



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
FACULDADE DE ENGENHARIA NAVAL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA NAVAL

ARACELLI SUZANE ANDRADE FERREIRA

**DIAGNÓSTICO NUMÉRICO EM EMBARCAÇÕES DE
ATENDIMENTO MÉDICO-HOSPITALAR VISANDO
À OTIMIZAÇÃO VIBRO-ACÚSTICA**

Belém
2017

ARACELLI SUZANE ANDRADE FERREIRA

**DIAGNÓSTICO NUMÉRICO EM EMBARCAÇÕES DE
ATENDIMENTO MÉDICO-HOSPITALAR VISANDO
À OTIMIZAÇÃO VIBRO-ACÚSTICA**

Trabalho de Dissertação apresentado ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Naval, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Naval.

Orientador: Newton Sure Soeiro

Belém
2017

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFPA

Ferreira, Aracelli Suzane Andrade Ferreira, 1985-

Diagnóstico numérico em embarcações de atendimento médico-hospitalar visando a otimização vibro-acústica / Aracelli Suzane Andrade Ferreira.— 2017.

Orientador: Newton Sure Soeiro

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Naval, Belém, 2017.

1. Engenharia acústica - Métodos estatísticos. 2. Controle de ruído. 3. Método dos elementos finitos. 4. Navios. I. Título.

CDD 23. ed. 620.2

Aracelli Suzane Andrade Ferreira

**DIAGNÓSTICO NUMÉRICO EM EMBARCAÇÕES DE ATENDIMENTO
MÉDICO-HOSPITALAR VISANDO À OTIMIZAÇÃO VIBRO- ACÚSTICA**

Belém-PA, ____ de _____ de _____

BANCA EXAMINADORA

Newton Sure Soeiro
Orientador

Gustavo da Silva Vieira de Melo
Membro 1

Mounsif Said
Membro 2

Belém
2017

Dedico este trabalho aos meus avós, Maria Nilta e Raimundo Nonato. Nunca os esquecerei. . .

Agradecimentos

Agradeço primeiramente ao Senhor Deus, bondoso, justo e misericordioso, que não desampara aqueles que O buscam. À Ele toda honra, glória e louvor! Sem Seu amparo, nunca teria concluído este mestrado.

Agradeço à UFPA, em especial, à FENAV pela oportunidade concedida de realizar este mestrado. Agradeço a todos os professores e servidores pelo trabalho realizado.

Agradeço aos professores Gustavo Melo e Mounsif Said pelas colaborações dadas para o aperfeiçoamento deste trabalho.

Agradeço ao professor Newton Soeiro pelas orientações e empenho para que esse trabalho pudesse ser concretizado.

Agradeço a Shahab Hosseini pela grande ajuda dispensada durante a construção deste trabalho.

Agradeço aos colegas com quem convivi durante o período do curso que contribuíram com trocas de conhecimento e experiências.

Agradeço aos meus pais pelo apoio ainda que distantes.

Agradeço a todos os familiares e amigos que torceram pelo êxito deste trabalho.

Agradeço ao meu filho Benjamin pela compreensão.

Agradeço ao meu esposo Fernando pelas orações, resiliência e encorajamento durante os anos deste curso. Seu amor é um presente de valor.

*“Nada temos a temer quanto ao futuro a menos
que esqueçamos como Deus nos guiou no
passado.”*

Ellen G. White

Resumo

A utilização de embarcações para atendimento hospitalar tem sido um dos principais meios utilizados algumas prefeituras pertencentes aos estados da Amazônia Legal para levar assistência médica e odontológica para comunidades situadas em localidades distantes. Essas embarcações foram denominadas pelo Ministério da Saúde de Unidades Básicas de Saúde Fluvial (UBSF). O projeto dessas unidades, entretanto, é diferenciado, em muitos aspectos, pois prevê a instalação de equipamentos não presentes nas demais embarcações convencionais. Além disso, o serviço desempenhado nessas unidades necessita de condições vibro-acústicas satisfatórias de modo que os profissionais de saúde possam executar os procedimentos corretamente. Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise numérica através do Método de Elementos Finitos para avaliar as propriedades modais e acústicas da embarcação de atendimento médico. O trabalho contemplou duas análises: modal e acústica. Na análise modal, foram considerados como objetos de estudo o eixo, hélice e a própria estrutura da UBSF, pois estas são as principais fontes de excitação. Já a análise acústica buscou averiguar as principais fontes de emissão de ruído e a sua propagação no interior da UBSF. Nesta segunda análise, foi possível prever o nível de pressão sonora global e em bandas de oitava no interior da embarcação. Foram utilizados os softwares *Ansys* e *Comsol* para as análises modal e acústica, respectivamente. Após as análises, comparou-se os dados obtidos com as principais normas nacionais e internacionais relacionadas ao assunto. Os resultados encontrados neste estudo demonstraram que o modelo de referência proposto pelo Ministério da Saúde não atendeu aos critérios estabelecidos pelas normas. Propõe-se, assim, como soluções para atenuar os efeitos indesejados oriundos dos fenômenos vibro-acústicos a utilização de materiais com propriedades absorvedoras e aumento na rigidez estrutural da embarcação. Tais medidas permitiriam oferecer aos usuários e tripulantes melhorias no conforto e nas condições de prestação dos serviços de atenção básica da saúde.

Palavras-chave: análise modal, análise acústica, método de elementos finitos, vibração, ruído.

Abstract

The use of vessels for hospital care has been one of the main means used by some prefectures belonging to the states of the Legal Amazon to take medical and dental care to communities located in distant locations. These vessels were named by the Ministry of Health of Basic Units of Fluvial Health (UBSF). The design of these units, however, is differentiated in many ways, since it provides for the installation of equipment not present in other conventional vessels. In addition, the service performed in these units requires satisfactory acoustic-vibro-conditions so that health professionals can perform the procedures correctly. This work aims to perform a numerical analysis through the Finite Element Method to evaluate the modal and acoustic properties of the medical service vessel. The work contemplated two analyzes: modal and acoustic. In the modal analysis, the axis, propeller and the structure of the UBSF were considered as objects of study, as these are the main sources of excitation. The acoustic analysis sought to ascertain the main sources of noise emission and its propagation within the UBSF. In this second analysis, it was possible to predict the overall sound pressure level and octave bands inside the vessel. The Ansys and Comsol softwares were used for the modal and acoustic analysis, respectively. After the analyzes, the data obtained with the main national and international standards related to the subject were compared. The results found in this study demonstrated that the reference model proposed by the Ministry of Health did not meet the criteria established by the norms. It is proposed, therefore, as solutions to attenuate the undesired effects from the acoustic-acoustic phenomena, the use of materials with absorptive properties and increase in the structural rigidity of the vessel. Such measures would allow users and crew members to improve the comfort and conditions of basic health care services.

Keywords: modal analysis, acoustics analysis, finite element method, vibration, noise.

Lista de ilustrações

Figura 1 – UBSF - Manicoré/AM	17
Figura 2 – Interior de uma UBSF	18
Figura 3 – Sala de Procedimentos de uma UBSF	18
Figura 4 – Ambulatório da UBSF	19
Figura 5 – Arranjo Geral de uma UBSF	21
Figura 6 – Etapas da Análise Modal	25
Figura 7 – Discretização de Elementos	27
Figura 8 – Estrutura Discretizada	30
Figura 9 – Modos de vibração da viga-navio	32
Figura 10 – Sistema Propulsor	33
Figura 11 – Partes do Eixo Propulsor	33
Figura 12 – Vibração Longitudinal do Eixo Propulsor	35
Figura 13 – Vibração Torcional do Eixo Propulsor	35
Figura 14 – Vibração Lateral	36
Figura 15 – Whirling of Shafts	36
Figura 16 – Propagação de Ruídos em Navios	37
Figura 17 – Frequências de Ressonância no Corpo Humano	39
Figura 18 – Possíveis efeitos do ruído no organismo humano	40
Figura 19 – Pressão Sonora e Potência Sonora	42
Figura 20 – Fluxograma para Análise de Vibrações	44
Figura 21 – Zonas de exposição ao ruído ocasional e diário.	48
Figura 22 – Vista Longitudinal da UBSF	56
Figura 23 – Vista Frontal da UBSF	56
Figura 24 – Convés Principal da UBSF	57
Figura 25 – Convés Superior da UBSF	57
Figura 26 – Plano de Linhas da UBSF	59
Figura 27 – Geometria do casco modelado no software Rhinoceros.	59
Figura 28 – Geometria do casco importado para o Ansys.	60
Figura 29 – Casco - Modos 1 e 2	60
Figura 30 – Casco - Modos 3 e 4	60
Figura 31 – Casco - Modos 5 e 6	61
Figura 32 – Casco - Modos 7 e 8	61
Figura 33 – Casco - Modos 9 e 10	61
Figura 34 – Geometria da UBSF em Autocad 3D	63
Figura 35 – UBSF em Elementos Finitos	64
Figura 36 – Modo 7 - UBSF	65

Figura 37 – Modo 8 - UBSF	65
Figura 38 – Modo 9 - UBSF	65
Figura 39 – Modo 10 - UBSF	66
Figura 40 – Modelo do Hélice	68
Figura 41 – Coarse Mesh	69
Figura 42 – Modos de Vibração - Coarse Mesh	70
Figura 43 – Mesh Medium	70
Figura 44 – Modos de Vibração - Medium Mesh	71
Figura 45 – Fine mesh	71
Figura 46 – Modos de Vibração - Fine Mesh	72
Figura 47 – Eixo propulsor da UBSF	74
Figura 48 – Modelo do Eixo feito no Ansys	74
Figura 49 – Malha do Eixo	75
Figura 50 – Modos 1 e 2 - Eixo	76
Figura 51 – Modos 3 e 4 - Eixo	76
Figura 52 – Modos 5 e 6 - Eixo	76
Figura 53 – Modos 7 e 8 - Eixo	76
Figura 54 – Modos 9 e 10 - Eixo	77
Figura 55 – Modo 1 e 2 - Eixo e Hélice	78
Figura 56 – Modo 3 e 4 - Eixo e Hélice	78
Figura 57 – Modo 5 e 6 - Eixo e Hélice	78
Figura 58 – Modo 7 e 8 - Eixo e Hélice	78
Figura 59 – Modo 9 e 10 - Eixo e Hélice	79
Figura 60 – Fator de Diretividade	84
Figura 61 – Medição do nível de Potência Sonora	85
Figura 62 – Principal fonte sonora da UBSF	86
Figura 63 – Modelo Acústico em Elementos Finitos	87
Figura 64 – Nível de Pressão Sonora - 63 HZ	89
Figura 65 – Nível de Pressão Sonora - 125 HZ	89
Figura 66 – Nível de Pressão Sonora - 250 HZ	90
Figura 67 – Nível de Pressão Sonora - 500 HZ	90
Figura 68 – Nível de Pressão Sonora - 1000 HZ	90
Figura 69 – Nível de Pressão Sonora - 2000 HZ	91
Figura 70 – Nível de Pressão Sonora - 4000 HZ	91

Lista de quadros

Lista de tabelas

Tabela 1 – Frequências naturais para diferentes tipos de navios	32
Tabela 2 – Sensibilidade do Corpo Humano às Vibrações	39
Tabela 3 – Valores Máximos de Níveis de Pressão Sonora para Embarcações de Passageiros com Cabine	46
Tabela 4 – Limites de tolerância para ruídos contínuos ou intermitentes	47
Tabela 5 – Limites de Ruído para Diversos Espaços no Navio.	49
Tabela 6 – Tempo máximo diário de exposição permissível em função do nível de ruído	51
Tabela 7 – Dimensões Principais da UBSF	55
Tabela 8 – Características do sistema eixo-propulsor	58
Tabela 9 – Modos de Vibração / Frequências Naturais	62
Tabela 10 – Frequências Naturais da Embarcação (UBSF)	66
Tabela 11 – Descrição do Hélice	67
Tabela 12 – Frequências Naturais do Hélice	73
Tabela 13 – Propriedades Modais do Eixo	75
Tabela 14 – Frequências Verticais e Torcionais do Eixo - Método Analítico	77
Tabela 15 – Propriedades Modais do Eixo Acoplado ao hélice	79
Tabela 16 – Frequências Naturais através da formulação de Kumai	80
Tabela 17 – Frequências Naturais através da formulação de Schlick	80
Tabela 18 – Frequências Naturais através da formulação de Todd	80
Tabela 19 – Comparação entre as frequências naturais da UBSF, hélice e eixo .	81
Tabela 20 – Harmônicos de frequências relativas ao motor diesel com rotação a 2000 RPM; ao eixo propulsor com redução de 3:1,13; ao hélice de três pás e às explosões do cilindro do motor	82
Tabela 21 – Nível de Pressão Sonora na Praça de Máquinas x Distância	86
Tabela 22 – Valores dos Níveis de Pressão Sonora em Bandas de Oitava	93

Lista de abreviaturas e siglas

ABS	American Bureau of Shipping
CAE	Computer Aided Engineering, ou Engenharia Auxiliada por Computador
dB	Decibéis
dB(A)	Decibéis com ponderação na curva A
FEA	Finite Element Analysis
HZ	hertz
ISO	International Organization for Standardization, ou Organização Internacional para Padronização
MEF	Método de Elementos Finitos
NPS	Nível de Pressão Sonora
NR	Norma Regulamentadora
NWS	Nível de Potência Sonora
UBSF	Unidades Básicas de Saúde Fluviais

Sumário

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	20
1.1.1	Geral	20
1.1.2	Específico	20
1.2	Justificativa	21
2	REVISÃO DA LITERATURA	22
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
3.1	Análise Modal	25
3.2	Método de Elementos Finitos	26
3.3	Métodos Empíricos para Vibrações em Navios	28
3.4	Softwares em Elementos Finitos	29
3.5	Vibrações e Ruídos	31
3.5.1	Principais Fontes de Vibrações em Navios	31
3.5.2	Principais Fontes de Ruído em Navios	37
3.5.3	Ruído e Vibrações no Corpo Humano	38
3.5.4	Potência Sonora, Intensidade Sonora e Nível de Pressão Sonora	41
4	NORMAS E REGRAS PARA AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÕES E RUÍDOS	43
4.1	Norma ABS - Controle de Ruído e Vibrações em Espaços Habitados de Navios	45
4.2	NR 15 - Atividades Insalubres	46
4.3	IMO Resolution A.468 (XII) - Code on Noise Level on Board Ships (1981)	47
4.4	Norma de Higiene Ocupacional NHO 01 - Avaliação da Exposição Ocupacional ao Ruído (2001)	50
5	METODOLOGIA	52
6	ESTUDO DE CASO	55
6.1	Visão Geral	55
6.2	Modelo em Elementos Finitos	58
6.3	Análise Modal da Embarcação	62
6.4	Análise Modal do Hélice	67
6.5	Análise Modal do Eixo	73
6.6	Resultados da Análise Modal	80

6.7	Análise Acústica	84
6.8	Resultados da Análise Acústica	94
7	CONCLUSÕES	96
8	PROPOSTAS PARA REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES E RUÍDO	98
9	PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	100
	REFERÊNCIAS	101

1 INTRODUÇÃO

A Amazônia possui uma extensão territorial naturalmente cercada por densas florestas e inúmeros rios. Dentro dessa imensa região, estão os denominados ribeirinhos, moradores das margens dos rios, e que vivem praticamente isolados dos grandes centros urbanos. Essa realidade é verificada, principalmente, em decorrência da falta de rodovias. Dessa forma, como os convencionais meios de interligação a essas localidades são os rios, o atendimento de saúde é praticamente inexistente. Para ter acesso aos serviços básicos de saúde, é necessário viajar muitas horas ou até dias para conseguir um atendimento. Além disso, na maioria das vezes, é necessário fazer mais de uma viagem, pois os exames, consultas e procedimentos não são feitos no mesmo dia.

Para minimizar essa realidade, em 2011, o Governo Federal lançou o Programa de Construção de Unidades Básicas de Saúde Fluviais (UBSF), que prevê a aquisição de embarcações de atendimento médico para as populações ribeirinhas. As Unidades Básicas de Saúde Fluvial são diferenciadas, pois consistem de embarcações que comportam uma ou mais equipes de Saúde da Família Fluvial, equipadas com os materiais necessários para atender à população ribeirinha da Amazônia Legal (Acre, Amapá, Amazonas, Mato Grosso, Pará, Rondônia, Roraima, Tocantins e parte do Maranhão) e Pantanal Sul Mato-Grossense (PORTAL DA SAÚDE, 2012).

As Unidades são basicamente veículos adaptados para fornecer serviços especializados na área de saúde. As unidades, também, têm função educativa, com a promoção de palestras e esclarecimentos.

Quanto à estrutura física mínima, cada UBSF deve conter: consultórios médicos, de enfermagem e odontológico; ambiente para armazenamento e descarte de medicamentos; laboratório; sala de vacina; banheiros; expurgo; cabines com leitos, camarotes em número suficiente para toda a equipe; cozinha; sala de procedimentos; identificação segundo padrões visuais da Saúde da Família, estabelecidos nacionalmente. A Figura 1, abaixo, mostra uma UBS fluvial pertencente ao Município de Manicoré - AM.

Figura 1 – UBSF - Manicoré/AM



Fonte: Ministério da Saúde

Os municípios com interesse em solicitar o recebimento do incentivo financeiro para construção de UBSF devem elaborar uma proposta em conjunto com um projeto especificando o território a ser coberto pela embarcação, bem como a estimativa da população que será atendida, o número de agentes de saúde a serem designados para a respectiva área, programação de viagens por ano, dentre outras informações. Além disso, dever ser encaminhado junto com o projeto os planos preliminares de construção da embarcação.

No portal do Departamento de Atenção Básica vinculado ao Ministério da Saúde, é fornecido um modelo de referência, com todos os documentos referentes ao projeto básico, para ser tomado como padrão para construção da UBSF. Também é estabelecido que a embarcação deve ser composta, minimamente, por um médico, um enfermeiro, um técnico de saúde bucal e um bioquímico ou técnico de laboratório (PORTAL DA SAÚDE, 2012).

Até o fim de 2016, 25 unidades estavam em construção, e, destas, espera-se que até o final de 2017, pelo menos, 4 embarcações sejam inauguradas no Amazonas e 3 no Pará. Sendo que o investimento federal do Ministério da Saúde para a construção de uma UBSF é de R\$ 1.900.000,00 (um milhão e novecentos mil reais), sendo que o valor do repasse mensal dos recursos para o custeio é de R\$80.000,00 (oitenta mil reais) a R\$ 90.000,00 (noventa mil reais) (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2008).

As Figuras 2,3 e 4 a seguir mostram o interior de uma UBSF:

Figura 2 – Interior de uma UBSF



Fonte: Ministério da Saúde

Figura 3 – Sala de Procedimentos de uma UBSF



Fonte: Ministério da Saúde

Figura 4 – Ambulatório da UBSF



Fonte: Ministério da Saúde

O projeto de um determinado tipo de embarcação deve ser capaz de suprir as demandas provenientes do tipo de serviço prestado. Segundo Mansour e Liu (2008), o tamanho e as características principais de uma nova embarcação são determinadas primariamente pela sua missão ou serviço pretendido. Deve-se antecipar, portanto, sobre as possíveis atividades a serem desempenhadas dentro da embarcação e, assim, definir o melhor *layout* para aquele tipo de serviço.

Embarcações assistenciais possuem restrições de projeto não encontradas no

arranjo físico de embarcações de passageiros comuns. Preveem, por exemplo, a instalação de equipamentos não presentes nos projetos de embarcações convencionais, como exemplo, equipamentos para ultra-som, raio-x, cadeira odontológica, e outros. Ainda requerem níveis sonoros e oscilatórios adequados para que procedimentos realizados a bordo sejam executados corretamente. Devem se locomover com rapidez em casos emergenciais onde seja necessário o transporte para centros mais especializados.

Outro fator importante é o arranjo físico da UBSF, pois o projetista deve considerar não somente os espaços para atendimento, o local para armazenagem de medicamentos, a localização de equipamento de exame e diagnóstico a serem utilizados, locais para descarte de lixo hospitalar assegurando que não ocorra contaminação.

Além disso, pelo fato de se encontrar em meio fluido, as unidades sofrem a ação de ondas e marolas que podem influenciar tanto no conforto dos usuários dos serviços, principalmente, aqueles em tratamento, como na execução dos procedimentos pelos médicos e demais profissionais que atuam a bordo.

Existem vários requisitos que devem ser considerados para a construção de uma UBSF, como a estrutura física exigida para a instalação dos equipamentos de atendimento médico, dimensões mínimas, níveis de oscilação e locais para isolamento de resíduos hospitalares. Deve-se avaliar também qual a configuração de casco atende melhor a finalidade do serviço a ser realizado.

Assim, esta pesquisa faz uma análise numérica em Elementos Finitos em uma embarcação de assistência médica para avaliar se os níveis sonoros e vibratórios existentes em uma Unidade de Atendimento Fluvial atendem aos critérios mínimos exigidos pelas normas regulamentadoras visando garantir condições vibro-acústicas adequadas para o fornecimento dos serviços.

1.1 Objetivos

1.1.1 Geral

Desenvolver uma análise numérica através do Método de Elementos Finitos em uma embarcação de atendimento médico-social para verificar se o modelo proposto atende aos critérios mínimos estabelecidos pelas principais normas internacionais e propor melhorias de condições a tripulação e usuários de serviços.

1.1.2 Específico

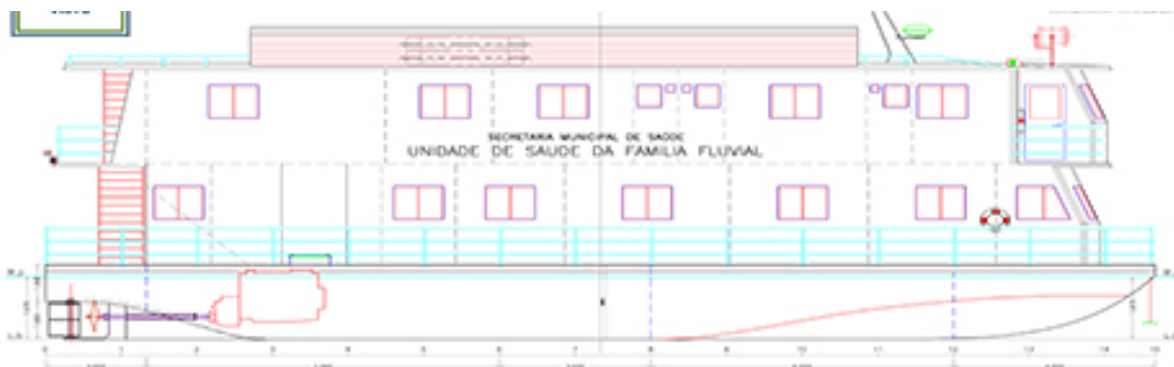
- Avaliar as características modais (frequências naturais e modos de vibração) da UBSF;

- Verificar a existência de situações de ressonância na UBSF;
- Avaliar as características acústicas relacionadas à pressão sonora no interior da UBSF;
- Avaliar se a embarcação atende aos requisitos mínimos relacionados ao ruído;
- Propor soluções que minimizem os efeitos sonoros e vibratórios causados pela ação das principais fontes de excitação.

1.2 Justificativa

A utilização de embarcações para atendimento hospitalar vem sendo utilizada por algumas prefeituras dos estados pertencentes à Amazônia Legal (Acre, Amapá, Amazonas, Pará, Rondônia, Roraima e parte dos estados do Mato Grosso, Tocantins e Maranhão) para levar assistência médica e odontológica para comunidades situadas em locais distantes. O Ministério da Saúde, em seu *site* oficial, fornece um modelo de projeto para construção das embarcações assistenciais. Na Figura 5, é mostrada a vista longitudinal de uma UBSF.

Figura 5 – Arranjo Geral de uma UBSF



Fonte: Ministério da Saúde

O projeto de embarcações de assistência médica é, em muitos aspectos, diferenciado, porque além de prevê a instalação de itens não presentes nos projetos das demais embarcações convencionais, exige que os níveis oscilatórios e de ruído sejam os menores possíveis para que a equipe de profissionais de saúde possa exercer suas atividades sem inconvenientes e para que os usuários dos serviços tenham conforto durante o atendimento.

Torna-se, portanto, necessário um estudo sobre os aspectos vibro-acústicos da UBSF com o objetivo de verificar se o modelo proposto atende aos critérios mínimos estabelecidos pelas principais normas internacionais, bem como propor melhorias nas condições de habitabilidade.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Suzuki (2014) desenvolveu uma rotina no Excel, utilizando o MEF, capaz de realizar análises estruturais em treliças planas e espaciais, vigas planas e pórticos planos, tornando acessível para aqueles que querem analisar tais estruturas ou que querem conhecer melhor o método. Como o software Excel possui recursos de cálculo matricial, recursos de programação por meio da linguagem *Visual Basic*, entre outras ferramentas, foi possível a implementação do Método de Elementos Finitos. Para verificar a validade dos resultados, fez uma comparação com os resultados numéricos obtidos do *software* ANSYS.

Prasanna e Rao (2015) propuseram uma análise modal e estática com a utilização do *software* Ansys na estrutura do casco de um navio para verificação de deformações, frequências naturais e modos de vibração. O objetivo dessa análise na fase inicial do projeto é assegurar resistência à estrutura considerando as possíveis situações que o navio poderá encontrar em serviço.

Kar, Sarangdhar e Chopra (2008) realizaram análises estáticas e modais em diversas estruturas de diferentes tipos de navios. O objetivo dos autores é demonstrar a aplicabilidade do *software* Ansys para inúmeras situações ocorridas com o navio em serviço e as possíveis solicitações estruturais. Tradicionalmente, o comportamento do navio em serviço é avaliado através de modelos experimentais. A maior desvantagem deste método é o alto custo demandado. Neste trabalho, foi demonstrado que o *software* é um recurso eficaz e seguro para ser utilizado no projeto de navios, colaborando para o dimensionamento de estruturas com maior rapidez e menores custos quando comparado aos métodos experimentais.

Inzunza (2000) investigou a aplicação do Método de Elementos Finitos para análise estrutural de uma embarcação de 50 metros de comprimento. Foram realizadas análises modais na estrutura do casco, para isso, foram criados dois modelos diferentes: um modelo em viga bidimensional (*beam model*) e outro em placa (*plate model*). Os resultados obtidos demonstraram que o modelo de placas apresentou irregularidades, sendo necessário fazer algumas alterações no modelo. Já o modelo de barra não apresentou nenhuma anormalidade e sua modelagem foi realizada em menor tempo comparado ao modelo de placas. O tipo de casco analisado é fechado sem grandes aberturas, como escotilhas. Os modos de vibração foram comparados, e observaram-se conformidades entre os resultados dos modelos.

Lakitosh (2012) realizou um estudo para verificação das vibrações provocadas pela ação das ondas na estrutura de cascos. Atenção especial foi dada ao efeito

“slamming” ou “batida”, pois este é um dos principais responsáveis por provocar deformações localizadas e vibrações que se prolongam por toda a estrutura do casco. O trabalho buscou contribuir para o desenvolvimento de modelos e métodos numéricos para análise da resposta estrutural de um navio submetido a ondas com grandes amplitudes. Os resultados analíticos obtidos ficaram próximos aos obtidos pelos métodos experimentais.

Salgado (2012) fez um trabalho de análise modal experimental aplicada a um componente estrutural de automóvel. O propósito da pesquisa era avaliar o comportamento dinâmico da estrutura e, assim, melhorar seu funcionamento. Os resultados extraídos foram comparados com os modelos numéricos desenvolvidos. Foram utilizados transdutores, excitadores, sensores e outros dispositivos para quantificar os parâmetros modais do sistema em estudo. Segundo o autor, os resultados obtidos experimentalmente para as frequências naturais e modos de vibração foram bastante satisfatórios. Através da análise numérica efetuada pelo Método de Elementos Finitos, verificou-se não existirem grandes diferenças entre os resultados obtidos através das duas metodologias.

Esteves e Gordo (2010) apresentaram uma análise de vibrações em elementos finitos em uma zona muito problemática do navio, o *self-service*. Foram criados dois modelos aos quais correspondem diferentes níveis de simplificação. No primeiro modelo, foram utilizados elementos de placa, já no segundo modelo, foram utilizados os mesmos elementos de placa com o acréscimo de elementos de viga. Ambos os modelos foram simplificados em relação ao modelo real, conduziram a grandes diferenças nos resultados, mostrando-se pouco confiáveis na previsão das primeiras frequências naturais.

Moro et al. (2013) propuseram uma análise de vibrações em uma embarcação de atendimento médico que opera em rios. Considerando que o casco de embarcações que operam em rios possuem estrutura mais leve pelo fato de ser um ambiente não sujeito a grandes ondas, sua configuração estrutural menos robusta. Entretanto, tal fator provoca um aumento dos efeitos vibratórios nas regiões de acomodação e, conseqüentemente, desconforto. O objetivo do estudo foi avaliar como a utilização de ferramentas para análise de vibrações livres e forçadas ainda na fase de projeto podem colaborar com dimensionamento estrutural no sentido de minimizar tais efeitos.

Islam e Khalil (2014) realizaram uma análise nos modos de vibração transversais em uma viga bi-engastada considerando que tal configuração se assemelha a muitas estruturas presentes no navio como longarinas do fundo, longarinas do convés, escoas, eixo propulsor, o próprio piso do convés, etc. Em seguida, abordaram como a utilização de neutralizadores pode modificar os valores das frequências naturais nesse tipo de viga. A análise foi dividida em duas partes: a primeira foi realizada na estrutura

livre. A segunda, foi realizada com o acoplamento de um neutralizador de vibrações, composto de mola e de uma massa. Os resultados demonstraram que a inserção do neutralizador de vibrações provocou uma redução de 22,68% no valor da primeira frequência natural da viga. O objetivo do estudo foi mostrar que a utilização desses dispositivos pode reduzir as vibrações em estruturas já construídas.

Quintas (2009) realizou uma medição e avaliação dos níveis de ruído e vibrações em um navio de transporte de cargas perigosas através da navegação interior. O trabalho buscou propor soluções para redução dos níveis existentes, considerando que o fato da tripulação estar exposta durante toda a viagem, tais circunstâncias podem ocasionar desconforto e moléstias. Foram realizadas medições do nível de pressão sonora e aceleração nas três direções nos camarotes e na praça de máquinas. Essas medições foram comparadas com as principais normas que regulam vibrações e ruídos em navios. Os resultados comprovaram que os navio possui problemas nos níveis de ruído, entretanto, os níveis de vibração ficaram abaixo dos limites estabelecidos pelas normas.

Tonacio (2014) propõe uma avaliação de propulsores navais com respeito à excitação de vibração e à eficiência. O trabalho procurou identificar as principais questões relacionadas ao aproveitamento de combustível e à propagação de vibração. Realizou-se, então, um estudo dos padrões geométricos de hélices para identificar como os parâmetros relacionados ao projeto podem influenciar nos dois aspectos mencionados anteriormente. Para isso, o autor realizou uma avaliação sobre a esteira de diferentes tipos de embarcações, utilizando as informações encontradas como dados de entrada para uma análise computacional.

