

ANÁLISE DINÂMICA EM LANCHAS ESCOLARES

Sérgio De Souza Custódio Filho, engsergiocustodio@gmail.com

Kelvin Alves Pinheiro, engkelvinpinheiro@gmail.com

Alexandre Luiz Amarante Mesquita, alexmesq@ufpa.br

Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Faculdade de Engenharia Mecânica. Rua Augusto Corrêa, 01 – Guamá. CEP 66075-110. Caixa postal 479. Belém, Pará, Brasil.

Resumo: Em embarcações, níveis de vibração muito elevados não somente afetam a confortoabilidade, mas também podem causar danos nos vários sistemas e equipamentos ou até mesmo o colapso estrutural dado a fadiga imposta por esses níveis. O projeto visando baixos níveis de vibração, consiste em reduzir os níveis de excitação forçada e evitar condições de vibração em ressonância. A partir de uma análise modal é possível descobrir as frequências naturais da embarcação, verificando assim se a mesma entrará em ressonância quando em operação. Para verificar o comportamento dado à excitação forçada, tem-se a análise harmônica. Nesse trabalho as duas análises, de forma numérica, são feitas para uma lancha escolar, visando obter direcionamentos para substituição do sistema propulsivo desta. Um modelo em elementos finitos foi elaborado utilizando elementos de casca e de vigas para representar as diversas chapas e perfis estruturais, respectivamente. A fim de avaliar a influência da água ao redor do casco nos parâmetros modais, a água foi modelada com elementos do tipo acústico. Resultados com e sem o efeito do meio fluido para análise modal são então apresentados, evidenciando que há uma tendência de redução nos valores de frequência natural. Ao comparar-se as frequências naturais obtidas com as possíveis frequências de excitação do novo sistema de propulsão da embarcação, observou-se que não haverá ressonância nos primeiros modos de vibração. Também foi mostrada a resposta forçada da embarcação, analisando os resultados à luz da norma ISO 6954, verificando níveis aceitáveis.

Palavras-chave: lancha escolar, vibrações em embarcações, análise modal, análise harmônica.

1. INTRODUÇÃO

O estudo de vibrações em embarcações é de suma importância para engenharia, devendo ser realizado ainda no projeto conceitual da embarcação, pois a presença de elevados níveis acaba por derrubar o mérito de qualquer projeto naval. Além de afetar o conforto dos passageiros, a navegabilidade e expor a tripulação a riscos relacionados à segurança do trabalho, vibrações elevadas podem causar avarias no maquinário, fadiga de diversos elementos estruturais e, em caso de ressonância, o colapso da estrutura como um todo.

As vibrações ocorrem como consequência da existência de forças, que variam ao longo do tempo, atuando nos diversos elementos estruturais. A norma da American Bureau of Shipping – ABS (2006) define como principais excitações inerentes à uma embarcação, as forças geradas pelo motor, o batimento de ondas no casco, forças atuantes no hélice, forças de superfície geradas pela cavitação do hélice e outras.

Manter bons níveis de vibração consiste em relacionar essas forças com a estrutura, sendo duas as frentes de análise recomendadas pela ABS (2006) e trabalhos como o de Yucel e Arpacı (2013) e o de Castro (2016). Na primeira, é importante garantir que a embarcação não entre em ressonância quando excitada, isto é, que as frequências naturais desta não coincidam com as frequências das forças de excitação, por exemplo a frequência de giro do motor ou do hélice. Na segunda frente, é importante garantir que as forças, por si só, não induzam vibrações elevadas, mesmo não estando em ressonância.

A fim de conhecer a performance de uma estrutura quanto às vibrações, a simulação computacional utilizando métodos numéricos, como o método dos elementos finitos, se tornou uma ferramenta muito utilizada, dado aos recentes avanços da informática. A modelagem das embarcações se tornou tema de vários estudos nos últimos anos.

Nesse contexto, é feita a modelagem computacional de uma lancha escolar, utilizando o método dos elementos finitos. Na lancha em questão, está sendo proposto um novo sistema de propulsão, alterando o layout da embarcação, sendo aqui verificada a performance da embarcação quanto às vibrações. São feitas uma análise modal, verificando a existência de ressonância, e uma análise harmônica, verificando as vibrações dadas à excitação forçada.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. Análise Modal

A análise modal é utilizada para obtenção dos parâmetros modais de uma estrutura. Os modos de vibração são formas particulares pelas quais a estrutura vibrará, quando excitada mediante suas frequências naturais, sendo um modo para cada frequência. Quando a frequência natural de vibração de uma estrutura coincide com a frequência da excitação, pode ocorrer o fenômeno de ressonância, que resulta em deslocamentos excessivos, fazendo o sistema entrar em colapso estrutural. Geralmente, considera-se que a estrutura está submetida a vibrações livres não-amortecidas, sendo assim utilizada a Eq. (1). Para estruturas metálicas, isso se torna válido pois o fator de amortecimento é mínimo, tendendo à zero.

$$([K] - \omega^2 [M])\{x\} = 0 \quad (1)$$

Assim tem-se um problema de autovalor e autovetor, em que os autovalores permitem obter serão as frequências naturais e os autovetores são os modos de vibrações. Neste trabalho é utilizado o pacote ANSYS para execução da análise modal.

