

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DA ESTRUTURA DE REFORÇO EM BARCAÇAS E EMPURRADORES A FIM DE
IMPLEMENTAR UM ACOPLAMENTO ENTRE OS MESMOS

por

Felipe Ferreira Nunes

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2012

ANÁLISE DA ESTRUTURA DE REFORÇO EM BARCAÇAS E EMPURRADORES A FIM DE
IMPLEMENTAR UM ACOPLAMENTO ENTRE OS MESMOS

por

Felipe Nunes

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Ignácio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Jakson M. Vassoler

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Rogério Marczak

Porto Alegre, 11 de Junho de 2012.

Nunes, F. F. **ANÁLISE DA ESTRUTURA DE REFORÇO EM BARCAÇAS E EMPURRADORES A FIM DE IMPLEMENTAR UM ACOPLAMENTO ENTRE OS MESMOS**. 2012. 15. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

A Bacia do Sudeste é uma das mais importantes bacias do ponto de vista econômico no Brasil. Sua notoriedade deve-se em grande parte ao transporte de produtos relacionados à indústria petroquímica, entre o Polo Petroquímico do Sul e o porto de Rio Grande. Tais produtos muitas vezes oferecem um alto risco ao meio ambiente, e a gestão de seu transporte via hidrográfica é estatisticamente a alternativa menos perigosa. Estudos relacionados ao aumento de produção do Polo Petroquímico evidenciam a necessidade de movimentar-se uma maior quantidade de material por este corredor. Neste contexto, a utilização de barcaças e empurradores se apresenta como uma opção válida para aumentar a eficiência do meio de transporte citado. Objetiva-se através deste trabalho, a realização da análise estrutural - utilizando-se da metodologia de elementos finitos – da estrutura de reforço de um acoplamento entre uma barcaça e um empurrador. Este modelo permitirá que posteriormente sejam realizadas análises desta mesma estrutura em diferentes cenários de trabalho, além de estudar os seus possíveis pontos críticos a serem reforçados. Paralelamente, estará sendo definida uma metodologia de elementos finitos para análise de problemas semelhantes a este.

PALAVRAS-CHAVE: Análise de elementos finitos, simulação de reforços, acoplamentos.

Nunes, F. F. **ANALYSIS OF THE STRUCTURE OF REINFORCEMENT IN BARGES AND TOWBOATS IN ORDER TO IMPLEMENT A COUPLING BETWEEN THEM.** 2012. 15. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

The Southeast Basin is one of the most economically important basins in Brazil. His fame is due largely to the transport of products related to the petrochemical industry between the Southern Petrochemical Complex and port of Rio Grande. Such products often offers a high risk to the environment, and management of its transport through the basin is statistically the less dangerous alternative. Studies related to increased production of Southern Petrochemical Complex highlight the need to move a larger amount of material along this corridor. In this context, the use of barges and towboats presents itself as a valid option to increase the efficiency of this mean of transport. The purpose is through this papper, perform the structural analysis - using the finite element method – of the reinforcement structure of a coupling between a barge and a towboat. This model will permit further analysis of this structure in different work scenarios and study the possible critical points to be reinforced. In addition, a methodology is being defined for finite element analysis of problems similar to this.

KEYWORDS: Finite element analysis, reinforcements simulation, couplings.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRAFICA	2
2.1. O Método de Elementos Finitos	2
2.2. O Método e seus Usuários	3
2.3. Elementos e Nós	3
2.4. Modelando o Problema e Checando os Resultados	4
2.5. Discretização e outras Aproximações	4
3. METODOLOGIA	4
3.1. Considerações sobre o Programa Utilizado	4
3.2. Das Definições do Modelo	5
3.3. Da Criação do Modelo	5
3.4. A AEF Aplicada ao Problema	6
3.4.1. <i>Condições de Contorno</i>	7
3.4.2 <i>Aplicação das Cargas</i>	7
4. RESULTADOS	8
4.1. Modos de Vibração	8
4.2 Deslocamentos	10
4.3 Tensões	12
4.3.1 <i>Concentração de Tensões</i>	12
4.3.2 <i>Análise de Tensões</i>	12
4.3.3 <i>Comparativo</i>	13
5. CONCLUSÕES	14
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15

1. INTRODUÇÃO

Há muito tempo a ideia de separar-se propulsão e carga vem sendo usada em navegação. As vantagens em se utilizar uma unidade propulsiva independente da unidade de carga ou serviço agregam uma dinâmica ao sistema. Quando essa unidade propulsiva pode “propelir” um conjunto de diversas embarcações (comboios), essa vantagem é multiplicada.

Inicialmente, estes comboios eram formados por rebocadores e barças não propulsadas. O acoplamento dava-se por intermédio de cabos. Porém, tal modalidade de acoplamento apresentava diversas deficiências, tais como: baixa estabilidade frente a condições meteorológicas adversas; lentidão na movimentação devido à baixa manobrabilidade e a necessidade ocasional de o rebocador ter de atuar como empurrador na execução de certos movimentos.

Frente a tais restrições, surgiu um novo conceito de propulsão independente: o conjunto empurrador/barça. Este novo conceito se mostrou mais eficiente que o sistema previamente desenvolvido, tanto no quesito eficiência motora, quanto na manobrabilidade do comboio; e, conseqüentemente, na segurança. Nesta mesma corrente, nasceram diversas variáveis na forma como este acoplamento dar-se-ia. Alguns conceitos de acoplamento, tais como o Dyna-Cliq (<http://www.vdveldengroup.nl>), o Intercon (<http://www.oceantugbarge.com>) e o Bludworth-Cook (<http://www.vesselrepair.com>), podem ser vistos na figura 1.1.

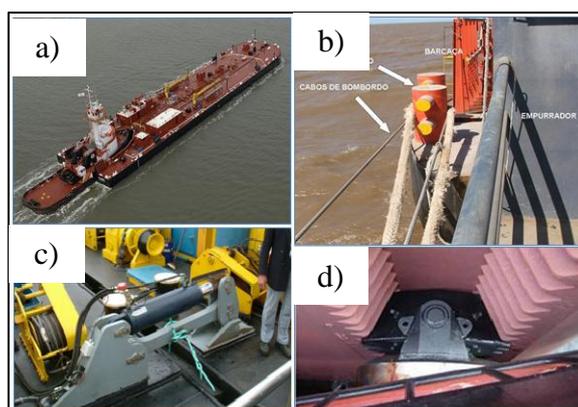


Figura 1.1 – Acoplamentos: (a) Bludworth-Cook (b) Cabos, (c) Dyna-Cliq e (d) Intercon

Dentre os diversos sistemas disponíveis no mercado, focar-se-á aqui no Pushpin 250-HIL, da empresa ACM-TRADING (<http://www.acm-trading.fi/>). Neste sistema, primeiramente o empurrador adentra o entalhe da barça, tendo um pino parcialmente extraído de seu casco – figura 1.2(a).

