

ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM ANTEPARAS DE UM EMPURRADOR FLUVIAL

Henrique S. S. Carvalho, henriquesenico@usp.br¹

Carlos Daher Padovezi, padnaval@ipt.br²

Maria Aparecida Mendes Gandara, mgandara@ipt.br²

¹Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, EPUSP

²Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo

Resumo: Empurradores fluviais usualmente operam em vias com condições severas, sendo usual a colisão do empurrador com troncos ou outros objetos presentes na via. Tais colisões muitas vezes causam avarias no sistema propulsivo da embarcação, podendo induzir vibrações na estrutura da embarcação. A ocorrência de vibração localizada em regiões do casco pode levar à formação de trincas em membros estruturais, particularmente anteparas, o que pode levar à contaminação de tanques adjacentes devido à perda de estanqueidade ou mesmo até a completa inutilização do componente estrutural. Fontes de excitação próximas à frequência natural do componente estrutural são críticas devido à ocorrência de ressonância. Sendo assim, o conhecimento da frequência natural de componentes estruturais é fundamental na tomada de decisões referentes ao reparo e ao projeto de embarcações.

Palavras-chave: Empurradores Fluviais, análise de vibrações, método dos elementos finitos

1. INTRODUÇÃO

Empurradores fluviais usualmente operam em vias com condições severas, sendo usual a colisão do empurrador com troncos ou outros objetos presentes na via. Tais colisões muitas vezes causam avarias no sistema propulsivo da embarcação, podendo induzir vibrações na estrutura da embarcação. A ocorrência de vibração localizada em regiões do casco pode levar à formação de trincas em membros estruturais, particularmente anteparas, o que pode levar à contaminação de tanques adjacentes devido à perda de estanqueidade ou mesmo até a completa inutilização do componente estrutural. Fontes de excitação próximas à frequência natural do componente estrutural são críticas devido à ocorrência de ressonância. Sendo assim, o conhecimento da frequência natural de componentes estruturais é fundamental na tomada de decisões referentes ao reparo e ao projeto de embarcações.

No presente trabalho, a frequência natural da antepara de um empurrador fluvial foi obtida experimentalmente com a utilização de acelerômetros. Além disso, foi elaborado um modelo de elementos finitos no software ANSYS para a realização da análise modal da estrutura. As frequências naturais obtidas no ensaio experimental e no modelo de elementos finitos apresentaram boa correlação, indicando que o método dos elementos finitos é uma ferramenta relevante na análise de vibração de painéis reforçados, podendo servir de auxílio na tomada de decisão referente ao reparo e projeto de embarcações deste tipo.

2. CONCEITUAÇÃO BÁSICA

Quando um sistema elástico é perturbado de sua posição de equilíbrio pela aplicação e remoção imediata de uma força ou por um impacto, as forças elásticas do sistema na posição perturbada deixam de estar em equilíbrio com o carregamento, originando assim vibrações no sistema.

Em geral, um sistema elástico pode vibrar em diferentes modos, por exemplo, uma viga pode vibrar de diferentes maneiras dependendo do número de nós que subdivide o componente. No caso mais simples, a configuração da vibração do sistema pode ser determinada por uma única quantidade, tais sistemas são chamados de sistemas com um grau de liberdade. A figura 1 (Timoshenko, 1937) apresenta um esquema ilustrativo do sistema-massa mola.

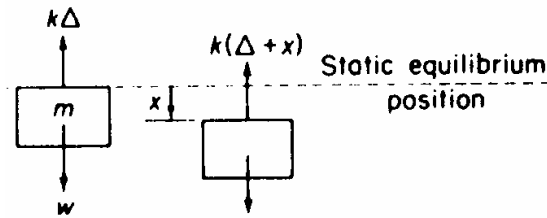


Figura 1 – Sistema massa-mola

A força que a mola exerce sobre o corpo é dada pela equação 1:

$$F = k \cdot (\Delta + x) = P + k \cdot x \quad (1)$$

Sendo P o peso da massa sujeita à aceleração da gravidade g, o x o deslocamento a partir da posição de equilíbrio, k a constante de rigidez da mola e Δ o deslocamento na posição de equilíbrio.

