

Universidade Federal do Rio de Janeiro

INFLUÊNCIA DA FLEXIBILIDADE DO CASCO DE FPSO
NA VIBRAÇÃO DE SISTEMA DE TUBULAÇÕES

Sergio Martinez Alonso de Almeida

2013



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

INFLUÊNCIA DA FLEXIBILIDADE DO CASCO DE FPSO NA VIBRAÇÃO DE SISTEMA DE TUBULAÇÕES

Sergio Martinez Alonso de Almeida

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Rio de Janeiro

Abril de 2013

INFLUÊNCIA DA FLEXIBILIDADE DO CASCO DE FPSO NA VIBRAÇÃO DE
SISTEMA DE TUBULAÇÕES

Sergio Martinez Alonso de Almeida

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO
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.

Examinada por:

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.
(Orientador e Presidente da Banca Examinadora)

Prof. Luiz Antônio Vaz Pinto, D.Sc.

Eng. Guilherme da Silva Leal

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2013

Almeida, Sergio Martinez Alonso de

Influência da Flexibilidade do Casco de FPSO na Vibração de Sistema de Tubulações / Sergio Martinez Alonso de Almeida. – Rio de Janeiro: UFRJ / Escola Politécnica, 2013.

xi, 36 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.

Projeto de Graduação – UFRJ / Escola Politécnica / Curso de Engenharia Naval e Oceânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 34.

1. Vibração. 2. Flexibilidade do Casco. 3. Sistema de Tubulações. I. Silva Neto, Severino Fonseca da. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Naval e Oceânica. III. Título.

Aos meus pais Nícia e Sérgio.

À minha irmã Julia.

Aos meus avós Antônio, Luciano (in memoriam),

Nair (in memoriam) e Nilza (in memoriam).

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Severino Fonseca da Silva Neto, por todo respeito e amizade, além do apoio e dedicação ao longo deste projeto.

Aos professores do Departamento de Engenharia Naval.

Aos meus pais que sempre investiram na minha formação pessoal e acadêmica.

Aos meus amigos e familiares pelos incentivos, em especial ao tio Lú (in memoriam).

Aos meus colegas de curso e amigos, Pedro Bittencourt da Rosa e Mauricio Gomes de Barros, pelas contribuições neste projeto.

RESUMO

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à POLI/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Naval e Oceânico.

Influência da Flexibilidade do Casco de FPSO na Vibração de Sistema de Tubulações

Sergio Martinez Alonso de Almeida

Abril/2013

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

Este Projeto de Graduação tem como objetivo realizar um estudo da influência da flexibilidade do casco de um navio do tipo FPSO na vibração de um sistema de tubulações pelo Método dos Elementos Finitos. Para isso, constrói-se o modelo unidimensional do sistema de tubulações em um software de elementos finitos e obtêm-se suas frequências naturais de vibração com este sistema fixo através de seus suportes. Em seguida, constrói-se o modelo unidimensional do casco do FPSO acoplado ao sistema de tubulações e obtêm-se suas frequências naturais de vibração para serem comparadas às do sistema de tubulações fixo. Com isso, é possível perceber o quanto o casco pode influenciar na vibração deste sistema, além de possibilitar a identificação de possíveis condições de ressonância.

Palavras-chave: Flexibilidade do Casco, FPSO, Vibração, Sistema de Tubulações, Método dos Elementos Finitos, Frequências Naturais, Ressonância.

ABSTRACT

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Naval Architect and Marine Engineer.

Influence of FPSO Hull Flexibility on the Vibration of Piping Systems

Sergio Martinez Alonso de Almeida

April/2013

Advisor: Severino Fonseca da Silva Neto

Course: Naval Architecture and Marine Engineering

This Undergraduate Project has the objective to carry out the study of the influence of the flexibility of a FPSO ship's hull on the vibration of a piping system through the Finite Element Method. For this, it is built a one-dimensional model of the piping system on a finite element software, in order to find its natural vibrational frequencies of this system fixed by its supports. Afterwards, it is built a one-dimensional model of a FPSO's hull connected to the piping system, in order to find its natural vibrational frequencies, so they can be compared to the fixed piping system vibrational frequencies. With this, it is possible to perceive how much can the hull influence the vibration of this system, furthermore, allowing the identification of possible conditions of resonance.

Keywords: Hull Flexibility, FPSO, Vibration, Piping System, Finite Element Method, Natural Frequencies, Resonance.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo	1
1.2 Metodologia	2
1.3 Resultados esperados	2
2 CONCEITOS BÁSICOS	3
2.1 Vibrações de vigas	3
2.1.1 Viga de Euler-Bernoulli	4
2.1.2 Viga de Timoshenko	4
2.2 Massa adicional	5
3 CARACTERÍSTICAS DO NAVIO	8
4 MODELOS	10
4.1 Modelo unidimensional do FPSO	10
4.2 Modelo unidimensional do sistema de tubulações	16
4.3 Modelo do sistema de tubulações acoplado ao FPSO	20
5 RESULTADOS	23
5.1 Modos de vibração do FPSO	23
5.2 Modos de vibração do sistema de tubulações	28
5.3 Modos de vibração do sistema de tubulações acoplado ao FPSO	30
5.4 Comparação dos resultados	32
6 CONCLUSÃO	33
BIBLIOGRAFIA	34
ANEXO A – Planilha de cálculos da seção mestra	35

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Arranjo geral da embarcação	9
Figura 2 – Seção mestra do FPSO	9
Figura 3 – Propriedades do material	12
Figura 4 – Propriedades dos elementos de viga	13
Figura 5 – Propriedades dos elementos de massa (popa).....	14
Figura 6 – Propriedades dos elementos de massa (corpo paralelo).....	15
Figura 7 – Propriedades dos elementos de massa (proa)	15
Figura 8 – Modelo unidimensional do FPSO.....	16
Figura 9 – Arranjo de tubulações.....	17
Figura 10 – Dimensões das tubulações	18
Figura 11 – Propriedades dos elementos de viga.....	19
Figura 12 – Condição de contorno.....	19
Figura 13 – Modelo unidimensional do sistema de tubulações.....	20
Figura 14 – Modelo do sistema de tubulações acoplado ao FPSO.....	22
Figura 15 – 1º Modo de flexão (FPSO) - 0,935 Hz	24
Figura 16 – 2º Modo de flexão (FPSO) - 2,576 Hz	24
Figura 17 – 3º Modo de flexão (FPSO) - 5,052 Hz	25
Figura 18 – 4º Modo de flexão (FPSO) - 8,361 Hz	25
Figura 19 – 5º Modo de flexão (FPSO) - 12,504 Hz	26
Figura 20 – 6º Modo de flexão (FPSO) - 17,481 Hz	26
Figura 21 – 7º Modo de flexão (FPSO) - 23,286 Hz	27
Figura 22 – 8º Modo de flexão (FPSO) - 29,918 Hz	27
Figura 23 – 1º Modo de flexão (sistema de tubulações) - 18,601 Hz.....	28
Figura 24 – 2º Modo de flexão (sistema de tubulações) - 22,881 Hz.....	29
Figura 25 – 3º Modo de flexão (sistema de tubulações) - 22,881 Hz.....	29
Figura 26 – 1º Modo de flexão (acoplado) - 17,480 Hz.....	30
Figura 27 – 2º Modo de flexão (acoplado) - 22,871 Hz.....	31
Figura 28 – 3º Modo de flexão (acoplado) - 22,881 Hz.....	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões principais	8
Tabela 2 – Unidades dos modelos	10
Tabela 3 – Propriedades da seção mestra.....	11
Tabela 4 – Propriedades do aço naval.....	11
Tabela 5 – Massa adicional de popa	11
Tabela 6 – Massa adicional do corpo paralelo	11
Tabela 7 – Massa adicional de proa.....	12
Tabela 8 – Distribuição da massa adicional ao longo do comprimento do navio	13
Tabela 9 – Características das tubulações	18
Tabela 10 – Posição dos nós.....	21
Tabela 11 – Modos de flexão do FPSO	23
Tabela 12 – Modos de flexão do sistema de tubulações	28
Tabela 13 – Modos de flexão do sistema de tubulações acoplado ao FPSO	30
Tabela 14 – Flexões relevantes.....	32

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Curvas de coeficiente de massa virtual vertical (C_v)	6
Gráfico 2 – Curvas de coeficiente de massa virtual horizontal (C_h)	6

1 INTRODUÇÃO

Atualmente na engenharia naval, a análise de vibrações de sistemas oceânicos é um dos assuntos de grande importância devido aos problemas que tais vibrações podem gerar para os mesmos. Vibrações ocorrentes na superestrutura e na região de popa de navios geralmente causam desconforto à tripulação, problemas operacionais nas máquinas e equipamentos e fadiga na estrutura. Sempre que a frequência natural de vibração de um equipamento ou sistema coincidir com a frequência da força de excitação atuante, ocorre um fenômeno conhecido como ressonância, capaz de ocasionar grandes deflexões e falhas. As fontes de excitação mais importantes num navio são as forças e momentos de desbalanceamento produzidos pelos motores, forças de superfície induzidas no casco pelo propulsor, forças e momentos induzidos no eixo pelo propulsor e forças provocadas pelas ondas do mar. Um navio sempre apresentará vibração na estrutura sob a ação de forças dinâmicas (forças que variam ao longo do tempo), sendo assim, em princípio deve-se tentar combater a vibração com a criação de uma condição baixa de excitação e prevenção de condições de ressonância.

O estudo das vibrações é uma tarefa complexa e trabalhosa, porém hoje em dia com o auxílio de ferramentas computacionais, é possível facilitar bastante este trabalho através do Método dos Elementos Finitos. Entretanto, análises de vibrações feitas a partir de modelos tridimensionais do casco do navio em softwares de elementos finitos ainda requerem grande esforço computacional e tempo para serem concluídas. Sendo assim, uma boa alternativa é a modelação unidimensional, já que é mais simples e também apresenta resultados confiáveis. Esta modelação é capaz de descrever o navio a partir dos elementos estruturais de sua seção mestra, massa estrutural e adicional, extrapolada ao longo do seu comprimento.

1.1 Objetivo

O objetivo deste projeto é realizar um estudo da influência da flexibilidade do casco de um navio do tipo FPSO na vibração de um sistema de tubulações pelo Método dos Elementos Finitos.

1.2 Metodologia

Construção do modelo unidimensional de um sistema de tubulações do FPSO em um software de elementos finitos e obtenção de suas frequências naturais de vibração com este sistema fixo através de seus suportes. Construção do modelo unidimensional do casco do FPSO acoplado ao sistema de tubulações, identificando suas frequências naturais de vibração e comparando-as às do sistema de tubulações fixo.

1.3 Resultados esperados

Identificar possíveis condições de ressonância no sistema de tubulações instalado no casco do FPSO por análise de vibração por elementos finitos.

2 CONCEITOS BÁSICOS

A seguir será apresentada uma revisão teórica de alguns conceitos básicos necessários para uma melhor compreensão do projeto.

2.1 Vibrações de vigas

Fenômenos de vibração ocorrem sempre que forças dinâmicas agem no casco ou em elementos estruturais locais do navio. A resposta à vibração de um sistema é função do módulo das forças de excitação e das características do sistema (amortecimento e distribuições de rigidez e massa).

Quanto à vibração da estrutura do navio, é importante fazer uma distinção entre vibração da viga-navio e vibração local. Vibração local é a vibração de uma parte da estrutura do navio, como por exemplo, a superestrutura, a chaminé, o convés, a antepara, etc. Este tipo de vibração ocorre em frequências superiores às frequências de vibração da viga-navio. Já a vibração da viga-navio é a vibração da estrutura do navio como um todo.

As vibrações podem ser classificadas em diferentes tipos: vibração lateral (vertical e horizontal), vibração torsional e vibração longitudinal. A vibração vertical da viga-navio é a mais preocupante, e diversos estudos já foram realizados com relação a este problema. Isto porque as frequências naturais de vibração vertical são mais baixas do que as frequências naturais referentes a outros tipos de vibração.

O casco do navio pode ser tratado como uma viga e a cada frequência natural irá corresponder um modo natural de vibração.

As vigas podem ser consideradas como sendo de dois tipos. As vigas de Euler-Bernoulli, as quais a seção transversal pode ser considerada pequena em relação ao seu comprimento, assim o estudo de vibração não inclui o efeito adicional da rotação das seções. E as vigas de Timoshenko, as chamadas vigas curtas, onde este efeito não pode ser desconsiderado, além de ter que levar em conta a deformação produzida pela força cortante.

A viga-navio é 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.

2.1.1 Viga de Euler-Bernoulli

A equação elástica desta viga considera apenas o momento fletor e é dada por:

$$EI(x) \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = q(x, t) \quad (\text{equação 1})$$

Onde:

$I(x)$ é a inércia da viga distribuída ao longo do comprimento.

$q(x, t)$ é a carga distribuída ao longo da viga e variável com o tempo.

Esta viga além de considerar a hipótese, como dito anteriormente, de que se trata de uma viga esbelta, ou seja, o comprimento da viga é muito maior que as dimensões da sua seção transversal, também considera que os deslocamentos verticais de todos os pontos de uma mesma seção transversal são pequenos e iguais ao eixo da viga, o deslocamento lateral é nulo, as seções transversais normais ao eixo da viga antes da deformação permanecem planas e ortogonais ao eixo após a deformação, ou seja, não existe empenamento das seções durante a flexão e por fim considera que o seu material obedece a Lei de Hooke.