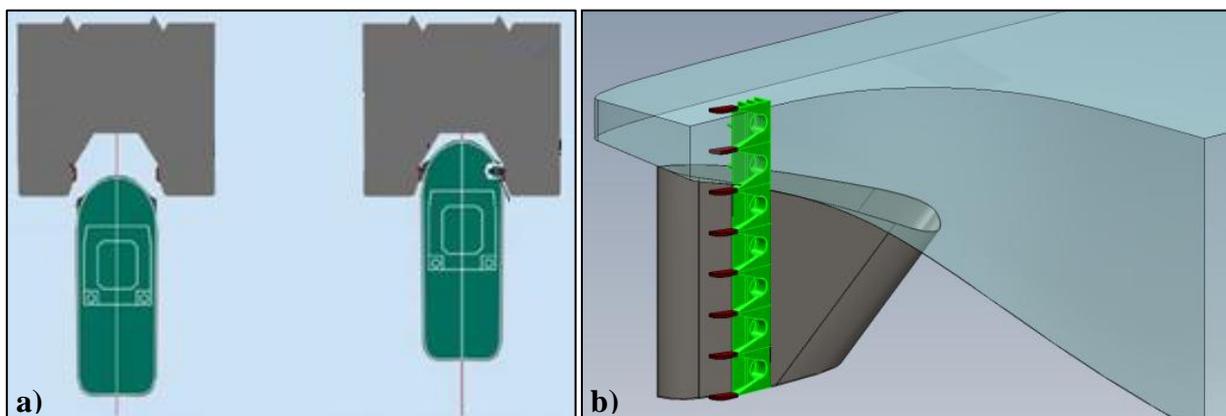


Figura 1.2 – em (a), o empurrador adentrando o entalhe da barça; em (b), tem-se: a barça, em azul; as guias, em vermelho; a estrutura de reforço, em cinza; o socket plate, em verde

A parcela do pino que se encontra exposta é conduzida por guias, as quais estão soldadas na estrutura de reforço, a que por sua vez está fixada no entalhe. Estas guias conduzem ao chamado socket plate, onde finalmente o pino será totalmente inserido em furos ali existentes, finalizando assim o acoplamento – figura 1.2(b).

O objeto de estudo a ser analisado aqui, consiste da estrutura de reforço de uma barçaça real - de posse da empresa Navegação Guarita S.A. A responsável pela criação e execução do projeto é a empresa Internav. Os blocos (módulos) da barçaça estão sendo montados em Erechim – figura 1.3.



Figura 1.3 – Blocos da barçaça

Uma vez montados, os blocos são então transportados até o estaleiro de Taquari e anexados ao conjunto – figura 1.4. No presente momento, a estrutura de reforço ainda não foi construída, pois a barçaça encontra-se montada apenas de sua proa até parte de seu corpo paralelo.



Figura 1.4 – Barçaça sendo montada no estaleiro em Taquari

Para ter-se uma noção da grandeza da barçaça, esta possui 93,6m de comprimento e largura (boca moldada) de 15,5m, resultando numa estrutura da ordem de 1000 toneladas.

Inserido neste contexto, objetiva-se através deste trabalho, analisar, do ponto de vista estrutural, a estrutura de reforço real utilizada pela Navegação Guarita. Paralelamente, estará sendo definida uma metodologia de elementos finitos para análise de problemas semelhantes a este.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1. O Método de Elementos Finitos

A análise de elementos finitos (AEF) visa o conhecimento de um campo de valores de uma determinada grandeza física. Na análise estrutural em especial, busca-se usualmente um campo que represente os deslocamentos e/ou tensões envolvidas. Dentro destes campos,

geralmente foca-se em encontrar as regiões de maior valor dentro do mesmo, ou ainda, os pontos de maior gradiente. Note que tal abordagem obtém a resolução numérica de um determinado problema, não fornecendo uma fórmula como solução. Uma importante consideração a ser feita é de que esta resposta obtida é normalmente aproximada, a menos que o problema seja elementar.

Simplificadamente, a metodologia da análise por elementos finitos parte da divisão de uma estrutura em várias partes (elementos). Cada parte tem então seu comportamento explícito em uma forma básica que descreva seu equilíbrio. Logo após, os elementos são reconectados em nós, formando assim a malha. Desta forma, surgem diversas equações – proporcionais ao número divisões da estrutura - tornando o uso do computador indispensável.

Uma descrição do método reside na noção de que o campo de deslocamentos resulta da interpolação dos resultados obtidos para cada nó em separado, que ao serem unidos, conduzem a um campo de deslocamentos da estrutura como um todo. Na forma matricial tem-se que $KD=R$, onde D é o vetor de deslocamentos nodais desconhecidos, R é o vetor conhecido forcas externas aplicadas e K é a matriz de rigidez; constantes estas que independem das forcas externas aplicadas.

2.2. O Método e seus Usuários

Um dos pontos mais fortes da utilização da AEF concerne à sua versatilidade. Diferentemente da abordagem analítica, são diversas as configurações de geometria, carga e apoio passíveis de solução quando se está utilizando este tipo de abordagem. Isto se deve principalmente ao fato de que todas as infundáveis operações matemáticas complexas são executadas pelo computador. Sendo assim, verifica-se que um bom usuário não necessita necessariamente ser um profundo conhecedor da matemática envolvida, e que o sucesso da análise está vinculado a outros diversos fatores.

Como sabido, cabe ao usuário o pré-processamento - ao descrever o problema – e o pós-processamento - ao listar e plotar os resultados desejados; tarefas estas que se mostram muitas vezes nada triviais. De alta importância é também a correta escolha das características dos elementos que serão utilizados na análise – tais como forma e tamanho. Além disso, indispensavelmente faz-se necessário o conhecimento das hipóteses e limitações das teorias envolvidas na análise, uma vez que o software muitas vezes apenas resolverá o que a ele for solicitado, não sendo crítico neste ponto.

Mesmo o usuário tendo as competências até aqui citadas, ainda assim é fácil que erros sejam cometidos. Uma boa compreensão física, isto é, uma boa noção da resposta esperada pode evitar erros grosseiros na análise.

2.3. Elementos e Nós

Elementos podem ser descritos como fragmentos de estruturas. A união destes fragmentos é feita pelos chamados nós. Cada nó possui um deslocamento, que acaba sendo comum aos elementos que estão unidos pelo mesmo. Caso fossem executadas sem restrições, estas ligações poderiam gerar alguns defeitos nas malhas – tais como deslizamento de elementos, concentração de tensões e aparecimento de espaços vazios. Previnem-se tais problemas ao limitar-se o comportamento das deformações dos elementos constituintes da estrutura.

Tem-se então para um elemento que seus deslocamentos podem ser representados, por exemplo, pela equação genérica que segue:

$$u = \beta_1 + \beta_2x + \beta_3y \quad (2.1)$$

$$v = \beta_4 + \beta_5x + \beta_6y \quad (2.2)$$

Note que a descrição dos deslocamentos dos elementos deste exemplo dá-se através de uma equação que possui seis graus de liberdade. Observe também que o campo de deslocamento é definido por funções do tipo $u(x,y)$ e $v(x,y)$.

Tais equações permitem a representação dos coeficientes β acima apresentados em termos de deformação, na seguinte forma:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.3)$$

onde:

$$\varepsilon_x = \beta_2, \quad \varepsilon_y = \beta_6 \quad e \quad \gamma_{xy} = \beta_3 + \beta_5$$

Ao tratarmos os deslocamentos desta maneira, garantimos que os problemas anteriormente citados não ocorrerão, i.e., a estrutura manter-se-á unida. É importante ressaltar que a equação acima citada vale para uma dada geometria especificada. Uma outra geometria pode ter uma equação para seus deslocamentos diferente.

