocorre para o navio como um todo. Esta se difere da viga analisada anteriormente, pois encontra-se parcialmente submersa, as partículas do meio fluido se movimentam, à medida que, o corpo vibra, logo, a energia cinética do meio fluido deve ser considerada. Podem ser identificados dois tipos importantes de vibração: a vibração vertical da estrutura (vertical e horizontal) e a vibração torcional.

O modelo usado para caracterizar a vibração vertical do estudo é o modelo da viga-navio uniforme e contínua, observado na F. No início do estudo das vibrações em navios as teorias consideravam o casco do navio como uma estrutura contínua e faziam uso da teoria de viga.

Figura 7: Modelo da viga-navio.



Fonte: VORUS, 1988.

Como introduzido anteriormente, a viga-navio é suportada pela fundação elástica de rigidez k por unidade de comprimento e coeficiente de amortecimento c . Essa fundação elástica representa a viscosidade do fluido. A quantidade de massa envolvida nesse processo deve ser levada em consideração e está inclusa no termo μ , massa por unidade de comprimento. A rigidez da viga é dada pelo termo EI .

A viga é excitada pela força distribuída $f(x,t)$, que, a fim de exemplificação, representa a vibração do campo de pressão gerado pelo propulsor. Sendo $w(x,t)$ o deslocamento vertical de vibração da viga, a equação do movimento pode ser escrita como:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \nu I \frac{\partial^5 w}{\partial x^4 \partial t} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + c_h \frac{\partial w}{\partial t} + kw = f(x, t) \quad (2.16)$$

A equação anterior é a equação de Euler-Bernouli com a inclusão de alguns termos, Nessa equação a massa uniforme da viga por unidade de comprimento é representada por μ (inclui a massa adicional hidrodinâmica). O termo $\nu I \frac{\partial^5 w}{\partial x^4 \partial t}$ resulta da inclusão da parcela viscoelástica na lei de tensão e deformação. O termo νI representa o amortecimento estrutural do material da viga, onde ν é a constante viscoelástica. O termo $c \frac{\partial w}{\partial t}$ representa, também, o amortecimento, porém, c_h é o coeficiente de amortecimento hidrodinâmico. Vale ressaltar que para motores e propulsores que operam em altas frequências, o modelo mais apropriado para esse caso seria o modelo de Timoshenko, acrescentando os termos de inércia rotacional e cisalhamento à equação.

O segundo termo do lado esquerdo desta equação representa a inclusão do termo viscoelástico na lei do esforço de deformação para o material da viga. Esta equação não considera os termos da inércia rotativa (devido ao momento fletor) e o efeito da força cortante (deflexão devida ao cisalhamento). As condições finais para a unicidade da resolução da equação do movimento são as seguintes:

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \quad em \ x = 0 \ e \ x = L \quad (2.17)$$

Normalmente, a excitação gerada pelo propulsor permanece estacionária enquanto as condições não são alteradas, portanto, a excitação pode ser considerada periódica com frequência igual à rotação do propulsor multiplicada pelo número de pás. O procedimento para resolução da equação diferencial (2.3.1) consiste em substituir a excitação $f(x, t)$ e a resposta $w(x, t)$ por duas séries de Fourier.

A forma de representação para a força no domínio do tempo é a seguinte:

$$f(x, t) = F(x) \cos(\omega t - \alpha) = Re \{F(x)e^{i\omega t}\} \quad (2.18)$$

Sendo,

$$e^{i\omega t} = \cos \omega t + i \sen \omega t \quad (2.19)$$

Re representa a parte real

$F(x)$ = Amplitude de força ao longo do comprimento do navio

ω = Frequência fundamental predominante

Da mesma forma, a representação da resposta à excitação pode ser vista da seguinte maneira:

$$w(x, t) = Re \{W(x)e^{i\omega t}\} \quad (2.20)$$

Substituindo as equações (2.20) e (2.21) na equação diferencial do movimento da viga (2.17), obtém-se:

$$EI \left(1 + i \frac{\omega v}{E}\right) \frac{d^4 W}{dx^4} - (\omega^2 \mu - i\omega c - k)W = F(x) \quad (2.21)$$

Definindo:

$$\kappa^4 = \left(\frac{\omega}{\Omega_f}\right)^2 - 2i\zeta_c \left(\frac{\omega}{\Omega_f}\right) - \left(\frac{\Omega_r}{\Omega_f}\right)^2 \quad (2.22)$$

Onde,

Ω_r = Frequência característica do corpo rígido

Ω_f = Frequência característica de flexão

A frequência de corpo rígido é calculada da seguinte forma:

$$\Omega_r = \sqrt{\frac{kL}{\mu L}} \quad (2.23)$$

No entanto, a frequência natural de flexão pode ser determinada através da expressão:

$$\Omega_f = \sqrt{\frac{EI/L^3}{\mu L}} \quad (2.24)$$

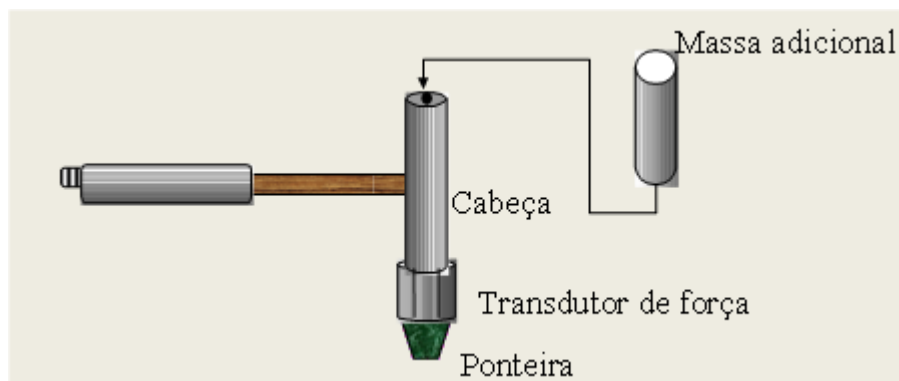
2.3. ANÁLISE MODAL

Segundo Jordan (2001, p. 24), a análise modal experimental visa identificar os parâmetros modais da estrutura, a partir das respostas que a mesma apresenta quando submetida à excitação externa. Os modos de vibração de uma estrutura são maneiras peculiares pelas quais o sistema tende a vibrar, sendo caracterizados normalmente por uma forma de vibração, uma frequência natural de vibração e um coeficiente de amortecimento. Quando vibrações são excitadas em uma estrutura, a sua resposta pode ser expressa através da combinação dos seus modos de vibração. Há, portanto, uma superposição das formas de vibração, com a presença simultânea de várias frequências naturais.

No procedimento analítico são geradas as matrizes de massa e de rigidez da estrutura e montado um problema de autovalores e autovetores. Experimentalmente, através das FRF's, também é possível encontrar a solução para esse problema. Os autovalores resultantes estão relacionados às frequências naturais dos modos de vibração e os autovetores representam as correspondentes formas de vibração, dessa forma é que análise modal acontecerá nesse trabalho.

A análise modal, no domínio da frequência, baseia-se em funções resposta em frequência FRF's, calculadas a partir da força aplicada à estrutura e a devida resposta. O tipo de excitação a ser analisado é a excitação dada pelo impacto através de um martelo, também conhecida como excitação sem contato, a magnitude de tal impacto é determinada pela massa da cabeça do martelo e pela velocidade que o mesmo se encontra ao colidir com a estrutura. A Figura 8 apresenta um típico martelo de excitação com as principais partes em destaque.

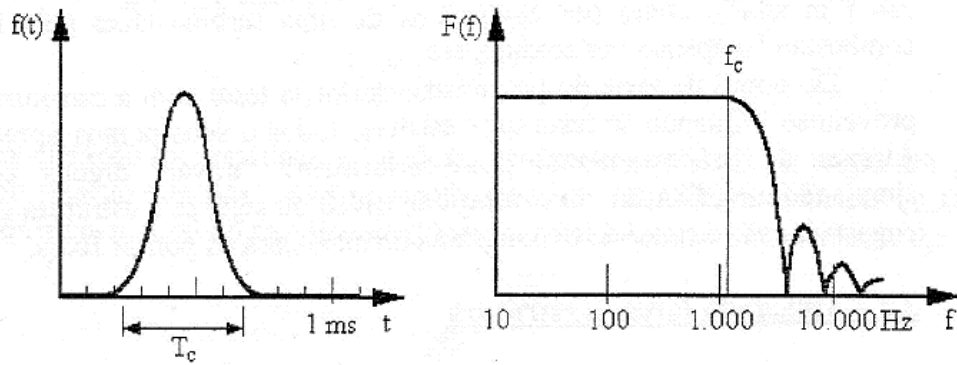
Figura 8: Martelo de excitação.



Fonte: FIORENTIN, 2007

A faixa de frequência a ser excitada em uma análise modal varia de acordo com a rigidez da ponteira escolhida, quanto mais rígida for a ponteira, maiores frequências podem ser alcançadas. Sendo assim, uma ponteira mais rígida consegue alcançar frequências mais altas. Dada a figura a seguir, nota-se que a frequência máxima da região aproximadamente plana do espectro é inversamente proporcional ao tempo de contato.

Figura 9: Tempo de contato e frequência de excitação.



Fonte: FIORENTIN, 2007.

2.4. ODS (OPERATIONAL DEFLECTION SHAPES)

Segundo Richardson (1997, p. 12), tradicionalmente a ODS pode ser definida como a deflexão da estrutura em uma determinada frequência de excitação. No entanto, pode ser definido mais genericamente como qualquer movimento forçado de dois ou mais pontos de uma estrutura.

Para realizar uma ODS são feitas medições da aceleração de alguns pontos em relação a uma referência nas condições normais de operação. Na sequência, é criada uma malha com esse conjunto de pontos, os respectivos níveis de vibração são indexados e o movimento no domínio do tempo é animado.

No entanto, é interessante mostrar a diferença entre uma análise modal e a uma ODS. A análise modal detecta os modos próprios de vibração da estrutura, não dependem das forças ou das cargas que atuam sobre ela. Os modos são alterados somente se as propriedades dos materiais (massa, rigidez e amortecimento) ou as condições de contorno sofrerem alguma variação.

A ODS depende das forças e do carregamento que é aplicado sobre a estrutura. Os resultados variam somente se o carregamento for alterado. Para realizar a animação do comportamento vibratório da estrutura podem ser utilizados dados de deslocamento, velocidade, aceleração ou deslocamento por força. Esta análise expressa uma combinação das forças que atuam na estrutura com as propriedades dinâmicas.

Nesse trabalho, a ODS tem como objetivo verificar se o propulsor acoplado ao motor da embarcação em escala reduzida excita o casco de forma que ocorra vibração em algum modo natural da estrutura ou apresenta resposta forçada em função das forças que atuam sobre o equipamento.

3. AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA EMBARCAÇÃO EM ESCALA REDUZIDA

Nesta seção serão apresentadas as características geométricas da embarcação em escala reduzida escolhida como objeto de análise, bem como, uma descrição dos métodos empregados para determinar seus modos naturais de vibração e comportamento vibratório em funcionamento. Primeiro, será considerada a embarcação suspensa no ar, na sequência será considerado o efeito do volume de água ao redor do casco. No início de cada seção pode ser observada a descrição geral da análise, seguido pelos procedimentos de medição, visualização e análise de resultados.

