

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise da Influência das Tensões Residuais na Vida
em Fadiga de Elos Sem Malhete Através do Método
de Elementos Finitos**

Lívia Carvalho Baptista Pereira

Prof. Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D. Sc.

Prof. Co – Orientador: Paulo Pedro Kenedi, D. Sc.

Rio de Janeiro

Julho 2014

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise da Influência das Tensões Residuais na Vida
em Fadiga de Elos Sem Malhete Através do Método
de Elementos Finitos**

Lívia Carvalho Baptista Pereira

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica

Prof. Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D. Sc.

Prof. Co – Orientador: Paulo Pedro Kenedi, D. Sc.

Rio de Janeiro
Julho de 2014

FICHA CATALOGRÁFICA

DEDICATÓRIA

Dedico este projeto, primeiramente, a Deus, por me dar forças e permitir a concepção deste trabalho. E também aqueles que nunca hesitaram em realizar grandes esforços para que conseguisse chegar a este momento, meus pais, familiares e a amigos.

AGRADECIMENTOS

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, agradeço pela oportunidade de estudar em uma instituição de excelência.

Gostaria de agradecer aos meus orientadores, Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco e Paulo Pedro Kenedi, por toda atenção, dedicação e paciência que tiveram ao longo do projeto.

Agradeço à minha mãe, Patrícia Carvalho de Oliveira e ao meu pai Luiz de Gonzaga Baptista Pereira por me guiarem na minha vida.

Agradeço aos meus primos Gabriela de Oliveira Maciel e Luciano Aragão de Mendonça por me aconselharem nas escolhas que fiz.

Gostaria de agradecer também à minha irmã Laís Carvalho por sempre estar comigo em todas as situações.

Agradeço aos meus amigos Denir Campos, Máira Cruz Luis Felipe Gomes e Lucas Vidal por me aconselharem durante todos os anos de faculdade, pois sem eles não teria conseguido realizar tudo que fiz.

E também a todas as pessoas que contribuíram para a reflexão e realização deste trabalho.

RESUMO

É incontestável o grande crescimento da indústria de óleo e gás no atual cenário do país. A busca por novos campos de petróleo em águas ultraprofundas causa um grande desenvolvimento em novos conceitos e tecnologias para a produção desta fonte de energia. O uso de sistemas flutuantes para a exploração de petróleo se tornou o melhor método para tal tarefa. Dito isto, é de extrema importância o uso de linhas de ancoragem com a finalidade de limitar e estabelecer uma posição definida no mar para as embarcações. O presente trabalho tem como objetivo analisar a influência das tensões residuais na integridade estrutural de elos de amarra de aço usados em sistemas de ancoragem *offshore*. O trabalho será desenvolvido com o objetivo de avaliar a influência dos principais parâmetros como as propriedades mecânicas, o *proof load* e as cargas operacionais, e o campo de tensões gerado. Para realizar este estudo, previamente, promoveu-se uma análise analítica simplificada utilizando o conceito de Resistência dos Materiais com o objetivo de se obter um padrão de comportamento do componente estudado. Em seguida, foi feita uma análise numérica utilizando método de Elementos Finitos. Na primeira etapa foram desenvolvidos modelos simplificados. Numa segunda etapa serão desenvolvidos modelos mais sofisticados, envolvendo efeitos não lineares como plasticidade e contato, com o objetivo de obter previsões mais precisas. Para todos os modelos será feita uma análise de convergência da malha para a confiabilidade dos resultados. Estas análises mostram regiões onde pode se observar maiores deformações e tensões. Também é importante ressaltar que serão avaliados os campos onde se tem maior probabilidade de nucleação e propagação de trinca e assim analisando o impacto na vida em fadiga desses componentes.

Palavras-chave: Amarras, Tensões Residuais, Análise Numérica.

ABSTRACT

Undoubtedly the great growth of the oil and gas industry in the present scenario of the country. The search for new oil fields in deep waters cause a large development of new concepts and technologies for the production of this energy source. The use of floating systems for oil exploration became the best method for this task. That said, it is of utmost importance to use the mooring lines for the purpose of establishing a defined limit and for vessels at sea position. This study aims to analyze the influence of residual stresses in the structural integrity of chain links used in offshore mooring systems . The work will be carried out in order to assess the influence of key parameters such as mechanical properties, the proof load and operational loads in the stress field generated. To conduct this study, previously promoted a simplified analytical analysis using the concept of Strength of Materials for the purpose of obtaining a pattern of behavior of the studied component. Then, a numerical analysis was made using Finite Element Method. In the first step simplified models have been developed. In a second step more sophisticated models involving nonlinear effects such as plasticity and contact, with the aim of obtaining more accurate predictions will be developed. For all models an analysis of convergence of the mesh to the reliability of the results will be made. This analyzes show regions where it can be seen larger deformations and stresses. It is also important to note that reviews are the fields where there is a high probability of nucleation and crack propagation and thus analyzing the impact on the fatigue life of these components.

Keywords: Moorings, Residual Stresses, Numerical Analysis .

SUMÁRIO

Capítulo 1	1
Introdução.....	1
1.1 Justificativa.....	2
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Organização do Trabalho.....	3
Capítulo 2	4
2.1 Plataformas <i>Offshore</i>	4
2.1.1 Plataformas Fixas	5
2.1.1.1 Plataformas Tipo Jaquetas (<i>Steel Jackets</i>)	5
2.1.1.1 Plataformas de Gravidade (<i>Gravity Plataforms</i>).....	6
2.1.1.3 Plataformas Torre Complacente (<i>Compliant Tower</i>)	7
2.1.1.4 Plataformas Auto-Eleváveis (<i>Jack-ups</i>)	7
2.1.2 Plataformas Flutuantes	8
2.1.2.1 Semi – Submersível (<i>SS</i>).....	9
2.1.2.2 TLP – <i>Tension Leg Plataform</i>	10
2.1.2.3 Bóia Cilíndrica (<i>SPAR BOUY</i>).....	11
2.1.2.4 FPSO – Sistema Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência (<i>Floating Production Storage and Offloading</i>).....	12
2.1.2.5 Monobóias.....	13
2.2 Princípios de Sistemas de Ancoragem	13
2.3 Tipos de Ancoragem <i>Offshore</i>	16
2.3.1 Ancoragem em Catenária	17
2.3.2 Ancoragem <i>Taut – Leg</i> (Esticada).....	18
2.3.3 Ancoragem Vertical.....	20
2.3.4 Ancoragem Combinada	20
2.4 Sistemas de Ancoragem.....	20

2.4.1	Ancoragem com Ponto Único (SPM).....	21
2.4.1.1	Amarração com <i>Turret</i> (Torre)	21
2.4.1.2	Sistema CALM (Catenary Anchor Leg Moorings).....	23
2.4.1.3	Sistema SALM (<i>Single Anchor Leg Mooring</i>).....	23
2.4.1.4	Amarração com Quadro de Ancoragem (SM – <i>Spread Mooring</i>).....	23
2.4.1.5	Sistema de Posicionamento Dinâmico (DP – <i>Dynamic Positioning</i>)	24
2.5	Composições das Linhas de Ancoragem	24
2.5.1	Âncoras.....	24
2.5.1.1	Âncoras de Arrasto.....	25
2.5.1.2	Estacas.....	26
2.5.1.3	Âncoras Verticais (VLA – Vertical Load Anchor)	27
2.5.2	Cabos de Aço.....	28
2.5.2.1	Perna <i>SEALE</i>	29
2.5.2.2	Perna <i>FILLER</i>	29
2.5.2.3	Perna <i>WARRINGTON</i>	29
2.5.3	Cabos Sintéticos	31
2.5.1	Amarras ou Correntes.....	32
2.5.2	Manilhas	38
2.5.2.1	Manilhas de amarras.....	39
2.6	Considerações sobre Fadiga	40
2.6.1	Conceitos Básicos.....	40
2.6.2	Carregamentos de Fadiga	42
2.6.2.1	Amplitude Constante	43
2.6.2.2	Amplitude Variável	44
2.6	Análise de Fadiga	44
2.7.1	Método Curvas T-N.....	45
2.7.2	Método S-N.....	47

Capítulo 3	52
Metodologia.....	52
3.1 Estudo Analítico	52
3.2 Análise Numérica 2D	58
3.2.1 Definição da Geometria.....	59
3.2.2 Propriedades do Material.....	62
3.2.3 Malha definida.....	62
3.2.4 Condições de contorno	64
3.2.5 Carregamentos aplicados (Carregamentos/Deslocamentos)	65
3.3 Modelo Numérico 3D.....	65
3.3.1 Definição da Geometria.....	66
3.3.2 Material Utilizado.....	67
3.3.3 Malha definida.....	69
3.3.4 Contato utilizado	70
3.3.5 Condições de contorno	71
3.3.5 Carregamentos aplicados.....	71
Capítulo 4	74
4.1 Resultados.....	74
4.1.1 Verificação das análises.....	74
4.1.2 Análise das tensões residuais.....	80
4.1.2 Análise de fadiga	82
Capítulo 5	89
5.1 Conclusão	89
5.2 Sugestões	90
Referências Bibliográficas.....	91
Apêndice I.....	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Tipos de Plataformas utilizadas em águas profundas [9].....	4
Figura 2: Desenho esquemático de plataforma Tipo Jaqueta [10]	6
Figura 3: Plataforma de gravidade (Gravtiy Plataforms) [5].....	6
Figura 4: Plataforma tipo torre complacente [5]	7
Figura 5: Esquema da plataforma <i>Jack – Up</i> [10].....	8
Figura 6: Plataforma tipo auto – elevatória com estrutura tubular [9]	8
Figura 7: Plataforma Semi – Submersível [10]	10
Figura 8: Representação de uma plataforma TLP [5].....	11
Figura 9: Esquema de uma unidade do tipo SPAR BOUR [5].....	12
Figura 10: Plataforma FPSO em operação [12]	13
Figura 11: Utilização de monobóia [5].....	13
Figura 12: Esquema de <i>Layout</i> de ancoragem para diferentes plataformas <i>offshore</i> [9]	14
Figura 13: Configuração Geométrica de uma Linha de ancoragem [11]	15
Figura 14: Linha de ancoragem em catenária.....	18
Figura 15: Linha de ancoragem em <i>taut leg</i>	19
Figura 16: Comparação entre Catenária X <i>Taut Leg</i> [9]	19
Figura 17: Ancoragem em TLP [5]	20
Figura 18: Graus de liberdade de uma embarcação [15]	21
Figura 19: Ancoragem com <i>Turret</i> externo [5]	22
Figura 20: Arranjo típico do <i>Turret</i> interno [5].....	22
Figura 21: Sistema CALM [9].....	23
Figura 22: Ancoragem com posicionamento dinâmico [5]	24
Figura 23: Âncoras de Arrasto [5].....	25
Figura 24: Desenho representativo da instalação das âncoras de arrasto [9]	26
Figura 25: Estacas de Sucção [5].....	26
Figura 26: Desenho representativo de estacas torpedos [9]	27
Figura 27: Lançamento de estaca torpedo [9]	27
Figura 28: Exemplo de VLAS-Âncora vertical [12]	28
Figura 29: Seção transversal do cabo de aço	29
Figura 30: Combinação de cabo de aço com amarras	30
Figura 31: Utilização de cabo de poliéster [16].....	31

Figura 32: Utilização de Amarras [19].....	33
Figura 33: Dimensões padronizadas para um elo sem malhete [17].....	33
Figura 34: Dimensões padronizadas para elo com malhete [17].....	34
Figura 35: Extremidade com elo comum e alongado [17].....	34
Tabela 3: Graus de amarras oceânicas [15].....	34
Figura 36: Elo <i>Kenter</i> [17].....	38
Figura 37: Dimensões do elo <i>Kenter</i> [17].....	38
Figura 38: Manilha com pino [17].....	39
Figura 39: Manilha de união [17].....	39
Figura 40: Manilha de âncora [17].....	40
Figura 41: Manilha de união final [17].....	40
Figura 42: Tipo de carregamento: (a) Repetido, (b) Totalmente Reverso, (c) Flutuante.....	43
Figura 43: Exemplo de carregamento variável composto por vários carregamentos constantes	44
Figura 44: Curvas T-N para cada tipo de elo de amarra (Norma API2SK).....	46
Figura 45: Curva do método <i>SN</i>	49
Figura 46: Diagrama S-N em materiais que não apresentam limite de fadiga definido.....	49
Figura 47: Efeito da tensão média.....	50
Figura 48: Critério de Goodman.....	50
Figura 49: Geometria adotada para a análise.....	53
Figura 50: Sistema de coordenadas adotado.....	53
Figura 51: Forças externas aplicadas.....	54
Figura 53: Aplicação carga fictícia no elo.....	57
Figura 54: Equilíbrio de forças.....	57
Figura 55: Geometrias utilizadas para o modelo 2D linear elástico.....	60
Figura 56: Equivalência de áreas.....	60
Figura 57: Análise de convergência.....	63
Figura 58: Elemento utilizado para discretização da malha.....	63
Figura 59: Malha aplicada ao caso bidimensional.....	64
Figura 60: Condições de contorno aplicadas.....	65
Figura 61: Carregamentos aplicados nos modelos.....	65
Figura 62: Geometria do elo (IACS 2011).....	66
Figura 63: Geometria adotada para os cenários de avaliação.....	67
Figura 64: Curva assumida do material Grau R3 (valores verdadeiros).....	68

Figura 65: Análise de convergência	69
Figura 66: Elemento utilizado	69
Figura 67: Malha definida	70
Figura 68: Interação do contato entre as partes	70
Figura 69: Condições de contorno aplicadas	71
Figura 70: Cargas aplicadas.....	72
Figura 71: Local de aplicação da carga	73
Figura 72: Seções analisadas	75
Figura 73: Tensão longitudinal para carga de operação (360 tonf) na seção A	76
Figura 74: Tensão longitudinal para a carga de operação (360 tonf) na seção B.....	76
Figura 75: Distribuição de tensão longitudinal para a seção A e B.....	77
Figura 76: Tensão longitudinal para carga de operação (360 tonf) na seção C.....	77
Figura 77: Tensão equivalente de von Mises (MPa) para o modelo 2D_E-Axial no cenário de operação	78
Figura 78: Tensão equivalente de von Mises (MPa) para o modelo 2D_E-Momento no cenário de operação.....	78
Figura 79: Tensão equivalente de von Mises para o modelo 3D_Ec no cenário de operação .	79
Figura 80: Tensão equivalente de von Mises para o modelo 3D_EPc no cenário de operação 1 (360 tonf).....	79
Figura 81: Tensão equivalente de von Mises para o modelo 3D_EPc no cenário de operação 2 (80 tonf).....	80
Figura 82: Regiões acima do limite de escoamento no carregamento de prova para o modelo 3E_EPc	80
Figura 83: Tensão equivalente de von Mises residuais para o modelo 3D_EPc.....	81
Figura 84: Distribuição da tensão longitudinal residual nas seções A, B e C para o modelo 3D_EPc.....	82
Figura 85: Seção A	85
Figura 86: Seção B	85
Figura 87: Seção C	86
Figura 88: Gráfico $N \times s$	87
Figura 89: Diagrama de viga a fadiga	87
Figura 90: Forças Atuantes.....	94
Figura 91: Equilíbrio de força	94
Figura 92: Equilíbrio de forças para determinar deslocamento horizontal (Seção AB).....	97

Figura 93: Equilíbrio de forças para determinar deslocamento horizontal (Seção BC).....98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades físicas e químicas de cabos sintéticos [16]	32
Tabela 2: Propriedades mecânicas do cabo de poliéster [17].....	32
Tabela 3: Graus de amarras oceânicas [15]	34
Tabela 4: Fórmulas para determinação do <i>Proof Load</i> , <i>Break Load</i> e o peso dos elos [15]....	35
Tabela 5: Comparação entre elos com e sem malhete.....	37
Tabela 6: Cenários de avaliação	59
Tabela 7: Valores de espessura para diferentes diâmetros	61
Tabela 8: Propriedades mecânicas do material utilizado.....	62
Tabela 9: Cenários de avaliação	66
Tabela 10: Propriedades mecânicas do material utilizado.....	67
Tabela 11: Propriedades mecânicas à tração dos materiais utilizados	68
Tabela 12: Parâmetros para <i>ka</i>	83
Tabela 13: Parâmetros para cálculo da vida a fadiga	84
Tabela 14: Vida a fadiga prevista.....	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABREVIATURAS

API – American Petroleum Institute

ASTM – American Society for Testing and Materials

AWS – American Welding Society

IACS – International Association of Classification Societies

2D – Duas Dimensões

3D – Três Dimensões

SIMBOLOS

AF – Alma de Fibra

D – Diâmetro do Elo

σ_a – Tensão Alternada

σ_m – Tensão Média

R – Relação de Tensões

σ_{min} – Tensão Mínima

σ_{max} – Tensão Máxima

N – Número de Ciclos

M – Inclinação da Curva TN

K – Interseção com a Curva TN

S_f – Resistência a Fadiga

S_e – Limite de Endurance

S_{ut} – Limite de Resistência

k_a – Fator de Acabamento Superficial

k_b – Fator de Acabamento

k_c – Fator de Carregamento

k_d – Fator de Temperatura

k_e – Fator de Confiabilidade

k – Fator de Correção da Tensão de Cisalhamento

A_m – Momento de Inércia da Seção Curva

I – Momento de Inércia

t – Espesura

U – Energia Total Interna

U_{AB} – Energia Interna da Seção AB

U_{BC} – Energia Interna da Seção BC

A – Área da Seção Transversal

L_{AB} – Distância entre A e B

M_A – Momento da Seção A

θ – Ângulo entre B e C

MPa – Mega Pascal

mm - Milímetro

$tonf$ – Tonelada força

kN – Quilo Newton

E – Módulo de Elasticidade

G – Módulo de Cisalhamento

V – Cortante

M – Momento Fletor

P – *Proof Load*

Q – Carga Fictícia

r – Raio do elo

Capítulo 1

Introdução

Vive-se a era do petróleo. É difícil hoje, na sociedade moderna, não se encontrar um produto, um bem, ou até mesmo um ambiente que não contenha compostos derivados do petróleo ou que seja produzido a partir desta matéria-prima.