Araújo (2016) realizou experimentos para medição de vibração de corpo inteiro e nível de pressão sonora em uma lancha escolar a fim de propor medidas de melhorias visando ao conforto dos estudantes usuários. Essas medições foram comparadas com normas nacionais e internacionais amplamente utilizadas para o mesmo propósito. Também foi desenvolvido um modelo de elementos finitos do casco para avaliação de modos e frequências naturais no intuito de tomar medidas para o estabelecimento dos níveis adequados durante a fase de projeto preliminar da embarcação.

Castro (2016) realizou uma análise de vibrações em lanchas sociais a fim de identificar, para determinadas excitações, o comportamento dinâmico das estruturas do casco. O estudo procurou prever falhas estruturais e riscos à tripulação provenientes de vibrações excessivas. Realizou-se uma análise modal das principais fontes de excitação, hélice e linha do eixo, e da própria embarcação através dos métodos numérico e experimental. Por fim, comparou-se os dados de acordo com os critérios estipulados pela ISO 6954.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Análise Modal

De acordo com He e Fu (2001), uma análise modal é um método utilizado para determinar quais as propriedades dinâmicas de um sistema. Essas propriedades incluem frequências naturais, fatores de amortecimentos e modos de vibração, informações estas que permitem a formulação do modelo matemático, o qual é utilizado para avaliar o comportamento dinâmico de uma estrutura ou componente estrutural.

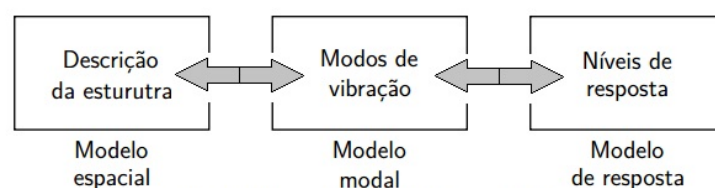
As frequências naturais indicam a taxa de oscilação livre da estrutura, ou seja, representam o quanto a estrutura vibra. Um componente mecânico ou estrutura possui diversas frequências naturais. A frequência natural mais importante é a primeira, pois envolve maior quantidade de energia na sua ação.

Os modos de vibração correspondem a forma como a estrutura vibra. De acordo com Schwarz e Richardson (1999), são propriedades inerentes de uma estrutura. Os modos de vibração, são designados pelas propriedades do material como massa, rigidez e amortecimento e também através das condições de contorno da estrutura em questão. Para cada frequência natural existe um modo de vibração específico. Assim, os modos de vibração representam a configuração da estrutura quando esta vibra a uma determinada frequência.

Almeida (1990) afirma que a análise modal é capaz de determinar as propriedades dinâmicas de uma estrutura pela identificação de seus modos de vibração. A análise modal é relativamente simples quando efetuada em componentes básicos, mas pode ser extremamente complicada quando realizada em elementos ou estruturas complexas, expostos a vários carregamentos externos. Para isso, são utilizados programas comerciais que utilizam o Método de Elementos Finitos.

Segundo Ewins (2000), existem duas formas de analisar um sistema estrutural: através da análise teórica ou através da análise experimental. Cada uma destas alternativas pode ser constituída por três etapas distintas. A Figura 6 abaixo mostra as etapas.

Figura 6 – Etapas da Análise Modal



Fonte: Traduzida e adaptada de Ewins (1984, p. 22).

A análise modal teórica consiste inicialmente na definição das propriedades físicas e geométricas do sistema estrutural (matrizes de: massa M , amortecimento C e rigidez K). Determina-se o modelo modal, composto de frequências naturais, modos de vibração correspondente e fatores de amortecimento modal. Com esses parâmetros modais é possível estimar a resposta do sistema a uma determinada excitação.

Na análise modal experimental é feito o processo inverso. As respostas do sistema são medidas experimentalmente, aplicam-se métodos para a obtenção dos parâmetros modais (frequências naturais, modos de vibração correspondente e fatores de amortecimento modal) e empregando técnicas apropriadas, é possível obter as propriedades da estrutura (Massa, Amortecimento e Rigidez).

Assim, a diferença básica entre a análise teórica e a análise experimental está no caminho seguido na elaboração dos modelos. Na análise modal teórica, faz-se primeiramente a descrição da estrutura, observam-se os modos de vibração e, assim, obtêm-se os níveis de respostas. A análise modal experimental segue o caminho inverso. Parte-se dos níveis de respostas, passando pelos modos de vibração e chega-se a descrição da estrutura.

Cada etapa possui um modelo característico - modelo espacial, modelo modal ou modelo de resposta, como apresentado acima - constituído por matrizes. Entretanto, essas matrizes não serão abordadas neste estudo. O modelo espacial contém informações da massa, da rigidez e o amortecimento do sistema. Com isso, calcula-se os modos de vibrar, cujas informações componentes são as frequências naturais do sistema e os padrões de vibração das coordenadas em estudo, chamados de forma dos modos de vibrar. As propriedades modais formam o modelo modal, a partir do qual calculam-se os níveis de resposta do sistema. Estes níveis são a amplitude da vibração para diferentes frequências ou impulsos, e temos então o modelo de resposta.

Dessa forma, os parâmetros modais de uma estrutura podem ser obtidos por meios analíticos, utilizando o Método de Elementos Finitos, ou por via experimental, excitando-se a estrutura a fim de medir os sinais de resposta. Geralmente, a análise modal experimental é utilizada para validar ou corrigir os resultados obtidos pela abordagem analítica.

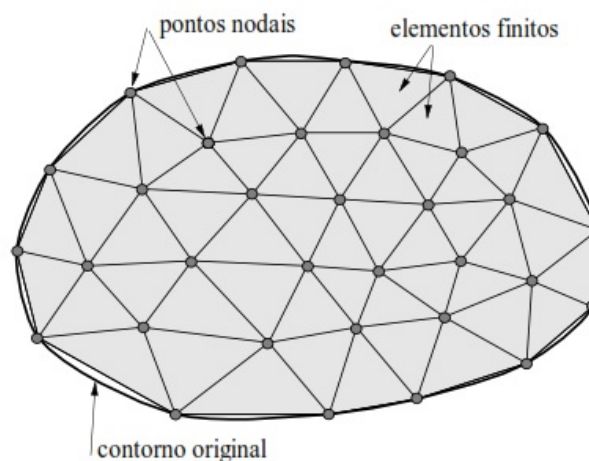
3.2 Método de Elementos Finitos

O Método de Elementos Finitos (MEF) é uma análise matemática que consiste na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos, mantendo as mesmas propriedades do meio original. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos.

Na engenharia, é comum divisão de um problema complexo em problemas mais

simples para se facilitar a resolução. Assim, a ideia principal do Método dos Elementos Finitos consiste em dividir o domínio (meio contínuo) do problema em pequenas regiões de geometria simples (formato triangular, quadrilateral, cúbico, etc.), conforme ilustra a Figura 7 abaixo.

Figura 7 – Discretização de Elementos



Fonte: Nicae/UFPA

A obtenção de resultados neste tipo de simulação é relativamente simples em programas comerciais, uma vez que não é necessário conhecer as forças e as restrições atuando nos componentes, basta saber sua geometria e material.

Como foi dito anteriormente, o principal objetivo da análise modal é descrever os fenômenos complexos da dinâmica estrutural, ou seja, os modos de vibração da estrutura. Os modos de vibração são a forma como a estrutura vibra. Para cada frequência natural existe um modo de vibração específico, ou um perfil de vibração. Os modos de vibração inerentes aos componentes estruturais ou sistemas mecânicos podem provocar mal funcionamento temporário ou até mesmo mal funcionamento permanente, resultando muitas vezes em situações perigosas para os utilizadores (HE; FU, 2001).

A análise estrutural é a principal aplicação prática do Método de Elementos Finitos dentro das engenharias. Através dele, pode-se determinar a configuração deformada do modelo discretizado por meio dos deslocamentos dos nós presentes no modelo (estrutura analisada).

A equação básica que rege os problemas estruturais via MEF obedece à forma $M\{\ddot{u}\} + K\{u\} = \{F\}$ para análises estáticas, e $M\{\ddot{u}\} + C\{\dot{u}\} + K\{u\} = \{F\}$ para análises dinâmicas. Conforme Fish e Belytschko (2009), o Método de Elementos Finitos consiste em 3 (três) fases: pré-processamento, solução e pós-processamento.

O pré-processamento consiste em subdividir a estrutura em elementos. Nesta

fase, ocorre a descrição geométrica do problema, esse processo é realizada por softwares geradores de malha. Ocorre também a definição do tipo de elemento estrutural (viga, barras, placas, etc.), do tipo de material e suas características.

A fase de solução ocorre a montagem e resolução de um conjunto de equações para se obter os resultados nodais desejados, como deslocamentos ou temperaturas, em diferentes nós de um problema. Esse processo de resolução fica numa espécie de “caixa-preta” onde o usuário comum geralmente não possui acesso.

Na fase de pós-processamento, ocorre a interpretação dos resultados. Aqui os valores gerados na fase anterior, como deslocamentos, deformações, fluxos de calor, etc, são apresentados em forma gráfica ou numérica.

3.3 Métodos Empíricos para Vibrações em Navios

Os métodos empíricos para estimar as frequências naturais exigem menos esforços quando comparados com os softwares *FEA*, apresentam, no entanto, a desvantagem de serem menos precisos. Sua utilização é bastante oportuna durante a fase de elaboração do projeto, pois, permite a predição de algumas frequência da estrutura, permitindo ao projetista conduzir o trabalho evitando situações ressonantes. A aplicação desses métodos varia de acordo com o tipo de navio e seu cálculo é baseado nos parâmetros relacionados às dimensões, momento de inércia e deslocamento.

As análises de vibração de navio comumente são realizadas a partir de modelos uni ou tridimensionais de embarcações. No entanto, como na fase inicial de projeto pouca informação está definida e mudanças no desenho são comuns de acontecer. Por este motivo, as formulações empíricas possibilitam fazer uma boa estimativa das frequências naturais de vibração do navio mesmo sem ter uma definição completa ou com pouca informação sobre a embarcação.

Segundo Yin et al. (2014), as principais formulações empíricas utilizadas para determinação de vibrações verticais em navios são de Kumai, Schlick e Todd. A frequência natural do primeiro modo vertical pode ser calculada com base na formulação empírica de Schlick, dada por:

$$N = f \sqrt{\frac{I}{\Delta \cdot L^3}} \quad (3.1)$$

onde:

$$f = 111000 \cdot C_b^{-1/2};$$

I = momento de inércia da seção transversal, em $[\text{ft}^4]$;

L = comprimento do navio, em $[\text{ft}]$;

Δ = deslocamento do navio, em [ton].

A formulação de Kumai também fornece as frequências naturais dos primeiros modos verticais:

$$N = 3,07.10^6 \sqrt{\frac{I}{\Delta.L^3}} \quad (3.2)$$

onde,

I = momento de inércia da seção transversal, em [ft⁴];

L = comprimento do navio, em [ft];

Δ = deslocamento do navio, em [ton].

A fórmula dada por Todd possui uma configuração semelhante às formulações de Schlick e Kumai, com a diferença que não é utilizado o momento de Inércia I :

$$N = \beta \sqrt{\frac{B.D^3}{\Delta.L^3}} \quad (3.3)$$

B = boca moldada [ft];

D = pontal moldado [ft];

L = comprimento do navio, em [ft];

Δ = deslocamento do navio, em [ton];

β = coeficiente de Todd, sendo

- $\beta = 61000$ para grandes petroleiros totalmente carregados;
- $\beta = 45000$ para cargueiros com 60% de carga.

3.4 Softwares em Elementos Finitos

A Análise de estruturas provavelmente é a aplicação mais comum do método dos elementos finitos. O termo “estrutura” não só diz respeito às estruturas de engenharia civil como pontes e edifícios, mas também às estruturas navais, aeronáuticas, mecânicas e etc.

O método propõe que o número infinito de variáveis desconhecidas, sejam substituídas por um número limitado de elementos de comportamento bem definido. Essas divisões podem apresentar diferentes formas, tais como a triangular, quadrilateral, entre outras, em função do tipo e da dimensão do problema. Como são elementos de dimensões finitas, são chamados de “elementos finitos” – termo que nomeia o método.

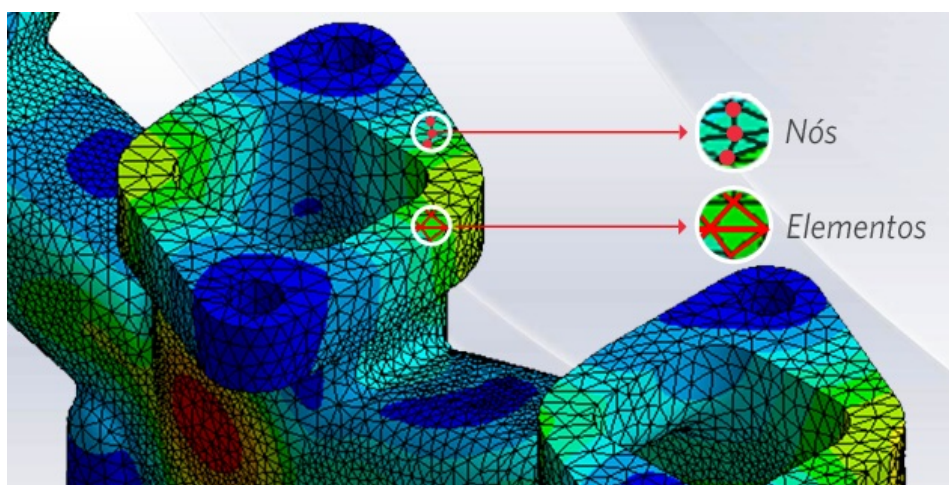
Com relação à modelagem em elementos finitos, o cálculo das frequências naturais e modos de vibração é efetuado através da solução de um problema de autovalor. As frequências naturais correspondem aos autovalores e os modos de vibração correspondem aos autovetores do modelo.

Programas de CAE, Engenharia Auxiliada por Computador (CAE), em inglês *Computer Aided Engineering*, tem a finalidade de auxiliar o engenheiro nas decisões de algumas das etapas do desenvolvimento de projeto, em particular para o dimensionamento e a validação de projetos. Isso permite a redução do custo e tempo necessário no processo de desenvolvimento de projeto em função de sua rapidez de análise; simulação de uma estrutura antes da sua fabricação possibilitando sua construção com menores custos associados ao material reduzindo possíveis falhas dos componentes, já que a simulação permite uma avaliação prévia da estrutura antes de sua construção.

A análise de elementos finitos (FEA), ou *Finite Element Analysis*, ajuda a prever como um produto reage às forças atuantes após a construção. Os elementos finitos são conectados entre si por pontos, os quais são denominados de nós ou pontos nodais (Figura 8). Ao conjunto de todos esses itens – elementos e nós – dá-se o nome de malha (MIRLISENNA, 2016).

A precisão do método depende da quantidade de nós e elementos, e do tamanho e tipo dos elementos presentes na malha, ou seja, quanto menor for o tamanho e maior for o número de elementos em uma determinada malha, mais precisos serão os resultados da análise.

Figura 8 – Estrutura Discretizada



Fonte: Esss, 2016

A geometria submetida aos carregamentos e restrições é subdividida em pequenas partes, denominadas de elementos, os quais passam a representar o domínio contínuo do problema. Em função dessas subdivisões da geometria, as equações

matemáticas que regem os comportamentos físicos não serão resolvidas de maneira exata, mas de forma aproximada por este método numérico.

São exemplos de programas *FEA*: Abaqus, COMSOL, Ansys, MSC Adams, MD Nastran Desktop, Adina, Lisa, entre outros.

3.5 Vibrações e Ruídos

3.5.1 Principais Fontes de Vibrações em Navios

A estrutura do navio é composta pelo chapeamento externo e reforços internos que, coletivamente, fornecem a rigidez necessária para desempenhar o comportamento idealizado pelo projetista depois de construído. O arranjo estrutural do casco, quando sujeito a um carregamento dinâmico, comporta-se como uma viga livre em ambas as extremidades. A vibração induzida pelo sistema eixo-propulsor é a fonte mais comum de excitação nos navios e se manifesta de várias maneiras. As forças dinâmicas provenientes do sistema de eixo são transmitidas para o casco através dos rolamentos. Por outro lado, o hélice induz pressões flutuantes na superfície do casco que propaga os esforços para o restante da estrutura. Forças dinâmicas induzidas pelo motor principal e auxiliares são transmitidas para a estrutura através dos suportes. A resposta a essas forças são produzidas através de vibrações à viga-navio, estruturas localizadas, equipamentos ou pessoas. A resposta pode ser ressonante ou não-ressonante e se manifesta das seguintes formas:

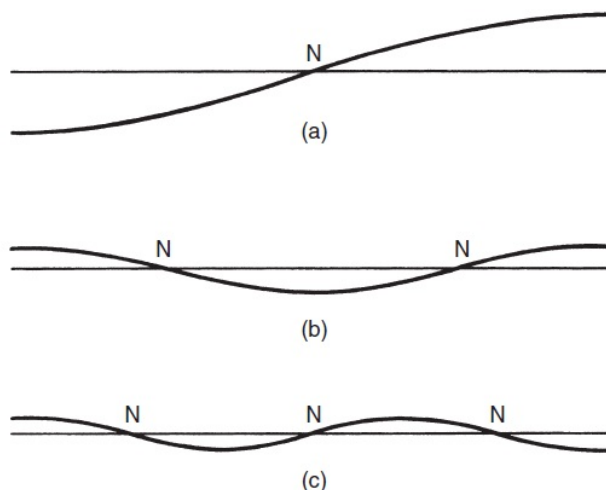
- flexão vertical;
- flexão horizontal;
- torção;
- longitudinal.

Segundo Tupper (2004), as vibrações em navios podem ser localizadas ou globais. Vibrações localizadas dizem respeito a um elemento estrutural específico como chapas, anteparas ou uma região do convés. Possuem, geralmente, frequências altas e amplitudes baixas. Pelo fato do navio possuir inúmeras estruturas, essas vibrações não são objeto de estudo na fase de projeto. Assim, devem ser evitadas excitações que, porventura, venham causar efeitos vibratórios indesejados.

As vibrações globais, por outro lado, dizem respeito à viga-navio e são analisadas ainda na fase de projeto, pois sua modificação após a construção do navio é uma tarefa complexa e dispendiosa. O casco da embarcação pode ser deformado através de

flexão (vertical/horizontal) ou torção, onde a estrutura possui infinitos graus de liberdade e os modos de vibração são representados através de nós, conforme a Figura 9.

Figura 9 – Modos de vibração da viga-navio



Fonte: Tupper, 2004

(a) um nó; (b) dois nós; (c) três nós

Existe uma frequência natural associada a cada modo de vibração, sendo que à medida que aumentam o número de modos, maiores serão os valores das frequências naturais referentes a esses modos. Além disso, quanto maior for a rigidez da embarcação e maior a distribuição de massa ao longo de seu comprimento, menores serão suas frequências naturais. A Tabela 01 mostra a relação entre o carregamento e as frequências de vibração para diferentes tipos de navios.

Tabela 1 – Frequências naturais para diferentes tipos de navios

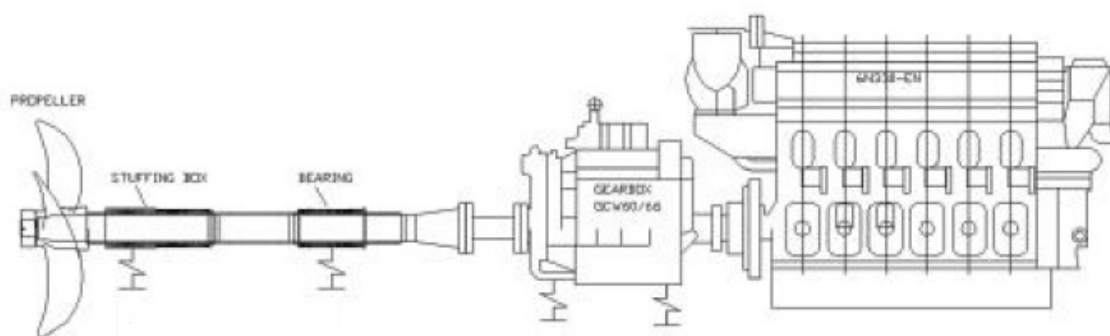
Tipo de Navio	Comprimento (m)	Frequência de Vibração (HZ) / número de nós						
		Vertical				Horizontal		
		2	3	4	5	2	3	4
Petroleiro	227	59	121	188	248	103	198	297
Passageiros	136	104	177			155	341	
Carga	85	150	290			230		
Carga	130	106	210			180	353	

Fonte: Tupper, 2004

O sistema propulsor de um navio é, basicamente, composto de um motor principal conectado a um propulsor através de um eixo (Figura 10). No entanto, o eixo não é um componente simples. Geralmente, o eixo é subdividido em 3 partes: eixo do motor principal, eixo intermediário e eixo propulsor (Figura 11), quais estão conectados por meio de flanges de acoplamento. Normalmente, as principais fontes de vibrações que ocorrem em navios são provenientes do sistema de propulsão. As forças excitantes à vibração podem vir tanto do hélice quanto do motor.

Segundo Tonacio (2014), como na maioria dos navios, a popa se alonga acima do propulsor, a região ao redor do hélice, em sua porção superior, tem seu campo de pressão alterado. A diferença de pressão causada pela proximidade seguida do afastamento das pás em relação ao casco provoca forças oscilatórias (de frequência igual ao número de pás vezes a rotação do propulsor) chamadas *forças de superfície*. Tais forças geram vibração no casco (*hull pressure vibration*) que podem ser agravadas pela ocorrência de cavitação no propulsor. Para combater tal fenômeno, foram estipuladas pelas sociedades classificadoras distâncias mínimas entre o casco e o propulsor, geralmente, chamada de “claro”.

Figura 10 – Sistema Propulsor



Fonte: Ruíz, 2017

Figura 11 – Partes do Eixo Propulsor



Fonte: Marine InSight

Conforme Veritec (1985), na fase de projeto, analisa-se a frequência natural

do sistema para que justamente o propulsor que venha a ser escolhido não opere em ressonância. Além disso, o autor faz questão de ressaltar que, embora o propulsor não opere em ressonância, é muito importante a análise dos esforços produzidos, pois, mesmo não estando nessa condição, existe a possibilidade da ocorrência de vibração propagada que provoque fadiga do eixo.

O sistema de propulsão pode gerar as seguintes frequências:

1. Frequência de rotação do motor diesel (eixo de acionamento), que pode ser calculada pela equação:

$$f_{motor} = \frac{RPM}{60} \quad (3.4)$$

2. Frequência gerada pelo eixo de propulsão (caixa de redução) pode ser calculada conforme a equação:

$$f_{eixopropulsor} = \frac{RPM}{60 \cdot \eta} \quad (3.5)$$

3. Frequência gerada pelas pás da hélice pode ser calculada conforme a equação:

$$f_{hélice} = \frac{RPM}{60 \cdot \eta} \cdot N_{ps} \quad (3.6)$$

4. Frequências geradas pela explosão nos cilindros

$$f_{cilindros} = \frac{RPM \cdot n_{cilindros} / 2}{60} \quad (3.7)$$

onde,

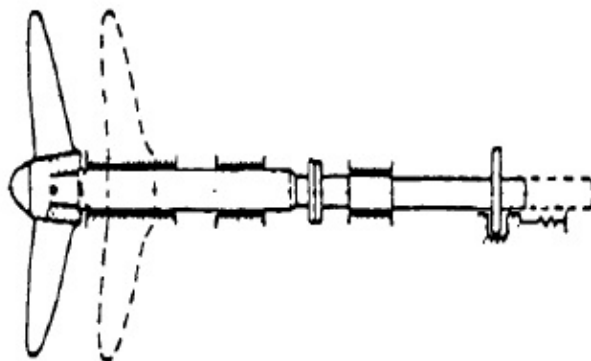
RPM = rotações por minuto; η = relação de redução; N_{ps} = número de pás.

De acordo com o trabalho de Kaminski et al. (2006), a vibração no eixo do propulsor é analisada sob três componentes: horizontal, torcional e transversal. Um dos casos mais interessantes de vibrações em máquinas, e talvez maior causador de vibrações forçadas, é a vibração longitudinal do sistema propulsor. O modo longitudinal (ou axial) de vibração, mostrado na Figura 12, faz com que o propulsor se comporte como um sistema massa- mola horizontal com múltiplos graus de liberdade.

O impulso gerado pelo propulsor depende diretamente da velocidade da água que incide sobre as pás do hélice, chamado de esteira. Devido a curvatura do casco na região de proa, a esteira não é uniforme, ou seja, a pressão de água no topo do hélice é diferente da pressão na região inferior. Essa diferença de pressão nas pás

provocando excitações contínuas na direção axial do eixo são as vibrações longitudinais. Esse tipo de vibração pode provocar sérios danos estruturais na região da praça de máquinas ou ao motor principal do navio.

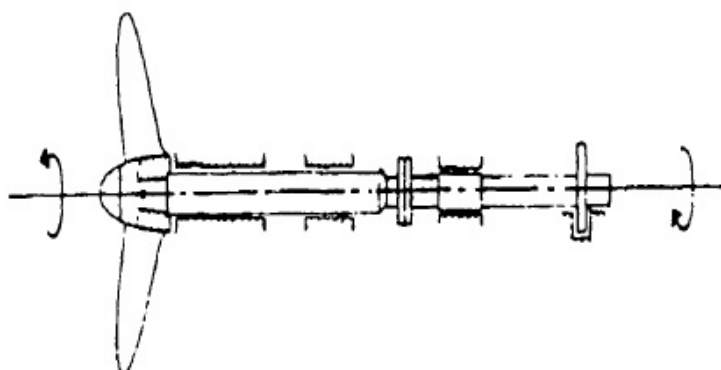
Figura 12 – Vibração Longitudinal do Eixo Propulsor



Fonte: Noonan, 1989

Como dito anteriormente, o sistema propulsor de uma embarcação possui uma série de partes móveis que ao serem acionadas pelo motor principal provocam torção no sistema de eixo rotativo, ou seja, o funcionamento do motor cria uma força de excitação. Assim, a vibração torcional do sistema de propulsão (Figura 13) é provocada pelo torque alternado produzido pelo hélice e/ou harmônicos do motor. Normalmente, as ressonâncias provocadas pela vibração torcional não geram problemas graves na estrutura do navio, entretanto, esse tipo de vibração pode ocasionar danos durante o acionamento das engrenagens de redução (NOONAN, 1989).

Figura 13 – Vibração Torcional do Eixo Propulsor

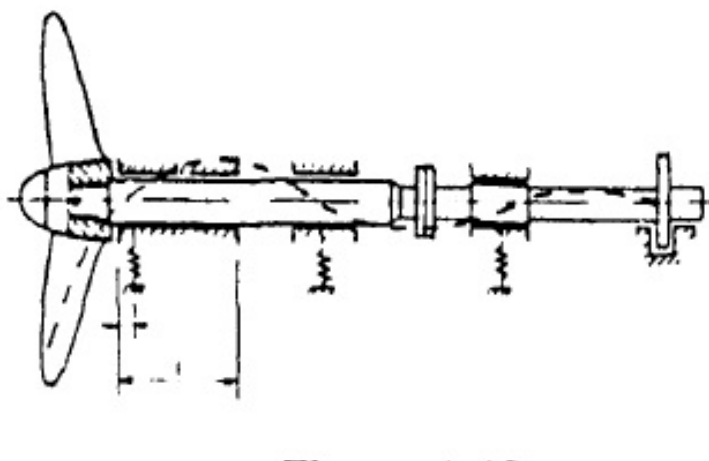


Fonte: Noonan, 1989

A vibração lateral ocorre na direção perpendicular ao eixo de rotação do propulsor (Figura 14). Devido ao efeito de flexão do eixo, o centro de gravidade acaba não

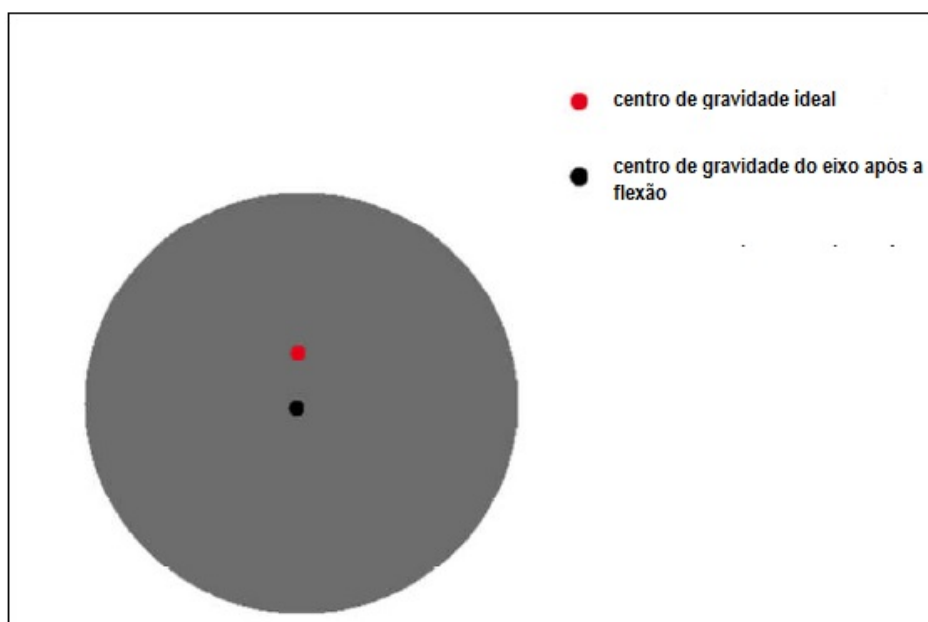
coincidindo com a linha de centro que passa pelo eixo (NOONAN, 1989). Além disso, a força centrífuga gerada pelo giro do propulsor empurra o centro de gravidade para fora provocando uma espécie de rodopio, em inglês, chamado de *whirling of shafts* (Figura 15).

