

O USO DE SUPERELEMENTOS PARA A ANÁLISE DE PROBLEMAS DECORRENTES DA INTEGRAÇÃO DINÂMICA ENTRE O CASCO E O EIXO PROPULSOR.

Tiudorico Leite Barboza¹, Severino Fonseca da Silva Neto², Carlos Rodrigues Pereira Belchior²

¹ Centro de Máquinas do CIAW (Contra-Almirante EN Ref.) -Tese de doutoramento 2009. Endereço e-mail: tiudorico@yahoo.com.br

² Universidade Federal do Rio de Janeiro, Avenida Horácio Macedo, 2030, sala I-108, Bloco C do Centro de Tecnologia da UFRJ, Ilha do fundão, Rio de Janeiro, Brasil, código postal 21941-972. Orientadores da tese. Endereços e-mail: severino@ufrj.br e belchior@peno.coppe.ufrj.br

Sumário

Embora não seja novo, o problema da integração dinâmica entre o casco e o eixo propulsor permanece como objeto de pesquisa com grande impetuosidade e novos contornos, principalmente a partir da década de 1990. Em razão da complexidade que é atribuída ao método de elementos finitos, o uso do conceito de super elementos passa a ser uma ferramenta recomendada. O propósito da pesquisa que fundamenta este “paper” é como fazer o acoplamento dinâmico entre dois notáveis super elementos pertencentes a uma plataforma naval, a saber o casco e o eixo propulsor, utilizando o método de Craig Bampton.

Palavras chave

navio, vibração; elementos finitos; super elementos; decomposição espectral.

Nomenclatura

[M], [C] e [K]= matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema;

[D]=matriz dinâmica;

[S]=matriz de decomposição espectral;

$\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, e $\{u\}$ = vetores aceleração, velocidade e deslocamento do sistema;

$\{p(t)\} = \{p_0\}f(t)$ = vetor de carga de excitação;

$\{p_0\}$ =distribuição espacial do vetor de cargas (amplitudes);

$f(t)$ =função variante com o tempo;

[T]= matriz q-dimensional composta por vetores linearmente independentes;

q = dimensão das matrizes reduzidas;

$\{y\}$ = vetor contribuição da matriz de transformação [T];

[S]= matriz de compatibilidade;

[Q]= matriz do sistemas de cargas generalizadas;

R_{jj} = reações nas fronteiras do super elemento representativas dos graus de liberdade;

$[\Phi\alpha]$ = matriz modal contendo os j primeiros modos;

$[\Phi\beta]$ =matriz modal excluindo os j primeiros modos;

$[\mu]$ e $[\kappa]$ = matrizes de massa e rigidez projetadas no subespaço do super elemento;

$[\Phi_k]$ = matriz modal contendo os k modos normais com fronteira fixa;

$[\Psi_c]$ = matriz modal contendo os modos de restrição;

Subscritos

c relativo ao número de graus de liberdade na fronteira

α relativo ao super elemento casco

β relativo ao super elemento eixo propulsor

Símbolos Gregos

λ, Ω = autovalor;

$\{\phi\}$ = autovetor;

$[\phi]$ = matriz modal

$[\Lambda]$ = matriz diagonal contendo n autovalores λ .

1. Introdução

Ferramentas tais como o método de elementos finitos, particularmente com o uso de superelementos, podem ser de grande valia na análise e diagnóstico de problemas associados a integração dinâmica entre o casco e o eixo propulsor, com o exame da influência da flexibilidade do casco na sua linha de eixo, de como a síntese de componentes modais pode ser utilizada para obter a resposta dinâmica necessária para a análise do problema e para a formação da base reduzida do estudo que se fizer necessário. Tanto o perfil modal da linha de eixo isolada, quanto a do modo de vibração do casco sem considerar o eixo propulsor não se apresentam como os processos mais significativos para representar o modo de vibração que corresponde à subestruturação. Uma adequada verificação da resposta dinâmica, requer considerar a influência de uma subestrutura em outra. Para tal, a síntese de componentes modais usando o método de Craig-Bampton (Craig Jr. R.R, 1981) mostra-se como sendo, comprovadamente, uma excelente ferramenta para a seleção dos modos mais relevantes para o estudo do problema. O uso de superelementos não só permite que diferentes equipes trabalhem independentemente em cada subestrutura e faça suas integrações no final, como também que se eventuais erros tiverem ocorrido durante o processamento, somente o superelemento afetado e a estrutura residual (superelemento final a ser processado) necessitem de reprocessamento. Os superelementos que não tiverem erros não precisam ser reprocessados até que uma alteração nelas seja feita.

2. A interação entre o casco e a linha de eixo nas diferentes fases do projeto

É ainda nas etapas iniciais da fase de concepção pertinente à espiral de projeto de um navio que se tem a necessidade de definição da sua planta propulsora, incluindo atividades como seleção da planta da propulsão e acionadores principais, arranjo das praças de máquinas, integração do casco, propulsor e acionador e também o projeto da linha de eixo. Esta última requer especificação do material, configuração e dimensões do diâmetro dos eixos, assim como número, posições e tipos dos mancais de escora e de sustentação. Estas atividades, embora muito correlatas à dinâmica do casco e das linhas de eixo têm, comumente, uma conotação puramente estática, pois, normalmente, numa equipe de projeto, os maquinistas e engenheiros não estão preocupados nem com o comportamento no mar (seakeeping) que é objeto de preocupação dos arquitetos navais, nem com a influência dos carregamentos devidos aos estados de mar, isto sendo objeto dos engenheiros navais projetistas da estrutura.

Por outro lado, o apoio logístico e a logística de manutenção não é comumente objeto de preocupação dos engenheiros envolvidos nas atividades de projeto, mesmo numa marinha como a U.S.A Navy onde é considerado ser de exclusividade do pessoal de logística (Light S. P., 1992). Contudo a logística para o navio começa na sua fase de concepção e se estende até o fim do seu ciclo operativo e, assim, a manutenibilidade será privilegiada se o projeto de engenharia é voltado para esta consideração.