2.2. Análise Harmônica

No âmbito estrutural, o pacote ANSYS permite a análise de vibração forçada da estrutura a partir de uma análise harmônica. Nessa análise, a estrutura é excitada harmonicamente, de forma que o usuário define a amplitude da força e a faixa de frequência de interesse. O ANSYS calcula então a resposta para determinados valores de frequência. Ao fim é possível verificar, por exemplo, se, para determinada frequência de excitação, a estrutura se comporta de forma inaceitável quanto às vibrações. Todas as cargas serem funções senoidais do tempo, estas devem possuir a mesma frequência e a estrutura deve exibir comportamento linear elástico. Os efeitos transientes não são calculados e que os deslocamentos são obtidos apenas na fase permanente, na qual a resposta não considera o deslocamento inicial aplicado. Conforme Yoneda (2012), esta análise consiste na resolução da Eq. (2).

$$([K] - \omega^2 [M])\{F(t)\} \quad (2)$$

2.3. 2.3. Interação Fluido-Estrutura

O fenômeno da interação entre fluidos e estruturas está presente em várias áreas da engenharia, por exemplo nas asas de um avião, no dimensionamento de uma torre de transmissão, na acústica de um carro, no projeto naval e etc. Braga (2014) afirma que a equação geral que descreve o acoplamento entre fluido e a estrutura é complexa quando a resposta da estrutura modifica significativamente o campo de escoamento sobre vibrações de alta amplitude, mas quando a resposta da estrutura não afeta o escoamento, a interação fluido-estrutura afeta apenas os termos das equações de movimento estruturais, modificando assim, a massa, amortecimento e rigidez.

A porção de fluido que está em contato direto com a estrutura é acelerada como se fizesse parte da estrutura, criando assim uma massa aditiva. Braga (2014) menciona ainda que esse efeito só se torna considerável quando o fluido possui densidade da mesma ordem que a estrutura. No caso de uma embarcação, o fato de o fluido ser a água torna o efeito da massa aditiva não negligenciável e as frequências naturais da estrutura podem ser consideravelmente alteradas.

A equação da interação fluido-estrutura é derivada da condição de continuidade no contorno da interface. Portanto, o deslocamento normal da estrutura deve ser igual ao do fluido na interface. A equação geral para análise dinâmica envolvendo interação fluido-estrutural é mostrada na Eq. (3).

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ M_{fs} & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & K_{fs} \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Sendo o índice “s” para denotar matrizes da estrutura, o índice “f” para o fluido e “fs” para o acoplamento equivalente.

2.4. Método dos Elementos Finitos

Ao utilizar o Método dos Elementos Finitos (MEF), a estrutura é discretizada em várias partes com geometrias mais simples como linhas, triângulos, retângulos, hexaedros e cubos. Cada parte é chamada de elemento, este possui seus devidos nós que podem ou não ser compartilhado por outros elementos. Assim, cada nó estará conectado aos outros nós por devidas equações, conforme os elementos que o compartilham. O resultado dessa discretização é chamado de malha. Na aplicação do MEF para análise estrutural dinâmica cada nó terá suas propriedades de massa, rigidez e

amortecimento, obtendo assim as matrizes para resolução da análise modal e da análise dinâmica. Quanto aos elementos, suas equações serão regidas conforme o tipo do elemento. Por exemplo um elemento do tipo viga, será regido pelas equações da viga de Euler-Bernoulli ou pelas equações da viga de Timoshenko, já um elemento de placa será regido por equações da teoria de placas elásticas. A Figura 1 ilustra uma malha de elementos finitos.

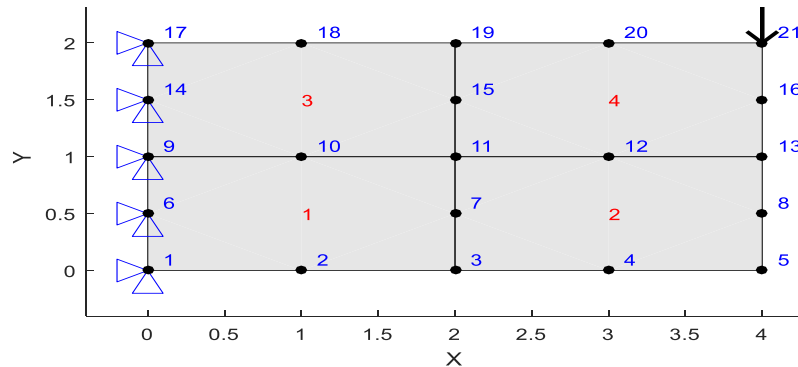


Figura 1. Malha de elementos finitos.