Figura 14 – Vibração Lateral



Fonte: Noonan, 1989

Figura 15 – Whirling of Shafts



Fonte: Marine Insight, 2017

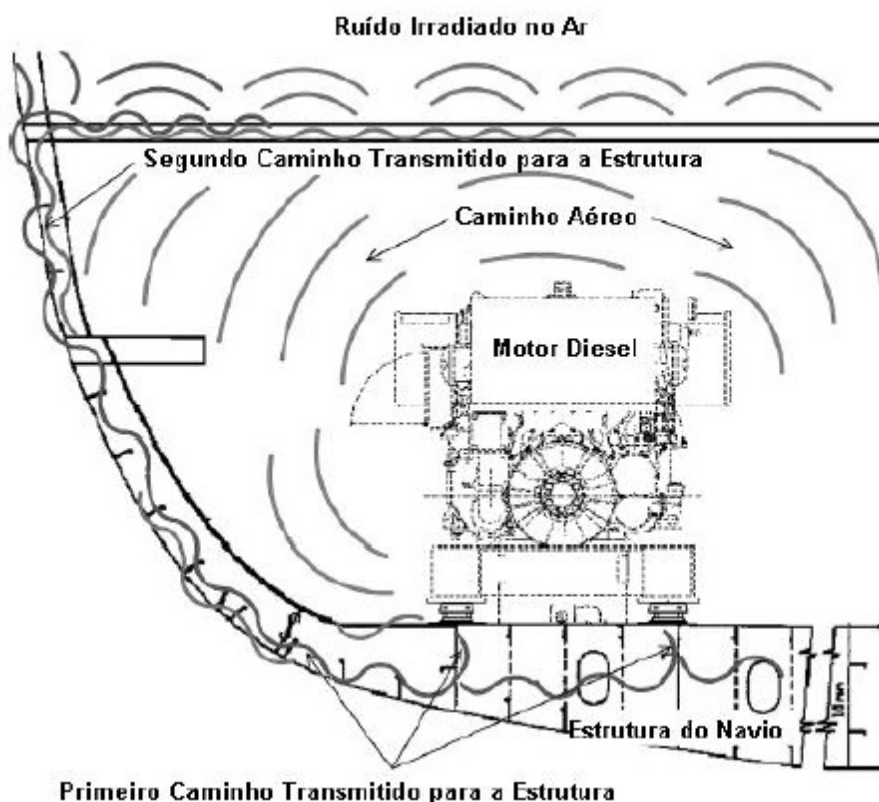
Durante a fase de projeto, deve-se procurar evitar que a frequência natural do modo de vibração lateral não coincida com a frequência natural do motor, pois o sistema entraria em ressonância o que poderia ocasionar a quebra do eixo e outros acidentes.

3.5.2 Principais Fontes de Ruído em Navios

O motor de combustão interna é uma das principais fontes do ruído. De acordo com Quintas (2009), o ruído dos motores pode ser dividido em duas partes principais: o ruído de combustão e o ruído mecânico. O ruído de combustão é causado principalmente pelo rápido aumento de pressão causado pela ignição. Já o ruído mecânico é causado por uma série de mecanismos, como folgas. O movimento do pistão subindo em direção ao ponto superior é uma das fontes mecânicas que resulta em uma vibração estrutural do motor e, também, provoca ruído.

A propagação do ruído a bordo de um navio se dá através do ar (caminho aéreo), provocado por uma fonte sonora, através de uma estrutura sólida pela vibração mecânica na faixa de frequência audível (primeiro caminho transmitido para a estrutura) ou o resultado da colisão do ruído aéreo com a estrutura que então transmite o ruído ao longo do caminho estrutural (segundo caminho transmitido para a estrutura) como mostra a Figura 16 (CROCKER, 2007).

Figura 16 – Propagação de Ruídos em Navios



Fonte: Quintas, 2009

3.5.3 Ruído e Vibrações no Corpo Humano

A vibração define-se como o movimento oscilatório de um corpo em torno do seu ponto de equilíbrio. No meio laboral, as vibrações são agentes físicos nocivos que afetam os trabalhadores e que podem ser provenientes das máquinas ou ferramentas portáteis a motor ou resultantes dos postos de trabalho (SIMÕES, 2014).

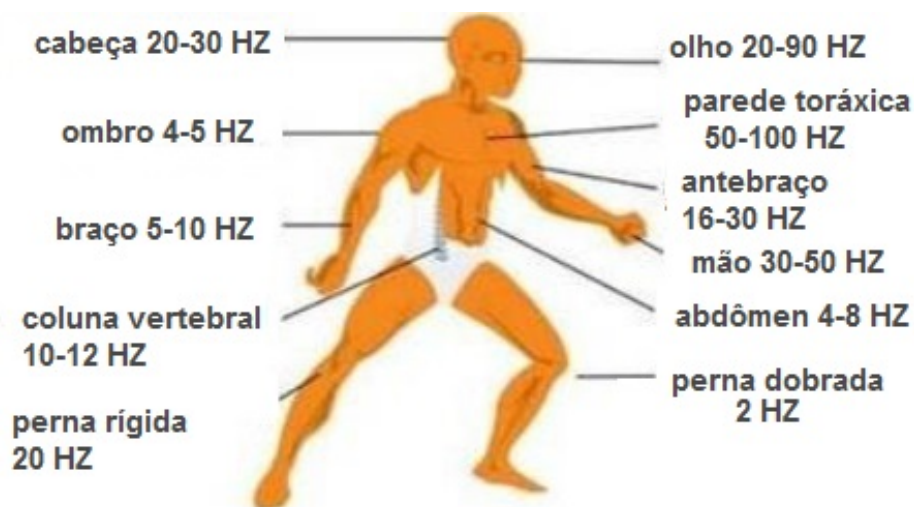
No caso de um navio, a Praça de Máquinas, que possui o sistema de propulsão (motores diesel, caixa de redução, eixo e hélice) e todo o maquinário auxiliar (motor e gerador de energia elétrica, bombas, etc.) para mantê-lo em operação, produz a vibração e o ruído que se propaga por todo o navio. Pelo fato de a Praça de Máquinas se localizar abaixo da superestrutura, essas vibrações atingem as pessoas que estão a bordo causando desconforto.

O corpo humano reage às vibrações de diferentes maneiras. A exposição ocupacional continuada às vibrações pode causar efeitos diretos sobre o corpo. Segundo o trabalho realizado por Quintas (2009), as vibrações mecânicas podem ser classificadas em duas categorias correspondentes a duas classes de frequências vibratórias:

- A ação das vibrações de muito baixas frequências (inferiores a 1 hertz) centra-se nas variações de aceleração provocadas no aparelho vestibular do ouvido, que se manifesta por náuseas e por vômitos.
- As vibrações de baixas e médias frequências (de alguns hertz a algumas dezenas de hertz) correspondem perturbações de tipos diferentes: patologias diversas ao nível da coluna vertebral; alterações do aparelho digestivo: hemorroidas, dores abdominais, constipação; Perturbação de visão, da função respiratória e, mais raramente, da função cardiovascular; Inibição de reflexos.

Segundo o trabalho desenvolvido por Simões (2014), o corpo humano possui vibrações naturais dependendo da parte do corpo (Figura 17). Quando uma fonte externa vibra com frequência que coincide com as frequências naturais do corpo humano ocorre o fenômeno da ressonância. A ressonância é bastante nociva para o corpo humano, pois as vibrações naturais dos membros são amplificadas pelas vibrações externas que possuem frequência semelhante, isto, ao longo do tempo pode acarretar doenças neurológicas, vasculares e musculoesqueléticas.

Figura 17 – Frequências de Ressonância no Corpo Humano



Fonte: Vendrame, 2005

As consequências das vibrações mecânicas transmitidas a todo o corpo refletem-se, sobretudo, ao nível da coluna vertebral com o aparecimento de hérnias, lombalgias, etc. A Tabela 2 apresenta uma comparação de regiões sensíveis às vibrações e suas principais fontes geradoras.

Tabela 2 – Sensibilidade do Corpo Humano às Vibrações

Frequência (HZ)	Sensibilidade	Fontes de vibração
0 a 2	Sistema vestibular (equilíbrio)	Barcos, veículos, aeronaves
2 a 30	Biomecânica, : ressonância do corpo	Veículos, aeronaves, guindastes
> 20	Músculos, tendões e pele	Ferramentas e máquinas

Fonte: Chaffin, 2006.

Segundo Vendrame (2005), as vibrações no corpo humano podem ser classificadas como:

- De corpo inteiro: são vibrações transmitidas ao corpo com a pessoa sentada, em pé ou deitada. São de baixa frequência e alta amplitude, situam-se na faixa de 1 a 80 HZ, normalmente, esse tipo de vibração ocorre em trabalhos com máquinas pesadas como tratores, caminhões, ônibus, máquinas de terraplanagem, máquinas industriais, etc.

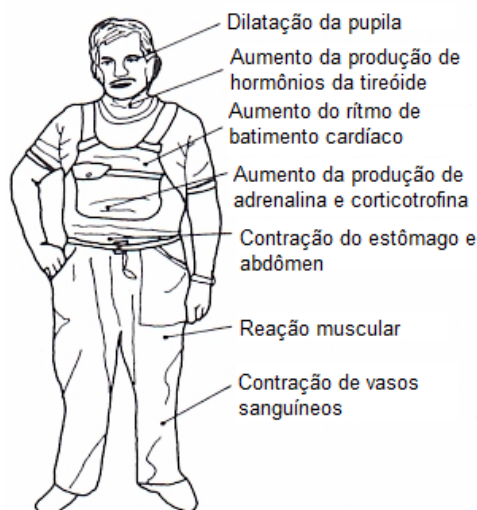
- Localizadas: são vibrações que atingem apenas certas regiões do corpo, normalmente as partes atingidas são as mãos, braços e ombros. Ocorrem normalmente em operações que demandam uso de ferramentas manuais vibratórias ou giratórias, como martelotes, britadores, compactadores, máquinas de polir, motosserras, lixadeiras, peneiras vibratórias e furadeira. Situa-se na faixa de 6,3 a 1250 HZ.

Com relação ao ruído, do ponto de vista físico, pode ser definido como uma vibração mecânica, já do ponto de vista fisiológico, pode ser considerado como um fenômeno acústico que produz uma sensação auditiva desagradável ou incômoda.

Os efeitos do ruído sobre o organismo podem ser divididos em fisiológicos e psicológicos. A exposição ao ruído tem inúmeras consequências, quer sobre o aparelho auditivo, quer sobre outros aspectos da saúde, como o psicológico. A exposição contínua a ruídos acima de 85 dB(A) pode provocar perdas auditivas permanentes. A Norma Regulamentadora 15 (NR-15) do Ministério do Trabalho considera como atividades ou operações insalubres as que se desenvolvem em níveis acima de 85 dB(A), quando não respeitados os tempos máximos de exposição. No capítulo 4, serão expostos maiores detalhes a respeito desses limites.

O ruído pode afetar o organismo humano de várias maneiras, causando prejuízos não só ao funcionamento do sistema auditivo como o comprometimento da atividade física, fisiológica e mental do indivíduo a ele exposto. Alguns possíveis efeitos ocasionados pela exposição ocupacional ao ruído são: aceleração da pulsação, aumento da pressão sanguínea e estreitamento dos vasos sanguíneos. Um longo tempo de exposição a ruído alto pode causar sobrecarga do coração causando secreções anormais de hormônios e tensões musculares, conforme mostra a Figura 18.

Figura 18 – Possíveis efeitos do ruído no organismo humano



Fonte: Gerges, 2000

O efeito destas alterações aparece em forma de mudanças de comportamento, tais como: nervosismo, fadiga mental, frustração, prejuízo no desempenho no trabalho, provocando também altas taxas de ausência no trabalho. Existem queixas de dificuldades mentais e emocionais que aparecem como irritabilidade, fadiga e mau-ajustamento em situações diferentes e conflitos sociais entre operários expostos ao ruído (GERGES, 2000).

3.5.4 Potência Sonora, Intensidade Sonora e Nível de Pressão Sonora

As fontes sonoras são todos os dispositivos que emitem som. Muitos corpos podem servir como fontes sonoras, todavia, há um pré-requisito indispensável para que ele funcione como tal: precisa ser capaz de vibrar. Para que um corpo seja posto em movimento vibratório, é imprescindível que exista uma relação bem definida entre duas características importantes da matéria que o compõe: densidade e inércia.

As fontes sonoras são caracterizadas pela sua potência sonora, **W**, expressa em watts, que quantifica a energia sonora, **E**, em joules, emitida por uma fonte, por unidade de tempo, **t**, em segundos, cuja expressão é:

$$W = \frac{E}{t} \quad (3.8)$$

[watt]

A intensidade sonora é a qualidade que permite caracterizar se um som é forte ou fraco e depende da energia que a onda sonora transfere. A intensidade sonora, **I**, é definida fisicamente como a potência sonora recebida por unidade de área de uma superfície, ou seja:

$$I = \frac{W}{A} \quad (3.9)$$

onde, **W** é a potência sonora em watt, **A** é área transversal à direção de propagação em m² e **I** é a intensidade sonora em watt/m²

A intensidade sonora está relacionada com a amplitude da onda sonora e com a quantidade de energia que a fonte sonora transmite ao meio de propagação do som. Quanto maior a intensidade sonora, maior a amplitude da onda sonora e maior a energia transmitida.

A potência sonora é a energia acústica total emitida por uma fonte por unidade de tempo, medida em watt (1 W = 1 joule/segundo). Ao contrário do que acontece com a intensidade e a pressão sonora, a potência não depende do ambiente nem da distância da fonte. Seu valor não varia já que a potência sonora refere-se à energia emitida pela fonte. O Nível de Potência Sonora (NWS) é uma medida utilizada para

determinar a quantidade de energia emitida pela fonte. A unidade internacional do nível de potência sonora é o decibel (dB). É definido como:

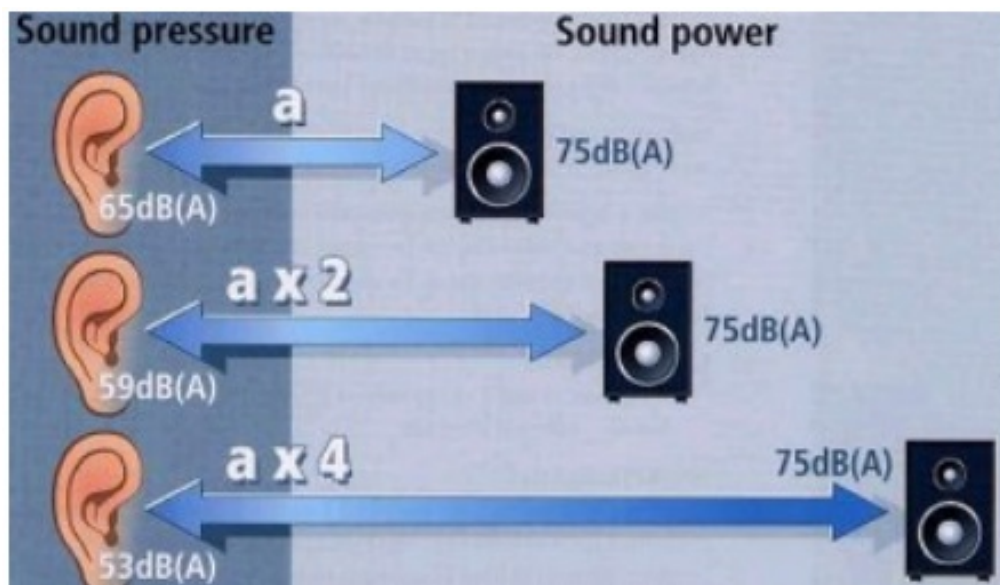
$$NPS = 10 \cdot \text{Log} \frac{I}{I_0} \quad (3.10)$$

onde, I é a intensidade medida e I_0 é uma intensidade de referência dada por $I_0 = 10^{-12} \text{ watt/m}^2$

Já o nível de pressão sonora NPS (em inglês *Sound Pressure Level*) é o mais comum indicador da sensação subjetiva da intensidade dos sons. Ele correlaciona de forma satisfatória a percepção humana ao nível sonoro, sendo de fácil mensuração. O nível de pressão sonora deve ser relacionado a um valor de referência, o qual corresponde ao menor nível audível por um indivíduo (ARAUJO, 2016). Para medição do NPS, deve-se considerar a localização do equipamento, as condições ambientais, e a distância do ponto de medição.

Os conceitos de pressão e potência sonora podem ser descritos respectivamente como, uma perturbação no meio atmosférico que gera uma resposta ao organismo humano através de uma fonte sonora sendo a distância dessa fonte proporcional à pressão gerada, e potência sonora uma característica intrínseca da fonte emissora correspondente à energia propagada na forma de ondas sonoras emitidas pelo equipamento. A Figura 19, a seguir, mostra a diferença entre pressão e potência sonora.

Figura 19 – Pressão Sonora e Potência Sonora



Fonte: Daikin, 2016

4 NORMAS E REGRAS PARA AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÕES E RUÍDOS

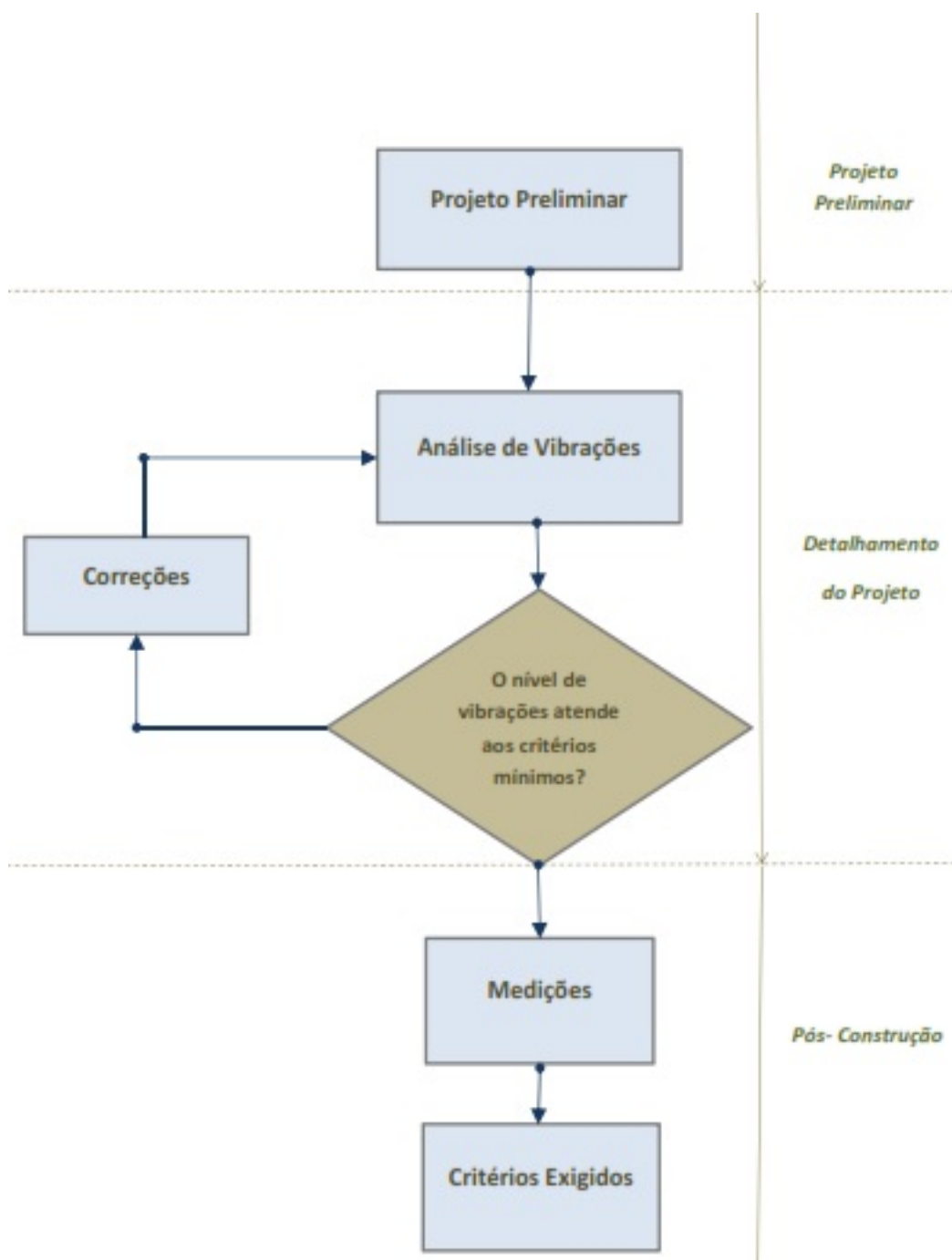
Dentro da abordagem do problema de vibrações e ruídos excessivas de embarcações, realizou-se uma pesquisa sobre as principais normas e regulamentos relacionados ao tema e que poderiam ser utilizados em embarcações de médio ou pequeno porte e que utilizam a navegação interior.

As principais normas encontradas para o quesito Ruído em navios foram: NR-15, IMO A.468 (XII) e Norma de Higiene Ocupacional 01. Para vibrações em navios, as normas encontradas foram as ISO 6954 (2000) e 2631, Normas de Higiene Ocupacional 09, da Fundacentro, além das regras estabelecidas pela ABS. As normas relacionadas às vibrações, entretanto, fornecem parâmetros para embarcações já contruídas. Assim, as normas oferecem instruções relacionadas aos procedimentos adequados para a realização de medições físicas de vibrações em navios.

Com exceção da ABS, essas normas fornecem apenas critérios máximos para nível de vibrações quando a embarcação já está construída, quando é possível fazer a medição física desses níveis. A ABS, entretanto, apresenta algumas diretrizes para vibrações durante o projeto e alguns parâmetros relacionados à análises modal.

A estimativa das frequências naturais da embarcação ainda na fase de projeto possui maior viabilidade, pois o impacto das alterações é bem menor se comparado quando o navio já está construído. Caso os níveis de vibrações sejam atendidos, procede-se ao detalhamento do projeto. Esse processo permite que o projetista proceda à finalização do arranjo com maior segurança em relação aos níveis indesejados de vibrações. Após a construção, realiza-se as medições físicas para confirmar os resultados obtidos na análise preliminar. A Figura 20, a seguir, demonstra o processo.

Figura 20 – Fluxograma para Análise de Vibrações



Fonte: ABS, 2016

Com a compreensão adequada de como o ruído e a vibração são gerados no interior do navio, é possível estabelecer sua predição e controle. Esse processo permite que os navios sejam projetados com níveis de forma otimizada, obtendo-se, assim, os melhores níveis de habitabilidade para tripulação e passageiros.

4.1 Norma ABS - Controle de Ruído e Vibrações em Espaços Habitados de Navios

As regras da ABS destinam-se a fornecer uma compreensão básica e uma visão geral dos fatores críticos que envolvem o ruído e as vibrações de baixa frequência a bordo dos navios, além de disponibilizar uma visão geral dos conceitos importantes relacionados a parâmetros de projeto, terminologia, métodos de análise, tratamentos e outros dados importantes a serem considerados ao lidar com o tema ruído e vibração.

O *Guidance Notes on Ship Vibration* (Notas para Vibrações em Navios) da ABS fornece considerações gerais relacionadas ao projeto, análise, procedimentos para medição e critérios de vibração para navios. O guia visa auxiliar o projetista a atingir níveis aceitáveis de vibrações. Em várias seções, é reforçado sobre a importância de se analisar as vibrações do navio durante o projeto, considerando os seguintes aspectos: excitação, rigidez e faixa de frequência.

Em várias seções, é reforçado sobre a importância de se analisar as vibrações do navio durante o projeto. A *ABS* enfatiza que os principais elementos a serem considerados para a análise devem ser a excitação, rigidez e faixa de frequência. Esses elementos contribuem para a redução de vibrações à medida que se reduz a amplitude de forças excitantes no navio, aumenta-se a rigidez do mesmo ou evita-se faixas de frequência próximas da unidade ($\omega/\omega_n = 1$), ou seja, que coincidam com a frequência natural da estrutura.

Alguns fatores influenciam a resposta do navio às vibrações como as condições de carregamento, lastro e distribuição de peso ao longo do casco. Assim, a amplitude de vibrações pode ser modificada, sendo aumentada ou diminuída em relação ao condição de peso leve. A norma, entretanto, sugere calcular, primeiramente, as frequências naturais na condição de peso leve. O objetivo disso é comparar as frequências naturais da embarcação nessa condição com as principais fontes de excitação. Como referência, é sugerido que haja uma diferença de 20% a 30% entre as frequências naturais do casco e do sistema propulsor.

Com relação à análise em elementos finitos, são apresentadas também algumas considerações relacionadas à malha, fontes de excitação e condições de carregamento. Sugere-se que o modelo construído deve apresentar, além do casco e superestrutura, todo o sistema eixo-propulsor (motor, eixo e hélice) e a configuração da popa da embarcação, pois esses componentes são os mais críticos a produzir vibrações à viga-navio.

A norma também apresenta considerações sobre níveis seguros para o ruído com o objetivo de melhorar a habitabilidade e o desempenho das tarefas dos marítimos em diferentes ambientes nos navios. São apresentadas as terminologias básicas, uma descrição dos mecanismos de geração de ruído com especificações sobre fontes

geradoras, informações sobre as formas de transmissão através da estrutura do casco, e uma visão geral dos métodos utilizados para análise de controle de ruído e vibração durante o estágio de projeto.

A extensão de níveis de ruído que pode ser medida em uma embarcação varia entre 30 e 130 dB (AMERICAN BUREAU OF SHIPPING ABS, 2006). O nível mais baixo pode ser medido em um compartimento de uma embarcação maior, em um local longe da sala de máquinas; O nível mais alto poderia estar em uma sala de máquinas fornecida com um motor diesel de alta velocidade ou turbina a gás. Os valores de níveis de pressão sonora máximos a serem considerados são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 – Valores Máximos de Níveis de Pressão Sonora para Embarcações de Passageiros com Cabine

Espaços e Áreas Abertas	L_{Aeq} máximo aceitável [dB]
Cabines e dormitórios	80
Corredores próximos a cabines	85
Restaurantes	85
Espaços públicos fechados	85
Espaços públicos abertos	90
Espaços médicos, odontológicos e de primeiros socorros	80

Fonte: ABS Guide for Confort Ships (2001)

Para as medições de ruído, devem ser selecionados lugares próximos às fontes de ruído (equipamentos ou estrutura); espaços únicos dentro da embarcação ou uma amostra de pelo menos 20%. As medições devem contemplar proa, popa, meia nau, bombordo ou boreste da embarcação. Sobre as posições de medição, a regra cita que foram baseadas ou adaptadas da norma ISO 2923 e da resolução IMO A.468(XII) (1981).

4.2 NR 15 - Atividades Insalubres

A NR 15 dispõe a respeito de atividades ou operações insalubres. O conceito de insalubridade estabelecido na norma está relacionado aos riscos ambientais (físicos, químicos ou biológicos) que podem causar danos permanentes aos trabalhadores. Dentre as atividades enumeradas estão aquelas sob condições de ruído (anexo 01) e vibrações (anexo 08), as quais são consideradas insalubres caso ultrapassem os limites previstos ou exponham os trabalhadores sem a proteção adequada. A norma também estabelece

que o trabalhador que exerce sua atividade nestas condições tem direito a um adicional. A Tabela 4, a seguir, mostra os limites de tolerância para ruído.

Tabela 4 – Limites de tolerância para ruídos contínuos ou intermitentes

Nível de ruído (dB)	Máxima exposição diária	Nível de ruído (dB)	Máxima exposição diária
85	8 horas	96	1 hora e 45 minutos
86	7 horas	98	1 hora e 15 minutos
87	6 horas	100	1 hora
88	5 horas	102	45 minutos
89	4 horas e 30 minutos	104	35 minutos
90	4 horas	105	30 minutos
91	3 horas e 30 minutos	106	25 minutos
92	3 horas	118	20 minutos
93	2 horas e 40 minutos	110	15 minutos
94	2 horas e 15 minutos	112	10 minutos
95	2 horas	114	8 minutos
96	1 hora e 45 minutos	115	7 minutos

Fonte: NR 15 - Operações Insalubres

Especificamente para o caso de vibrações, a NR-15 toma por base os limites de tolerância definidos pela ISO 2631 - *Avaliação da Exposição Humana às Vibrações de Corpo Inteiro* e ISO/DIS 5349 - *Medição e Avaliação da Exposição Humana às Vibrações Transmissíveis à Mão*, ou suas substitutas, com a exigência da realização de perícia com laudo de inspeção do local de trabalho comprovação ou não da exposição, no qual deverá constar obrigatoriamente, dentre outros itens, o resultado da medição, a descrição das condições de trabalho e o tempo de exposição às vibrações.

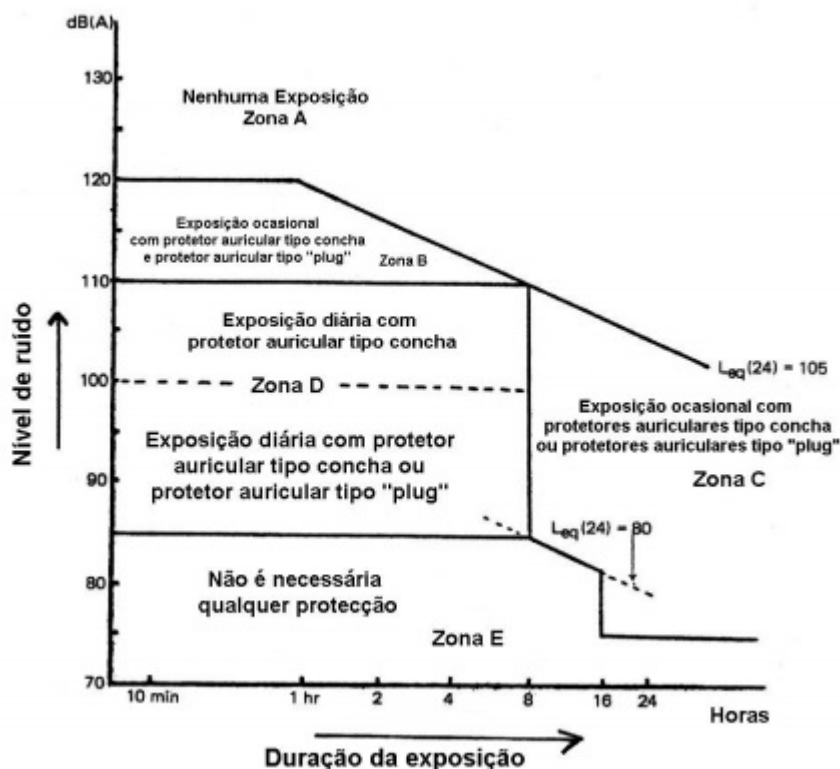
4.3 IMO Resolution A.468 (XII) - Code on Noise Level on Board Ships (1981)

O objetivo da resolução da IMO é fornecer orientações às autoridades marítimas a respeito dos níveis máximos de exposição ao ruído em navios. O código estabelece uma série de requisitos e recomendações relacionadas às medições dos níveis de ruído, proteção auditiva dos tripulantes. Houve também a preocupação em estabelecer limites máximos de ruído nos espaços normalmente habitados e verificar o isolamento acústico nos espaços destinados às acomodações.

Considerando que tripulantes e passageiros à bordo estão continuamente sujeitos ao ruído em maior ou menor intensidade, o código foi criado no intuito de reduzir os efeitos acústicos causados pelo ruído para, então, possibilitar que os espaços dos navios possuam condições adequadas para comunicação, conforto e evitando os níveis excessivos que podem ocasionar perda auditiva.

O código foi criado para ser aplicado a embarcações com deslocamento de 1600 toneladas ou maiores, no entanto, pode ser utilizado, na medida do possível, em embarcações menores, já que as os níveis de ruído máximo estabelecidos são potencialmente prejudiciais independente do porte da embarcação. A Figura 21 mostra uma classificação da exposição ao ruído em zonas segundo o nível sonoro.

Figura 21 – Zonas de exposição ao ruído ocasional e diário.