2.4. Modelando o Problema e Checando os Resultados

Segundo Cook, 1995, define-se modelagem como sendo a “simulação de uma estrutura ou processo físico por meio de uma construção analítica ou numérica equivalente”. Tal analogia na maioria das vezes não é nada simplória. Busca-se definir parâmetros que satisfaçam a descrição do comportamento físico, mas que não acabem por sacrificar tempo e requerer esforços computacionais descomunais. Apesar de sua sofisticação, deve-se sempre olhar com crítica os resultados de uma AEF, uma vez que erros de modelagem podem ocorrer.

Existem técnicas que permitem uma redução dos esforços computacionais sem comprometer os resultados da análise. Como exemplo, cita-se a consideração da simetria do modelo (geométrica e de cargas) e o refinamento da malha nas regiões de maior gradiente dos resultados esperados.

2.5. Erros e Aproximações

Qualquer que seja o método de análise é importante ter-se em mente que não se está analisando um comportamento físico, mas sim um modelo matemático criado pelo próprio usuário. Cada modelo destes está apoiado num modelo teórico simplificado do problema a estudar como, por exemplo, o modelo de cascas - onde uma das dimensões é muito menor que as outras duas e as forças não tem restrição na sua direção de aplicação. Na maioria das vezes, as situações encontradas dificilmente serão modeladas de forma exatamente fiel ao problema. Sendo assim, são incluídos nos resultados erros de modelagem. Há ainda erros de discretização, numéricos e do próprio software.

Frente a todos estes erros agregados, o analista deve ser capaz de reconhecer comportamentos diferentes dos naturalmente esperados, a avaliar se os erros embutidos não comprometeram a solução.

3. METODOLOGIA

3.1. Considerações sobre o Programa Utilizado

Na AEF foi utilizado o sistema comercial ANSYS, o qual permite gerar sua malha em uma geometria exportada de outro software, também comercial, porém específico para modelagem, chamado Inventor. Esta forma de proceder é adequada quando a geometria do objeto em estudo é complexa. A vinculação entre o software de elementos finitos e o software de criação da malha é realizada através de um formato de arquivo neutro (IGES), que permite a

comunicação entre os dois programas. Detalhes deste procedimento podem ser encontrados em www.ansys.com e www.autodesk.com.br.

Verifica-se que atualmente a criação dos modelos a serem estudados por alguns grupos de pesquisa, inseridos no Grupo de Mecânica Aplicada da UFRGS (GMAP), é feita inteiramente no ANSYS. Tal tarefa torna-se árdua, e até inviável, à medida que a complexidade das geometrias a serem descritas aumenta. Isto deve-se ao fato de que a metodologia de desenho do ANSYS cria pontos, linhas e áreas através de um *input* geométrico, baseado no sistema de coordenadas adotado, dispensando a criação das mesmas através da interface.

3.2. Das Definições do Modelo

Inicialmente, definiu-se que parte da barcaça seria modelada. Dado que a região de interesse do problema consiste basicamente da estrutura de reforço em si, não faz-se necessária a extensão do modelo adentro do corpo paralelo da barcaça. Definiu-se, portanto, que o modelo iria descrever apenas os blocos 71-4 e 71-3.

Utilizando-se da possibilidade de aplicação de condições de simetria na AEF, apenas metade da barcaça seria desenhada, ou seja, de um dos bordos até a linha de centro. Tal conduta justifica-se pela simetria na aplicação dos carregamentos, verificada na situação aqui analisada, e que é explicada nas próximas seções do trabalho.

A figura 3.1 sintetiza a porção da barcaça a ser modelada.

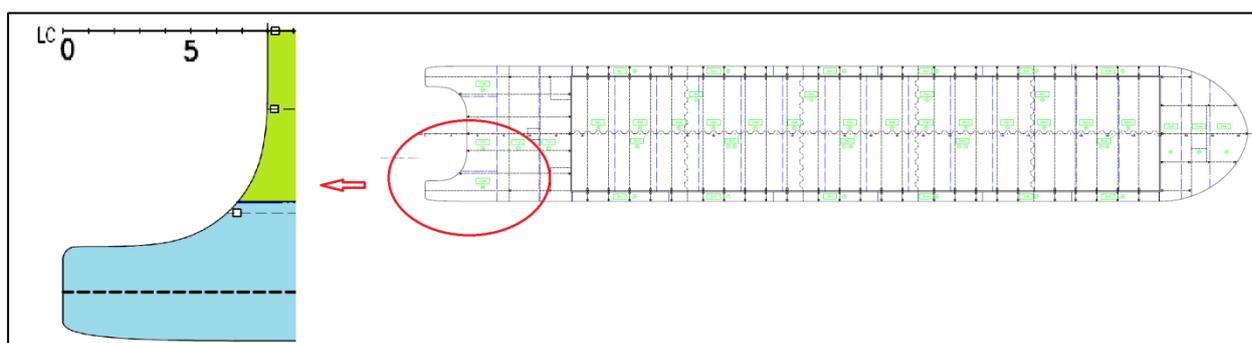


Figura 3.1 - A parcela verde representa o bloco 71-4 e a azul representa o bloco 71-3.

3.3. Da Criação do Modelo

Dada a complexidade do modelo, sua criação foi subdividida em diversas partes. Num primeiro momento foram criados desenhos bidimensionais que representassem apenas cortes da barcaça. A figura 3.2 exemplifica um plano real e o seu correspondente desenho.

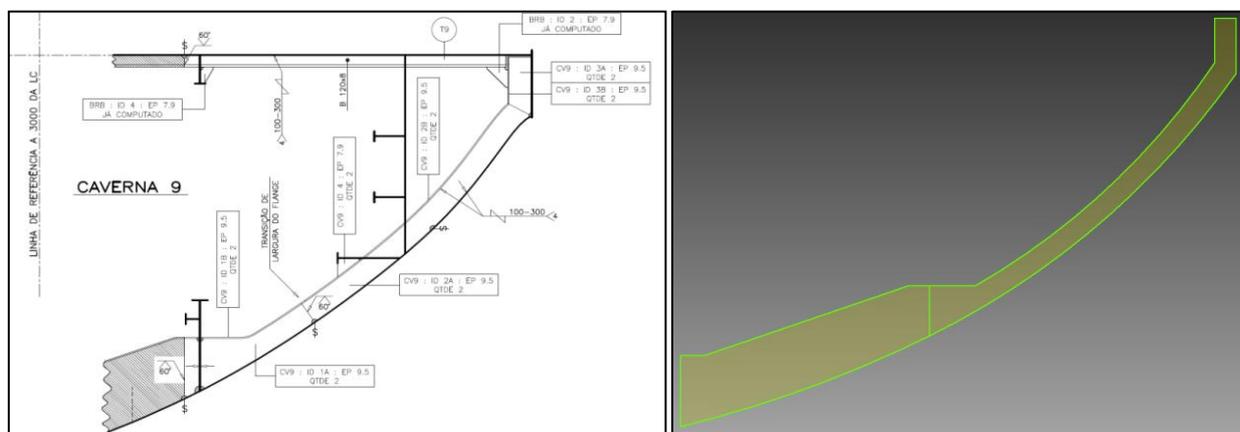


Figura 3.2 – À esquerda, o plano da caverna 9; à direita, sua representação no Inventor

Uma vez desenhada a geometria, esta era então exportada para o ANSYS, onde resolvia-se um problema genérico (uma carga distribuída sobre a caverna, estando esta engastada em um dos lados, por exemplo). Tal conduta surge na intenção de garantir que o desenho está bem amarrado - sem nenhuma linha ou área solta – permitindo assim sua inserção no modelo global.