2.5. Limites de Vibrações para o Conforto de Passageiros e Tripulantes

A Norma ISO 6954 (2000) foi utilizada como critério para avaliar se os níveis de vibração estão aceitáveis quanto ao conforto de passageiros e tripulação. Essa norma é válida para frequências entre 1 e 80 Hz. Ela divide o ambiente em três áreas: A – Acomodações de Passageiros, B – Acomodações de Tripulantes e C – Espaços de trabalho. A Tabela 1 apresenta os limites de vibrações para cada área. Valores entre os limites superiores e inferiores são consideráveis aceitáveis. Neste trabalho serão utilizados os limites de velocidade da Área de classificação A para avaliar o comportamento da lancha escolar.

Tabela 1. Limites de vibrações em embarcações – ISO 6954 (2000).

	Área de Classificação					
	A		B		C	
	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s
Valores acima dos quais situações adversas são prováveis.	143	4	214	6	286	8
Valores abaixo dos quais situações adversas são prováveis.	71,5	2	107	3	143	4

2.6. Modelo em Elementos Finitos

O modelo em elementos finitos foi elaborado utilizando o software ANSYS, sendo a análise executada no mesmo software. A modelagem requer um processo de simplificação da geometria. No caso da lancha escolar, modelou-se as chapas e vigas com funções estruturais, tanto no casco quanto na casaria. Todas as chapas da embarcação foram modeladas com o elemento do tipo placa. Elementos de viga foram atribuídos conforme as diversas longarinas e perfis com função estrutural presentes no arranjo estrutural da embarcação. As Figuras 2 e 3 mostram as localizações dos elementos de vigas atribuídos na casaria e no casco, respectivamente. A Figura 4 apresenta o modelo geométrico elaborado.

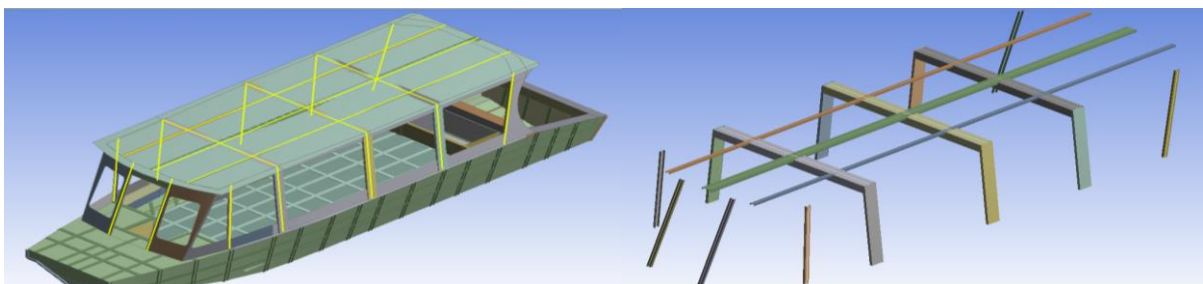


Figura 2. Elementos de viga na casaria e no teto.

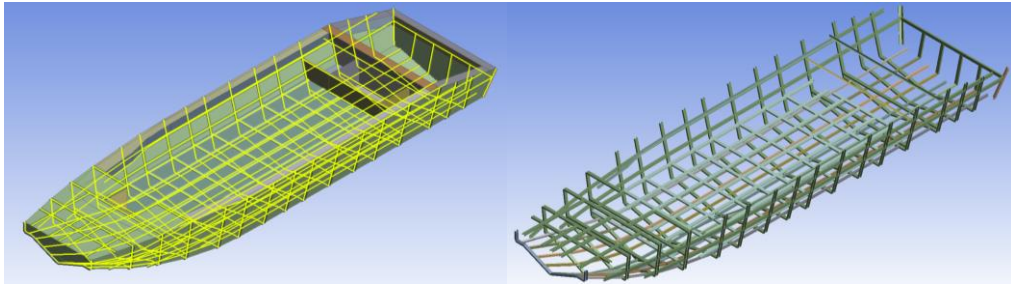


Figura 3. Elementos de vigas no casco e no piso.

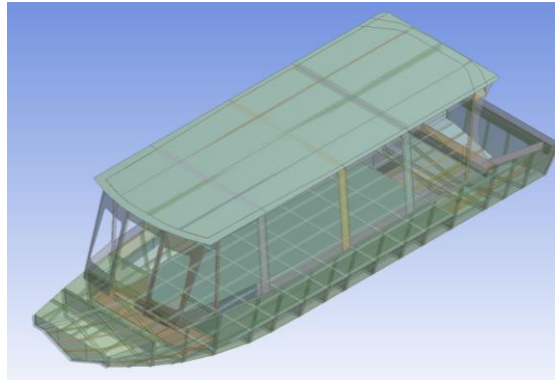


Figura 4. Modelo geométrico da lancha escolar.

Após o desenho pronto, foi realizado o processo de discretização. Nessa etapa também são inseridas as propriedades dos materiais, que nesse caso é o alumínio. A Tabela 2 apresenta as características da malha e propriedades de materiais adotadas. A Figura 5 mostra a malha gerada.

Tabela 2. Características da Malha (Somente Lancha).