3.1. CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DA EMBARCAÇÃO ANALISADA

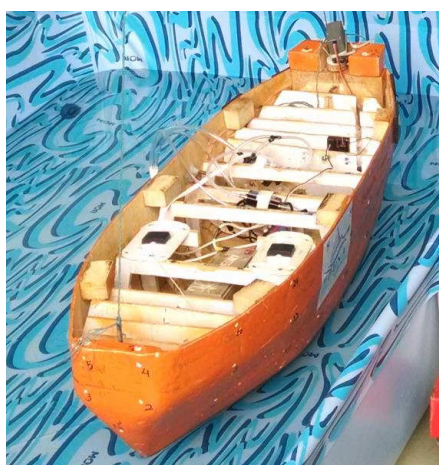
A embarcação utilizada como objeto de estudo nesta monografia foi cedida por uma equipe participante do desafio universitário de nauti-modelismo - DUNA 2013. As características geométricas da embarcação são apresentadas na Tabela 2. Na Figura 10 é possível observar uma foto da embarcação.

Tabela 2: Dimensões Principais.

B =	0,354 m
Loa =	1,12 m
L _{pp} =	0,95 m
T =	0,11 m
P =	0,24 m
BL =	0,13 m
Δ =	10,5 kg
V _o =	0,0105 m ³

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Figura 10: Embarcação Analisada.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

3.2. ANÁLISE MODAL LIVRE-LIVRE

Existem algumas maneiras de fixar a embarcação de modo a manter seu amortecimento estrutural inalterado. O que se faz normalmente é suspender a estrutura através de elementos bastante flexíveis, de forma que a frequência natural de montagem seja menor que a frequência natural da estrutura. A frequência natural para o movimento transversal dos fios pode ser calculada pela seguinte fórmula:

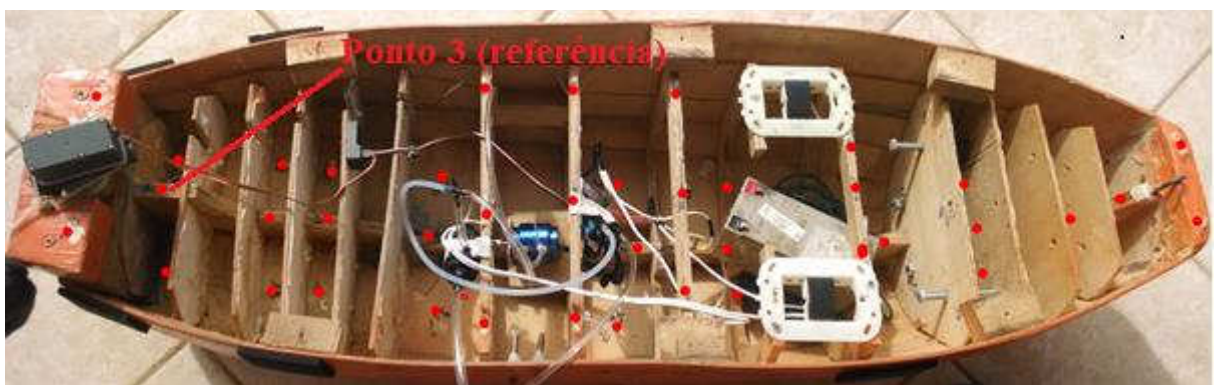
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}} \quad (3.1)$$

3.2.1. Procedimento de medição

Os pontos de medição foram obtidos após algumas análises da estrutura da embarcação. Os pontos de medição foram escolhidos internos ao casco da embarcação, pois em uma das próximas etapas de análise a estrutura estará em contato com a água. A maioria das embarcações possui uma simetria no sentido proa a popa, para a determinação dos pontos de medição isso foi levado em consideração, todo ponto a bombordo tem seu respectivo ponto a boreste equidistantes da linha de simetria longitudinal.

Além disso, foram escolhidos pontos junto à estrutura do navio, tais como, quilha, longarinas, anteparas e partes do casco, em ordem de relevância, respectivamente. Os 40 pontos de medição podem ser observados na Figura 11.

Figura 11: Pontos de medição da análise modal.



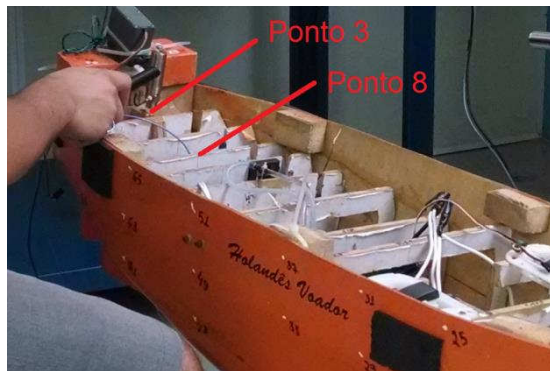
Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

O procedimento consiste em impactar, com martelo equipado com transdutor de força, três vezes o ponto de referência fixo durante todas as medições, as acelerações da estrutura são medidas em cada um dos 40 pontos. O ponto 3 foi escolhido como ponto de impactação, pois após alguns

testes foi verificado que o ponto 3 não corresponde a um nó de uma ou mais formas modais. Desta forma, através do transdutor de força presente no martelo, responsável pela medição da força de excitação da estrutura, e do acelerômetro, responsável pela medição da aceleração, é possível calcular as funções resposta em frequência (FRF's) necessárias para determinar as frequências naturais e os modos de vibração da embarcação.

Pode ser observado, através da Figura 12, o procedimento para a determinação de uma função resposta em frequência, impactando o ponto 3 e adquirindo o sinal de aceleração no ponto 8.

Figura 12: FRF do ponto 3 (força) em relação ao ponto 8 (aceleração).



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Os equipamentos utilizados e alguns de seus dados mais importantes estão listados na Tabela 3.

Tabela 3: Descrição dos equipamentos da cadeia de medição.

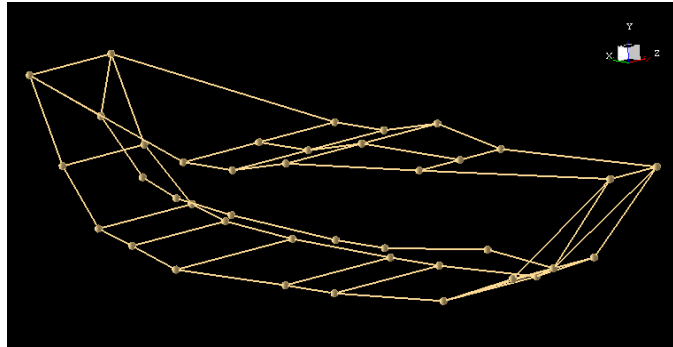
ITEM	QTDE	EQUIPAMENTO	FABRICANTE	MODELO	SENS.
1	1	Analisador de sinais	LMS	Pimento	N/A
2	1	Software	LMS	Pimento	N/A
3	1	Martelo de impacto	Bruel Kjaer	8200	3,98 pC/N
4	1	Acelerômetro 1	PCB	M352C66	10 mV/ms ²
5	1	Ponteira rígida	Bruel Kjaer	N/A	N/A
6	1	Computador Portátil	Toshiba	Satellite A100	N/A

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

3.2.2. Visualização

Utilizando as mesmas coordenadas, sistema de referência e nomenclatura dos pontos experimentais, foi construída uma geometria virtual, mostrada na Figura 13, com o intuito de visualizar a análise modal.

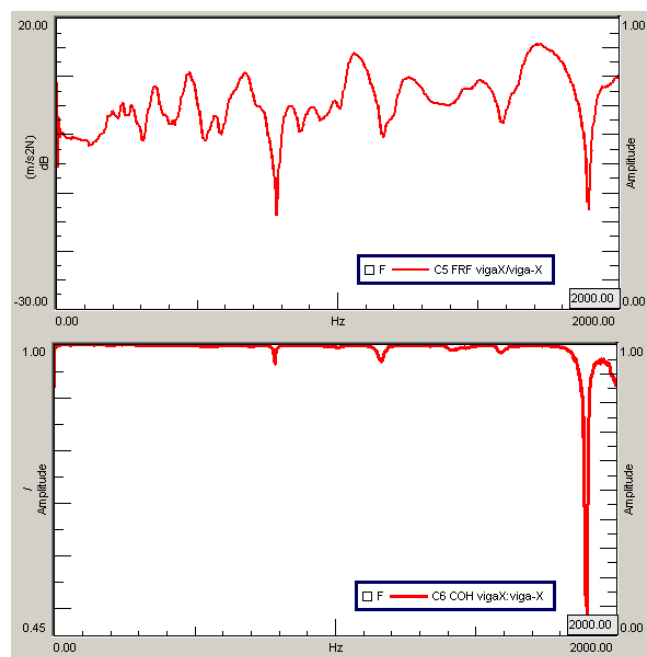
Figura 13: Modelo da geometria utilizada para visualização da análise modal livre-livre.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Após a construção da geometria, cada FRF foi indexada ao respectivo ponto. Neste caso foram obtidas inertâncias, ou seja, o sinal de aceleração (resposta) dividido pelo sinal de força (excitação). A Figura 14 mostra o espectro da força aplicada, a função resposta em frequência e a coerência. A excitação foi realizada no ponto 3 e a resposta medida no ponto 17.

Figura 14: Função resposta em frequência e Coerência do ponto 17 em relação ao ponto 3.



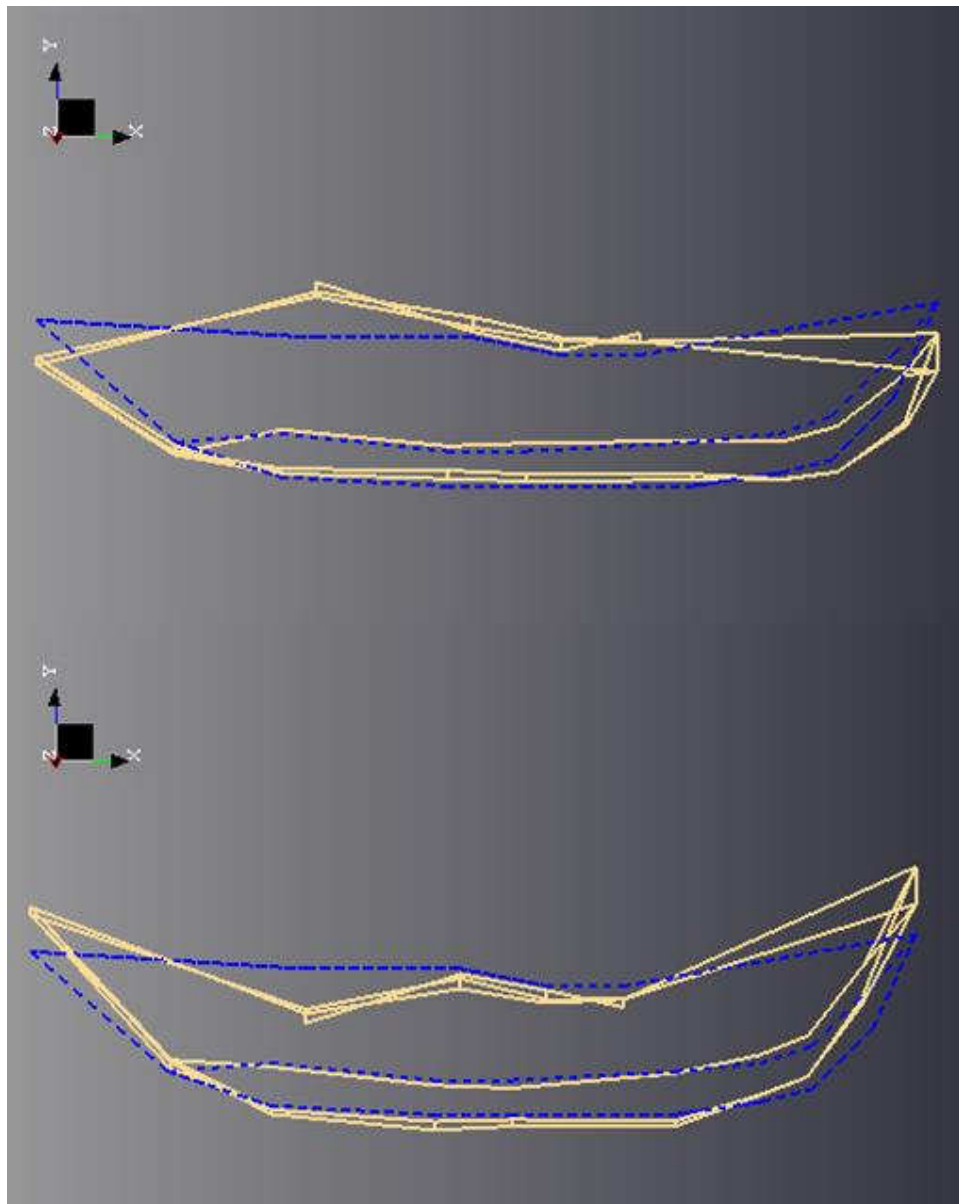
Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Após realizar o processo de estabilização é possível determinar que o primeiro modo de vibração da embarcação acontece na frequência de 238,14 Hz. Na próxima seção será apresentada a forma deste modo de vibração.