2.1.2 Viga de Timoshenko

Para que uma viga seja considerada de Timoshenko a sua dimensão transversal não pode ser inferior a 10% de seu comprimento. Esta viga, ao contrário da viga de Euler-Bernoulli, considera a inércia de rotações das seções e o efeito da força. Ela considera também que as seções planas se mantêm planas. Contudo, uma seção normal

ao eixo da viga não mantém necessariamente essa característica após a deformação. Deste modo é possível considerar a deformação devido ao cisalhamento, uma vez que na medida em que a relação do seu comprimento pela altura aumenta, as tensões de cisalhamento na direção da altura tornam-se importantes e não podem mais ser desprezadas. Assim o elemento de viga que já havia sofrido uma rotação $\varphi(x,t)$ devido ao momento fletor $M(x,t)$, sofre com a atuação das forças cortantes uma distorção $\beta(x,t)$, de forma que a rotação final da viga passa a ser:

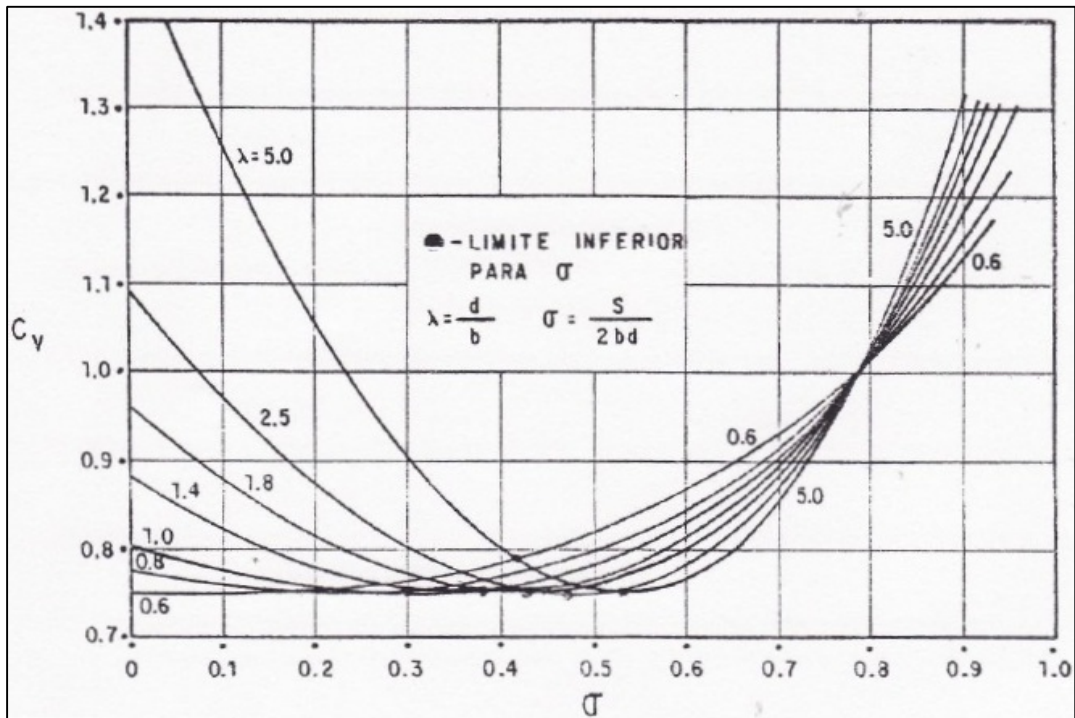
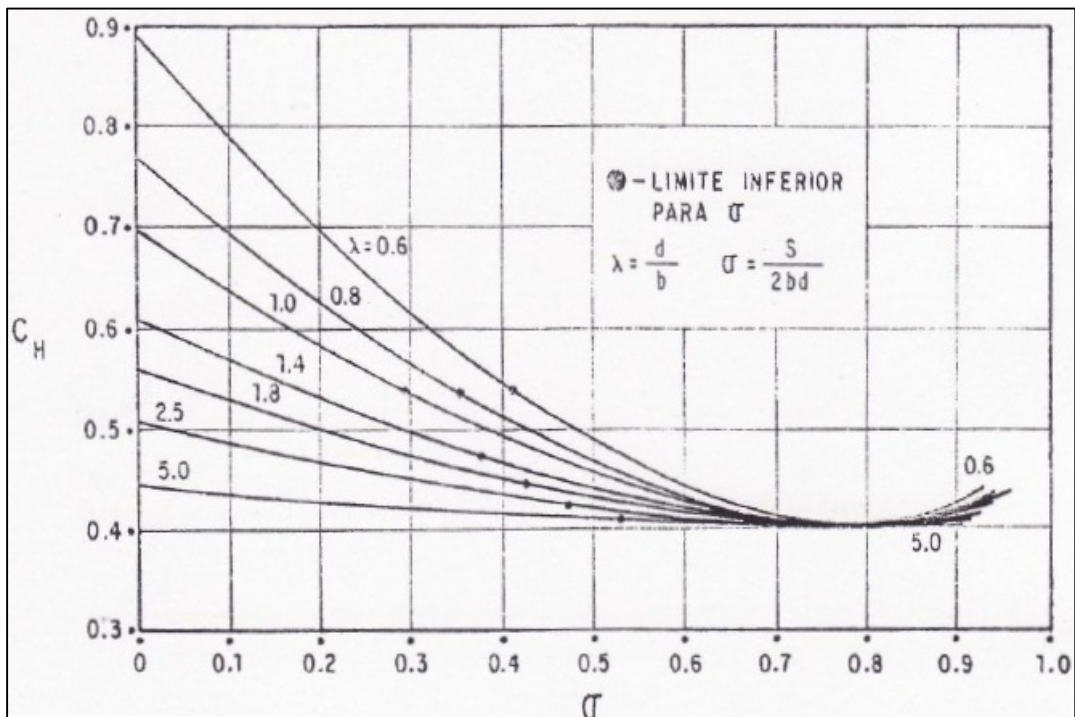
$$\frac{d\varphi(x,t)}{dx} = \varphi(x, t) - \beta(x, t) \quad (\text{equação 2})$$

2.2 Massa adicional

Ao considerar uma viga-navio, deve-se levar em conta que esta se encontra parcialmente submersa no fluido, dessa forma deve ser dimensionada e acrescentada à massa da estrutura uma massa adicional. Esta consiste nas partículas líquidas próximas ao casco que se movimentam junto com a embarcação e depende da geometria do navio (área e esbelteza) e da profundidade do meio fluido, ou seja, o calado da embarcação.

Existem diferentes formas de se calcular a massa adicional, entre elas formulações empíricas desenvolvidas por Burrell, Kumay, Todd e também o Método da Transformação Conforme, desenvolvido por Lewis, que apresenta os resultados mais precisos.

Lewis considerou resultados de uma seção circular e através do método citado acima, determinou resultados para seções típicas de navio. A partir desses resultados o pesquisador Landweber gerou dois gráficos, com curvas de coeficiente de massa virtual vertical (C_v) e coeficiente de massa virtual horizontal (C_h), que serão utilizados para o cálculo da massa adicional.

Gráfico 1 - Curvas de coeficiente de massa virtual vertical (C_v)Gráfico 2 - Curvas de coeficiente de massa virtual horizontal (C_h)

Os coeficientes C_v e C_h são plotados em função dos parâmetros λ e σ , sendo:

$$\lambda = \frac{d}{b} \quad (\text{equação 3})$$

Onde:

d é o calado da embarcação.

b é a meia boca da embarcação.

$$\sigma = \frac{S}{2bd} \quad (\text{equação 4})$$

Onde:

S é a área imersa da seção.

d é o calado da embarcação.

b é a meia boca da embarcação.

Estes coeficientes retirados dos gráficos são aplicados a fim de se obter a massa adicional vertical e horizontal por unidade de comprimento respectivamente nas seguintes formulações:

$$m'v = \frac{1}{2} \pi \rho b^2 C_v \quad (\text{equação 5})$$

$$m'h = \frac{1}{2} \pi \rho d^2 C_h \quad (\text{equação 6})$$

Onde:

ρ é a massa específica do fluido.

d é o calado da embarcação.

b é a meia boca da embarcação.

3 CARACTERÍSTICAS DO NAVIO

A plataforma em estudo neste projeto é do tipo FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*), que são navios com capacidade para processar e armazenar o petróleo, e prover a transferência do petróleo e/ou gás natural. No convés do navio é instalada uma planta de processo para separar e tratar os fluidos produzidos pelos poços. Depois, o petróleo é armazenado nos tanques do próprio navio, sendo transferido para um navio aliviador de tempos em tempos. O gás comprimido é enviado para a terra através de gasodutos e/ou re-injetado no reservatório. Os maiores FPSOs tem sua capacidade de processo em torno de 200 mil barris de petróleo por dia, com produção associada de gás de aproximadamente 2 milhões de metros cúbicos por dia.

A tabela 1 apresenta as dimensões principais da embarcação.

Tabela 1 – Dimensões principais

Dimensões Principais		
Comprimento Total	320,00	m
Boca Moldada	53,60	m
Pontal	26,40	m
Calado de Projeto	20,51	m

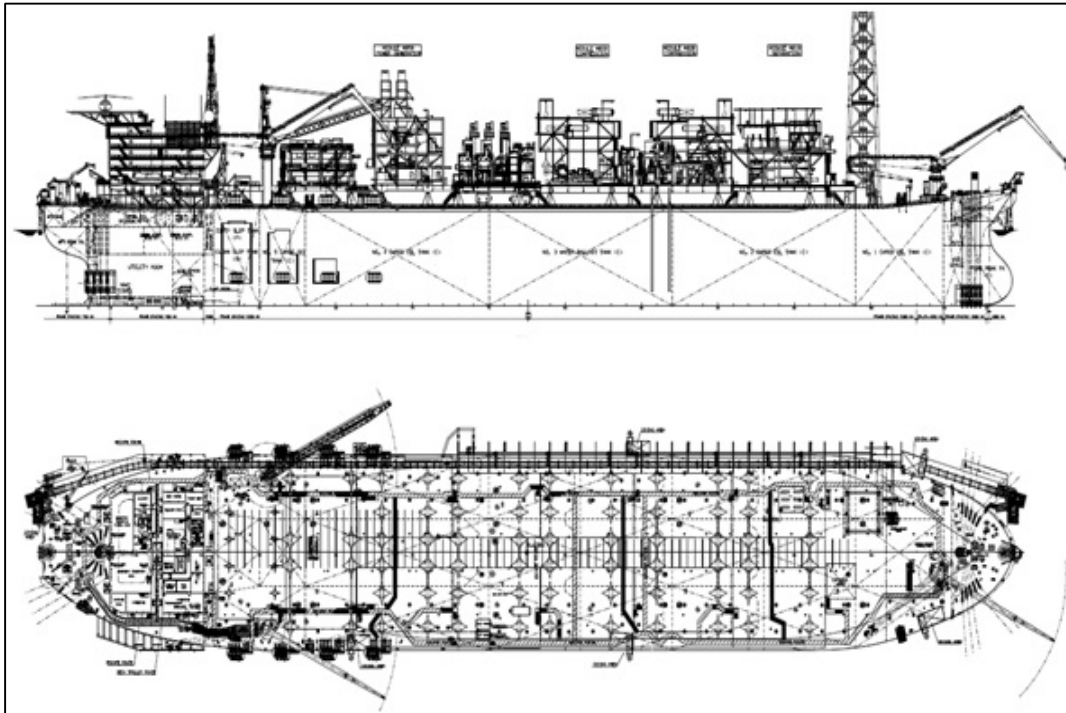


Figura 1 – Arranjo geral da embarcação

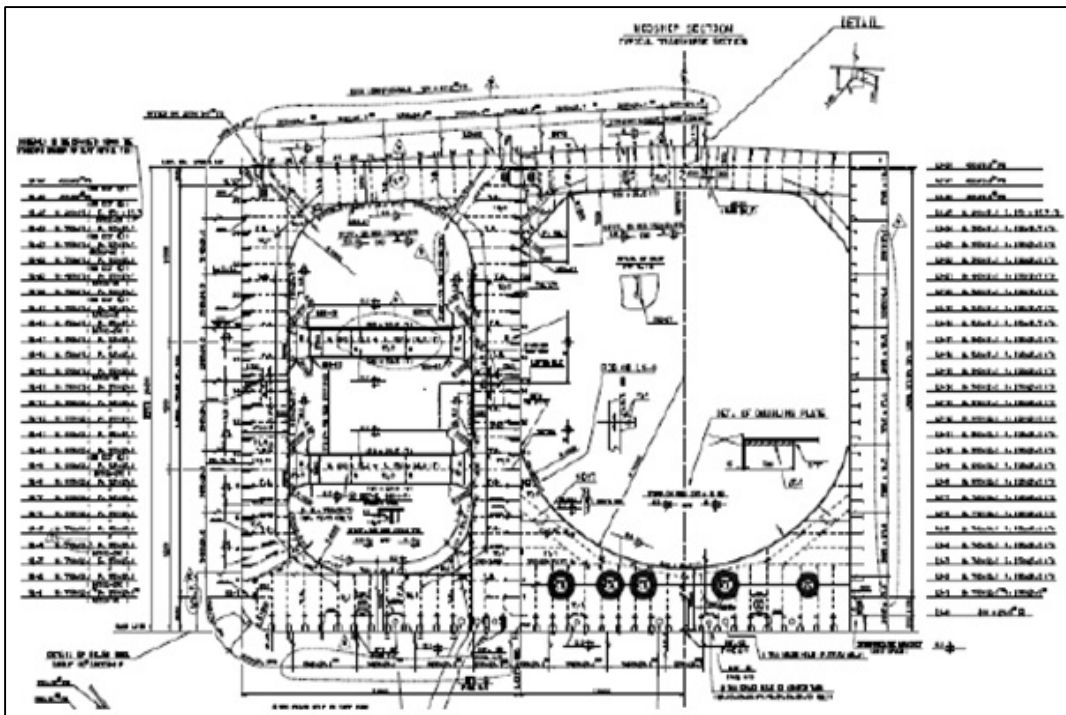


Figura 2 – Seção mestra do FPSO

4 MODELOS

Para fazer as análises dos modos naturais de vibração foi utilizado o software MSC Nastran (Femap Versão 10.0).

Em todos os modelos as unidades utilizadas estão de acordo com o Sistema Internacional (S.I.), como mostra a tabela 2.

Tabela 2 – Unidades dos modelos

Grandezas	Unidades
Frequência	Hz
Comprimento	m
Tempo	s
Massa	Kg
Área	m ²
Volume	m ³
Massa Específica	Kg/m ³
Força	N = Kg.m/s ²
Tensão	Pa = N/m ²
Inércia	m ⁴

4.1 Modelo unidimensional do FPSO

Para desenvolver o modelo da viga navio, foram calculados através do desenho estrutural da seção mestra, a área de aço e as inércias referentes a esta seção (PEREIRA, 2009). A planilha de cálculos encontra-se em anexo, e a tabela 3 apresenta um resumo dos resultados. A área efetiva no cisalhamento foi considerada igual à área total de aço da seção, mesmo sabendo que essa hipótese leva a valores das menores frequências naturais do casco pouco superiores aos reais. No presente estudo, espera-se observar a influência das frequências do casco na frequência do conjunto casco-tubulação, tendo como hipótese que as frequências do modelo do casco tenham sido verificadas experimentalmente.