A cada seção anexada ao modelo global, eram desenhadas as linhas que a conectariam ao restante da estrutura. O modelo, em sua concepção final, é visto na figura 3.3.

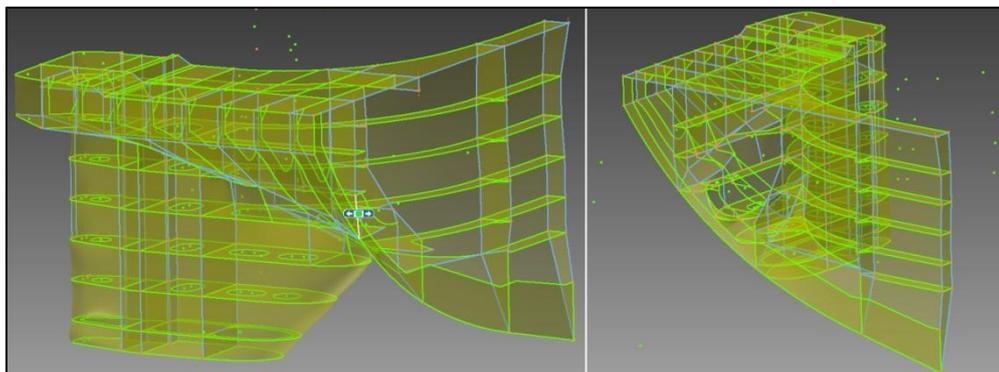


Figura 3.3 – Modelo final feito no Inventor, em duas vistas

Uma das grandes dificuldades enfrentadas na modelagem foi o fato de que o ANSYS, ao detectar que uma linha ou área está desconectada da estrutura, não indica seu número ou posição. Num modelo com mais de 5000 linhas e aproximadamente 400 áreas, não é surpreendente que pelo menos uma destas esteja desconectada do mesmo. Sendo assim, a cada seção conectada à estrutura, o modelo parcial era então exportado para o ANSYS, a fim de garantir que a modelagem, até aquele ponto, estava correta. Desta forma, sempre que erros eram verificados, as possibilidades de onde o mesmo se encontrava eram muito menores do que se a estrutura estivesse desenhada por completo.

3.4. A AEF Aplicada ao Problema

O elemento utilizado na geração da malha do modelo foi o SHELL281 – figura 3.4. Este elemento possui 8 nós, não necessita muito esforço computacional - quando comparado com as demais opções oferecidas pelo ANSYS - e apresenta bons resultados quando aplicado a problemas de mesma natureza.

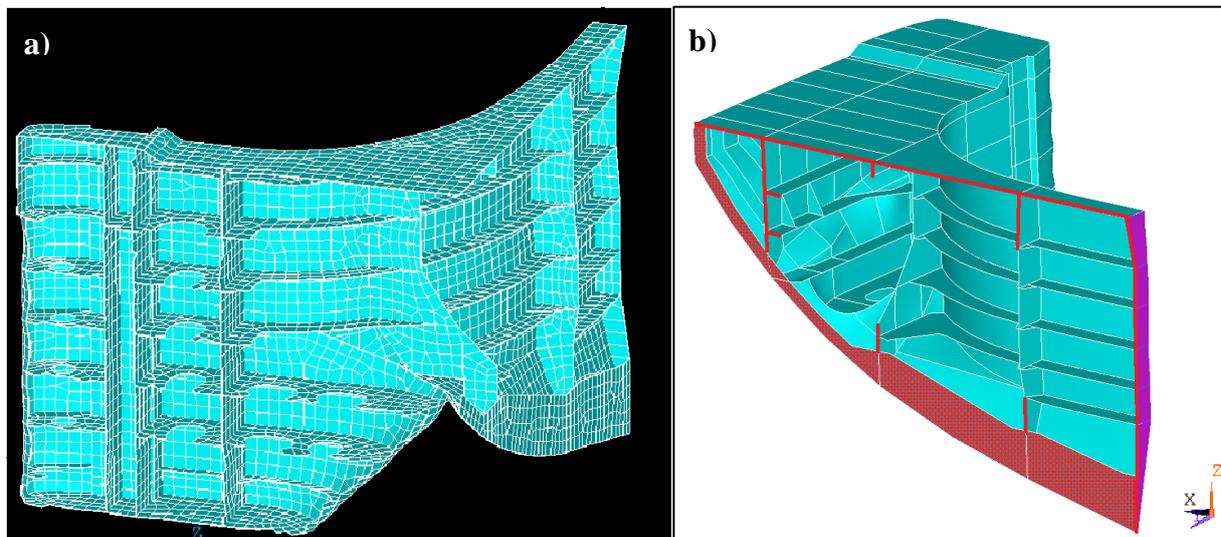


Figura 3.4 – a) Malha utilizada no modelo, b) Em vermelho, condições de engaste; em lilás, condições de simetria

Definiram-se as propriedades do material como elásticas isotrópicas lineares. Fixou-se o Módulo de Elasticidade (E) em $2,07E5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ e o Coeficiente de Poisson (ν) em 0.3.

O modelo preliminar apresentado nesta versão escrita tem algumas deficiências (falta de alguns reforços e de distinção nas espessuras das chapas), mas estes detalhes não criam obstáculos para avaliar a metodologia empregada na construção do modelo.

3.4.1. Condições de Contorno

A fim de tornar o modelamento menos trabalhoso, optou-se por, ao invés de modelar toda a popa da barçaça, desenhar esta apenas de um dos bordos até a linha de centro; e então aplicar condições de simetria na linha de centro da barçaça. Nesta zona, foram então restringidos os deslocamentos em X e as rotações em Y e Z - como se ilustra na figura 3.4b - uma vez que temos cargas simétricas sendo aplicadas, as quais impedem o surgimento destes movimentos.

Com relação à parte suprimida da barçaça, que vai do início da popa à proa, considerou-se que esta apresenta uma rigidez muito maior que a da parte modelada. Sendo assim, restringiram-se todos os graus de liberdade das estruturas que conectam a popa ao corpo paralelo – figura 3.4b.

3.4.2 Aplicação das Cargas

Durante o acoplamento, o pino extraído do empurrador é inserido num dos orifícios do socket plate, o que pode ser visualizado na figura 3.6.