Fonte: Resolução IMO A.468 (XII), 1981

Os valores de nível de pressão sonora máximos em dB(A) são apontados na Tabela 5, a seguir.

Tabela 5 – Limites de Ruído para Diversos Espaços no Navio.

Sala de Máquinas	Limites dB(A)
Espaços com máquinas (constantemente operados)	90
Espaços com máquinas (não operados constantemente)	110
Sala de controle de máquinas	75
Oficinas	85
Espaços de trabalho não especificados	90
Salas de Navegação	Limites dB(A)
Comando e sala de cartas	65
Ambientes utilizados para comunicação (convés do passadiço, asas e janelas)	70
Sala de rádio (com o equipamento de rádio operando mas sem sinal)	60
Sala de radar	65
Acomodações	Limites dB(A)
Cabines e hospitais	60
Salas de descanso	65
Sala de recreação	65
Áreas de recreação abertas	75
Escritórios	65
Ambientes de serviço	Limites dB(A)
Cozinha (sem equipamento para processamento de alimentos)	75
Despensas	75
Espaços normalmente desocupados	Limites dB(A)
Não especificados	90

Fonte: Resolução IMO A.468 (XII)

O código divide os níveis de ruído em zonas. A Zona A mostra o níveis aos quais os trabalhadores não devem ser submetidos mesmo usando proteção, ou seja, acima de 120 dB(A). Exposições ocasionais são permitidas na Zona B com o uso de protetores auriculares, do tipo concha e do tipo *plug*. Na Zona C são permitidas apenas exposições ocasionais com protetor auricular do tipo concha ou do tipo *plug*. Se há

serviços diários em espaços cujo nível de ruído equivale a Zona D, devem ser usados protetores auriculares tipo concha para o nível de ruído entre 100 e 110 dB(A), para os níveis de ruído entre 85 e 100 dB(A), pode-se optar por utilizar um dos protetores (*plug* ou concha), conforme a conveniência do usuário. Na Zona E, para períodos de menos de 8 horas, os trabalhadores não devem ser expostos a níveis de ruído superiores a 85 dB(A).

Os limites previstos devem ser considerados como limites máximos e não como níveis desejáveis. Sempre que possível, é interessante que o nível de ruído seja inferior aos níveis máximos especificados. Nos espaços com níveis de ruído superiores a 85 dB(A) é necessária a utilização adequada de protetores auriculares, caso contrário, deverão aplicar-se os limites de tempo de exposição para garantir que um nível equivalente de proteção seja mantida.

4.4 Norma de Higiene Ocupacional NHO 01 - Avaliação da Exposição Ocupacional ao Ruído (2001)

A NHO 01, ou Norma de Higiene Ocupacional 01, é uma norma criada pela Fundacentro, instituição ligada ao Ministério do Trabalho, tem por objetivo estabelecer critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional ao ruído, que implique risco potencial de surdez ocupacional. A Norma aplica-se à exposição ocupacional a ruído contínuo ou intermitente e a ruído de impacto, em quaisquer situações de trabalho, contudo não está voltada para a caracterização das condições de conforto acústico.

O critério de referência que embasa os limites de exposição diária adotados para ruído contínuo ou intermitente corresponde a uma dose de 100% para exposição de 8 horas ao nível de 85 dB(A). A avaliação da exposição ocupacional ao ruído contínuo ou intermitente deverá ser feita por meio da determinação da dose diária de ruído ou do nível de exposição, parâmetros representativos da exposição diária do trabalhador. Esses parâmetros são totalmente equivalentes, sendo possível, a partir de um obter-se o outro, mediante as expressões matemáticas mostradas a seguir.

$$NE = 10 \times \text{Log}\left(\frac{480}{T_E} \times \frac{D}{100}\right) + 85[\text{dB}] \quad (4.1)$$

$$D = \frac{T_E}{480} \times 100 \times 2^{\left(\frac{NE - 85}{3}\right)} \quad (4.2)$$

[%]

onde,

NE = Nível de Exposição

$D =$ Dose Diária

$T_E =$ Tempo de Duração em minutos da jornada diária de trabalho

A avaliação deve ser realizada utilizando-se medidores integradores de uso pessoal, fixados no trabalhador. O tempo máximo diário de exposição permissível em função do nível de ruído é dado pela Tabela 6.

Tabela 6 – Tempo máximo diário de exposição permissível em função do nível de ruído

NPS dBA	Tempo máx. diário permissível (min)	NPS dBA	Tempo máx. diário permissível (min)	NPS dBA	Tempo máx. diário permissível (min)
80	1.523,90	92	95,24	104	5,95
81	1.209,52	93	75,59	105	4,72
82	960,00	94	60,00	106	3,75
83	761,95	95	47,62	107	2,97
84	604,76	96	37,79	108	2,36
85	480,00	97	30,00	109	1,87
86	380,97	98	23,81	110	1,48
87	302,38	99	18,89	111	1,18
88	240,00	100	15,00	112	0,93
89	190,48	101	11,90	113	0,74
90	151,19	102	9,44	114	0,59
91	120,00	103	7,50	115	0,46

Fonte: NHO 01

Segundo a NHO 01, não é permitida, em nenhum momento da jornada de trabalho, exposição a níveis de ruído contínuo ou intermitente acima de 115 dB(A) para indivíduos que não estejam adequadamente protegidos, independentemente dos valores obtidos para dose diária ou para o nível de exposição.

5 METODOLOGIA

Os efeitos sobre a saúde relacionados à vibração e ao ruído são problemas críticos de segurança e saúde no local de trabalho. Além do risco de os tripulantes desenvolverem doenças laborais, tais efeitos repercutem significativamente sobre o conforto dos passageiros durante o tempo em que estão embarcados.

A melhor maneira de minimizar os efeitos provocados por ruído e vibração é tentar prever os níveis desses efeitos durante a fase de projeto da embarcação, pois é uma tarefa bastante complexa e difícil corrigir esses problemas após a construção do navio.

Visando obter um diagnóstico vibro-acústico, este trabalho foi desenvolvido seguindo as seguintes etapas:

- Identificar as principais fontes de vibrações e ruído na UBSF
- Modelagem da embarcação em *software* de Elementos Finitos;
- Análise modal do hélice;
- Análise modal da linha de eixo;
- Análise modal da embarcação;
- Caracterização da exposição ao ruído;
- Desenvolvimento de um modelo numérico para predição do nível de pressão sonora (NPS) a bordo da UBSF.

No primeiro momento, realizou-se uma pesquisa exploratória documental, no intuito de alcançar maior familiaridade com o contexto abordado. Para isso, buscou-se conhecer a conjuntura na qual são utilizadas embarcações para atendimento médico-hospitalar, como as localidades abrangidas, as vias utilizadas, os tipos de serviços fornecidos.

Realizou-se também uma extensa pesquisa a respeito das normas vigentes aplicadas ao estudo vibro-acústico de embarcações. As principais normas encontradas referentes ao tema são fornecidas por sociedades classificadoras, Ministério do Trabalho, IMO, dentre outras. Os critérios estabelecidos nessas normas foram tomados como referência para análise dos resultados obtidos.

Posteriormente, angariou-se informações relacionadas ao projeto de uma UBSF, investigando-se dados relacionados ao porte da embarcação, configuração interior,

equipamentos utilizados, capacidade, etc. De posse dessas informações, foi possível realizar uma modelagem preliminar da embarcação.

O trabalho foi dividido em duas etapas. Na primeira, realizou-se a análise modal da embarcação e sistema eixo-propulsor para avaliação das propriedades dinâmicas (frequências naturais e modos de vibração). Na segunda, realizou-se a análise acústica para identificação dos níveis de ruído no interior da UBSF.

Para a primeira etapa, foram realizadas 3 análises modais diferentes: da embarcação, do hélice e da linha do eixo. O objetivo dessas três análises é identificar os parâmetros vibracionais da estrutura da embarcação quando submetida à influência do sistema eixo-propulsor.

Foram elaboradas as geometrias e definidas as propriedades dos materiais de acordo com as especificações de cada modelo. Nesta fase, chamada de pré-processamento, segundo Fish e Belytschko (2009), o problema é discretizado.

Finalizadas as geometrias e determinados os parâmetros físicos dos materiais, procedeu-se, então, à fase de solução onde foram obtidas as frequências naturais e modos de vibração das estruturas estudadas. A partir daí, foi possível adentrar para a fase de pós-processamento, objetivando examinar os resultados e compreender o comportamento dinâmico estrutural.

A segunda etapa do trabalho corresponde a análise acústica. A metodologia adotada nesta etapa está dividida em 3 fases: construção da geometria, cálculo da potência sonora do motor, estimativa da pressão sonora.

Para a análise acústica, o modelo foi simplificado, considerando-se apenas a influência produzida pelo motor principal, conforme o trabalho de Quintas (2009), já que a análise está baseada somente no projeto e não na embarcação construída. Com relação às superfícies refletoras, considerou-se apenas as propriedades de impedância do aço, não incluindo na análise materiais esponjosos, madeira ou outros com efeito absorvedor sonoro.

Para execução deste trabalho, utilizou-se o software *Ansys Workbench* para a análise modal e o software *Comsol Multiphysics* para a análise acústica. A elaboração das geometrias foi realizada com auxílio do *Autocad 3D*.

O ANSYS é um software de elementos finitos que pode ser utilizado nas mais diversas classes de problemas de engenharia. Está enquadrado na categoria de programas de Engenharia Auxiliada por Computador (CAE), possui diferentes tipos de análises estruturais, e tem a finalidade de auxiliar o engenheiro nas decisões de algumas das etapas do desenvolvimento de projeto, em particular para o dimensionamento e a validação de projetos.

Já o *Comsol Multiphysics* é uma plataforma para simulação de problemas físicos também baseado em elementos finitos. Possui diversos módulos, além do acústico, permitindo aplicações elétricas, mecânicas, de escoamento e químicas. Possui uma interface de fácil utilização, permitindo a realização de operações de forma intuitiva.

Além dos motivos citados, optou-se pela utilização desses softwares, dados o fato existir maior familiaridade com os processos disponíveis e por existirem inúmeros tutoriais e aplicações relacionadas ao tema.

6 ESTUDO DE CASO

6.1 Visão Geral

A embarcação terá propulsão própria e será construída para navegação interior. Sua estrutura contempla um casco abrigando praça de máquinas e áreas de tancagem, um convés principal, um convés superior e um tijupá com equipamentos diversos. Possui a proa lançada sem bulbo e popa com um túnel para propulsão, com espelho de popa e de proa. As principais características das UBSF são apresentadas na Tabela 07 a seguir.

Tabela 7 – Dimensões Principais da UBSF

Comprimento Total:	22, 00 metros
Comprimento do Casco:	22,00 metros
Comprimento entre Pps:	21,40 metros
Boca moldada:	7,00 metros
Boca Máxima:	7, 00 metros
Pontal à Meia-Náu:	2,00 metros
Calado carregado:	1,70 metros

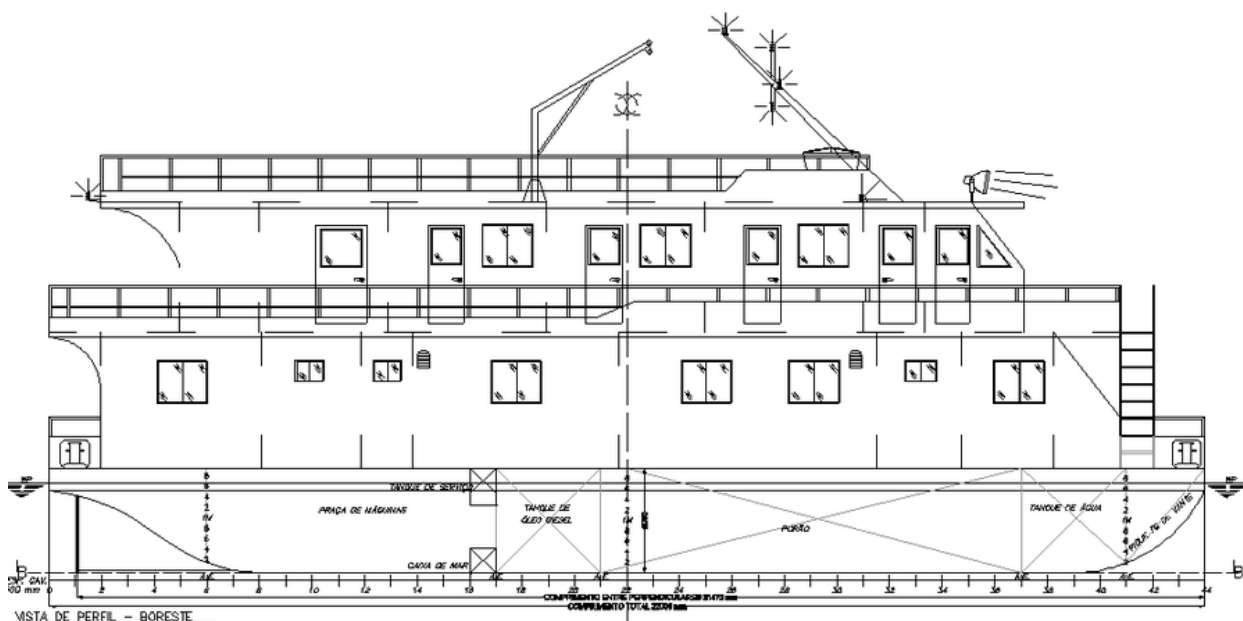
Fonte: Autoria Própria

O projeto das UBSF prevê o funcionamento das embarcações durante 20 dias por mês em área delimitada para atuação, sendo que esse tempo compreende o deslocamento fluvial até as comunidades e o atendimento direto à população ribeirinha. Nos outros dias, a embarcação fica ancorada em solo, na sede do município.

As Figuras 22 e 23, a seguir, mostram o perfil longitudinal e frontal da UBSF. Esse arranjo geral foi proposto pelo próprio Ministério da Saúde e está disponível no site oficial de atenção básica da saúde, segundo mostrado em Portal da Saúde (2012). Neste site, está disponível o projeto de referência da UBSF.

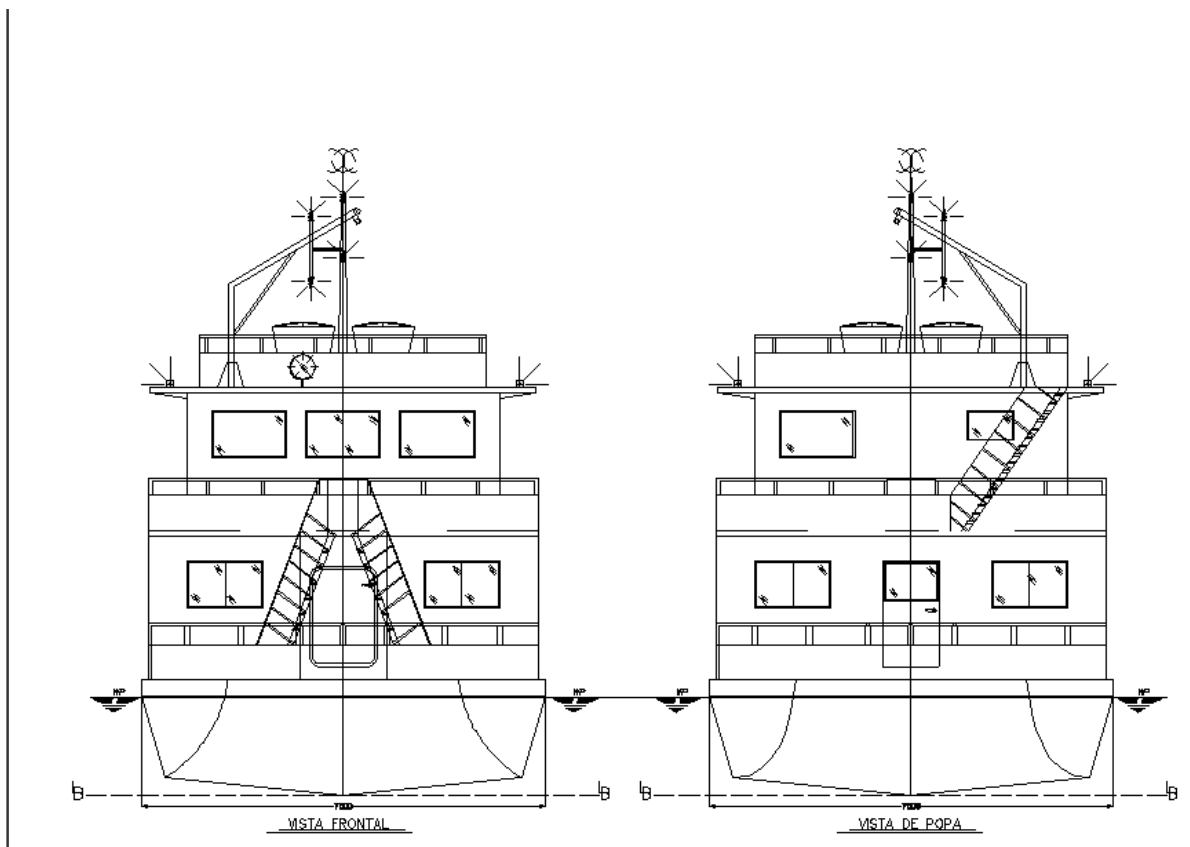
Além do Arranjo Geral, é possível visualizar todos os documentos referentes ao projeto de uma UBSF, como Plano de Linhas , Arranjo Estrutural, Seção Mestra, Estimativa de Peso Leve, Estudo de Estabilidade Preliminar, e outros. A partir desses documentos, foi possível elaborar a geometria da UBSF.

Figura 22 – Vista Longitudinal da UBSF



Fonte: Ministério da Saúde

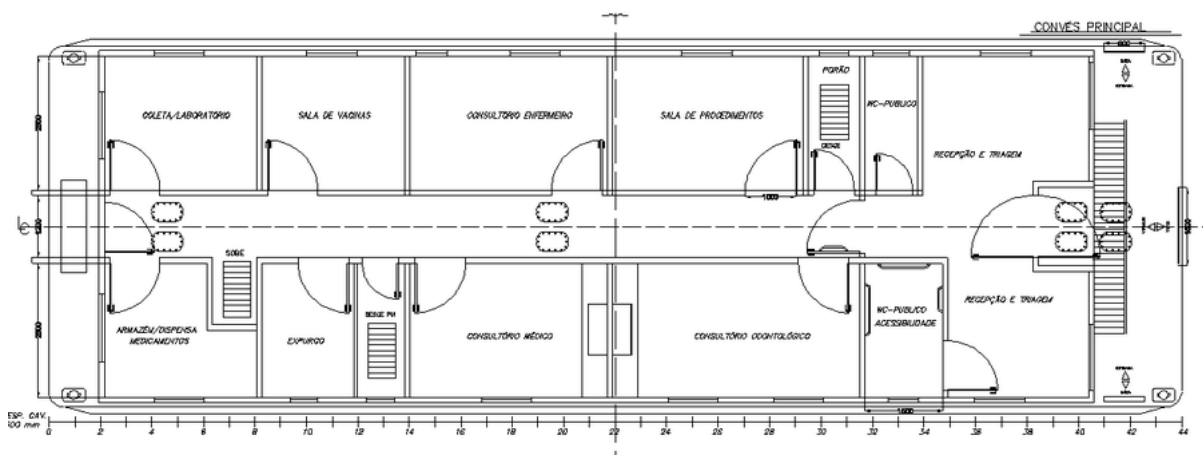
Figura 23 – Vista Frontal da UBSF



Fonte: Ministério da Saúde, 2015

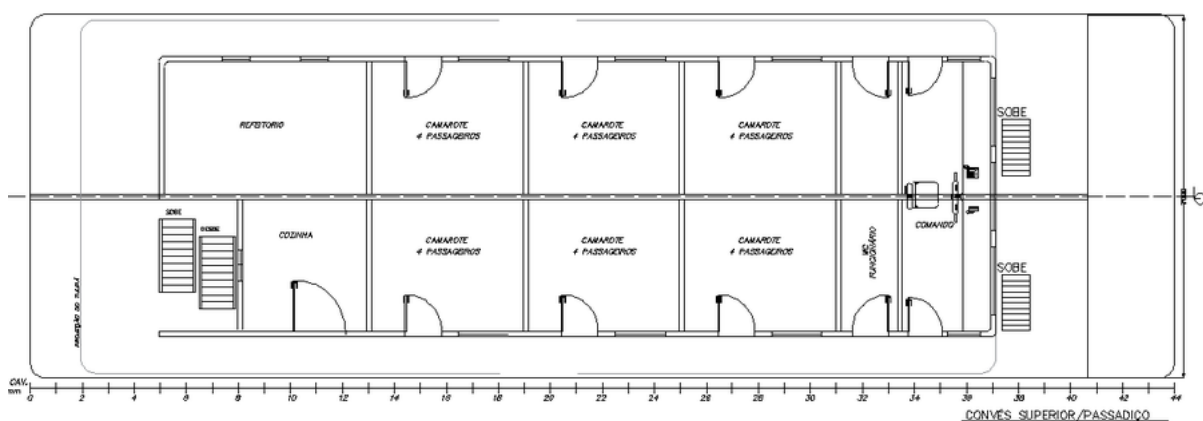
O projeto da embarcação determina que a localização dos consultórios, sala de atendimento, sala de procedimentos, laboratório, etc, esteja no Convés Principal (Figura 24). As acomodações para a equipe de saúde e tripulação estão dispostas no Convés Superior (Figura 25). A Unidade foi dimensionada para alojar até 20 (vinte) ocupantes entre tripulantes, profissionais de saúde ou convidados, distribuídos em camarotes.

Figura 24 – Convés Principal da UBSF



Fonte: Ministério da Saúde, 2014

Figura 25 – Convés Superior da UBSF



Fonte: Ministério da Saúde, 2014

A embarcação possui propulsão própria e foi projetada para navegação interior. A partir do Memorial Descritivo da embarcação, disponível em Portal da Saúde (2012), obteve-se as especificações dos componentes do sistema eixo-propulsor da UBSF, conforme está apresentado na Tabela 08.

Tabela 8 – Características do sistema eixo-propulsor

Marca	MWM
Potência	240 HP
RPM	2500 rpm
Combustível	Diesel
Redutora	ZF W220
Razão de Redução	3,13:1
Diâmetro do Eixo Propulsor:	5"
Material do Eixo	Aço SAE 1045
nº pás do hélice	4 pás
Diâmetro do hélice	850 mm
Material do hélice	Liga de bronze

Fonte: Ministério da Saúde

6.2 Modelo em Elementos Finitos

O comportamento do navio em água tradicionalmente é avaliado através de testes com modelos reduzidos. Esse procedimento experimental aliado a posterior adequação para o tamanho real do navio são bastante precisos e confiáveis. Entretanto, uma das maiores desvantagens dos métodos experimentais é o alto custo associado a ele. Com o avanço das teorias estruturais e hidrodinâmicas, hoje é possível prever o comportamento do navio a níveis seguros através da simulação numérica (KAR; SARANGDHAR; CHOPRA, 2008).

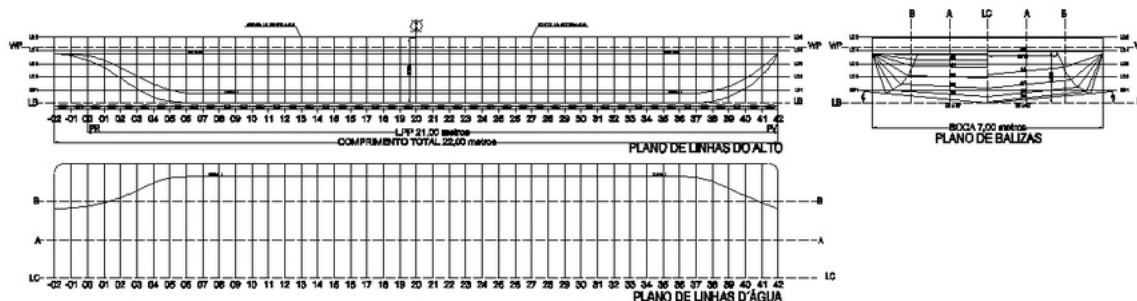
Com o avanço dos métodos numéricos, programas baseados no MEF para análise, bem como a disponibilidade desses recursos computacionais a custos acessíveis, possibilitou-se obter uma avaliação do navio com maior exatidão e rapidez.

Dado o fato de que esta pesquisa visa avaliar uma embarcação ainda não construída, a utilização dos recursos computacionais baseados no MEF possibilita uma projeção segura no intuito de minimizar os possíveis efeitos vibro-acústicos que venham a suceder após a construção da UBSF.

A metodologia utilizada nesta dissertação consistiu em construir a geometria da estrutura em um software de modelagem para posterior exportação para um software em elementos finitos. Com os dados referentes às principais características da embar-

cação e seu plano de linhas, mostrado na Figura 26, foi possível realizar a modelagem tridimensional do casco da UBSF.

Figura 26 – Plano de Linhas da UBSF

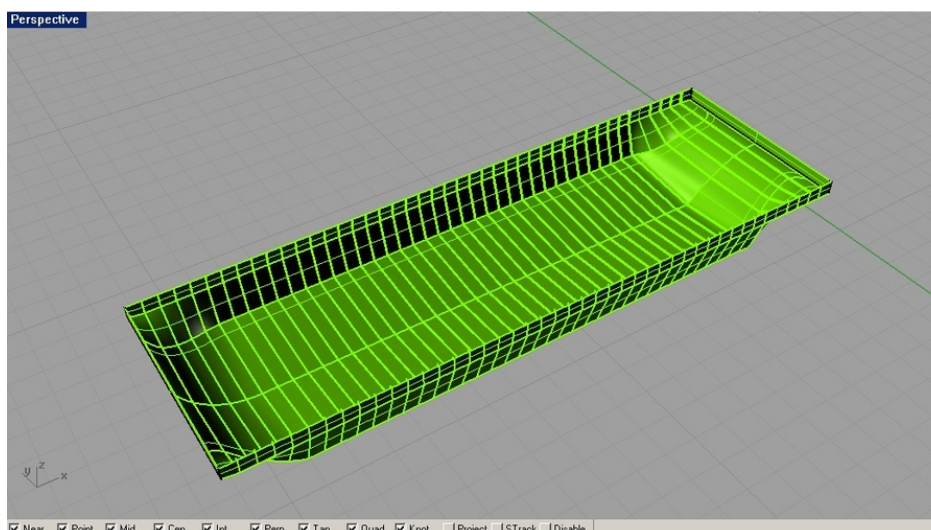


Fonte: Ministério da Saúde

Inicialmente, a geometria do casco foi construída no software *Rhinosceros* (Figura 27), exportada para o Ansys no formato *.iges, pois este é um dos formatos reconhecidos pelo Ansys. Construiu-se apenas o casco da embarcação no intuito de realizar uma análise preliminar. Nesta primeira análise, foi possível verificar como o Ansys responderia às importações de outros *softwares* e se a simulação poderia ser realizada adequadamente.

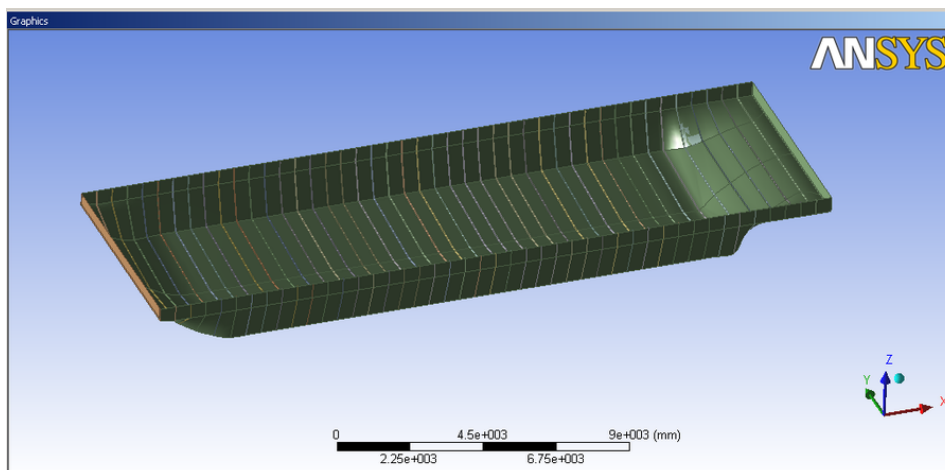
Depois de exportada a geometria (Figura 28), foram determinadas as propriedades do material do casco. Essa fase chamada de pré-processamento, conforme Fish e Belytschko (2009), é onde o modelo é preparado para a análise.

Figura 27 – Geometria do casco modelado no software Rhinosceros.



Fonte: Autoria Própria

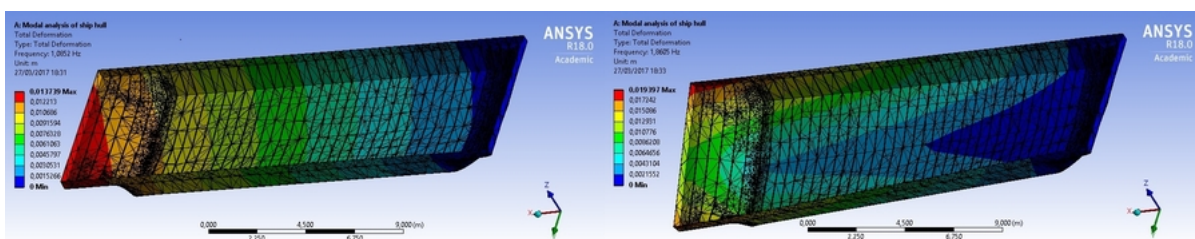
Figura 28 – Geometria do casco importado para o Ansys.



Fonte: Autoria Própria

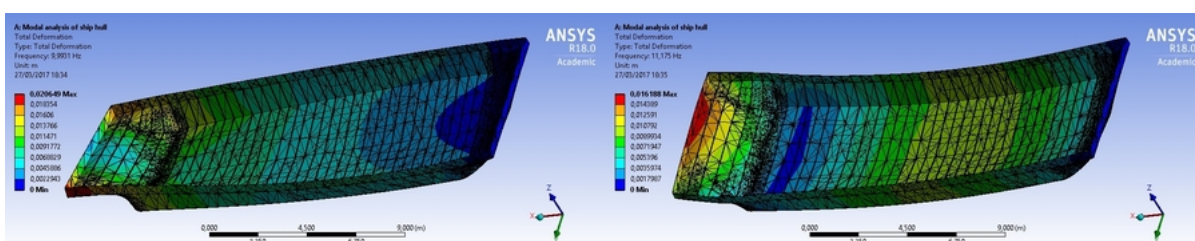
Embora a geometria criada no *RHINOSCEROS* tenha sido exportada sem dificuldades, a simulação não correspondeu ao esperado, pois houveram muitos erros durante análise relacionados à junção dos elementos o que impossibilitou a correta análise modal da estrutura. Assim, optou-se por refazer a geometria no software Autocad 3D. Exportou-se novamente para o Ansys e, desta vez, a análise ocorreu sem problemas. Nas Figuras 29 a 33, são demonstrados os modos de vibração referentes à análise preliminar do casco.