Tabela 3 – Propriedades da seção mestra

RESULTADOS: SEÇÃO COMPLETA		
Área de aço na seção	9,20	m ²
Momento de inércia	1058,22	m ⁴
Módulo de seção	73,75	m ³
Altura da linha neutra	12,57 (47,62% do pontal moldado.)	m

O material usado para criar os elementos de viga foi o Aço Naval, e suas propriedades encontram-se na tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do aço naval

Propriedades do Aço Naval		
Tensão de Escoamento (σ_y)	2,35E+08	N/m ²
Massa Específica (ρ)	7,85E+03	Kg/m ³
Módulo de Elasticidade (E)	2,06E+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0,3	-

Uma propriedade importante que foi considerada no modelo é a massa adicional. Os cálculos da parcela horizontal e vertical foram realizados através dos coeficientes C_v e C_h , como descrito no tópico 2.2. Os resultados obtidos estão nas tabelas 5, 6 e 7 (PEREIRA, 2009). Vale ressaltar que as massas foram consideradas as mesmas, para todos os modos de vibração, o que é uma hipótese simplificadora.

Tabela 5 – Massa adicional de popa

Massa Adicional Popa		
Nó 1-9		
m'v	1040244,95	Kg
m'h	284401,03	Kg

Tabela 6 – Massa adicional do corpo paralelo

Massa Adicional Corpo Paralelo		
Nó 10-57		
m'v	1098036,33	Kg
m'h	270858,13	Kg

Tabela 7 – Massa adicional de proa

Massa Adicional Proa		
Nó 58-63		
m'v	1132711,17	Kg
m'h	284401,03	Kg

Par iniciar o processo de modelação foi necessário criar o material no software, onde foram utilizados os valores presentes na tabela 4.

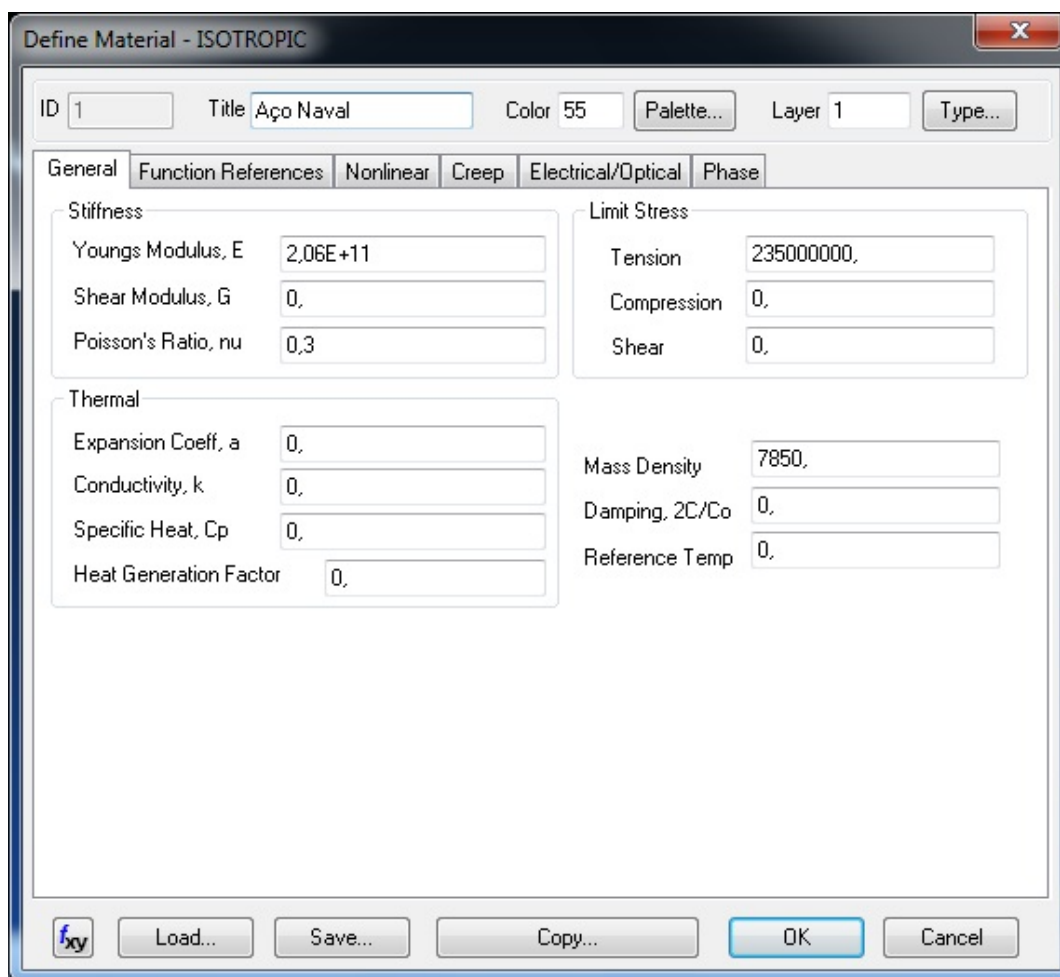


Figura 3 – Propriedades do material

Após definir o material foi necessário criar a propriedade de viga, onde foram utilizados os valores presentes na tabela 3.

A propriedade de viga utilizada no software é do tipo “Beam”.

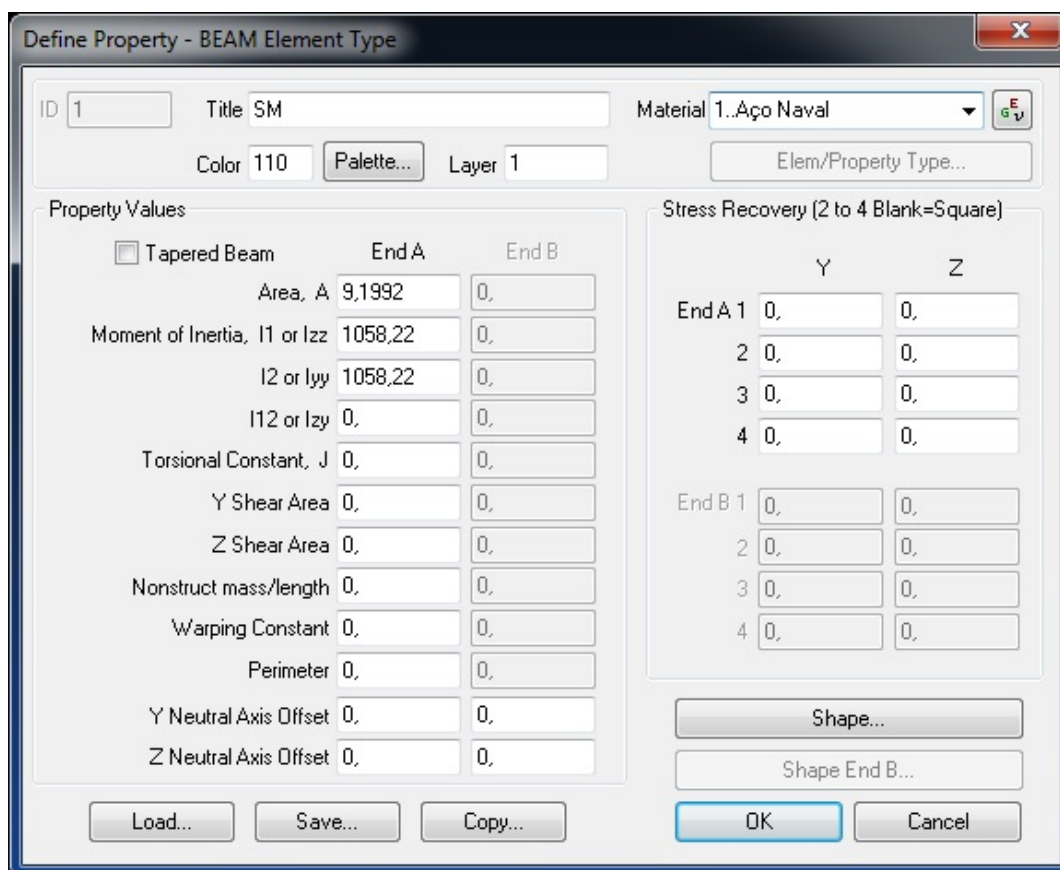


Figura 4 – Propriedades dos elementos de viga

Em seguida foram criados 63 nós espaçados de 5,2 m, representando o espaçamento de caverna mais frequente do FPSO. Depois foram criados elementos unindo esses nós com a propriedade de viga definida anteriormente.

Cada elemento de viga composto entre dois nós consecutivos representa a seção do navio, ou seja, a seção mestra foi extrapolada para todo o navio.

Depois de modelar os nós e os elementos, foi considerada a massa adicional nos nós referentes, levando em consideração a distribuição da tabela 8.

Tabela 8 – Distribuição da massa adicional ao longo do comprimento do navio

Massa Adicional	Nó
Popa	1-9
Corpo Paralelo	10-57
Proa	58-63

Os valores utilizados na massa adicional de popa, corpo paralelo e proa estão presentes nas tabelas 5, 6 e 7 respectivamente.

A propriedade de massa, que representa tanto a massa estrutural do navio quanto a massa adicional, utilizada no software é do tipo “Mass”.

Define Property - MASS Element Type

ID: 2 Title: Popa Material: Material
Color: 110 Palette... Layer: 1 Elem/Property Type...

Coordinate System for Offset and Inertia: 0..Basic Rectangular

Property Values

Mass, M or Mx	0.	Inertia, Ixx	0.	Ixy	0.	Load...
My (blank=Mx)	284401.	Iyy	0.	Iyz	0.	Save...
Mz (blank=Mx)	1040245.	Izz	0.	Izx	0.	Copy...

Offset from Node

X	0.	Y	0.	Z	0.
---	----	---	----	---	----

Heat Transfer Properties

Effective Diameter: 0.

OK Cancel

Figura 5 – Propriedades dos elementos de massa (popa)

Define Property - MASS Element Type

ID 3 Title CP Material

Color 120 Layer 1

Coordinate System for Offset and Inertia 0..Basic Rectangular

Property Values

Mass, M or Mx	0,	Inertia, Ixx	0,	Ixy	0,	<input type="button" value="Load..."/>
My (blank=Mx)	270858,1	Iyy	0,	Iyz	0,	<input type="button" value="Save..."/>
Mz (blank=Mx)	1098036,	Izz	0,	Izx	0,	<input type="button" value="Copy..."/>

Offset from Node

X 0, Y 0, Z 0,

Heat Transfer Properties

Effective Diameter 0,

Figura 6 – Propriedades dos elementos de massa (corpo paralelo)

Define Property - MASS Element Type

ID 4 Title Proa Material

Color 100 Layer 1

Coordinate System for Offset and Inertia 0..Basic Rectangular

Property Values

Mass, M or Mx	0,	Inertia, Ixx	0,	Ixy	0,	<input type="button" value="Load..."/>
My (blank=Mx)	284401,	Iyy	0,	Iyz	0,	<input type="button" value="Save..."/>
Mz (blank=Mx)	1132711,	Izz	0,	Izx	0,	<input type="button" value="Copy..."/>

Offset from Node

X 0, Y 0, Z 0,

Heat Transfer Properties

Effective Diameter 0,

Figura 7 – Propriedades dos elementos de massa (proa)

A representação do modelo depois de todas as propriedades inseridas pode ser vista na figura 8.

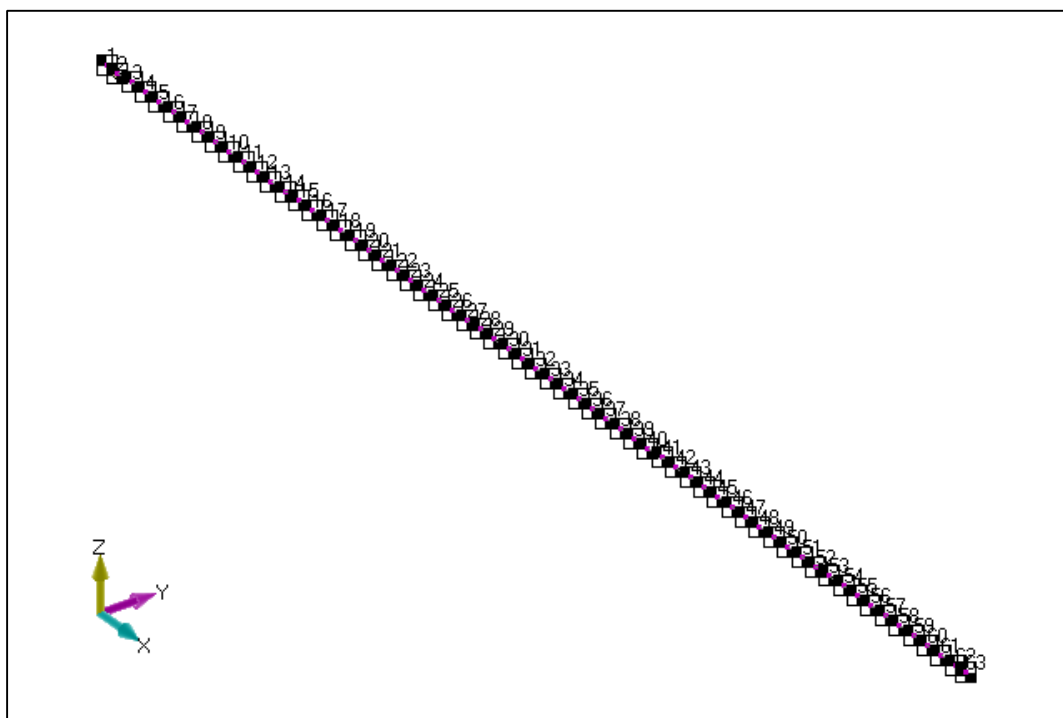


Figura 8 – Modelo unidimensional do FPSO

O sistema de coordenadas utilizado na modelação foi o seguinte:

X = Longitudinal (positivo para vante)

Y = Transversal (positivo para bombordo)

Z = Vertical (positivo para cima)

4.2 Modelo unidimensional do sistema de tubulações

As tubulações que foram modeladas fazem parte de um ramal do sistema de lastro do FPSO. Este trecho do ramal é reto, possui 41,6 m de comprimento e está apoiado em 4 suportes. A sua localização no navio vai da caverna 28 ($x = 135,2$ m) até a caverna 36 ($x = 176,8$ m). Os 4 suportes estão localizados nas cavernas 29 ($x = 140,4$ m), 31 ($x = 150,8$ m), 33 ($x = 161,2$ m) e 35 ($x = 171,6$ m).