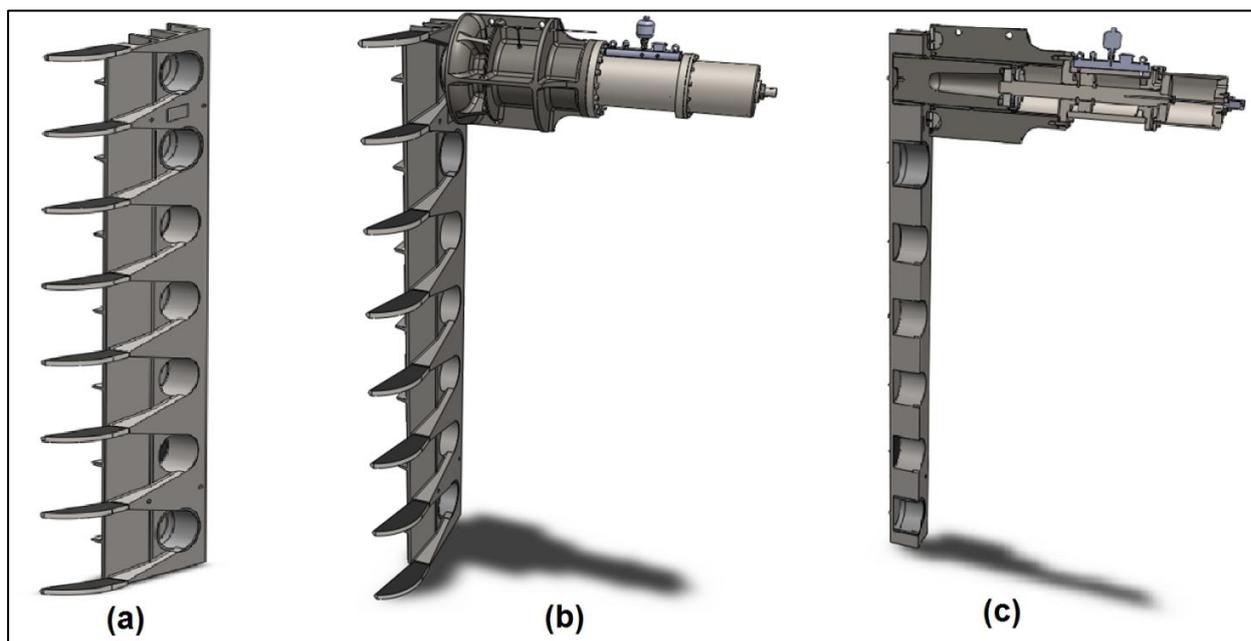


Figura 3.6 – (a) socket plate; (b) conjunto pino/socket plate e (c) vista em corte

Verifica-se que o socket plate é uma estrutura maciça, fabricada em ferro fundido, sendo por tanto uma estrutura altamente rígida. Desta forma, tem-se que os deslocamentos relativos ao longo do mesmo são pequenos, permitindo assim que o suprimamos da análise ao aplicarmos as cargas diretamente no alojamento do mesmo. Porém, é esperado que tensões concentrem-se no ponto de aplicação das forças.

A aplicação da carga foi efetuada apenas no orifício superior do socket plate. O acoplamento se dá desta forma quando temos a barçaça carregada, e esta acaba por assumir um nível inferior ao empurrador. Nesta situação, as cargas envolvidas são maiores. Abaixo

segue o valor de cada componente da carga total, bem como o responsável principal pelo surgimento de cada uma delas.

Tabela 3.1 – Componentes da carga aplicada

Componente	Módulo (kN)	Módulo aplicado (kN)	Nº de vetores aplicados	Responsável pela carga
F_x	745	248,3	3	Pino
F_y	528	132	4	Empurrador
F_z	1408	281,6	5	Ondas

A distribuição dos vetores vê-se na figura 3.7. Note que os valores brutos das cargas foram divididos em mais vetores, a fim de ter-se uma carga menos concentrada.

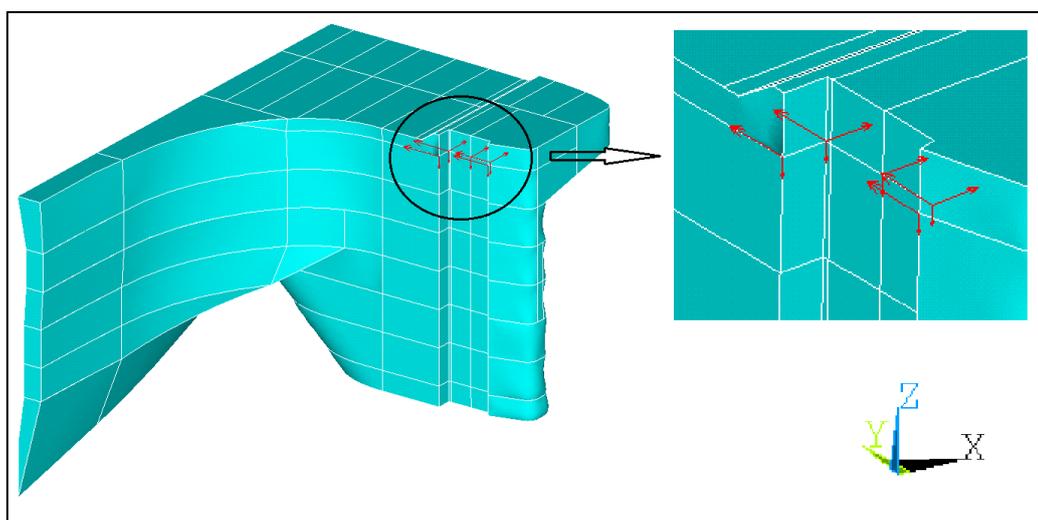


Figura 3.7 – Modo de aplicação das cargas

4. RESULTADOS

4.1 Verificações do modelo

Objetivando verificar o modelo numérico em estudo, foi realizada uma análise de modos e frequências (f). Desta forma, tem-se uma apreciação global das características do mesmo, além de que caso fossem observados modos de frequências muito baixas, estas indicariam que alguma das regiões do modelo está mal vinculada.

Algumas observações sobre esta verificação são descritas a seguir:

a) Como o modelo foi analisado no ANSYS com as seguintes dimensões: força (F) em N; massa (M) em Kg e comprimento (L) em mm, as frequências que o programa calculou (f_{ansys}) não estão em Hz. Neste caso, será necessária uma correção, como segue:

Lembrando a expressão que permite calcular a frequência de um sistema de um grau de liberdade (considerando $F[N]$, $M[Kg]$ e $L[m]$):

$$f [\text{Hertz}] = \sqrt{\frac{K \left[\frac{N}{m} \right]}{M [\text{Kg}]}} \quad (4.1)$$

Se a dimensão do comprimento esta dada em mm temos que:

$$f [\text{Hertz}] = \sqrt{\frac{K \left[\frac{N}{mm} \right] \cdot \left(\frac{1000mm}{1m} \right)}{M[\text{Kg}]} } = \sqrt{\frac{1m}{1000mm}} \sqrt{\frac{K \left[\frac{N}{mm} \right]}{M[\text{Kg}]}}$$

Desta forma:

$$f[\text{Hertz}] = \sqrt{1000} f_{\text{ansys}} \quad (4.2)$$

b) O cálculo das oito primeiras frequências obtidas no ANSYS são apresentadas na tabela 4.1. Na mesma tabela é realizada a correção indicada para passar as frequências para Hertz, segundo a observação (a).

Tabela 4.1 – Frequências dos 8 primeiros modos de vibração

MODO	FREQUÊNCIAS	
	f_ansys	f [Hz]
1	0,67	21,1
2	1,31	41,3
3	1,68	53,3
4	2,49	78,6
5	2,69	85,1
6	3,45	109,2
7	3,49	110,5
8	6,70	212,0

Os quatro primeiros modos associados a estas frequências encontram-se na figura 4.1, onde é possível observar que os modos mais baixos de vibração acontecem pela ausência dos reforços, os quais serão adicionados na versão final do modelo. É importante salientar que, caso a estrutura se encontrasse em fase de projeto, a análise dos modos estaria evidenciando quais os pontos da mesma que necessitariam de um aumento de rigidez.

