

Universidade Federal do Rio de Janeiro  
Centro de Tecnologia  
Escola Politécnica  
Engenharia Naval e Oceânica



**ANÁLISE NUMÉRICA DA VIBRAÇÃO DO EIXO PROPULSOR DE  
AHTS ACOPLADO AO CASCO AJUSTADO POR MEDIÇÕES EM  
ESCALA REAL**

**Aluno**

Flavio Augusto Vieira de Miranda  
DRE: 107413166

**Professor Orientador**

Severino Fonseca da Silva Neto



ESCOLA POLITÉCNICA  
ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA



## **Análise Numérica da Vibração do Eixo Propulsor de AHTS Acoplado ao Casco Ajustado por Medições em Escala Real**

Projeto Final Submetido Ao Corpo Docente Do Departamento De Engenharia Naval E Oceânica Da Escola Politécnica Da Universidade Federal Do Rio De Janeiro Como Parte Dos Requisitos Necessários Para A Obtenção Do Grau De Engenheiro Naval e Oceânico.

Aprovado por:

---

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc – COPPE/UFRJ  
(ORIENTADOR)

---

Prof. Luiz Antônio Vaz Pinto, D.Sc. – EP/UFRJ

---

Prof. Ulisses Monteiro, D.Sc., DENO/COPPE/UFRJ

Rio de Janeiro, RJ – Brasil  
Agosto de 2013

# ANÁLISE NUMÉRICA DA VIBRAÇÃO DO EIXO PROPULSOR DE AHTS ACOPLADO AO CASCO AJUSTADO POR MEDIÇÕES EM ESCALA REAL

Flavio Augusto Vieira de Miranda

Agosto/2013

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Departamento: Engenharia Naval e Oceânica

Resumo do Trabalho: O objetivo deste trabalho é a análise de vibrações através de modelo computacional utilizando o software Nastran 4.0 para obter as frequências naturais do modelo (casco + eixo) e comparar com medições em escala real, analisando assim possíveis casos de ressonância. A embarcação tipo AHTS (Anchor Handling Tug Supply) e o seu eixo foram modelados separadamente no software Nastran 4.0, e um terceiro modelo do acoplamento casco + eixo foi feito posteriormente. Seu eixo propulsor foi representado através de suas dimensões e propriedades, possibilitando uma análise da reação nos mancais ao próprio peso do eixo. As propriedades das seções transversais do casco foram incorporadas ao modelo do eixo resultando no modelo computacional acoplado (casco + eixo) citado. Após a inserção da massa virtual no modelo e a obtenção de suas frequências naturais, essas são comparadas às obtidas com a medição em escala real, com o intuito de verificar possíveis condições de ressonância nas faixas de operações dos motores principais e outros equipamentos. Cria-se assim a matriz de influência, ferramenta para análise das reações em cada mancal, possibilitando estudos sobre desgastes prematuros de equipamentos, como buchas, rolamentos e etc.

## **Agradecimentos**

Primeiramente a Deus, pois sem Ele nada conseguiríamos, sem sua força e bondade nenhum objetivo seria conquistado.

A minha família, Pai, Mãe e Irmã, pois estes são a base de tudo na minha vida, e sem eles certamente não estaria aqui. Cada conquista em minha vida devo inteiramente a eles, por todos os ensinamentos, amor e principalmente exemplos que são para mim.

Ao Mestre Severino, um “ser de outro Planeta”, sua bondade e dedicação em ajudar os próximos são incríveis e encantam a todos que tem o privilégio de conhecê-lo. Sua humildade e a naturalidade com que ajuda a todos devem ser lembradas para sempre. Com todo respeito que o Senhor merece, meus profundos agradecimentos por tudo.

Aos meus amigos que conheci na faculdade, uma nova família que pude construir nessa jornada, estes me ajudaram não apenas nesse trabalho, mas em toda caminhada até aqui, muito obrigado.

## ÍNDICE

ÍNDICE.....	5
1- INTRODUÇÃO .....	6
2- PESQUISA BIBLIOGRÁFICA.....	7
3- CONCEITOS BÁSICOS .....	8
3.1 - Tensão e Deformação nos Materiais .....	8
3.2 - Vibrações de Sistemas Discretos .....	10
3.3 - Vibração em Navios .....	11
3.4 - Viga de Timoshenko .....	11
3.5 – Teoria do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finais .....	13
3.6 – Massa Adicional .....	15
4 – A EMBARCAÇÃO DE ESTUDO .....	18
4.1 - Características Principais da Embarcação.....	18
5 - MODELAÇÃO UNIDIMENSIONAL EM ELEMENTOS FINITOS .....	19
5.1– Modelo do Eixo .....	20
5.1.1 – Reações ao Peso Próprio .....	21
5.1.2 – Matriz de Influência .....	21
5.2– Acoplamento Casco (Viga Navio) + Eixo.....	22
5.3 Cálculo da Área Efetiva de Cisalhamento .....	23
5.4– Cálculo da Massa Virtual (Adicional).....	25
5.5- Massa dos Motores.....	26
6– RESULTADOS .....	27
6.1- Modos de Vibração Natural (frequências naturais).....	27
6.2- Matriz de Influência Casco + Eixo (acoplado) .....	27
7– ANÁLISE DE RESULTADOS.....	29
7.1 – Modos de Vibração.....	29
7.2– Matriz de Influência Dinâmica .....	29
8 - CONCLUSÃO .....	31
9– REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	32

## 1- INTRODUÇÃO

Uma vibração é, em seu sentido geral, um movimento periódico, isto é, um movimento que se repete após certo intervalo de tempo, chamado de período de vibração.

Os fenômenos de vibração ocorrem sempre que existem forças dinâmicas, forças que variam ao longo do tempo e atuam no casco e seus respectivos apêndices ou em determinados elementos estruturais do navio.

Muitos problemas operacionais ocorrem devido a vibrações excessivas, e bons exemplos de fonte de vibração são motor e propulsor. Sempre que a frequência natural de vibração de um equipamento ou sistema coincide com a frequência da força externa atuante, ocorre um fenômeno conhecido como ressonância, capaz de ocasionar grandes deformações e falhas mecânicas.

Dados os efeitos devastadores que podem ser causados por vibrações excessivas, testes vibratórios são um procedimento padrão no projeto e desenvolvimento da maioria dos sistemas em engenharia. Vibrações excessivas às quais podem estar submetidas as embarcações são de relevante preocupação, uma vez que elas podem levar sistemas a falharem causando danos em equipamentos, em estruturas além do desconforto causado a tripulação. O estudo de vibrações é uma tarefa complexa, embora haja meios de simplificá-la.

As análises de vibrações feitas a partir de modelos tridimensionais em programas de elementos finitos podem ser complexas e exaustivas, dando espaço ao desenvolvimento de modelos unidimensionais, caracterizados como excelente alternativa dada a simplicidade e a confiabilidade. A complexidade do casco, os diversos elementos estruturais e os equipamentos são fatores que colaboram para esta complexidade. Muitas vezes são até necessários modelos físicos para validar resultados.

Por isso a análise de uma embarcação através da criação de um modelo que tem como ferramenta basicamente softwares e a matemática, podem efetivar uma prevenção na época do projeto e assim evitar o comprometimento do projeto de uma embarcação.

## 2- PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Este trabalho dará continuidade a uma série de projetos acadêmicos que foram desenvolvidos por ex-alunos da Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ) em conjunto com a equipe do Laboratório de Ensaio Dinâmico e Análise de Vibração (LEDAV – COPPE/UFRJ). A seguir as referências bibliográficas mais relevantes para este trabalho.

Os fundamentos da Teoria do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas, encontrados em MEGSON [1974], permitem que modelos unidimensionais possam utilizar propriedades relacionadas à rigidez, de maneira confiável, aplicáveis a cascos de navios, pois calculam, de forma eficiente, a área efetiva no cisalhamento de seções transversais de navios, que influenciam muito seu comportamento dinâmico. No método proposto, as paredes da seção são compostas por elementos retilíneos, o que segundo CHALMERS [1979] subestima a área efetiva no cisalhamento em aproximadamente 1%. Mas, o uso destes elementos retilíneos justifica-se pela maior facilidade na solução das integrais.