A figura 9 mostra o arranjo de tubulações do FPSO.

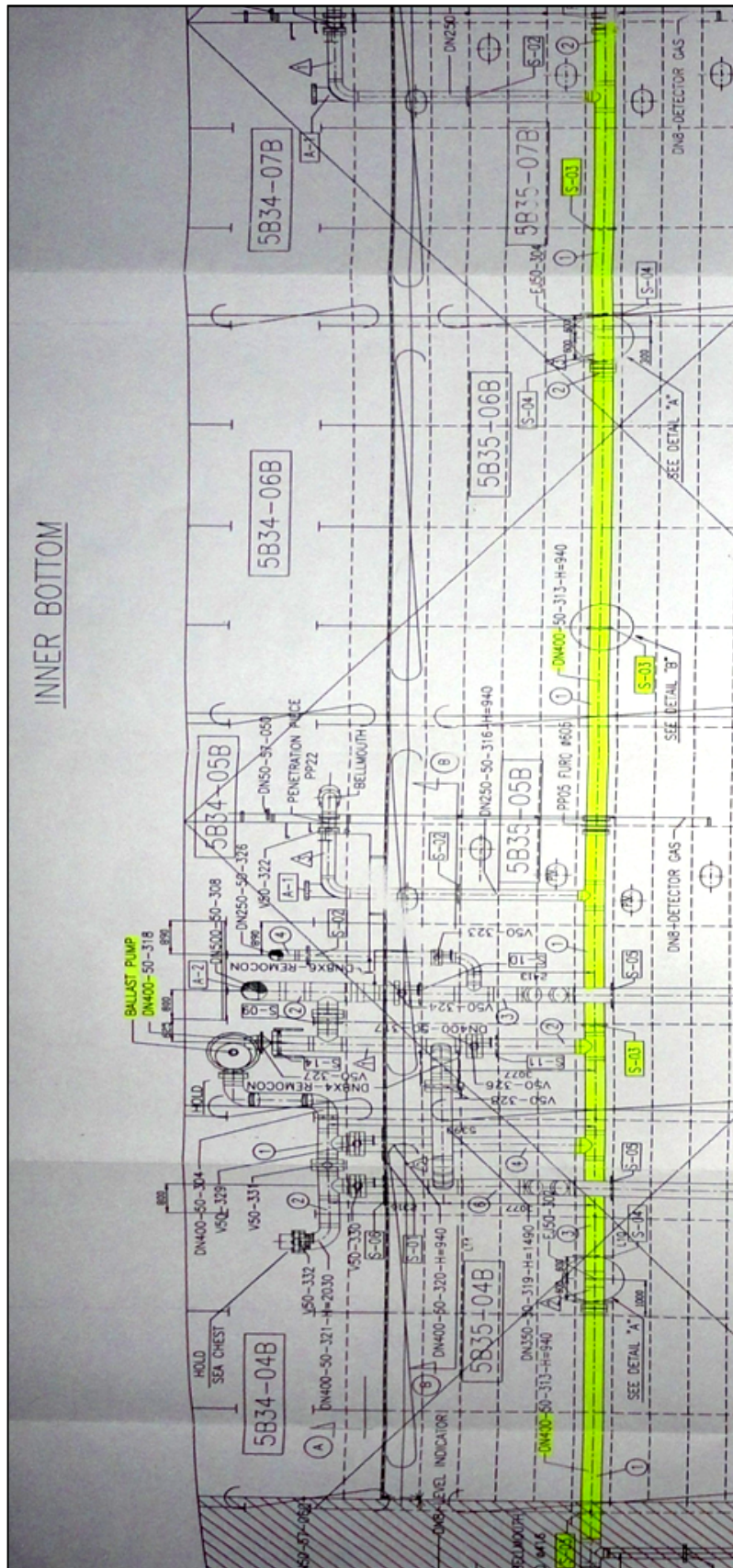


Figura 9 – Arranjo de tubulações

As características das tubulações são apresentadas na tabela 9.

Tabela 9 – Características das tubulações

TUBULAÇÃO DN 400		
Diâmetro Nominal	16	"
Schedule	40	-
Diâmetro Externo	406,4	mm
Diâmetro Interno	381,0	mm
Espessura da Parede	12,7	mm

Para modelar as tubulações também foi utilizado o Aço Naval. Após definir o material foi necessário criar uma nova propriedade para as tubulações, onde foram utilizados os valores presentes na tabela 9.

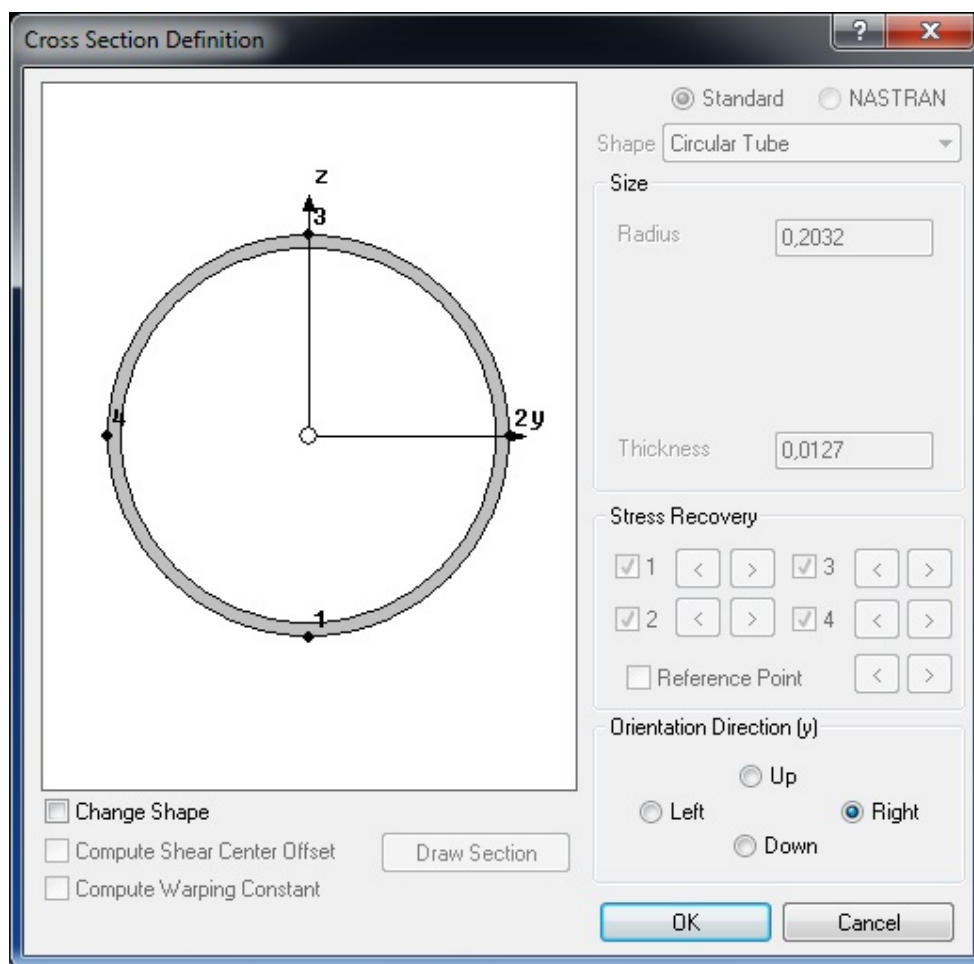


Figura 10 – Dimensões das tubulações

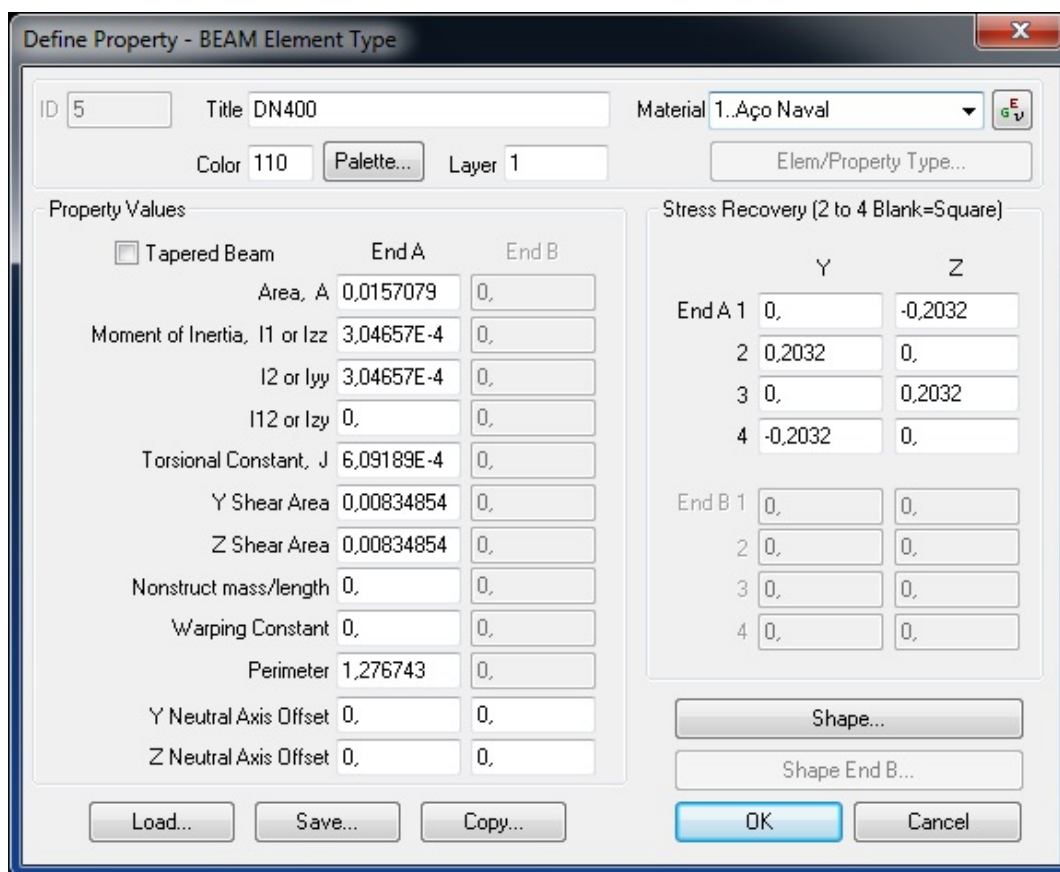


Figura 11 – Propriedades dos elementos de viga

Para este modelo será considerada uma condição de contorno para deixar o sistema de tubulações fixo num referencial do espaço, que será aplicada nos nós onde estão localizados os suportes. Foi impedido o movimento de translação nas direções Y e Z.

A figura 12 mostra a condição de contorno utilizada para prender os nós dos suportes.

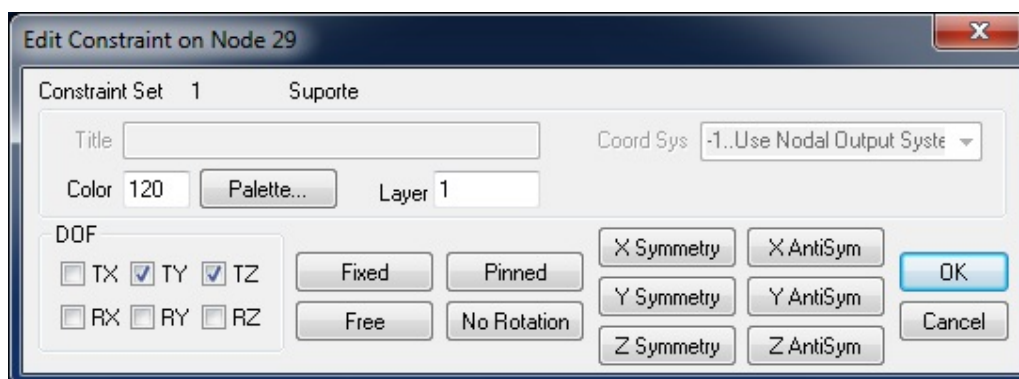


Figura 12 – Condição de contorno

A representação do modelo pode ser vista na figura 13.