Pelas razões acima mencionadas, no processo de aquisição dos motores, isto é, na fase de construção, está se tornando comum que o fabricante forneça ao estaleiro constructor um modelo de elementos finitos simplificado do eixo de manivelas a ser usado nos futuros cálculos de alinhamento (Dahler G. et al, 2004), assim como também as sociedades classificadoras estão desenvolvendo softwares para a realização do que é chamada análise reversa que diferentemente da análise direta consiste em redefinir as folgas nos mancais, com base nas medições de momentos fletores na linha de eixo e reações nos mancais. Na análise direta se define as cargas nos mancais a partir do conhecimento das folgas desejadas para estes (Sverko D., 2005).

3. O comportamento do casco em condições de mar

3.1. Comportamento longitudinal

Um navio no mar encontra um sistema de ondas irregulares onde vários comprimentos e alturas de ondas são encontrados vindo de diferentes direções. O processo de representação físico-matemática de um sistema muito preciso de ondas a serem encontradas pelo navio não é sempre possível de se obter no senso prático da engenharia. Assim, do ponto de vista prático, é comum se adotar um comprimento de onda da mesma magnitude do comprimento entre perpendiculars do navio. Contudo, desde pelo menos a década de 1970, pesquisas têm mostrado que o máximo momento fletor não ocorre necessariamente quando as cristas estão localizadas nas extremidades do navio, mas esta hipótese está muito próxima da realidade. As principais cargas atuando num navio são representadas por cargas dinâmicas e estáticas em que a distribuição de peso e empuxo são as principais, mas a distribuição de peso é muito mais difícil de ser obtida e, comumente, se

utilizam formulações empíricas para a sua determinação. As diferentes posições de ondas ao longo do corpo do navio geram diferentes configurações da linha elástica do casco, passando por condições extremas como alquebramento e tosamento, afetando substancialmente a interação entre o casco e a linha de eixo.

3.2. Comportamento transversal

Acerca do comportamento transversal do casco, este pode ser resumido pelo mencionamento das cargas estáticas e dinâmicas como no caso longitudinal, mas acrescenta-se também cargas térmicas como no caso de navios construídos para o transporte de gás natural liquefeito (LNG) e, especialmente em cascos tendo chapas relativamente finas, as tensões de cisalhamento criadas pela torção merecem especial atenção, principalmente no caso de estruturas em caixas abertas. Estes aspectos são também relevantes no que compete ao casco e à (s) linha (s) de eixo.

4. O comportamento da linha de eixo

A estrutura da linha de eixo repousa sobre a estrutura do casco que é submetido às cargas descritas e, assim é compreensível que as deformações da linha de eixo e, portanto, sua linha elástica é altamente dependente da deformação do casco. As plantas de propulsão dos navios cobrem normalmente duas configurações a saber: com um ou dois propulsores tendo componentes clássicos a serem considerados numa modelagem por elementos como o propulsor em que além do seu peso próprio, cargas dinâmicas estão presentes, assim gerando tensões e deflexões; as estruturas dos pés de galinha suportando os eixos propulsores; os mancais dos tubos telescópicos que requerem controle de carga e de alinhamento; os selos requerendo controle de folgas; o flange posicionado após a passagem do eixo pelo casco o qual requer controle de “gap” e “sag”; o acoplamento entre os eixos propulsor e intermediário, os quais possuem deflexões e desalinhamentos; as fundações com suas rigidezes e deformações; os mancais intermediários, os quais requerem controles de cargas e rigidezes adequadas; as engrenagens redutoras que requerem distribuição de carga adequada, além de adequados controles de claras e excentricidades entre os dentes; os acoplamentos flexíveis os quais possuem desalinhamentos e excentricidades; os acionadores principais que são fontes de momentos fletores e torçores, incluindo o eixo de manivelas que possuem suas rigidezes próprias, além das rigidezes de suas fundações.

A natureza do comportamento de uma linha de eixo numa abordagem estática ou dinâmica é analisada considerando que ela pode ser representada por uma viga tendo uma carga uniformemente distribuída e algumas cargas concentradas devido aos pesos dos componentes e as reações dos mancais, estes últimos posicionados em pontos considerados adequados e nos quais o ponto central da superfície do mancal é considerado ser o ponto de suporte, exceto possivelmente para os mancais dos pés de galinha ou mancais do tubo telescópico.

5. O problema do alinhamento do eixo propulsor e a técnica do seu alinhamento

Um alinhamento apropriado da linha de eixo é um objetivo permanente durante sua vida útil e deve ser objeto de preocupação desde as fases de projeto, embora intensificado durante a fase de construção e por ocasião das aplicações das rotinas de manutenção. É comum a utilização de um modelo simples de viga incorporando um sistema de transmissão de potência isolado do casco como ferramenta de análise. Contudo esta simplificação requer que as condições de fronteira sejam bastante fidedignas e confiáveis, sendo esta a maior dificuldade encontrada pelos projetistas ao executar cálculos de alinhamento de linhas de eixo navais, uma vez que a rigidez dos mancais, características do filme de óleo e também das fundações devem ser levadas em conta devidamente. Resumindo, o processo de alinhamento consiste na determinação da semi-reta que liga a linha de eixo do acionador, os mancais intermediários e os mancais do tubo telescópico. Embora o Sistema formado pelos mancais e a linha de eixo se movam nos planos vertical e horizontal, o alinhamento no plano horizontal é raramente utilizado.

Uma adequada distribuição de carga na linha de eixo e no eixo de manivelas está no âmago da técnica de alinhamento como um todo. As reações no tubo telescópico não devem ser extremamente altas ou baixas em qualquer condição de carregamento pertencentes ao conjunto geral de condições de carga. Reações estáticas nos mancais são indicadores da necessidade de examinar também vibrações laterais; cargas de impacto tendo características de choque podem ser causas de rápida deterioração dos mancais.

Embora no passado os procedimentos de alinhamento estabelecessem cargas iguais nos mancais, esta não é a regra atual, uma vez que os mancais não são necessariamente similares. Nos dias atuais, a regra estabelecida é que os mancais da caixa redutora e do tubo telescópico sejam aliviados devido a suas importâncias relativas em relação aos demais mancais.