Característica	Descrição
Número de elementos (lancha)	24432
Número de nós (lancha)	24200
Densidade do alumínio	2770 kg/m ³
Módulo de Young	71 GPa
Coeficiente de Poisson	0,33
Espessura das chapas	3 mm
Espessura das no espelho de popa	8 mm
Espessura das no teto	2 mm

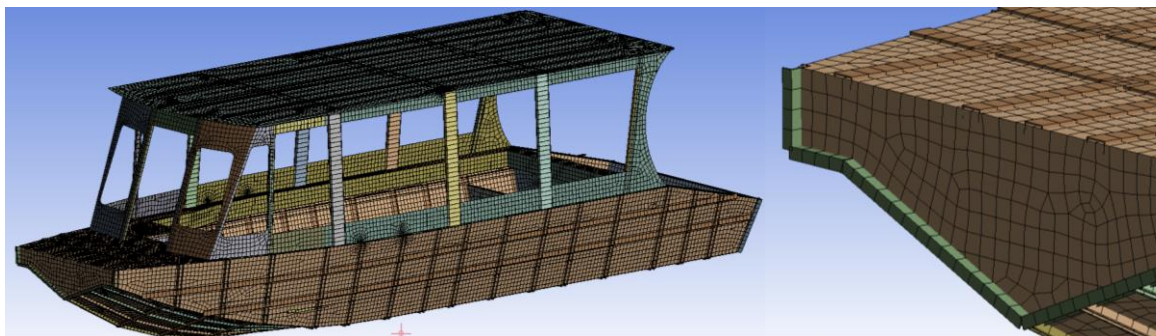
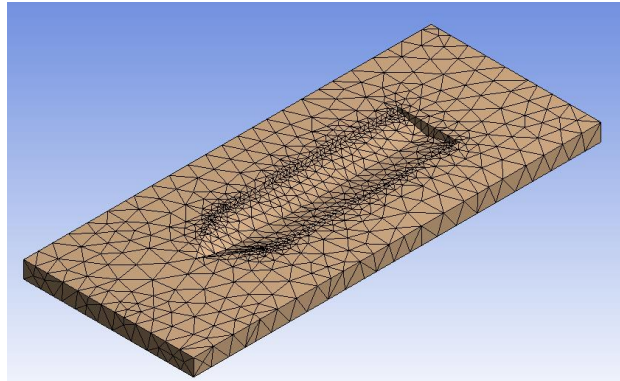


Figura 5. Malha em elementos finitos da lancha escolar.

Quanto à água no entorno da embarcação, foi modelado um volume discretizado. Foi utilizado um elemento com propriedades de fluido, baseado nas equações de Helmutz, as quais verificam a propagação de ondas acústicas. A Tabela 3 mostra as características da malha e propriedades de materiais adotadas. A Figura 6 apresenta a malha gerada para o fluido.

Tabela 3. Características da malha (Somente Fluido).

Característica	Descrição
Número de elementos (fluido)	7762
Número de nós (fluido)	12985
Comprimento máximo dos elementos (fluido)	0,062m
Densidade da água	1000 kg/m ³
Velocidade do som na água	1500 m/s

**Figura 6. Malha em elementos finitos do fluido.**

2.7. Forças e Frequências de Excitação

O sistema de propulsão foi considerado como fonte de excitação. Para a análise modal, verificou-se quais frequências poderiam excitar a embarcação, se estas estariam em ressonância com a embarcação. Quintas (2009, apud Araújo (2016)) menciona serem quatro as principais frequências vindas do sistema propulsor para um motor diesel: A frequência de giro do eixo do motor, a frequência de combustão nos cilindros, a frequência de giro do hélice e a frequência de passagem do hélice. As Equações (4), (5), (6) e (7) mostram como calcular cada uma. A Tab. 4 mostra o valor de cada uma das quatro frequências considerando-se que o motor estará operando em 2000 RPM, possui relação de transmissão de 1,62 e o hélice possui 3 pás.

$$f_{\text{eixo-motor}} = \frac{\text{Rotação_Motor(RPM)}}{60} \text{ Hz} \quad (4)$$

$$f_{\text{combustão-cilindros}} = \frac{\text{Rotação_Motor(RPM)} \times (N^{\circ} \text{ Cilindros} \div 2)}{60} \text{ Hz} \quad (5)$$

$$f_{\text{eixo-hélice}} = \frac{\text{Rotação_Motor(RPM)}}{60 \times \text{Relação_transmissão}} \text{ Hz} \quad (6)$$

$$f_{\text{passagem-hélice}} = f_{\text{eixo-hélice}} \times N^{\circ} \text{ Pás} \quad (7)$$

Tabela 4. Frequências de excitação.