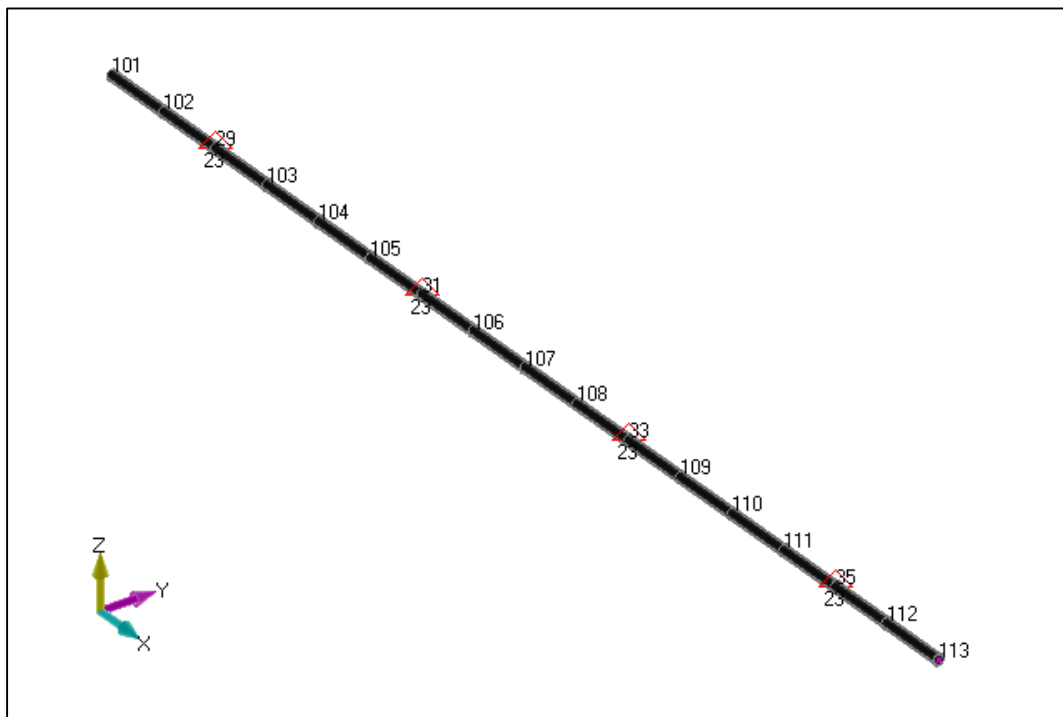


Figura 13 – Modelo unidimensional do sistema de tubulações

4.3 Modelo do sistema de tubulações acoplado ao FPSO

Neste modelo, as tubulações foram acopladas ao FPSO através dos nós onde estão localizados os suportes, ou seja, esses nós pertencem ao mesmo tempo ao navio e ao sistema de tubulações, como pode ser observado na tabela 10. Neste caso, não existe a condição de contorno que deixa fixo estes 4 nós, ao contrário do que foi feito no modelo anterior.

Tabela 10 – Posição dos nós

Nó (Tubulações)	Nó (FPSO)	X (m)
-	1	-4,0
-	•	•
-	•	•
-	•	•
101	28	135,2
102	-	137,2
29	29	140,4
103	-	143,0
104	30	145,6
105	-	148,2
31	31	150,8
106	-	153,4
107	32	156,0
108	-	158,6
33	33	161,2
109	-	163,8
110	34	166,4
111	-	169,0
35	35	171,6
112	-	174,2
113	36	176,8
-	•	•
-	•	•
-	•	•
-	63	316,0

A representação do modelo pode ser vista na figura 14.

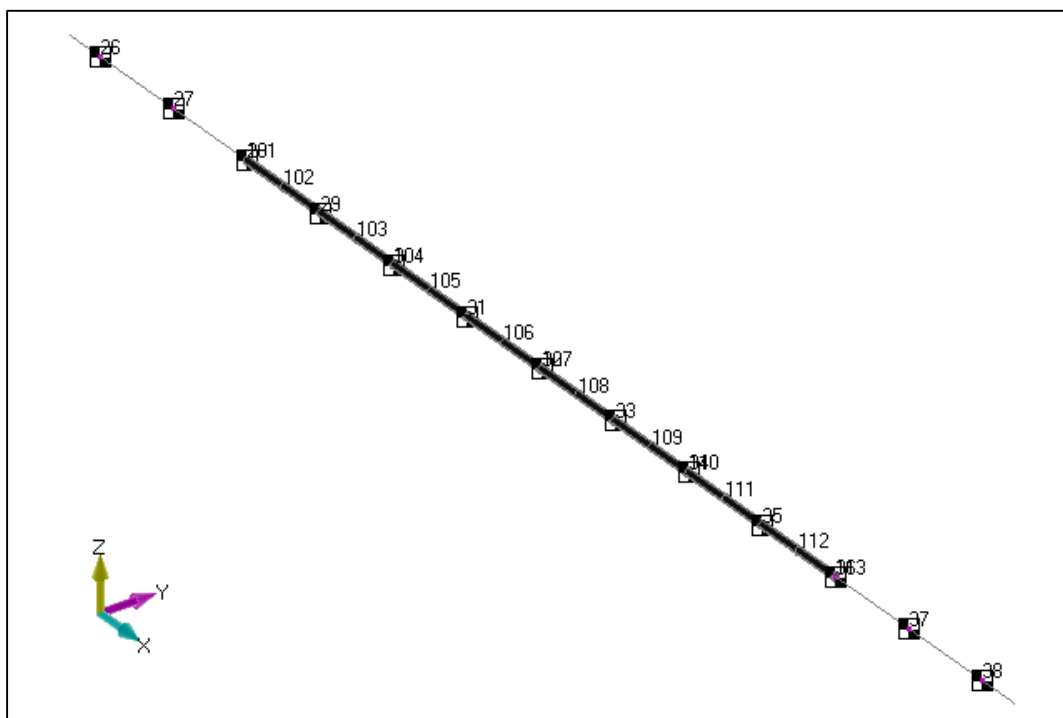


Figura 14 – Modelo do sistema de tubulações acoplado ao FPSO

5 RESULTADOS

Após concluir os modelos foi possível analisar os modos naturais de vibração de cada um deles.

5.1 Modos de vibração do FPSO

A tabela 11 apresenta as flexões verticais do FPSO (frequências até 30 Hz), considerando o modelo livre.

Tabela 11 – Modos de flexão do FPSO

FPSO	
Modo de Flexão	Frequência [Hz]
1°	0,935052
2°	2,576234
3°	5,05276
4°	8,361096
5°	12,50449
6°	17,48109
7°	23,2865
8°	29,91831

As figuras a seguir mostram os modos de flexão da tabela 11.