Figura 29 – Casco - Modos 1 e 2



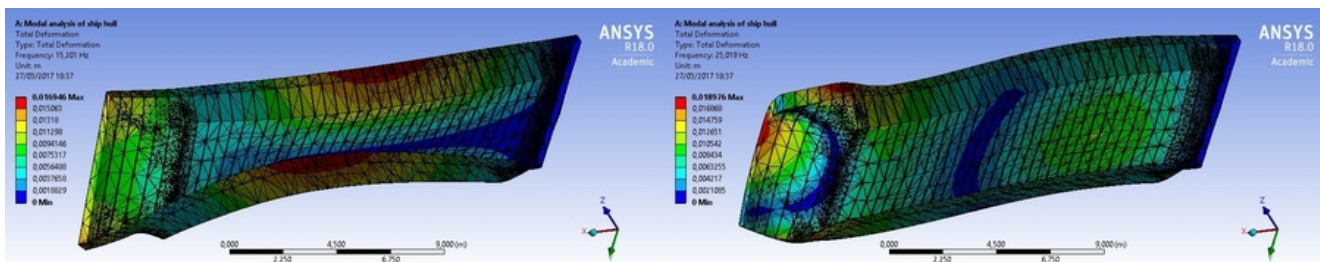
Fonte: Autoria Própria

Figura 30 – Casco - Modos 3 e 4



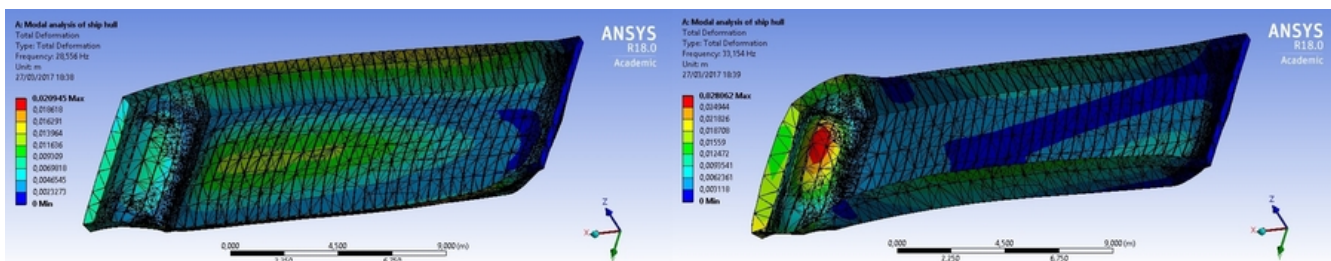
Fonte: Autoria Própria

Figura 31 – Casco - Modos 5 e 6



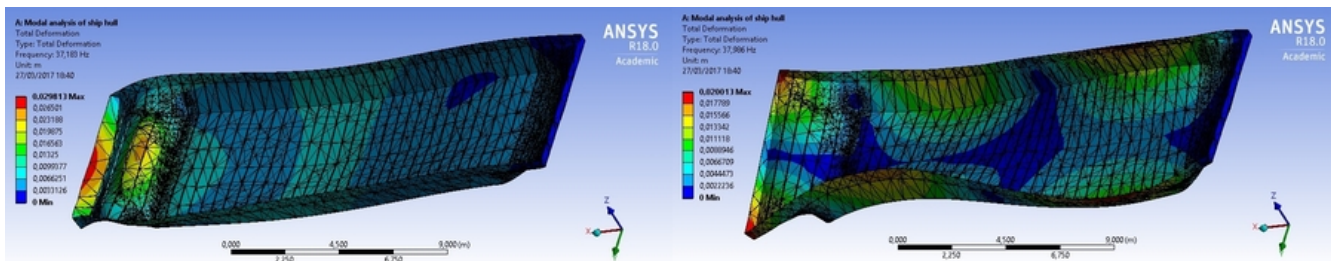
Fonte: Autoria Própria

Figura 32 – Casco - Modos 7 e 8



Fonte: Autoria Própria

Figura 33 – Casco - Modos 9 e 10



Fonte: Autoria Própria

Pode-se notar pela análise isolada do casco que os primeiros modos são referentes a modos de torção e os demais são referentes à modos conjugados de flexão com torção. A análise inicial apenas do casco permitiu visualizar o comportamento da embarcação sem o peso da superestrutura. Considerou-se, assim, para a análise do casco dez modos de vibração, cujas frequências são apresentadas na Tabela 09.

Tabela 9 – Modos de Vibração / Frequências Naturais

Modos	Frequências
1	1,0852
2	1,8605
3	9,9931
4	11,175
5	15,201
6	25,019
7	28,556
8	33,154
9	37,183
10	37,986

Fonte: Autoria Própria

Verificado que não houveram dificuldades em relação à análise do casco com a geometria exportada do Autocad 3D para o Ansys, procedeu-se à construção das demais estruturas da UBSF que são a superestrutura e o sistema eixo-propulsor.

Os elementos estruturais a serem investigados na análise modal são o hélice, a linha de eixo e a própria estrutura da embarcação. Consoante aos trabalhos de Reed e Burnside (1978), Nowacki (1970) e Johannessen e Skaar (1980), bem como as regras da classificadora ABS (2006), esses componentes são caracterizados como as principais fontes de excitação do navio.

6.3 Análise Modal da Embarcação

A determinação das frequências naturais da viga-navio é muito importante, pois quando as frequências do motor coincidem com as frequências naturais do navio, ocorre o fenômeno da ressonância. Isto pode provocar graves problemas estruturais e desconforto para a tripulação. Depois que embarcação está construída, torna-se difícil modificar suas frequências naturais já que seria necessário alterar a rigidez da estrutura do navio ou das suas condições de carregamento.

Deste modo, a estimativa das frequências naturais de uma embarcação e do sistema propulsor que se pretende instalar ainda na fase de projeto auxilia no correto dimensionamento das estruturas da embarcação, reduz custos relacionados a

manutenção, além de prover segurança e conforto.

A exatidão dos métodos numéricos depende, entretanto, das condições de contorno, hipóteses simplificadoras, assim como da correta elaboração da geometria em CAD. Assim, este tópico abrange a análise modal da estrutura da UBSF no intuito de identificar seu comportamento dinâmico.

Para a construção do modelo numérico da UBSF, considerou-se elementos estruturais como chapas, cantoneiras, bordas e jazentes como elementos de casca (ou de placas). Já perfis estruturais como vigas, barras chatas e pés de carneiro como elementos de barra. Borboletas e outros apêndices foram negligenciados na análise, conforme o trabalho de Moro et al. (2013) e Kar, Sarangdhar e Chopra (2008).

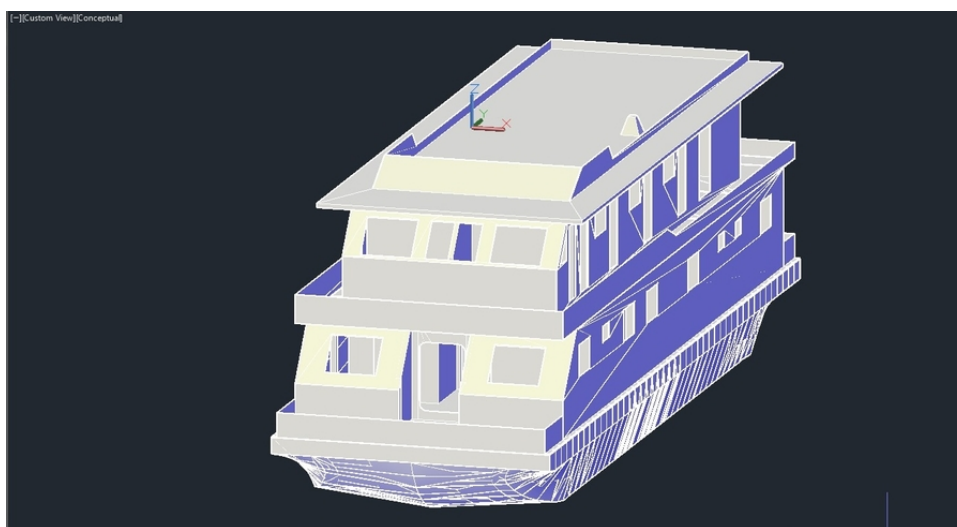
Em relação às condições de contorno, o modelo consistiu na análise sob a condição de vibração livre-livre, obtendo-se suas respectivas frequências naturais sem a influência do meio fluido. Segundo Moro et al. (2013), devido ao pequeno calado da embarcação, a massa adicional decorrente da interação entre o casco e a água ao redor é muito pequena quando comparada com a massa da própria embarcação.

Adotou-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

- A viga é constituída por um material homogêneo;
- O carregamento é constante ao longo da viga e do tempo;
- Material apresenta comportamento linearmente elástico.

A Figura 34 mostra a geometria criada para a UBSF.

Figura 34 – Geometria da UBSF em Autocad 3D



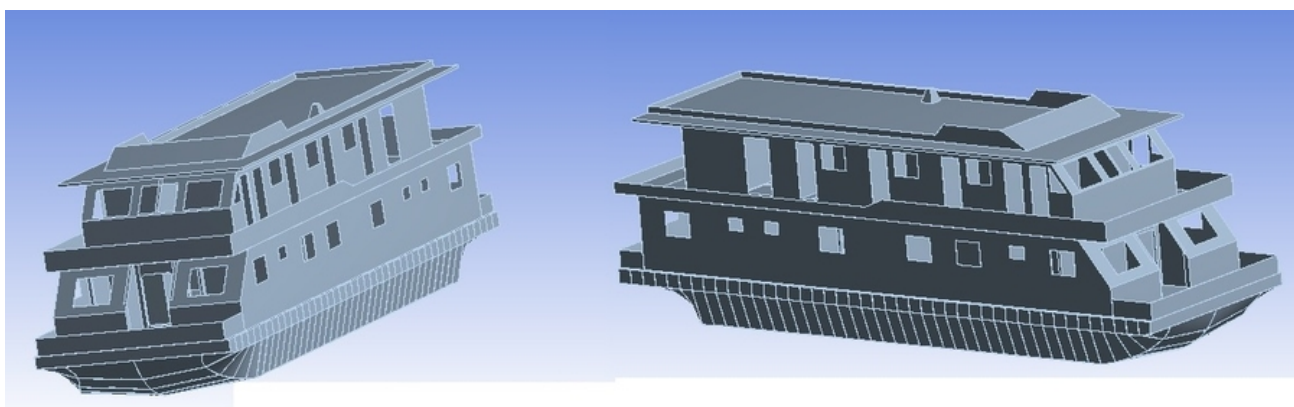
Fonte: Autoria Própria

Como mencionado na seção anterior, a princípio, modelou-se a embarcação no *Rhinoceros*, que é uma ferramenta *CAE* de modelagem tridimensional, no intuito de exportar posteriormente a geometria para o Ansys. É comum realizar a modelagem em outro software e exportar a geometria para o Ansys, pois a modelagem no próprio software é bastante complicada.

Devido aos problemas de importação, realizou-se a modelagem em Autocad 3D (Figura 35), cuja importação não apresentou problemas. Existem inúmeros formatos utilizados para arquivos gráficos como *.DWG*, *.DXF*, *.IGES*, *.SAT*, etc. O formato *.DXF* é um dos mais utilizados em sistemas CAD. No Ansys, entretanto, não é possível a importação de arquivos neste formato, sendo necessário converter os arquivos gráficos para a extensão *.IGES*.

A modelagem da geometria UBSF foi realizada em duas etapas. Na primeira, foi construído apenas o casco, considerando-se os reforços estruturais, como longarinas e prumos, em sua geometria. Na segunda etapa, considerou-se além do casco a superestrutura da UBSF com seus compartimentos, conforme detalhado no Arranjo geral (Figuras 21 e 22, cap. 6).

Figura 35 – UBSF em Elementos Finitos



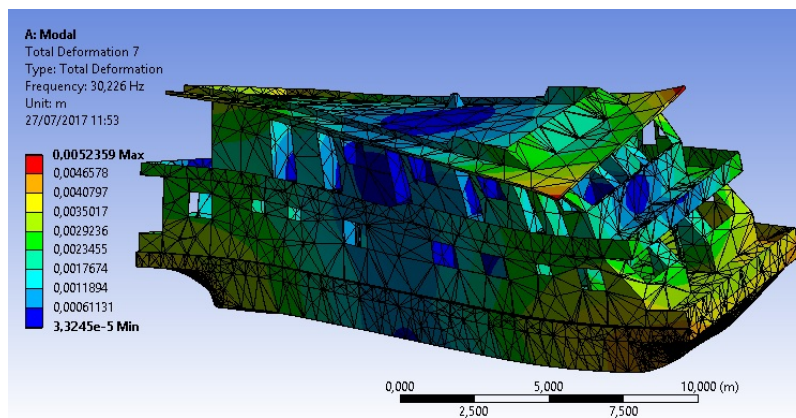
Fonte: Autoria Própria

Segundo as Notas para Ruído e Vibrações da ABS, é mais apropriado executar no modelo uma malha tipo *coarse* em análises de vibrações que envolvam todo o corpo do navio. Malhas do tipo *fine* são melhores aplicadas para análises de estruturas localizadas. Para discretização da geometria da UBSF, foram utilizados elementos tetraédricos. A malha obtida para o modelo em questão possui 60678 nós e 31611 elementos.

Conforme os trabalhos realizados por Bathe (1996) e Kelly (1993), em problemas bidimensionais, os três primeiros modos são os modos de corpo rígido da translação e da rotação; em problemas tridimensionais são os seis primeiros modos, e os restantes

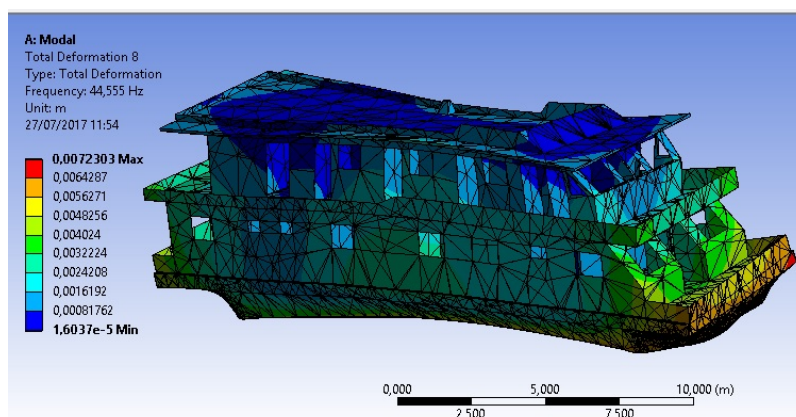
são os modos não rígidos. Segundo Soriano (2003), modos de corpo rígido são desprovidos de energia de deformação e, portanto, sem significado físico. Nas Figuras 36 a 39, são mostrados os modos de vibração para corpo não rígido.

Figura 36 – Modo 7 - UBSF



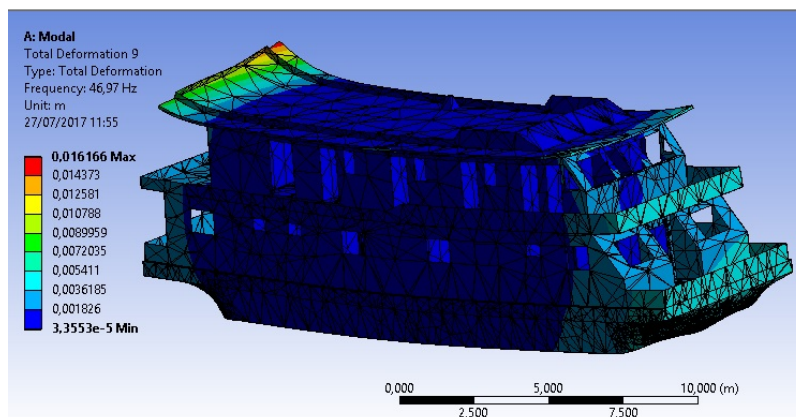
Fonte: Autoria Própria

Figura 37 – Modo 8 - UBSF



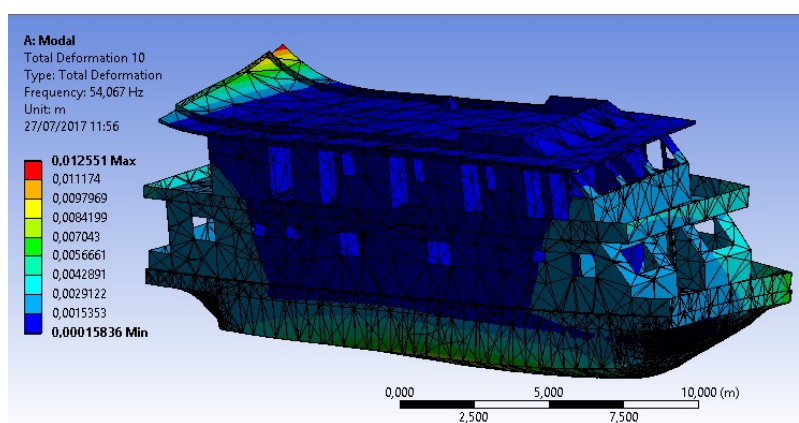
Fonte: Autoria Própria

Figura 38 – Modo 9 - UBSF



Fonte: Autoria Própria

Figura 39 – Modo 10 - UBSF



Fonte: Autoria Própria

Castro (2016 apud MORO et al., 2013) reitera que os seis primeiros modos de vibrar, a embarcação apresenta o comportamento dinâmico de corpo rígido, nestes termos, um modelo numérico com menos de seis modos apresentaria inconsistências, não possuindo boa validação para a análise modal. Assim, análogo à análise descrita anteriormente, foram obtidos os 10 (dez) primeiros modos de vibrar da embarcação (excluindo os seis primeiros modos de vibrar de corpo rígido), cujo os resultados são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Frequências Naturais da Embarcação (UBSF)

Modo	Frequência
1	0
2	0
3	0
4	$1,7461 \cdot 10^{-3}$
5	$2,5154 \cdot 10^{-3}$
6	$2,9389 \cdot 10^{-3}$
7	30,226
8	44,555
9	46,97
10	54,067

Fonte: Autoria Própria

De acordo com Moro et al. (2013), geralmente, a frequência do primeiro modo de vibrar para embarcações de médio e pequeno porte é em torno de 20 HZ. Para embarcações menores, essa frequência poderá ser mais alta. Pela Tabela 10, é possível ver que os primeiros seis modos possuem valores muito próximos de zero. A partir do sétimo modo, as frequências naturais assumem valores mais altas porque são referentes aos modos não rígidos.

6.4 Análise Modal do Hélice

Para realizar a presente análise, elaborou-se o modelo numérico para a representação do hélice propulsor. Segundo Silva (2014), o hélice é deve ser feito em material Bronze com diâmetro de aproximadamente 850 mm. A Tabela 11, abaixo, contém as características de um hélice segundo os padrões estabelecidos em Portal da Saúde (2012) e Silva (2014).

Tabela 11 – Descrição do Hélice

Item	Detalhes
Diâmetro do Hélice	850 mm
Diâmetro do Bosso	127 mm
Nº de pás	4
Passo	811 mm
Área do Disco	567,45 mm ²
Razão de Área expandida	0,83
Material	Bronze
Massa	61 kg
Densidade	8300 kg/m ³
Módulo de Young	1,1 10 ⁷ MPa
Coeficiente de Poisson	0,34

Fonte: Zhenjiang Norman Import & Export Co.

O propulsor pelo fato de se encontrar em uma região de escoamento irregular na esteira do navio, geralmente, transforma grande parte da energia fornecida pelo motor propulsor em vibração e ruído. Segundo Wang (2015), embarcações de grande

porte e equipados com máquinas potentes poderão até sofrer danos nas zonas da popa, causados pela vibração induzida pelo propulsor.

Ainda, segundo os trabalhos desenvolvidos por Nowacki (1970), o sistema eixo-propulsor é considerado uma das principais fontes de excitação. Dessa forma, nesta etapa buscou-se identificar as propriedades dinâmicas do hélice e a relevância de suas excitações para as vibrações globais.

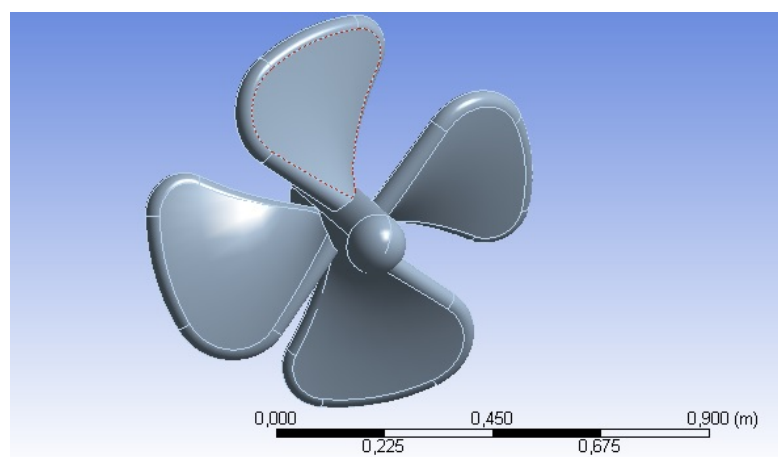
Para a construção do modelo computacional de vibração do hélice, não houve o emprego do domínio fluídico do ar. O trabalho de Howard e Cazzolato (2014) apresenta algumas considerações que devem ser observadas com relação ao efeito do domínio fluídico no modelo. Entretanto, tais considerações são relevantes caso a estrutura seja muito leve em relação ao fluido ou esteja radiando em um meio fluido mais denso que o ar. Desta forma, optou-se por omitir o domínio fluídico do ar na análise.

Ainda, segundo o trabalho desenvolvido por Castro (2016), as seguintes condições de contorno foram adotadas:

- Análise livre-livre do hélice, ou seja, sem apoios ou engastes;
- Aplicada a simetria cíclica do hélice para a simplificação do modelo computacional;
- Não se admitiu efeito giroscópio do hélice no modelo.

O modelo foi elaborado através do programa comercial *ANSYS Workbench*. Com base nos dados fornecidos pela Tabela 6, construiu-se a geometria tridimensional do propulsor. Utilizou-se o software *Autocad* para a construção e, posteriormente, exportou-se para a ANSYS em formato **.iges* para realização da análise. A Figura 40, a seguir, mostra o hélice já exportado para o Ansys.

Figura 40 – Modelo do Hélice



Fonte: Autoria Própria

O *Ansys Workbench* possui um módulo para inserção de dados de material, o *Engineering Data*, que, além de trazer em seu banco de dados as propriedades de diversos materiais, possibilita ao usuário definir propriedades de um determinado material. Dessa forma, os dados expostos na Tabela 6, foram inseridos na simulação.

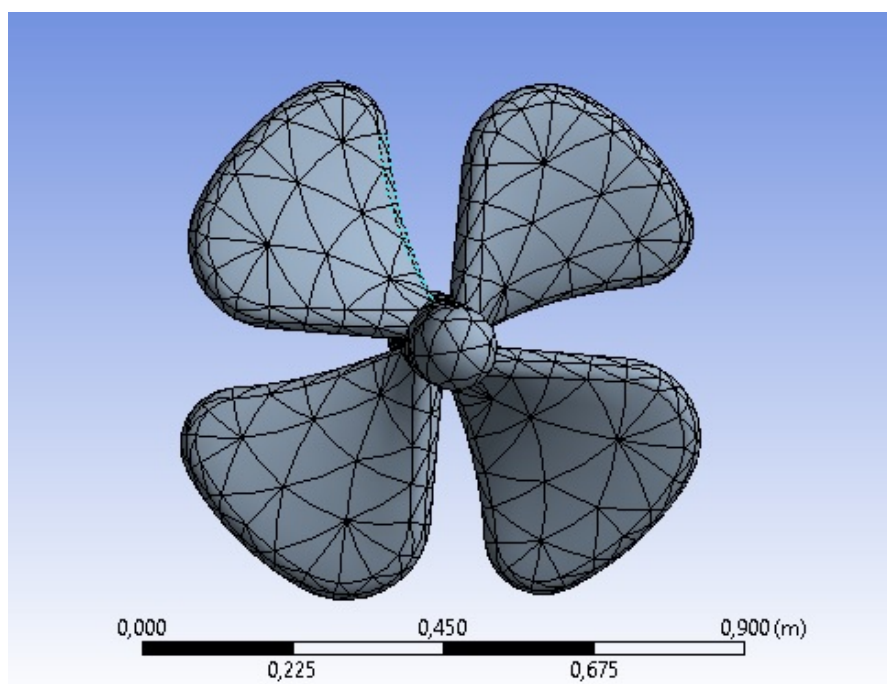
Com relação à qualidade da malha, sabe-se que quanto mais refinada, mais próxima estará do contínuo e, conseqüentemente, melhores serão os resultados. Entretanto, quanto maior o refinamento, maior é a quantidade de cálculos o que demanda maior tempo para resolução do problema.

A estratégia utilizada para geração do modelo do hélice foi realizar uma primeira análise com uma malha mais grosseira para verificação do comportamento do modelo. Depois, realizou-se outras análises com malhas mais refinadas no intuito de observar a convergência dos resultados. Foram geradas três malhas cada uma representando um grau de refinamento: simplificada (*coarse*), intermediária (*medium*) e refinada (*fine*).

A malha do modelo foi gerada no módulo *mesh generator*, que permite que os elementos sejam escolhidos automaticamente pelo *Ansys* ou que sejam definidos pelo usuário. Foram aplicados elementos triangulares (*TRI6*).

A malha inicial foi gerada com ajuste geral de parâmetro zero e centro de relevância *coarse*. A malha obtida com esses parâmetros com um total de 1615 elementos e 3358 nós pode ser observada na Figura 41 a seguir.

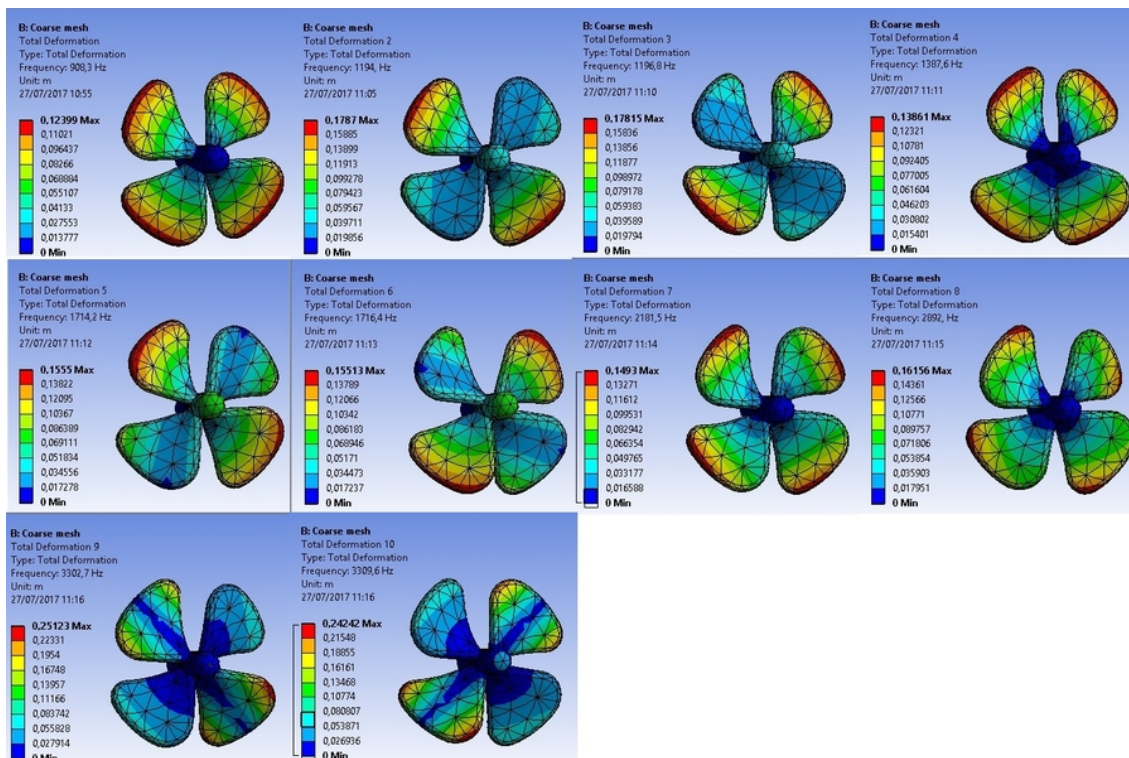
Figura 41 – Coarse Mesh



Fonte: Autoria Própria

A Figura 42, a seguir, demonstra os resultados obtidos da dinâmica estrutural para 10 primeiros modos de vibrar para a malha tipo *coarse*.

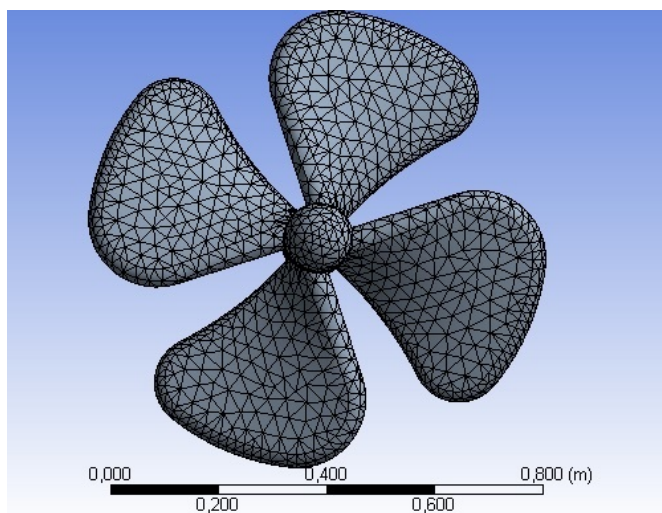
Figura 42 – Modos de Vibração - Coarse Mesh



Fonte: Autoria Própria

Foi aplicado então o segundo refinamento, modificando-se o centro de relevância de *coarse* para *medium*. Após o aumento do número de elementos, a malha gerada ficou com 4308 elementos e 8618 nós (Figura 43).