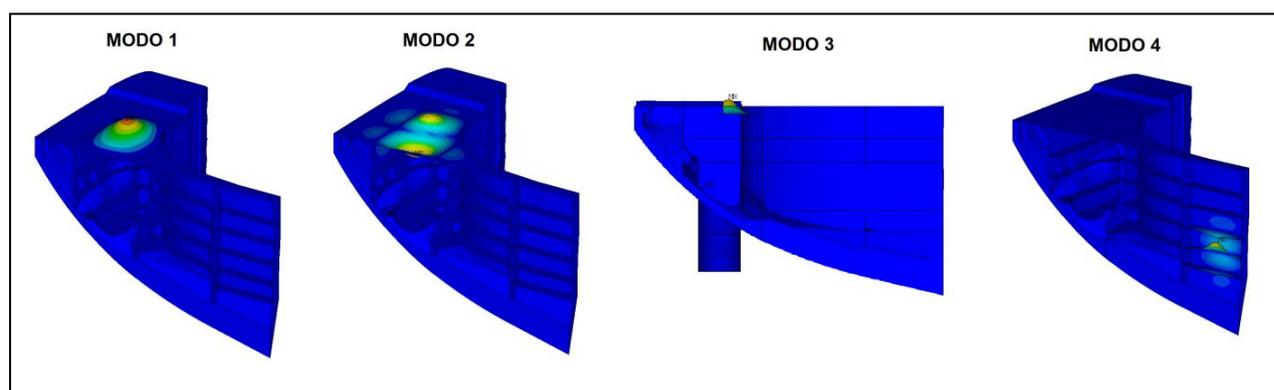


Figura 4.1 – Quatro primeiros modos de vibração da estrutura

c) a fim de verificar que estas frequências naturais são coerentes com as encontradas para placas de aço com dimensões semelhantes as que o modelo numérico tem, calculou-se, em forma analítica, a frequência natural de uma placa em condições parecidas.

As dimensões adotadas, semelhantes às da região onde o primeiro modo se apresenta, são de 2,8X1,8m.

A expressão para solução deste problema, proposta por Young e Budynas, 2001, é apresentada a seguir:

$$f = \frac{k_n}{2\pi} \sqrt{\frac{Dg}{wa^4}} \quad (4.3)$$

Onde: k_n = Constante onde "n" refere-se ao modo de vibração
 g = Aceleração da gravidade
 w = peso próprio da chapa por unidade de área
 a = menor lado da chapa

Tem-se que:

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} = \frac{2,1 \times 10^{11} ((9,5 \times 10^{-3})^3)}{12(1-0,3^2)} = 16488 \text{ N.m} \quad (4.4)$$

$$w = \frac{P}{A} = \frac{\rho Vg}{A} = \rho t g = 7800 \cdot 9,5 \times 10^{-3} \cdot 9,81 = 727 \text{ N/m}^2 \quad (4.5)$$

$$\frac{a}{b} = \frac{1,8}{2,8} = 0,65 \quad (4.6)$$

Onde: P = peso próprio da chapa
 V = volume da chapa
 A = área da chapa
 b = lado maior da chapa

Temos ainda da tabela 4.2 que:

Tabela 4.2 – Tabela da constante k_1 para o caso 1

a/b	1	0.9	0.8	0.6	0.4	0.2	0
K_1	36.0	32.7	29.9	25.9	23.6	22.6	22.4

De onde obtém-se $k_1 = 26,9$, que leva a:

$$f = \frac{26,9}{2\pi} \sqrt{\frac{16487,9,81}{727 \cdot 1,8^4}} = 19,7 \text{ [Hz]}$$

Observa-se, portanto, que a solução analítica se aproxima razoavelmente do resultado obtido na simulação.

4.2 Deslocamentos

Visando um melhor entendimento do problema, é interessante a análise qualitativa dos deslocamentos envolvidos no mesmo. Utilizando uma escala exagerada, as figuras abaixo mostram que os deslocamentos estão de acordo com a aplicação das cargas, uma vez que estas eram aplicadas nas direções x e y , e na direção z com sentido oposto ao do eixo.