Além da força exercida pela mola, a massa também está sujeita a ação de seu peso. Sendo assim, utilizando o princípio de Newton temos que:

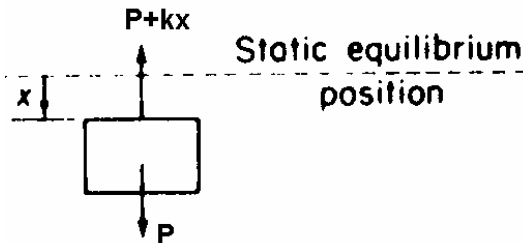


Figura 2 – Forças atuando sobre a massa

$$F = m \cdot a \Rightarrow P - (P + k \cdot x) = m\ddot{x} \quad (2)$$

Para resolver essa equação diferencial vamos reescrevê-la de forma a torná-la mais fácil de manipular. Para isso, introduzimos a seguinte notação:

$$p^2 = \frac{k \cdot g}{P} = \frac{g}{\Delta} \quad (3)$$

A equação diferencial do movimento assume pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\ddot{x} + p^2 \cdot x = 0 \quad (4)$$

Essa equação diferencial possui uma solução geral da seguinte forma:

$$x = C_1 \cdot \cos(p \cdot t) + C_2 \cdot \text{sen}(p \cdot t) \quad (5)$$

Essa equação é chamada de equação do movimento, sendo que C1 e C2 são constantes que dependem das condições iniciais do sistema.

É de se notar que tal solução indica que a posição da massa apresenta um caráter periódico, uma vez que depende de $\cos(p \cdot t)$ e $\text{sen}(p \cdot t)$. Essas funções são periódicas, sendo que x assumirá o mesmo valor em intervalos de tempo de duração T, tal que:

$$\cos(p \cdot (T + t)) = \cos(p \cdot t) \quad (6)$$

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{p} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{\Delta}{g}} \quad (7)$$

Este intervalo de tempo é chamado de período natural da vibração. O número de ciclos por unidade tempo é chamado de frequência da vibração, sendo assim, a frequência natural da vibração é dada por:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta}} \quad (8)$$

O alongamento da mola em sua posição de equilíbrio estático, por sua vez, depende exclusivamente da constante de mola k e do peso da massa, de acordo com a relação:

$$\Delta = \frac{m \cdot g}{k} \quad (9)$$

Com isso, a frequência natural pode ser escrita em função da constante de mola e da massa, sendo característica do sistema, independentemente de qualquer condição inicial ou local em que o sistema esteja:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10)$$

Em um sistema com n graus de liberdade, há n equações do movimento, sendo assim, a equação 4 no caso de n graus de liberdade é substituída pela seguinte relação:

$$M \ddot{x} + Kx = 0 \quad (11)$$

Em que M e K são, respectivamente, as matrizes de massa e rigidez do sistema. A equação 11 possui soluções da forma:

$$x = Ae^{-i\omega t} \quad (12)$$

De forma que a equação 11 toma a seguinte forma:

$$(K - \omega^2 M)A = 0 \quad (13)$$

A equação 13 é um problema de autovalores reais e a sua solução fornece as frequências naturais do sistema.

Embarcações possuem estruturas compostas por painéis reforçados. A ocorrência de vibração localizada em regiões do casco pode levar à formação de trincas em membros estruturais, particularmente anteparas, o que pode levar à contaminação de tanques adjacentes devido à perda de estanqueidade ou mesmo até a completa inutilização do componente estrutural. Fontes de excitação próximas à frequência natural do componente estrutural são críticas devido à ocorrência de ressonância, de forma que, o conhecimento da frequência natural de componentes estruturais é fundamental na tomada de decisões referentes ao reparo e ao projeto de embarcações.

A figura 3 apresenta uma seção típica de um empurrador fluvial.