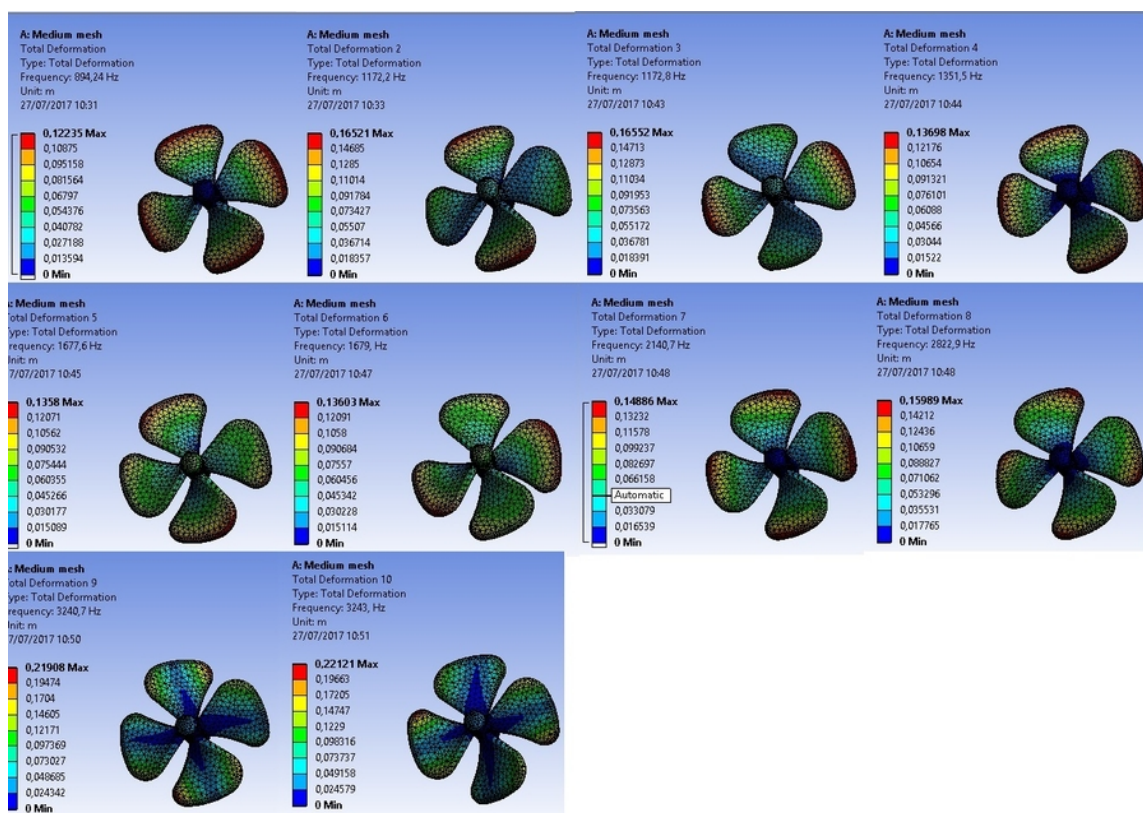
Figura 43 – Mesh Medium



Fonte: Autoria Própria

A Figura 44 mostra os modos de vibração para a malha tipo *medium*.

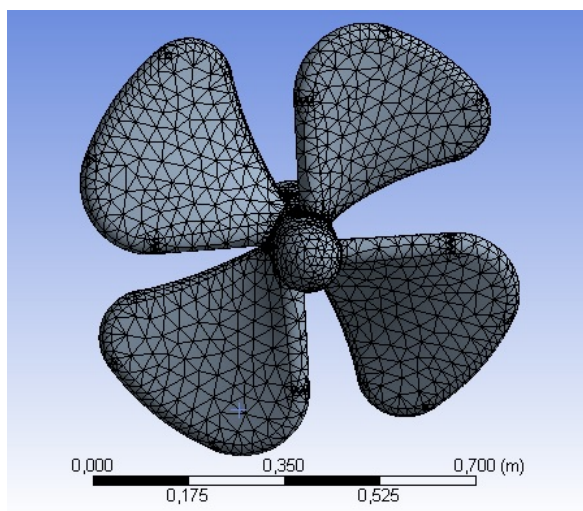
Figura 44 – Modos de Vibração - Medium Mesh



Fonte: Autoria Própria

Por fim, aplicou-se o terceiro refinamento, que é o máximo permitido pelo programa. O modelo passou a ser composto por 13015 elementos e 23416 nós (Figura 45).

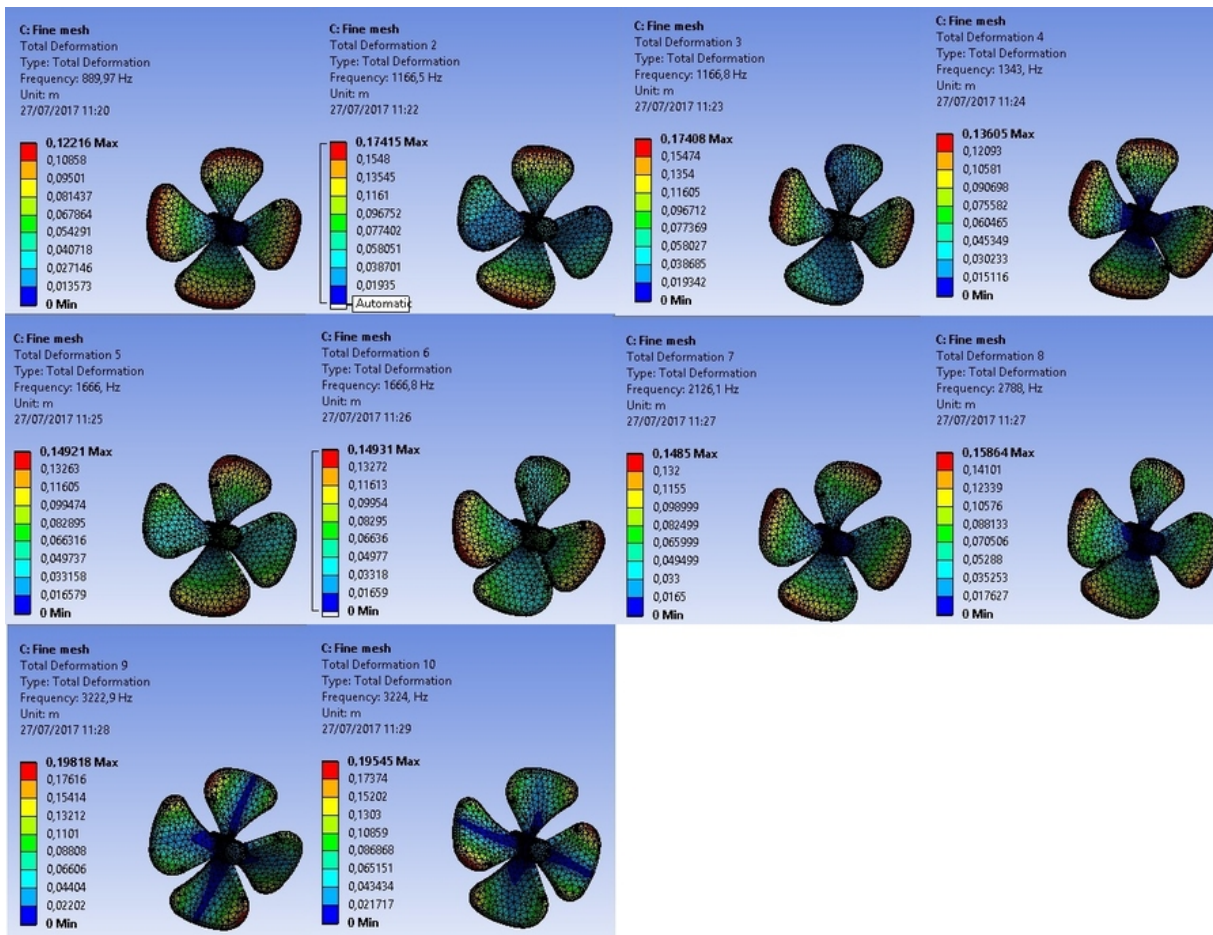
Figura 45 – Fine mesh



Fonte: Autoria Própria

Na Figura 46 a seguir, é possível verificar os modos de vibração do hélice com a malha tipo *fine*.

Figura 46 – Modos de Vibração - Fine Mesh



Fonte: Autoria Própria

Após realizar a análise modal segundo os tipos de malha disponíveis no Ansys Workbench, realizou-se uma comparação entre os valores obtidos para as frequências naturais. A Tabela 12 mostra essa comparação entre os valores de frequências obtidos para os diferentes tipos de malhas, de acordo com o grau de refinamento.

Tabela 12 – Frequências Naturais do Hélice

Modo	Frequencia (HZ)		
	Simplificada	Intermediária	Refinada
1	908,3	894,24	889,97
2	1194	1172,2	1166,5
3	1196,8	1172,8	1166,8
4	1387,6	1351,5	1343
5	1714,2	1677,6	1666
6	1716,4	1679	1666,8
7	2181,5	2140,7	2126,1
8	2892	2822,9	2788
9	3302,7	3240,7	3222,9
10	3309,6	3243	3224

Fonte: Aatoria Própria

Nota-se que o refinamento da malha diminuiu sutilmente os valores das frequências. A diferença entre a malha mais grosseira e a mais fina ocorreu na ordem de algumas unidades. A medida que aumentam os modos de vibrar, essa diferença se torna mais significativa. Serão adotados para fins de comparação os valores obtidos para a malha mais fina.

6.5 Análise Modal do Eixo

De acordo com Tonacio (2014), o estudo de vibração no eixo propulsor envolve, em suma, tanto os esforços vindos do hélice, quanto do motor, além de depender da configuração estrutural, isto é, do seu comprimento, do seu diâmetro, da quantidade de apoios e da disposição dos mesmos. A vibração no eixo é analisada sob três componentes: axial, torcional e transversal.

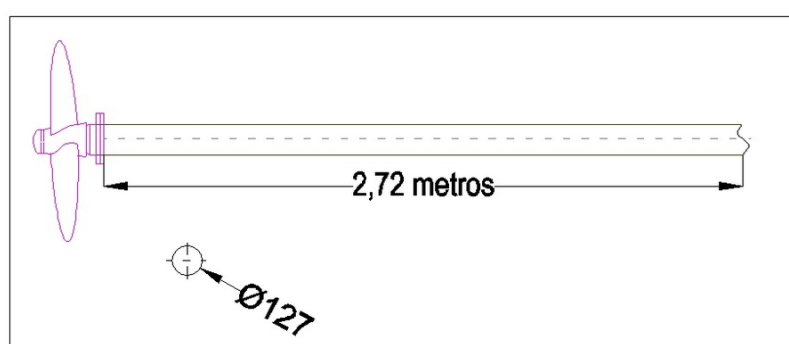
Conforme mencionado por Castro (2016 apud REED; BURNSIDE, 1978), a linha de eixo é um elemento vital para funcionamento de uma embarcação, sendo de suma importância o estudo de vibrações nesse componente estrutural, pois trata-se de uma das principais fontes de excitação da estrutura do casco.

A análise modal do eixo visa verificar se o propulsor opera em ressonância em

relação a essas componentes. Outrossim, a análise desses esforços é de fundamental importância, pois, segundo Veritec (1985), mesmo não estando em ressonância essas componentes colaboram para a ocorrência de fadiga no eixo.

Assim, realizou-se uma análise numérica para avaliação das propriedades dinâmicas relativas ao eixo da UBSF. A análise teve como objetivo identificar as frequências naturais do eixo e observar suas componentes torcional e lateral. O eixo propulsor foi fabricado em aço 1020, possui 2,72 metros de comprimento e 5 polegadas de diâmetro. A Figura 47 mostra um detalhamento do sistema eixo propulsor.

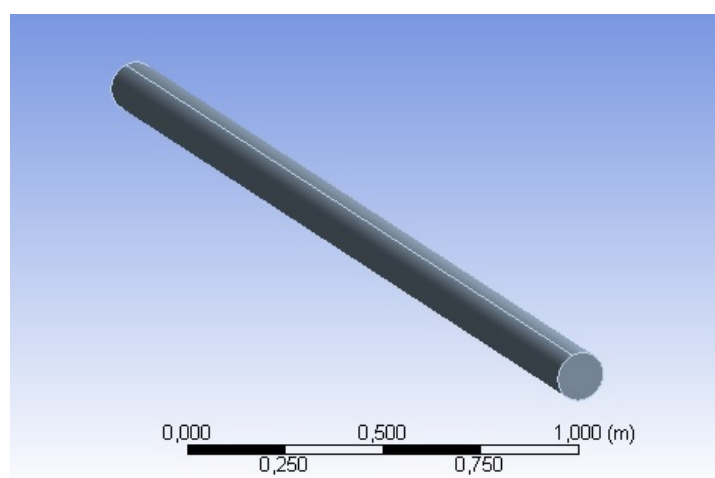
Figura 47 – Eixo propulsor da UBSF



Fonte: Autoria Própria

Para análise, primeiramente, elaborou-se a geometria com a utilização da ferramenta *Design Modeler* disponível no *ANSYS*. A Figura 48 a seguir mostra a geometria simplificada do eixo.

Figura 48 – Modelo do Eixo feito no Ansys

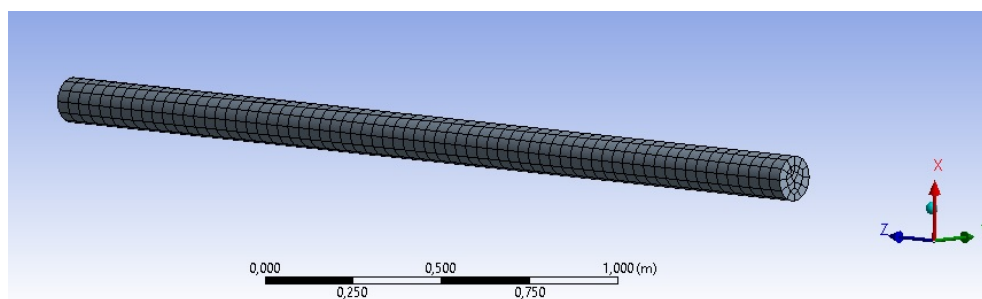


Fonte: Autoria Própria

A geometria foi construída de forma simplificada, sem a inclusão de apêndices como tubo telescópico e buchas. A simplificação do modelo, além de demandar um

menor tempo de construção, permite a comparação com o trabalho de Rao (2008a), o qual apresenta formulações teóricas para avaliação analítica. O modelo do eixo foi elaborado utilizando o elemento *SOLID*. A malha configurada para o eixo é composta de 1656 elementos e 8089 nós. Na Figura 49, pode-se observar a malha computacional.

Figura 49 – Malha do Eixo



Fonte: Autoria Própria

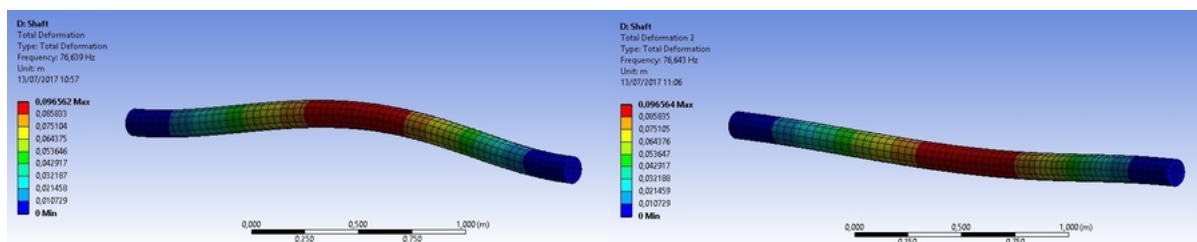
A rotação máxima do eixo propulsor da UBSF é de 2500 rpm ou 41,66 HZ (SILVA, 2014, pág. 9). A Tabela 13 demonstra os resultados das frequências naturais obtidas na análise numérica do eixo simplificado e as Figuras 50 a 54 mostram os respectivos modos de vibração.

Tabela 13 – Propriedades Modais do Eixo

Modo	Frequência (HZ)
1	76,639
2	76,643
3	208,43
4	208,44
5	401,52
6	401,54
7	575,43
8	649,81
9	649,84
10	930,21

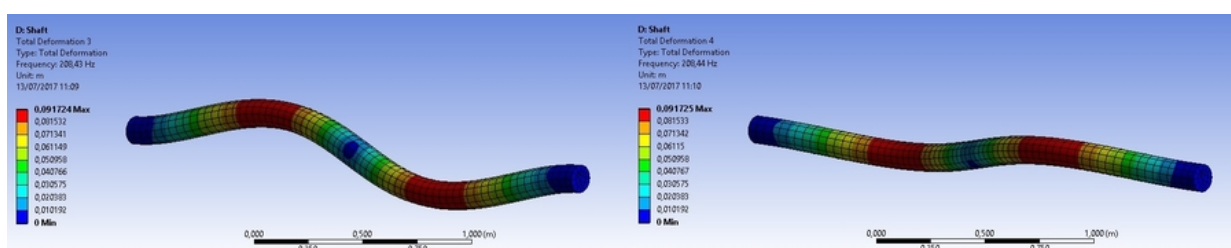
Fonte: Autoria Própria

Figura 50 – Modos 1 e 2 - Eixo



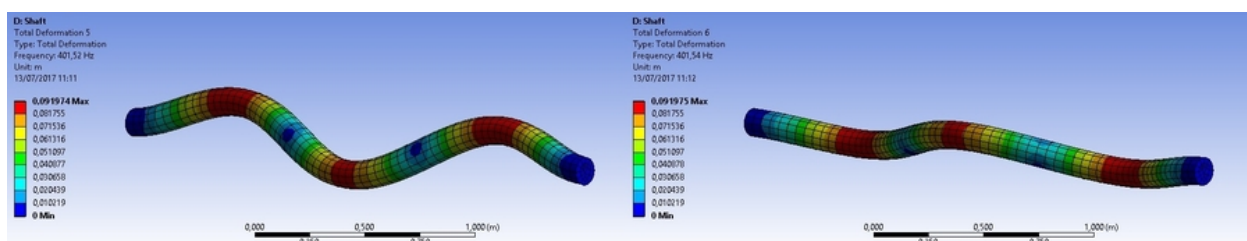
Fonte: Autoria Própria

Figura 51 – Modos 3 e 4 - Eixo



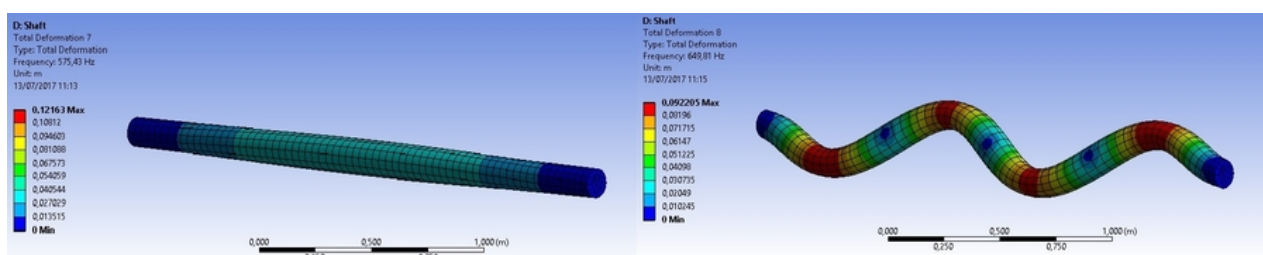
Fonte: Autoria Própria

Figura 52 – Modos 5 e 6 - Eixo



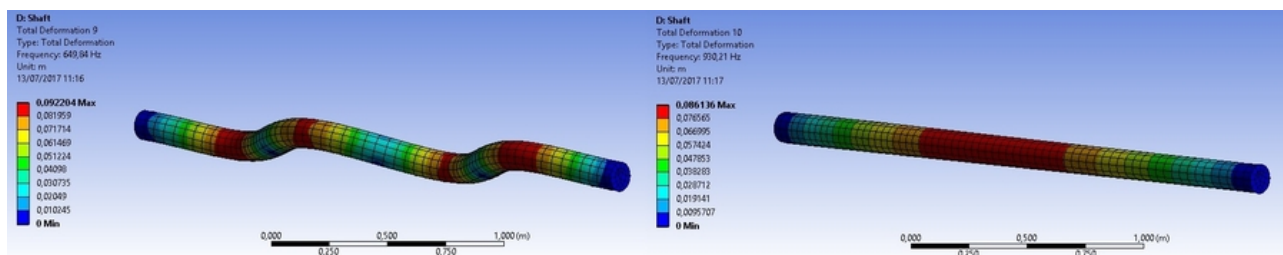
Fonte: Autoria Própria

Figura 53 – Modos 7 e 8 - Eixo



Fonte: Autoria Própria

Figura 54 – Modos 9 e 10 - Eixo



Fonte: Autoria Própria

Observa-se, pelas Figuras 49 a 53, que os modos 1,2,3,4,5,6,8 e 9 são modos de flexão. Já os modos 7 e 10 correspondem a modos de vibração axial ou longitudinal. Os valores apresentados na Tabela 13 mostram que existe uma proximidade de valores entre os modos 1 e 2, 3 e 4, 5 e 6, 8 e 9. Essa proximidade decorre do fato de que os modos de vibração são os mesmos, mas em direções diferentes. Por exemplo, os modos 1 e 2 apresentam frequências de 76,639 e 76,643 HZ. Esses modos representam os modos de flexão com dois nós, mas o modo 1 está vibrando na direção y enquanto que o modo 2 está vibrando na direção x.

O trabalho de Rao (2008b) apresenta formulações teóricas para a análise de sistemas contínuos como vibração de corda, barras e vigas. Realizou-se, com base na referência citada, uma análise do eixo, considerando-o como uma viga bi-engastada. A partir destas formulações teóricas, obteve-se as frequências verticais e torcionais para os primeiros quatro modos, apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Frequências Verticais e Torcionais do Eixo - Método Analítico

Modo	Vertical	Torsional
1	66,72	60,28
2	110,74	120,57
3	155,03	280,86
4	199,33	241,15

Fonte: Autoria Própria

Posteriormente, realizou-se a análise modal no eixo acoplado ao hélice a fim de observar a influência do propulsor nas frequências naturais do sistema. As Figuras 55 a 59 mostram os modos de vibração do eixo acoplado ao hélice.

Figura 55 – Modo 1 e 2 - Eixo e Hélice

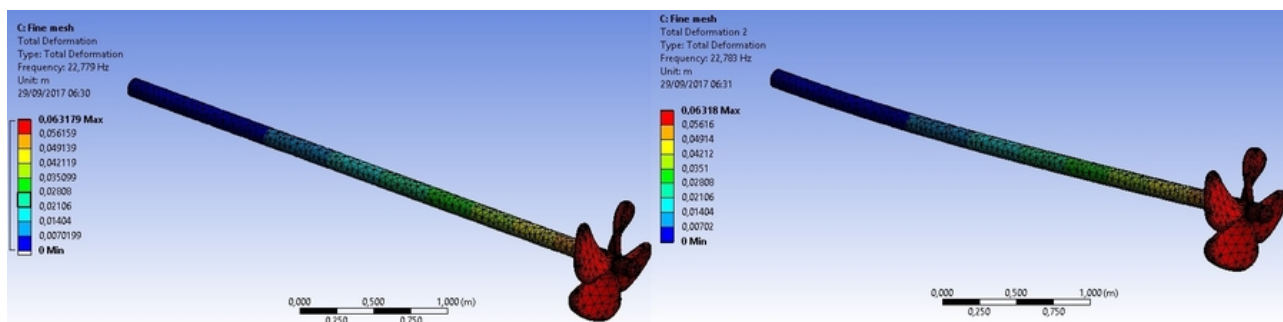


Figura 56 – Modo 3 e 4 - Eixo e Hélice

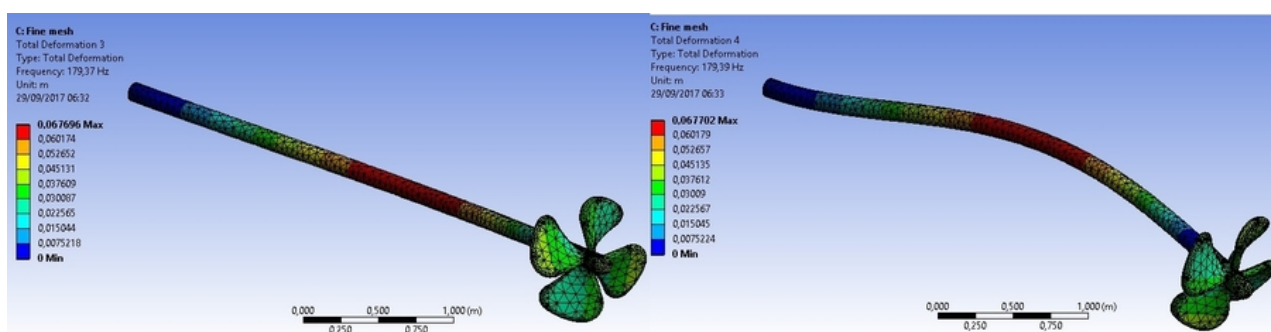


Figura 57 – Modo 5 e 6 - Eixo e Hélice

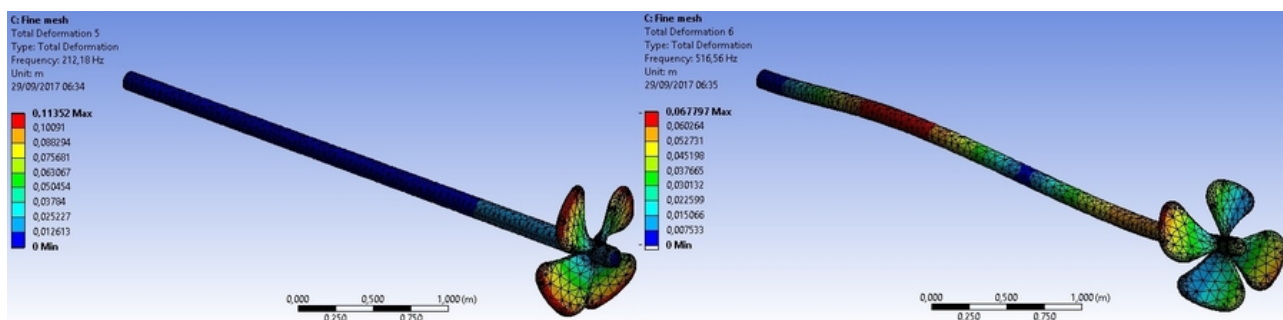


Figura 58 – Modo 7 e 8 - Eixo e Hélice

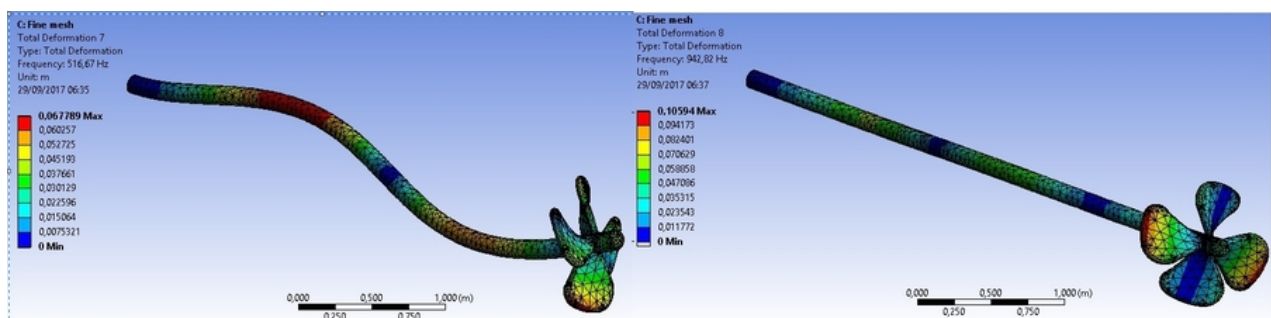
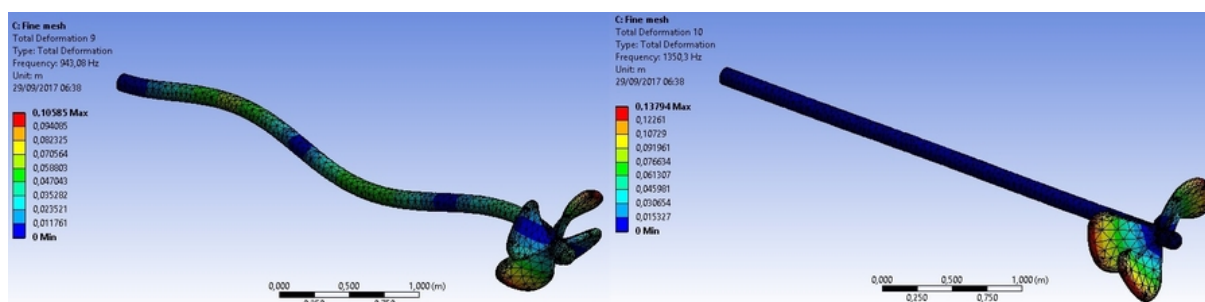


Figura 59 – Modo 9 e 10 - Eixo e Hélice



Os modos 1 e 2 são referentes à vibração lateral. Os modos 3 e 4, e modos 6 a 9 são modos de flexão. O modo 5 é um modo de torção e o modo 10 refere-se à vibração axial ou longitudinal. A Tabela 15 apresenta os valores das frequências naturais para o sistema eixo-hélice referentes aos modos apresentados nas figuras anteriores.

Tabela 15 – Propriedades Modais do Eixo Acoplado ao hélice

Modo	Frequência (HZ)
1	22,779
2	22,783
3	179,37
4	179,39
5	212,18
6	516,56
7	516,67
8	942,82
9	943,08
10	1350,3

Fonte: Autoria Própria

Nesta segunda análise, observou-se que a massa aditiva do hélice provocou uma diminuição nos valores das frequências naturais referentes aos modos 1 a 5, e modo 7. No entanto, o modo 6 e modos 8 a 10 apresentaram frequências maiores depois da inclusão do hélice.

6.6 Resultados da Análise Modal

Levando em consideração todos os parâmetros e a aplicação dos conceitos apresentados necessários ao desenvolvimento, primeiramente, realizou-se uma estimativa das frequências naturais através dos métodos empíricos apresentados na seção 3.3 no intuito de comparar com os resultados obtidos através do *FEA*. As Tabelas 16, 17 e 18 mostram os resultados obtidos através das fórmulas 3.1, 3.2 e 3.3.

Tabela 16 – Frequências Naturais através da formulação de Kumai

<i>Kumai</i>	$I (m^4)=$	1,9076
	$L_{pp}(m)=$	21,40
	$\Delta(\text{ton})=$	86,59
	$N(\text{cpm})=$	460,294
	$N(\text{HZ})=$	7,67

Tabela 17 – Frequências Naturais através da formulação de Schlick

<i>Schlick</i>	$C_b=$	0,92
	$f=$	115725,5
	$I(\text{ft}^4)=$	221,02
	$L(\text{ft})=$	72,17
	$N(\text{cpm})=$	301,51
	$N(\text{HZ})=$	5,025

Tabela 18 – Frequências Naturais através da formulação de Todd

<i>Todd</i>	$B(\text{ft})=$	22,96
	$D(\text{ft})=$	6,56
	β	45000
	$N(\text{cpm})=$	635,23
	$N(\text{HZ})=$	10,58

Fonte: Autoria Própria

Os resultados obtidos pelas formulações empíricas apresentaram diferenças em termos de unidades, mostrando que as primeiras frequências aparecem na ordem de 5 a 10 hertz. Tais resultados apresentaram uma diferença significativa em relação aos apresentados pela Tabela 10, a qual apresenta as frequências obtidas através de FEA.

Tais diferenças talvez ocorram porque os modelos empíricos, normalmente, consideram o navio como uma viga flutuando na água com extremidades livres. Como o casco do navio possui seção variável ao longo de seu comprimento, suas frequências variam de acordo as seções transversais paralelas, conforme sugere Yin et al. (2014). Além disso, os métodos empíricos para vibrações em navios são baseados em embarcações de grande porte, como cargueiros ou petroleiros.