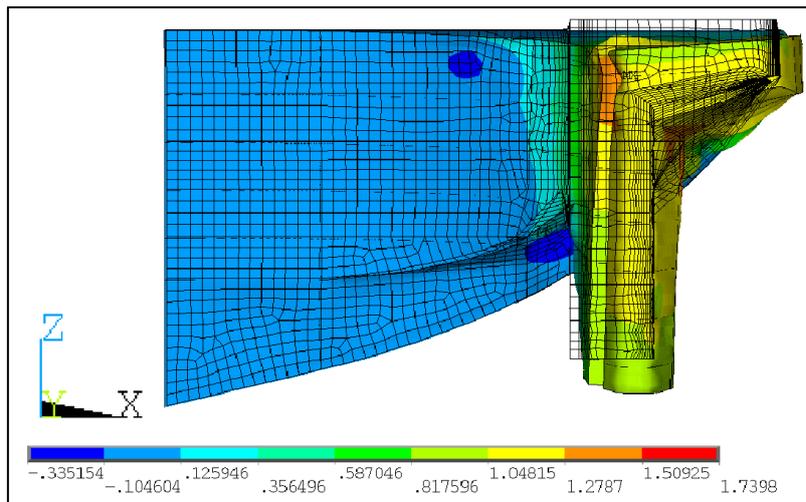


Figura 4.2 – Deslocamentos em X

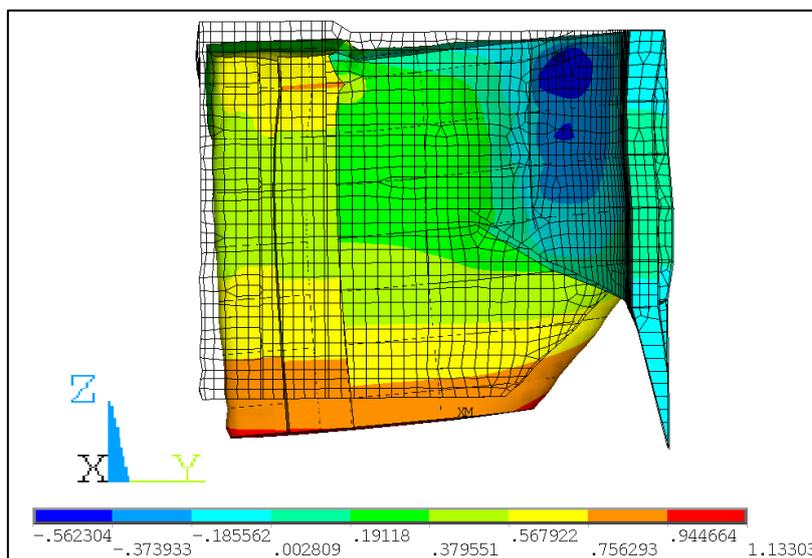


Figura 4.3 - Deslocamentos em Y

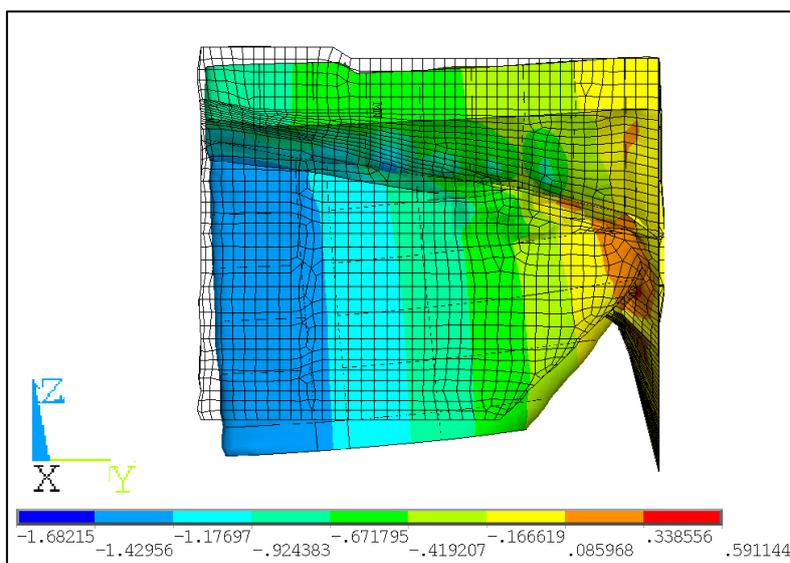


Figura 4.4 - Deslocamentos em Z

Esta análise de deslocamentos foca principalmente na necessidade de garantir-se que o deslocamento no interior do entalhe não seja tão grande a ponto de que o pino se desconecte do socket plate. Sendo assim, devemos atentar apenas para os deslocamentos em X. Na análise destes deslocamentos, *verifica-se que a região do socket plate desloca-se aproximadamente 1.74mm*. Este resultado mostra que o dimensionamento do comprimento do pino não fica limitado pelo deslocamento da estrutura.

4.3 Tensões

4.3.1 A Concentração de Tensões

Inicialmente, verifica-se que há uma concentração de tensões no ponto de aplicação das cargas, o que gera elevadas deformações nesta região. Isto ocorre uma vez que as cargas foram aplicadas de maneira pontual, ao suprimirmos o socket plate. As deformações exageradas na estrutura devem-se à não inclusão das vigas que ali se encontram, bem como a não representação da maior espessura de algumas chapas ali existentes.

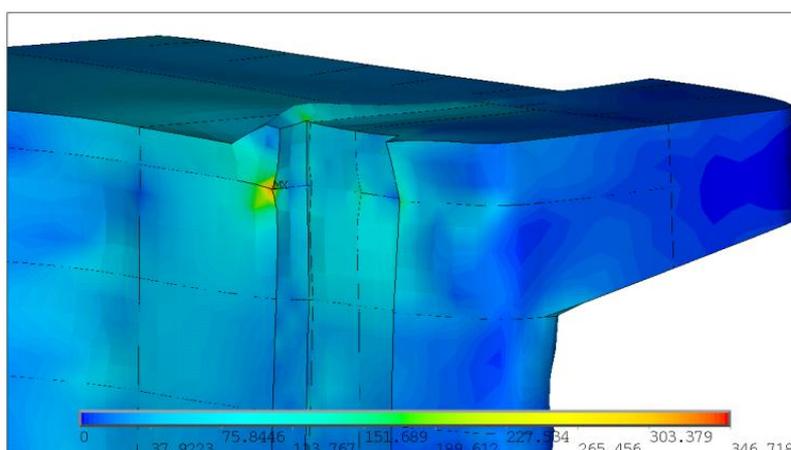


Figura 4.5 – Tensões de Von Mises demonstrando a concentração de tensões

4.3.2 Análise de Tensões

Ao analisar as tensões de Von Mises plotadas na figura 4.6, conclui-se que nenhuma região excede o valor da tensão de escoamento do aço (SAE 1020); salvo a região de concentração de tensões.

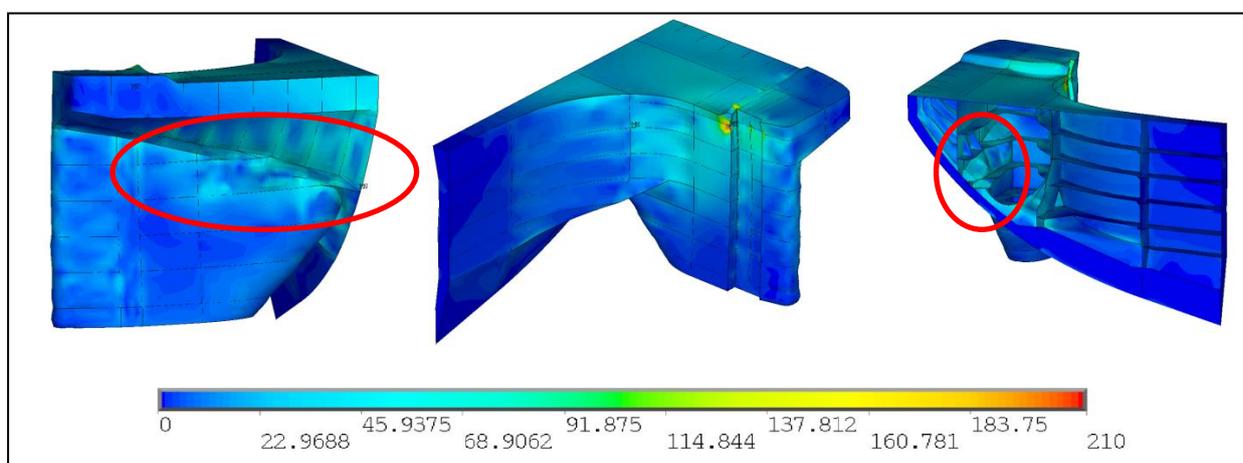


Figura 4.6 – Tensões de Von Mises encontradas

Os maiores esforços encontram-se na interseção entre as cavernas 6 a 9 e o skeg (região circulada na figura 4.6). Esta região é mostrada abaixo, onde verifica-se que as tensões de Von Misses máximas são de aproximadamente 80Mpa.

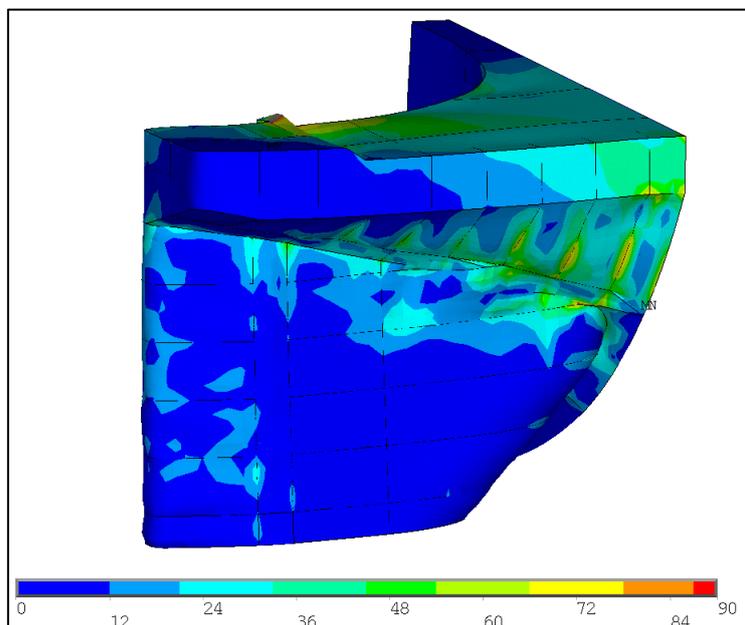


Figura 4.7 – Tensões de Von Misses na região da interseção skeg/cavernas

Desta forma, para o aço mencionado, tem-se que o coeficiente de segurança (n) em uso - desconsiderando-se a concentração de tensões - é de:

$$n = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_{adm}} = \frac{210}{80} = 2,6$$

Abaixo, estão ainda alguns cortes que permitem a visualização da distribuição das tensões no interior da estrutura.