Uma pequena carga nos mancais é danosa especialmente para os mancais do eixo intermediário e a deformação do casco pode ser causa das reduções nas reações em relação aos valores médios medidos estaticamente. O número de Sommerfeld (Murawski L., 2005) é usualmente aplicado como um indicador da distribuição de carga nos mancais e depende da força unitária no mancal, da viscosidade absoluta do filme de óleo, da velocidade periférica, do diâmetro do eixo e da folga do mancal.

O número de Sommerfeld dos mancais intermediários devem ser cerca de 30% a 50% maior que o mesmo número para os outros mancais. As deflexões relativas entre a linha de mancais e a linha de eixo são figuras importantes na avaliação por manutenção preditiva no caso de oscilação relativa (ISO 7919-1, 1997). Utilizando esta ferramenta de avaliação as informações de deformações oriundas exclusivamente da linha de eixo e do casco devem ser medidas, mas se isto não é possível, como ocorre na fase de projeto, tais deflexões podem ser estimadas e, neste caso, a técnica de superelementos em elementos finitos apresenta-se como sendo promissora.

Atualmente, na prática, o uso de medições de ruído e vibrações, pelo menos no caso de máquinas rotativas, (não alternativas) para as quais esta técnica já é consagrada, pode antecipar a diagnose por desalinhamento. Entretanto como esta ferramenta não é sempre disponível e também não é ainda estendida completamente a máquinas alternativas, os seguintes sintomas devem ser considerados como indicadores de desalinhamento da linha de eixo: ruído vindo da caixa redutora; desgaste acelerado nos dentes da engrenagem o que pode ser identificado por inspeções periódicas, incluindo marcas por grafite na superfície dos dentes; desgaste acelerado nos elementos dos mancais.

6. O problema da vibração

A linha de eixo é submetida a carregamentos alternativos vindo principalmente do propulsor e dos acionadores principais, especialmente se são do tipo máquinas alternativas como na maioria dos navios mercantes. A forma de atenuação desta energia vibratória tem sido tradicionalmente pelo controle das frequências naturais do sistema e, assim evitando a ressonância com excitações externas. É de fundamental importância o conhecimento dos fatores que podem ser eliminados ou, no mínimo reduzidos, pelas técnicas aplicadas ao projeto. Os principais fatores são:

- as linhas e formas na região de popa, onde a esteira está presente e os ensaios em tanques de prova são muito importantes na definição dos fatores que determinam a esteira na região de popa. Atualmente, também as técnicas de computação que modelam o meio fluido conhecidas como “computer fluid design techniques” (CFD) são importantes ferramentas de conhecimento e análise do fenômeno;

- as claras entre o casco e o propulsor e, novamente, os ensaios em tanques de provas são de fundamental importância na determinação da esteira na região de popa, assim como alguns critérios existentes para variados tipos de navios representam um importante alternativa para o projetista;

- o número de pás dos propulsores do tipo hélice, uma vez que com o aumento do número de pás, a energia vibratória decresce devido à diminuição do empuxo e torque desenvolvidos por cada pá, mesmo considerando o aumento do momento fletor atuando sobre a linha de eixo devido ao acréscimo no peso do propulsor. Do ponto de vista do hélice, como este é um elemento da linha de eixo, o aumento do número de pás faz com que haja aumento de sua frequência de ressonância e se isto é melhor ou pior para o hélice em si, depende da forma com que os pulsos de pressão dinâmica estão ocorrendo, o que é de singular importância no caso de cavitações;

- o uso de acoplamento flexível, uma vez que este tipo de acoplamento apareceu devido ao nível de dificuldades na realização de alinhamentos de longas linha de eixo, principalmente em estruturas flexíveis. Estes permitem acomodações de expansões térmicas nas fundações das redutoras e reduções das seções de vante dos mancais do tubo telescópico, além de amortecimento da energia vibratória axial e torcional.

Um importante aspecto a mencionar é a possibilidade de ressonância do eixo pelo casco e vice-versa e, novamente, o uso de superelementos na tecnologia de elementos finitos se apresenta como sendo muito promissor.

7. O uso de components de sínteses modais

7.1. Fundamentos

Os fundamentos deste item são apresentados em Craig Jr. R.R, 1981 que enfatiza a complexidade de estruturas completas, de modo que um modelo completo não é fácil de ser obtido de uma forma que o consumo de tempo possa ser controlado. Para um sistema com n-graus de liberdade sujeito a um carregamento variante no tempo, a seguinte equação pode ser aplicada:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{p(t)\} \quad (1)$$

Além do que foi mencionado acima acerca da complexidade de um modelo completo das estruturas, o número de graus de liberdade pode ser enorme de forma a dificultar a exequibilidade prática de sua modelagem, dificuldade esta atualmente não tão acentuada devido aos limites de memória, mas principalmente devido ao consumo de tempo e mão-de-obra. Como estratégia para a solução da equação acima, as seguintes transformações matriciais podem ser aplicadas para a solução do problema de suas dimensões:

$$\{u\} = [T]\{y\} \quad (2)$$

Aplicando a transformação (2) em (1), com $q \leq n$, q sendo a dimensão das matrizes reduzidas:

$$[\bar{M}]\{\ddot{y}\} + [\bar{C}]\{\dot{y}\} + [\bar{K}]\{y\} = f(t)\{\bar{p}_0\} \quad (3)$$

onde:

$$[\bar{M}] = [T]^T [M] [T] \quad (4)$$

$$[\bar{C}] = [T]^T [C] [T] \quad (5)$$

$$[\bar{K}] = [T]^T [K] [T] \quad (6)$$

$$\{\bar{p}_0\} = [T]^T \{p_0\} \quad (7)$$

A equação (3) é uma aproximação da equação (1) com dimensões reduzidas. No caso da decomposição modal, a matriz T é composta pelos autovetores da equação de vibração livre do sistema:

$$[K]\{\phi\} = \lambda[M]\{\phi\} \quad (8)$$

A matriz modal Φ , composta por seus n autovetores, é normalizada em relação à matriz de massa:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (9)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = [\Lambda] \quad (10)$$

e fornece uma solução exata da the equation (3). Considerando $[\Phi]$ na seguinte forma:

$$[\Phi] = [\Phi_\alpha] [\Phi_\beta] \quad (11)$$

Quando então uma matriz parcial é usada, a solução será aproximada por:

$$\{u\} = [\Phi_\alpha] \{y\} \quad (12)$$

Ao reduzirmos o sistema a j equações, com j modos na base, é importante escolher os modos numa forma adequada à composição de $[\Phi_\alpha]$. Sugere-se escolher os modos com forte participação na distribuição parcial de carga $\{p_0\}$ como sugerem Wilson E. L. & Yuan M. W. & Dickens, J. M., 1982. O método de subestruturação dinâmica consiste em condensar as matrizes de massa e rigidez de uma estrutura composta por Superelementos do sistema:

$$[\overline{M}]\{\ddot{q}\} + [\overline{K}]\{q\} = [S^T]\{Q\} \quad (13)$$

Onde

$$[\overline{M}] = [S^T][\mu][S] \quad (14)$$

$$[\overline{K}] = [S^T][\kappa][S] \quad (15)$$

$$[S] = \begin{bmatrix} I_{kk} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{cc} \\ 0 & I_{kk} & 0 \\ 0 & 0 & I_{cc} \end{bmatrix} \quad (16)$$

O método de síntese de componentes modais utiliza os modos de cada superelemento para calcular o sistema global por meio do acoplamento destes modos que podem ser (Craig Jr. R.R, 1981):

- i modos normais que podem ser classificados como: modos normais de interface fixa, modos normais de interface livre ou modos normais de interface híbrida, dependendo se todas as partes, nenhuma delas ou somente um subconjunto delas faz parte da junção;
- ii modos de corpo rígido;
- iii modos de restrição
- iv modos de junção ou anexação.

7.2. O Método de Craig-Bampton

A base usada aqui para reduzir as dimensões do problema da integração dinâmica entre dois superelementos (casco e linha de eixo de um navio) é o método de Craig-Bampton que é composto de modos normais de fronteira ou interface fixa e modos de restrição. Os deslocamentos são aproximados por:

$$\{u\} = [\Phi_k \quad \Psi_c] \begin{Bmatrix} y_k \\ y_c \end{Bmatrix} \quad (17)$$

Vindos das equações de vibrações livres dos superelementos:

$$\begin{bmatrix} M_{ii} & 0 \\ 0 & M_{jj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_i \\ \ddot{u}_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ii} & 0 \\ 0 & K_{jj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (18)$$

$$[K_{ii}][\Phi] - [\Lambda][M_{ii}][\Phi] = [0] \quad (19)$$

As seguintes condições são satisfeitas:

$$[\Phi^T][M_{ii}][\Phi] = [I] \quad (20)$$

$$[\Phi^T][K_{ii}][\Phi] = [\Lambda] \quad (21)$$

A matriz $[\Phi_k]$ composta por k modos normais selecionados a partir dos n obtidos com fronteira fixa é representada por:

$$\Phi_k = \begin{bmatrix} \phi_1 & \dots & \phi_k \\ 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

Os modos de restrição são obtidos aplicando deslocamentos unitários na fronteira do superelemento e esta condição é expressa por:

$$\begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi_{ij} \\ I_{jj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ R_{jj} \end{bmatrix} \quad (23)$$

Uma vez que as reações são cargas unitárias, os modos de restrição são apresentados na forma:

$$\Psi_c = \begin{bmatrix} -K_{ii}^{-1}K_{ij} \\ I_{jj} \end{bmatrix} \quad (24)$$

Inserindo as equações (24) e (22) em (17):

$$\begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{ik} & \Psi_{ic} \\ 0 & I_{jj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_k \\ y_c \end{Bmatrix} \quad (25)$$

As matrizes de massa e rigidez são então calculadas:

$$[\mu] = \begin{bmatrix} \Phi_{ik} & \Psi_{ic} \\ 0 & I_{jj} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{ii} & M_{ij} \\ M_{ji} & M_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_{ik} & \Psi_{ic} \\ 0 & I_{jj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu_{kk} & \mu_{kc} \\ \mu_{ck} & \mu_{cc} \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$[\kappa] = \begin{bmatrix} \Phi_{ik} & \Psi_{ic} \\ 0 & I_{jj} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_{ik} & \Psi_{ic} \\ 0 & I_{jj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \kappa_{kk} & \kappa_{kc} \\ \kappa_{ck} & \kappa_{cc} \end{bmatrix} \quad (27)$$

onde:

$$[\mu_{kk}] = [I_{kk}] \quad (28)$$

$$[\mu_{kc}] = [\mu_{ck}^T] = [\Phi_{ik}^T]([M_{ii}][\Psi_{ic}] + [M_{ij}]) \quad (29)$$

$$[\mu_{cc}] = [\Psi_{ic}^T]([M_{ii}][\Psi_{ic}] + [M_{ij}]) + [M_{ji}][\Psi_{ic}] + [M_{jj}] \quad (30)$$

$$[\kappa_{kk}] = [\Lambda_{kk}] \quad (31)$$

$$[\kappa_{kc}] = [\kappa_{ck}^T] = [0] \quad (32)$$

$$[\kappa_{cc}] = [K_{jj}] - [K_{ji}][K_{ii}^{-1}][K_{ij}] \quad (33)$$

Aplicando este procedimento a todos os superelementos, o acoplamento entre as matrizes pode ser obtido:

$$[\mu] = \begin{bmatrix} [\mu_{kk}^\alpha] & [\mu_{kc}^\alpha] & [0] & [0] \\ [\mu_{ck}^\alpha] & [\mu_{cc}^\alpha] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [\mu_{kk}^\beta] & [\mu_{kc}^\beta] \\ [0] & [0] & [\mu_{ck}^\beta] & [\mu_{cc}^\beta] \end{bmatrix} \quad (34)$$

$$[\kappa] = \begin{bmatrix} [\kappa_{kk}^\alpha] & [\kappa_{kc}^\alpha] & [0] & [0] \\ [\kappa_{ck}^\alpha] & [\kappa_{cc}^\alpha] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [\kappa_{kk}^\beta] & [\kappa_{kc}^\beta] \\ [0] & [0] & [\kappa_{ck}^\beta] & [\kappa_{cc}^\beta] \end{bmatrix} \quad (35)$$