Outro parâmetro que influencia o comportamento dinâmico do casco do navio é a energia cinética do fluido adjacente. A partir de formulações que permitem a representação dessa energia como massa adicional a modelos de cilindros, LEWIS [1929] apresentou uma formulação a partir de Transformação Conforme em seções de navios.

SOUZA [2009] iniciou um modelo unidimensional do casco (viga-navio) de uma embarcação AHTS, com o objetivo de comparar os módulos de vibração natural calculados com os medidos em escala real pelo Laboratório de Ensaio Dinâmico e Análise da Vibração.

VINÍCIUS ROXO [2011] deu prosseguimento ao projeto de SOUZA [2009], dando ênfase ao dimensionamento da Área Efetiva de Cisalhamento, com o objetivo de estudar a sua influência na determinação dos módulos de vibração natural medidos em escala real.

### 3- CONCEITOS BÁSICOS

#### 3.1 - Tensão e Deformação nos Materiais

A relação entre as tensões e deformações de cada material é representada no diagrama Tensão-Deformação, Figura 3.1.1. Este diagrama é levantado a partir dos alongamentos sofridos por um corpo de prova à medida que cargas são aplicadas em ensaios de tração.

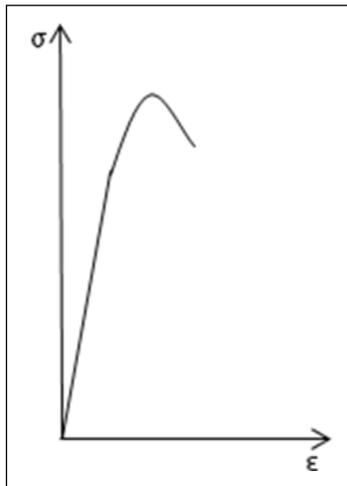


Figura 3.1. 1 - Gráfico Tensão x Deformação - BEER, Ferdinand P.; Johnston Jr, E. Russell – “Resistência dos Materiais”

A tensão  $\sigma$  é determinada pela divisão da carga aplicada pela área da seção transversal do corpo de prova. A deformação  $\varepsilon$  é calculada para cada alongamento. As equações abaixo (2) e (3) são referentes à tensão e à deformação, respectivamente.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} = \frac{L-L_0}{L_0} \quad (3)$$

Onde:

$\sigma$  – tensão ;

P – carga axial aplicada;

A – área da seção transversal;

$\varepsilon$  – deformação específica;

$\delta$  – alongamento;

$L_0$  – comprimento inicial e;

L – comprimento final.

Cada material tem o seu diagrama Tensão-Deformação e para o mesmo material podem ocorrer resultados diferentes em vários ensaios. Isto é consequência da dependência da temperatura do corpo de prova ou da velocidade de crescimento da carga aplicada.

Nos diagramas Tensão-Deformação, pode-se observar um trecho reto, onde as deformações causadas pelo carregamento desaparecem quando a carga é retirada. Quando isto acontece, diz-se que o material está no comportamento elástico.

Nesta parte do diagrama, a tensão  $\sigma$  é proporcional à deformação  $\varepsilon$ , sendo possível escrever a seguinte relação, descrita na equação 4, abaixo:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4)$$

Tal relação é conhecida como Lei de Hooke. O coeficiente E é o módulo de elasticidade do material. O maior valor de tensão para o qual a Lei de Hooke é válida se denomina limite de proporcionalidade do material. Quando o material possui o início do escoamento em um ponto bem definido do diagrama, o limite de proporcionalidade coincide com o limite de escoamento ou limite de elasticidade.

Quando a tensão de escoamento é ultrapassada o material entra no comportamento plástico. Nesta etapa, o material deforma-se plasticamente, ou seja, a deformação sofrida é permanente e mesmo que o carregamento seja retirado ela não retornará ao ponto zero do diagrama.

Todo material em regime plástico, não garante que todas suas propriedades sejam mantidas, comprometendo assim a segurança do projeto, pois este pode falhar abaixo dos seus limites máximos.

### 3.2 - Vibrações de Sistemas Discretos

O sistema discreto de equações diferenciais de equilíbrio dinâmico é expresso na equação 5, abaixo:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\} \quad (5)$$

A determinação precisa dos parâmetros lineares e não-lineares que representam as matrizes de rigidez  $[K]$  a partir da energia potencial elástica e de massa  $[M]$  a partir da energia cinética do sistema, modelado através do método dos elementos finitos, bem como o vetor das forças externas  $\{f(t)\}$  e da matriz de amortecimento  $[C]$ , permitem a solução numérica do sistema de equações diferenciais, onde os vetores  $\{\ddot{u}\}$ ,  $\{\dot{u}\}$ ,  $\{u\}$ , e correspondem, respectivamente, às acelerações, velocidades e deslocamentos dos graus de liberdade do sistema.

Os maiores danos em sistemas mecânicos são geralmente causados por condições de ressonância, que ocorrem quando a frequência da força de excitação está próxima à frequência natural  $\omega$  (rad/s) da estrutura. No estudo de vibrações livres não amortecidas, considera-se  $[C] = 0$  e  $\{f(t)\} = \{0\}$  e propõe-se a solução (Eq.6):

$$\{u\} = \{\phi\} \sin(\omega t) \quad (6)$$

Onde  $\{\phi\}$  e  $\omega^2$  representam, respectivamente, o auto vetor (modo de vibração) e o autovalor da equação de vibrações livres (Eq.7):

$$[K]\{\phi\} = \omega^2[M]\{\phi\} \quad (7)$$

Tanto para a solução do problema de autovalor, quanto para o cálculo do problema completo de vibração forçada, no domínio do tempo ou da frequência, é fundamental a representação correta de rigidez, massa estrutural, massa do fluido adjacente e, principalmente, amortecimento e força, geralmente obtidos de através de medições em escala real.

### **3.3 - Vibração em Navios**

Os modos de vibrações existentes em embarcações podem ser divididos em dois grupos principais:

- Modos de vibração global (viga navio);
- Modos de vibração local.

As vibrações globais dizem respeito à viga navio e englobam vibrações verticais e horizontais devido ao esforço de flexão, vibrações torcionais e vibrações longitudinais. As frequências naturais de vibração vertical e horizontal da viga navio exigem um conhecimento detalhado da distribuição longitudinal das massas e que sejam introduzidas algumas considerações especiais sobre a influência da superestrutura do navio, assim como implica que se conheça a distribuição da massa adicional ao longo do comprimento do navio.

A vibração vertical da viga navio é a mais importante. O casco do navio pode ser considerado uma viga curta, viga de Timoshenko, e a cada frequência natural irá corresponder um modo natural de vibração. A vibração horizontal da viga navio é semelhante à vibração vertical. A rigidez horizontal é maior que a vertical, portanto as frequências naturais são maiores que as da vibração vertical.

Como dito anteriormente, neste trabalho a viga-navio será representada por uma viga de Timoshenko, uma vez que as dimensões da seção mestra não podem ser consideradas pequenas em relação ao comprimento da embarcação.

### **3.4 - Viga de Timoshenko**

As vigas podem ser consideradas de dois tipos, vigas de Euler-Bernoulli, nas quais as dimensões da seção transversal podem ser consideradas pequenas em relação ao seu comprimento e onde o estudo de vibração não inclui o efeito adicional da rotação das seções em torno do eixo transversal, e vigas de Timoshenko, a chamada viga curta, onde essa rotação das seções não pode deixar de ser considerada, além de ter que levar em conta, de forma primordial, a deformação produzida pela força cortante.

Para que uma viga seja considerada uma viga de Timoshenko, assume-se que suas dimensões transversais não podem ser inferior a 10% de seu comprimento. Como já foi dito, esta viga, ao contrario da viga de Euler, considera a inércia de rotação das seções e o efeito da força cortante.

A inércia de rotação das seções é utilizada para levar em conta o efeito da rotação de cada seção, caso o método da elástica seja usado. Em cada seção a rotação máxima é diferente, sendo que, para a seção localizada no centro da viga, ou melhor, nos pontos de deflexão máxima, a rotação é nula.