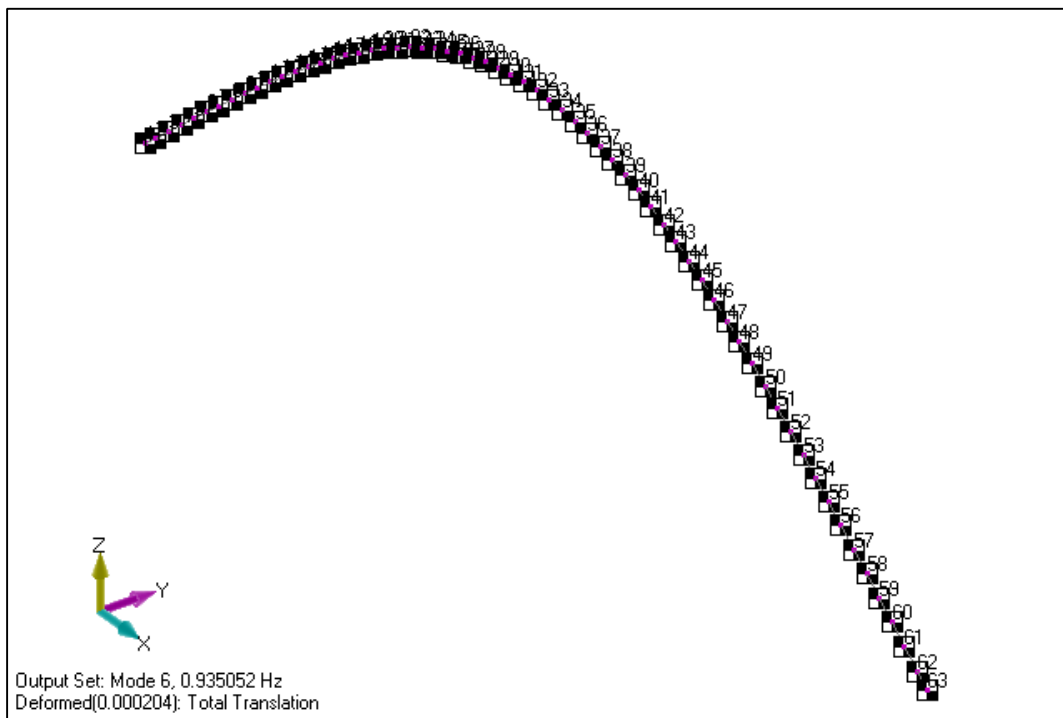


Figura 15 – 1º Modo de flexão (FPSO) - 0,935 Hz

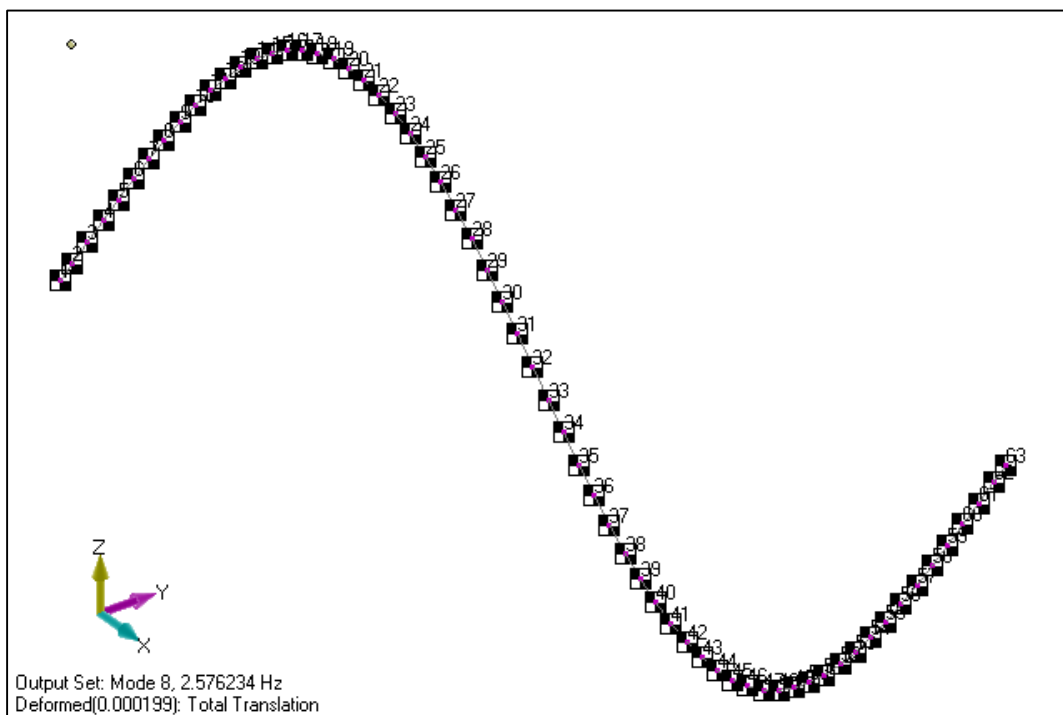


Figura 16 – 2º Modo de flexão (FPSO) - 2,576 Hz

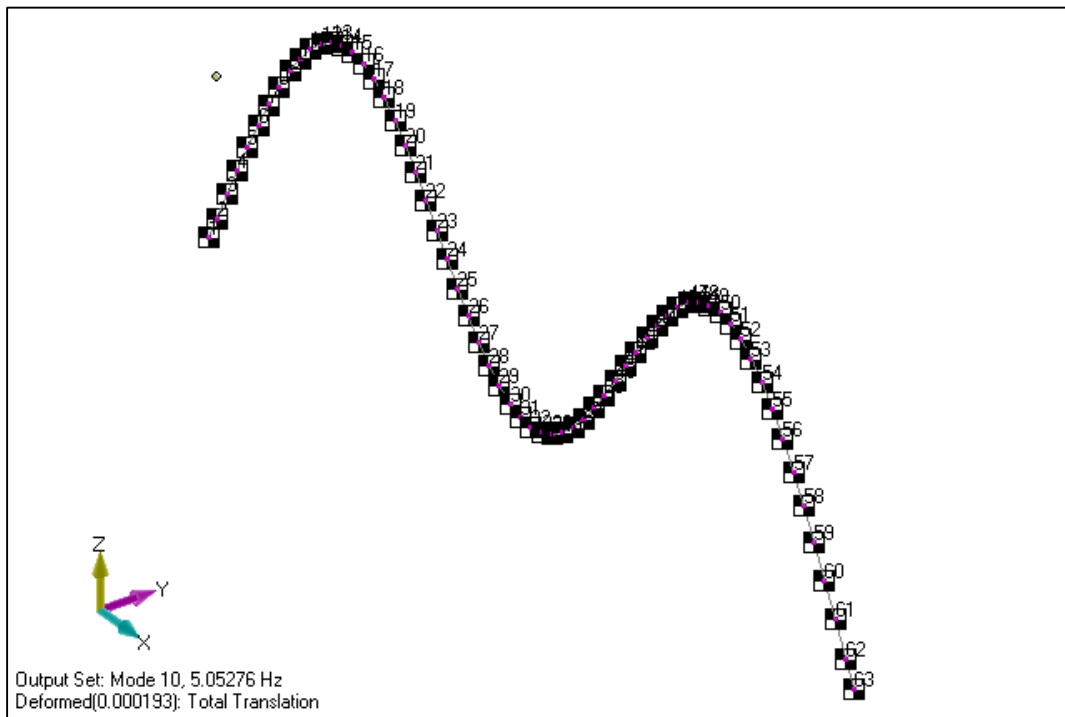


Figura 17 – 3º Modo de flexão (FPSO) - 5,052 Hz

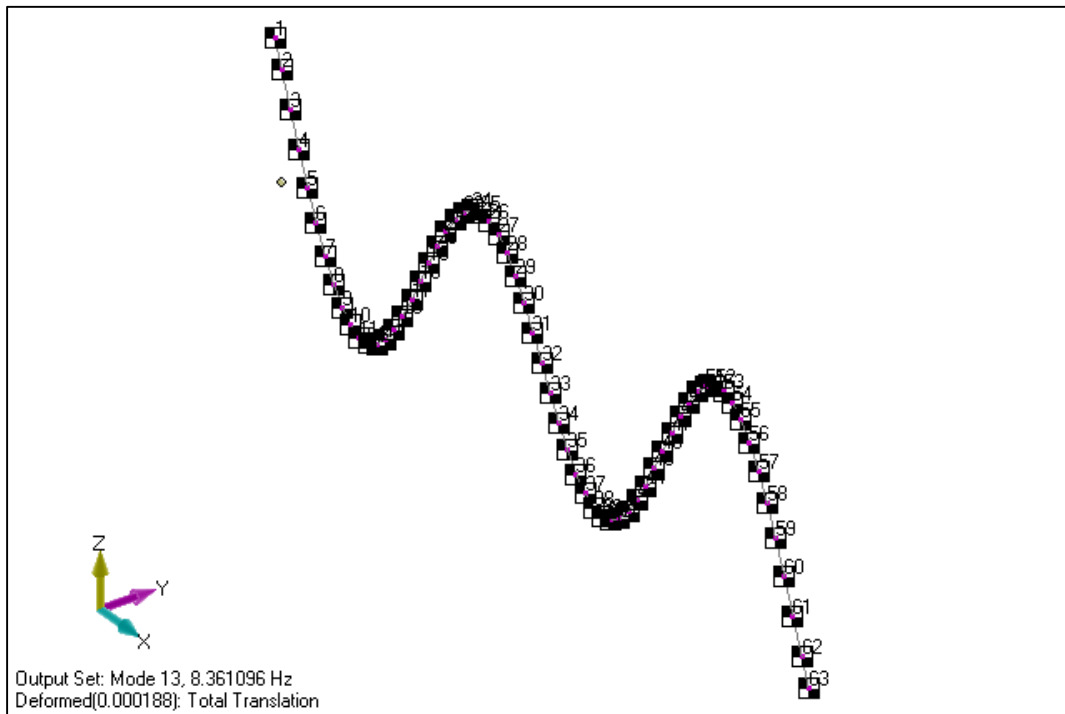


Figura 18 – 4º Modo de flexão (FPSO) - 8,361 Hz

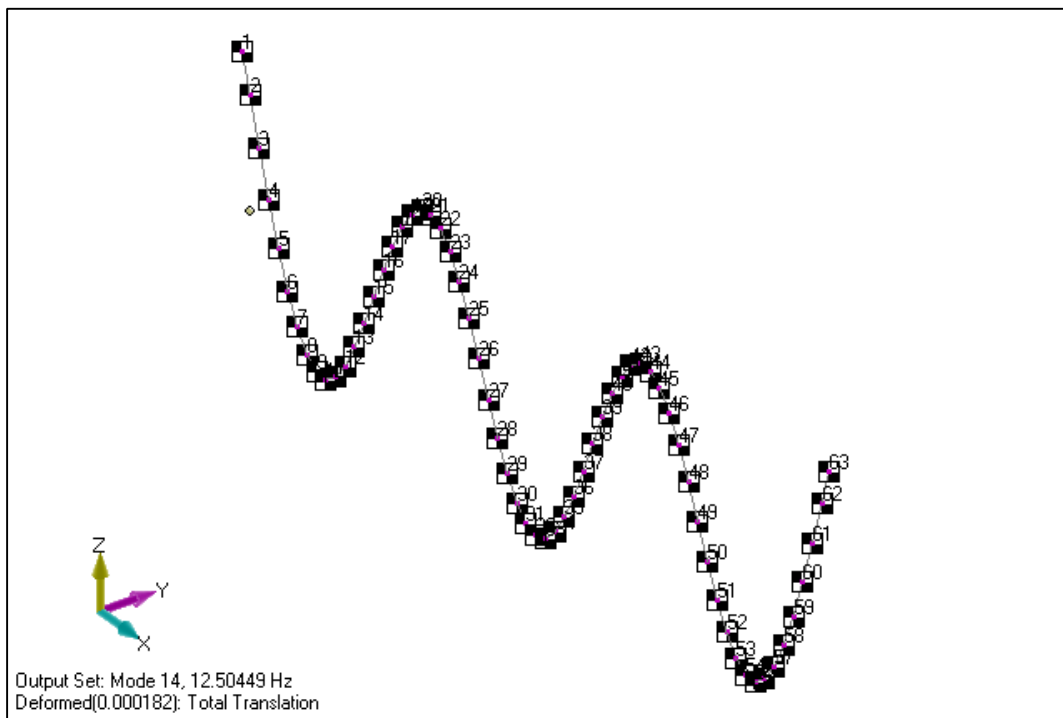


Figura 19 – 5º Modo de flexão (F5SO) - 12,504 Hz

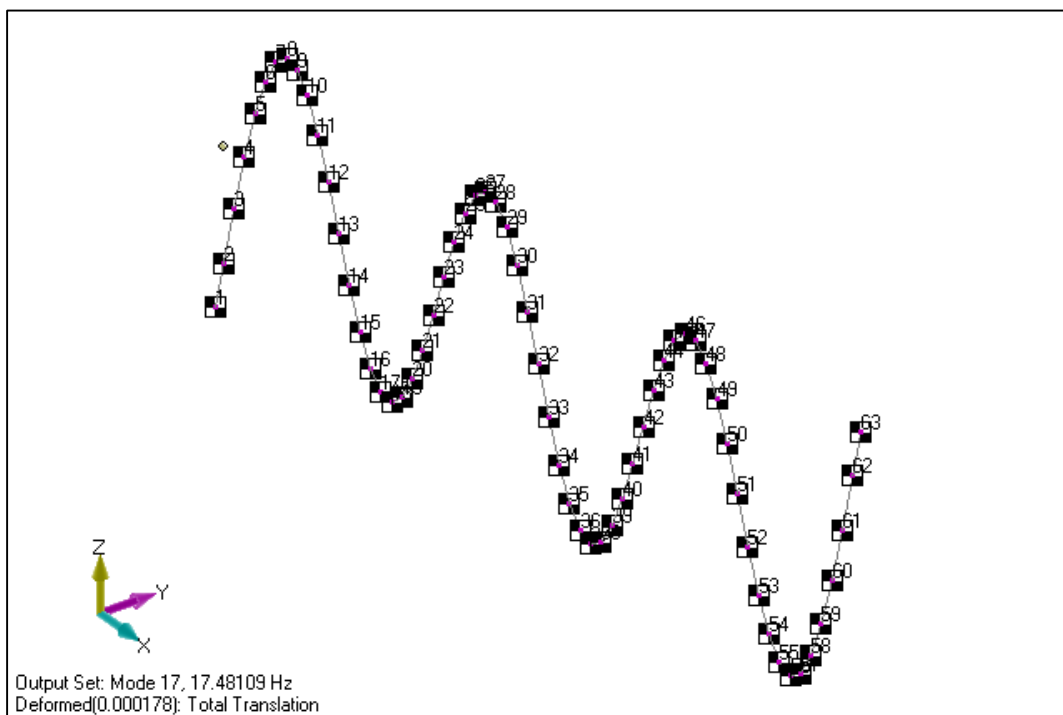


Figura 20 – 6º Modo de flexão (F6SO) - 17,481 Hz

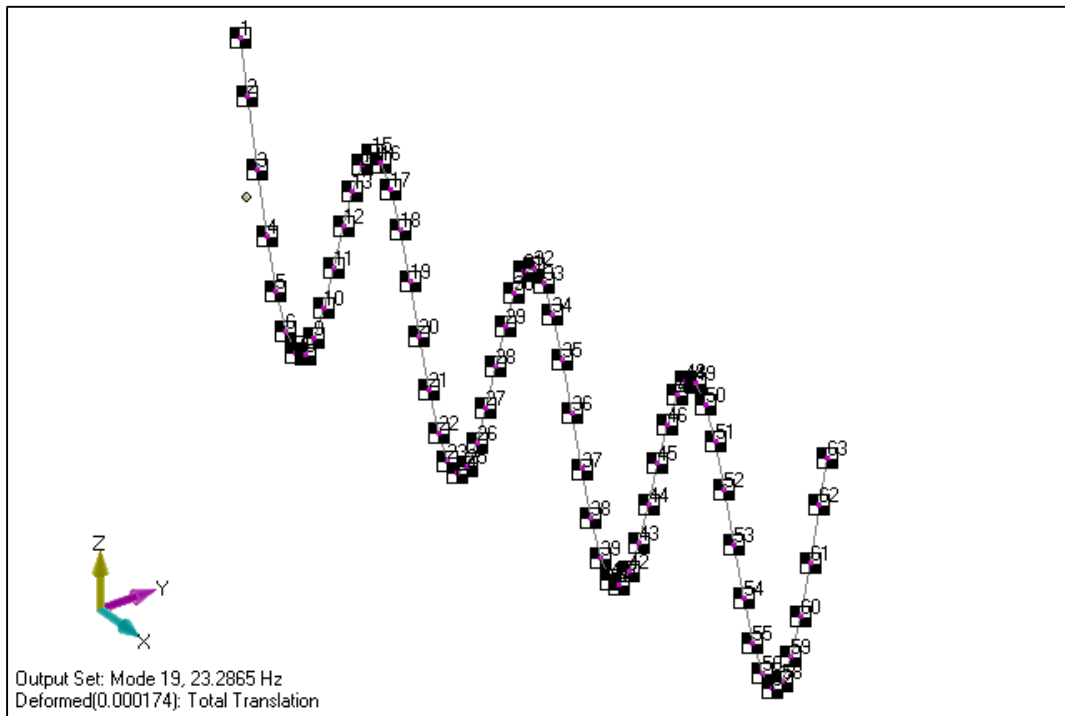


Figura 21 – 7º Modo de flexão (FPSO) - 23,286 Hz

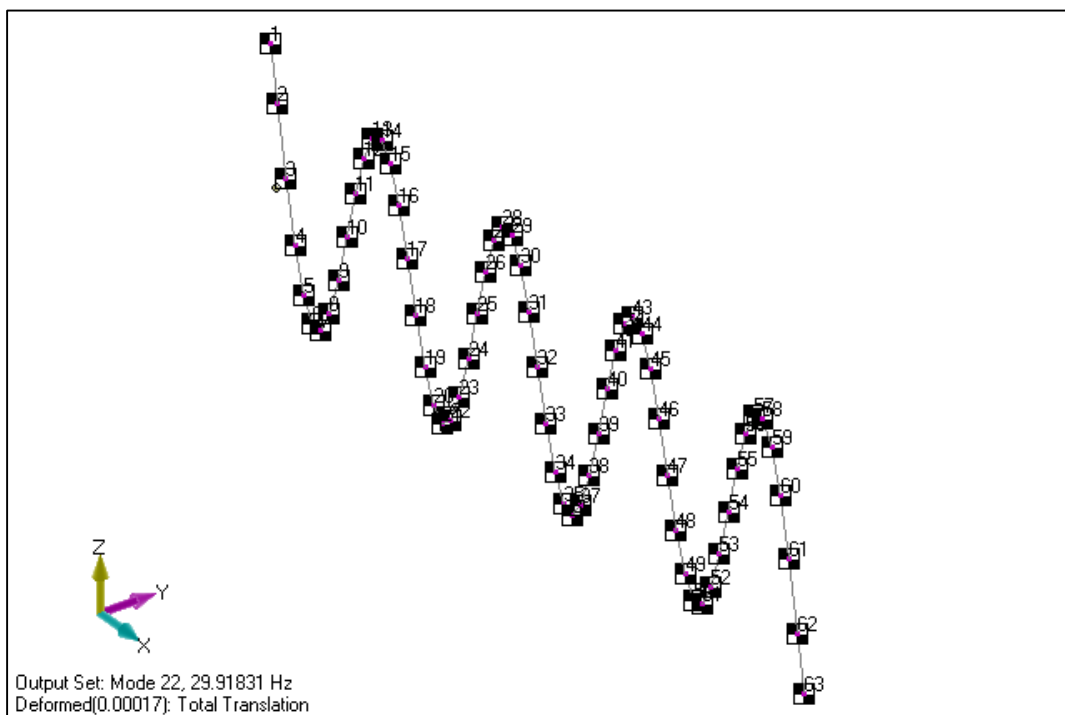


Figura 22 – 8º Modo de flexão (FPSO) - 29,918 Hz

5.2 Modos de vibração do sistema de tubulações

A tabela 12 apresenta os modos de flexão relevantes do sistema de tubulações, considerando o modelo fixo na posição dos seus 4 suportes.

Tabela 12 – Modos de flexão do sistema de tubulações

SISTEMA DE TUBULAÇÕES	
Modo de Flexão	Frequência [Hz]
1°	18,60117
2°	22,88122
3°	22,88122

As figuras a seguir mostram os modos de flexão da tabela 12.