Característica	Frequência
Frequência de giro do eixo do motor	33,33 Hz
Frequência de combustão nos cilindros	66,67 Hz
Frequência de giro do eixo do hélice	20,58 Hz
Frequência de passagem do hélice	61,73 Hz

A força de desbalanceamento foi calculada baseada na qualidade de desbalanceamento permitida pela norma ISO 1940-1 (2003). A Equação (8) mostra como calcular a força e a Tab. 5 mostra os parâmetros utilizados para o cálculo. A força foi então dividida nos quatro pontos do casco em que o motor ficará apoiado, conforme a Fig. 7.

$$F_{\text{desbalanceamento}} = M_{\text{rotor}} \times G \times \omega \quad (8)$$

Sendo M_{rotor} a massa do rotor G a qualidade do desbalanceamento e ω a velocidade angular.

Tabela 5. Força de desbalanceamento.

Característica	Valor
Frequência de giro do eixo do motor	33,33 Hz
Ω	209,44 rad/s
M_{rotor}	50 kg
G	250 g.mm/(kg.s)
$F_{desbalanceamento}$	2,62 N

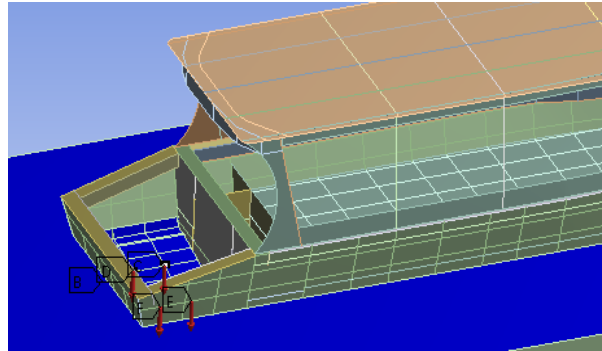


Figura 7. Aplicação da força de desbalanceamento.

Segundo Castro (2016), a parcela mais significativa dos esforços oriundos do hélice que são transmitidos para seu apoio na embarcação é a força de empuxo no hélice (Fig. 8). A ABS (2006) apresenta procedimento para calcular a amplitude da variação desse empuxo conforme o hélice. Devem ser verificados o primeiro e o segundo harmônico dessa excitação. As Equações (9) e (10) mostram como calcular essas variações para o primeiro e segundo harmônico respectivamente. A Tabela 6 mostra os parâmetros utilizados para o cálculo, essas forças foram então aplicadas na região do espelho de popa (Fig. 9).

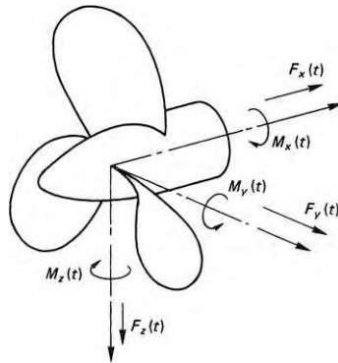


Figura 8. Variação de empuxo no hélice.

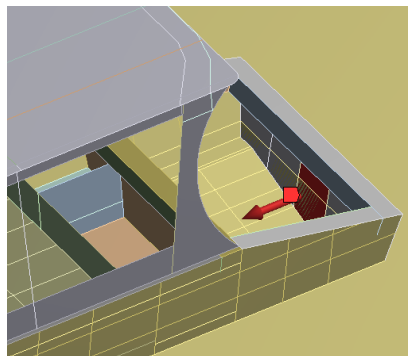


Figura 9. Aplicação da variação de empuxo.

$$\text{Variação_Empuxo}_{1^{\text{º}}\text{Harmônico}} = 0,031 \times \text{Empuxo} \quad (9)$$

$$\text{Variação_Empuxo}_{2^{\text{º}}\text{Harmônico}} = 0,004 \times \text{Empuxo} \quad (10)$$

3. RESULTADOS

Ao que diz respeito à análise modal, duas configurações foram avaliadas. Na primeira desconsiderou-se o efeito da massa aditiva dado pela água ao redor da embarcação. Já no segundo, esse efeito foi considerado. Quanto à análise harmônica, foram utilizadas excitações oriundas do sistema propulsivo.

3.1. Análise Modal

A Tabela 6 apresenta os resultados obtidos para os dois modelos e o erro relativo entre eles, considerando que o modelo com fluido é o mais fiel à realidade. As doze primeiras frequências naturais são apresentadas.

Tabela 6. Frequências naturais obtidas na análise modal.

Modo	Frequência Natural		Erro Relativo %
	Sem fluido	Com fluido	
1º	13,12 Hz	11,33 Hz	16%
2º	19,07 Hz	18,80 Hz	1%
3º	19,45 Hz	19,40 Hz	0%
4º	22,82 Hz	22,82 Hz	0%
5º	23,78 Hz	23,74 Hz	0%
6º	24,56 Hz	24,36 Hz	1%
7º	24,66 Hz	24,37 Hz	1%
8º	25,84 Hz	24,54 Hz	5%
9º	26,29 Hz	25,84 Hz	2%
10º	26,74 Hz	26,21 Hz	2%
11º	27,11 Hz	26,56 Hz	2%
12º	28,17 Hz	26,80 Hz	5%

Observa-se que no primeiro modo de vibração há a maior diferença entre frequências naturais. Avaliando-se as formas modais, observa-se que o primeiro modo apresenta vibrações na estrutura como um todo enquanto os demais apresentam somente vibrações no teto da embarcação. Assim, somente no primeiro modo, a região em contato com a água é apresentada vibrações consideráveis, fazendo com que haja maior influência do domínio fluido nos parâmetros modais da embarcação.