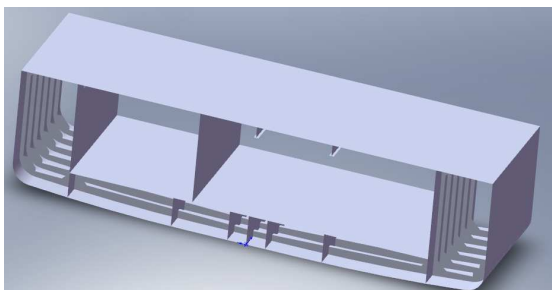


Figura 3 – Seção de um empurrador

A determinação da frequência natural de painéis reforçados da estrutura do casco pode ser facilmente executada utilizando-se o método dos elementos finitos.

No presente trabalho foi utilizado o software ANSYS workbench 11.0 para a análise modal de painéis reforçados de um tanque de óleo de um empurrador, como apresentado na figura 4.

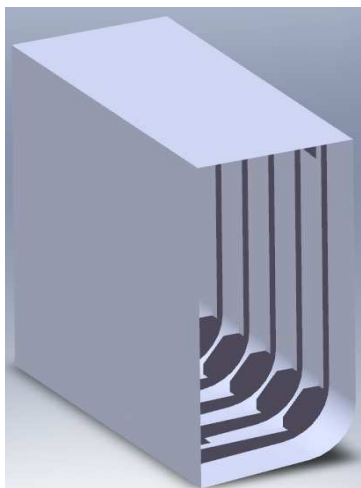


Figura 4 – Tanque de óleo de um empurrador

Foi elaborado um modelo de elementos finitos utilizando elementos de placa do tipo SHELL181, elemento com 4 nós e seis graus de liberdade em cada nó.

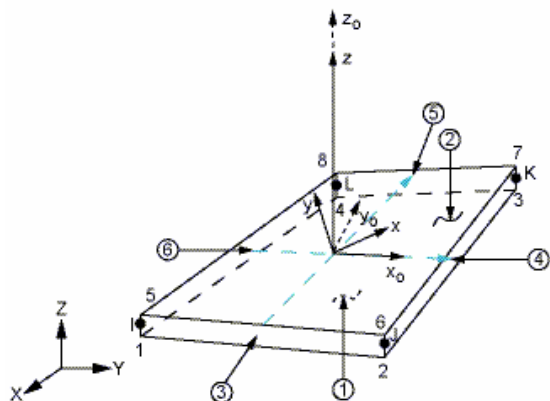


Figura 5 – Elemento SHELL181

O modelo consiste de 25447 nós e 20678 elementos. A figura 6 apresenta a malha utilizada. O método de resolução do problema de autovalores utilizado foi o block Lanczos.

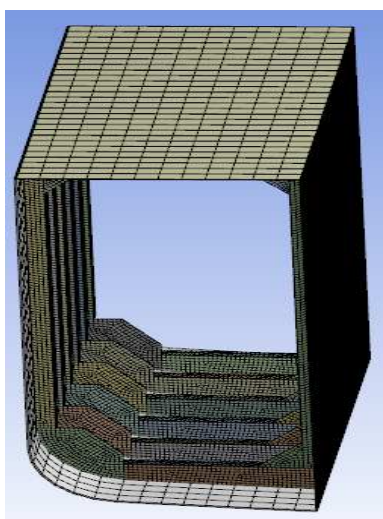


Figura 6 – Malha do Modelo

2.1. Medição Experimental da Frequência Natural

A frequência natural de um sistema pode ser medida experimentalmente utilizando-se acelerômetros.

Acelerômetros são sensores piezo-elétricos, que quando submetidos a uma força inercial causada pela aceleração do mesmo emitem uma tensão elétrica.