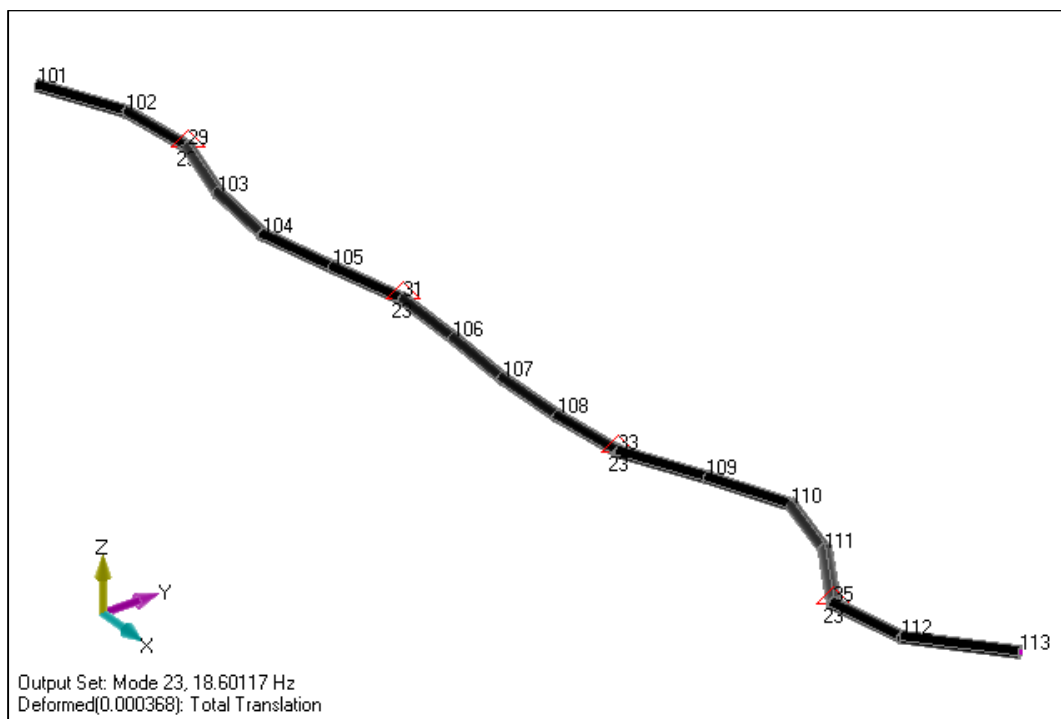


Figura 23 – 1° Modo de flexão (sistema de tubulações) - 18,601 Hz

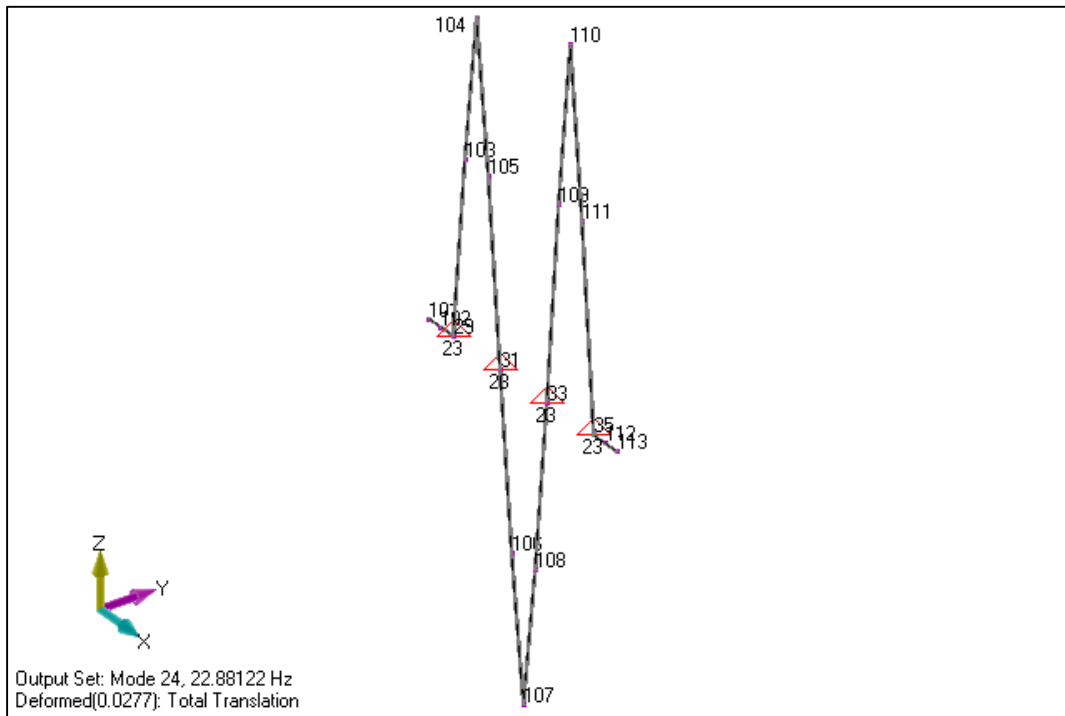


Figura 24 – 2º Modo de flexão (sistema de tubulações) - 22,881 Hz

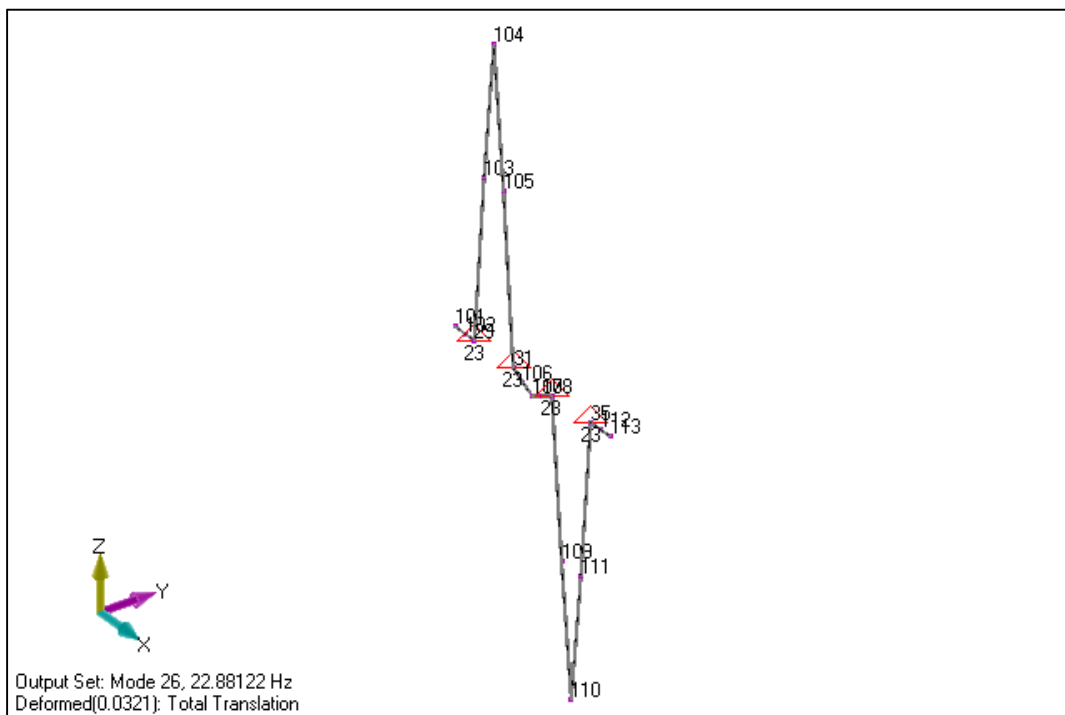


Figura 25 – 3º Modo de flexão (sistema de tubulações) - 22,881 Hz

5.3 Modos de vibração do sistema de tubulações acoplado ao FPSO

A tabela 13 apresenta os modos de flexão relevantes do sistema de tubulações acoplado ao FPSO, considerando o modelo livre. As frequências dos modos de vibração do FPSO, somente, não sofreram alteração em relação ao modelo acoplado, o que já era esperado pelo fato da rigidez do FPSO ser muito superior à rigidez do sistema de tubulações. Logo, os modos apresentados são apenas aqueles que interagiram com as tubulações.

Tabela 13 – Modos de flexão do sistema de tubulações acoplado ao FPSO

(SISTEMA DE TUBULAÇÕES + FPSO)	
Modo de Flexão	Frequência [Hz]
1°	17,48082
2°	22,87101
3°	22,88117

As figuras a seguir mostram os modos de flexão da tabela 13.

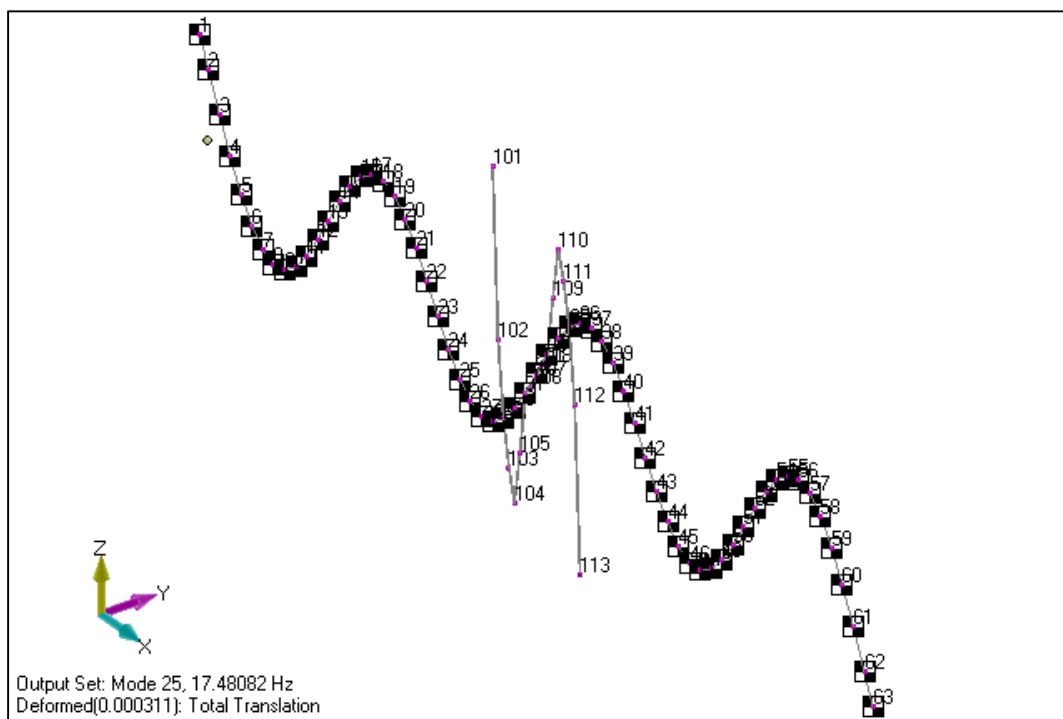


Figura 26 – 1º Modo de flexão (acoplado) - 17,480 Hz

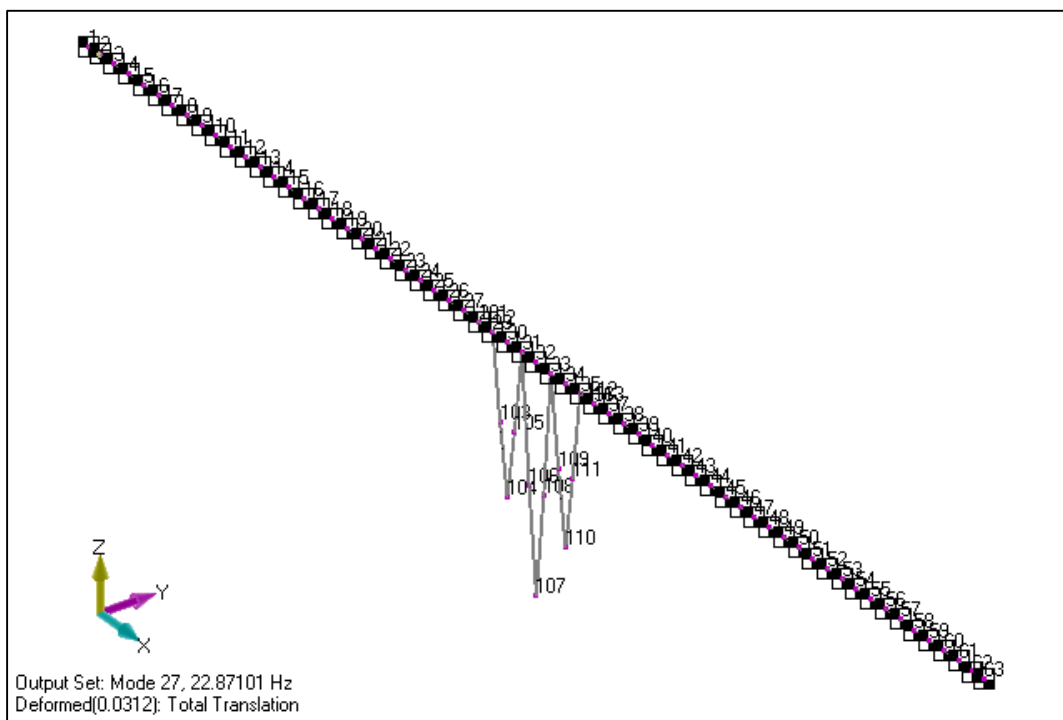


Figura 27 – 2º Modo de flexão (acoplado) - 22,871 Hz

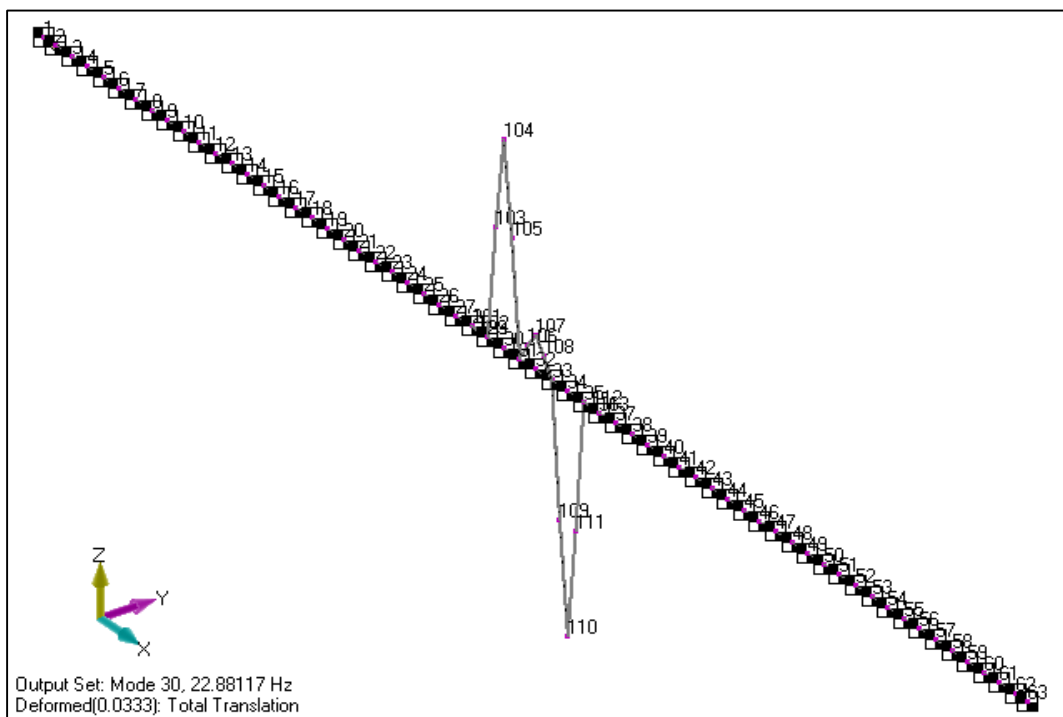


Figura 28 – 3º Modo de flexão (acoplado) - 22,881 Hz

5.4 Comparação dos resultados

Tabela 14 – Flexões relevantes

FLEXÕES RELEVANTES			
Sistema de Tubulações		Acoplado (Sistema de Tubulações + FPSO)	
Flexão	Frequência [Hz]	Flexão	Frequência [Hz]
1 ^a	18,60117	1 ^a	17,48082
2 ^a	22,88122	2 ^a	22,87101

Pode-se perceber da tabela 14, que a frequência natural do sistema de tubulações caiu de 18,60 Hz para 17,48 Hz depois que este sistema foi acoplado ao casco do navio, representando uma diferença de aproximadamente 6%. Com isso, fica evidente a influência da flexibilidade do casco nas frequências naturais do sistema. E é esta frequência de 17,48 Hz que deve ser evitada, já que o modelo acoplado representa melhor a realidade.