3.2.3. Resultados

A forma de vibração da embarcação na frequência natural do primeiro modo de vibração, considerando a estrutura livre-livre pode ser observada na Figura 15.

Figura 15: Primeiro modo de vibração da embarcação, frequência de 238,41 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Claramente, se percebe dois nós no modo de flexão evidenciando o primeiro modo de vibração da embarcação.

3.3. ANÁLISE MODAL CONSIDERANDO EFEITO DO VOLUME DE ÁGUA AO REDOR DO CASCO

A consideração da Viga-Navio, diferentemente de uma viga de estrutura civil, envolve o conceito de massa adicional, ou seja, devido ao fato de a viga-navio estar parcialmente submersa, esta provoca movimentos em partículas de fluido ao seu redor (ao redor do casco). Portanto, o conceito de massa adicional está relacionado à reação das partículas do meio onde a embarcação se desloca. Este evento modifica a massa estrutural, logo esta massa virtual, que depende da profundidade do meio e da forma do casco, deve ser dimensionada e acrescentada à massa da estrutura (LEWIS, 1929).

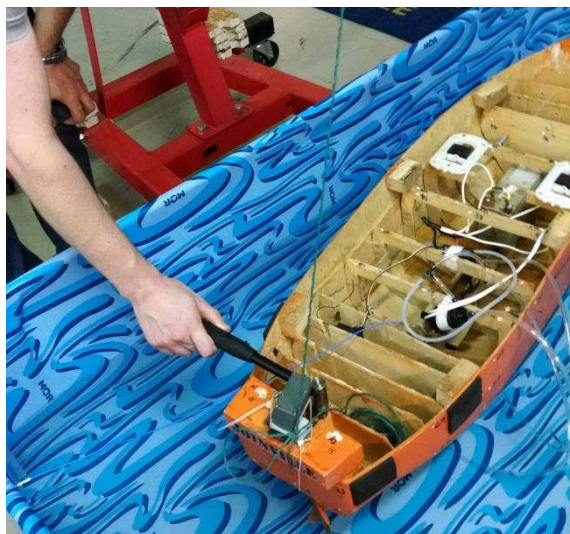
Dentre as diferentes maneiras de determinação desta massa, entre elas Burrell, Todd e Kumay, o método desenvolvido por Lewis, e incrementado por outros pesquisadores, é considerado o mais usual e preciso, por este motivo é que este método será o utilizado no procedimento analítico posterior.

Com o intuito de caracterizar o efeito da massa de fluido ao redor do casco foi realizada uma análise modal com a embarcação em escala reduzida em uma piscina.

3.3.1. Procedimento de medição

O procedimento de medição foi muito parecido com o procedimento adotado na análise modal livre-livre, a única diferença nessa etapa é que ao invés de o barco ser impactado na condição livre-livre, ele foi impactado em uma piscina como observado na Figura 16.

Figura 16 Procedimento de impactação.

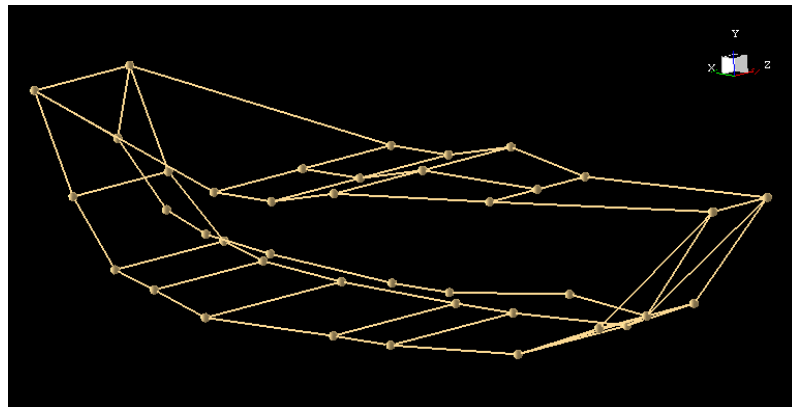


Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

3.3.2. Visualização

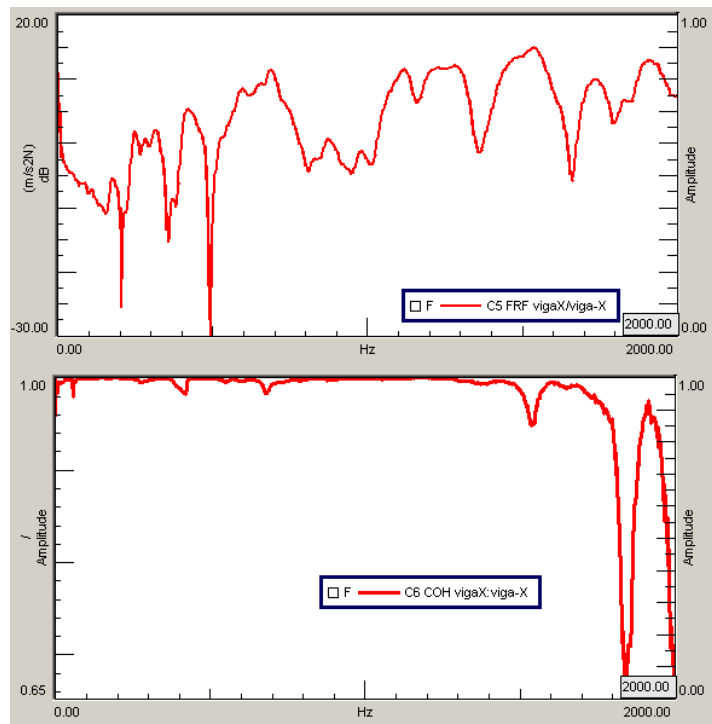
A partir da geometria virtual que pode ser visualizada na Figura 17, cada FRF foi indexada ao respectivo ponto. Neste caso foram obtidas, novamente, inertâncias, ou seja, o sinal de aceleração (resposta) dividido pelo sinal de força (excitação). A Figura 18 mostra o espectro da força aplicada, a função resposta em frequência e a coerência correspondente a medição da resposta no ponto 17, e excitação no ponto 3.

Figura 17: Modelo da geometria utilizada para visualização da análise modal molhada.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Figura 18: FRF e coerência com excitação no ponto 3 e resposta no ponto 17.



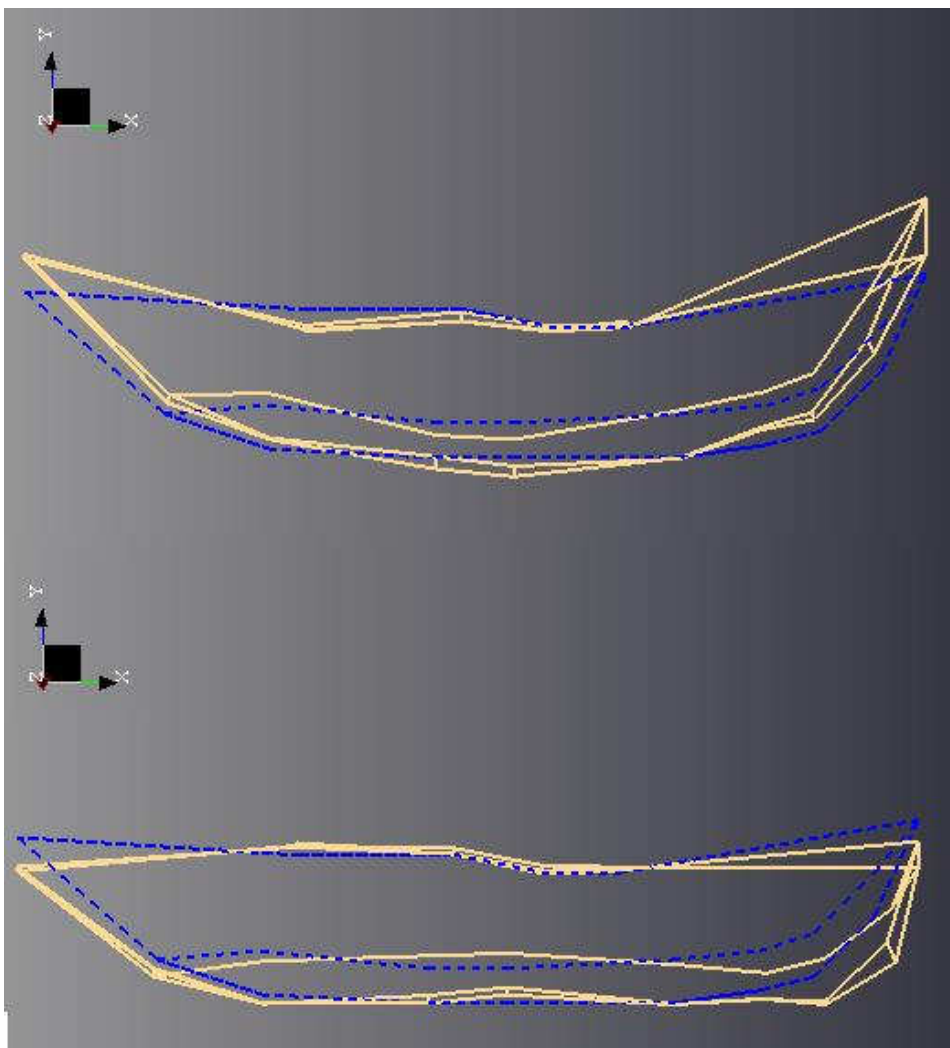
Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Após realizar o procedimento de estabilização foi identificado que o primeiro modo de vibração acontece na frequência de 192,45 Hz. Na seção seguinte é apresentada a forma de vibração deste modo.