A partir da Tabela 12, 13 e 15, pode-se realizar uma comparação entre os resultados obtidos pela análise modal feita para a UBSF, hélice e eixo (Tabela 19).

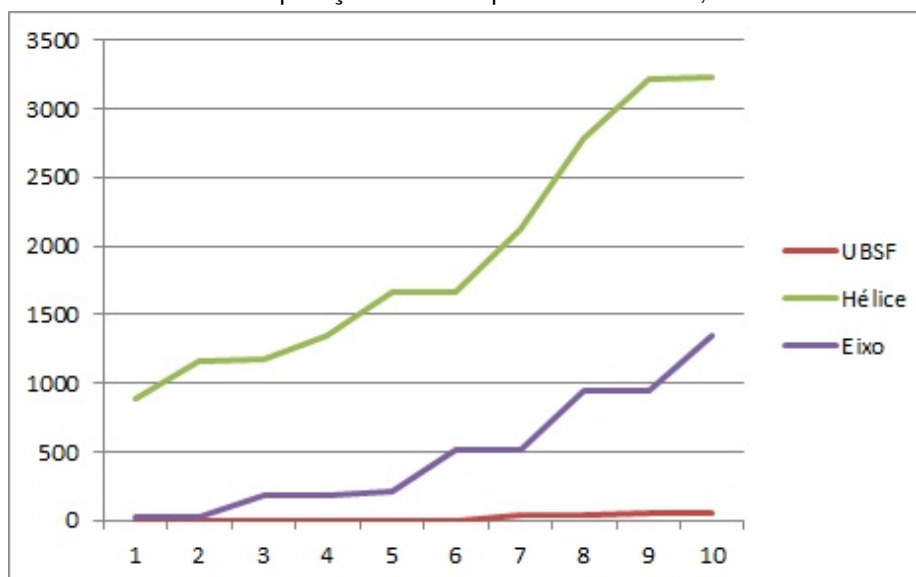
Tabela 19 – Comparação entre as frequências naturais da UBSF, hélice e eixo

Modo	UBSF (HZ)	Hélice (HZ)	Eixo (HZ)
1	0	889,97	22,779
2	0	1166,5	22,783
3	0	1166,8	179,37
4	$1,74 \cdot 10^{-3}$	1343	179,39
5	$2,51 \cdot 10^{-3}$	1666	212,18
6	$2,93 \cdot 10^{-3}$	1666,8	516,56
7	30,2	2126,1	516,67
8	44,6	2788	942,82
9	47,0	3222,9	943,08
10	54,1	3224	1350,3

Fonte: Autoria Própria

Para verificar a correlação entre os valores das frequências da embarcação, hélice e eixo, a partir da Tabela 19, elaborou-se o gráfico, mostrado em Gráfico 1.

Gráfico 1 – Comparação entre frequências da UBSF, eixo e hélice



Fonte: Autoria Própria

Observa-se pelo Gráfico que as maiores frequências ocorrem para o hélice. A maior proximidade entre frequências ocorre entre o eixo e a estrutura da UBSF nos primeiros modos, não chegando, no entanto, a coincidir. A Tabela 19 mostra que uma proximidade entre o modo 1 do hélice e os modos 8 e 9 do eixo, o poderia ocasionar uma situação ressonante, caso ambos estejam vibrando na mesma direção.

Com base nas equações 3.2, 3.3 e 3.4, calculou-se as frequências originadas do motor diesel, eixo propulsor, pás do hélice e nos cilindros em função da rotação do motor. Os valores são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 – Harmônicos de frequências relativas ao motor diesel com rotação a 2000 RPM; ao eixo propulsor com redução de 3:1,13; ao hélice de três pás e às explosões do cilindro do motor

Harmônicos	RPM	Motor Diesel	Eixo Propulsor	Pás do Hélice	Cilindros
1	2000	33,33	10,65	133,33	100
1,5	2500	41,67	13,31	166,67	125
2	3000	50,00	15,97	200	150

Harmônicos	RPM	Motor Diesel	Eixo Propulsor	Pás do Hélice	Cilindros
2,5	3500	58,33	18,64	233,33	175
3	4000	66,67	21,30	266,67	200
3,5	4500	75,00	23,96	300	225
4	5000	83,33	26,62	333,33	250
4,5	5500	91,67	29,29	366,67	275
5	6000	100,00	31,95	400	300
5,5	6500	108,33	34,61	433,33	325
6	7000	117,67	37,27	466,67	350
6,5	7500	125,00	39,94	500	375
7	8000	133,33	42,60	533,33	400
7,5	8500	141,67	45,26	566,67	425
8	9000	150,00	47,92	600	450
8,5	9500	158,33	50,59	633,33	475
9	10000	166,67	53,25	666,67	500
9,5	10500	175,00	55,21	700	525
10	11000	183,33	58,57	733,33	550

Fonte: Aatoria Própria

Os resultados obtidos mostram que existe uma relação direta entre a rotação do motor e as frequências produzidas pelo sistema motor-eixo-propulsor. Comparando-se as Tabelas 19 e 20, nota-se que as frequências dos modos de vibração de corpo não-rígido da UBSF (modos 7 a 10) apresentam valores muito próximos às frequências geradas pelo motor girando entre 2000 e 3500 rpm (rotações mais baixas) e o eixo girando entre 5500 e 10500 rpm (rotações mais altas). Outra proximidade encontrada foi dos modos 3 a 7 do eixo com as explosões nos cilindros a 4000, 8000 e 11000 rpm. Nestas circunstâncias, existe uma diferença menor que 20% entre as frequências dos elementos citados, situação que possibilitaria risco de ressonância, conforme o parâmetro indicado pela ABS, apresentado na seção 4.1. Com relação ao hélice, observou-se que os quatro primeiros modos poderiam desencadear condições ressonantes, pois possuem valores próximos aos das frequências naturais do eixo. Os demais modos do hélice não apresentaram valores próximos dos demais componentes avaliados.

6.7 Análise Acústica

Conforme demonstrado na seção 3.5.4, Figura 19, a avaliação da potência sonora está relacionada ao nível de ruído gerado pelo motor enquanto que a pressão sonora considera parâmetros como a distância da fonte emissora, propagação em um meio aberto ou fechado, absorções e reflexões (dispersão do som no ambiente).

Segundo Nilsson (2008), existem dois métodos para predição dos níveis de pressão sonora: *outdoors* e *indoors*. O primeiro corresponde a ambientes externos e, o segundo, a ambientes internos. As equações 6.1 e 6.2 representam o Nível de Pressão Sonora (NPS) em fontes esféricas para esses ambientes, respectivamente.

$$Lp = Lw + 10 \cdot \text{Log}\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right) \quad (6.1)$$

$$Lp = Lw + 10 \cdot \text{Log}\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad (6.2)$$

onde,

Q: fator de diretividade da fonte;

Q= 1; Q=2; Q= 3 (Figura 61)

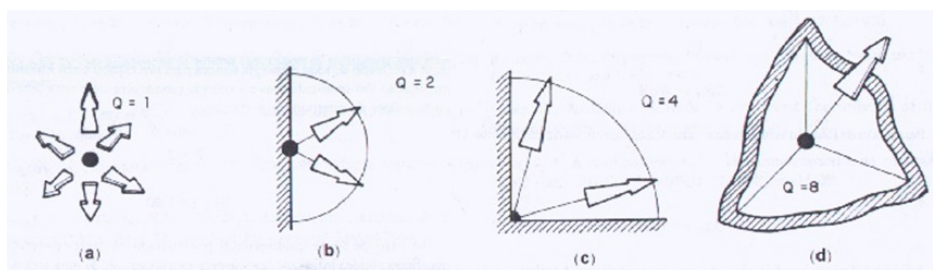
r: distância da fonte emissora (m);

R: constante da sala (m²), dado por:

$$R = \frac{A}{1-\bar{\alpha}}$$

sendo $\bar{\alpha}$ é o coeficiente de absorção médio da sala e $A = \sum S_i \cdot \alpha_i$, onde S_i é a superfície total de absorção da sala e α_i é o coeficiente de absorção médio da sala

Figura 60 – Fator de Diretividade



Fonte: Filho, 2011

Para calcular a pressão sonora, é necessário ter conhecimento do valor da potência sonora. Normalmente, a potência é obtida experimentalmente através de microfones e acelerômetros em conjunto com programas de análise acústica, mostrado

na Figura 61 . Entretanto, para casos onde não há a possibilidade da verificação desses níveis, como no caso deste trabalho onde a embarcação ainda não está construída, aplica-se a fórmula de potência sonora descrita (NILSSON, 2008 apud VIEIRA; SANTOS; KUWAHARA, 2015).

$$Lw = 10 * \text{Log} \frac{\text{Potencia}}{10^{-12}} \quad (6.3)$$

onde, Lw: potência sonora (dB); Potência: potência do motor (watt).

Figura 61 – Medição do nível de Potência Sonora



Fonte: Araújo, 2016

Foi aplicado ao problema o método *indoors* dado o fato de que o local onde a fonte sonora se encontra é um ambiente fechado onde as paredes, apesar de serem barreiras, agem como superfícies refletoras de som. De acordo com o proposto por Silva (2014), o projeto das UBSF prevê a instalação de um motor MWM ou similar com potência de 240 HP. A partir da informação referente à potência do motor descrita na Tabela 8, foi possível calcular a potência sonora emitida pela fonte através da equação 6.3. O valor encontrado para o motor da UBSF foi 162,5 dB.

O motor principal (fonte sonora) está localizado no meio da Praça de Máquinas, cuja área é de 32,90 m². Utilizou-se o fator de diretividade, Q, igual a 1 e, então, calculou-

se o NPS no interior da Praça de Máquinas para diferentes distâncias através da equação 6.2 (método *indoors*), segundo a Tabela 21.

Tabela 21 – Nível de Pressão Sonora na Praça de Máquinas x Distância

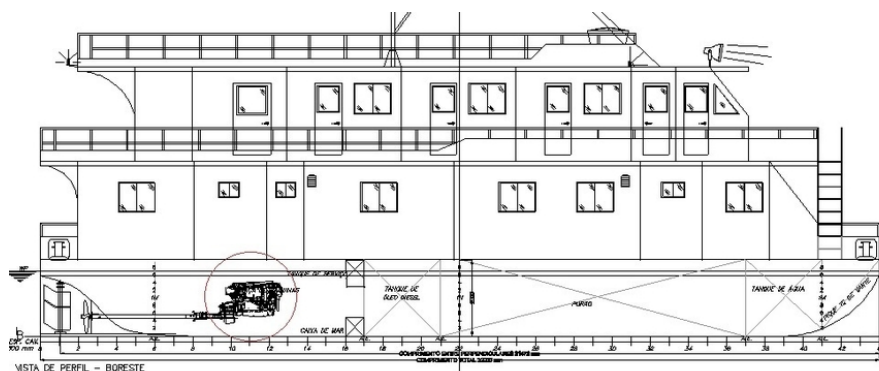
r (m)	Lp (dB)
0,5	158,53
1,0	155,13
1,5	154,05
2,0	153,60
2,5	153,38
3,0	153,25
3,5	153,17
4,0	153,12

Fonte: Autoria Própria

Segundo os dados apresentados na Tabela 21, nota-se que o aumento da distância diminui o NPS, segundo foi apresentado na Figura 18. Observou-se que para as distâncias mais próximas da fonte, a variação do NPS ocorre em torno de 1 dB para cada 0,5 metro de afastamento. A partir de 2,0 metros de distância da fonte, a variação ocorre em torno de 0,1 dB para 0,5 metros de afastamento.

Com esses dados, foi criado um modelo tridimensional acústico com objetivo de analisar o campo sonoro no interior da UBSF. O software utilizado foi o *Comsol Multiphysics*. A principal fonte sonora é o motor principal, conforme o trabalho desenvolvido por Quintas (2009), que está localizado na Praça de Máquinas, na região inferior da embarcação a 5,54 metros de meia-náu (Figura 62).

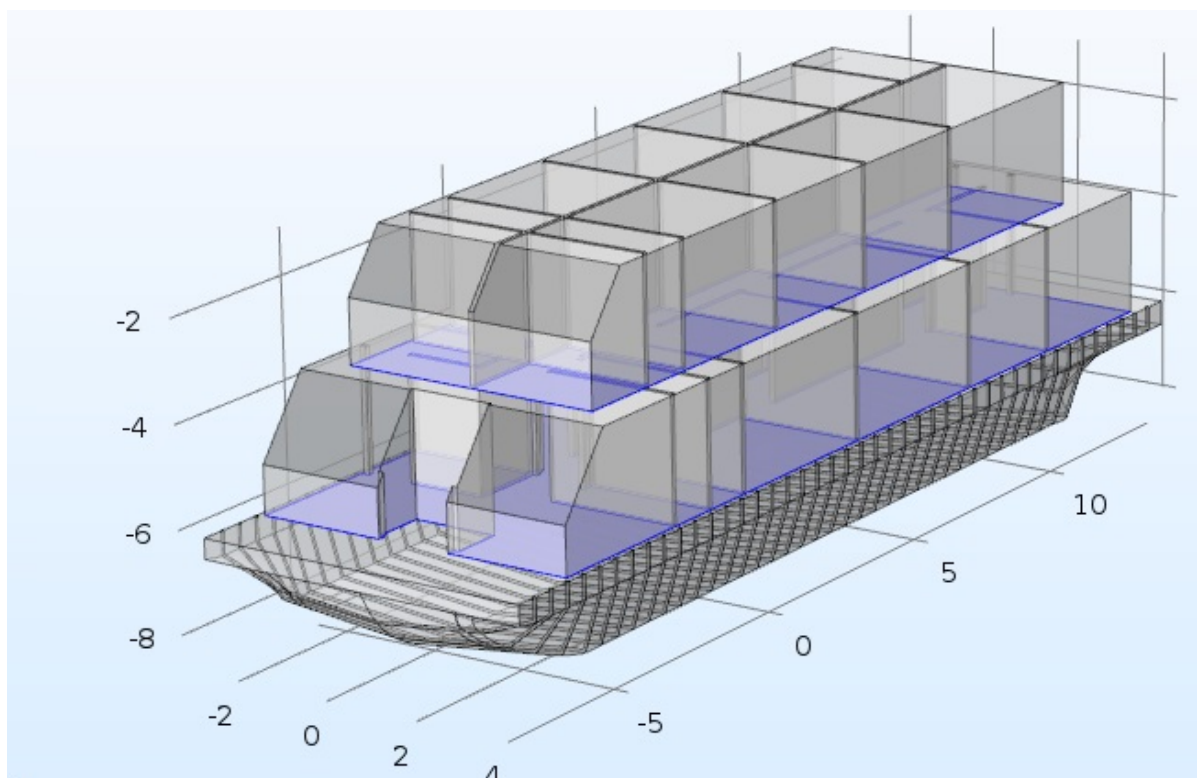
Figura 62 – Principal fonte sonora da UBSF



Fonte: Autoria Própria

Utilizou-se a mesma geometria criada em Autocad 3D (Figura 34) para a realização da análise acústica, importando-se a geometria para o *Comsol Multiphysics* em formato *.IGES. A geometria gerada pode ser visualizada na Figura 63. De acordo com o trabalho de Borelli et al. (2017), para o modelo foi assumido que todos os contornos são perfeitamente rígidos (contornos sonoros rígidos), ou seja, os impulsos de ondas propagadas são refletidas com a mesma velocidade e amplitude.

Figura 63 – Modelo Acústico em Elementos Finitos



Fonte: Autoria Própria

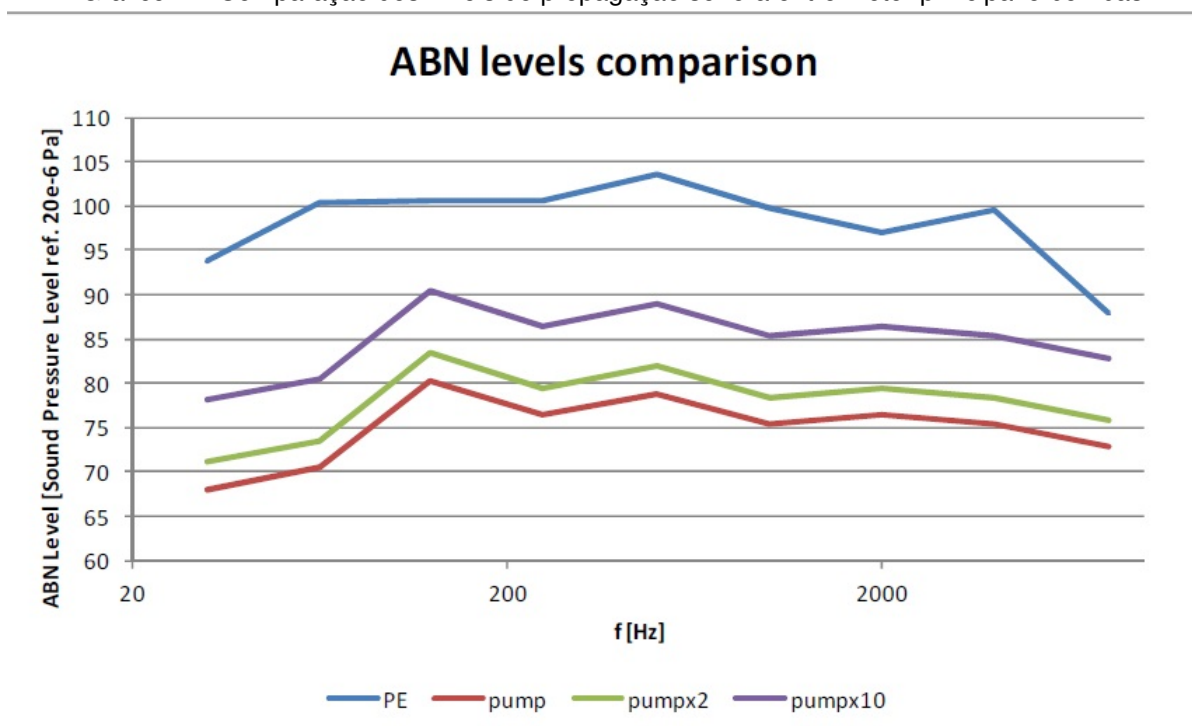
Segundo Quintas (2009), o ruído se propaga através do ar ou da própria estrutura da embarcação. Ainda segundo Curletto e Tarditi (2016), são consideradas como principais fontes geradoras de ruído (ou críticas) em uma embarcação as que possuem grandes massas e alto potencial de propagação sonora, como exemplo o motor principal. Fontes com pequenas massas e baixo potencial sonoro, como bombas e compressores de ar, podem ser negligenciadas na simulação já que seu impacto no sistema global é muito pequeno quando comparadas com as fontes primárias.

O site da *Comsol Multiphysics* fornece vários tipos de tutoriais voltados para a área de acústica. Segundo o tutorial Acoustics (2016), com aplicação similar ao objeto de estudo deste trabalho, em análises acústicas, a malha computacional soluciona o comprimento de onda, assim, para que os resultados obtidos na análise sejam satisfatórios, deve-se ter entre 5 e 6 elementos de malha por comprimento de onda. Este padrão proporciona uma excelente combinação entre precisão e tempo despendido

para solução. Assim, a malha criada para a geometria da UBSF procurou atender este requisito.

O Gráfico 2 mostra a comparação entre o ruído gerado pelo MCP (*PE*), uma bomba (*pump*), duas bombas (*2xpump*) e dez bombas (*10xpump*). Observa-se que o ruído gerado pelas bombas não atinge níveis tão altos quanto o gerado pelo motor principal. Assim, para a análise acústica da UBSF, considerou-se apenas o motor principal como fonte geradora de ruído.

Gráfico 2 – Comparação dos níveis de propagação sonora entre motor principal e bombas



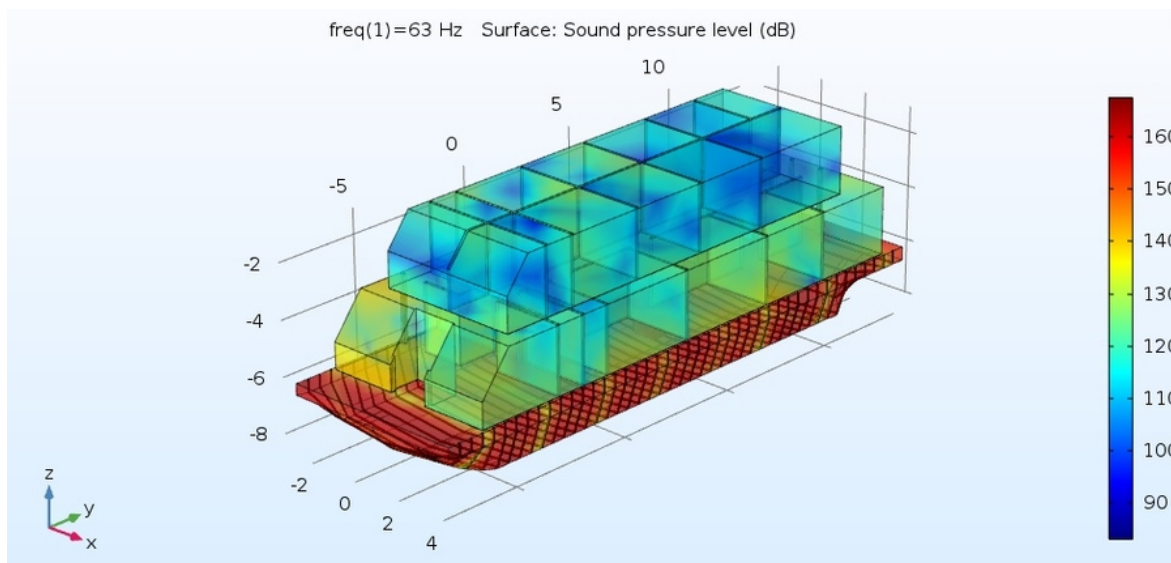
Fonte: Curletto & Tarditti, 2016

Através do *COMSOL*, desenvolveu-se um modelo numérico para predição do Nível de Pressão Sonora existente na UBSF. Os dados de entrada foram a geometria da embarcação, a impedância do material que compõe a UBSF (no caso, o aço) e nível de potência sonora da fonte (Motor Principal).

O termo impedância refere-se à facilidade ou dificuldade com que a energia oscilante é transferida de um local para outro. A impedância acústica de um material representa a resistência ou dificuldade que o material opõe à passagem do som. Em muitos casos, uma onda colidindo com uma parede refletirá parcialmente e será parcialmente transmitida. O tipo de onda refletida e a quantidade de energia transmitida dependem das propriedades do material em ambos os lados do limite. As superfícies da UBSF foram modeladas considerando a condição de impedância, Zn aço, que é igual a 46,106 Pa.s/m.

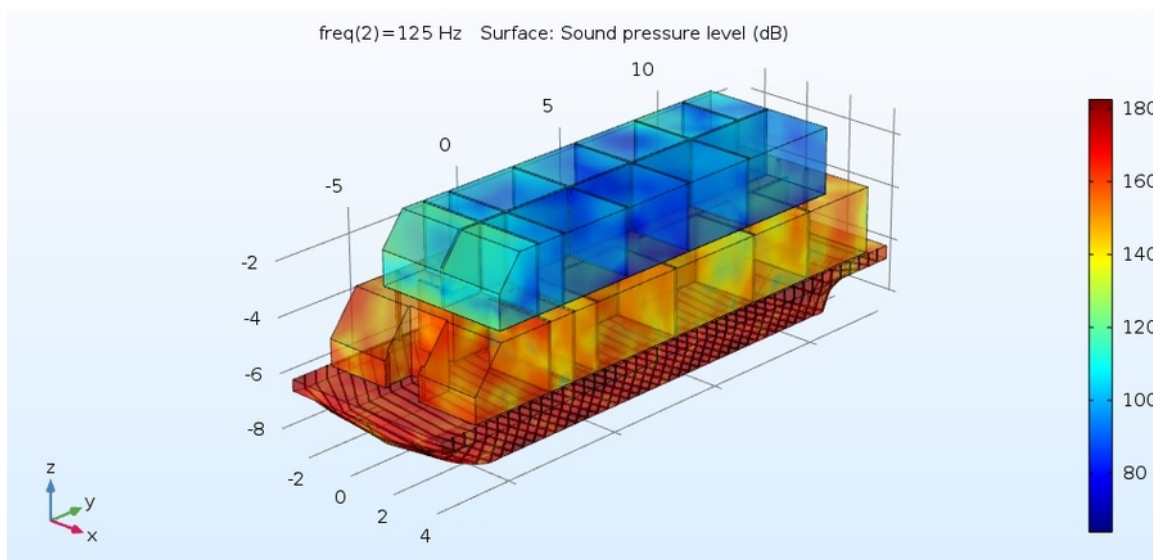
O ouvido humano é capaz de captar sons de 20 a 20.000 HZ. Esta faixa é definida como faixa audível de frequências ou banda audível. Assim, na dosimetria acústica são muito utilizadas as bandas de oitava, que são valores de frequência padronizados. Nelas, é possível identificar individualmente o nível de ruído nas frequências 63, 125, 250, 500, 1000, 2000 e 4000 HZ. Assim, a análise foi realizada em bandas de oitava, segundo é mostrado nas Figuras 64 a 70.

Figura 64 – Nível de Pressão Sonora - 63 HZ



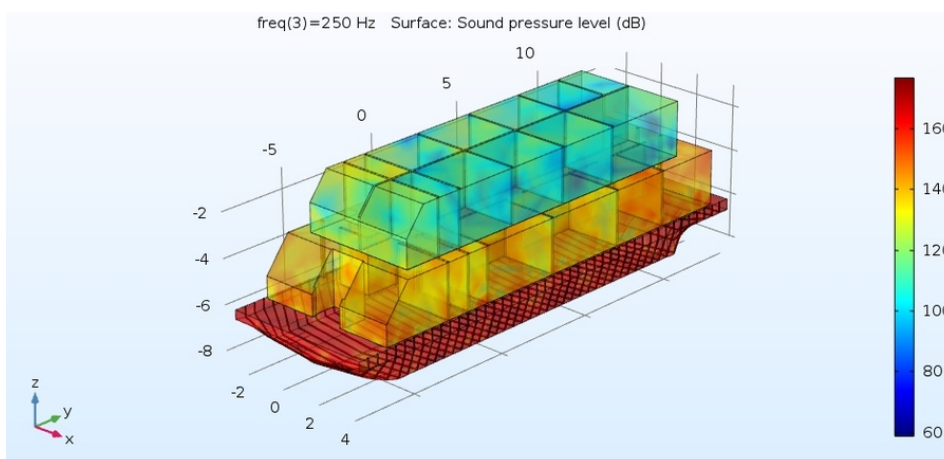
Fonte: Autoria Própria

Figura 65 – Nível de Pressão Sonora - 125 HZ



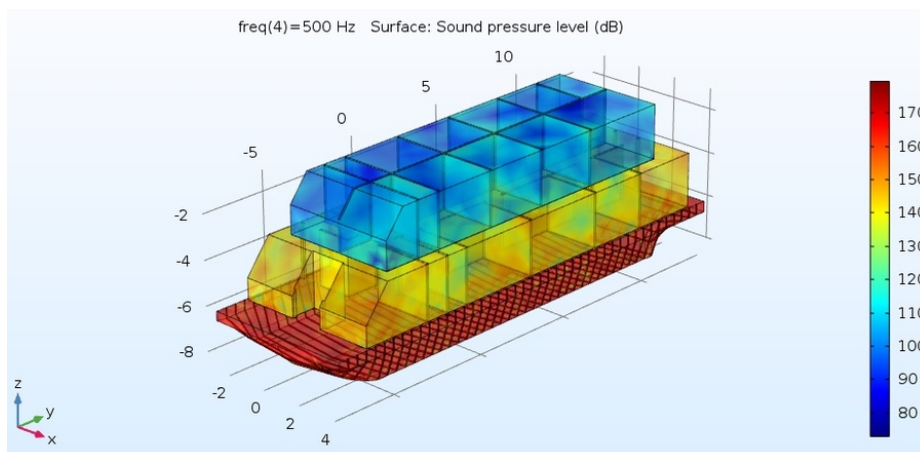
Fonte: Autoria Própria

Figura 66 – Nível de Pressão Sonora - 250 HZ



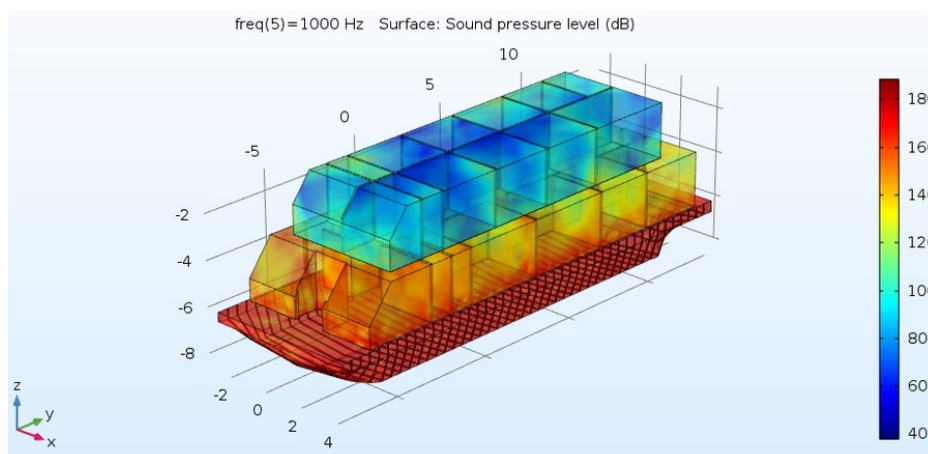
Fonte: Autoria Própria

Figura 67 – Nível de Pressão Sonora - 500 HZ

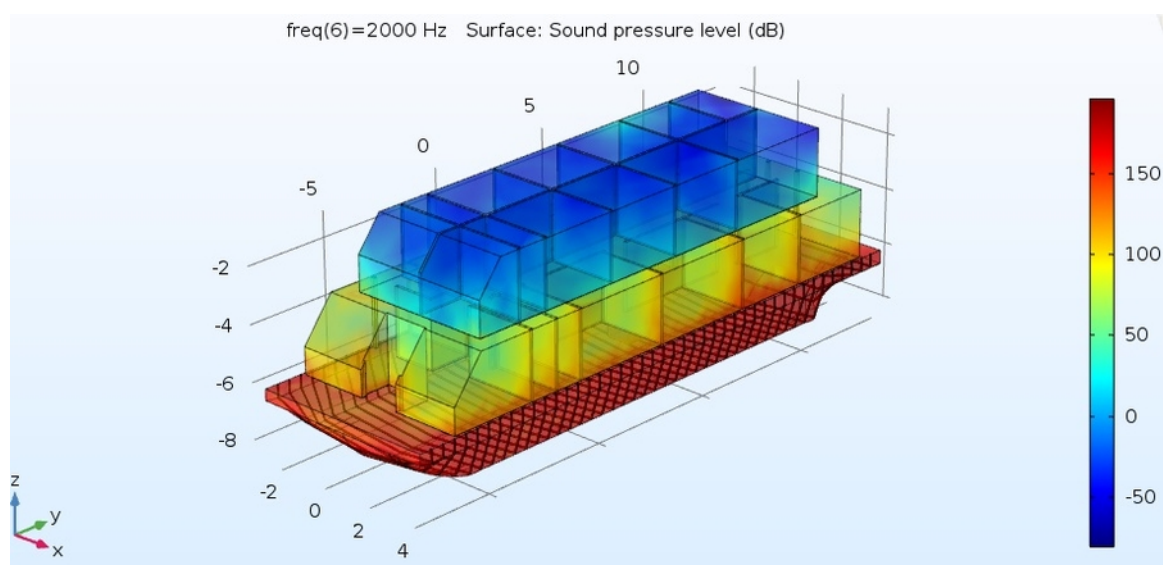


Fonte: Autoria Própria

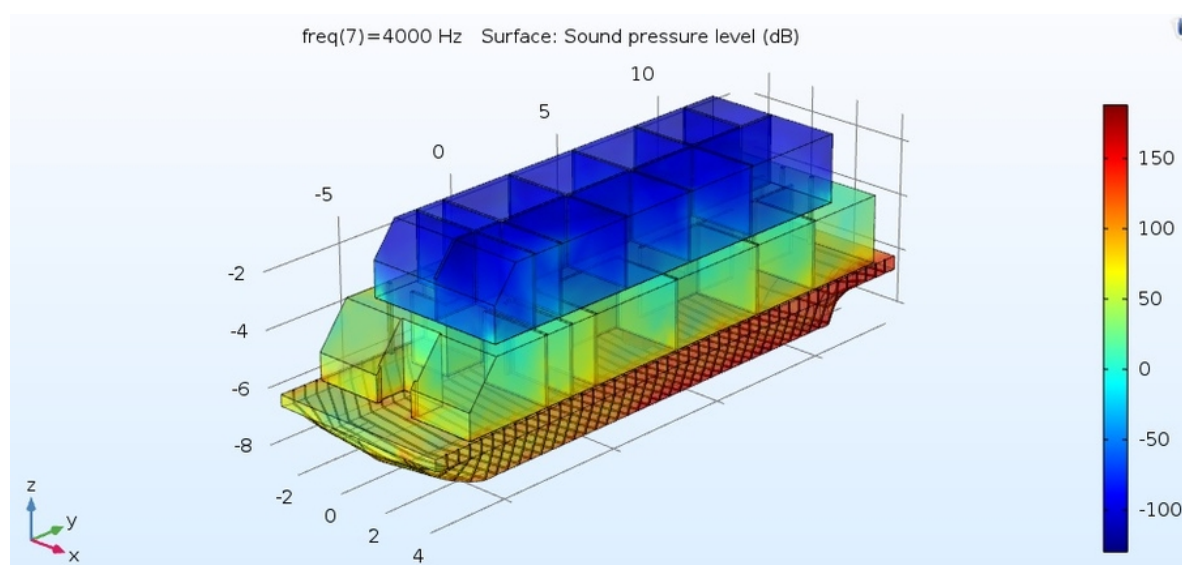
Figura 68 – Nível de Pressão Sonora - 1000 HZ