As Figuras 10, 11 e 12 apresentam as formas modais dos três primeiros modos de vibração com e sem o domínio fluido. Observa-se que os modos são bem parecidos quanto às suas formas modais.

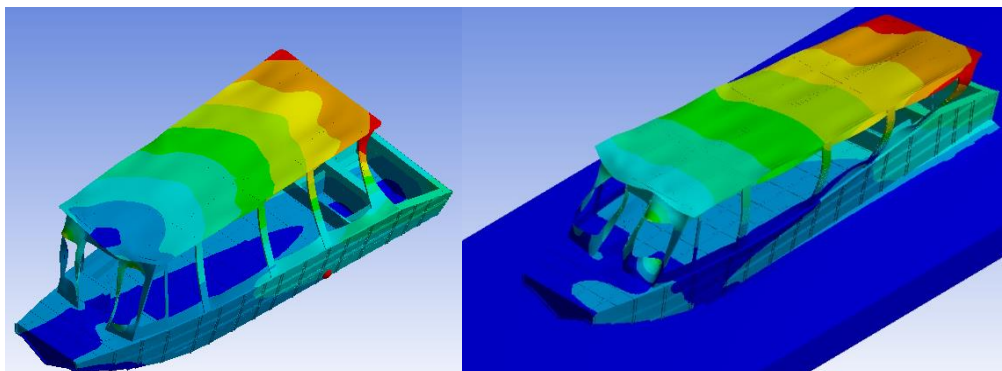


Figura 10. 1º Modo de vibração.

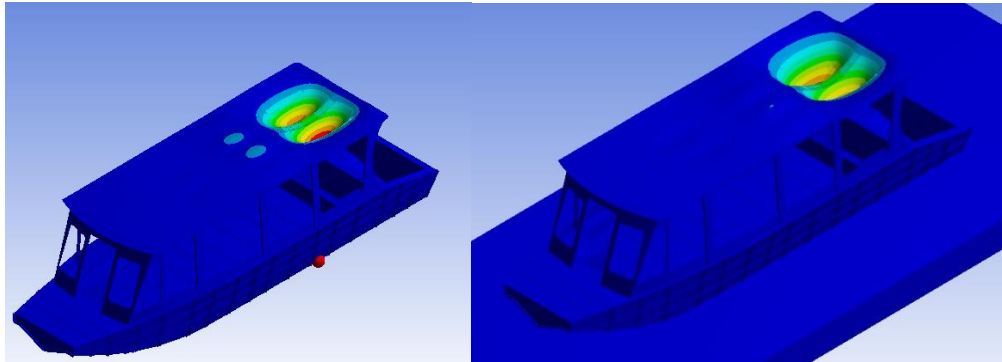


Figura 11. 2º Modo de vibração.

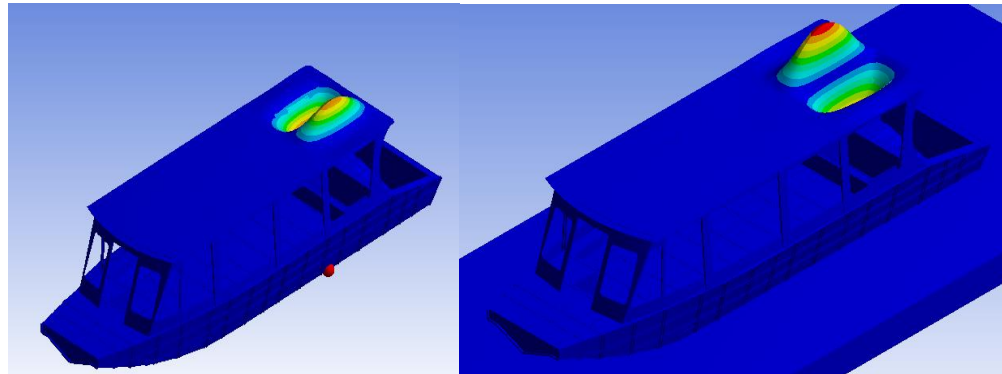


Figura 12. 3º Modo de vibração.

A partir do quarto modo de vibração, a densidade modal é muito grande, isto é, a diferença entre as frequências naturais é muito pequena. Conforme já mencionado, as primeiras frequências naturais sempre são as mais importantes, pois são as que mais influenciam o comportamento de vibrações da estrutura. Ao comparar os valores de frequências naturais obtidas com as frequências de excitação apresentadas na Tab. 6, observa-se que três das frequências de excitação estão acima das doze primeiras frequências naturais e uma frequência de excitação não coincide. Há a possibilidade de as frequências de excitação venham a coincidir com outros modos, mas serão modos distantes, não tendo tanta importância ao ponto de afirmar uma condição de ressonância.