A Figura 3.4.1 mostra esta rotação das seções que ocorrem em torno do eixo que passa pelo ponto de interseção do eixo neutro da viga com o plano da seção.

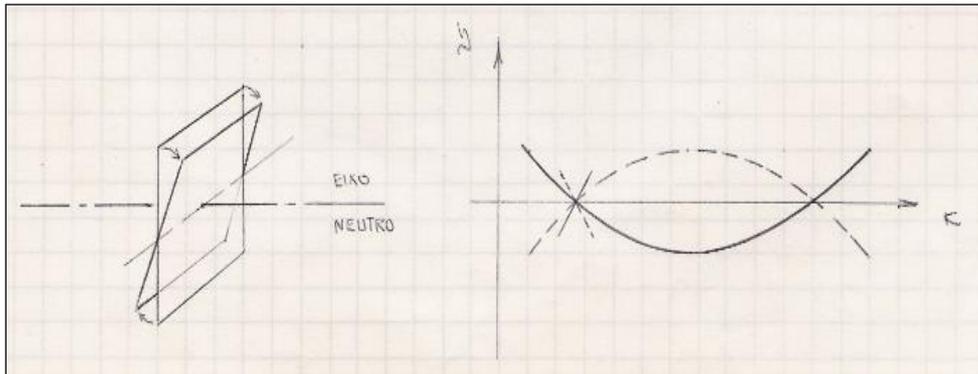


Fig. 3.4 1 Rotação das Seções

O efeito da força cortante, que produz uma deflexão de deslizamento entre seções contíguas nas quais assume-se que as seções permanecem planas ou sem empeno após a deflexão, é considerado na Viga de Timoshenko porque, na realidade, o elemento da viga sofre um cisalhamento distorcendo-se de um ângulo  $\beta$ , como pode ser visto na Figura 3.

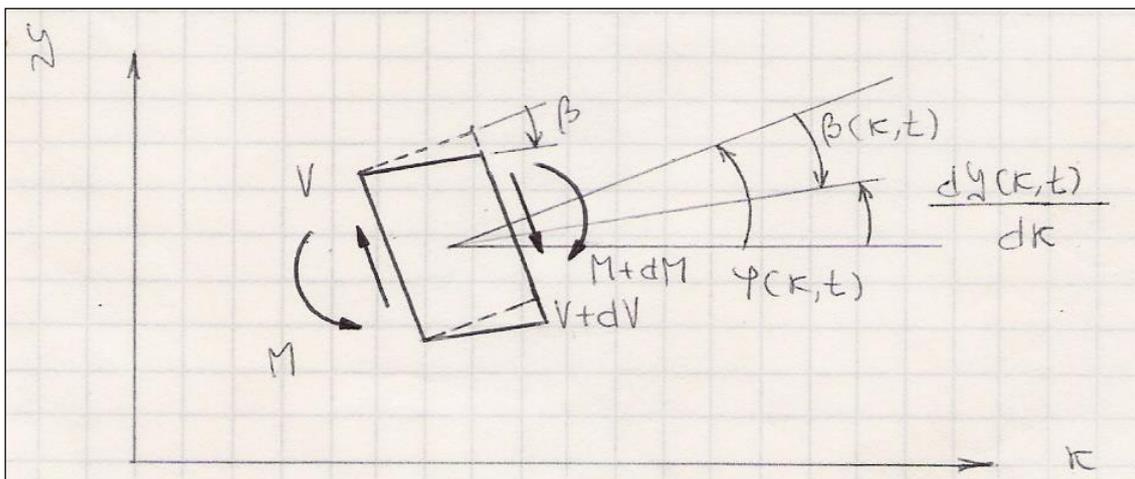


Fig. 3.4 2 - Efeito da Força Constante

O elemento de viga, que já tinha sofrido uma rotação  $\varphi(x,t)$  devido ao momento fletor  $M(x,t)$ , devido às forças cortantes antes e depois do elemento, sofre a distorção  $\beta(x,t)$ , de forma que a rotação final da viga,  $\frac{dy(x,t)}{dx}$ , fica sendo dada por:

$$\frac{dy(x,t)}{dx} = \varphi(x,t) - \beta(x,t) \quad (8)$$

### 3.5 – Teoria do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finais

Os fundamentos da Teoria do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas podem ser encontrados em MEGSON [1974]. No entanto, nesta dissertação, a teoria será apresentada de forma simplificada.

Para iniciar, é necessário considerar quatro hipóteses para que esta teoria possa ser usada. São elas: i) a espessura do material é considerada pequena se comparada com as demais dimensões da seção; ii) as tensões cisalhantes distribuem-se uniformemente pela espessura da parede; iii) o material é linear e isotrópico, e; iv) considera-se o coeficiente de Poisson nulo.

Para uma seção plana qualquer de paredes finas, o fluxo cisalhante em determinado ponto S da seção é dado por:

$$q_s = -\left(\frac{\bar{S}_z}{I_{yy}}\right)\left(\int_0^s t\bar{z}ds + \sum b\bar{z}\right) - \left(\frac{\bar{S}_y}{I_{zz}}\right)\left(\int_0^s t\bar{y}ds + \sum b\bar{y}\right) + q_0 \quad (9)$$

Sendo:

$$\bar{S}_y = \frac{S_y - S_z \left(\frac{I_{yz}}{I_{yy}}\right)}{1 - \frac{I_{yz}^2}{I_{yy}I_{yy}}} \quad (10)$$

$$\bar{S}_z = \frac{S_z - S_y \left(\frac{I_{yz}}{I_{zz}}\right)}{1 - \frac{I_{yz}^2}{I_{yy}I_{yy}}} \quad (11)$$

Onde:

$S_y$  - força cortante aplicada na direção  $y$ ;

$S_z$  - força cortante aplicada na direção  $z$ ;

$\bar{y}, \bar{z}$  - coordenadas relativas do centróide da área da seção;

$I_{yy}, I_{zz}$  - momentos de inércia de área centroidais;

$I_{yz}$  - produto de inércia de área centroidal;

$t$  - espessura das paredes;

$b$  - área de reforço que absorve tensões normais, mas não tensões cisalhantes;

$q_0$  - fluxo de tensão cisalhante no ponto inicial 0.

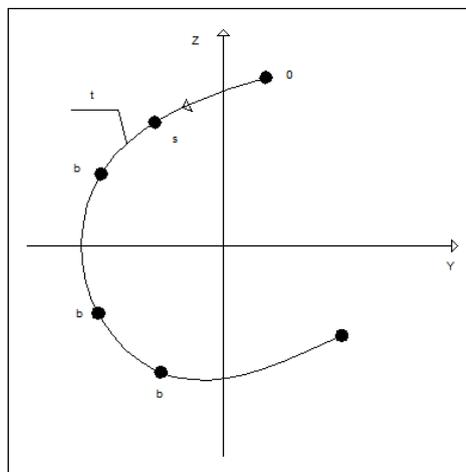


Figura 3.5. 1 – Seção de Parede Fina (TROYMAN E CONCEIÇÃO, 1987)

Agora, deve-se escrever uma equação para a área efetiva no cisalhamento,  $K'A$ , em função do fluxo cisalhante,  $q_s$ . De acordo com a teoria elementar de flexão de vigas, assume-se que a inclinação da elástica devido a uma força cortante,  $V$ , seja dada por:

$$\frac{dw}{dx} = \frac{V}{K' AG} \quad (12)$$

Onde  $G$  é o módulo de elasticidade transversal do material e  $K'AG$  é a rigidez ao cisalhamento.

Em MEGSON [1972], a partir do Princípio do Valor Estacionário da Energia Complementar Total do Sistema Elástico, pode-se escrever que:

$$\frac{dw}{dx} = \int s \tau^* \lambda ds \quad (13)$$

Onde:

$\tau^*$  - Tensão cisalhante por unidade de força cortante num ponto arbitrário da seção;

$\lambda$  = Deformação de cisalhamento causada pela força cortante  $V$ .