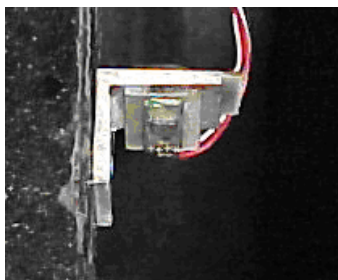


Figura 7 - Acelerômetro

Acelerômetros podem ser utilizados para a medição da frequência natural de estruturas medindo-se a aceleração em um ponto da estrutura quando a mesma é retirada de sua posição de equilíbrio.

A figura 8 apresenta um esquema da disposição de um acelerômetro em uma chapa para a determinação da frequência natural da mesma.

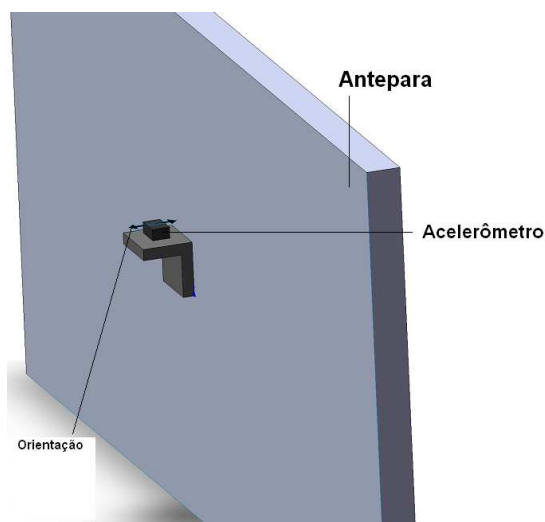


Figura 8 – Disposição do acelerômetro em um painel.

A determinação da frequência natural de uma chapa é facilmente obtida por meio de um ensaio que consiste em aplicar um deslocamento a uma chapa com um acelerômetro posicionado conforme a figura 8. A figura 9 ilustra este procedimento.



Figura 9 – Ilustração do procedimento para obtenção da frequência natural

A figura 10 apresenta o registro de aceleração da chapa quando submetida ao procedimento ilustrado na figura 10.

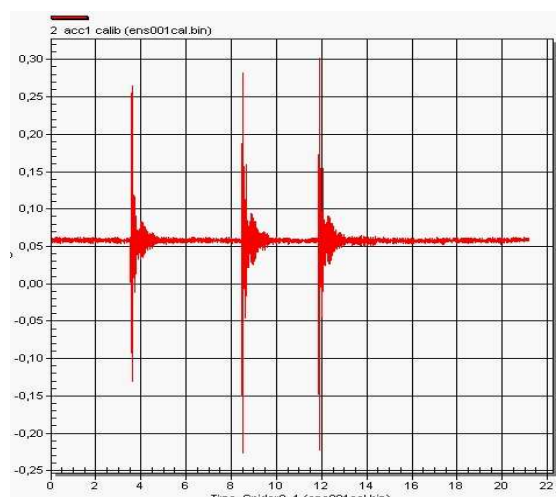


Figura 10 – Registro de aceleração da chapa

Neste trabalho, foi realizada a medição da frequência natural da antepara longitudinal de um tanque de óleo de um empurrador fluvial.

A aceleração foi obtida utilizando-se acelerômetros, modelo ADXL203, com faixa de operação de +/-1,7g e resposta em frequência: 2,5kHz. Para esse teste, os acelerômetros foram calibrados com fundo de escala para 1G. A aquisição dos dados foi realizada utilizando-se o sistema spider 8 da HBM.

2.2. Comparação Entre o MEF e as Medições Experimentais

A análise modal realizada por meio do método dos elementos finitos forneceu as seguintes frequências naturais: 61,7, 67 e 92 Hz.