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} \{y_k^\alpha\} \\ \{y_c^\alpha\} \\ \{y_k^\beta\} \\ \{y_c^\beta\} \end{Bmatrix} \quad (36)$$

No caso dos superelementos casco e linha de eixo, nós podemos escolher o subscrito α como relacionado ao superelemento casco e β ao superelemento linha de eixo. Como enfatizado em Craig Jr. R.R, 1981, o sistema de equações do movimento tem somente acoplamento inercial, uma vez que os autovalores de ambos os elementos Λ_{kk}^α e Λ_{kk}^β são conhecidos a partir dos problemas do autovalor para cada superelemento e, assim, somente as seguintes matrizes são necessárias para montar o sistema de matrizes apresentado acima: $[\mu_{kc}^\alpha]$, $[\mu_{kc}^\beta]$, $[\mu_{cc}^\alpha]$, $[\mu_{cc}^\beta]$, $[\kappa_{cc}^\alpha]$ e $[\kappa_{cc}^\beta]$.

8. Um exemplo de aplicação prática

8.1. Considerações gerais

Uma aplicação prática realizada pelos autores consistiu em utilizar a modelagem por elementos finitos desenvolvida em 1990 com o auxílio do “software” COSMOS para o casco de uma classe de navios empregados em treinamento de aspirantes. A modelagem foi feita para complementar alguns estudos e medições de vibrações realizadas no fim da década de 1980, quando alguns problemas de vibrações naqueles navios foram resolvidos com base naquele esforço. A modelagem foi convertida em 2007 para uma versão do “software” NASTRAN 2004. Embora aqueles navios sejam de pequeno porte com um deslocamento de cerca de 185t e não inspirando uma grande modelagem com um elevado número de nós e elementos, a sua modelagem foi escolhida, ao invés de um grande navio com uma extensa modelagem pelas seguintes razões:

- o grande número de dados disponíveis obtidos em medições realizadas no passado, a última delas em 1998, fato de grande valia para as pesquisas e validações da abordagem realizada;
- o fato de que um linha de eixo de um pequeno navio tem a mesma configuração típica e, praticamente, o mesmo número de supernós que um grande navio e assim, ficando a diferença no processamento global concentrado nos nós pertencentes ao casco e não à linha de eixo. Como supernós, nós os entendemos como aqueles pertencentes à fronteira entre os dois superelementos considerados;
- o uso de uma modelagem por elementos finitos realizada em 1990 dirigida somente para o casco acoplada com uma modelagem realizada em 2007 e, agora, dirigida somente para a linha de eixo, o que embasou a tese de doutorado para a qual este “paper” é um resumo, reforça a idéia da vantagem do uso do acoplamento da subestruturação por superelementos para aproveitamento da possibilidade do uso das modelagens de cada superelemento realizadas por diferentes equipes e em diferentes ocasiões.

8.2 A modelagem do casco

A modelagem do casco que é propelido por dois eixos foi feita somente para um bordo para tirar proveito da simetria. A modelagem do casco consiste de elementos de chapa e de vigas, sendo o equilíbrio hidrostático obtido pela utilização de elementos de mola distribuídos sob o fundo e quilha. Esta modelagem é mostrada na figura 1 abaixo:

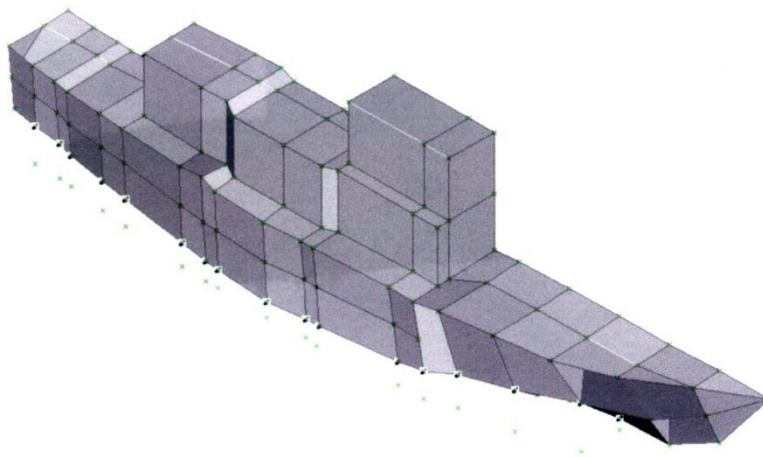


Figura 1 – A modelagem do casco por elementos finitos

8.3. A modelagem da linha de eixo

Além do propulsor, o mancal dos pés de galinha na região do eixo propulsor que fica em balanço, o mancal do tubo telescópico, o mancal do eixo intermediário e o mancal de escora entre a linha de eixo e a redutora os quais são considerados como elementos imprescindíveis na representação de qualquer modelagem representativa de uma linha de eixo de navio, também o eixo de manivelas e a rigidez, inércia e jzentes do motor, assim como todos os nós representativos das passagens da linha de eixo através das anteparas e colares foram representados. Além disso, a modelagem dos mancais como elementos de mola fez com que houvesse um aumento do número dos nós principais internos para 80, perfazendo um total de 26 nós principais; a transição entre o diâmetro de 101,6mm do eixo propulsor e o de 80mm do eixo intermediário foi devidamente modelada. O uso do comando “mesh” para chegar a mais 193 nós intermediários foi aplicado por razões de precisão e refinamento da solução, o que não conduziu a qualquer dificuldade ou complicação. Por outro lado, o aumento do número de nós é uma razão para o aumento do tamanho das matrizes consideradas na solução. O modelo é mostrado na figura 2 abaixo:



Figura 2-A modelagem da linha de eixo por elementos finitos

8.4. Obtendo os modos normais de fronteira fixa

Os modos normais de fronteira fixa para a estrutura do casco podem ser obtidos por uma rotina consistindo na obtenção dos autovalores característicos, mantendo os nós de fronteira fixos e os nós restantes livres. De modo a reduzir os tamanhos das matrizes globais envolvidas que é igual ao número de nós multiplicado pelo número de graus de liberdade por nó, somente os deslocamentos verticais foram considerados, não somente porque este é o grau de liberdade apresentando problemas de vibração apontados nos relatórios disponíveis sobre a classe de navios, mas também porque o objetivo do trabalho foi realizar uma aplicação total do método, desde o princípio até ao fim, de modo a comprovar que este funciona. Posteriores aplicações podem oferecer ao analista a possibilidade de realizar uma avaliação considerando um balanço entre o número de nós e o número de graus de liberdade não restritos por nó, de tal maneira que a melhor combinação em cada caso possa ser selecionada. Esta rotina foi realizada com a utilização do “software” MSC NASTRAN 2004 e os valores de 19,39Hz e 39,21Hz encontrados foram selecionados como sendo os modos de fronteira fixa para o casco correspondentes aos modos verticais, uma vez que estas são as frequências correspondentes ao primeiro e segundo modos de vibração que aparecem na faixa de interesse, isto é, até 60Hz. Mantendo as mesmas condições de contorno para os supernós é possível obter as matrizes

$[A_{hull}] = diag(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_N)$ correspondentes aos autovalores e aos autovetores normalizados $[\Phi_k^{hull}]$
 $= [\begin{matrix} \phi_{i1} & \phi_{i2} & \dots & \phi_{iN} \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{matrix}]$ onde N é o número total de coordenadas no interior do superelemento casco (não na fronteira). Se nós truncamos a solução para as duas frequências acima mencionadas, a matriz $[\Phi_k^{hull}]$ se

reduz a $[\Phi_{k\text{hull}}]^* = \begin{bmatrix} [\Phi_{flexion}] \\ [0] \end{bmatrix}$, = $\begin{bmatrix} [\phi_{vertical}] \\ [0] \end{bmatrix}$, matriz esta composta de duas colunas e p+40 linhas onde p

é o número de graus de liberdade não restritos na modelagem do casco, 40 sendo o número de graus de liberdade restritos na fronteira, isto é, $8 \times 5 = 40$, e $[0]$ é a matriz nula composta de 2 columns e 40 linhas.

Os modos normais de fronteira fixa para a linha de eixo podem ser obtidos da mesma forma como foi feito para o casco considerando os primeiros dois modos normais de maior relevância, isto é 9,36 Hz e 39,65Hz, de modo a obter a matriz $[\Phi_{k\text{shaft}}]$ contendo duas colunas e r+40 linhas, onde r é o número de graus de liberdade não restritos na modelagem da linha de eixo e 40 sendo o número de graus de liberdade restritos na fronteira, isto é, $8 \times 5 = 40$, como for a para o casco, e assim:

$$\Phi_{k\text{shaft}} = \begin{bmatrix} [\Phi_{1,2}] \\ [0] \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} r+40 \text{ linhas} \\ 2 \text{ columns} \end{matrix}$$

$[0]$ é a matriz nula composta de 2 colunas e 40 linhas.

8.5. Obtendo os modos de restrição

Os modos de restrição são, por definição, formados pela aplicação de um deslocamento unitário em cada grau de liberdade, mantendo todos os outros descarregados e com suas respectivas condições de fronteira inalteradas. Assim de acordo com a modelagem ilustrada na figura 2, deslocamentos verticais foram aplicados nos supernós tanto para o modelo do casco, quanto para o modelo da linha de eixo e assim as matrizes, $[\Psi_{c\text{hull}}]$ para o casco e $[\Psi_{c\text{shaft}}]$ para a linha de eixo puderam ser obtidas, cada uma tendo p+40 linhas, onde p é o número de graus de liberdade não restritos no modelo, isto é 796 para o casco e 164 para a linha de eixo e 8 colunas, tendo a forma:

$$[\Psi_{c\text{ hull}}] = \begin{bmatrix} [\Psi_1] \\ [I] \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} p+40 \text{ linhas;} \\ 8 \text{ colunas} \end{matrix}; \quad \text{e } [\Psi_{c\text{ shaft}}] = \begin{bmatrix} [\Psi_2] \\ [I] \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} r+40 \text{ linhas} \\ 8 \text{ colunas} \end{matrix}$$

Os índices 1 e 2 referidos ao casco (hull) e ao eixo (shaft), respectivamente.

8.6. Simplificando a obtenção dos modos normais e modos de restrição pela redução do tamanho das matrizes

Embora o tamanho das matrizes apresentadas em 8.4 e 8.5 possam sugerir, a princípio, desencorajamento em relação à vantagem de utilização do método em pauta, isto não é verdade, porque no caso do eixo intermediário, os nós intermediários, posicionados entre os nós principais por um comando “mesh” são somente para aprimorar a precisão da saída (“output”) o que pode ser de valia no caso de estudos de problemas dinâmicos em que os carregamentos são considerados, mas não no caso de análise de vibração livre em que nem os carregamentos nem os amortecimentos são considerados, permitindo assim trabalhar somente com os nós principais mostrados na figura 2. Assim, a matriz $[\Phi_{k\text{shaft}}]$ no caso em que deixamos livres somente os deslocamentos verticais, contém duas colunas como anteriormente, mas somente 26 linhas, uma vez que o número de graus de liberdade p não restritos na modelagem da linha de eixo é reduzido a 18 e o número de graus de liberdade restrito na fronteira é reduzido a 8.

No caso do casco, o problema se torna extremamente reduzido se nós consideramos que o fundo é muito mais rígido e massivo que o restante do casco e assim o superelemento casco pode ser representado somente

pelos nós correspondentes à fronteira e os nós recíprocos no fundo suficientemente rígidos de modo a fazer com que esta hipótese seja válida, o que é comum em análise por elementos finitos desenvolvida para estudos envolvendo análise estrutural de elementos conectados ao fundo.

Esta consideração está também de acordo com o princípio de Saint-Venant. Além disso, no caso da matriz de rigidez, não existe nenhum acoplamento entre os nós internos e a fronteira e, assim somente a matriz de inércia é objeto de preocupação. Isto faz com que a matriz $[\Phi_{khull}]^*$ venha a ter 2 colunas e 16 linhas, uma vez que o número de graus de liberdade não restritos p na modelagem seja igual a 8 e o número de graus de liberdade restritos na fronteira seja 8.