Fonte: Autoria Própria

Figura 69 – Nível de Pressão Sonora - 2000 HZ

Fonte: Autoria Própria

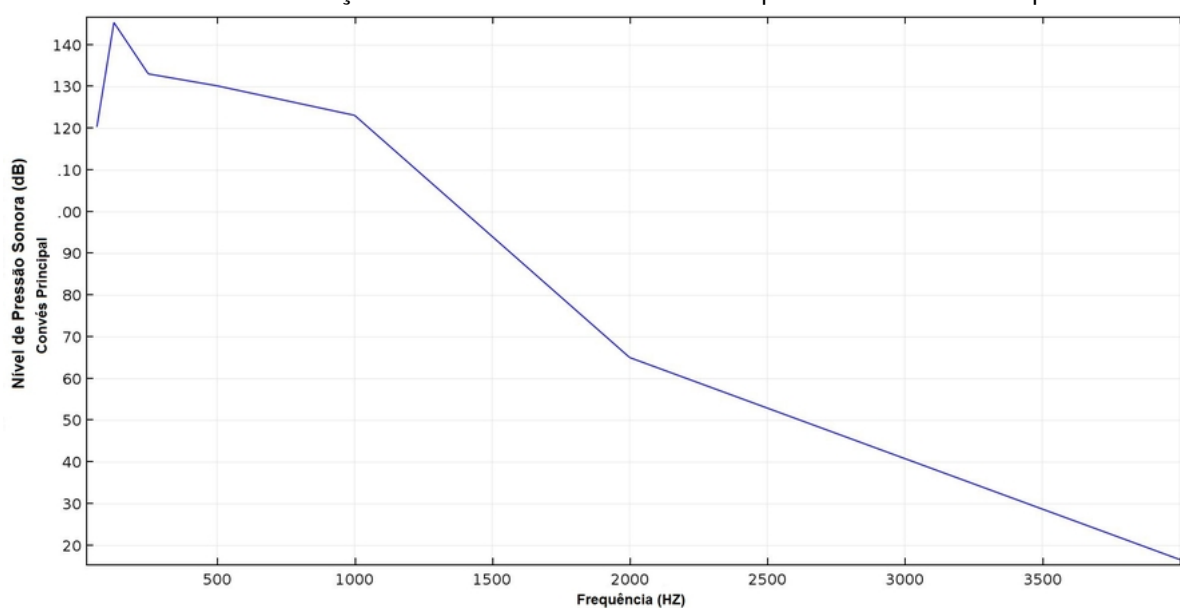
Figura 70 – Nível de Pressão Sonora - 4000 HZ

Fonte: Autoria Própria

As Figuras 64 a 70 demonstram a distribuição sonora ao longo dos compartimentos da UBSF. Através de uma escala de cores pode-se observar o do nível de pressão sonora ao longo da UBSF, onde os níveis mais baixos correspondem a cor azul e os mais altos (picos) correspondem a cor vermelha.

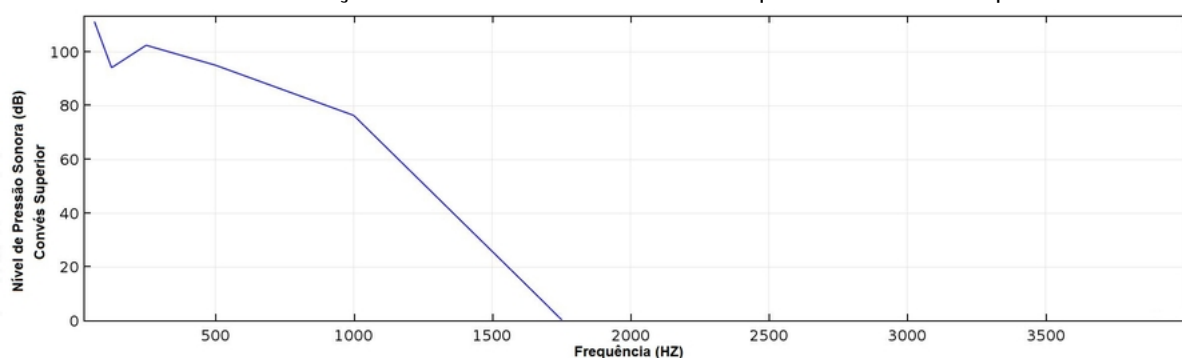
Já nos Gráficos 3 e 4 a seguir, é possível verificar a relação entre o Nível Pressão Sonora, ou NPS, e a frequência, que serão representadas em bandas de oitava. A análise foi realizada no Convés Principal e Superior, que são os espaços onde, na maior parte do tempo, ficam ocupados pelos tripulantes, profissionais e pessoas atendidas.

Gráfico 3 – Relação Nível de Pressão Sonora x Frequência - Convés Principal



Fonte: Autoria Própria

Gráfico 4 – Relação Nível de Pressão Sonora x Frequência - Convés Superior



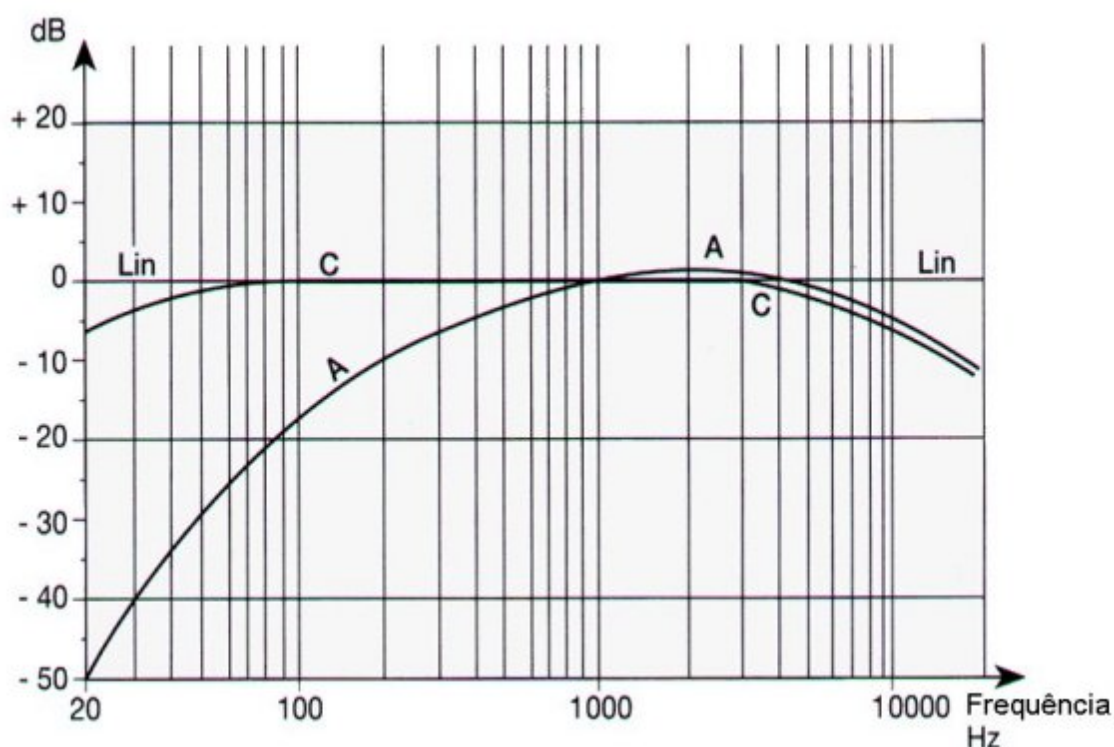
Fonte: Autoria Própria

Os Gráficos 3 e 4 foram gerados pelo próprio software e mostram uma relação entre o NPS e a frequência da fonte. Observou-se que o NPS é maior para as frequências mais baixas, enquanto que, para as frequências mais altas, o nível tende a decair.

A audição humana não reage da mesma forma a todas as frequências. O nível de pressão sonora de uma frequência de 100 HZ não causa a mesma sensação auditiva se a frequência for 2000 HZ. Com base nesta constatação, foram criados mecanismos de compensação que consistem em alterar os níveis de pressão sonora, por meio de compensações, para cada faixa de frequência. Assim, a escala de decibéis é então corrigida de forma a representar a sensação auditiva e não apenas a realidade física (SANTOS et al., 1994).

Os medidores de nível sonoro têm filtros, usualmente chamados de *Curvas de Ponderação ou de Compensação*, que podem ser do tipo A, B, C e D (Gráfico 5). Para este trabalho será utilizada a curva A, que é usada para avaliar ruído contínuo ou intermitente e é o que tem a resposta mais próxima à do ouvido, além disso, é o principal padrão utilizado pelas normas utilizadas neste trabalho. Após a correção na frequência A, a unidade dB passa a ser designada como dB(A). A Tabela 19 mostra a correção de dB para db(A) do NPS no Convés Principal e Superior.

Gráfico 5 – Curvas de Ponderação



Fonte: dBWave

Tabela 22 – Valores dos Níveis de Pressão Sonora em Bandas de Oitava

Banda de Oitava (HZ)	63	125	250	500	1000	2000	4000
Convés Principal	130,5	145	133	130	123	65	7
Convés Superior	108	95	103	92	76	—	—
correção curva A	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1
Convés Principal	104,3	128,9	124,4	126,8	123	66,2	8
Convés Superior	81,8	78,9	94,4	88,8	76	—	—

Fonte: Autoria Própria

A partir dos valores apresentados na Tabela 22, onde são apresentados os níveis de pressão sonora em bandas de oitava, efetuou-se a soma logarítmica para obtenção dos níveis de pressão sonora global. Para o Convés Principal, obteve-se um valor de 131 dB(A), e, para o Convés Superior, foi encontrado o valor de 95 dB(A).

6.8 Resultados da Análise Acústica

Primeiramente, é importante destacar que as normas apresentadas neste trabalho fornecem diretrizes gerais para avaliação experimental, onde são realizadas medições na embarcação já construída. No entanto, os parâmetros fornecidos por essas normas serão tomados como referência para averiguação das condições de conforto acústico da UBSF. São apresentados, assim, nesta seção, os resultados para o Nível de Pressão Sonora obtidos na simulação acústica (Tabela 19) para fins de comparação com as normas NR-15, IMO Resolution A.468 (XII) - *Code on Noise Level on Board Ships*, NH01 e ABS.

Segundo a NHO-01, o primeiro passo é avaliar a dose diária de exposição ao ruído que pode ser determinado pela equação 4.6. Considerando um tempo de exposição hipotético de 1 dia que corresponde a 24 horas de ruído contínuo, o resultado obtido para a equação mostra que a dose diária de ruído da UBSF corresponde a 94,5%. De acordo com a equação 4.5, para essa dose diária, o nível de exposição não deve ultrapassar 80,22 dB.

A NR-15 estabelece que, para uma jornada diária de 8 horas, o valor máximo de exposição permitido é de 85 dB(A). Ainda segundo a IMO, em hipótese nenhuma, deve haver exposição a níveis acima de 120 dB(A). Já a ABS estabelece que espaços médicos, odontológicos e de primeiros socorros devem respeitar o limite de 80 dB(A), mostrado na Tabela 6.

Dessa forma, pode-se tomar como referência para avaliação acústica da UBSF o valor de 85 dB(A). Os resultados baseados na estimativa de pressão sonora apontam que os níveis sonoros encontrados ultrapassam esse valor para as bandas de frequência de 63, 125, 250, 500 e 1000 HZ. No entanto, para as frequências de 2000 e 4000 HZ, os valores ficam bem abaixo. Nota-se, assim, que as frequências mais altas favorecem o conforto acústico no interior da UBSF.

Os espaços destinados ao atendimento médico localizados no Convés Principal (Figura 24) possuem um NPS global 131 dB(A). Para esse valor, não deveria haver exposição, nem mesmo com proteção auricular, conforme mostra a Figura 21. Nas acomodações da tripulação e profissionais, localizados no Convés Superior (Figuras 25), nota-se que o NPS global de 95 dB(A), ultrapassando o valor de referência em 15 dB(A). Para este valor, segundo as normas apresentadas, não deveria haver exposição

superior a 2 horas.

Assim, os resultados encontrados na análise acústica da UBSF mostram que a embarcação não atende satisfatoriamente aos padrões indicados pelas normas, apresentando níveis de ruído elevados. Observou-se, ainda, que os elevados níveis sonoros apresentados nos espaços onde ocorre a permanência de usuários e profissionais na maior parte do tempo ocasionariam desconforto ou doenças devido ao ruído excessivo.

7 CONCLUSÕES

A partir dos dados obtidos nas análises numéricas, apresentados nas seções 6.6 e 6.8, foi possível caracterizar o comportamento vibro-acústico da UBSF. Os modelos propostos apresentaram resultados compatíveis com os trabalhos desenvolvidos por Moro et al. (2013), Araújo (2016) e Castro (2016).

A análise modal da UBSF permitiu a verificação das frequências naturais da embarcação e do sistema eixo-propulsor. Esse procedimento é bastante relevante, pois permite que sejam tomadas decisões no sentido de atenuar as excitações, como exemplo a mudança da localização do motor ou a alteração do número de pás do hélice.

Os métodos empíricos aplicados, por outro lado, quando comparados com os modelos de *FEA*, apresentaram diferenças significativas. Entretanto, esses métodos foram criados com base em embarcações de grande porte, sendo, talvez, devido a isso, que sua aplicação em embarcações de pequeno porte não tenha produzido os resultados esperados.

Observou-se também que, pelos resultados da análise modal, que poderia ocorrer ressonância entre o hélice e o eixo nos modos 1 e 10, respectivamente. A sua relação ω/ω_n é bastante próxima à da unidade (igual a 0,95), podendo ocasionar a fadiga no eixo. Notou-se também que as vibrações globais da UBSF, para o modo de corpo não rígido, apresentaram valores coincidentes com as frequências geradas pelo motor à baixas rotações (até 3.500 rpm). Por outro lado, as frequências naturais do eixo coincidiram com as frequências do motor quando operando em rotações mais altas (acima de 5500 rpm).

Com relação à análise acústica, devido ao fato de a UBSF não estar construída, a estimativa de potência sonora baseou-se no método empírico proposto por Nilsson (2008) que considera como fator principal a potência do motor. Segundo o trabalho desenvolvido por Vieira, Santos e Kuwahara (2015), o resultado obtido apresentou-se relevante para caracterizar a fonte.

Quanto à distribuição sonora ao longo da UBSF, observou-se que apresentou valores elevados. Vale ressaltar, entretanto, que o modelo apresentado na seção 6.7 considerou apenas a impedância do aço, não sendo utilizados na modelagem outros materiais com propriedades absorvedoras de som.

Outro ponto importante observado foi a relação entre a frequência e o NPS. O modelo demonstrou que os maiores níveis de pressão sonora situam-se nas frequências mais baixas, da mesma forma que demonstrado por Araújo (2016).

Ao comparar os resultados obtidos da análise acústica com os critérios apresentados pela NR-15, NHO-01 e IMO A.468(XII), observou-se que a UBSF apresentou níveis elevados de pressão sonora em baixas frequências. Nas frequências mais altas, no entanto, ocorreram níveis satisfatórios.

8 PROPOSTAS PARA REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES E RUÍDO

A redução de vibrações e ruído a bordo de embarcações envolve alguns fatores como as características da fonte geradora, o meio de propagação, dentre outros. Como regra geral, a minimização dos efeitos gerados por esses fenômenos tem enfoque na fonte. Entretanto, em muitos casos, principalmente, em embarcações já construídas, onde se torna inviável a modificação das características da fonte, a alternativa é reduzir efeitos provocados pela vibração e ruído.

Como demonstrado na **seção 3.5.2**, a transmissão de ruído em um navio ocorre por meio aéreo ou estrutural. As alternativas utilizadas para reduzir a transmissão pelo ar são a inclusão de divisórias, coberturas, e materiais absorvedores. Por outro lado, a redução do ruído propagado através da estrutura pode ser feita através de descontinuidades da própria estrutura (por exemplo, a união entre chapas ou reforços).

Segundo Christensen (2000), existem dois métodos que podem ser aplicados para redução de níveis sonoros em navios: o isolamento e a absorção. O primeiro envolve o confinamento acústico da fonte sonora e o segundo envolve a utilização de materiais que modificam as condições de reverberação do ambiente.

A utilização do método de isolamento da fonte em navios, entretanto, é muito rara devido ao espaço reduzido da Sala de Máquinas e às condições operacionais. Além disso, o enclausuramento do motor principal dificultaria a realização de manutenções de emergência durante as viagens. Dessa forma, segundo os trabalhos de Quintas (2009) e Araújo (2016), o tratamento acústico mais apropriado para a redução de ruído compreende a montagem de painéis com material absorvedor.

Como demonstrado por Quintas (2009), a utilização de materiais com alta perda de transmissão, como fibra de vidro ou lã de rocha, permite a redução de, em média, 5 dB(A). Esses materiais também podem ser utilizados suspensos nos compartimentos do navio. Outro tratamento proposto por Quintas (2009) é destinado à redução da transmissão via estrutural. Isso pode ser feito utilizando suportes de material viscoelástico na base das máquinas ou colocando materiais isolantes nas superfícies dos tubos.

Araújo (2016) propôs a utilização de painel de absorção sonora e isolamento acústico semi-rígido em lanchas escolares. Ficou demonstrado que a fixação desses materiais em diferentes locais da mostraram-se eficientes, produzindo uma redução média de 11,7 dB(A) na embarcação.

A redução de problemas decorrentes de vibrações deve ser feita considerando, especialmente, os seguintes fatores:

- Forças de excitação;
- Condições de ressonância;
- Rigidez estrutural.

Na prática, não é possível eliminar todas as forças de excitação devido às limitações da embarcação e ao fato de o hélice sempre gerar forças com desequilíbrio hidrodinâmico. Com relação à rigidez estrutural, o aumento desta permite a redução das vibrações. Geralmente, o aumento da rigidez ocasiona aumento no peso da embarcação. Deve-se atentar, entretanto, para o fato de que nem sempre aumentar o peso da embarcação é a solução mais adequada, pois, embora, estes parâmetros estejam relacionados, o aumento de peso na embarcação não acarretará, obrigatoriamente, um aumento na sua rigidez.

Propõe-se, assim, que o projeto seja modificado no sentido de aumentar a rigidez nas regiões próximas à Praça de Máquinas. Outra alternativa seria a escolha de um sistema de propulsão cujas frequências sejam diferentes das observadas na análise modal. Esse procedimento poderia implicar na modificação das rotações do motor ou na alteração do número de pás do hélice. É importante lembrar que em embarcações já construídas não é possível alterar as frequências naturais, por este motivo, maior importância deve ser dada quanto à questão da redução das vibrações durante a concepção do projeto.

9 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Visando o aprofundamento na área vibro-acústica em embarcações de pequeno porte, propõe-se os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- Análise modal de embarcações aplicadas ao atendimento médico com consideração de massa adicional;
- Análise hármonica de embarcações para atendimento médico;
- Cálculo da massa adicional hidrodinâmica de embarcações de pequeno porte;
- Diagnóstico estrutural aplicado à vibrações excessivas em embarcações de navegação interior;
- Análise de vibração de corpo inteiro e localizada em embarcações de pequeno e médio porte;
- Estudo de materiais e técnicas para redução dos efeitos de vibração excessiva em embarcações de pequeno porte;
- Análise da propagação estrutural do ruído em embarcações de pequeno porte.

Referências

- ACOUSTICS, S. I. *COMSOL Application 15013 - Sedan Interior Acoustics*. [S.l.], 2016. Disponível em: <<https://br.comsol.com/model/sedan-interior-acoustics-15013>>. Acesso em: 15/07/2017.
- ALMEIDA, M. T. de. *Vibrações mecânicas para engenheiros*. 2ª. ed. São Paulo: Blücher,, 1990.
- AMERICAN BUREAU OF SHIPPING ABS. *GUIDANCE NOTES ON SHIP VIBRATION*. [S.l.], 2006.
- ARAÚJO, A. V. D. C. *CARACTERIZAÇÃO VIBRO-ACÚSTICA DE LANCHAS UTILIZADAS PARA O TRANSPORTE ESCOLAR*. 2016. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) — UFPA, Belém.
- ARAUJO, A. V. D. C. *CARACTERIZAÇÃO VIBRO-ACÚSTICA DE LANCHAS UTILIZADAS PARA O TRANSPORTE ESCOLAR*. 2016. 229 p. Dissertação (MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA) — UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ, BELÉM PARÁ.
- BATHE, K. *Finite Element Procedures*. [S.l.]: Prentice Hall, 1996.
- BORELLI, D. et al. ACOUSTICAL BEHAVIOUR OF A PASSENGER CABIN OF A RO-PAX VESSEL. *24th International Congress on Soud and Vibration*, London, july 2017.
- CASTRO, B. M. *APLICAÇÃO DE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS PARA AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÃO EM LANCHAS SOCIAIS*. 2016. 226 p. Dissertação (MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGEM) — UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ – UFPA, BELÉM PARÁ.
- CHRISTENSEN, F. N. How to Handle Noise and Vibrations in Ships. Work Environmental Consultant, july 2000.
- CROCKER, M. J. *Handbook of Noise and Vibration Control*. USA: John Wiley & Sons, 2007.
- CURLETTO, S.; TARDITI, C. KEY FACTORS OF A SHIP INTERNAL NOISE PREDICTION PROCEDURE. *23th International Congress on Sound & Vibration*, Atenas, july 2016.
- ESTEVES, R.; GORDO, J. M. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES NO SELF-SERVICE DE UM NAVIO DE PASSAGEIROS. *Instituto Superior Técnico*, Lisboa, 2010.
- EWINS, D. J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. 2. ed. England: University of Sussex, 2000.
- FISH, J.; BELYTSCHKO, T. *Um Primeiro Curso em Elementos Finitos*. 1. ed. [S.l.]: LTC, 2009.

- GERGES, S. N. *Ruído: fundamentos e controle*. Santa Catarina: Imprensa Universitária. UFSC, 2000.
- HE, J.; FU, Z. *Modal analysis*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2001.
- HOWARD, C.; CAZZOLATO, B. *Acoustic Analyses Using MATLAB and ANSYS*. London: CRC PRESS, 2014.
- INZUNZA, M. S. MODAL ANALYSIS OF SHIP STRUCTURES USING FINITE ELEMENTS METHOD. *JournalNetIPIN*, 2000.
- ISLAM, M. S.; KHALIL, G. M. Dynamic Analysis of A Fixed Ended Beam with Focus on Vibration Neutralization in Ship Hull Structure. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, Bangladesh, January 2014.
- JOHANNESSEN, H.; SKAAR, K. T. Guidelines for Prevention of Excessive Ship Vibration. *SNAME Transactions*, v. 88, p. 319 – 356, 1980.
- KAMINSKI, M. et al. *DYNAMIC RESPONSE*. Southampton, 2006.
- KAR, S.; SARANGDHAR, D. G.; CHOPRA, G. S. ANALYSES OF SHIP STRUCTURES USING ANSYS. *SeaTech Solutions International*, 2008.
- KELLY, S. G. *Fundamentals of Mechanical Vibrations*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1993.
- LAKITOSH, F. *ANALYSIS OF SHIP HULL AND PLATE VIBRATIONS CAUSED BY WAVE FORCES*. 2012. 80 p. Tese (Engineering and Computer Science) — Florida Atlantic University.
- MANSOUR, A.; LIU, D. The principles of naval architecture series: strength of ships and ocean structures. Jersey City, 2008.
- MINISTÉRIO DA SAÚDE. *MANUAL DE ESTRUTURA FÍSICA DAS UNIDADES BÁSICAS DE SAÚDE*. Brasília - DF, 2008.
- MIRLIENNA, G. *MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS: O QUE É?* 2016. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/2016/01/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>>. Acesso em: 25/10/2016.
- MORO, L. et al. *HULL VIBRATION ANALYSIS OF RIVER BOATS*. Iquitos, Peru, 2013.
- NILSSON, B. *Formulae for sound and vibrations*. *Linnaeus University*, Kalmar e Växjö, Sweden, 2008.
- NOONAN, E. F. *Ship Vibration Design Guide*. Washington, 1989.
- NOWACKI, H. *Ship Vibrations*. Michigan, 1970.
- PORTAL DA SAÚDE. *Unidades Básicas de Saúde Fluviais (UBSF)*. Brasília, 2012. Disponível em: <http://dab.saude.gov.br/portaldab/ape_ubsf.php>.
- PRASANNA, Y. L.; RAO, A. N. Ship Hull Structure Analysis in ANSYS. *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, August 2015.

QUINTAS, J. P. R. *METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DE RUÍDO E VIBRAÇÃO NO CORPO HUMANO EM NAVIOS DE TRANSPORTE DE CARGAS PERIGOSAS*. 2009. Tese (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

RAO. *Vibrações Mecânicas*. 4. ed. Pearson Prentice Hall: Renata de Paula Truys, 2008.

RAO, S. S. *Vibrações Mecânicas*. 4. ed. [S.l.]: Renata de Paula Truys, 2008.

REED, F. E.; BURNSIDE, O. H. Computer Techniques for Use in Ship Hull Vibration Analysis and Design. In: THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS - SNAME, 1978, Arlington, Va. Arlington, Va., 1978.

SALGADO, J. M. da S. O. *Análise Modal Experimental Aplicada a Um Componente Estrutural Automóvel*. 2012. Dissertação (Mestrado) — Universidade do Minho, Portugal.

SANTOS, U. de P. et al. *Ruído - Risco e Prevenção*. Editora Hucitec, São Paulo, 1994.

SCHWARZ, B.; RICHARDSON, M. Experimental Modal Analysis. *CSI Reliability Week*, Jamestown, California, 1999.

SILVA, J. C. B. da. *Unidade Básica de Saúde Fluvial - Especificação Técnica*. Manaus, maio 2014. Departamento de Atenção Básica.

SIMÕES, S. C. D. *Ruído e Vibrações no Corpo Humano*. 2014. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) — Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Superior de Tecnologia do Instituto Politécnico de Setúbal.

SORIANO, H. L. *Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas*. São Paulo: UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO, 2003.

SUZUKI, M. S. *ANÁLISE DE ESTRUTURAS RETICULADAS UTILIZANDO O SOFTWARE EXCEL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS ANÁLISE DE ESTRUTURAS RETICULADAS UTILIZANDO O SOFTWARE EXCEL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS*. 2014. 142 p. Dissertação (Engenharia Mecânica) — Universidade Estadual Paulista - USP.

TONACIO, V. C. *AVALIAÇÃO DE PROPULSORES NAVAIS EM RELAÇÃO A EFICIÊNCIA E EXCITAÇÃO DE VIBRAÇÃO*. 2014. Dissertação (Mestrado) — USP, São Paulo.

TUPPER, E. C. *Introduction to Naval Architecture*. 4th. ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.

VENDRAME, A. C. *Segurança do Trabalho, Saúde e Meio Ambiente*. São Paulo: [s.n.], 2005. Disponível em: <<http://www.vendrame.com.br/artigos.htm>>. Acesso em: 14/02/2017.

VERITEC. *Vibration Control in Ships*. [S.l.]: Marine Technology Consultants, 1985.

VIEIRA, A. C. M.; SANTOS, J. T. A. N.; KUWAHARA, N. Análise dos Níveis de Pressão Sonora Gerada por Empurradores/Rebocadores. *Seminário de Transporte e Desenvolvimento Hidroviário Interior*, Manaus, Outubro 2015.

WANG, S. *ASPECTOS PRÁTICOS DAS VIBRAÇÃO EM NAVIOS*. Lisboa: [s.n.], 2015. <https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/3779571555851/AspPraticosVibracoes.pdf>. Disponível em: <<https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/3779571555851/AspPraticosVibracoes.pdf>>. Acesso em: 15/07/2016.

YIN, Y. et al. PREDICTING METHOD OF NATURAL FREQUENCY FOR SHIP'S OVERALL VERTICAL VIBRATION. *Brodogradnja/Shipbuilding*, v. 65, n. 3, 2014.