Se definirmos  $q^* = \tau^* t$  e  $\lambda = q/(Gt)$ , e se o sistema elástico é linear,  $q = Vq^*$ , temos:

$$\frac{dw}{dx} = \frac{V}{G} \int_s \frac{q^{*2}}{t} \quad (14)$$

Por fim, igualando a Eq.14 com a Eq.13, temos:

$$K' A = \frac{1}{\int_s \frac{q^{*2}}{t} ds} \quad (15)$$

A determinação de  $q^*$  deve ser feita para a força cortante unitária na direção relevante em questão.

No método proposto as paredes da seção são compostas por elementos retilíneos, o que segundo CHALMERS [1979] subestima a área efetiva no cisalhamento em aproximadamente 1%. Mas, o uso destes elementos retilíneos justifica-se pela maior facilidade na solução das integrais que aparecem na primeira equação deste item.

### 3.6 – Massa Adicional

O conceito de massa adicional é inserido na consideração da viga-navio, porque, diferentemente da viga simples, a viga-navio esta parcialmente submersa, provocando movimentos em partículas de fluido ao seu redor, conforme o seu deslocamento vibracional. A reação das partículas do meio fluido no casco implica no conceito de massa adicional. Também conhecido como massa virtual, essa massa depende da profundidade do meio e da forma do casco e deve ser acrescentada à massa da estrutura.

Existem diferentes maneiras de determinação da massa virtual, entre elas Burril, Todd, Kumay e outros. Particularmente, o método desenvolvido por Lewis, e incrementado por outros pesquisadores, é considerado o mais usual e preciso. Lewis, a partir de resultados determinados para uma seção circular e fazendo uso de um método

nomeado de “Transformação Conforme”, determinou resultados para seções típicas de navios.

Outros pesquisadores, tais como Landweber e Macagno, a partir dos resultados obtidos por Lewis, geraram dois gráficos com curvas de CV e CH – coeficiente de massa virtual vertical e coeficiente de massa virtual horizontal – para serem utilizados em vibrações vertical e horizontal, respectivamente. Nas Figuras abaixo estão os gráficos com as curvas de CV e CH. .

Estas curvas têm como parâmetros de entrada os adimensionais  $\lambda$  e  $\sigma$ , onde:

$$\lambda = d/b \rightarrow \text{relação (calado/meia boca) na seção}$$

$$\sigma = \frac{S}{2bd} \rightarrow S \text{ é a área imersa da seção}$$

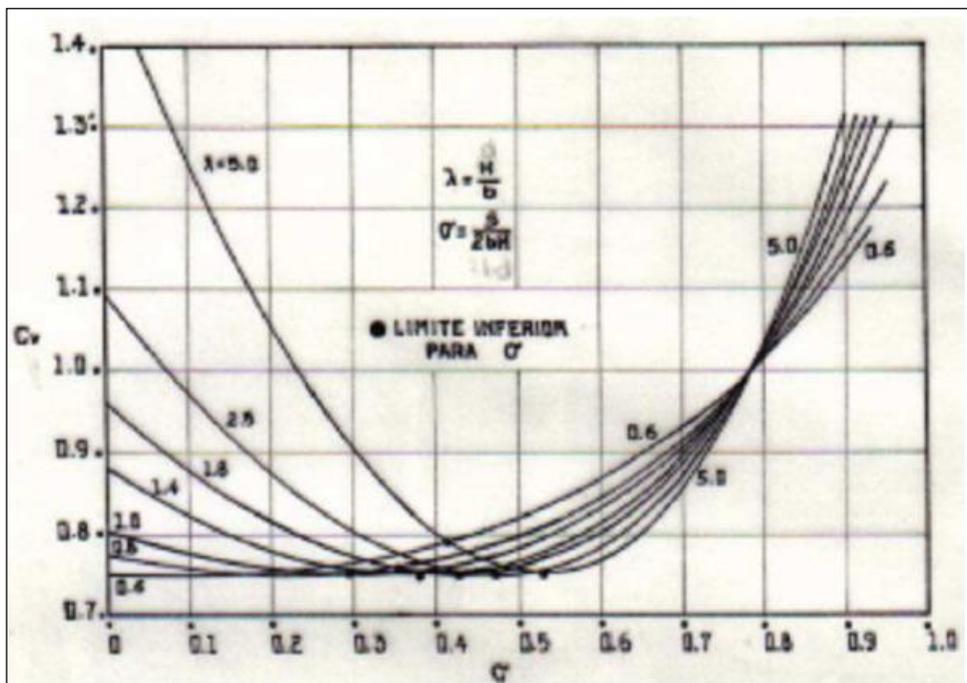


Figura 3.6. 1 - Coeficiente de Massa Virtual Vertical

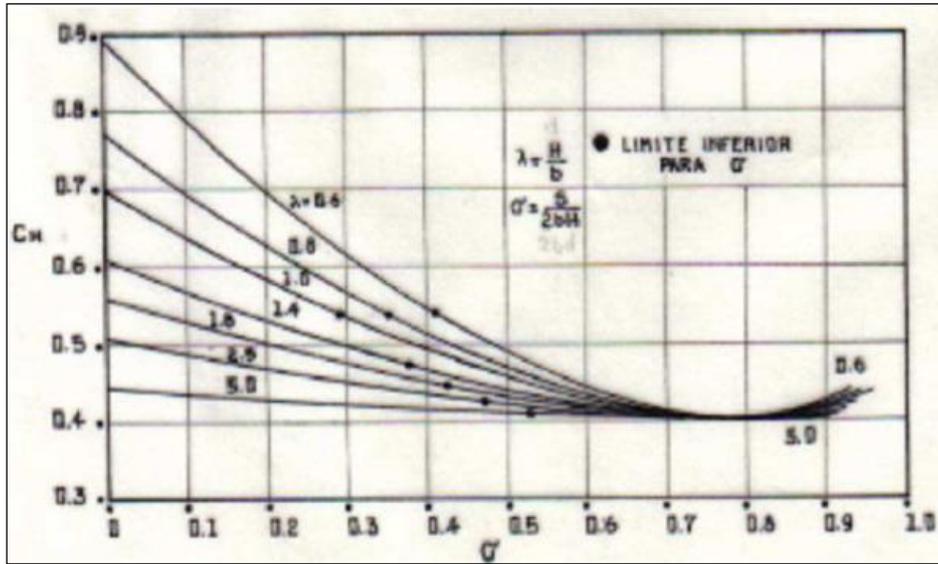


Figura 3.6. 2 - Coeficiente de Massa Virtual Horizontal

Uma vez tendo sido obtidos os valores de  $C_V$  e  $C_H$ , as massas virtuais por unidade de comprimento podem ser calculadas por:

$$m_{\dot{v}} = \frac{1}{2} \pi \rho b^2 C_v \quad (16)$$

$$m_{\dot{H}} = \frac{1}{2} \pi \rho d^2 C_H \quad (17)$$

#### **4 – A EMBARCAÇÃO DE ESTUDO**

O navio, um AHTS (Anchor Handling Tug Supply), é uma embarcação polivalente, especializada em operações do tipo offshore, sendo utilizado em operações de manobras de âncoras, posicionamento de plataformas e reboques oceânicos de grandes estruturas e embarcações (a grande maioria de movimentações oceânicas de plataformas de petróleo e FPSO's são realizadas pelos AHTS). Estas embarcações também atuam no combate a incêndios, transporte de suprimentos e cargas múltiplas, tais como, equipamentos para perfuração e prospecção de petróleo, tubulações, containers, correntes, possuindo também tanques específicos para transporte de combustível, água potável, drill water, cimento, barita, betonita, slops, entre outros.

Destacam-se dois principais aspectos de um AHTS para este projeto, a grande dimensão de seu eixo propulsor, (devido a praça de máquinas estar posicionada a vante da embarcação, este se estende por mais de 50% de seu comprimento) e a condição crítica de Bollard Pull (tração estática), a qual, exige grandes torques, solicitando bastante o eixo e seus mancais.