Por razões análogas, as simplificações acima espostas quando aplicadas aos modos de restrição levam a matrizes de tamanho 26X26 para a linha de eixo e 16X16 para o casco.

Estas considerações quando tomadas juntas para a obtenção das matrizes generalizadas de rigidez e massa levam a matrizes 24X24, isto é, em termos de partição 3 linhas tendo 3 submatrizes 8X8 por linha, tamanho este definido pelo número de graus de liberdade na fronteira.

8.7. Obtendo a matriz de inércia para cada superelemento

A matriz de inércia para cada superelemento foi obtida por meio da chamada decomposição spectral com base no teorema spectral abaixo estabelecido (Gurtin M.E.1981) :

“Seja [S] simétrica. Então existe uma base ortonormal para um espaço vetorial γ consistindo inteiramente de autovetores de [S]. Além disso, para tal base $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$, os correspondentes autovalores $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \dots, \Omega_n$ quando ordenados formam o complete espectro de [S] e:

$[S] = \sum_i \Omega_i e_i \otimes e_i$ onde $e_i \otimes e_i$ produto tensorial de e_i por ele mesmo”.

Vislumbra-se neste teorema uma esplêndida possibilidade de aplicação em análise reversa para obter as matrizes de inércia e de rigidez, principalmente a primeira, uma vez que a matriz de rigidez pode ser obtida de uma forma mais direta. Isto é verdade porque nós vemos que as propriedades atribuídas a [S] pelo teorema podem ser aplicadas à chamada matriz dinâmica $[D] = [K^{-1}][M]$ (37)

Uma vez que em análise direta utilizando os “softwares” disponíveis nós obtemos os autovalores e os autovetores, então, se pelo uso do teorema nós podemos obter a matriz [D] por meio da decomposição spectral, então, conhecida a matriz [K] também é possível obter a matriz de inertia [M], ou seja:

$$[K][D] = [K][K^{-1}][M] = [M] \quad (38)$$

Embora o teorema se aplique a matrizes simétricas e não haja uma garantia que o produto $[K^{-1}][M]$ seja simétrica mesmo que [K] e [M] sejam simétricas (Meyer Carl D., 2000), a aplicação do teorema na forma reversa partindo dos autovalores e dos autovetores obtidos por exemplo a partir da saída (“output”) de um “software” como o MSC. NASTRAN leva a uma aproximação muito boa da matriz dinâmica como verificado pelos autores.

Se os autovetores obtidos a partir de um “software” são normalizados na massa, os elementos da matriz de inércia obtida desta forma têm a dimensão de massa, mas eles não podem ser entendidos como sendo os valores que seriam obtidos usando análise direta e seu uso deve ser empregado apenas para gerar a matriz de inércia generalizada que combinada com a matriz de rigidez pela utilização do método de Craig-Bampton levará aos mesmos autovalores que aqueles produzidos pelo uso de análise direta.

8.8. Obtendo a matriz de rigidez para cada superelemento

Embora a matriz de rigidez [K] seja obtida normalmente por análise direta é possível obtê-la também por análise reversa pela aplicação da relação matricial:

$$[K] = [\Phi^T]^{-1} [\Delta] [\Phi] \quad (39)$$

Devido à possibilidade de mal condicionamento de $[\Phi^T]$ é melhor e mais seguro obter [K] a partir de uma saída derivada de análise estática de um software como o MSC NASTRAN usando a definição de cada coeficiente k_{ij} , isto é, a reação na direção do grau de liberdade i devido à aplicação de um deslocamento unitário na direção do grau de liberdade j .

9. Resultados

A tarefa de realizar uma comparação entre os valores das frequências obtidas pela utilização do método de Craig Bampton e aqueles obtidos pela utilização de análise modal normal para a estrutura global composta pelo casco e linha de eixo utilizando o “software NASTRAN 2004” exigiu para este “software” uma opção de 60 modos (Barboza T.L. 2009), este sendo o número mínimo de modos que foi necessário para que o “software” cubrisse todo o campo de frequências de real interesse, isto é, 60 Hz. A tabela 1 abaixo apresenta a correspondência entre as frequências obtidas pelo “software” e aquelas obtidas pela utilização do método de Craig Bampton.

Frequências naturais obtidas pela utilização do NASTRAN 2004 para a estrutura global compreendendo o casco e a linha de eixo.		Frequências naturais obtidas pela utilização do método de Craig Bampton para a estrutura constituída pelo casco e linha de eixo acopladas com o auxílio do “software” MAPLE.	
Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
7	7,128X10-5	1	6X10-5
9	0,635827	2	0,472
19	9,347003	3	10,23
20	11,59976		
26	15,19754	4	15,83
27	15,9268		
28	19,29698	5	19,38
29	19,84651		
52	38,77171	6	39,21
53	40,68266		

Tabela1-Comparação entre as frequências naturais obtidas pela utilização do NASTRAN 2004 para a estrutura global compreendendo o casco e a linha de eixo, considerando 60 modos, e aquelas obtidas pela utilização do método de Craig Bampton para a estrutura constituída pelo casco e linha de eixo, acopladas com o auxílio do “software” MAPLE.