3.2. Análise Harmônica

A primeira excitação analisada foi o desbalanceamento que inevitavelmente ocorrerá no motor. Conforme mencionado a amplitude da força de desbalanceamento foi calculada baseado no limite do grau de qualidade do balanceamento para um motor diesel quatro cilindros conforme a norma ISO 1940-1. A Figura 13 mostra a resposta em termos de velocidade.

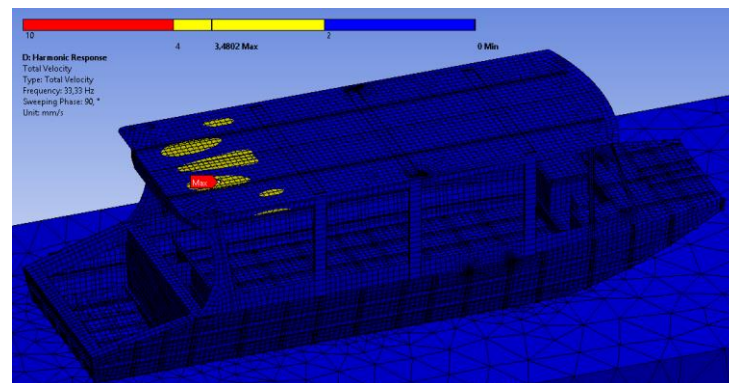


Figura 13. Resposta ao desbalanceamento à 33,33Hz.

A escala de cores da Fig. 13 foi configurada de forma a mostrar as vibrações de acordo com os critérios de aceitação para conforto de passageiros da norma ISO 6954 (2000). Em amarelo as regiões com vibrações dentro da zona de valores aceitos. Em azul abaixo dessa região e em vermelho acima dessa região.

Observa-se que para excitação avaliada, os níveis de vibrações estão de acordo com os critérios de aceitação.

A segunda excitação analisada foi a reação do casco à variação de empuxo no hélice. Foram analisados os dois primeiros harmônicos da frequência de giro do hélice. As Fig. 14 e 15 apresentam os resultados obtidos. A escala de cores para as duas imagens, seguem o mesmo raciocínio da Fig. 13.

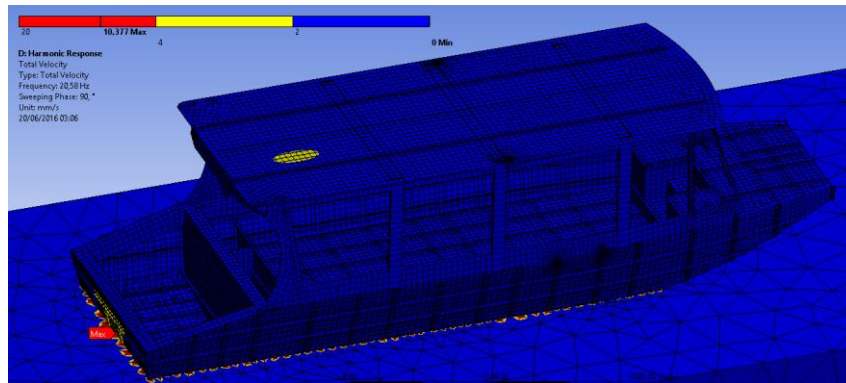


Figura 14. Resposta à variação de empuxo à 20,58Hz.

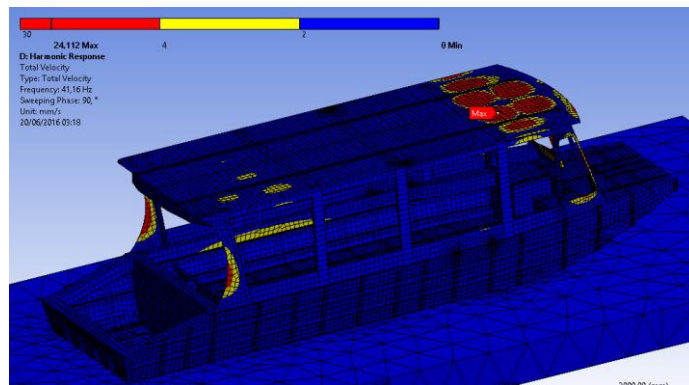


Figura 15. Resposta à variação de empuxo à 41,16Hz.

No primeiro harmônico, a maior parte da estrutura apresentou bons níveis de vibração, mas na região onde a rabeta estará diretamente ligada ao casco, esses níveis chegam até 10,322 mm/s, extrapolando o limite da ISO 6954 (2000). Logo, é há a necessidade de reduzir o esforço transmitido ao casco. Outra possibilidade é o reforço estrutural nessa região. No segundo harmônico também se apresentam bons níveis de vibrações para maior parte da estrutura, mas desta vez, um nível acentuado de vibração se deu em algumas regiões da casaria, mesmo a rabeta não estando ligada diretamente à essas partes.