Figura4.1.1- Embarcação de Estudo - AHTS

#### **4.1 - Características Principais da Embarcação**

As características principais do AHTS de referência são:

- Loa: 74.3 m; Lpp: 68,0 m; B: 17,0 m; D: 7,2 m; T: 5,0 m; Vel: 15,0 nós;  
Potência: 9000 kW

## 5 - MODELAÇÃO UNIDIMENSIONAL EM ELEMENTOS FINITOS

Conhecendo a embarcação em questão, foi elaborado um modelo de elementos finitos unidimensional com auxílio do software Nastran 4.0. Foi modelado inicialmente o eixo da embarcação e seus mancais, a viga-navio e finalmente estes foram acoplados, para que fossem calculadas suas frequências naturais de vibração. Este tipo de modelo é mais simples e prático em comparação com modelos tridimensionais que requerem muito tempo para construção e processamento.

Tanto o modelo da linha de eixo como o casco, foram inicialmente modelados por ANDREAS SOUZA (2009) e é preciso destacar as principais características inseridas em cada um deles:

- ✓ De acordo com os planos da embarcação, o espaçamento de cavernas no comprimento entre perpendiculares ( $L_{pp}$ ) é de 0,600m, desta forma, os nós do modelo unidimensional são posicionados a cada 0,600m, ao longo do comprimento entre perpendiculares;
- ✓ Módulo de Seção min. = 0,853 m<sup>3</sup> (Regra da Sociedade Classificadora American Bureau of Shipping);
- ✓ Topologia Estrutural

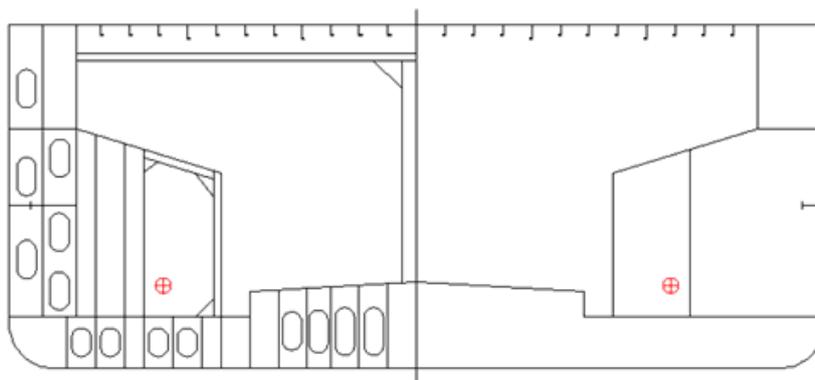


Figura 5.1: Seção Mestra

Definiu-se o módulo de seção, o momento de inércia e a área de aço da seção mestra:

Módulo de Seção = 2,36 m<sup>3</sup>

Momento de Inércia da Seção: 9,36 m<sup>4</sup>

Área de Aço na Seção: 1,3 m<sup>2</sup>

## 5.1- Modelo do Eixo

O eixo propulsivo da embarcação foi dividido em 3 partes, conforme as Figuras 5.1.1. e 5.1.2, estas foram referências para obtenção da posição dos mancais e das espessuras consideradas nas linhas de eixo, bem como a posição dos motores.

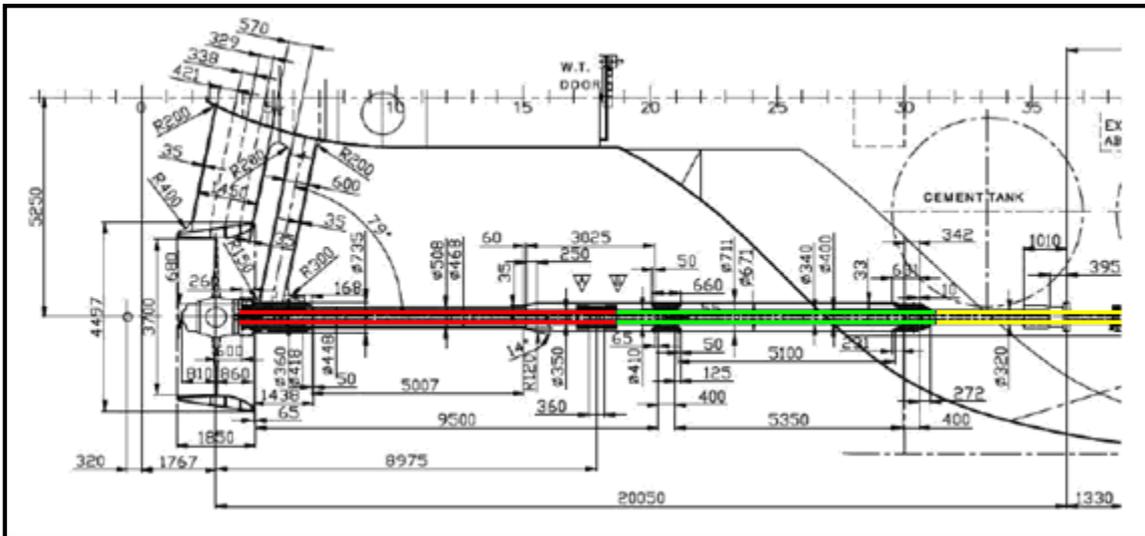


Figura 5.1.1: Eixo Propulsor

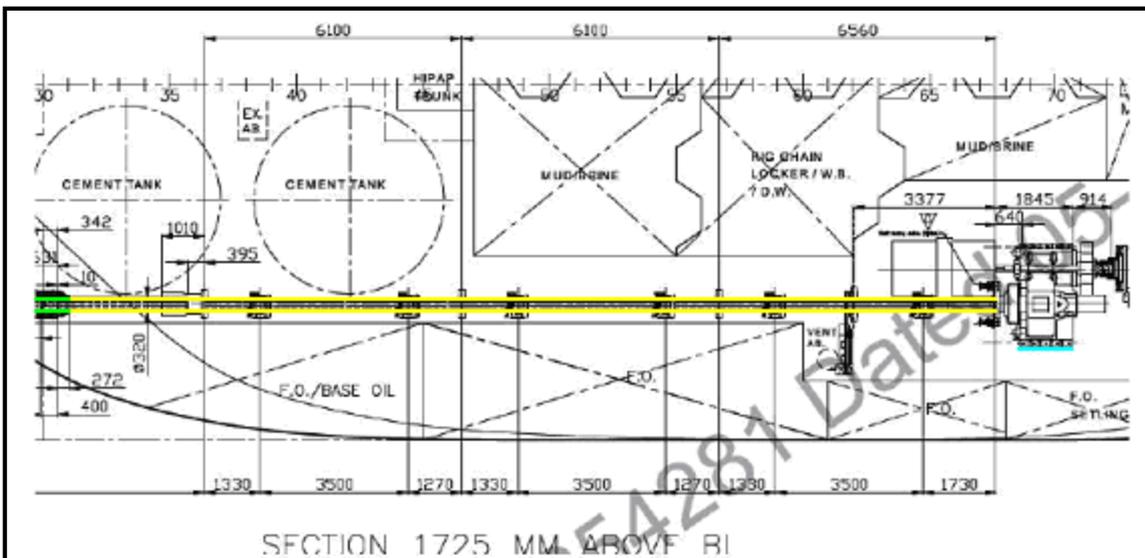


Figura 5.1.2: Eixo Propulsor + Mancais

Entende-se por eixo 1, o destaque em vermelho, eixo 2 em verde e eixo 3 em amarelo. As dimensões determinadas para o eixo propulsor e inseridas no modelo são:

- ✓ **Eixo 1:** diâmetro 0,350m, parede de 0,095m.

- ✓ **Eixo 2:** diâmetro 0,340m, parede de 0,090m.
- ✓ **Eixo 3:** diâmetro 0,320m, parede de 0,080m.

O eixo foi modelado com 70 nós, com destaque para os dez mancais localizados nos nós 07,20,31,40,45,50,56,60,66 e 69 (mancal de escora) conforme figura abaixo.

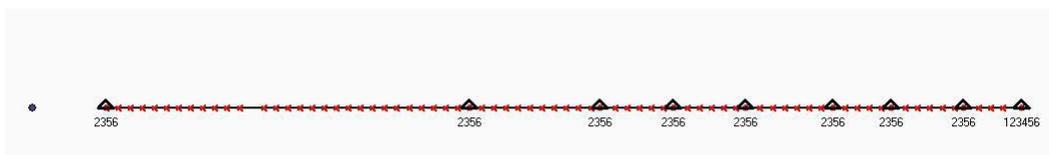


Figura 5.13: Modelo Unidimensional - Eixo Propulsor

Com eixo modelado, foi possível obter as reações em cada mancal ao seu peso próprio, sua matriz de influência e frequências naturais, considerando os mancais fixos.