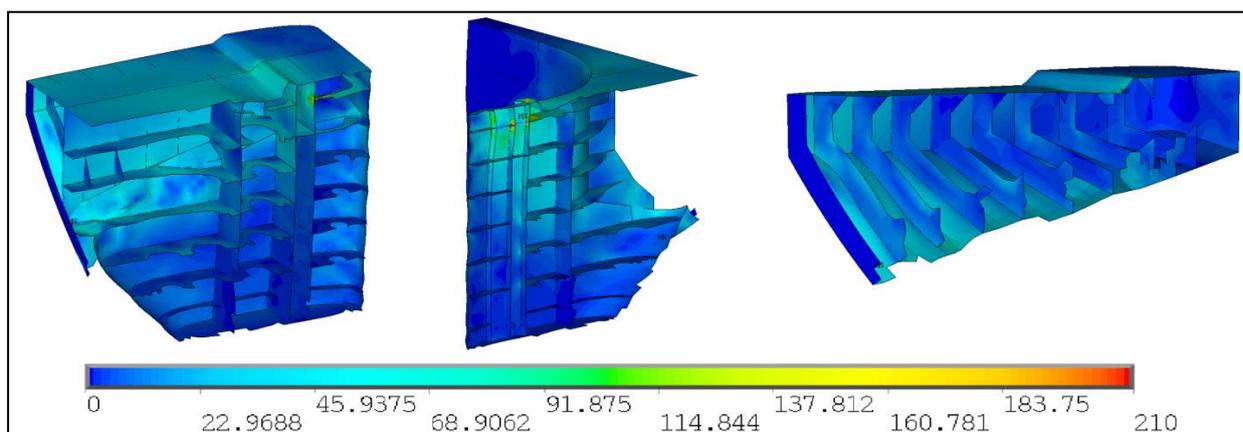


Figura 4.8 – Tensões de Von Misses verificadas em cortes

4.3.3 Estudo Comparativo

Durante o processo de implementação e compra do sistema de acoplamento foi realizado por uma empresa contratada uma análise de elementos finitos, à qual teve-se acesso

aos resultados e acabaram por inspirar a realização deste estudo. Como este informe não é de domínio público, não é possível realizar uma comparação quantitativa entre os resultados encontrados neste trabalho e os encontrados pela empresa.

Na figura 4.9 se apresentam duas vistas que indicam em forma qualitativa a distribuição de tensões de Von Mises obtidas pela empresa e pelo trabalho aqui descrito. Verifica-se que os resultados da empresa são coerentes com os obtidos neste trabalho. Ressalta-se também que as cargas aplicadas são as mesmas nas duas resoluções.

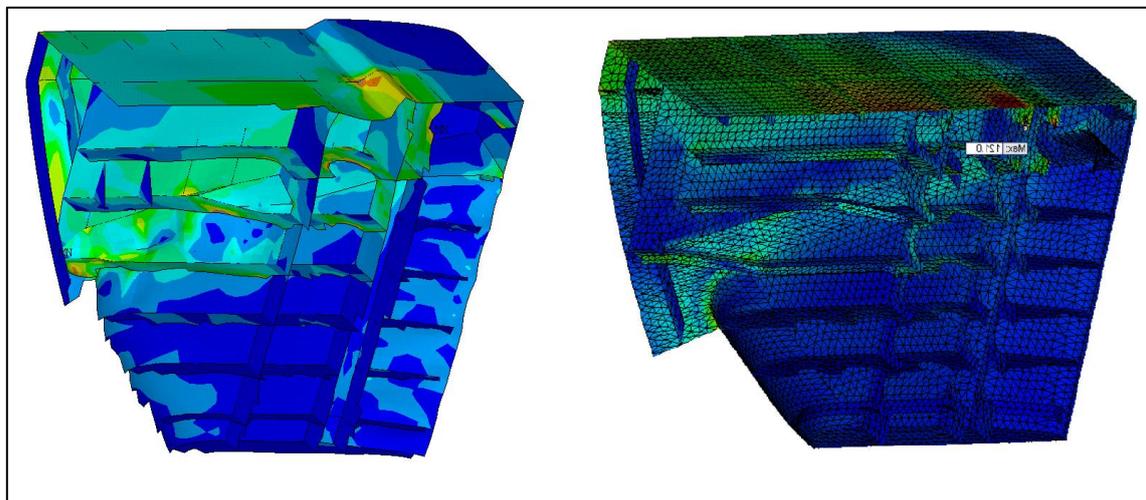


Figura 4.9 – Resultados do trabalho, à esquerda; e da empresa, à direita

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se um modelo de elementos finitos de casca da estrutura de reforço de um sistema de acoplamento entre uma barcaça e um empurrador. O desenho do modelo foi feito através de um software propício para construção de estruturas complexas. Este modelo foi então exportado, através de uma extensão neutra, para um software especializado na análise de elementos finitos, de onde então foram retirados os resultados. O modelo aqui apresentado é preliminar e alguns detalhes foram omitidos do mesmo.

Após todas as análises finalizadas, tem-se que o modelo de análise de elementos finitos criado mostra-se válido. Constata-se este fato em dois momentos:

1º) ao verificar-se compatibilidade entre a frequência obtida para o primeiro modo de vibração calculado e o da literatura;

2º) ao garantir a semelhança entre os resultados obtidos aqui e os anteriormente encontrados pela empresa privada.

No que concerne aos resultados esperados derivados das percepções físicas pessoais, a análise dos deslocamentos em separado mostrou-se de acordo com o esperado.

Na análise de tensões, chegou-se a conclusão de que a estrutura de reforço mostra-se superdimensionada. Dado que a espessura da chapa utilizada em todo o modelo foi a mínima encontrada na estrutura real, e que algumas de suas vigas foram suprimidas, um fator de segurança de *no mínimo 2.6* é empregado na estrutura (nesta configuração de carga). - uma vez que ao adicionarmos os elementos faltantes este fator sem dúvida aumentará.

A metodologia aqui apresentada permite que sejam realizadas análises desta mesma natureza, em acoplamentos conceitualmente semelhantes, nos mais diversos cenários. O modelo utilizado poderá também ser avaliado sob outras condições, permitindo um melhor entendimento do seu comportamento estrutural, evidenciando-se quais os pontos críticos da estrutura, bem como possíveis otimizações futuras.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACM Trading, <http://www.acm-trading.fi> . Acessado em 15/03/2012.

Ansys, <http://www.ansys.com>. Acessado em 15/03/2012.

Autodesk Inventor, <http://www.autodesk.com.br>. Acessado em 01/04/2012.

Bludworth-Cook Sistem, <http://www.vesselrepair.com>. Acessado em 18/03/2012.

Cook R.D., Budynas, R. G., “**Finite Element Modeling for Stress Analysis**”, John Winley & Sons Inc., 1995.

Dyna-Cliq, <http://www.vdveldengroup.nl>. Acessado em 21/03/2012.

Fonseca M. F., “**Arte Naval**”, Serviço de Documentação Geral da Marinha, 5ª Ed., 1989

Intercon, <http://www.oceantugbarge.com>. Acessado em 15/03/2012.

Young, W.C., “**Roark’s Formulas for Stress and Strain**”, McGraw-Hill Companies, 7ª Ed., 2002.