3.3.3. Resultados

Na Figura 19 é possível observar a forma do primeiro modo de vibração da embarcação na frequência de 192,45 Hz. A forma de vibração é a igual à obtida anteriormente. No entanto, os valores da frequência natural são diferentes.

Figura 19: Primeiro modo de vibração da embarcação, frequência de 192,45 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

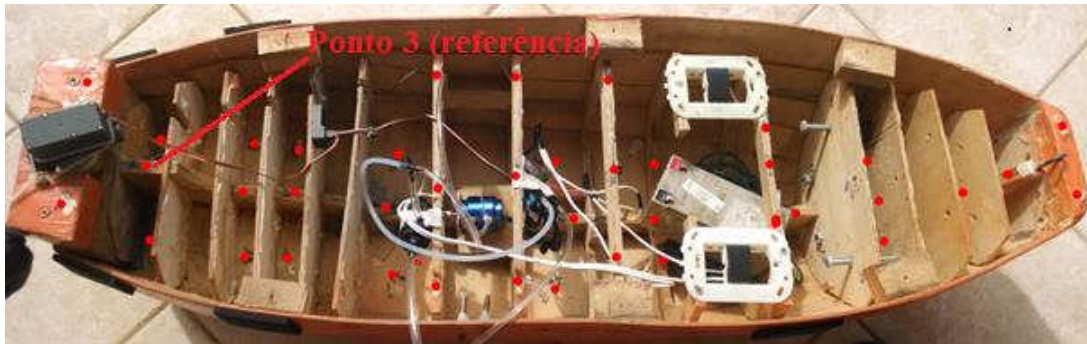
Apenas o primeiro modo de vibração da embarcação será excitado, pois, existe uma dificuldade em excitar modos mais altos tanto na análise modal quando na realização da ODS. Novamente percebe-se dois nós na resposta da estrutura, evidenciando que o primeiro modo de vibração foi excitado.

3.4. ODS LIVRE-LIVRE

3.4.1. Procedimento de medição

De acordo com Kromulski (1996, p. 429), o procedimento consiste em definir um acelerômetro como referência e fixá-lo em um ponto da estrutura, enquanto o outro faz aquisição dos sinais nos pontos especificados. Como resultados são obtidos os CrossPower Spectrum dos sinais de aceleração ou as funções de transmissibilidade (aceleração/aceleração). No entanto, a fase entre qualquer ponto da estrutura e o ponto de referência deve ser sempre preservada. Para realização da ODS foi criada uma malha na embarcação com os pontos onde a aceleração foi medida. Foram marcados e numerados 40 pontos que se distribuem no comprimento do navio entre quilha, anteparas, longarinas e casco, como observado na Figura 20.

Figura 20: Pontos onde foram feitas as medições de aceleração para a ODS.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

As medições foram realizadas usando dois acelerômetros, sendo um deles fixado no ponto 3, definido como referência, conforme pode ser observado na Figura 21, enquanto que o outro era deslocado ao longo dos 40 pontos marcados na embarcação.

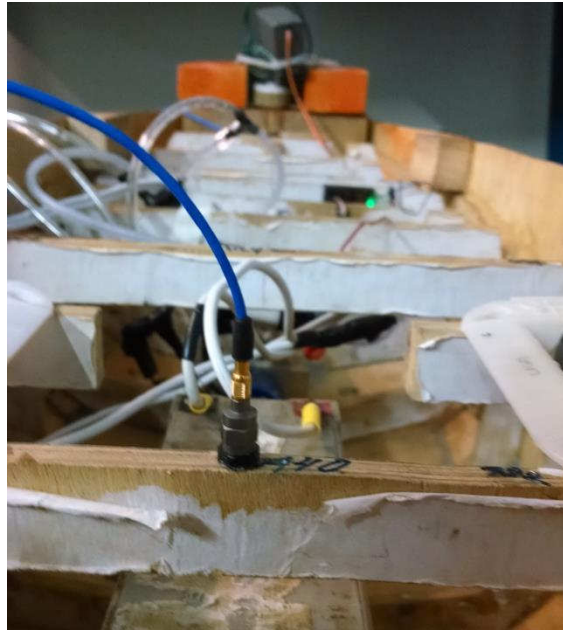
Figura 21: Acelerômetro fixado no ponto de referência.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Na Figura 22 é possível observar o acelerômetro responsável pela aquisição da aceleração nos 40 pontos, neste caso fixado no ponto 40.

Figura 22: Acelerômetro responsável pela medição das acelerações no detalhe no ponto 40.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Ao final das medições foi obtido o CrossPower Spectrum dos 40 pontos da estrutura, tendo como referência o ponto 3. A referência deve ser mantida constante, pois ao visualizar o comportamento dinâmico da estrutura a fase de todos os sinais deve estar em relação ao mesmo ponto e, dessa maneira, o movimento do conjunto de pontos será ordenado. Os equipamentos utilizados para realizar a ODS estão listados na Tabela 4.

Tabela 4: Descrição dos equipamentos da cadeia de medição ODS.

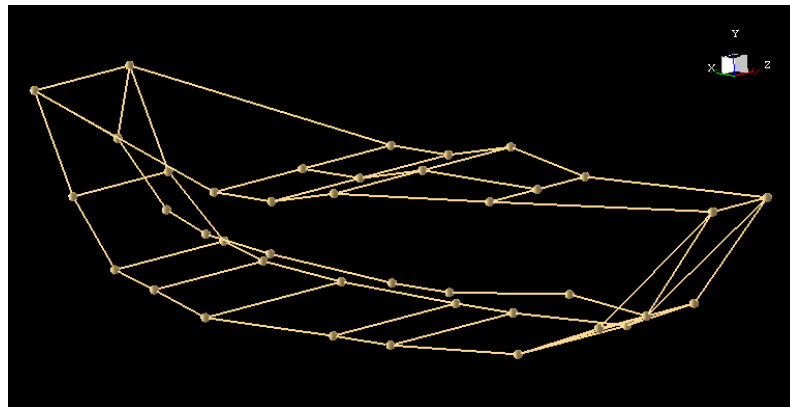
ITEM	QTDE	EQUIPAMENTO	FABRICANTE	MODELO	SENSIB
1	1	Analizador de sinais	LMS	Pimento	N/A
2	1	Software	LMS	Pimento	N/A
4	1	Acelerômetro 1	PCB	M352C66	10 mV/ms ²
5	1	Acelerômetro 2	Dytran	3220E	1 mV/ms ²
6	1	Computador Portátil	Toshiba	Satellite A100	N/A

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

3.4.2. Visualização

Para visualizar a ODS foi criada a geometria correspondente a embarcação utilizada, Figura 23. Nesta geometria virtual a quantidade, posição, nomenclatura e orientação dos pontos utilizados são idênticas as do procedimento experimental. Esses pontos serão conectados por linhas para facilitar a visualização das formas de vibração. Na sequência os dados das medições experimentais são importados e indexados aos respectivos pontos.

Figura 23: Modelo de geometria utilizada para visualização da ODS livre-livre.



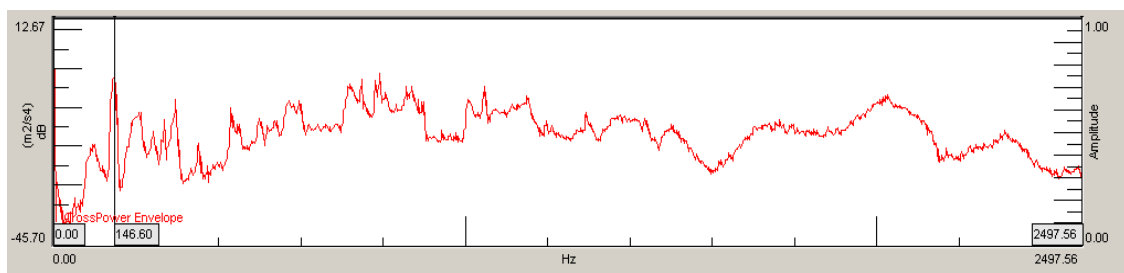
Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Após a indexação dos dados experimentais aos pontos da geometria virtual é possível selecionar na curva do Crosspower Spectrum resultante a frequência na qual será animado o movimento da estrutura.

3.4.3. Resultados

Alimentado por uma bateria de corrente contínua de 12 V o motor da embarcação foi ajustado para uma frequência de rotação de 146,6 Hz. Como pode ser observado na Figura 24, a maior resposta da estrutura ocorre na frequência de 146,6 Hz.

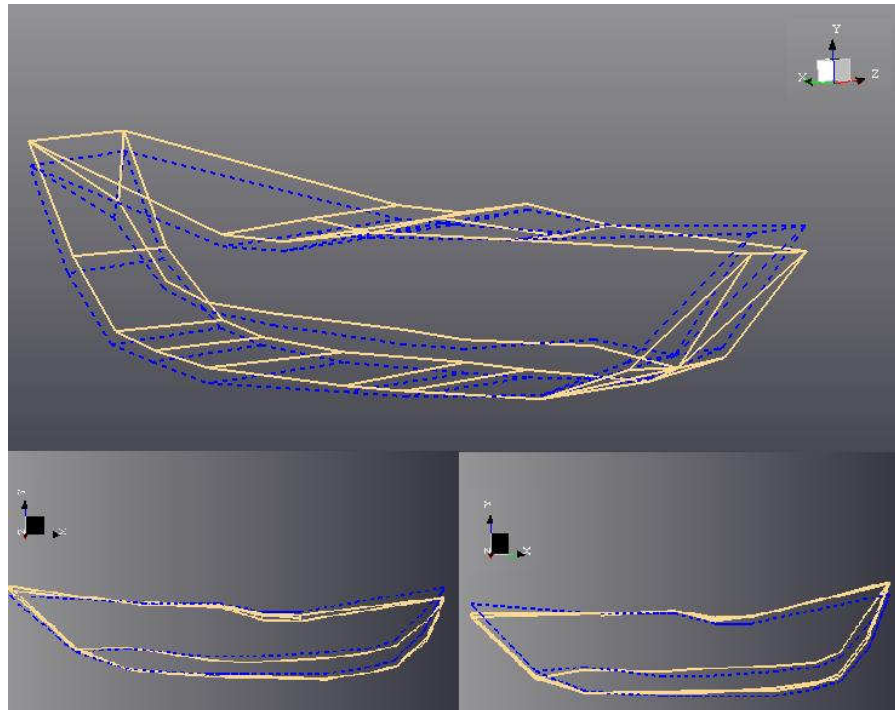
Figura 24: CrossPower Spectrum resultante dos 40 pontos.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

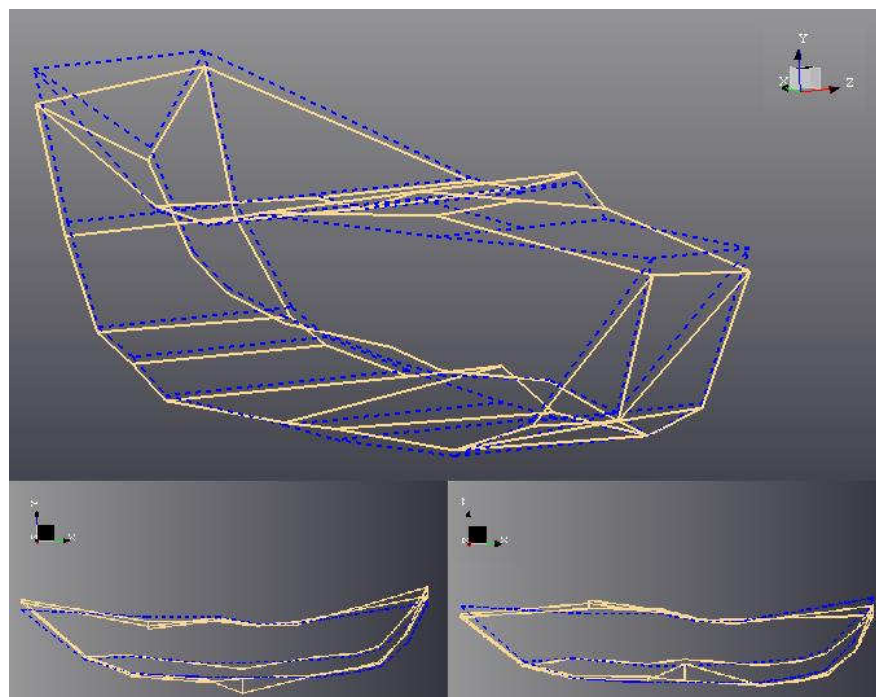
As três primeiras formas de vibração podem ser observadas nas figuras, 25, 26 e 27. Essas formas estão na faixa de 140 a 300 Hz.