### 5.1.1 – Reações ao Peso Próprio

Utilizando o método de elementos finitos, foi possível obter a reação do peso próprio do eixo, em cada um dos dez mancais destacados acima:

Tabela 5.1.1 - Reação ao Peso Próprio

Reação ao Próprio Peso	
Mancal	Reação (N)
1	30.617,05
2	46.367,93
3	28.755,63
4	20.558,13
5	10.902,24
6	16.741,97
7	13.426,98
8	13.925,24
9	14.975,56
Mancal de Escora	1.873,67

### 5.1.2 – Matriz de Influência

O eixo do navio que estamos modelando é uma estrutura tratada como sendo uma viga hiperestática. De acordo com GERE [1981] o método da rigidez utilizado na solução do problema de estruturas hiperestáticas utiliza os coeficientes de rigidez que

são as forças provocadas nos apoios de uma viga hiperestática, em função de um deslocamento unitário aplicado em um dos apoios. Estes valores dependem da rigidez e do comprimento da viga. Os coeficientes de rigidez dos diversos membros da viga formam a matriz de rigidez global.

É provocado um deslocamento unitário de um milímetro na direção y, em cada um dos mancais. Desta forma encontramos as reações em todos os mancais e obtemos a matriz de influência ou de rigidez “k”. Em cada linha da matriz (10x10) estão as reações por milímetro que surgirão em cada mancal devido ao deslocamento unitário do mancal correspondente a esta linha.

Na sequência escrevemos os resultados dos esforços e a matriz de influência é construída através do software de modelação, abaixo segue a tabela com os resultados (Matriz de Influência):

Matriz de Influência (kgf/mm)									
Mancal 1	Mancal 2	Mancal 3	Mancal 4	Mancal 5	Mancal 6	Mancal 7	Mancal 8	Mancal 9	Mancal de Escora
5,10E+02	-1,27E+03	1,02E+03	-4,04E+02	1,82E+02	-4,46E+01	1,10E+01	-3,78E+00	7,49E-01	-2,46E-01
-1,27E+03	3,89E+03	-4,44E+03	2,85E+03	1,29E+03	3,15E+02	-7,77E+01	2,67E+01	-5,28E+00	1,73E+00
1,02E+03	-4,44E+03	8,33E+03	-9,86E+03	6,21E+03	-1,52E+03	3,75E+02	-1,29E+02	2,55E+01	-8,37E+00
-4,04E+02	2,85E+03	-9,86E+03	2,47E+04	-2,74E+04	1,23E+04	-3,05E+03	1,05E+03	-2,07E+02	6,80E+01
1,82E+02	-1,29E+03	6,21E+03	-2,74E+04	4,66E+04	-3,41E+04	1,41E+04	-4,85E+03	9,61E+02	-3,15E+02
4,46E+01	3,15E+02	-1,52E+03	1,23E+04	-3,41E+04	4,20E+04	-3,26E+04	1,57E+04	-3,12E+03	1,02E+03
1,10E+01	-7,77E+01	3,75E+02	-3,05E+03	1,41E+04	-3,26E+04	5,56E+04	-4,66E+04	1,83E+04	-5,99E+03
-3,78E+00	2,67E+01	-1,29E+02	1,05E+03	-4,85E+03	1,57E+04	-4,66E+04	5,76E+04	-4,04E+04	1,76E+04
7,49E-01	-5,28E+00	3,08E+01	-2,07E+02	9,61E+02	-3,12E+03	1,83E+04	-4,04E+04	5,58E+04	-3,13E+04
-2,46E-01	1,73E+00	-1,32E+01	6,80E+01	-3,15E+02	1,02E+03	-5,99E+03	1,76E+04	-3,13E+04	1,90E+04

Tabela 5.1.2 - Matriz de Influência 1

## 5.2– Acoplamento Casco (Viga Navio) + Eixo

Como previamente mencionado, o modelo será unidimensional, ou seja, o casco será representado por elementos de viga com as mesmas características de seção constantes e será desenvolvido utilizando o programa de elementos finitos Femap Nastran.

Na modelação do casco, foram envolvidos 115 nós numerados de 1 a 115. Assim sendo foram distribuídos os 74m de casco no intervalo entre os nós citados. O modelo do casco é acoplado ao eixo. Para efetivar o acoplamento são inseridos no software o material do casco e suas características como: módulo de Young e relação de Poisson.

Outras propriedades como a área efetiva no cisalhamento e a massa virtual (massa adicional), estão descritos de forma detalhada abaixo, e também foram inseridos no modelo através do software Nastran 4.0.

A seguir segue as características do aço, e a imagem do modelo representando o casco (viga-navio):

Tabela 5.2.1: Propriedades do Aço

Propriedades do Aço	
Módulo de Young	206000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,3
Gravidade	9,81 m/s <sup>2</sup>
Massa específica	7,85E-6 kg/mm <sup>3</sup>
Tensão de escoamento do Material	$\sigma_y = 250$ N/mm <sup>2</sup>
Tensão de ruptura do Material;	$\sigma_y = 400$ N/mm <sup>2</sup>



Figura 5.2.1 - Modelo Casco + Eixo

### 5.3 Cálculo da Área Efetiva de Cisalhamento

Esta etapa do projeto foi feita detalhadamente por Vinícius Roxo [2011], por isso, esta seção se baseia em demonstrar de forma bastante objetiva os cálculos e conceitos mais importantes para o perfeito entendimento do presente trabalho.

Neste projeto, a viga-navio é considerada uma viga de Timoshenko e para tal, a área efetiva no cisalhamento é muito importante. Pelo difícil cálculo manual, a área efetiva no cisalhamento de uma seção transversal é, na maioria das vezes, superficialmente estimada como a metade ou um quarto da área estrutural total da seção, ou coincidente com a área vertical. Em muitos casos isto não ocorre de fato, principalmente em seções de extremidade (proa ou popa), ou quando a seção mestra é do tipo não-convencional.

Portanto será utilizado o programa computacional Prosec6, baseado na teoria do fluxo de tensões cisalhantes em seções de paredes finas, desenvolvido para o cálculo da área de material e área efetiva no cisalhamento, a posição do centro de cisalhamento e os momentos principais de inércia da seção mestra do navio.

A utilização do programa consiste em modelar no plano YZ da seção do navio a partir de elementos retilíneos, elementos estes definidos através de nós que se situam no referido plano.

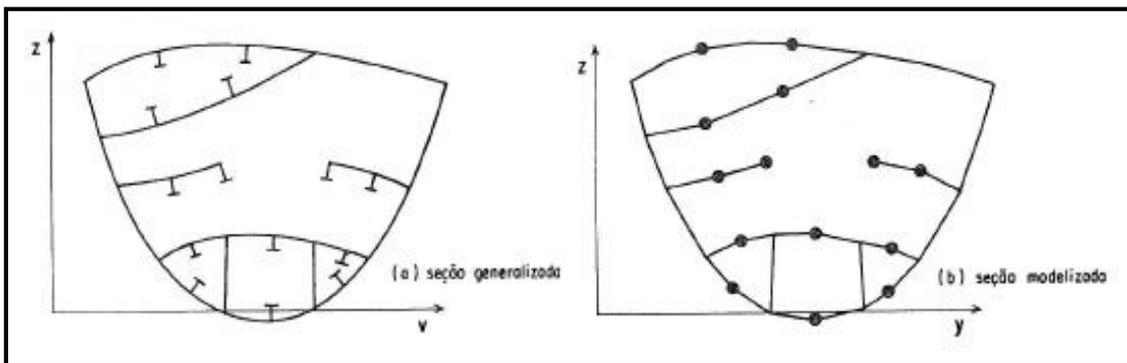


Figura 5.3.1: Modelação de uma seção típica (TROYMAN & CONCEIÇÃO, 1987)

Para este projeto a seção mestra do navio AHTS foi inserida no programa Prosec6 a partir da forma simplificada da estrutura utilizando os reforços como área em nós.