A indústria de óleo e gás impulsiona uma grande atividade industrial, empregando milhares de trabalhadores, técnicos e cientistas. Com o grande desenvolvimento deste setor, muito se investe em pesquisa e tecnologias para o surgimento de equipamentos mais sofisticados para a descoberta de campos de petróleo, extração, transporte e refino do petróleo [1].

É observada uma grande evolução da exploração de hidrocarbonetos em águas profundas. Hoje, diversas empresas colocam recursos consideráveis na exploração de petróleo em águas profundas, as quais superiores a 400 metros lâmina de d'água, e ultrarprofundas (>1000 metros).

Assim, é necessário encontrar soluções que viabilizem a exploração desses campos petrolíferos. Dentro deste cenário, é fundamental o uso de sistemas flutuantes de produção, visto que os sistemas fixos tipo jaqueta tornam-se uma solução inviável, pois são utilizadas em torno de 400 metros de lâmina d'água [2].

Com o uso de sistemas flutuantes é essencial à utilização de linhas de ancoragem adequadas, a fim de limitar a movimentação da embarcação em níveis aceitáveis. As linhas de ancoragem de plataformas flutuantes são compostas por vários elementos tais como: amarras de aço, cabos de aço ou sintéticos e âncoras. Assim, esses elementos são de vital importância para tal sistema.

Dito isto, é importante ressaltar a integridade estrutural desses componentes que estão sujeitos às condições adversas ao ambiente em que operam, tais como a combinação de cargas cíclicas produzidas pelo vento, ondas e correntes [3]. É importante destacar também a alta taxa de corrosão produzida pelo meio salino, podendo perder quantidades significativas da espessura da amarra.

As normas classificadoras navais [4, 5, 6, 7] estabelecem que a cada cinco anos de operação, os elos sejam removidos e inspecionados para a garantia da segurança da plataforma.

O presente trabalho tem como objetivo analisar os campos de tensões residuais gerado pelo *proof load* em diferentes cenários. Serão avaliados os campos de tensões em função das propriedades do material utilizado em amarras para ancoragem e dos carregamentos operacionais.

1.1 Justificativa

Com o crescente desenvolvimento da indústria petrolífera com a exploração em águas ultraprofundas fez-se necessário o desenvolvimento de novas linhas de ancoragem para as plataformas flutuantes. Essas linhas de ancoragem são compostas tanto por cabos sintéticos como de aço e também por elos com ou sem malhetes. Estes componentes estão submetidos por diversos carregamentos como também operam em ambiente inóspito. Será estudado o projeto de elos sem malhete, visto que são elementos de extrema importância para a segurança da plataforma.

O presente estudo visa realizar um estudo de análise de tensões residuais ocasionadas pela carga de teste aplicada na fabricação deste componente, conhecida como *proof load*, como também a avaliação da carga operacional. Serão estabelecidos diferentes contextos alterando os seguintes parâmetros: material definido por norma, propriedades do material, entre outros.

1.2 Objetivos

A elaboração do estudo tem por objetivo a realização de análises de tensões em amarras de aço para a ancoragem de plataformas flutuantes. No trabalho será feita um estudo analítico baseado nos conceitos de Resistência dos Materiais com a finalidade de se obter parâmetros para futuras análises numéricas. Essa análise é de extrema importância para o trabalho, apesar de mais simplificada, é ela quem define o comportamento do componente estudado podendo diminuir as chances de erro no modelo posteriormente feito no programa.

Com estes dados em mãos, será possível começar a estudar modelos numéricos simplificados utilizando o programa Abaqus 6.12-1 [8], com a intenção de se obter um modelo mais parecido com o real.

Posteriormente, serão desenvolvidos modelos mais robustos com contato entre elos. Para todas as análises numéricas serão feitas análises de convergência da malha de elementos

finitos para avaliar qual o melhor número de elementos deverá ser utilizado no programa utilizado. Isto é feito para não usar uma malha muito refinada, já que os resultados tendem a ficar constantes a partir de um determinado refinamento e otimizar o tempo de processamento da máquina utilizada.

1.3 Organização do Trabalho

O projeto foi desenvolvido em seis capítulos de forma que houvesse uma apresentação do tema selecionado e da metodologia a ser desenvolvida no trabalho (capítulo 1), seguido de uma análise da literatura disponível e utilizada no trabalho (capítulo 2). Para a realização das análises houve uma necessidade de revisão dos conhecimentos adquiridos durante o curso de graduação em Engenharia Mecânica e da experiência profissional, cujo qual foram apresentados também no capítulo 2.

Ao longo do projeto foram analisados diferentes casos de acordo com as análises realizadas, no capítulo 3 serão apresentados todos os casos estudados com suas respectivas particularidades. Os cálculos analíticos e computacionais gerados para o desenvolvimento do projeto também estão neste capítulo. No capítulo 4 são apresentados os resultados de todos os modelos analisados.

Concluindo o projeto, no capítulo 5 está uma análise completa de todo o projeto desde o entendimento do escopo a ser desenvolvido até a seleção do melhor caso estudado dentro das condições estabelecidas no transcorrer do mesmo, em conjunto com propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Este capítulo apresenta uma revisão dos conceitos básicos de sistemas *offshore* utilizados pela indústria para a exploração de petróleo no mar. Os componentes, configurações e nomenclaturas associadas à área são apresentados a fim de posicionar o problema abordado neste trabalho.

Revisão Bibliográfica

2.1 Plataformas *Offshore*

As plataformas *offshore* são unidades marítimas que tem a função de explorar, produzir e/ou armazenar o petróleo. Estes podem ser fixos tais como: Jaquetas, Torres Complacentes, Plataformas de Gravidade e Auto – Elevatórias. Ou podem ser sistemas flutuantes como as plataformas Semi – Submersíveis, Plataformas de Pernas Tensionadas (TLP), Plataformas Bóias Cilíndricas e Navios ancorados.

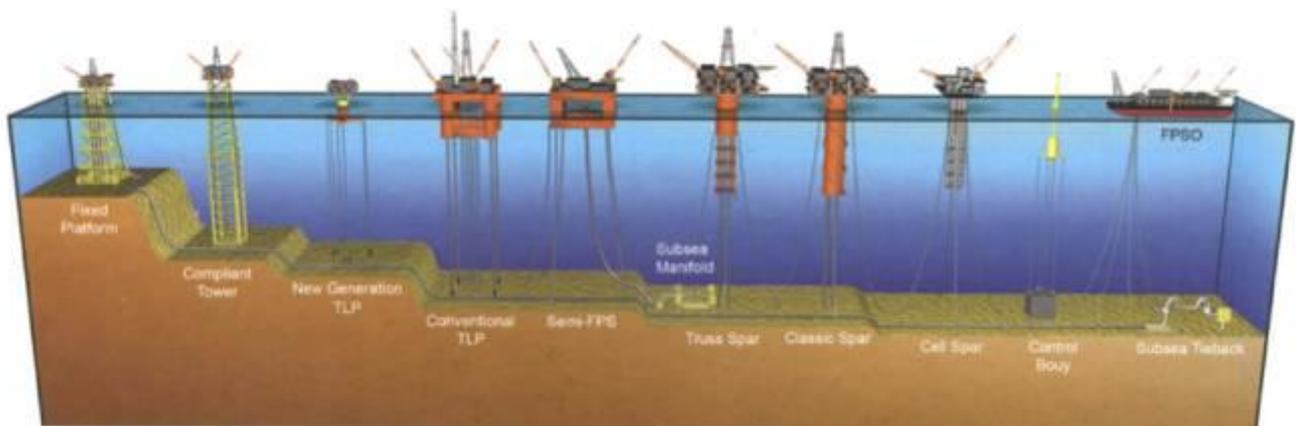


Figura 1: Tipos de Plataformas utilizadas em águas profundas [9]

A exploração do petróleo *offshore* começou em sistemas fixos, visto que devido à profundidade era possível se ter esse arranjo. Essas unidades tiveram o início na Venezuela tendo sua expansão já com técnicas mais avançadas no Golfo do México e logo em seguida indo para o Mar do Norte [9].

No início da exploração, as plataformas mais utilizadas em águas rasas foram as Auto – Elevatórias e Fixas. Estas foram bastante utilizadas na Bacia de Campos. Porém, com o

avanço da busca de petróleo em alto – mar, as severas condições impostas pela crescente lâmina d'água e condições cada vez mais rigorosas, estas estruturas se tornaram obsoletas.

2.1.1 Plataformas Fixas

As principais plataformas fixas são classificadas como: Jaqueta de aço (*Steel Jackets*), Auto – eleváveis (*Jack – ups*), de Gravidade (*Gravity Platform*) e Torres Compliantes (*CT – Compliant Towers*).

As plataformas fixas são projetadas para receber todos os equipamentos de perfuração, estocagem de materiais, alojamento de pessoal, bem como todas as instalações necessárias para a produção dos poços. Não tem capacidade de estocagem de petróleo ou gás, tendo o mesmo que ser enviado para a terra através de oleodutos e gasodutos.

Nesses sistemas, a árvore de natal (conjunto de válvulas que controla a produção do poço) e as unidades de processamento da produção estão posicionadas na superfície, sobre as plataformas, dando – se o nome de completação seca [9].

É importante ressaltar que esses tipos de plataformas permanecem estacionários durante a vida produtiva do poço ficando exposta a condições extremamente adversas.

2.1.1.1 Plataformas Tipo Jaquetas (*Steel Jackets*)

Esse tipo de plataformas possui uma estrutura em forma de cone composta de estruturas modulares de aço, instaladas no leito marinho. São posicionadas no local da operação sob estruturas chamadas jaquetas, normalmente presas com estacas cravadas no fundo do mar. Esta construção proporciona a menor resistência às ondas e correntes, reduzindo as cargas sobre a estrutura .

Esses tipos de sistemas têm sido as preferidas nos campos localizados em lâminas d'água de até 300 metros. Estas plataformas não podem ser utilizadas em águas profundas, devido ao grande custo de fabricação [9].

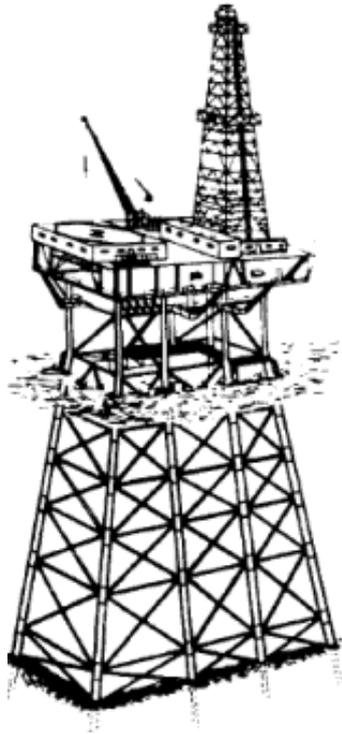


Figura 2: Desenho esquemático de plataforma Tipo Jaqueta [10]

2.1.1.1 Plataformas de Gravidade (Gravity Platforms)

É um tipo de plataforma usada basicamente em águas rasas feitas de concreto armado, sendo estruturas bem grandes [9]. O conceito principal deste tipo de estrutura é a utilização da força gravitacional para fixa – lá no solo do oceano, assim tornando numa posição fixa. Na Figura 3 é mostrado a estrutura deste tipo de arranjo.

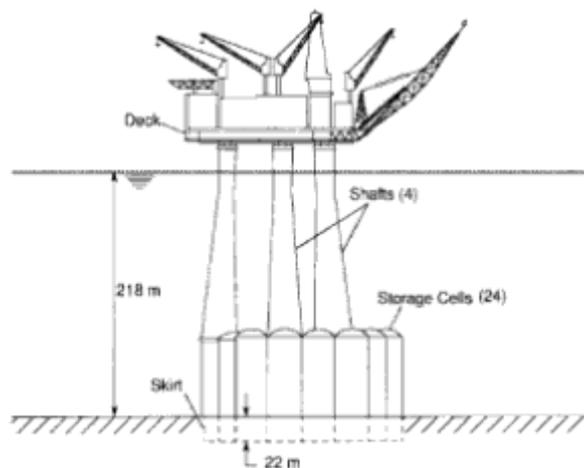


Figura 3: Plataforma de gravidade (Gravtiy Platforms) [5]

2.1.1.3 Plataformas Torre Complacente (*Compliant Tower*)

Este tipo de plataforma consiste numa torre estreita e flexível fixada a uma fundação com pilares capazes de suportar uma superestrutura para operações de produção e perfuração de jazidas. Geralmente utilizadas numa lâmina d'água entre 300 e 600 metros. Esta estrutura tem a capacidade de oscilar lateralmente, assim ela consegue suportar grandes esforços laterais [9].

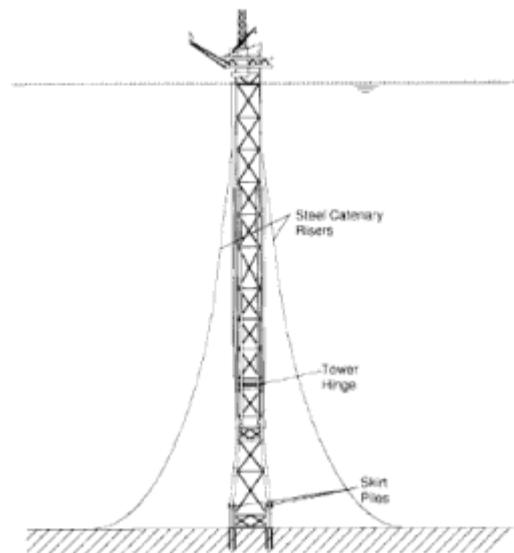


Figura 4: Plataforma tipo torre complacente [5]

2.1.1.4 Plataformas Auto-Eleváveis (Jack-ups)

Estas plataformas são móveis, de casco flutuante, podendo ser rebocadas ou por propulsão própria até seu local. Possui grande dificuldade no deslocamento e no seu posicionamento [5,9]. O design pode ser triangular ou retangular, sendo dotadas de pernas retráteis capazes de ser abaixadas até o leito marinho para elevar a estrutura do casco acima do nível do mar. Essas unidades são consideradas fixas, pois quando está em operação, o casco não flutua ficando posicionado acima da linha d'água e as pernas estão diretamente apoiadas no leito marinho. As pernas são formadas por estruturas treliçadas ou podendo ser tubular. Destinam-se para perfuração de poços exploratórios em lâmina d'água que variam de cinco a cento e trinta metros.