Figura 25: Primeira forma de vibração, frequência de 146,6 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

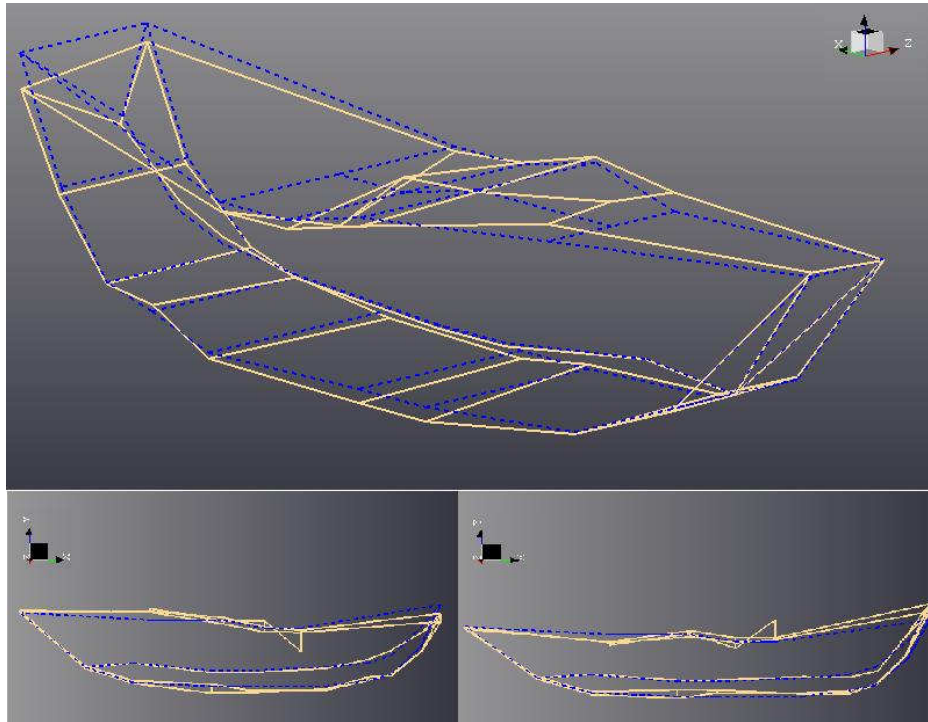
Figura 26: Segunda forma de vibração, frequência de 238 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Esta forma de vibrar na frequência de 238 Hz indica que a primeira frequência natural da embarcação foi excitada. A forma do modo de viração é igual ao obtido na Figura 15. Na figura abaixo é possível observar a forma de vibração na frequência de 294 Hz.

Figura 27: Terceira forma de Vibração, frequência de 294 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

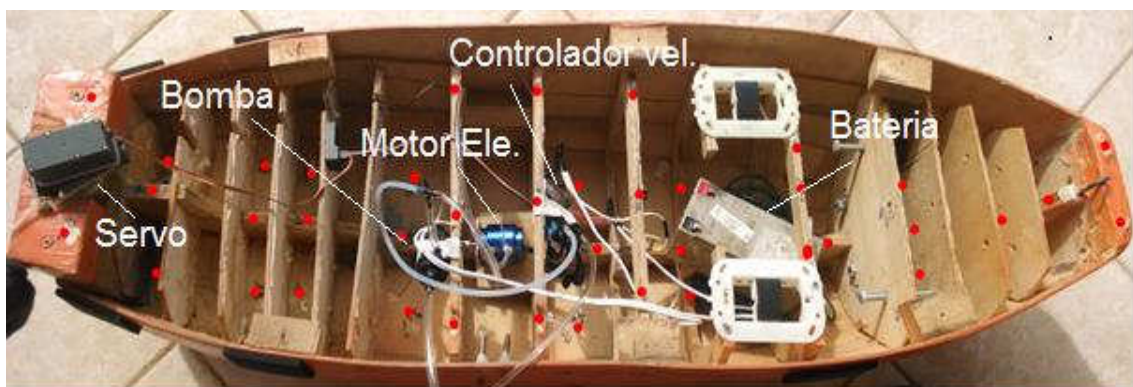
Apesar de a rotação do motor da embarcação ser constante, as outras formas de vibração são excitadas, pois, existe a frequência de passagem das pás, a frequência de rotação do motor da bomba de refrigeração do motor e a combinação entre essas frequências.

3.5. ODS CONSIDERANDO EFEITO HIDRODINÂMICO

3.5.1. Procedimento de medição

A ODS considerando o efeito hidrodinâmico teve seu procedimento realizado de forma muito similar a ODS livre-livre, foram utilizados os mesmos acelerômetros, o mesmo ponto de referência onde um acelerômetro deveria ser fixado, os mesmos pontos de medição para manter a coerência na análise dos resultados e os mesmos equipamentos de funcionamento, como pode ser observado na Figura 28.

Figura 28: Pontos de medição e equipamentos utilizados.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

O acelerômetro de referência foi fixado no ponto 3 enquanto um segundo acelerômetro ficou responsável pela aquisição de sinais de aceleração ao longo dos 40 pontos. Na Figura 29 é possível observar a embarcação pronta para iniciar a ODS considerando o efeito hidrodinâmico.

Figura 29: Embarcação pronta para ser realizada a ODS.

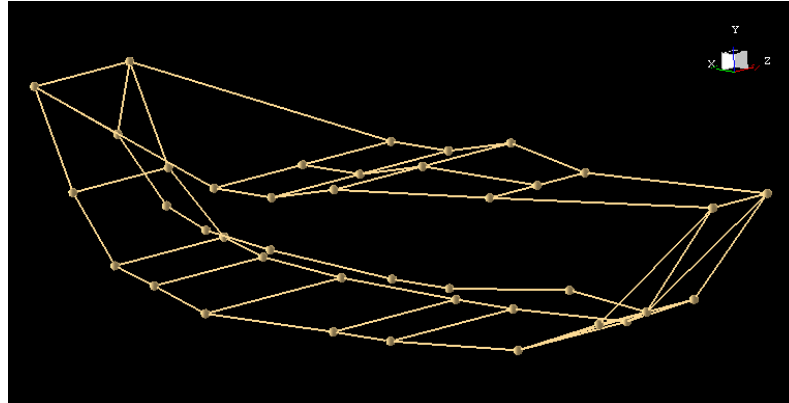


Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

3.5.2. Visualização

A geometria gerada no procedimento de análise modal foi utilizada novamente para a ODS, os pontos de medição dos sinais permanecem os mesmos e podem ser observados na Figura 30.

Figura 30: Geometria utilizada para visualização da ODS molhada.

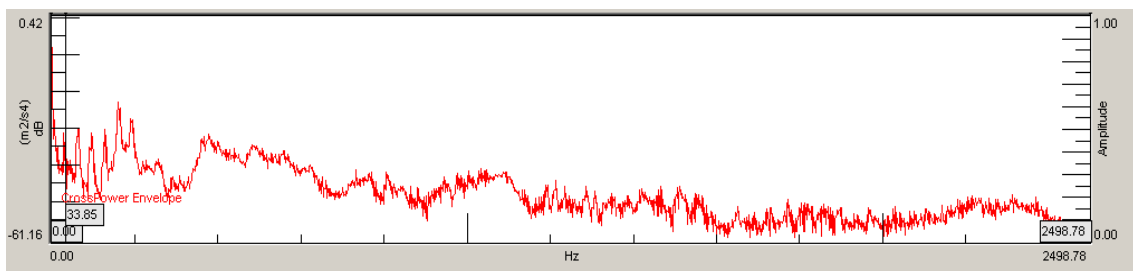


Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

3.5.3. Resultados

A embarcação foi alimentada pela mesma bateria de 12 V e o motor elétrico configurado para uma velocidade de rotação de 33 Hz, essa frequência de rotação teve de ser alterada pois, por questões operacionais, não foi possível manter a mesma rotação com a embarcação semi-submersa. Visualizando o CrossPower Spectrum abaixo é possível observar uma grande amplitude na frequência de 33,85 Hz. Não foi possível utilizar a mesma rotação da condição livre-livre por questões operacionais da embarcação.

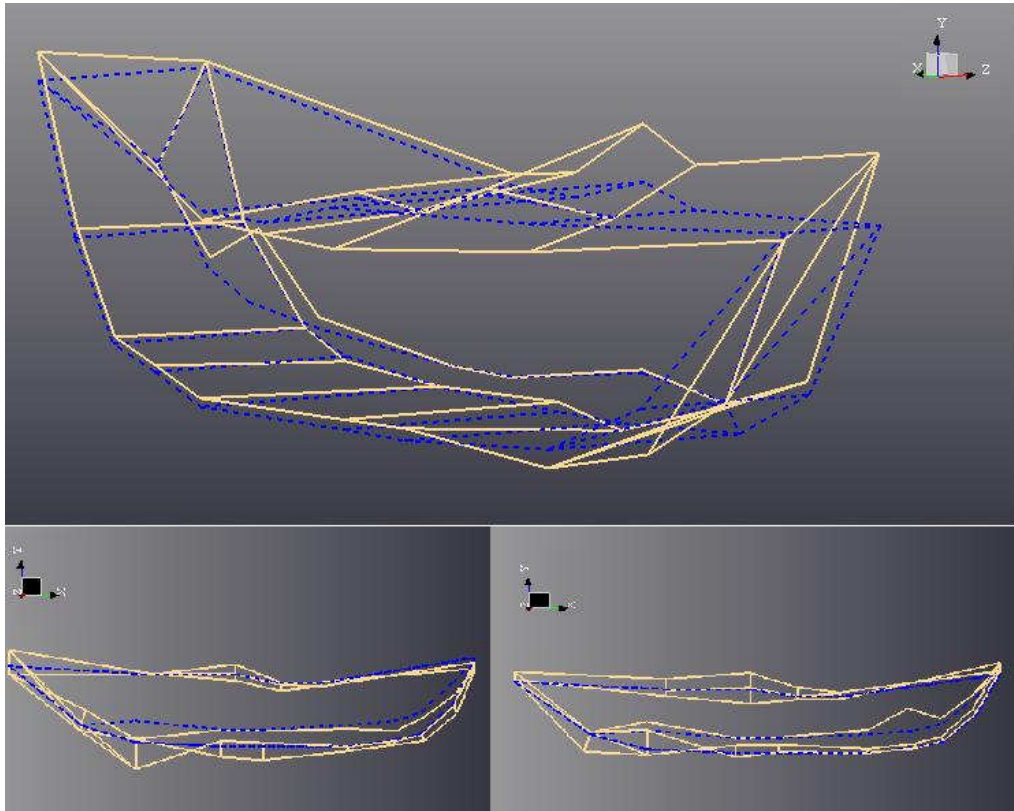
Figura 31: CrossPower Spectrum resultante dos 40 pontos.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