Depois de inseridos todos os dados da seção, o programa faz os cálculos, e seus resultados podem ser vistos na saída gráfica da seção, mostrada abaixo.

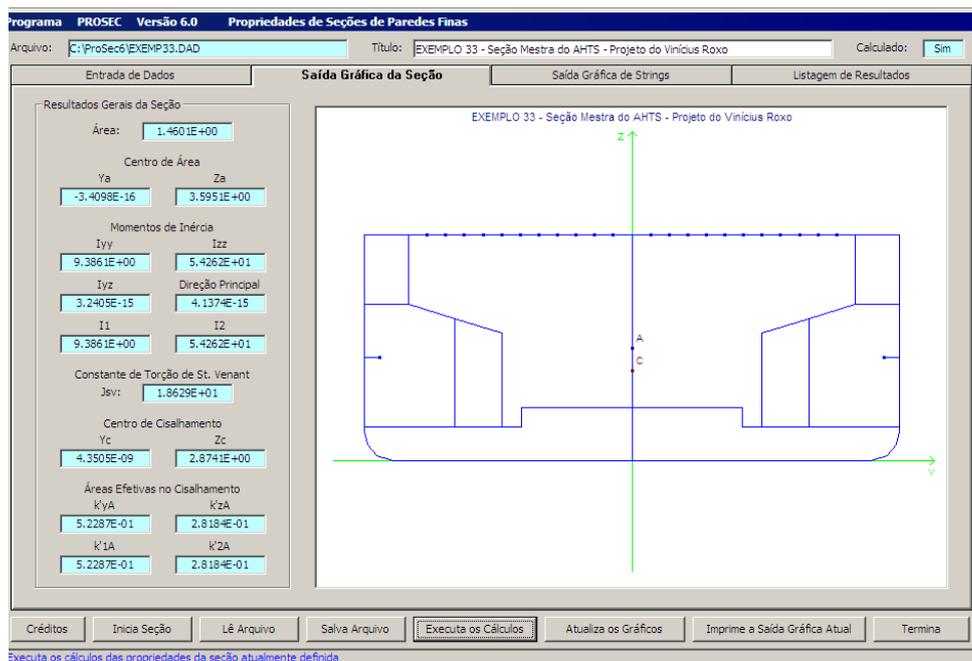


Figura 2: Saída gráfica da seção detalhada

Os dados que serão necessários para o cálculo das frequências naturais de vibração são mostrados na tabela abaixo.

Área (m <sup>2</sup> )		
A	1,4601	100,00%
k'yA	5,229E-01	35,81%
k'zA	2,818E-01	19,30%

Momentos de Inércia (m <sup>4</sup> )	
I <sub>yy</sub>	9,3861E+00
I <sub>zz</sub>	5,4262E+01

#### 5.4– Cálculo da Massa Virtual (Adicional)

Utilizando a curva de coeficientes de massa virtual, descrita no item 3.6, encontraremos o valor de  $C_v$  e através da fórmula de LANDWEBER [1967] determinase a massa virtual por unidade de comprimento ( $m'v$ ). Sendo “ $\sigma$ ” entre 0,75 e 0,8 “ $\lambda$ ” torna-se independente, pois ocorre uma união entre as curvas indicativas de seus valores.

Assim, sabendo que  $\rho$  (densidade da água salgada) = 1025 kg / m<sup>3</sup> e  $b$  (meia boca da embarcação) = 8,5 m, ANDREAS SOUZA (2009), encontrou os seguintes valores:

- ✓  $m'v = 139.592,75 \text{ kg/m}$ .
- ✓  $m'h = 2.173,60 \text{ kg}$

Logo, a massa adicional considerada por espaçamento de caverna será de 83.755,65 kg. Essa massa foi inserida em cada elemento do modelo.

### 5.5- Massa dos Motores

Neste navio, são utilizados dois motores Bergen B32:40 de 12V, da Rolls-Royce, com a massa de 86000kg cada, conforme a seguir:

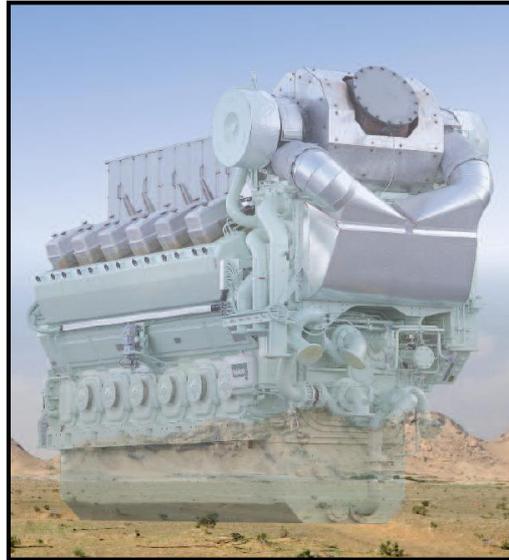


Figura5.5.1: Motor Bergen B32:40 de 12V

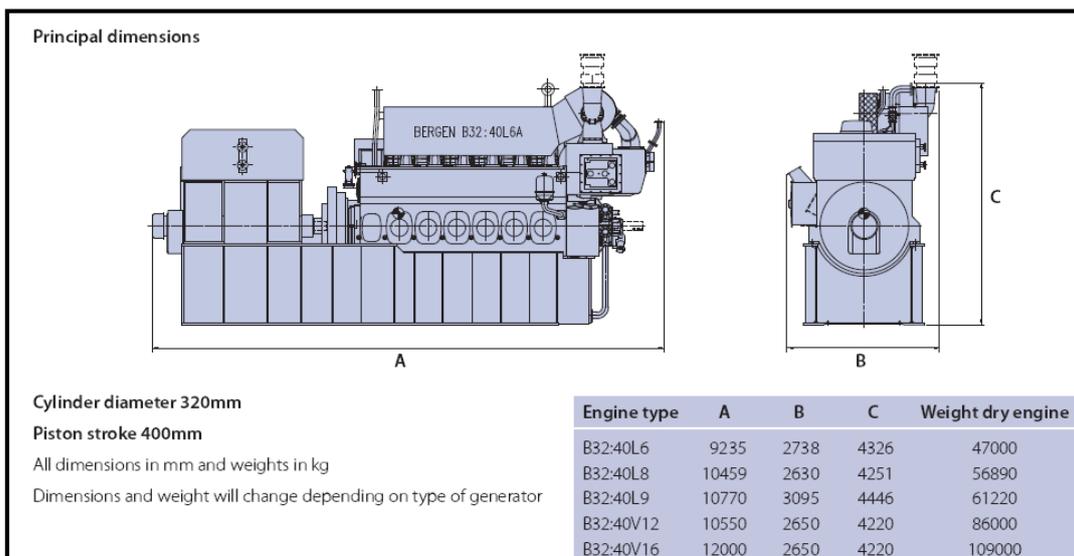


Figura 3.2: Dimensões do Motor Bergen B32:40 de 12V

Esta massa foi incorporada ao modelo, distribuída em sua posição na praça de máquinas.

## 6- RESULTADOS

Definido todos os conceitos e cálculos envolvidos na formulação do modelo unidimensional casco + eixo (acoplados) citados anteriormente, foram gerados seus modos de vibração natural e sua Matriz de Influência.

Os modos de vibração serão comparados aos módulos medidos em escala real, com o objetivo de validar o modelo criado e possíveis condições de ressonância. A Matriz de Influência tem como objetivo analisar a Sensibilidade de Transmissão da Vibração entre os mancais e junto com as amplitudes de deslocamento dos mancais obtermos as forças de vibrações excitadas pelo motor e propulsor.