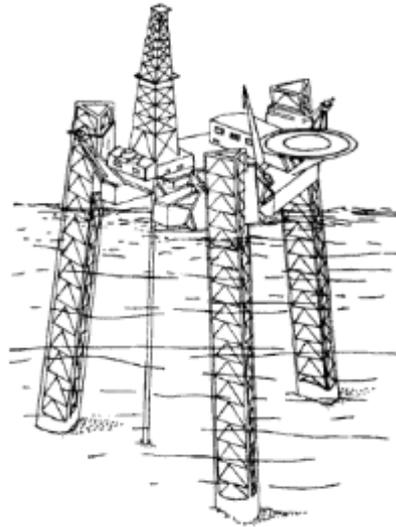


Figura 5: Esquema da plataforma *Jack – Up* [10]



Figura 6: Plataforma tipo auto – elevatória com estrutura tubular [9]

2.1.2 Plataformas Flutuantes

Os sistemas flutuantes *offshore* utilizados na indústria de petróleo, são estruturas de grande porte com alta estabilidade. Essas plataformas suportam altos carregamentos impostos pelo meio onde operam, além de possuir grande capacidade de armazenamento e movimentação.

São unidades que conseguem permanecer no local estabelecido mesmo com uma certa flexibilidade, sem causar danos em equipamentos que estão submersos. Para se manter no local estabelecido é necessário o uso de sistemas de ancoragem, pois sofrem constantes movimentações devido à ações de vento, ondas e correntes.

Essas unidades são capazes de produzir, processar e/ou armazenar petróleo e gás natural. A grande vantagem das plataformas flutuantes é o alto grau de liberdade, podendo ser deslocadas para outros lugares de exploração.

Os principais tipos de plataformas flutuantes são as Semi – Submersíveis (SS – *Semi Submersible Platforms*), Bóias Cilíndricas (SPAR Buoys), Plataformas de Pernas Atirantadas (*TLP – Tension Leg Platform*) e Navios (*FPS – Floating Production Systems*) [9].

2.1.2.1 Semi – Submersível (SS)

As plataformas do tipo Semi – Submersíveis são compostas por estruturas emersas onde por meio de colunas, se apoiam em cascos submersos, chamados de flutuadores [10]. Sendo estes e parte das colunas que dão fluabilidade à estrutura, a profundidade pode ser alterada através do bombeio de água para dentro ou para fora dos tanques de lastro, permitindo que os flutuadores fiquem posicionados sempre abaixo da zona de ação das ondas, o que dá ao equipamento grande estabilidade.

Ela pode realizar operações de produção, processamento e *offloading* de hidrocarbonetos (transferência de óleo), porém não armazena [9]. Este tipo de unidade não tem limite de profundidade de operação, pois flutua na superfície, somente limite da ancoragem necessária. As plataformas podem ser rebocadas até seu local ou podem ir por propulsão própria [10].

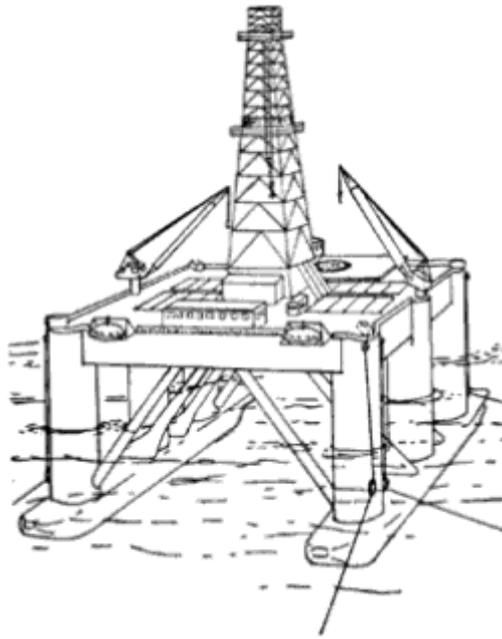


Figura 7: Plataforma Semi – Submersível [10]

2.1.2.2 TLP – *Tension Leg Platform*

Plataformas de pernas atirantadas são estruturas utilizadas para produção de petróleo semelhante às plataformas semi – submersíveis, porém possui um sistema de ancoragem diferente. As *TLP's* são ancoradas por tração dos tirantes, que são estruturas tubulares e cabos especiais, com os tendões fixados ao fundo do mar por estacas e mantidos esticados pelo excesso de flutuação da plataforma. A tração dos tendões deve ser mantida ao longo de todo seu comprimento a fim de evitar a desconexão e/ou flambagem. Tem sido utilizado em lâminas d'água de até 1525 m [10].

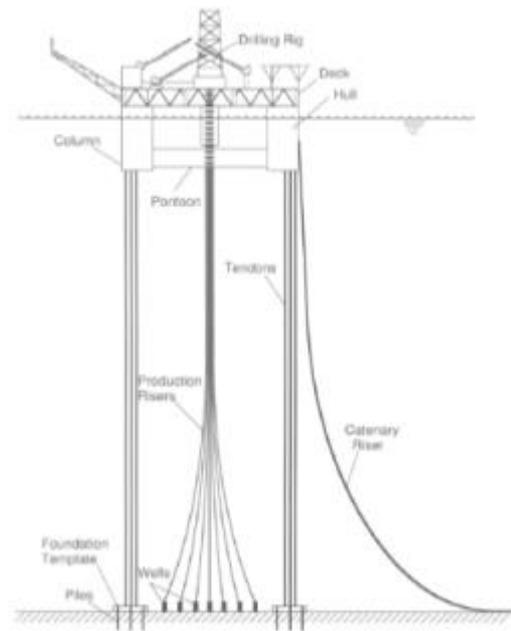


Figura 8: Representação de uma plataforma TLP [5]

2.1.2.3 Bóia Cilíndrica (*SPAR BOUY*)

Este tipo de estrutura incorpora o conceito básico de bóias cilíndricas operando verticalmente. Essa é apoiada sobre um único cilindro vertical metálico de grande diâmetro, ancorado e operando com calado de profundidade constante. Assim, os principais movimentos gerados são verticais [10]. Têm capacidade de armazenar grandes volumes de óleo e pode ser instalada numa profundidade de até 1700.

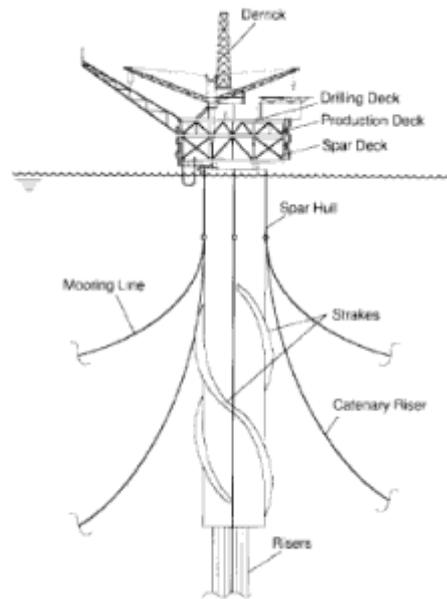


Figura 9: Esquema de uma unidade do tipo SPAR BOUR [5]

2.1.2.4 FPSO – Sistema Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência (*Floating Production Storage and Offloading*)

De acordo com a literatura [11], este sistema é considerado pelas grandes companhias operadoras, como as unidades que apresentam os melhores custos e opções para o desenvolvimento de campos produtores em águas profundas.

Consiste em navios ancorados que em seu convés contém módulos especiais de alojamento, de geração de energia e com a possibilidade de armazenamento de óleo produzido. Também possui potentes bombas que permite a transferência do óleo produzido para outro navio, chamado de aliviador.

É uma opção com grande versatilidade e economia, pois é instalado em campos bem afastados da costa e em águas ultra-profundas. Além de serem estruturas navais, têm uma razoável independência quanto às necessidades básicas de logística.



Figura 10: Plataforma FPSO em operação [12]

2.1.2.5 Monobóias

São unidades que tem a finalidade de antecipar a produção em um determinado campo petrolífero. Por esse motivo, geralmente permanecem na locação por períodos curtos (1 a 5 anos). Sua geometria é cilíndrica, dotada de tanques de flutuação para otimizar sua estabilidade, podem suportar amarração de navios de até 250.000 ton.

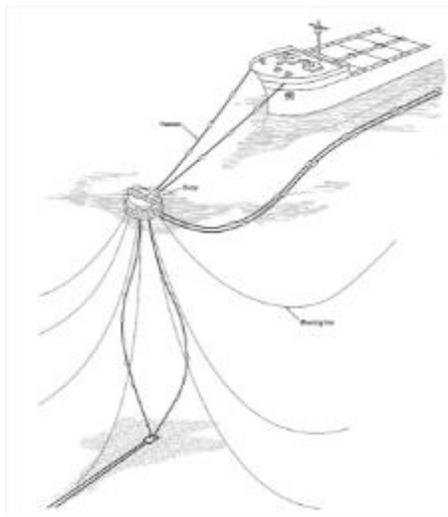


Figura 11: Utilização de monobóia [5]

2.2 Princípios de Sistemas de Ancoragem

A finalidade de um sistema de ancoragem é restringir ao máximo os deslocamentos provenientes da atuação de forças ambientais tais como: ventos, ondas e correntes marítimas.

Esta ação ambiental é de caráter aleatório, e variável, tanto em termos de sentido com em função de intensidade. Por esse motivo o sistema de ancoragem deve ser capaz de restringir deslocamentos em qualquer direção ao redor da unidade. Dito isto, o sistema deverá ser constituído de várias linhas, distribuídas ao redor da unidade.

A distribuição angular dessas linhas de ancoragem é denominada *pattern*, ou padrão de ancoragem. O critério para a melhor escolha desse padrão será dependente do tipo de embarcação, da locação (lâmina d'água, característica do solo e cargas ambientais), número de *risers*, tipo de operação, custo e *layout* submarino do campo em questão [9,13]. Com isso, estes sistemas permitem que se opere com equipamentos no fundo do mar sem causar danos que podem custar bastante. Na Figura abaixo é mostrado o arranjo de ancoragem para diversos tipos de plataformas.

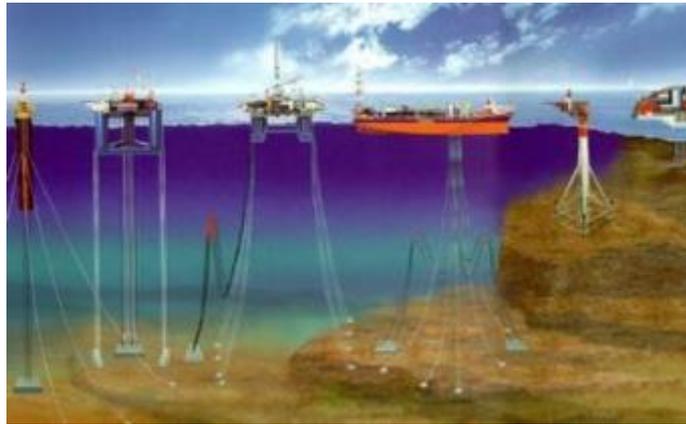


Figura 12: Esquema de *Layout* de ancoragem para diferentes plataformas *offshore* [9]

As características de flexibilidade e rigidez dos componentes que integram uma linha de ancoragem fazem com que o trecho que fica suspenso entre o ponto de amarração e o ponto de toque, no leito marinho, assumam a forma de uma curva conhecida como catenária. A condição de equilíbrio da configuração de uma linha em catenária exige que uma força de tração seja exercida sobre as linhas no ponto onde elas se ligam à unidade. Como consequência, as linhas reagem sobre a unidade com uma força de mesma intensidade e sentido oposto. Em termos de projeto, é assumido que essa força seja aplicada no *fairlead*, ou ponto de amarração e que a direção da mesma esteja contida no plano vertical determinado pelos pontos de amarração e ancoragem da linha, que é chamado plano de linha. Na Figura 13 é representado uma linha de ancoragem com seus pontos geométricos principais.

Esta força de tração pode ser decomposta em uma componente horizontal, paralela à superfície do mar e uma componente vertical, perpendicular à superfície do mar, agindo no

sentido de afundar a embarcação. Na ausência de forças ambientais, para que a unidade permaneça exatamente sobre a locação estipulada, tanto a resultante das forças horizontais, como a resultante dos momentos (em torno do eixo vertical fixo na unidade em função das forças horizontais) deverá ser nula. Com essas condições estabelecidas, o sistema de ancoragem estará balanceado.

Uma força ambiental, paralela ao plano horizontal, ao atuar sobre uma embarcação, provoca sobre a mesma um deslocamento, que provoca alterações nos raios de ancoragem de todas as linhas do sistema, alterando em consequência os valores das forças horizontais exercidas pelas linhas. Se o sistema estiver inicialmente balanceado, essas alterações provocam o surgimento de uma resultante horizontal não nula, com sentido oposto à da força ambiental. A resultante horizontal, à medida que a unidade vai se deslocando, irá crescer até atingir o valor da força ambiental, quando então anula seu efeito. Este é o mecanismo através do qual o sistema de ancoragem atua para restringir a deriva da unidade no plano horizontal, gerado pela ação de forças ambientais [13].

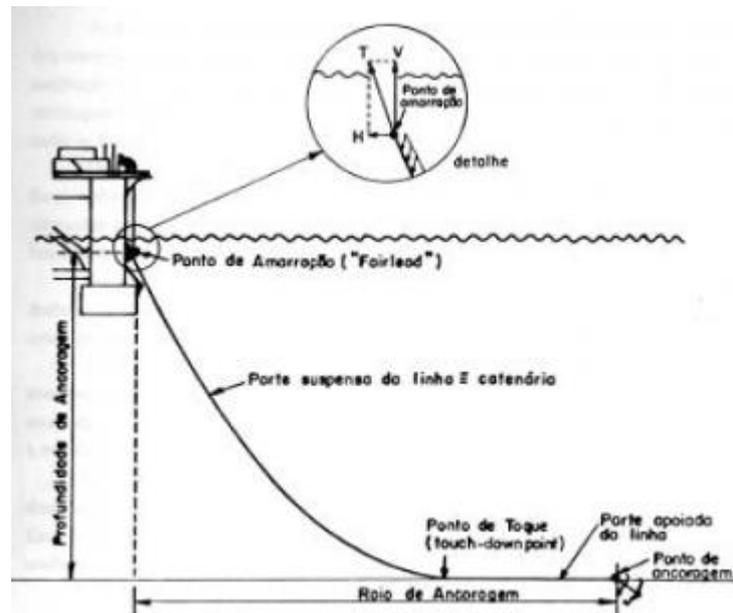


Figura 13: Configuração Geométrica de uma Linha de ancoragem [11]

A resultante das forças horizontais aplicadas pelas linhas sobre a unidade é chamada de força de restauração do sistema de ancoragem, que é função da posição da unidade no plano horizontal. Conceitua-se como rigidez de um sistema de ancoragem à relação entre a força de restauração e o offset correspondente. Um sistema de ancoragem será mais ou menos

rígido, quando para uma força ambiental, for maior ou menor, respectivamente, se *offset* necessário para que a força de restauração equilibre a força ambiental.

A distribuição de linhas ao redor da unidade, geralmente não é uniforme, já que as linhas não são necessariamente iguais, pois vai depender da inclinação do leito marinho. Dessa forma, a rigidez das linhas de amarração vai ser dependente da direção em que ocorre o deslocamento no plano horizontal.

Determina – se a configuração a configuração catenária por formulações padrões que relacionam os seguintes parâmetros: peso submerso da linha suspensa, carga horizontal de ancoragem, tensão e ângulo de saída da linha no *fairlead* (cabo – guia). Quando as linhas de ancoragem apresentam – se sob configuração de catenária livre, elas transmitem ao sistema de fundação cargas horizontais. Desta forma, para a utilização do sistema de ancoragem em catenária, é necessário se ter um raio de ancoragem, de aproximadamente, três vezes a profundidade da lâmina d'água local, criando, em águas profundas, grandes dificuldades na aplicação da configuração catenária. Isto é causado pelo aumento do peso das linhas de ancoragem, e também, por problemas de instalação, pois quando em locais congestionados, devido à locação com várias plataformas e/ou instalações submarinas muito próximas, acabam interferindo no posicionamento das mesmas.