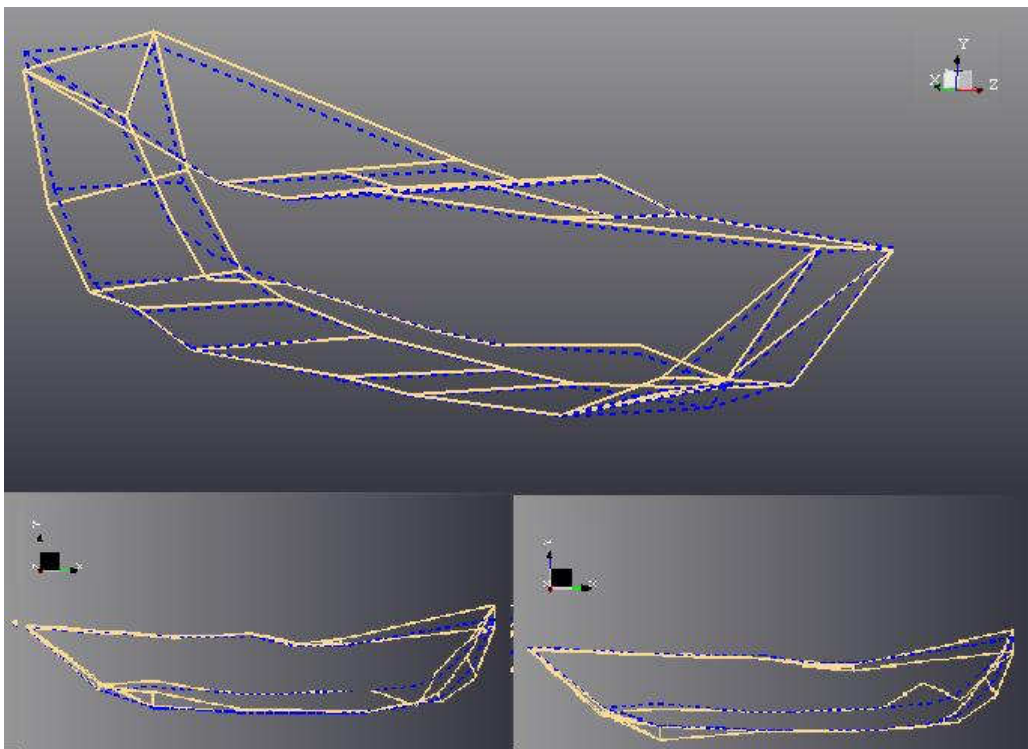
As quatro primeiras formas de vibração da estrutura global podem ser observadas nas figuras 32, 33, 34 e 35, elas aparecem na faixa de frequência entre 30 a 200 Hz.

Figura 32: Primeira forma de vibração, frequência de 33 Hz.



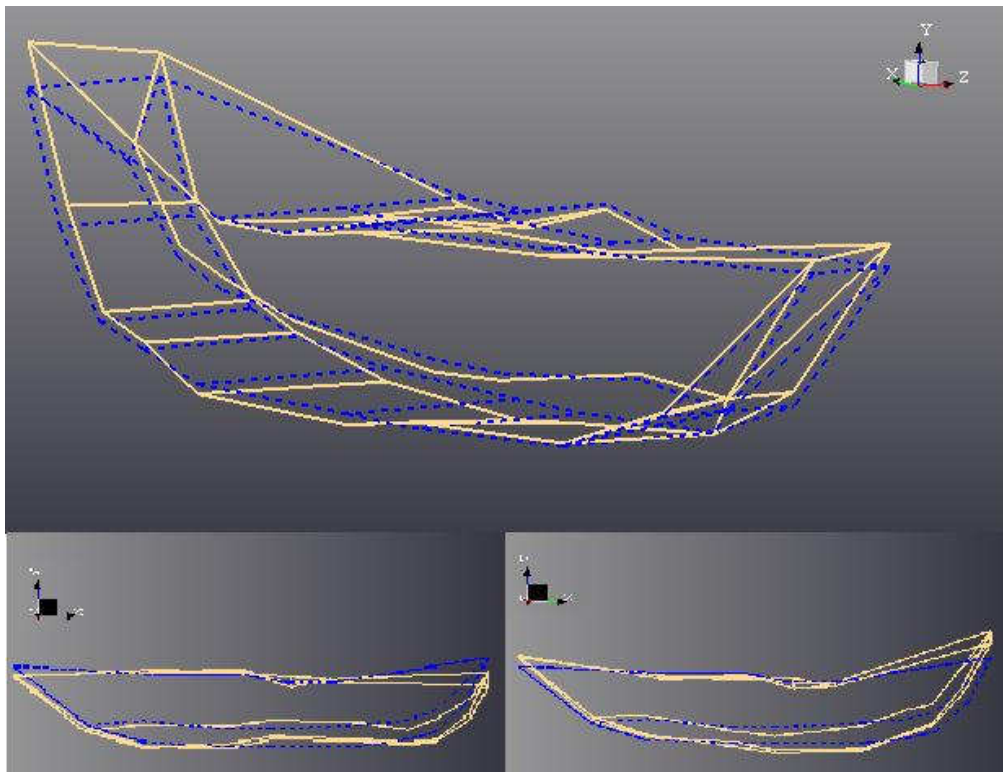
Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Figura 33: Segunda forma de vibração, frequência de 66 Hz.



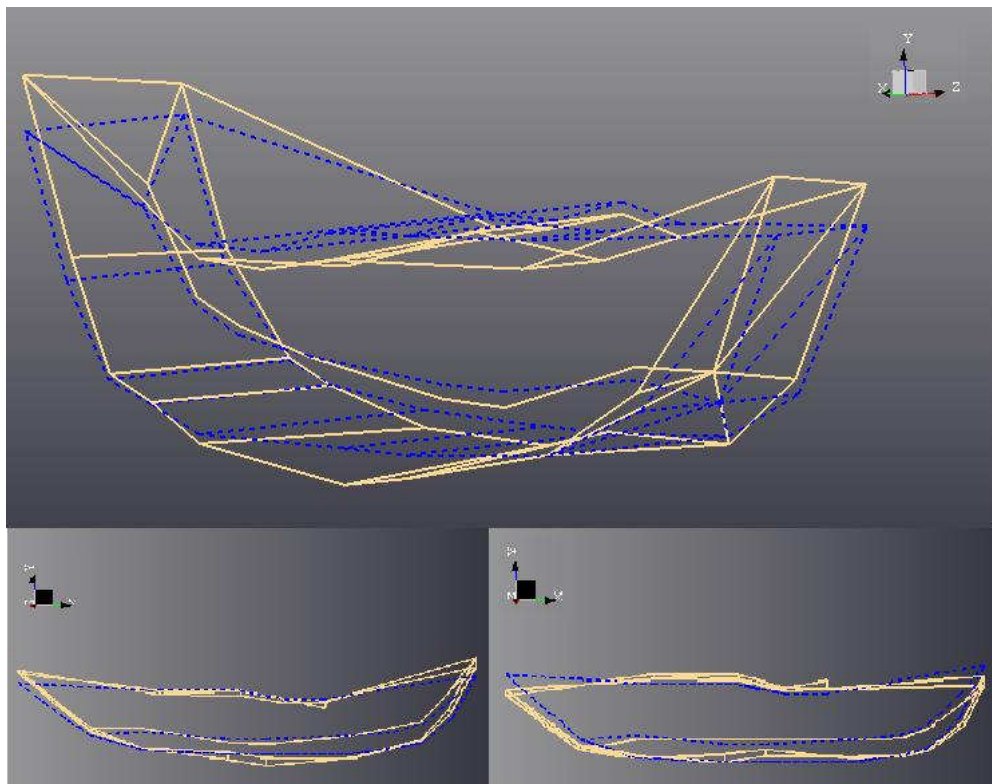
Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Figura 34: Terceira forma de vibração, frequência de 162 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Figura 35: Quarta forma de vibração, frequência de 192 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

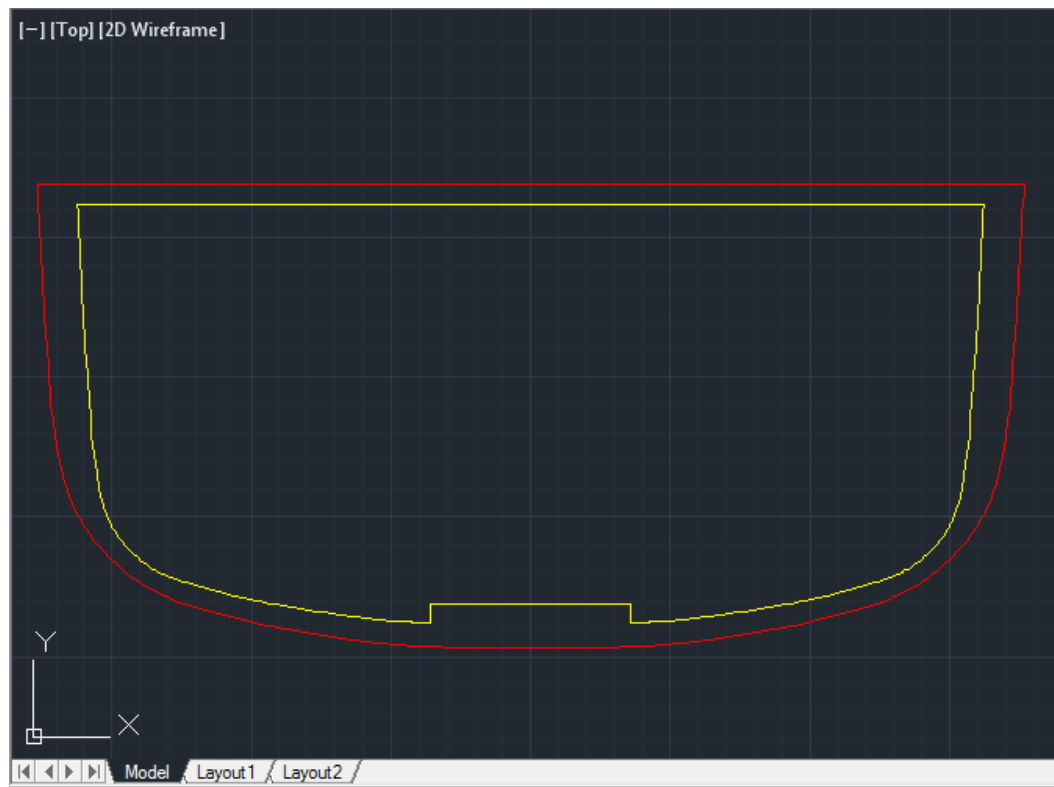
A primeira frequência natural da estrutura obtida na condição molhada é excitada durante o funcionamento da embarcação, como pode ser observado na Figura 35. A ressonância acontece na frequência de 192 Hz. Quando a Figura 35 é comparada a Figura 19 é possível observar a mesma forma modal. Apesar de existirem meios de análise e concordância modal, por exemplo, o MAC (modal assurance criterion), visualmente conclui-se que há semelhança entre as respostas obtidas.