### 6.1- Modos de Vibração Natural (frequências naturais)

Tabela 6.1.1 - Modos de Vibração

<b>Modos de Vibração Casco + Eixo (acoplados)</b>	
<b>Modo</b>	<b>Frequência (Hz)</b>
1	2,422
2	5,326
3	8,503
4	9,873
5	11,544
6	14,403
7	17,366
8	19,707
9	20,254
10	23,016
11	23,606
12	25,812
13	28,512
14	28,683

### 6.2- Matriz de Influência Casco + Eixo (acoplado)

Novamente para obtenção da Matriz de Influência, cada mancal “sofreu” um deslocamento unitário (um milímetro), abaixo segue a matriz de Influência ou de rigidez “k” (kgf/mm) do sistema acoplado (Casco + Eixo):

Tabela 6.2.1 – Matriz de Influência Casco + Eixo (Acoplados)

Matriz de Influência - Casco + Eixo (Acoplado)									
Mancal 1	Mancal 2	Mancal 3	Mancal 4	Mancal 5	Mancal 6	Mancal 7	Mancal 8	Mancal 9	Mancal de Escora
1,32E+06	-2,11E+06	3,68E+05	1,45E+05	6,71E+04	5,07E+04	2,97E+04	1,77E+04	6,04E+03	1,02E+05
-2,11E+06	5,08E+06	-3,23E+06	8,97E+04	4,15E+04	3,14E+04	1,84E+04	1,10E+04	3,74E+03	6,28E+04
3,68E+05	-3,23E+06	6,47E+06	-3,94E+06	8,11E+04	6,13E+04	3,59E+04	2,15E+04	7,31E+03	1,23E+05
1,45E+05	8,97E+04	-3,94E+06	1,05E+07	-7,06E+06	7,38E+04	4,33E+04	2,59E+04	8,81E+03	1,48E+05
6,71E+04	4,15E+04	8,11E+04	-7,06E+06	1,37E+07	-7,08E+06	4,54E+04	2,71E+04	9,23E+03	1,56E+05
5,07E+04	3,14E+04	6,13E+04	7,39E+04	-7,08E+06	1,25E+07	-5,93E+06	4,18E+04	1,42E+04	2,39E+05
2,97E+04	1,84E+04	3,59E+04	4,33E+04	4,54E+04	-5,93E+04	1,43E+07	-8,87E+06	1,81E+04	3,03E+05
1,02E+05	1,10E+04	2,15E+04	2,59E+04	2,71E+04	4,18E+04	-8,87E+06	1,43E+07	-5,97E+06	4,11E+05
1,78E+04	3,74E+03	7,31E+03	8,81E+03	9,23E+03	1,42E+04	1,81E+04	-5,97E+06	1,73E+07	-1,14E+07
6,04E+03	6,28E+04	1,23E+05	1,48E+05	1,55E+05	2,39E+05	3,03E+05	4,11E+05	-1,14E+07	9,87E+06

## 7- ANÁLISE DE RESULTADOS

### 7.1 – Modos de Vibração

Modos de Vibração Casco + Eixo (acoplados)	
Modo	Frequência (Hz)
1	2,422
2	5,326
3	8,503
4	9,873
5	11,544
6	14,403
7	17,366
8	19,707
9	20,254
10	23,016
11	23,606
12	25,812
13	28,512
14	28,683

Frequência Natural (Hz)	
Modelo	Escala Real
2,42	2,50
5,33	5,00
8,50	8,30
9,87	9,90

Com o cálculo da área efetiva e inserção da massa adicional, foram obtidos modos de vibração bem próximos do medido em escala real, comprovando assim a eficácia do modelo unidimensional.

Sabendo as forças de excitação do motor, hélice nas diversas condições de operação da embarcação AHTS (Bollard Pull, navegação e DP) é possível prever condições de ressonância, evitando assim grandes perdas de eficiência e até mesmo falha de materiais e equipamentos.

### 7.2- Matriz de Influência Dinâmica

A Matriz de Influência apresentou um aumento da reação nos mancais mais a vante da embarcação, o que provavelmente acarretará em forças de excitação maiores nesses mancais.

A partir da Matriz de Influência e dos deslocamentos de cada mancal medido em escala real, é possível obter as forças de excitação em cada um deles, nos possibilitando analisar se há ou não desgaste prematuro em algum equipamento (por exemplo buchas e rolamentos).

O mancal 9 apresentou uma grande reação (rigidez) sugerindo que um possível reparo foi feito e este teve suas buchas trocadas, as quais, oferecem maior resistência por estarem em um estado de conservação mais novo.

Uma reflexão para próximos trabalhos é a obtenção das Forças de Excitação, através  $\{K\} * \{x\} = \{F\}$ . A partir dessas forças, fazer uma análise em qual mancal há maior solicitação, e o que levou a possíveis discrepâncias entre essas reações. Uma simples observação da intensidade dessas forças sugere que uma determinada bucha/rolamento está sofrendo desgaste prematuro e está deve ser trocada mais rapidamente, a fim, de evitar maiores prejuízos. Nesta mesma linha de raciocínio, a busca das causas que levaram a este desgaste e a real comprovação deste, através da comparação com o navio real é mais uma sugestão para futuros estudos.

## 8 - CONCLUSÃO

Este trabalho traz como contribuição a utilização da Matriz de Influência Dinâmica como ferramenta para análise da vibração da linha de eixo. Os resultados encontrados neste trabalho demonstram a eficácia do método de elementos finitos com a utilização de modelo unidimensional do casco de um navio acoplado à sua linha de eixo, através de software de modelação Nastran 4.0. A inclusão da área efetiva no cisalhamento e da massa virtual no modelo também foram consideradas de grande importância, frutos de trabalhos anteriores realizados por Andreas Souza (2009) e Vinícius Roxo (2011).

A embarcação AHTS foi modelada de maneira que foi obtido o acoplamento do casco com o eixo e assim o mesmo é apresentado com seu material, dimensões e propriedades mecânicas e o casco é mostrado através de suas seções transversais ao longo de seu comprimento.

A comprovação da eficácia de modelos unidimensionais foi comprovada comparando os modos de vibração com medições reais, atendendo assim o objetivo do trabalho.

Com a validação do modelo unidimensional e sua Matriz de Influência Dinâmica, e conseqüentemente obtenção das Forças de Excitação, uma nova sugestão seria o estudo de um Sistema de Manutenção Preditiva a partir de Modelos Unidimensionais. Isto seria possível, pois a partir da identificação de desgastes prematuros de equipamentos e sua comprovação em medições reais, esse sistema seria criado a partir de modelos unidimensionais simples, de baixo custo e comprovadamente eficientes.

## 9– REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARCHER, C. & MARTYN, K. Static and Dynamic Alignment. Trans I Mar E., Vol. 91, Paper C31. 1979.
- BARBOZA, T.L. O Uso de Superelementos para Análise e Diagnóstico de Problemas com Origem na Integração Dinâmica entre o Casco e o Eixo Propulsor. Tese D.Sc., Coppe-Ufrj, Engenharia Oceânica. Rio de Janeiro, 2009.
- BATHE, KLAUS-JURGEN, Inverse Finite Element Procedures in Engineering Analysis. Taylor and Francis, 2000.
- BAPTISTA L.A.R. Análise do Alinhamento de Eixos Propulsores. Tese M.Sc., Coppe-Ufrj, Engenharia Oceânica. Rio de Janeiro, 1993.
- BEER, Ferdinand P.; Johnston Jr, E. Russell – “Resistência dos Materiais” – Ed. Pearson, 3ª edição, 2006.
- BELCHIOR, C.R.P. & VIANNA JR., A. L. – Alinhamento do eixo, 1991.
- CALLISTER JR, WILLIAM D. – “Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução” – Ed. LTC, 5ª edição.
- TROYMAN, ANTONIO CARLOS R.; LOPES, TIAGO ALBERTO P. – “Apostila de Vibrações do Navio” – Laboratório de Estruturas Navais, COPPE/UFRJ.
- TROYMAN, ANTONIO CARLOS R.; DA CONCEIÇÃO, CARLOS ANTÔNIO LEVI – “Área Efetiva no Cisalhamento e Centro de Cisalhamento de Seções Transversais de Navios” – Revista Brasileira de Engenharia, Vol. 4 N1, 1987.
- ROXO, VINÍCIUS (2011) - Influência da Área Efetiva no Cisalhamento Calculada por Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas no Cálculo de Vibração de uma Embarcação AHTS