A complacência do sistema para permitir movimentos induzidos pelas ondas é assegurada pela combinação de alterações geométricas e elasticidade axial das linhas. As grandes mudanças geométricas em configuração catenária fazem esse sistema sujeitar – se a efeitos dinâmicos significativos devido à cargas de arraste transversais. O *layout* das linhas de ancoragem nos sistemas de configuração catenária é geralmente composto por cabos de aço e segmentos de amarras [11].

Vale ressaltar, que para obter–se as configurações desejadas, muitas vezes, se fazem necessárias o uso de boias e pesos concentrados, distribuídos em pontos predeterminados da configuração.

A configuração em *taut* minimiza as inconveniências mencionadas anteriormente do sistema catenária, e foi criada durante o movimento exploratório decorrente da busca por petróleo em águas profundas e ultraprofundas.

2.3 Tipos de Ancoragem *Offshore*

Os tipos de ancoragem são caracterizados pela geometria da linha, assim tem-se ancoragens em catenária (convencional), ancoragem tipo *taut* (esticada), ancoragem vertical (utilizando tendões), e ancoragem combinada (utilizam variados componentes e artefatos). Todos os tipos remetem uma conformação mista de propósitos e reações diferenciadas [9].

As condições de operação destes sistemas são bastante severas ao material, tendo que resistir à tração ocasionada pela movimentação da embarcação, e também operar em meio rigoroso, podendo levar a um processo com alta taxa e possível fragilidade dos elos das amarras [14].

Para que a unidade de produção cumpra seu objetivo, é importante que ela possua um sistema de ancoragem seguro e eficiente para garantir a integridade de todo o conjunto de produção. O sistema de ancoragem confere à unidade flutuante a capacidade de conservar sua posição no mar e, conseqüentemente, é de fundamental importância nas características operacionais e de segurança.

O sistema de ancoragem da plataforma deve ser projetado para resistir à condição ambiental extrema e a operar em uma tempestade anual. Um dos critérios para a condição ambiental extrema é a combinação de um vento centenário com uma corrente decenária, ou a combinação de um vento decenário com uma corrente centenária, sendo escolhido o cenário mais crítico [5].

As linhas de ancoragem são geralmente projetadas de acordo com as recomendações de órgãos reguladores ou regulamentadores [5], onde as incertezas nas cargas aplicadas e nas capacidades resistentes das linhas são levadas em conta por meio de fatores de segurança. Estas recomendações proporcionam procedimentos convenientes de projeto, nos quais se incorporam a experiência acumulada das indústrias no projeto e na operação.

2.3.1 Ancoragem em Catenária

Ancoragem em catenária é um procedimento convencional utilizado para amarração de unidades flutuantes, com a possibilidade de permitir maiores passeios do meio-flutuante sem a necessidade do uso de âncoras com alto poder de penetração e garra. Isto, em relação ao custo, é uma vantagem, e decorre do fato deste tipo de fundeio possuir um raio de ancoragem muito grande, além de elevada fricção do trecho de linha arrastando-se pelo fundo (gerando atrito). Isto faz com que a linha já absorva parte dos esforços requeridos pelo carregamento ambiental, sem chegar a solicitar a reação das âncoras, considerando-se as condições normais

de operação. A principal desvantagem do uso de ancoragem em catenária é a interferência com equipamentos submarinos existentes na locação ou mesmo aquelas proporcionadas por congestionamentos quando nas proximidades de unidades ou instalações vizinhas que poderão sofrer danos causados pelas linhas de ancoragem, durante as operações de posicionamento junto a essas instalações. As linhas são constituídas basicamente de amarras, cabos de aço ou a combinação de ambos. Na Figura 14 é representada a ancoragem com a configuração em catenária.

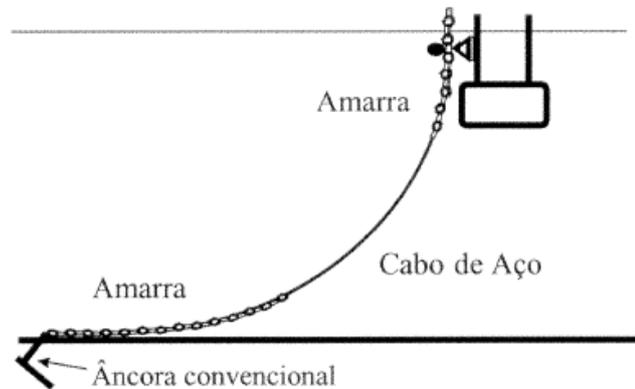


Figura 14: Linha de ancoragem em catenária

2.3.2 Ancoragem *Taut – Leg* (Esticada)

É um tipo de ancoragem que tem o propósito de contornar as desvantagens da ancoragem em catenária. Neste tipo de ancoragem, a linha se encontra “esticada”, com um ângulo de topo em torno de 40° a 45° com a vertical, tendo assim uma projeção horizontal bem menor, configurando um menor comprimento da linha de ancoragem, proporcionando uma maior rigidez ao sistema, acarretando na diminuição do passeio da embarcação. Nesta configuração, as âncoras a serem utilizadas precisam resistir a altas cargas verticais.

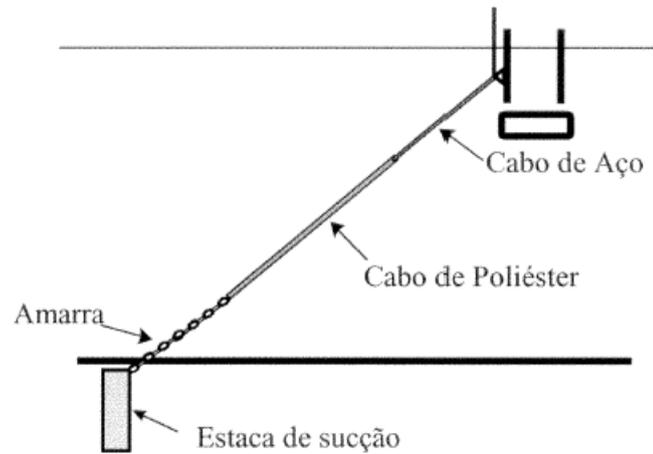


Figura 15: Linha de ancoragem em *taut leg*

Neste *layout*, as linhas de ancoragem são conectadas à pontos de fixação no solo oceânico, de forma que o raio de ancoragem torna-se praticamente igual ao da lâmina d'água. Para a composição das linhas, tem-se o uso de materiais sintéticos avançados, como fibras de poliéster, kevlar, nylon, o que reduz consideravelmente o peso do sistema de ancoragem. Como consequência dos ângulos de inclinação, as ancoragens feitas através do sistema *taut* transmitem grandes carregamentos verticais à fundação, de tal forma que o projeto é governado pela capacidade de resistência à carga de arrancamento na direção axial, diferentemente do caso da catenária.

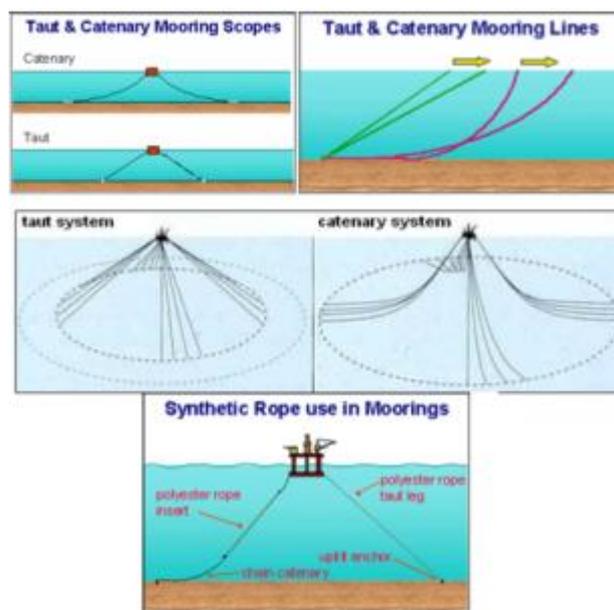


Figura 16: Comparação entre Catenária X *Taut Leg* [9]

2.3.3 Ancoragem Vertical

Esta configuração baseia-se no uso de tendões verticais, que precisam estar sempre tracionados pelo empuxo proveniente da parte submersa da embarcação. Neste sistema a força do empuxo na unidade flutuante é muito maior que o seu peso. Seu fundamento é a constante tração promovida pelo excesso de empuxo fornecido pelo casco. É utilizado principalmente em plataformas TLP, sendo também adotado para bóias e monobóias, entre outras aplicações. Os tendões podem ser tubulares, de cabo de aço ou de material sintético, proporcionando alta rigidez no plano vertical e baixa rigidez no plano horizontal.

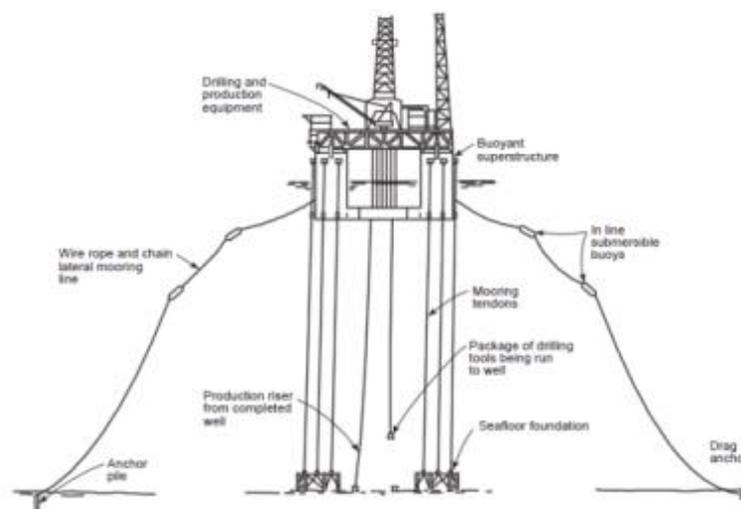


Figura 17: Ancoragem em TLP [5]

2.3.4 Ancoragem Combinada

Trata-se de uma proposta de ancoragem que utiliza um sistema complacente de amarração formado por uma unidade flutuante com coluna d'água oscilatória, bóias auxiliares com sistema de ancoragem vertical, linha de ancoragem composta por amarras e poliéster, e âncoras de reação vertical.

2.4 Sistemas de Ancoragem

Existem três principais sistemas de ancoragem *offshore* utilizados em embarcações os quais são: amarração em ponto única SPM (*Single Point Mooring*), amarração com quadro de

ancoragem SM (*Spread Mooring*) e o posicionamento dinâmico DP (*Dynamical Positioning*). Este não possui fundação, ou seja, não possui ligação com o leito marinho.

É importante comentar que as estruturas flutuantes possuem movimentos nos seis graus de liberdade em relação ao referencial fixo ao corpo. Estas são três rotações, tipo rolo ou balanço (*roll*), nutação ou caturro (*pitch*), e os desvios de rumo, guinada, precessão, giro (*yaw*), e três translações, tipos avanço ou descaimento (*surge*), afastamento, deriva (*sway*) e afundamento (*heave*). Destes seis movimentos o *heave*, *roll* e o *pitch* possuem restauração ao estado inicial diante perturbação externa, devido características próprias do casco. Os outros três depende de elementos externos.

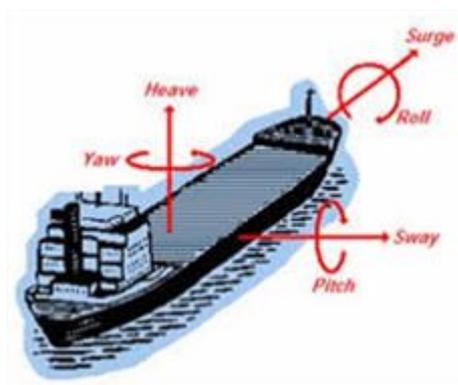


Figura 18: Graus de liberdade de uma embarcação [15]

2.4.1 Ancoragem com Ponto Único (SPM)

A ancoragem SPM é mais utilizada por navios petroleiros, no caso FPSO's (*Floating Production Storage na Offloading Units*). Estes sistemas permitem que a embarcação se alinhe com os carregamentos de ordem ambiental, minimizando esforços sobre o casco da unidade flutuante. Com essa concepção a estrutura flutuante é capaz de adequar – se à condição ambiental, girando em relação ao ponto de ancoragem.

Existem vários tipos de ancoragem em um único ponto, sendo subdivididos em três classes: ancoragem com *Turret*, CALM (*Catenary Anchor Leg Mooring*) e SALM (*Single Anchor Leg Mooring*).

2.4.1.1 Amarração com *Turret* (Torre)

No sistema de ancoragem com *Turret* todas as linhas de ancoragem e *risers* são presas no *Turret* que necessariamente faz parte da estrutura a ser ancorada. O *Turret* permite que a unidade gire livremente, por meio de um complexo suível, permitindo volta completa de 360° em torno dos *risers* e das linhas. Pode ser montado interno ou externamente à embarcação.

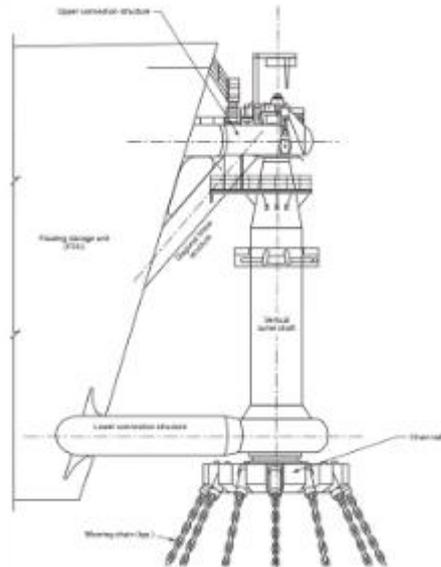


Figura 19: Ancoragem com *Turret* externo [5]

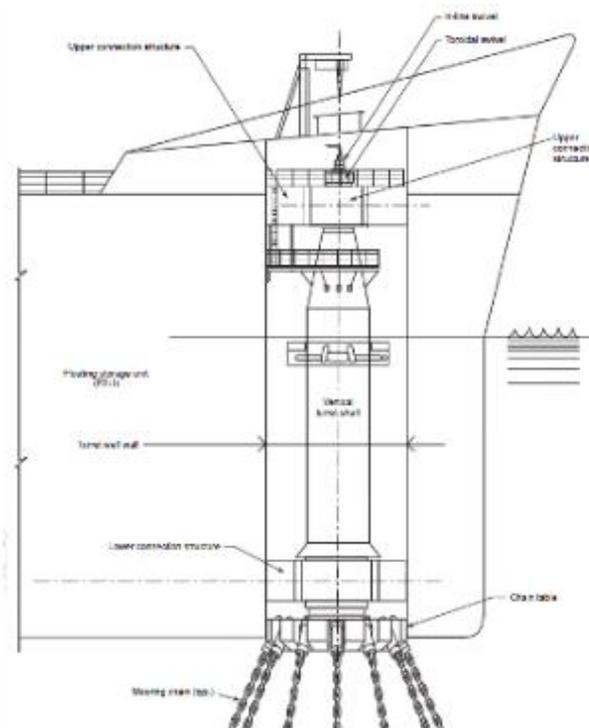


Figura 20: Arranjo típico do *Turret* interno [5]

2.4.1.2 Sistema CALM (Catenary Anchor Leg Moorings)

Este sistema consiste numa bóia de grandes dimensões que suporta um número de linhas de ancoragem em catenária. Os *risers* são presos na parte de baixo da bóia CALM e utilizam cabos sintéticos para fazer a amarração entre a bóia e o navio. Este tipo de conexão limita a capacidade do sistema em resistir condições ambientais mais severas, uma vez que a monobóia apresenta uma resposta totalmente diferente do navio, sendo necessário em estados de mar adversos desconectar o navio da monobóia.



Figura 21: Sistema CALM [9]

2.4.1.3 Sistema SALM (*Single Anchor Leg Mooring*)

Este sistema emprega um tubo vertical com um excesso de flutuação próximo da superfície. Isto faz com que este tipo de sistema funcione como um pêndulo invertido, utilizando-se da flutuação da extremidade superior. Na extremidade inferior existe normalmente uma junta universal. Tipicamente estes sistemas conectam a embarcação ao tubo vertical através de uma estrutura rígida (“yoke”). São também encontrados sistemas que substituem o tubo vertical por amarras com um “HAWSER” conectando a bóia a embarcação.