4. CONCLUSÕES

O comportamento quanto às vibrações de uma embarcação de pequeno porte, chamada de lancha escolar, foi levantado e avaliado. Para tanto, uma análise modal e uma análise harmônica foram realizadas a partir de um modelo elaborado utilizando o método dos elementos finitos. Um modelo da embarcação foi elaborado com auxílio de softwares pertencentes ao pacote ANSYS. Foram avaliados os resultados de se considerar ou não o volume de água ao redor da embarcação, verificando-se que a massa aditiva de água altera os parâmetros de massa e rigidez equivalente do sistema, evidenciado pelas diferenças nos valores de frequências naturais.

A análise modal buscou avaliar a possibilidade de ressonância da estrutura quando excitada por uma das forças oriundas de um novo sistema de propulsão sugerido para embarcação. Os resultados mostraram que para os primeiros e mais importantes modos, não haveria ressonância. Na análise harmônica foi avaliada a resposta da estrutura quando excitada primeiramente pelo desbalanceamento rotativo do motor diesel e pela variação de empuxo no hélice. Ao analisar os resultados mediante os critérios de aceitação da norma ISO 6954 (2000), verificou-se quase toda estrutura está dentro dos critérios, com exceção de alguns pontos que requerem uma certa atenção, por exemplo a região do espelho de popa. Outras fontes de excitação como o efeito da esteira gerada pelo avanço do casco, as ondas colidindo no costado da embarcação e o escoamento de vento ao redor da casaria não foram avaliados neste trabalho.

De uma maneira geral os principais objetivos deste trabalho foram contemplados e pode-se afirmar que a embarcação apresentará uma performance aceitável quanto às vibrações mecânicas. No entanto, o estudo aqui apresentado é apenas ao nível de projeto, pois a performance verdadeira só poderá ser avaliada mediante medições em protótipo real, quando pronto. Por fim, alguns tópicos são sugeridos como estudos à complementarem este trabalho.

- Estudo de alternativas de menor custo computacional para modelagem do domínio fluido;
- Modelagem do escoamento do fluido ao redor da embarcação, a fim de realizar análise harmônica e transiente dada à essa excitação;
- Modelagem do escoamento ao redor do hélice para melhor prever as excitações geradas no acoplamento da propulsão e do casco e das excitações geradas pelas variações de pressão na região do espelho de popa.

5. REFERÊNCIAS

- ABS. Ship Vibration. Houston, USA: American Bureau Shipping, 2006.
- ARAUJO, A. V. C. Caracterização vibro-acústica de lanchas utilizadas para o transporte escolar. Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Pará, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. PA, 2016.
- BRAGA, D. S. Modelagem dinâmica de uma turbina hidráulica através dos métodos de elementos finitos e volumes finitos objetivando simular fenômenos hidráulicos e correlacioná-los a problemas estruturais. Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Pará, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. PA, 2014.
- BRASIL. Ministério da Educação. Universidade Federal do Pará. Definição do novo sistema de propulsão da lancha escolar de casco de alumínio – Relatório Parcial. Faculdade de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia Naval, 2016.
- CASTRO, B. M. Caracterização aplicação de modelo de elementos finitos para avaliação de vibração em lanchas sociais. Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Pará, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. PA, 2016.
- ISO 1940-1 Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances. 2003.
- ISO 6954 Mechanical vibration—guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships. 2000.
- YONEDA, R. Metodologia de cálculo da perda de transmissão de placas reforçadas por vigas. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. SC, 2002.
- YUCEL, A., and ARPACI, A. Free and Forced Vibration Analyses of Ship Structures using the Finite Element Method. J Mar Sci Technol, v. 18. p. 324-338, 2013.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DYNAMIC ANALYSIS OF A BOAT FOR STUDENTS TRANSPORT IN AMAZON RIVERS

Sérgio De Souza Custódio Filho, engsergiocustodio@gmail.com

Kelvin Alves Pinheiro, kelvin.pinheiro@itec.ufpa.br

Alexandre Luiz Amarante Mesquita, alexmesq@ufpa.br

Federal University of Pará, Institute of Technology, Augusto Corrêa Street, 01 – Guamá. Zip Code 66075-110. Mailbox 479. Belém, Pará, Brazil.

Abstract. The knowledge of the vibrations performance of a boat is one of the most important parameter in its project. High vibration levels not only affect the comfortability, but can also cause damage to the various systems and structural parts. The craft project targeting low vibration levels is to make arising low levels of forced excitation and avoid vibration conditions in resonance. From a modal analysis, it was possible to find the natural frequencies of the boat. To check the performance above the forced excitation, there is harmonic analysis. In this work the two analyses, numerically, are made to a School Boat. Thus, a finite element model is developed using shell elements and beams to represent the various plates and structural shapes, respectively. To evaluate the influence of the water around the hull above the modal parameters, the water is modelled with acoustic elements type. The results with and without the effect of the fluid to modal analysis are shown by comparing frequencies obtained. By comparing the natural frequencies obtained with possible excitation frequencies of the new propulsion system, it was noted that there will not be resonance with the firsts vibration modes. It was also shown the forced response of the boat, considering the standard ISO 6954, observing acceptable levels.

Keywords: school boat, vibrations in ships, modal analysis, harmonic analysis