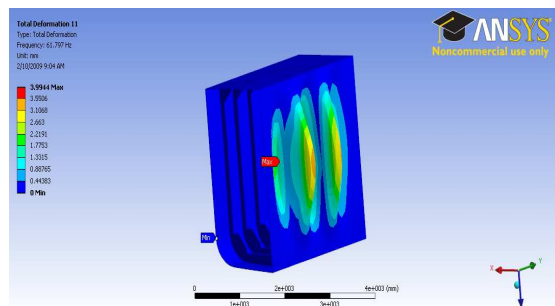


Figura 11 - Modo de vibrar 61,7 Hz

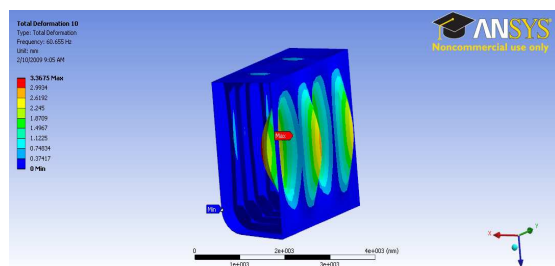


Figura 12 - Modo de vibrar 67Hz

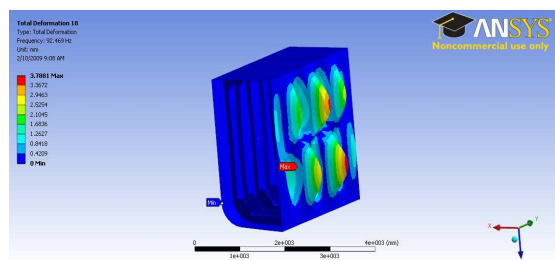


Figura 13 - Modo de Vibrar 92 Hz

A mesma antepara estudada com modelo numérico teve sua frequência natural medida na embarcação com a utilização de acelerômetros no centro e orientados perpendicularmente à chapa, conforme indicado na figura 8

A análise espectral das medições realizadas na antepara indicou as seguintes frequências naturais: 60.9 Hz, 68.3 Hz e 92.3 Hz.

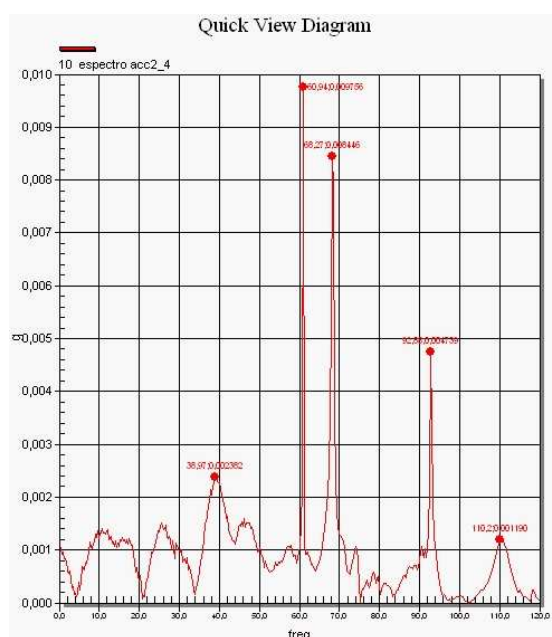


Figura 14 – Modos de Vibrar obtidos Experimentalmente

As frequências naturais obtidas pelo método dos elementos finitos diferem em menos de 2% das frequências naturais medidas em campo.

Esse tipo de resultado indica a validade do método dos elementos finitos em condições de projeto, principalmente quando se conhece frequências de excitação que podem ocorrer na estrutura.

2.3. Frequências de Excitação Esperadas

Hélices, eixos e motores constituem a maior parte da origem de frequências de excitação da estrutura de empuradores fluviais.

Considerando o empurrador analisado no presente trabalho, que possui 3 propulsores azimutais, movidos por três motores com potência total de 4000 HP, as frequências de excitação esperadas são as apresentadas na tabela 1 a seguir:

Fonte de Excitação	frequência básica	valor provável em Hz
HÉLICES	Frequência das pás	19,6
	Frequência das pás	39,2
	Frequência das pás	58,8
MOTORES	1/2 Rotação do motor	8,3
	1/2 Rotação do motor	16,7
	1/2 Rotação do motor	25,0
EIXOS	Rotação do eixo	16,7
	Rotação do eixo	33,3
	Rotação do eixo	50,0

Figura 15 – Frequências de Excitação Esperadas

A frequência de excitação dos hélices é dada pela seguinte relação:

$$fn = n \cdot z \cdot \Omega \quad (14)$$

Em que fn é a frequência de excitação correspondente ao n -ésimo harmônico, n é o harmônico, z é o número de pás e Ω é a rotação do hélice.