2.4.1.4 Amarração com Quadro de Ancoragem (SM – *Spread Mooring*)

Este sistema é mais utilizado por plataformas semi-submersíveis em operações de perfuração e produção. Neste sistema, as linhas de ancoragem se encontram distribuídas em torno da embarcação, de modo a resistir a carregamentos ambientais vindos de quaisquer

direções. Assim, os efeitos de restauração para cargas ambientais independem da direção de incidência sobre a plataforma semi-submersível.

2.4.1.5 Sistema de Posicionamento Dinâmico (DP – *Dynamic Positioning*)

São sistemas que utilizam uma forma de balizamento eletrônico (normalmente acústico) acoplado a computadores de bordo que, por sua vez controlam uma série de impelidores, responsáveis por corrigir a posição da embarcação constantemente. Este tipo de sistema pode ser utilizado sozinho para manter a embarcação ou como meio auxiliar em sistemas de catenária. Não é um sistema muito utilizado, pois gera um grande consumo de energia, apresentando um custo muito alto, o que torna sua economicidade inigualável aos sistemas de amarração que usam âncoras e estacas.



Figura 22: Ancoragem com posicionamento dinâmico [5]

2.5 Composições das Linhas de Ancoragem

Os sistemas de ancoragem são formados por diversos componentes tais como: âncoras, amarras, cabos de aço, cabos de poliéster, manilhas, etc. A seguir serão definidas as principais características de cada componente.

2.5.1 Âncoras

As âncoras são os principais elementos de um sistema de ancoragem, uma vez que possuem a função de fornecer a força principal do sistema. Uma âncora deve cumprir as seguintes responsabilidades: ter alto poder de cravação, isto significa, prender e penetrar o solo marinho, possuir estabilidade na sua posição de trabalho e necessitar baixa força para remoção. Destes fatores o poder de cravação é o principal parâmetro para se comparar a operacionalidade de diversos tipos de âncoras, e é também o principal fator para a seleção deste elemento, que é feita durante o projeto do sistema de ancoragem. A seguir são apresentados alguns modelos de âncoras.

2.5.1.1 Âncoras de Arrasto

Esta âncora é projetada para penetrar no solo marinho em função da tração que é exercida durante seu arraste, até alcançar a sua posição de equilíbrio dentro do solo marinho. Em princípio, as cargas que chegam à âncora devem ser horizontais, pois este tipo de âncora não resiste a carregamentos verticais. A força de arrasto tem reação fornecida pela adesão da unha interagindo na interface solo – superfície, com seu corpo gradativamente enterrando – se e se aprofundado no subsolo marinho, isto requer a necessidade de um excesso de linha no fundo. A última geração de âncoras de arraste tem uma operação bastante significativa, com um poder de cravação superior a vinte vezes o das âncoras convencionais, além de serem adaptáveis a diversos leitos marinhos. Seu dimensionamento e tipo estão ligados à resistência do solo, porém independe do tipo de leito.

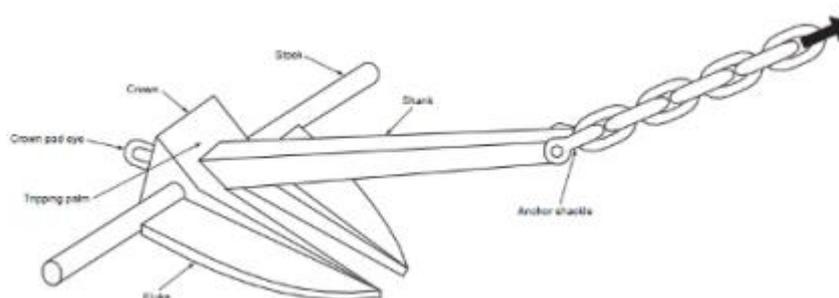


Figura 23: Âncoras de Arrasto [5]

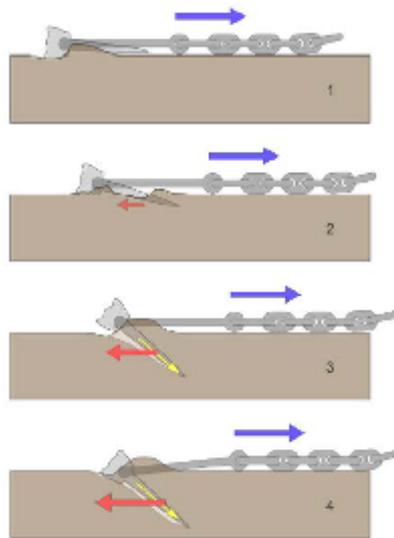


Figura 24: Desenho representativo da instalação das âncoras de arrasto [9]

2.5.1.2 Estacas

Este tipo de componente é fincado no solo marinho e suporta tanto carregamentos verticais como cargas horizontais. Por suportarem cargas verticais, não são necessários grandes comprimentos de linha de ancoragem, tornando se uma opção atrativa em regiões onde o leito marinho é congestionado. Suas principais desvantagens são seus custos de fabricação e de instalação, pois requerem barcos especiais para seu lançamento. Podem ser estacas gauteadas ou de sucção.

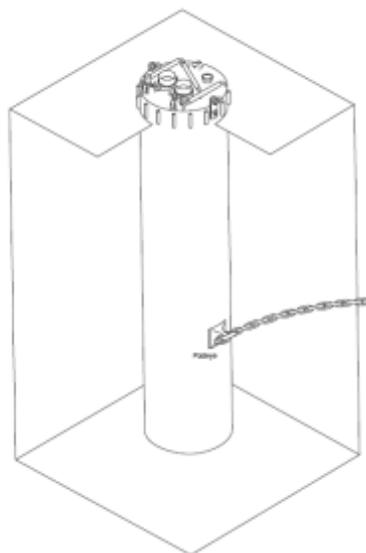


Figura 25: Estacas de Sucção [5]



Figura 26: Desenho representativo de estacas torpedos [9]



Figura 27: Lançamento de estaca torpedo [9]

2.5.1.3 Âncoras Verticais (VLA – Vertical Load Anchor)

Muito utilizadas em ancoragens tipo *taut-leg*, pois suporta bem carregamentos verticais devido a seu formato. Possuem boa capacidade de carga e confiabilidade no processo de instalação. Também são cravadas através do arrasto no solo marinho e apresentam uma forma parecida com a de uma arraia. Depois de instaladas, essas âncoras atingem profundidades de enterramento elevadas. Necessitam do auxílio de embarcações para efetuar sua instalação, além de procedimentos de arraste que podem dificultar e até mesmo impedir seu correto posicionamento, principalmente em áreas congestionadas. Outro problema é a retirada deste componente, sendo não indicado em projetos de curta duração, onde há previsão de reutilização.



Figura 28: Exemplo de VLAS-Âncora vertical [12]

2.5.2 Cabos de Aço

Os cabos de aço de sistemas de ancoragem são constituídos de fios de aço trançados, formando pernas. Essas, por sua vez, são trançadas em espirais em torno de um núcleo, denominado de alma e que geralmente é constituído de aço ou de material sintético. Os cabos de aço são classificados em função de suas características construtivas. Os cabos de aço são especificados da seguinte forma : Diâmetro do cabo, número de pernas, número de arames por pernas e por último tipo de cabo ou alma, como exemplo, cabo de aço 22 x 6 x 7 – AF. Assim, o cabo tem vinte dois milímetros de diâmetro, seis pernas, sete fios por pernas e com a alma de fibra. O aumento de fios em cada perna confere ao cabo menor flexibilidade, porém aumenta a resistência mecânica e a resistência à fadiga. Outra forma de se obter novas características mecânicas do cabo é alterar o diâmetro do fio construtivo.

Uma característica importante dos cabos é a torcedura, o que é a combinação da maneira pela qual cada fio de aço é trançado para formar a perna com o respectivo arranjo da perna em relação a seu núcleo. Existem dois tipos de torceduras: diagonal ou cruzada, na qual os fios de aço e as pernas são trançados em sentidos opostos e *Lang* ou paralela, onde os fios e as pernas são trançados no mesmo sentido.



Figura 29: Seção transversal do cabo de aço

Existem três principais constituições das pernas, sendo estas: perna *SEALE*, *FILLER* e *WARRINGTON*. A seguir são apresentadas as características de cada uma.

2.5.2.1 Perna *SEALE*

Caracteriza-se por possuir uma configuração em que, na última camada são dispostos arames de grande diâmetro, possibilitando assim uma grande resistência à abrasão. A composição mais comum é $9 + 9 + 1 = 19$.

2.5.2.2 Perna *FILLER*

Caracteriza-se por ter fios mais finos entre duas camadas de arames, ocupando o espaço existente entre elas. Esse tipo de perna é utilizado quando são necessários cabos com uma seção metálica maior e com boa resistência ao esmagamento. A composição mais comum é: $12 + 6/6 + 1 = 25$.

2.5.2.3 Perna *WARRINGTON*

Caracteriza-se por ter a camada exterior formada por arames de diâmetros diferentes alternando a sua colocação. O cabo é torcido com pernas de fio de vários diâmetros. Os fios da camada adjacentes não se interceptam e cada fio se aloja no sulco formado por dois fios

internos. Isto reduz as pressões específicas entre dois fios e aumenta a flexibilidade e a vida desses cabos. O tipo de perna mais utilizado é: $6/6 + 6 + 1 = 19$.

Os cabos de aço têm sido usados com sucesso em unidades de perfuração e produção flutuantes, tanto em sistemas formados unicamente por cabos quanto em sistemas mistos compostos por cabos e amarras, sendo estes últimos os mais utilizados. O sistema misto de cabo e amarra é bastante utilizado em águas profundas, pois se adéqua a uma situação ideal, onde o elemento leve (cabo) acha-se na catenária e o elemento pesado (amarra de aço) no fundo da linha, fazendo com que as tensões de trabalho e deriva sejam menores.



Figura 30: Combinação de cabo de aço com amarras

Vários fatores influenciam a escolha da composição da linha de ancoragem, principalmente a lâmina d'água, tensão de trabalho, facilidade de armazenamento e durabilidade esperada.

É observado que a amarra possui uma vida útil superior à dos cabos, principalmente devido a sua maior resistência à corrosão. Como solução para diminuir este problema, os fabricantes têm desenvolvido proteções mais efetivas para os arames que formam as pernas dos cabos de aço, empregando uma galvanização mais espessa, utilizando alguns arames de zinco como anodos ou até revestindo o cabo de aço com jaquetas de material plástico.

Outro fator limitante da vida útil dos cabos de aço é a ocorrência de fadiga nas suas extremidades, causada pela grande diferença de massas entre o cabo e seu soquete. Nos últimos projetos de unidades de produção, tem sido utilizada uma espécie de alongador do soquete convencional para fazer uma transição mais suave entre o cabo e o soquete.

2.5.3 Cabos Sintéticos

Com o objetivo de reduzir peso nos sistemas de ancoragem, passou-se a utilizar cabos de fibras sintéticas em linhas de ancoragem, principalmente o poliéster, que tem como construção, fios de poliéster de diâmetros menores entrelaçados. Estes elementos apresentam baixa rigidez em relação aos outros componentes, uma vida útil maior e um bom comportamento em relação à torção. Como principais desvantagens pode-se citar:

- 2.6 Difícil manuseio;
- 2.7 Necessidade de barcos sarilhos especiais para operação;
- 2.8 Baixa resistência à abrasão (atrito no barco ou toque no leito marinho);
- 2.9 São sensíveis à formação de vida marinha, o que pode causar avarias nos fios de poliéster podendo culminar na ruptura do cabo.

Logo, como dito anteriormente, estes cabos não são utilizados nem no início da linha, devido à formação de vida marinha e também não são utilizados no leito marinho, pois possuem baixa resistência à abrasão.



Figura 31: Utilização de cabo de poliéster [16]

Observa-se ainda que, fatores como carga de ruptura, abrasão, alongamento, fluabilidade, fadiga, absorção ao choque e resistência às intempéries, são preponderantes na escolha do tipo ideal do cabo. Para exemplificar, a Tabela 1 mostra uma comparação qualitativa de propriedades físicas e químicas entre cabos sintéticos.

Tabela 1: Propriedades físicas e químicas de cabos sintéticos [16]

	NYLON	POLIÉSTER	POLIPROPILENO	POLIETILENO	SISAL
Absorção ao choque	Excelente	Bom	Muito bom	Razoável	Fraco
Resistência à abrasão	Muito bom	Excelente	Bom	Bom	Exte
Resistência à fadiga	Bom	Excelente	Bom	Bom	Fraco
Resistência à tração	Excelente	Muito bom	Muito bom	Razoável	Fraco
Flutuabilidade	Negativo	Negativo	Positivo	Positivo	Negativo
Resistência à radiação ultravioleta	Bom	Excelente	Bom	Razoável	Bom
Resistência ao alongamento	Médio	Baixo	Médio	Alto	Nulo
RESISTÊNCIA QUÍMICA					
Ácidos	Razoável	Bom	Excelente	Excelente	Fraco
Alcalinos	Muito bom	Razoável	Excelente	Excelente	Fraco
Solventes Orgânicos	Muito bom	Bom	Muito bom	Muito bom	Fraco

Tabela 2: Propriedades mecânicas do cabo de poliéster [17]

Carga de ruptura nominal <i>Nominal breaking load</i>	Diâmetro aproximado (mm)	Circunferência aproximada (in)	Massa Aproximada 2% da carga de ruptura kg/100m	
			No ar	Na água
500	120	15	1135	310
630	136	17	1510	415
710	144	18	1645	450
1000	184	23	2450	670

2.5.1 Amarras ou Correntes

Também conhecidas como correntes, foram os primeiros elementos utilizados na indústria *offshore* em conjunto com as âncoras. As primeiras plataformas de perfuração e navios sondas empregavam amarras utilizadas em navios mercantes. As amarras são correntes formadas por elos, em geral reforçados por malhetes (*stud*), que seguram a unidade flutuante à âncora.

Somente no final da década de 70, com o surgimento de normas específicas para os sistemas de ancoragem de unidades de perfuração, é que foram introduzidas diferenças entre

as amarras empregadas por estas unidades e aquelas utilizadas em navios mercantes [13]. Na Figura 32 é mostrado o elo com malhete utilizado em linhas de ancoragem.



Figura 32: Utilização de Amarras [19]

As dimensões de um elo de amarra são definidas pelo diâmetro nominal da barra de aço original, a partir do qual o elo é fabricado [20]. Vale ressaltar que, de acordo com o posicionamento do elo, sua geometria poderá ser modificada, como exemplo, no final da amarra o elo poderá ser alongado com o objetivo de facilitar a conexão na extremidade com outros componentes *offshore*, como mostrado na Figura 33.

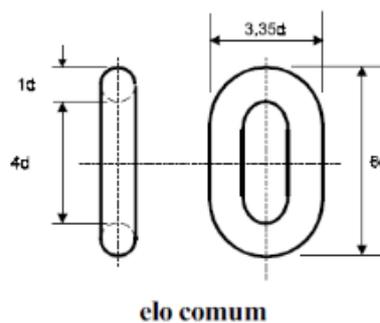


Figura 33: Dimensões padronizadas para um elo sem malhete [17]

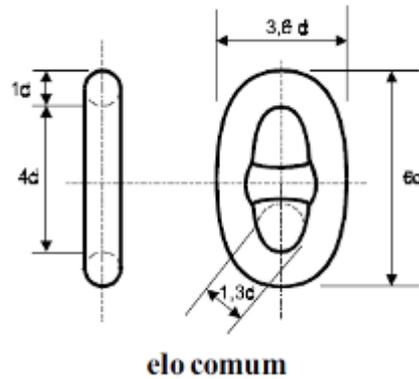


Figura 34: Dimensões padronizadas para elo com malhete [17]

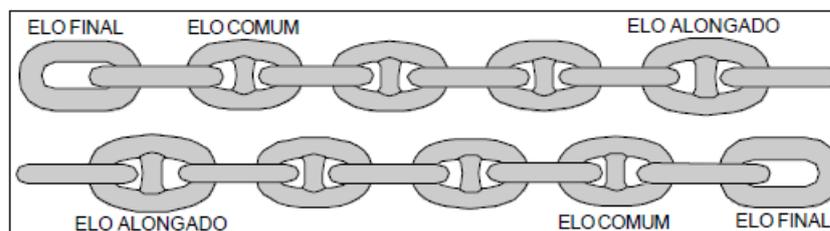


Figura 35: Extremidade com elo comum e alongado [17]

Em aplicações *offshore*, as amarras são classificadas em graus, que variam de acordo com a resistência à tração nominal da amarra, sendo o mais resistente o de maior valor. Para um mesmo diâmetro, apenas a resistência à tração e o coeficiente de elasticidade se alteram quando muda o grau da amarra. A utilização de um determinado grau dependerá de uma análise dos custos envolvidos e de sua real necessidade. Os valores para os diferentes graus existentes são mostrados Tabela a seguir.