4. RESULTADO DOS MODELOS ANALÍTICOS

Nesta etapa serão apresentados e discutidos os resultados obtidos através de duas linhas de raciocínio distintas, a primeira trata-se de um modelo de ondas de flexão em vigas, já introduzido no Capítulo 2, o segundo considera o modelo da viga-navio, também introduzido no mesmo capítulo. O objetivo é verificar se os modelos fornecem valores de frequências naturais próximos aos valores obtidos experimentalmente.

Algumas características geométricas do modelo são necessárias para a realização do cálculo através de expressões analíticas. O momento de inércia I da seção mestra do modelo em questão é uma delas, para determinar o momento de inércia do modelo, a curvatura externa da embarcação foi obtida com o auxílio de massa de modelar, essa foi transposta em um papel e bastou gerar pontos pertencentes à curva obtida com coordenadas x,y para obter as dimensões dos reforços estruturais da seção mestra. Logo, foi necessário a utilização de software de CAD 2D para gerar a curvatura através dos pontos obtidos. O resultado dessa tarefa pode ser visualizado na Figura 36.

Figura 36: Seção Mestra da embarcação analisada CAD 2D.

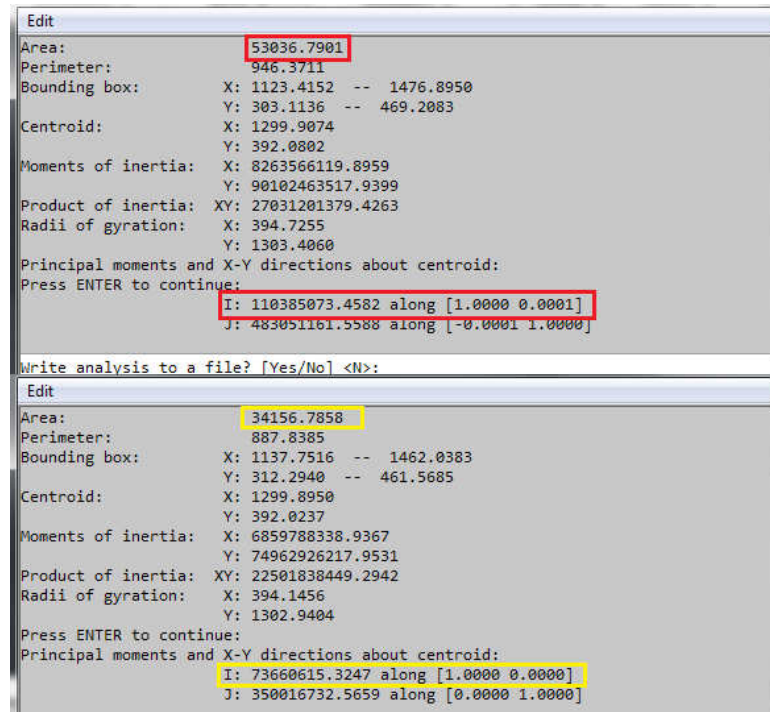


Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

O passo seguinte foi gerar duas regiões com o comando region do software CAD 2D, na Figura 36 as duas regiões são demarcadas pelas cores vermelha e amarela. Finalmente, o momento de inércia de cada região é obtido pelo comando massprop. Os momentos de inércia gerados e outras propriedades necessárias são apresentados na Figura 37. Note que a unidade de medida

padrão do software é em mm, portanto, o momento de inércia é dado em mm^4 e a área da seção é dada em mm^2 .

Figura 37: Propriedades de Massa Seção Mestra.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

A embarcação é constituída basicamente de compensado naval nas estruturas de reforços, longarinas, anteparas e casco. Portanto uma rápida pesquisa na web revelou os valores do módulo de elasticidade. O resultado da pesquisa encontra-se na Tabela 5 abaixo.

Tabela 5: Propriedades Mecânicas do Compensado Naval utilizado na embarcação.

Nominal Thickness (mm)	Plies	5% Characteristic Strength Values (N/mm ²)				Mean Modulus of Elasticity (N/mm ²)	
		Bending	Tension	Compression	Planar Shear	Bending	Tension and Compression
		$f_{m,90}$	$f_{t,90}$	$f_{c,90}$	$f_{r,m,90}$	$E_{m,90}$	$E_{c,90}$ and $E_{c,90}$
7.5	3*	5.5	4.4	8.1	0.33	510	3300
9.5	3*	5.4	4.3	8.0	0.33	490	3250
12.5	4*	7.0	6.4	11.7	0.48	1230	4780
12.5	5	10.4	7.4	9.7	0.64	2270	3960
15.5	4	7.8	6.7	12.4	0.51	1460	5050
15.5	5*	9.6	5.9	7.8	0.68	2110	3190
18.5	5	11.1	7.7	10.1	0.66	2510	4120
18.5	6*	10.7	5.0	6.5	0.63	2640	2670

Fonte: CANPLY, 2014.

4.1. VIGA LIVRE-LIVRE

Levando em consideração o que foi apresentado na seção 2.2.1 a ideia é aplicar a teoria da viga de Euler-Bernoulli na embarcação em escala reduzida e determinar as frequências naturais.

Segundo a teoria de Euler-Bernoulli, a frequência natural de uma viga em flexão na condição livre-livre é:

$$\omega_n = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (4.1)$$

A constante β é tabelada e inclui as condições de contorno iniciais e o comprimento da viga em questão. Na sequência, Tabela 6, é mostrada a condição de contorno para uma viga livre, também apresentando quatro primeiras constantes para o termo βl , as quais estão relacionadas com os primeiros modos de vibração da estrutura. A Tabela 7 dispõe das demais propriedades necessárias para a obtenção do resultado.

$$\cos \beta_n l \cdot \cosh \beta_n l = 1 \quad (4.2)$$

$$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x + \sinh \beta_n x + \alpha_n (\cos \beta_n x \cdot \cosh \beta_n x)] \quad (4.3)$$

$$\alpha_n = \left(\frac{\sin \beta_n l - \sinh \beta_n l}{\cosh \beta_n l - \cos \beta_n l} \right) \quad (4.4)$$

Tabela 6: Constantes de Contorno.

$\beta_1 l = 4,730041$
$\beta_2 l = 7,853205$
$\beta_3 l = 10,995608$
$\beta_4 l = 14,137165$

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Tabela 7: Propriedades Mecânica e Geométrica – Viga.

E	2270	Mpa
I	0,00003672	m ⁴
ρ	800	kg/m ³
A	0,0188658	m ²
L	1,0	m

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

De posse de todos os valores, o cálculo se torna simples e a primeira frequência de ressonância é de:

$$f = 266,5 \text{ Hz}$$

4.2. MODELO DA VIGA-NAVIO

A ideia de ter dois modelos analíticos serve para poder compará-los. O modelo de viga livre-livre dado pelo método de Euler-Bernouli está associado com a análise modal livre-livre. O modelo da viga-navio, dado pelo método discutido na seção 2.2.2 está associado com a modal molhada.

Segundo VORUS (1988, p.32) a teoria de viga-navio para calcular as frequências naturais exige um conhecimento detalhado da distribuição longitudinal dos pesos e da distribuição longitudinal de massa adicional. Obviamente, algumas simplificações devem ser efetuadas para que o cálculo da frequência de flexão considerando o modelo da viga-navio dado pela equação (4.1) seja realizado.

$$\Omega_f = \beta^2 \sqrt{\frac{EI/L^3}{\mu L}} \quad (4.5)$$

Introduzido em poucas palavras anteriormente, o método de Lewis para estimar a massa adicional dada por μ visa a obtenção da distribuição de massa adicional por unidade de comprimento aplicável na vibração vertical do casco. Para Lewis, a massa por unidade de comprimento na posição x ao longo do eixo longitudinal da viga-navio é dada, em kg/m, por:

$$m(x) = \frac{\pi}{8} \rho B^2(x) C(x) J(x) \quad (4.6)$$

Onde:

ρ : Densidade da água (kg/m³)

$B(x)$: Boca da seção (m)

$T(x)$: Calado da seção (m)

$A(x)$: Área da seção abaixo da linha d'água (m²)

$C(x)$: Coeficiente de massa adicional bidimensional da seção

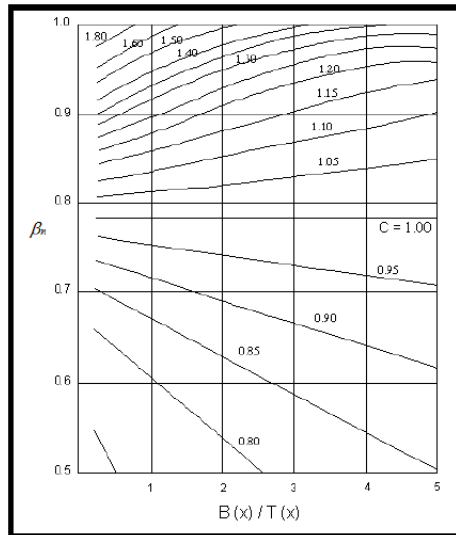
J_n : Fator de Lewis, que representa a redução do fator na massa adicional bidimensional para o escoamento tridimensional

β_n : Coeficiente de área da seção dado por:

$$\beta_n = \frac{A(x)}{B(x)T(x)} \quad (4.7)$$

E o coeficiente C é encontrado com o auxílio do gráfico abaixo relacionando o coeficiente de área da seção β_n com o quociente B/T que relacionando a boca e o calado para a seção analisada.

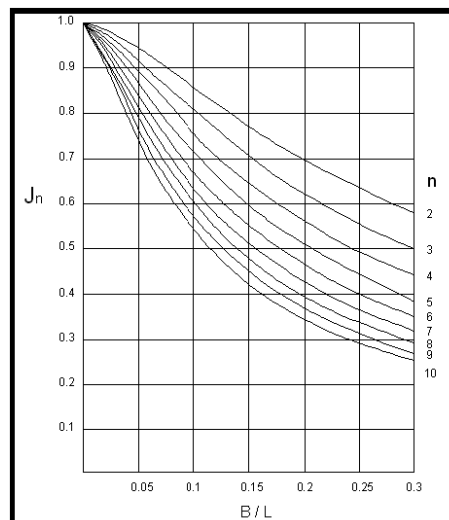
Figura 38: Coeficientes de massa virtual.



Fonte: VORUS, 1988.

E o termo J_n é possível através do gráfico abaixo, onde o n representa o número de nós para o modo de vibração analisado, nesse caso $n = 2$ representando o primeiro modo de vibração, e B/L é a relação entre boca e calado da embarcação.

Figura 39: Fator J_n de Lewis.



Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

A partir dos valores da Tabela 2: Dimensões Principais o resultado encontrado para acréscimo de massa considerando o primeiro modo de vibração é de:

$$m' = 23,53 \text{ kg}$$

Portanto, a massa da viga uniforme por unidade de comprimento é acrescida da massa hidrodinâmica e chamada de μ , para os fins de cálculo. Com as informações contidas na Tabela 7 e utilizando a equação 4.1 é possível determinar o seguinte valor de frequência natural:

$$\Omega_r = 177,4 \text{ Hz}$$

5. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

A ideia de realizar os experimentos com a embarcação suspensa na água e no ar tem como objetivo manter a condição de contorno conhecida para os modelos analíticos existentes. A primeira análise mostra um decréscimo da frequência natural quando comparadas as condições livre-livre e livre-livre molhada. Tal decréscimo é justificado pela adição de massa a estrutura vibratória analisada e do amortecimento da mesma, por isso, é importante analisar a massa adicional hidrodinâmica.

Analisando a equação abaixo se pode, rapidamente, concluir que a massa é inversamente proporcional a frequência de resposta para um sistema de um grau de liberdade, portanto, isso evidencia uma primeira concordância nos resultados apresentados.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.1)$$

O modelo introduzido por Euler-Bernoulli está relacionado com a análise modal pendurada no ar, já que tal modelo analítico não leva em consideração o efeito hidrodinâmico. A tabela abaixo apresenta os resultados analítico e experimental para a primeira frequência natural.

Tabela 8: Comparação Análise Modal livre-livre vs. Euler-Bernoulli.

	Análise modal Ar livre-livre	Modelo Analítico Euler-Bernoulli	Erro %
Freq. 1º modo de vibração	238,1 Hz	266,5 Hz	10,65

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Infelizmente, a embarcação adotada como objeto de estudo nesse trabalho não apresenta um padrão uniforme, trata-se de uma construção amadora, por isso, apresenta alguns detalhes que podem justificar o erro encontrado de 10,65%. A descontinuidade das longarinas e anteparas junto ao casco é o fator principal da alteração da estrutura, também poderia ser citado outros fatores que contribuíssem para esse resultado, por exemplo, a utilização de vedantes como elemento de fixação e folga entre os elementos.

Não é possível afirmar nem quantificar a influência desses defeitos acima mencionados no resultado obtido, também isso não é o objetivo deste trabalho. Entretanto, uma diferença já era esperada.

Outra comparação que deve ser realizada é a entre o modelo de viga-navio e a análise modal experimental considerando o efeito hidrodinâmico. Nesta comparação foi possível observar uma

diferença entre os valores analítico e experimental. Também há um pequeno decréscimo na porcentagem do erro experimentado como pode ser observado na Tabela 9.

Tabela 9: Comparação Análise Modal Molhada vs. Viga-Navio.

	Análise modal Molhada	Modelo Analítico Viga-navio	Erro %
Freq. 1º modo de vibração	192,5 Hz	177,5 Hz	8,45

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

Observados os resultados anteriores, pode-se afirmar que as medições experimentais realizadas possuem certa concordância com os resultados analíticos estão coerentes.

Com o intuito de verificar a influência de cada uma das propriedades geométricas e mecânicas da embarcação no procedimento de cálculo das frequências naturais, foi realizada uma análise comparativa variando tais propriedades, uma por vez, em 10%. Esse valor de acréscimo foi fixado, pois contém valores possíveis e praticáveis para as propriedades da embarcação, não haveria sentido em realizar uma variação aguda das propriedades uma vez que não há referência para tais valores e, portanto, esses valores não estariam de acordo com o observado na prática.

Na tabela abaixo são apresentados os resultados deste estudo, nela podem ser observados os valores com cada variação e o valor de referência.

Tabela 10: Influência propriedades mecânicas e geométricas.

			10%	1ª freq. Natural. EULER	%Δ	1ª freq. Natural. Viga-navio	%Δ
E	2300	Mpa	1,1*E	279,5 Hz	4,88	186,1 Hz	4,85
I	0,0000367	m ⁴	1,1*I	279,5 Hz	4,88	186,1 Hz	4,85
ρ	800	kg/m ³	1,1*ρ	254,1 Hz	-4,65	177,5 Hz	0,00
A	0,0188658	m ²	1,1*A	254,1 Hz	-4,65	177,5 Hz	0,00
L	1	M	1,1*L	220,3 Hz	-17,3	146,7 Hz	-17,35
μ	34,035	Kg	1,1*μ	266,5 Hz	0	169,2 Hz	-4,68
		Referência		266,5 Hz		177,5 Hz	

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

É interessante notar os fatores que mais influenciam no valor da frequência natural, o parâmetro mais influente é, sem dúvidas, o comprimento da viga ou viga-navio L, para o modelo analítico Euler-Bernoulli o comprimento da viga entra na equação em um termo elevado ao

quadrado, e no modelo proposto por Vorus, o comprimento da viga-navio é elevado à quarta potência. Sendo assim, um acréscimo de 10% no comprimento da viga, faria com que a primeira frequência natural caísse o suficiente para que os resultados necessitassem de uma atenção especial.

Os demais valores não apresentaram grandes alterações e, assim, não exercem influência capaz de fazê-lo ser considerado de maior relevância. A diferença na porcentagem de variação observada nas propriedades de menor influência é dada pelo acréscimo de mesma grandeza em seus valores, ou seja, 10% em cima de um valor de quatro casas decimais, como é o módulo de elasticidade E representa um acréscimo maior em seu valor em relação a densidade do material ρ , por exemplo.

A Tabela 11 abaixo relaciona, na primeira linha, os resultados obtidos na análise modal para situação com a embarcação pendurada no ar e na situação considerando o efeito do volume de água. Na seguinte parte da tabela são apresentados os valores de frequência encontrados durante a realização da ODS. Primeiro, com a embarcação pendurada no ar, observa-se que o modelo em funcionamento tem um alto valor de resposta na primeira frequência natural, 238,14 Hz. Na análise considerando o efeito do volume de água, também há um alto valor de resposta no valor da frequência natural.

Tabela 11: Comparativo entre Análise Modal e ODS.

	Livre-Livre	Molhada
Frequência natural (1 ^o Modo)	238,14 Hz	192,45 Hz
Frequência de resposta da ODS	145,6 Hz	66 Hz
	238 Hz	162 Hz
	294 Hz	192 Hz

Fonte: Elaborada pelo autor, 2014.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Esse trabalho verificou o comportamento vibratório de um modelo de embarcação em escala reduzida, primeiro comparou a frequência natural do primeiro modo de vibração obtida experimentalmente com a encontrada através dos modelos teóricos, na sequência foi verificado se o motor e o hélice da embarcação, em funcionamento, excitam alguma frequência natural, através da ODS.

Este tipo de análise permite que, na fase inicial de projeto, se identifique qual é a faixa de valores de frequência na qual o navio poderá ter problemas vibratórios. Dessa forma, a escolha dos equipamentos para operação a bordo pode ser feita de modo a evitar a interferência

Os modelos analíticos apresentados serviram tanto para o embasamento teórico do leitor quanto para, no momento de avaliação dos resultados, serem comparados com os valores obtidos experimentalmente. A determinação do primeiro modo de vibração da embarcação e sua respectiva forma modal foi obtida através de análise modal experimental. Tal análise foi efetuada tanto com o barco pendurado ao ar livre quanto com o barco pendurado considerando o efeito hidrodinâmico. Esses dois casos foram considerados para poder comparar os valores analíticos e experimentais. Houve uma boa concordância entre os valores.

A realização da ODS nesse trabalho foi muito importante, ela revelou que a primeira frequência natural da estrutura foi excitada com o motor e o propulsor em funcionamento. Outra conclusão importante é o fato de haver outros valores altos de resposta em frequência diferentes das naturais, indicando resposta forçada da estrutura.

A determinação das propriedades geométricas e mecânicas do material da embarcação recebeu uma atenção especial. Uma propriedade mecânica do material que mais teve de receber atenção foi o módulo de elasticidade E, sendo a embarcação construída em compensado naval, a procura de valores nas bibliografias foi intensa, pois existem valores para diferentes tipos de compensado.

Os modelos analíticos, por fim, se apresentaram muito confiáveis nessa aplicação, resultando em valores muito próximos aos valores obtidos experimentalmente. Tanto o modelo da viga de Euler-Bernoulli quanto ao modelo da viga-navio forneceram bons resultados, o erro máximo encontrado foi de 10%.

Durante o procedimento de cálculo dos modelos foi possível determinar os parâmetros geométricos e mecânicos que mais influenciam o comportamento vibratório de uma embarcação. Essa influência observada pode servir como ferramenta de projeto, de maneira que o projetista de uma embarcação pode se atentar aos parâmetros de maior influência para evitar alguma frequência natural.

Como sugestões para futuros trabalhos destacam-se:

- Contínuo estudo buscando entender as fontes de vibração encontradas em navios de grande porte através de modelos em escala reduzida.
- Realização de uma análise utilizando métodos de elementos finitos com as mesmas condições de contorno utilizadas neste trabalho, comparar os valores numéricos e experimentais.
- Construção de uma embarcação em escala reduzida com mais cuidado e realizar um estudo similar.
- Estudo de extrapolação das características dinâmicas de um navio em escala reduzida para um navio em tamanho real.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] VORUS, W. S., **Principals of Naval Architecture - Vibration**, 3 ed, New Jersey, USA, 1988
- [2] IWER ASMUSSEN, WOLFGANG MENZEL, HOLGER MUMM, **Ship Vibration**, Germanischer Lloyd's, Hamburg, 2001
- [3] Sistemas de controle 2 – MSPC. Disponível em: http://www.mspc.eng.br/contr/ctrl_0220.shtml. Acesso em: 27/11/2013
- [4] FREITAS MENDES, T. **Análise Dinâmica de um estrutura – Estudo numérico e experimental**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2012.
- [5] JORDAN, R.. **Análise modal experimental**. Notas de aula. 2002. Laboratório de Vibrações e Acústica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- [6] FIORENTIN, T. **Estudo de geração de ruído em reatores de núcleo de ar**. 2007. 107 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- [7] RICHARDSON, M. H.. Is it a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape?. **Sound & Vibration Magazine**, 30th Anniversary Issue, March, 1997
- [8] LEWIS, F.M. **The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship**, SNAME, 1929.
- [9] KROMULSKI, J.; HOJAN, E.. **Application of two experimental modal analysis methods for the determination of operational deflection shapes**. Journal of Sound and Vibration, vol. 1964, p. 429-438, 1996.
- [10] CANPLY Canada Plywood Association – Datasheet - Disponível em: <http://www.canply.org/pdf/main/engineered%20values.pdf>. Acesso em: 20/06/2014
- [11] RAO, S. **Vibrações Mecânica**, 4 ed São Paulo, 2008
- [12] AMERICAN BUREAU OF SHIPPING (ABS), **Guidance Notes on Ship Vibrations**. New York, USA, 2006.

[13] TROYMAN, A.C. Ramos; DA CONCEIÇÃO, C.A. Levi. **Área efetiva no cisalhamento e centro de cisalhamento de seções transversais de navio**. Revista Brasileira de Engenharia, Vol. 4 N1, 1987

[14] LOPES, T.A.P., TROYMAN, A.C.R. 1980, **Vibrações do Navio**. COPPE UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 1980. (Apostila).