A frequência de excitação dos motores é dada pela seguinte relação:

$$fn = \frac{n \cdot \omega}{2} \quad (15)$$

Em que fn é a frequência de excitação correspondente ao n -ésimo harmônico, n é o harmônico, e ω é a rotação do motor.

A frequência de excitação dos eixos é dada pela seguinte relação:

$$fn = n \cdot \alpha \quad (16)$$

Em que fn é a frequência de excitação correspondente ao n -ésimo harmônico, n é o harmônico, e α é a rotação do eixo.

Nota-se que os hélices possuem seu terceiro harmônico muito próximo da frequência natural do primeiro modo de vibrar da antepara do tanque analisado.

Considerando que empurrares fluviais são freqüentemente expostos a condições de operação que podem levar à avaria do sistema propulsor, ocasionando assim vibração, a frequência natural da antepara é crítica.

Recomenda-se que em situações como essa a frequência natural da antepara seja elevada por meio do enrijecimento do painel, acrescentando-se reforçadores à estrutura.

Deve-se notar que as análises aqui efetuadas consideraram apenas os tanques vazios. Durante a operação da embarcação, os tanques da embarcação podem estar sujeitos a diferentes condições. Neste caso, análise deve levar em conta a presença de líquido dentro do tanque, uma vez que isso altera a frequência natural dos painéis.

No entanto, a presença de líquido dentro dos tanques aumenta a massa do sistema, diminuindo assim a frequência natural. Por esse motivo, a análise realizada com o tanque vazio pode ser utilizada como indicativo para decisões de projeto.

Foram realizadas medidas de vibração nos jazentes dos motores e na base estrutural do sistema azimutal durante a operação do empurrador fluvial. A figura 16 a seguir apresenta as vibrações obtidas.

Local	Orientação	Frequência 1	Frequência 2	Frequência 3
Propulsor BE	Horizontal	20,33	40,32	18,00
Propulsor BE	Vertical	20,24	40,65	
Motor BE	Horizontal	20,31	45,03	93,80
Motor BE	Vertical	5,00		
Propulsor Central	Horizontal	40,59	20,32	90,17
Propulsor Central	Vertical	19,08	39,57	
Motor Central	Horizontal	6,00	12,00	
Motor Central	Vertical	25,00	75,00	37,00
Propulsor BB	Horizontal	20,29		

Figura 16 – Frequências de Excitação obtidas

Nota-se que a frequência de vibração dos primeiros harmônicos do propulsor coincidem com o esperado teoricamente. A vibração nos motores, de forma geral, também coincide com a vibração esperada teoricamente.

3. CONCLUSÕES

A análise modal de painéis reforçados da estrutura do casco de empurrares fluviais por meio do método dos elementos finitos, como foi experimentalmente comprovado, permite antecipar com grande proximidade a frequência natural dos painéis reforçados da embarcação.

Embarcações fluviais, devido a condições de via, são freqüentemente expostas a excitações e, portanto, seu projeto deve levar em consideração a vibração do casco.

Uma vez que a estrutura está sujeita a vibrações, a análise de vibração pode ser efetuada por meio do uso de acelerômetros

4. REFERÊNCIAS

Kohnke, P.(2007), “ANSYS Theory Reference Release 11.0”, ANSYS Inc.

Timoshenko, S. (1937) “Vibration Problems in Engineering”, D. Van Nostrand Company, New York.

Gatti, P.L. e Ferrari, V. (1999) “Applied Structural and Mechanical Vibrations” Taylor & Francis Group, London.

Catman Professional 5.0 Operating Manual (2006) Hottinger Baldwin Messtechnik GMBH.

5. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.