Tabela 3: Graus de amarras oceânicas [15]

Grau (Grade)	Tensão de Escoamento Mínima (MPa)	Resistência à tração mínima (MPa)	Alongamento mínimo (%)	Redução de área mínima (%)	Ensaio de Impacto Charpy - 20°C (J)	Ensaio de Impacto Charpy na Solda - 20°C (J)
R3	410	690	17	50	40	30
R3S	490	770	15	50	45	33
R4	580	860	12	50	50	36
R4S	700	960	12	50	56	40
R5	760	1000	12	50	58	42

As amarras são fabricadas por soldagem pelo processo de centelhamento (*flash welding*) e barras circulares de aços estruturais, sofrendo, posteriormente, um tratamento térmico de têmpera e revenido para aumentar a sua resistência mecânica e conferir à superfície uma maior resistência à abrasão. Após a realização do tratamento térmico alguns testes e inspeções são necessários para a utilização destes elementos, tais como: *proof test*, *break test*, inspeção da solda realizada, inspeção de defeitos superficiais, ensaios dimensionais e ensaios para determinação de propriedades mecânicas. Esses procedimentos deverão ser realizados a cada cinco elos da corrente. [4].

Os elos devem ser submetidos a uma aplicação de carga obrigatória, chamada de *proof load*, o qual deve seguir as orientações das normas classificatórias. Esse teste é feito com a aplicação de uma carga superior a carga de operação, o qual vai ocasionar altos níveis de plastificação do material gerando tensões residuais no componente. As tensões residuais têm um papel importante na integridade estrutural do elo, especialmente quando se tem susceptibilidade a nucleação e propagação de trincas. Assim, o teste aplicado gera tensões residuais compressivas, o que ajuda na vida à fadiga dos elementos das amarras [3]. Na Tabela a seguir são mostrados os valores da carga aplicada nesse teste. Esta varia de acordo com o diâmetro do elo e com o grau da amarra.

Tabela 4: Fórmulas para determinação do *Proof Load*, *Break Load* e o peso dos elos [15]

Test Load in kN	Grade R3 Stud Link	Grade R3S Stud Link	Grade R4 Stud Link	Grade R4S Stud Link	Grade R5 Stud Link
Proof	0.0148 d ² (44 - 0.08d)	0.0180 d ² (44 - 0.08d)	0.0216 d ² (44 - 0.08d)	0.024 d ² (44 - 0.08d)	0.0251 d ² (44 - 0.08d)
Break	0.0223 d ² (44 - 0.08d)	0.0249 d ² (44 - 0.08d)	0.0274 d ² (44 - 0.08d)	0.0304 d ² (44 - 0.08d)	0.0320 d ² (44 - 0.08d)
Test Load in kN	Grade R3 Studless	Grade R3S Studless	Grade R4 Studless	Grade R4S Studless	Grade R5 Studless
Proof	0.0148 d ² (44 - 0.08d)	0.0174 d ² (44 - 0.08d)	0.0192 d ² (44 - 0.08d)	0.0213 d ² (44 - 0.08d)	0.0223 d ² (44 - 0.08d)
Break	0.0223 d ² (44 - 0.08d)	0.0249 d ² (44 - 0.08d)	0.0274 d ² (44 - 0.08d)	0.0304 d ² (44 - 0.08d)	0.0320 d ² (44 - 0.08d)
Chain Weight in kg/m	Stud Link = 0.0219 d ²				
Chain Weight in kg/m	Studless chain Weight calculations for each design are to be submitted.				

Em relação a outros tipos de elementos utilizados em linhas de ancoragem, as amarras de aço são aqueles que apresentam a maior relação peso/resistência mecânica, ou seja, para uma dada tensão de ruptura o peso linear da amarra correspondente é bem superior ao de cabos de aço e sintéticos. Essa característica limita o seu uso em regiões de lâmina d'água de grande profundidade, considerando que grande parte de sua resistência mecânica estará comprometida com o seu peso próprio, reduzindo dessa forma a capacidade de restauração do sistema de ancoragem. Conforme a literatura, a utilização de linha composta somente com amarras de aço em lâminas d'água superiores a 400m é economicamente inviável.

Pode-se citar como principal vantagem das amarras de aço comparada aos outros componentes é a sua maior resistência à abrasão. Por essa razão, são os componentes mais indicados para serem utilizados no fundo do mar e no *fairlead*, ao utilizar-se de sistemas mistos. Uma outra vantagem significativa é a maior vida útil, em relação à fadiga, da amarra em relação ao cabo de aço .

As amarras utilizadas no sistema de ancoragem devem, preferencialmente, ser fabricadas em seu comprimento nominal de projeto, restringindo com isso a utilização de componentes de ligação. Sabe-se que componentes de ligação possuem uma baixa resistência à fadiga e, conseqüentemente, constituem o ponto fraco do sistema.

Os fabricantes de amarras normalmente não fornecem dados sobre a vida à fadiga de seus produtos. No entanto, o cálculo da vida à fadiga das linhas que compõem um sistema de ancoragem de uma unidade de produção é atualmente item de exigência das sociedades classificadoras.

A partir de 1990 houve uma mudança conceitual a respeito das amarras existentes, todas com malhetes, com a introdução e consolidação das amarras sem malhetes [21].

No ponto de vista em relação ao fundeio, as amarras sem malhetes conseguem, na configuração em catenária, dar uma maior elasticidade na linha de ancoragem. É aconselhado o uso da amarra sem malhete, pois estas possuem uma rigidez axial (módulo elástico) menor do que uma amarra com malhete. Quando se compara o peso, o elo sem malhete possui um peso menor, da ordem de 8 a 9%, do que o elo com malhete, para a mesma carga de ruptura.

Outra vantagem que o elo sem malhete tem, é em relação à conexão de outros elementos na linha. Pelo fato de não existir malhete e os elos terem maior espaço interno para movimentação, é recomendado o uso dos elos sem malhetes.

É importante ressaltar que os elos sem malhetes também possuem a vantagem em relação a manutenção e conservação das amarras, pois não ocorre a possibilidade de ocorrer

riscos de fadiga por malhete frouxo. Logo, o tempo necessário para fazer inspeções é maior do que para o elo com malhete. Para maior entendimento, é apresentada a Tabela abaixo que contém um resumo comparativo entre as amarras sem e com malhetes.

Tabela 5: Comparação entre elos com e sem malhete

REQUERIMENTO	RECOMENDAÇÃO	RAZÃO
Maior elasticidade	Sem malhete	-
Maior poder de auto-posicionamento	Sem malhete	Menor peso
Menor peso morto	Sem malhete	8 a 9% mais leve
Maior carga de ruptura	Ambas	-
Melhor acesso para colocação de manilhas	Sem malhete	Amplo espaço interno
Versatilidade do elo final	Sem malhete	Equivalente ao elo final
Passagem pelas coroas	Ambas	Anti-nós
Eliminação de fadiga por malhete frouxo	Sem malhete	Não há malhete
Redução de suspensão em uso	Sem malhete	Menor risco
Redução do custo de inspeção em serviço	Sem malhete	Não existe malhete para verificação
Eliminação da corrosão entre malhete e elo	Sem malhete	Não há malhete

Existe um tipo de elo, conhecido também por elo *Kenter*, o qual é desmontável, normalmente utilizado para conexão entre dois comprimentos de amarras ou para substituição de elos comuns impossibilitados de operar, visto que seria inviável a retirada da linha inteira para substituição de um único componente. Este componente é formado por duas partes em forma de *J* e um malhete, que se encaixam entre si, fixados através de seus elos comuns.

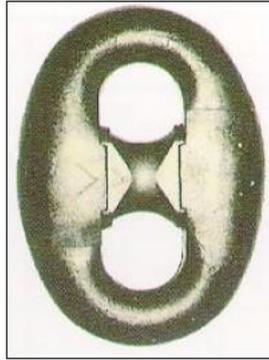


Figura 36: Elo Kenter [17]

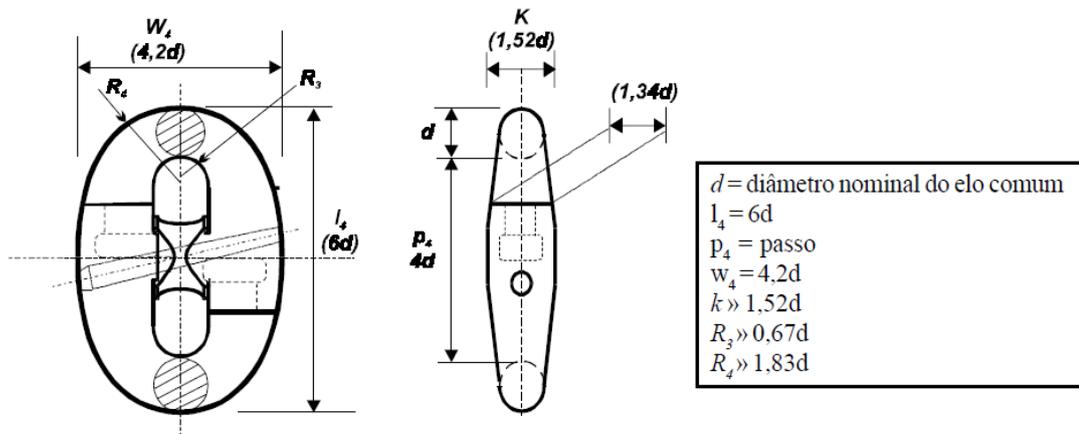


Figura 37: Dimensões do elo Kenter [17]

Igualmente para os elos comuns, estes elementos devem ser submetidos a ensaios de *proof load*, *break load* e ensaios mecânicos do material após o tratamento térmico final. Antes de serem submetidos a ensaios de inspeção, os elos devem estar isentos de carepas, tintas ou outros revestimentos. Todos os elos desmontáveis devem ser submetidos ao ensaio de *proof load* especificado para a amarra correspondente. Já para o teste de *break load* o ensaio de ser submetido, pelo menos, um em cada lote ou um em cada 25, valendo a proporção que for menor [22]. Tanto os valores dos testes de *proof* e *break load*, como o material são os mesmos os quais aplicados em amarras.

Apesar de ser um componente com bastante praticidade, é observado que se tenha uma vida útil menor, devido à conexões resultando em diversos concentradores de tensões.

2.5.2 Manilhas

Manilhas são acessórios constituídos por uma barra de aço em forma de U, com um pino atravessado entre as duas extremidades, com a finalidade de transmitir força. A manilha

de âncora difere da manilha de união por ter abertura e diâmetro maiores. As manilhas são divididas em duas famílias: manilhas de ancoragem e manilhas de carga.



Figura 38: Manilha com pino [17]

As manilhas de ancoragem são usadas na ancoragem de navios e estruturas oceânicas flutuantes. Estas podem ser manilhas de amarras ou manilhas especiais. Essas manilhas não podem ter o contrapino fixado no corpo, atravessando o olhal.

Recomenda-se a utilização do pino com porca e contrapino externo, conforme a Figura 31. O material utilizado para as manilhas são o mesmo dos elos como mostrado na Tabela 3.

2.5.2.1 Manilhas de amarras

São três tipos de manilhas de amarras: a manilha de união, manilha de âncora e manilha de união final. A manilha de união de como função ligar duas seções de amarra com elos finais nas extremidades. Já a manilha de âncora é utilizada para interligar a âncora com a amarra. A manilha de união final, inicialmente projetada para ligar a amarra ao paiol, porém, atualmente é usada para conexão com placas triangulares.

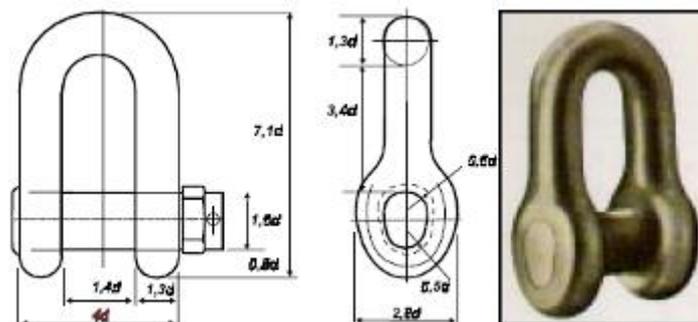


Figura 39: Manilha de união [17]

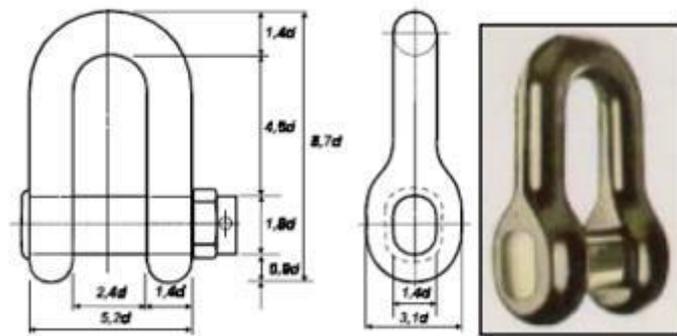


Figura 40: Manilha de âncora [17]

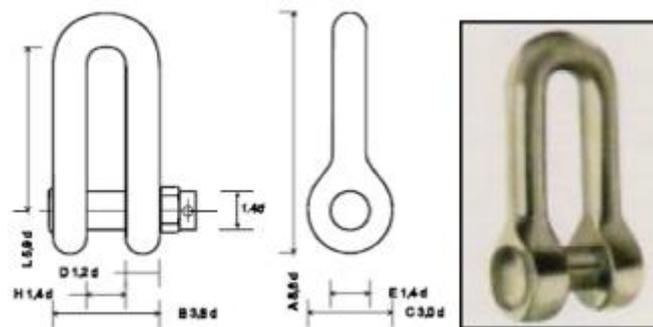


Figura 41: Manilha de união final [17]

2.6 Considerações sobre Fadiga

2.6.1 Conceitos Básicos

A maioria dos componentes mecânicos encontrados em máquinas, veículos e estruturas estão frequentemente submetidas a carregamentos repetitivos, também chamados de carregamentos cíclicos, que podem causar danos microscópicos irreversíveis ao componente assim solicitado. Com o passar do tempo, o material vai sofrendo acúmulo no dano causado pelo esforço cíclico até que aconteça um dano macroscópico, levando inclusive o componente à quebra. Esse processo de danificação e quebra de um componente associado ao carregamento cíclico é denominado fadiga [23].

Segundo a ASTM (*American Society Testing Materials*), a definição de fadiga é a seguinte:

“Processo progressivo e localizado de modificações estruturais permanentes ocorridas em um material submetido a condições que produzam tensões e deformações cíclicas que pode culminar em trincas ou fratura após certo número de ciclos” [24].

Segundo essa definição, a palavra “*progressivo*” implica que o processo de fadiga ocorre após um determinado período de tempo sob uma condição cíclica. A palavra “*localizada*” refere-se que o processo ocorre em certa região, que tenha alta concentração de tensões e deformações, seja por mudanças bruscas na geometria do componente, por diferenças de temperaturas, tensões residuais, etc. Outra palavra importante citada é a “*trinca*”, sendo a parte mais preocupante no processo de fadiga, já que é a principal causa de uma falha por fadiga. Esta falha ocorre, pois a trinca sofreu um crescimento até um determinado ponto em que a seção restante não suporta as tensões e deformações aplicadas, resultando em ruptura repentina do material. A palavra “*fratura*” implica que o último estágio do processo de fadiga é a separação do componente ou estrutura em duas ou mais partes [24].