Já para a frequência de 22,88 Hz, a flexibilidade do casco praticamente não está interferindo neste modo de vibração do sistema de tubulações. Mas é uma frequência perigosa que também deve ser evitada.

6 CONCLUSÃO

Num projeto de tubulações, no que diz respeito à parte de vibrações, é importante fazer um estudo das frequências naturais deste sistema, a fim de evitar que as frequências de operação de motores, geradores ou máquinas estejam próximas às naturais, o que levaria ao fenômeno da ressonância. Utilizando um software de elementos finitos, há duas maneiras de realizar este estudo, uma considerando o modelo de tubulações fixo num referencial, e outra acoplando as tubulações ao modelo do navio para que se leve em conta a influência da flexibilidade do casco. Após a realização deste projeto de graduação foi possível concluir que de fato a flexibilidade do casco do navio influencia na vibração do sistema de tubulações. Sendo assim, não é o ideal desprezar sua presença na análise.

Uma contribuição deste trabalho é que para navios com módulo de seção e momentos de inércia próximos ao do FPSO em estudo, e com um sistema de tubulações de diâmetro, schedule e comprimento parecidos, o fato de desconsiderar o casco na análise, leva a resultados de frequências naturais com um desvio da ordem de 6% em relação ao modelo acoplado. Esta diferença aparenta ser pequena, mas já é suficiente para que equipamentos venham a causar sérios problemas de vibração para as tubulações.

Antes não era possível afirmar se o FPSO possuía rigidez grande o suficiente a ponto de não influenciar na vibração das tubulações, porém após o presente estudo, fica clara a importância de se realizar a análise do modelo com as tubulações acopladas ao casco.

BIBLIOGRAFIA

BATHE, KLAUS-JURGEN, **Inverse Finite Element Procedures in Engineering Analysis**. Taylor and Francis, 2000.

CARLSEN, C.A., SKAAR, K.T., **Modeling Aspects for Finite Element Analysis of Ship Vibration**. Computer & Structures, vol.12, pages 409-419,1980.

CHALMERS, D.W., PRICE, W.G., **On the Effective Shear Areas of Ship Sections**. RINA, Supplementary Papers, vol.122, pages 245-252, 1979.

DAHLER G. et al, **A Study on Flexible Hulls, Flexible Engines, Crank Shaft Deflexions and Engine Bearing Loads for VLCC Propulsion Machinery**. International Council on Combustion Engines, 2004.

KAMEL, A.H, LIU, D., **Application of the Finite Element Method to Ship Structures**. Computer & Structures, vol.1, pages 103-130, 1971.

LANDWEBER, L., MACAGNO, M.C., **Added Mass of Two-Dimensional Forms Oscillating in a Free Surface**. Journal of Ship Research, pages 20-30, 1967.

LEWIS, F.M., **The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship**. SNAME, 1929.

MEGSON, T.H.G., **Linear Analysis of Thin Walled Elastic Structures**. Surrey University Press. 1974.

MENK, A., WILKEN, M., CABOS, C., VOSS, H., **Efficient Calculation of Fluid Interaction in Ship Vibration**. Analysis and Design of Marine Structures, vol.1, pages 93-101, 2009.

PEREIRA, Henrique D., **Influência da Flexibilidade do Casco de FPSO no Comportamento Estrutural de Planta de Processo**. Projeto de Graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2009.

RAO SINGIRESU S., **Mechanical Vibrations**. Addison Wesley Publishing Company, USA, 1986.

SVERKO, D., **Investigation on Hull Deflection and its Influence on Propulsion Shaft Alignment**. American Bureau of Shipping, Houston, 2005.

TOWNSIN, R.L., **Virtual Mass Reduction Factors J' Values for Ship Vibration Calculations Derived from Tests with Beams Including Ellipsoids and Ship Models**, RINA, 1968.

ANEXO A – Planilha de cálculos da seção mestra

Elemento	Largura [mm]	Espessura [mm]	Centro Zg [m]	Ângulo [°]	Área [cm ²]	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm ⁴]	Izz''[m ⁴]
CH. FUNDO	26800,0	25,1	0,0	0	6726,8	0	0	35316261	106,319
CH.CONVÉS	26800,0	24,7	26,0	0	6619,6	0	172109,6	33654598	119,36
ANTEPARA LONGIT	26400,0	18,3	13,0	90	4831,2	1,5707963	62805,6	2,81E+13	28,1481
ANTEPARA LONGIT 2	26400,0	18,3	13,0	90	4831,2	1,5707963	62805,6	2,81E+13	28,1481
COSTADO	26400,0	24,0	13,0	90	6336	1,5707963	82368	3,68E+13	36,9156
SICORDA	300,0	25,4	8,4	0	76,2	0	640,08	409676,6	0,13263
SICORDA	300,0	25,4	8,4	0	76,2	0	640,08	409676,6	0,13263
LONGARINA	1790,0	25,0	0,90	90	447,5	1,5707963	400,5125	1,19E+10	6,11364
Somatório de Áreas:	29944,7	cm2	Porcent da área total:		65,10%				
Somatório de Mom.Areas:	381769,47	m.cm2							
Somatório Inercias:	325,27025	m4	Porcent da inércia total:		61,47%				
Elemento	Raio[mm]	Espessura	Centro Zg	Área [cm ²]	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm ⁴]	Izz''[m ⁴]	
CH. BOIO	1800	25	1,15333333	706,8583471	0	815,24329	1,15E+11	9,33084	
Somatório de áreas:	706,85835	cm2	Porcent da área total:		1,54%				
Somatório de mom.áreas:	815,24329	m.cm2							
Somatório de inércias:	9,3308371	m4	Porcent da inércia total:		1,76%				
Elemento	Área[mm ²]	Izz[mm ⁴]	Centro Zg	Ângulo	Área [cm ²]	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm ⁴]	Izz''[m ⁴]
R.Fundo 1	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 2	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 3	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 4	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 5	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 6	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 7	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 8	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 9	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 10	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 11	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 12	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 13	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 14	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 15	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 16	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 17	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 18	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 19	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 20	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 21	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 22	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 23	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 24	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Fundo 25	20373	1,17E+09	0,37	0	203,73	0	75,3801	1,17E+09	3,03445
R.Costado 1	13007	8,68E+08	2	90	130,07	1,5707963	260,14	8877270	1,45375
R.Costado 2	13007	8,68E+08	2,873	90	130,07	1,5707963	373,69111	8877270	1,22357
R.Costado 3	13007	8,68E+08	3,746	90	130,07	1,5707963	487,24222	8877270	1,01322
R.Costado 4	12402	7,27E+08	4,619	90	124,02	1,5707963	572,84838	7435225	0,78442
R.Costado 5	12402	7,27E+08	5,492	90	124,02	1,5707963	681,11784	7435225	0,62166
R.Costado 6	11172	5,54E+08	6,365	90	111,72	1,5707963	711,0978	5665908	0,43042
R.Costado 7	11172	5,54E+08	7,238	90	111,72	1,5707963	808,62936	5665908	0,31786
R.Costado 8	11172	5,54E+08	8,111	90	111,72	1,5707963	906,16092	5665908	0,22233
R.Costado 9	11172	5,54E+08	8,984	90	111,72	1,5707963	1003,6925	5665908	0,14383
R.Costado 10	10547	5,24E+08	9,857	90	105,47	1,5707963	1039,6178	5359089	0,07775
R.Costado 11	10514	5,27E+08	10,73	90	105,14	1,5707963	1128,1522	5389771	0,03568
R.Costado 12	10514	5,27E+08	11,603	90	105,14	1,5707963	1219,9394	5389771	0,00988
R.Costado 13	9962	3,68E+08	12,476	90	99,62	1,5707963	1242,8591	3763635	9,5E-05
R.Costado 14	9467	2,92E+08	13,349	90	94,67	1,5707963	1263,7498	2986363	0,00572
R.Costado 15	9467	2,92E+08	14,222	90	94,67	1,5707963	1346,3967	2986363	0,02578
R.Costado 16	8842	2,74E+08	15,095	90	88,42	1,5707963	1334,6999	2802272	0,05629
R.Costado 17	8842	2,74E+08	15,968	90	88,42	1,5707963	1411,8906	2802272	0,10198
R.Costado 18	8175	2,57E+08	16,841	90	81,75	1,5707963	1376,7518	2628408	0,14899
R.Costado 19	7782	2,40E+08	17,714	90	77,82	1,5707963	1378,5035	2454545	0,20577
R.Costado 20	7390	2,24E+08	18,587	90	73,9	1,5707963	1373,5793	2290908	0,26738
R.Costado 21	7065	1,47E+08	19,46	90	70,65	1,5707963	1374,849	1503409	0,3352
R.Costado 22	6552	1,03E+08	20,333	90	65,52	1,5707963	1332,2182	1053409	0,39466
R.Costado 23	6117	9,92E+07	21,206	90	61,17	1,5707963	1297,171	1014545	0,45601

R.Costado 24	5725	9,18E+07	22,079	90	57,25	1,5707963	1264,0228	938863,4	0,51745
R.Costado 25	5400	4,70E+07	22,952	90	54	1,5707963	1239,408	480681,7	0,58183
R.Costado 26	11600	8,13E+05	23,825	90	116	1,5707963	2763,7	8314,771	1,46893
R.Costado 27	11600	8,13E+05	24,698	90	116	1,5707963	2864,968	8314,771	1,70568
R. Antep. Long. 1	11600	8,13E+05	0,9	90	116	1,5707963	104,4	8314,771	1,58031
R. Antep. Long. 2	11600	8,13E+05	2	90	116	1,5707963	232	8314,771	1,29648
R. Antep. Long. 3	12402	7,27E+08	2,923	90	124,02	1,5707963	362,51046	7435225	1,15466
R. Antep. Long. 4	12402	7,27E+08	3,846	90	124,02	1,5707963	476,98092	7435225	0,94432
R. Antep. Long. 5	12402	7,27E+08	4,769	90	124,02	1,5707963	591,45138	7435225	0,75511
R. Antep. Long. 6	12402	7,30E+08	5,692	90	124,02	1,5707963	705,92184	7465907	0,58704
R. Antep. Long. 7	12402	7,30E+08	6,615	90	124,02	1,5707963	820,3923	7465907	0,44009
R. Antep. Long. 8	11172	5,54E+08	7,538	90	111,72	1,5707963	842,14536	5665908	0,28311
R. Antep. Long. 9	11172	5,54E+08	8,461	90	111,72	1,5707963	945,26292	5665908	0,18881
R. Antep. Long. 10	10530	3,90E+08	9,384	90	105,3	1,5707963	988,1352	3988635	0,10702
R. Antep. Long. 11	9962	3,68E+08	10,307	90	99,62	1,5707963	1026,7833	3763635	0,05111
R. Antep. Long. 12	9962	3,68E+08	11,23	90	99,62	1,5707963	1118,7326	3763635	0,01794
R. Antep. Long. 13	9467	2,92E+08	12,153	90	94,67	1,5707963	1150,5245	2986363	0,00166
R. Antep. Long. 14	9467	2,92E+08	13,076	90	94,67	1,5707963	1237,9049	2986363	0,00241
R. Antep. Long. 15	8842	2,74E+08	13,999	90	88,42	1,5707963	1237,7916	2802272	0,01801
R. Antep. Long. 16	8842	2,74E+08	14,922	90	88,42	1,5707963	1319,4032	2802272	0,04884
R. Antep. Long. 17	8217	2,53E+08	15,845	90	82,17	1,5707963	1301,9837	2587499	0,08803
R. Antep. Long. 18	8175	2,57E+08	16,768	90	81,75	1,5707963	1370,784	2628408	0,14394
R. Antep. Long. 19	7782	2,40E+08	17,691	90	77,82	1,5707963	1376,7136	2454545	0,20393
R. Antep. Long. 20	7390	2,24E+08	18,614	90	73,9	1,5707963	1375,5746	2290908	0,26979
R. Antep. Long. 21	7065	1,47E+08	19,537	90	70,65	1,5707963	1380,2891	1503409	0,34274
R. Antep. Long. 22	6552	1,03E+08	20,46	90	65,52	1,5707963	1340,5392	1053409	0,40768
R. Antep. Long. 23	6552	1,03E+08	21,383	90	65,52	1,5707963	1401,0142	1053409	0,50867
R. Antep. Long. 24	5725	9,18E+07	22,306	90	57,25	1,5707963	1277,0185	938863,4	0,54246
R. Antep. Long. 25	5400	4,70E+07	23,229	90	54	1,5707963	1254,366	480681,7	0,6133
R. Antep. Long. 26	11600	8,13E+05	24,152	90	116	1,5707963	2801,632	8314,771	1,55554
R. Antep. Long. 27	11600	8,13E+05	25,075	90	116	1,5707963	2908,7	8314,771	1,81339
R. Antep. Long. 28	11600	8,13E+05	25,998	90	116	1,5707963	3015,768	8314,771	2,09101
R. Convés 1	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 2	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 3	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 4	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 5	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 6	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 7	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 8	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 9	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 10	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 11	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 12	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 13	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 14	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 15	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 16	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 17	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 18	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 19	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 20	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 21	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 22	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 23	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 24	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
R. Convés 25	19552	2,30E+06	26,14	0	195,52	0	5110,8928	2300000	3,59938
Somatório de Áreas:	15344,83	cm2	Porcent da área total:	33,36%					
Somatório de Mom.Áreas:	195678,64	cm2.m							
Somatório de Inércias:	194,50915	m4	Porcent da inércia total:	36,76%					
RESULTADOS :	MEIA SEÇÃO	SEÇÃO COMPLETA							
Área de aço na seção:	45996,39	cm2					9,20	m2	
Altura da linha neutra:	12,57	m					12,57	m	
Momento de Inércia:	529,11	m4					1058,22	m4	
Módulo de Seção:	36,88	m3					73,75	m3	