A figura 3 abaixo ilustra o modo normal correspondente a 19 Hz para a estrutura global compreendendo o casco e o eixo propulsor

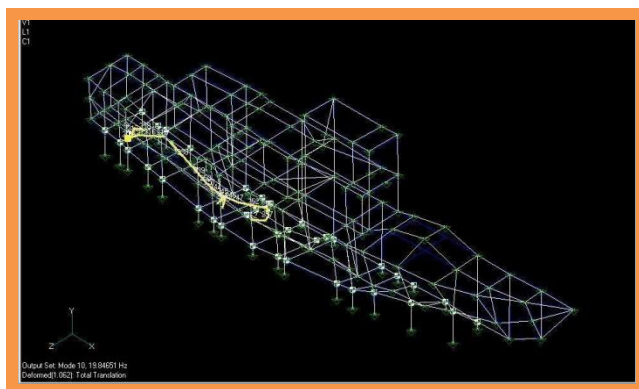


Figura 3- modo normal correspondente a 19 Hz para a estrutura global compreendendo o casco e o eixo propulsor

10. Discussão

Por inspeção da tabela 1 acima, nós podemos ver que o método de Craig Bampton não é apenas preciso quando comparado com a análise por modos normais, mas também altamente seletivo no que diz respeito à capacidade de mostrar ao analista os modos de real interesse, assim evitando dispersão devido à presença de modos sem importância. Em resumo, no presente exemplo, enquanto a análise por modos normais feita com base na saída (“output”) de dados obtidos a partir de um “software” deixa nas mãos do analista 60 modos dispersos, o uso do método de Craig Bampton reduz a extensão da análise para apenas 6 modos localizados. Os valores das frequências de ressonância obtidas são muito próximos daquelas obtidas por medições em 1998, as quais apontaram que as frequências de ressonância como estando entre 9Hz e 10 Hz, isto é, na faixa entre os modos 19º e 20º da tabela 1.

11. Conclusões

O conceito de superelementos e especialmente o uso de síntese de componentes modais mostrou-se ser uma preciosa ferramenta para a obtenção dos modos mais relevantes de vibração e uma alternativa frente à análise de modos normais no estudo de interação dinâmica entre o casco e a linha de eixo, mesmo que o modelo seja simplificado. Além dessa aplicação, a ferramenta mostra-se ser mais e mais poderosa à medida que a localização do detalhe estrutural aumenta, isto é, muito próximo da localização geométrica da falha ou aspecto objeto de estudo.

Nas fases de projeto e construção, é possível identificar outras aplicações dirigidas à interação dinâmica entre o casco e o eixo propulsor por ocasião da seleção da planta propulsiva, no arranjo de praças de máquinas, no projeto e arranjo da linha de eixo, nos detalhes estruturais das fundações, na seleção e fabricação dos mancais, na seleção e fabricação da linha de eixo. Em particular, a chamada análise reversa é uma importante ferramenta nesta atividade, uma vez que diferentemente da análise direta em que nós definimos as cargas nos mancais, a partir das folgas requeridas, na análise reversa, nós recalculamos os mancais existentes para cada posição vertical dos mancais em cada condição de calado e também estimamos as deflexões do casco como diferença entre duas condições do navio. É possível que um modo (“mode shape”) desejado tenha que ser imposto e, portanto que matrizes iniciais de rigidez e de massa ou ambas tenham que ser alteradas. Isto requer o conhecimento das novas matrizes a partir dos modos, isto é, em sentido reverso.

Na fase operacional do navio, quando a manutibilidade é realçada, novamente, o uso de superelementos pode ser de grande importância no diagnóstico de falhas, especialmente aquelas apresentando ruído e

vibrações. Várias falhas podem ser simuladas de modo a fazer comparações entre a resposta real e aquela obtida da simulação e, assim, fazer um diagnóstico por identificação. As principais possibilidades de simulação incorporam: empeno do eixo, desbalanceamento do eixo, desalinhamento paralelo do eixo, desalinhamento angular do eixo, flexão do eixo e outras não tão fáceis de simular como desgaste mecânico, roçamento e impacto por vibrações as quais dependerão muito da habilidade do analista.

Fazendo-se comparações entre os resultados da modelagem considerando a linha de eixo em condições ideais e condições anormais, é possível se ter uma idéia de como o problema tem influência nas frequências naturais da linha de eixo isoladamente ou, se possível, para o casco e linha de eixo acoplados. Invertendo-se a situação, é possível realizar medições de vibração principalmente para a linha de eixo e comparar o resultado de tais medições com a análise de vibrações feita considerando a linha de eixo em condições ideais e em condições anormais, de acordo com um problema entre os tipos apontados ou de acordo com uma combinação destes e assim situar o problema por identificação.

Ainda no campo da manutibilidade por avaliação de estado esta pode ser muito bem apoiada pela aplicação de manutenção preditiva, usando técnicas de ruído e vibração, uma vez que espectro de vibrações e resposta relativa de amplitude entre eixo e mancal pode ser obtida, continuamente, de modo a fazer uma predição do tempo para a ocorrência de falha (ponto preditivo).

Referências

- Craig Jr. R.R, Structural dynamics-"An Introduction to Computer Methods". John Wiley & Sons, New York, 1981, Chapter 19.
- Dahler G. et al-"A Study on Flexible Hulls, Flexible Engines, Crank Shaft Deflections and Engine Bearing Loads for VLCC Propulsion Machinery". International Council on Combustion Engines, Kyoto, 2004, paper 48, pp. 1-14.
- Gurtin M.E- "An Introduction to Continuum Mechanics". Department of Mathematics, Carnegie-Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania, (1981), chapter 2.
- ISO 7919-1,-"Mechanical Vibration of Non-Reciprocating Machines"- Measurements on Rotating and Shafts Evaluation Criteria, 1997.
- Light S. P.-"Why Engineers Don't Understand Logistic". Naval Engineers Journal, 1992, Vol. 104, Issue 5, pp.57-63.
- Meyer Carl D.-"Matrix Analysis and Applied Linear Algebra". Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, april 2000, chapter three, page 113, exercise 3.6.5
- MSC NASTRAN, Super Elements User`S Guide, USA, 2001, chapter 1.
- Murawski L. "Shaft Line Alignment and Analysis Taking Ship Construction Flexibility and Deformations Into Consideration". Ship Design and Research Centre, Gdansk, Poland, 2005, pp, 62-84.
- Sverko, D.-"Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment"- American Bureau Of Shipping-Houston, 2005, pp.1-16.
- Wilson, E. L & Yuan M. W.& Dickens J. M.-"Dynamic Analysis by Direct Superposition of Ritz Vectors". Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1982, Vol. 10, pp. 813-821.
- Barboza T.L.-"O Uso de Superelementos Para Análise de Problemas com Origem na Integração Dinâmica entre o Casco e o Eixo Propulsor". COPPE UFRJ, Departamento de Engenharia Oceânica, 2009, pp 112-113.