A fadiga tem sido estudada há mais de 175 anos, sendo um dos aspectos mais importantes no projeto e manutenção de elementos estruturais de diversas espécies. Compreende-se, que qualquer elemento submetido a carregamentos variados durante a sua vida útil está sujeito a este fenômeno. A ocorrência da falha, geralmente, se situa abaixo dos limites de resistência elásticos, logo, pode-se concluir que o estudo de fadiga é um importante parâmetro a ser analisado a fim de não comprometer a integridade estrutural.

É possível observar na literatura disponível, que nas plataformas *offshore*, estima-se que 50% dos custos de monitoramento das condições em serviço referem-se a inspeções para averiguar trincas por fadiga. O aprimoramento dos procedimentos para elaboração de um programa de inspeção deve englobar análises estruturais de confiabilidade, avaliações de consequência de falhas e cálculos refinados para identificar as áreas críticas na estrutura que estão sujeitas à fadiga.

A falha de estruturas submetidas à fadiga pode ser categorizada como um fenômeno envolvendo cinco estágios:

- a) Deformação plástica cíclica antes da iniciação da trinca;
- b) Iniciação de uma ou mais trincas microscópicas;
- c) União de trincas ou defeitos (coalescimento) destas microtrincas para formar uma macrotrinca ou defeito inicial;
- d) Subsequente propagação macroscópica deste defeito;
- e) Degradação da resistência e falha catastrófica final.

A fadiga se origina no patamar do escoamento do material, ou seja, no deslizamento de camadas atômicas. Esta movimentação é causada pela combinação de deslocamentos e concentrações de tensões localizadas. Sob condições de tensão cíclica, ocorre migração de deslocamentos que resultam em deformações plásticas localizadas. Assim, trincas

microscópicas são criadas, as quais por sua vez crescem e unem-se a outras para produzir trincas maiores.

A falha por fadiga em um material pode ocorrer sob elevado ou reduzido número de ciclos. Quando o número de ciclos necessário para causar dano por fadiga é menor que 10^3 ou 10^4 ciclos, a fadiga é denominada de *Baixo Ciclo*. Quando o número de ciclos supera esta faixa, a fadiga é denominada de *Alto Ciclo*.

Na fadiga de *Baixo Ciclo*, é utilizada a curva que relaciona a amplitude de deformação com números de ciclos, através da curva ϵ -N. Nesta situação, o material pode experimentar elevadas deformações, em geral superiores àquelas associadas ao regime elástico. Já no estudo da fadiga de *Alto Ciclo*, a curva é S-N, que correlaciona a amplitude de tensão com número de ciclos associado à falha. A amplitude de tensão utilizada na curva é a metade da diferença algébrica entre as tensões máxima e mínima [23].

Alguns fatores afetam diretamente a resistência à fadiga do material durante os ensaios para obtenção das curvas S-N e ϵ -N, tais como: tensões residuais, concentração de tensão, tipo de carregamento, temperatura, ambiente, além do tratamento da superfície e geometria dos corpos de prova do material. Todos esses fatores podem alterar o resultado dos testes. Logo, é evidente, que com tantos fatores a se levar em conta, não há meio teórico totalmente confiável de se prever o tempo de iniciação e propagação de uma trinca por fadiga. Sendo que em alguns casos são utilizados corpos de prova em tamanho real para apresentar resultados mais compatíveis com a realidade [25].

O número de ciclos que define a vida total de um componente submetido a cargas cíclicas é a combinação entre o número de ciclos necessário à iniciação da trinca e o que corresponde à sua propagação até a falha final [26].

Em alguns casos, onde há concentrações de tensão ou defeitos de superfície, o tempo de iniciação é muito curto e a trinca é formada logo no começo da vida total, enquanto que em materiais cuidadosamente acabados e livres de defeitos, o tempo de iniciação pode chegar a 80% da vida útil [26].

2.6.2 Carregamentos de Fadiga

As solicitações que resultam a fadiga é qualquer carregamento que varie com o tempo. Estes podem ser classificados de acordo com a amplitude, ou seja, pode ser de amplitude constante ou variável.

A fadiga que ocorre quando o componente está submetido à carga com amplitude constante, geralmente acontece em peças de máquinas rotativas, tais como eixos e engrenagens. Por outro lado, o que é mais comum de ocorrer, são carregamentos variáveis tanto em amplitude quanto em frequência, sendo estes as ondas nos navios, a vibração nas asas de aeronaves, o tráfego em pontes, entre outros [25].

2.6.2.1 Amplitude Constante

Neste tipo de carregamento a amplitude de tensão é constante durante toda a vida útil da estrutura, como mostrado na Figura a seguir. A variação de tensão com o número de ciclos, considerando a amplitude de tensão constante.

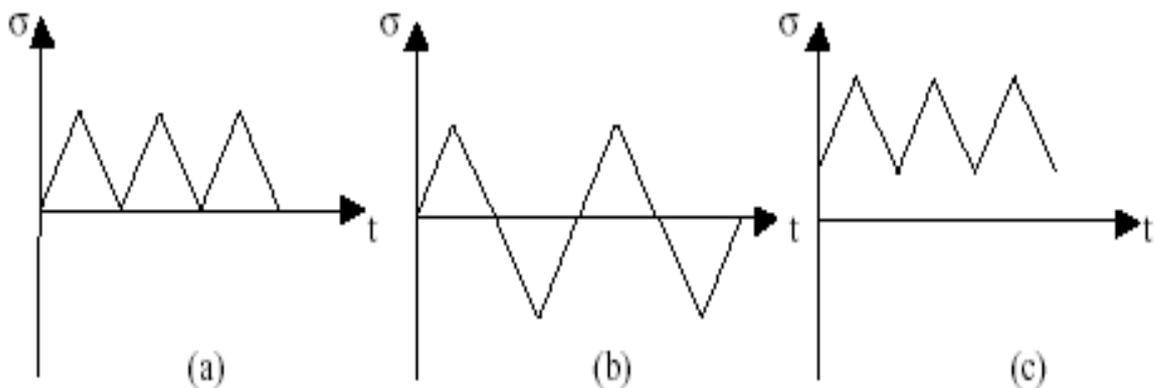


Figura 42: Tipo de carregamento: (a) Repetido, (b) Totalmente Reverso, (c) Flutuante

Os parâmetros fundamentais para o estudo da fadiga são: Amplitude de tensões (σ_a), Tensão média (σ_m) e Razão ou relação de tensões (R). Estas podem ser calculadas da seguinte forma, respectivamente:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2} \quad (2.1)$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})}{2} \quad (2.2)$$

$$R = \frac{(\sigma_{m\acute{i}n})}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (2.3)$$

Onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\sigma_{m\acute{i}n}$ s\~{a}o, respectivamente, a m\~{a}xima e a m\~{i}nima tens\~{a}o aplicada em um carregamento c\~{i}clico. O par\~{a}metro R indica o tipo de carregamento ao qual o elemento est\~{a} sujeito. Se o ciclo varia de carga nula para carga de tra\~{c}o, a solicita\~{c}o\~{e} \~{e} repetida e $R = 0$. Caso ocorra a completa invers\~{a}o de tra\~{c}o para compress\~{a}o, a tens\~{a}o m\~{e}dia \~{e} nula e $R = -1$ e o carregamento \~{e} denominado totalmente reverso. Se houver somente carga de tra\~{c}o, a solicita\~{c}o\~{e} \~{e} flutuante e $R > 0$, como representado na Figura 41.

2.6.2.2 Amplitude Vari\~{a}vel

Na maior parte dos casos pr\~{a}ticos, a probabilidade de ocorrer uma mesma amplitude de tens\~{a}o durante a vida \~{u}til do elemento \~{e} bem pequena. A an\~{a}lise de fadiga em componentes submetidos a carregamentos vari\~{a}veis torna-se um pouco mais complexa e os estudos, nestes casos, s\~{a}o normalmente feitos simplificando a solicita\~{c}o\~{e} real, que passa a ser representada por v\~{a}rias combina\~{c}o\~{e}s de carregamentos constantes, conforme a Figura 42.

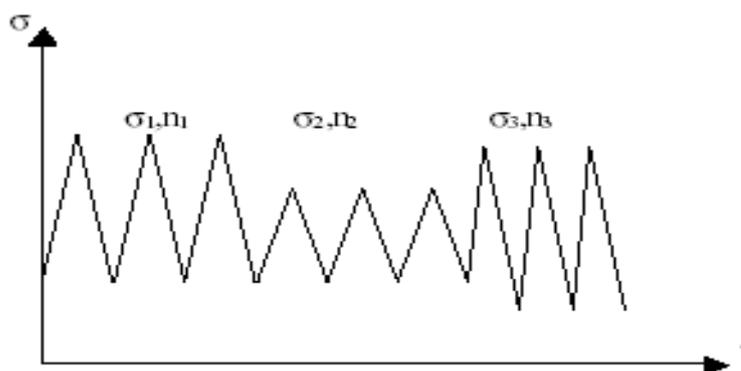


Figura 43: Exemplo de carregamento vari\~{a}vel composto por v\~{a}rios carregamentos constantes

2.6 An\~{a}lise de Fadiga

A an\~{a}lise de fadiga \~{e} necess\~{a}ria para estimar a vida dos elementos submetidos a carregamentos c\~{i}clicos. O modo mais confi\~{a}vel para determinar os limites de fadiga de um material \~{e} atrav\~{e}s de testes realizados na pr\~{o}pria estrutura, com prot\~{o}tipos de tamanho real que s\~{a}o ensaiados simulando condi\~{c}o\~{e}s pr\~{o}ximas da realidade. Por\~{e}m, estes testes s\~{a}o de dif\~{i}cil execu\~{c}o\~{e} e demandam tempo e dinheiro consider\~{a}veis, sendo aceit\~{a}vel utilizar corpos de prova com o material utilizado.

Na fadiga estrutural, quando um componente é submetido a carregamentos repetidos, pode ocorrer o fenômeno de fadiga [27], onde pequenas trincas inicialmente aparecem e, se não houver intervenção, este efeito pode crescer levando a estrutura à ruptura. Em alguns casos, estes defeitos podem ser previstos no projeto, onde deve-se verificar se as cargas cíclicas estão abaixo do limite de resistência do material à fadiga. Porém, para estruturas *offshore*, que estão submetidas a carregamentos ambientais, as tensões produzidas são variáveis, tornando esse método impraticável. Desta forma, é necessário o emprego de um método aproximado, com a utilização das curvas T-N e S-N no cálculo do dano por fadiga.

As curvas T-N [5] são aplicadas nos diversos trechos das linhas de ancoragem e utilizam diretamente a variação dos esforços normais obtidos nas respectivas análises dinâmicas. As curvas S-N [28] são empregadas de forma mais geral onde estão presentes os esforços de tração e flexão. Neste último caso devem-se incluir ainda fatores de concentração de tensões. É importante observar que nos casos das curvas T-N, os fatores de concentração de tensões já estão embutidos na própria característica das linhas.

Nos itens subsequentes, se descreve os principais métodos utilizados para análise de fadiga em materiais metálicos.

2.7.1 Método Curvas T-N

No caso de unidades flutuantes ancoradas permanentes, a avaliação da vida de fadiga do sistema de ancoragem torna-se essencial, pois há uma grande dificuldade de inspeção, manuseio e troca de linhas em mar aberto, principalmente em lâminas de águas profundas.

A utilização destas unidades em sistemas permanentes é recente, contribuindo para que as ferramentas necessárias para a avaliação do dano por fadiga sejam estudadas como é o caso da realização de testes para a determinação das curvas T-N referentes a cabos e amarras de grandes diâmetros, usuais em sistemas de ancoragem.

A curva T-N, representada pela Equação 2.4, pode ser usada para calcular a tensão nominal de vida à fadiga para cabos de aço, corrente e elos de conexão.

$$K = NR^M \quad (2.4)$$

$$R = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{ruptura}} \quad (2.5)$$

onde:

N = Número de ciclos até a falha;

R = Faixa de referência para a Resistência de Ruptura;

m = Inclinação da Curva TN;

K = Interseção com a Curva TN.

Os dados estão plotados na Figura abaixo:

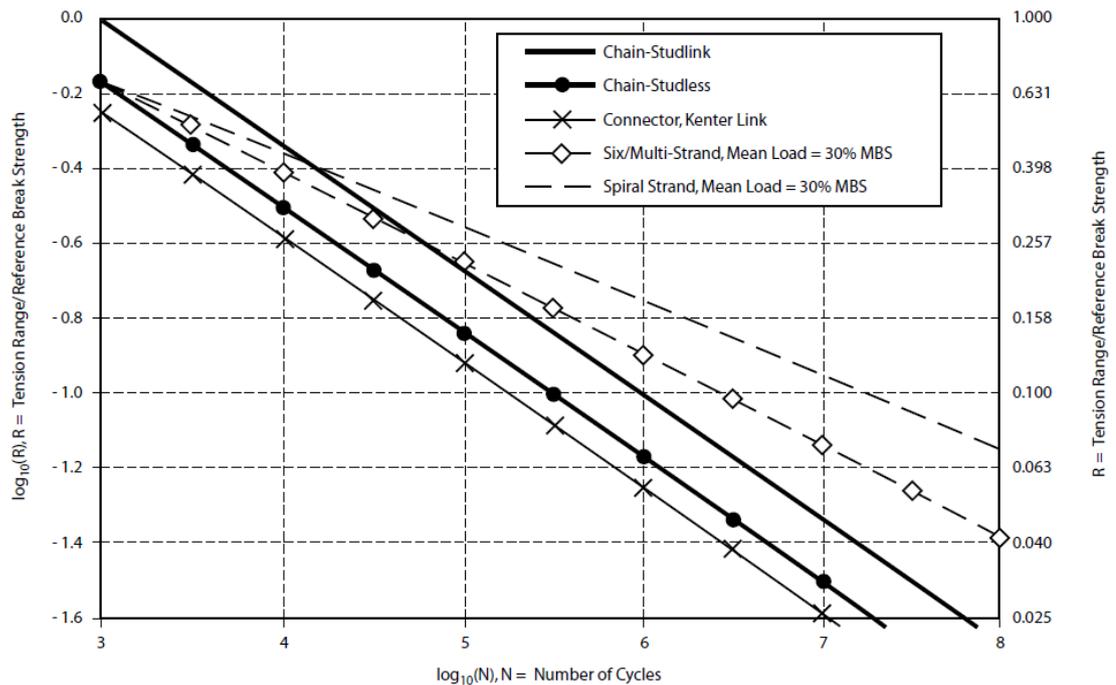


Figura 44: Curvas T-N para cada tipo de elo de amarra (Norma API2SK)

O dano por fadiga em um ponto da linha de ancoragem é função do histórico de tensões neste ponto e das curvas T-N do material. A metodologia tradicional de projeto à fadiga de elos de amarras está baseada no método T-N, onde a vida em fadiga é diretamente relacionada com a carga na linha da amarra (T). Neste método, a vida é relacionada com o parâmetro representado na Equação 2.5, onde $T_{máx}$, T_{min} e $T_{ruptura}$ representam, respectivamente, as cargas máxima, mínima e de ruptura do elo. É importante observar que o efeito da carga média não é considerado na previsão de vida, somente é considerada a amplitude da carga.

Para que as vidas estimadas por metodologias de previsão de fadiga tradicionais de componentes mecânicos (S-N) e elos de amarras (T-N) possam ser comparadas, primeiro é necessário obter-se uma metodologia que relacione os níveis de tensão no elo (necessários

para uma análise segundo a metodologia S-N) com a carga aplicada no elo (necessário para uma análise segundo a metodologia T-N).

2.7.2 Método S-N

O método S-N é o estudo de fadiga através do diagrama S-N conforme a Figura abaixo, traçado com a variação da tensão por número de ciclos. O método é mais adequado quando a deformação elástica controla a falha e é denominada de alto ciclo, pois é necessária uma grande quantidade de ciclos para que ocorra a falha por fadiga.

Os ensaios para determinação do diagrama S-N podem ser feitos em corpos de prova ou mesmo em componentes da própria estrutura, conduzidos pela norma ASTM E-466, *Conducting Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*, com carregamento totalmente reverso, ou seja, com tensão média nula.

Os resultados obtidos são plotados a partir da amplitude de tensão, σ_a , por número de ciclos necessários para a falha N . Alguns materiais sob condições constantes de carregamento exibem, em seus diagramas S-N, uma amplitude de tensão abaixo da qual o mesmo não está sujeito à falha por fadiga, independente do número de ciclos. Esta amplitude é denominada limite de fadiga para vida infinita ou limite de endurance, σ_e , e varia entre 35 e 50% do limite de tração do material, σ_u . Alguns materiais, como alumínio e suas ligas, não apresentam este limite definido, sendo estimado como aquele sob o qual o material pode suportar um mínimo de 10^6 a 10^7 ciclos [29].

Em alguns casos é necessário estimar a influência da tensão média na análise de fadiga de um material, já que o diagrama S-N é obtido através de resultados de ensaios com carregamento totalmente reverso. A cada aumento da tensão média, ocorre um decréscimo na amplitude da tensão necessária para atingir a falha. Na região de vida finita $10^3 \leq N < 10^6$, a resistência à fadiga (S_f) está relacionada com o número de ciclos através da expressão [29]:

$$S_f = aN^b \quad (2.6)$$

Onde a e b são parâmetros do material a serem obtidos através de ensaios de fadiga, ou estimados através de propriedades mecânicas de um ensaio de tração. As seguintes expressões relacionam estes parâmetros com o limite de ruptura ou tensão última do material (S_{ut}) [29]:

$$a = (0.9 S_{ut})^2 / S_e \quad (2.7)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 S_{ut}}{S_e}\right) \quad (2.8)$$

O valor de S_e está associado a um componente mecânico específico, como um eixo ou um elo, e pode ser obtido mediante a aplicação de fatores de correção ao Limite de vida infinita associado a um corpo de prova de um ensaio SN de flexão rotativa, denominado S'_e , e é obtido através da seguinte expressão [29]:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (2.9)$$

Onde k_a é o fator de acabamento superficial, k_b o fator de tamanho, k_c o fator de carregamento, k_d o fator de temperatura e k_e está associado a outros fatores [29]. O valor de S'_e pode ser obtido experimentalmente ou pode ser estimado através da expressão

$$S'_e = \begin{cases} 0.504 S_{ut} & \text{para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & \text{para } S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.10)$$

A previsão de vida a fadiga é dada pela relação [31]:

$$N = \left[\frac{\sigma_a^{vonMises}}{a} \left(1 - \frac{\sigma_m^{vonMises}}{S_u} \right)^{-1} \right]^{1/b} \quad (2.11)$$

A Figura abaixo apresenta esquematicamente uma curva do método SN com os parâmetros de interesse. A região abaixo de S_e representa condições onde a falha por fadiga não ocorre e a região acima de S_e representa condições onde a falha por fadiga ocorre.

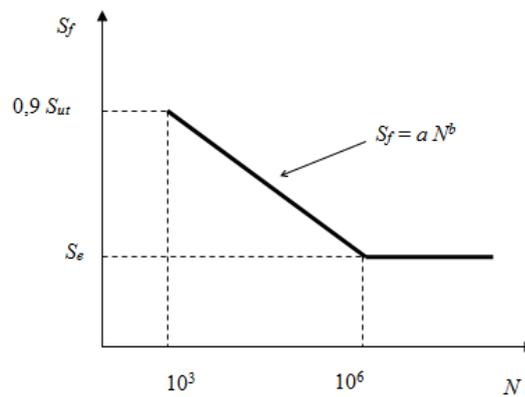


Figura 45: Curva do método SN

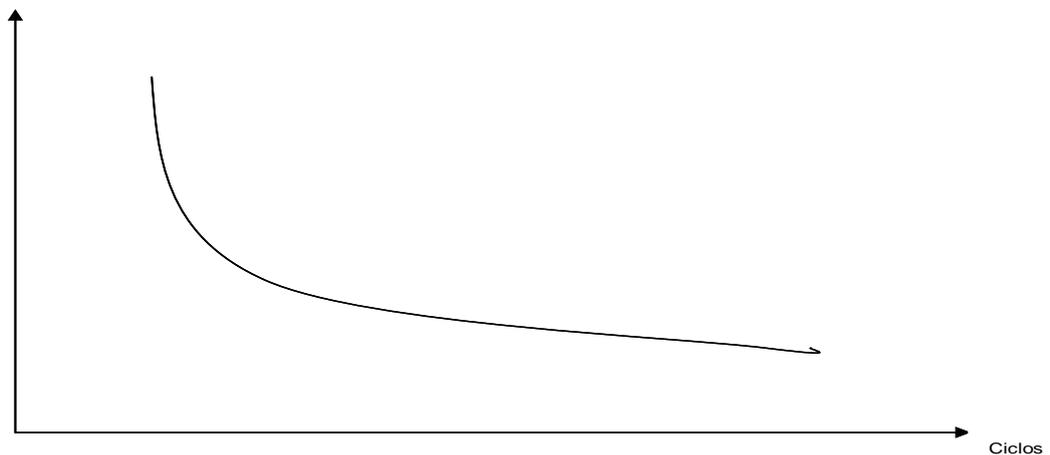


Figura 46: Diagrama S-N em materiais que não apresentam limite de fadiga definido

Em alguns casos é necessário estimar a influência da tensão média na análise de fadiga de um material, já que o diagrama S-N é obtido através de resultados de ensaios com carregamento totalmente reverso ($R=-1$). A presença de tensão média, ocorre um decréscimo na amplitude de tensão necessária para atingir a falha.

Um dos métodos utilizados para determinar os limites de vida à fadiga de elementos submetidos a carregamentos com tensão média diferente de zero é através do diagrama de Goodman.

Os métodos SN e εN pressupõem carregamentos cíclicos completamente alternados, com uma tensão média nula. Isso nem sempre ocorre na realidade. Um carregamento cíclico geral apresenta uma componente de tensão média (σ_m) e uma componente de tensão alternada (σ_a).

O efeito da tensão média pode ser levado em conta através da aplicação de diversos critérios que estabelecem uma vida em fadiga equivalente. Nesses critérios, a tensão média atua como um redutora da vida em fadiga.

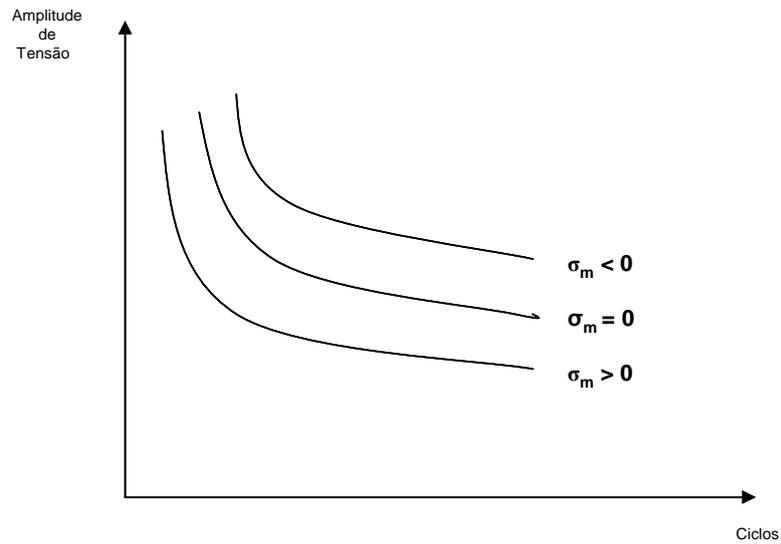


Figura 47: Efeito da tensão média

Na figura abaixo elucida o critério de Goodman que pode ser representado pela Equação 2.12.

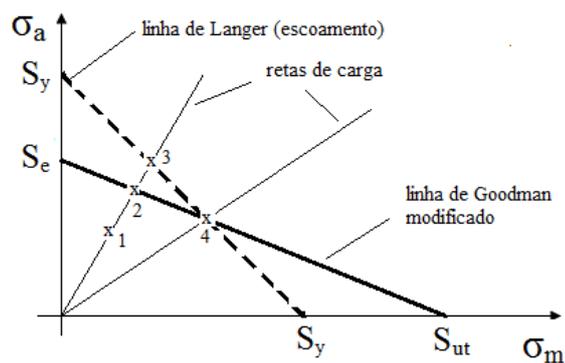


Figura 48: Critério de Goodman [29]

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2.12)$$

A linha de Goodman modificada representa os lugares geométricos dos pares ordenados (σ_m, σ_a) que têm a mesma vida infinita e pode ser representada substituindo S_f na Equação 2.12 por S_e .

O método SN é uma metodologia de projeto simples e possui uma série de vantagens, que o tornam uma ferramenta importante para o dimensionamento mecânico à fadiga, em função principalmente do vasto banco de dados e experiência acumulada.

Capítulo 3

Metodologia

Neste item são descritos a metodologia utilizada nas análises e as principais informações adotadas como dados de entrada.

Nesta etapa do projeto serão feitos modelos para avaliar níveis de tensões em elos de amarra de aço submetidos a cargas axiais e momento fletor.

A primeira análise que será apresentada é um estudo analítico, o qual foi baseado no método de energia para determinação das cargas internas. Em seguida, foi feito um modelo linear elástico numérico baseado no método de elementos finitos para a determinação das tensões no elo com a aplicação do *proof load*. Como o modelo utiliza o material linear elástico, não é necessário simular nem o descarregamento nem o cenário de operação. Para a análise linear elástica serão feitos modelos em duas e três dimensões.

Feito o estudo numérico linear elástico, será possível realizar uma comparação entre as tensões obtidas neste modelo com os cálculos feito através do método de energia.

A seguir, foram desenvolvidos estudos considerando o fenômeno da plastificação e do contato entre os elos para determinação do campo de tensões residuais e tensões principais com o objetivo de avaliar a vida em fadiga do componente em questão.

3.1 Estudo Analítico

Um dos objetivos dessa análise é desenvolver uma metodologia que permita prever a distribuição das tensões internas ocasionada pelo *proof load* e seu impacto na vida operacional do objeto em estudo. Esse modelo tem como finalidade desenvolver um estudo inicial para verificação da viabilidade dos fundamentos adotados.

Um ponto importante a ser observado nessa análise, é que não é considerado o fenômeno de contato entre dois elos e nem é considerado a presença de deformações plásticas, já que é um modelo com o material adotado como linear elástico. Esses fatores torna o estudo um tanto conservativo, uma vez que a plasticidade e o contato redistribuem os níveis de tensões residuais resultando em valores menores de tensões [31].

O primeiro ponto observado para dar início ao estudo foi a presença de simetria no elo. Logo, foi possível adotar $\frac{1}{4}$ da geometria analisada, conforme mostrado na Figura abaixo.

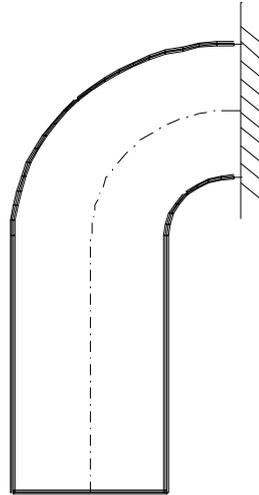


Figura 49: Geometria adotada para a análise

Para a determinação das reações foi adotado um sistema de coordenadas local de modo que o eixo x coincida com a direção longitudinal do elo, conforme mostrado na Figura 42.

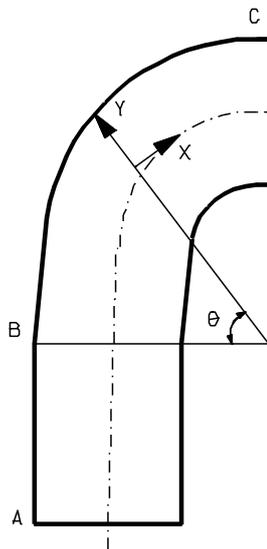


Figura 50: Sistema de coordenadas adotado

A análise foi feita em duas partes: o primeiro é o trecho reto (AB) e o segundo é o curvo (BC). A Figura 43 mostra a força ocasionada pela aplicação do *proof load* (note que devido à simetria foi utilizada metade da carga – $P/2$) e o momento fletor. Na Figura 44a e

44b são mostrados os esforços internos (N , V e M) na parte curva BC e na parte reta AB (N e M).

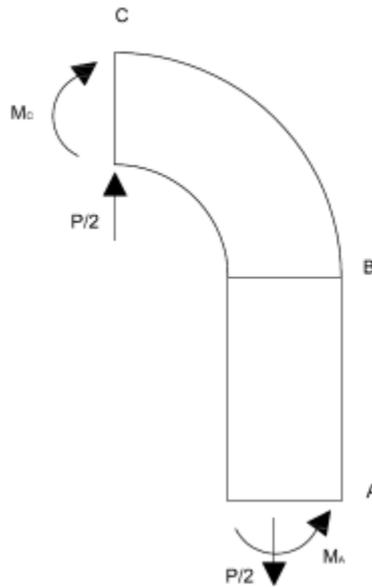


Figura 51:Forças externas aplicadas

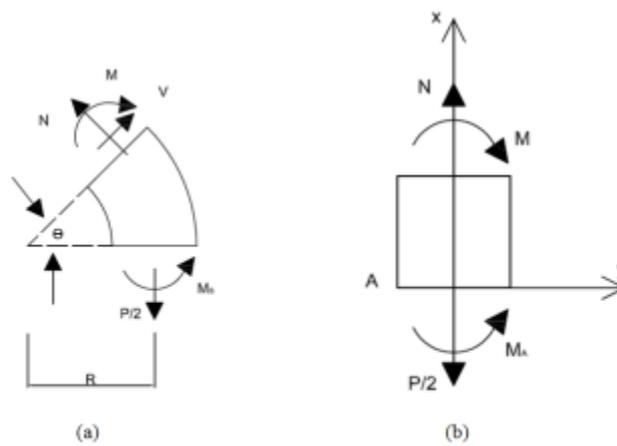


Figura 52: (a) Forças internas na parte curva BC; (b) Forças internas o trecho reto AB

Trecho AB:

$$N = \frac{P}{2} \quad (3.1)$$

$$M_z = M_a \quad (3.2)$$

Trecho BC:

$$V = \frac{P}{2} \sin \theta \quad (3.3)$$

$$N = \frac{P}{2} \cos \theta \quad (3.4)$$

$$M_z = M_a - \frac{PR}{2} (1 - \cos \theta) \quad (3.5)$$

A distribuição de tensão longitudinal pode ser expressa pela parte reta e pelo trecho curvo, respectivamente:

$$\sigma_{(y)} = \frac{\left(\frac{P}{2}\right)}{A} - \frac{M_{Ay}}{I} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{(r,\theta)} = \frac{\left(\frac{P}{2}\right) \cos \theta}{A} + \frac{\left(M_A - \frac{PR}{2}(1 - \cos \theta)\right)(A - A_m r)}{Ar(RA_m - A)} \quad (3.7)$$

onde o r é medido a partir do cento curvatura da parte curva do elo. Assim, r varia de $R - \frac{d}{2}$ a $R + d/2$ e θ varia de 0 à $\frac{\pi}{2}$. Onde $A_m = \int_A \frac{dA}{r} = 2\pi(R - \sqrt{R^2 - (d/2)^2})$ e d é o diâmetro da seção circular do elo.

Uma vez que a estrutura é estaticamente indeterminada, as reações e os esforços internos não podem ser obtidos somente através da aplicação das equações de equilíbrio. As equações para tornar o sistema determinado podem ser obtidas através do método da energia e o teorema de Castigliano [31,32]. A energia de deformação elástica (U) pode ser representada da seguinte forma para cada seção, conforme visto na literatura disponível [33].

$$U_{AB} = \int_0^{L_{AB}} \frac{N^2}{2AE} dx + \int_0^{L_{AB}} \frac{M^2}{2EI} dx \quad (3.8)$$

$$U_{BC} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{N^2 R}{2AE} d\theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{A_m M^2}{2A(RA_m - A)E} d\theta - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{MN}{AE} d\theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{kV^2 R}{2AG} d\theta \quad (3.9)$$

onde E é o módulo de elasticidade, G o módulo de cisalhamento, k é o fator de correção da tensão de cisalhamento para uma seção de geometria circular adotado o valor de 1,33.

A condição de contorno na seção A, referente à simetria, pode ser representada através da prescrição da rotação nula da seção ($\phi_a = 0$). A aplicação do teorema de Castigliano fornece uma equação adicional às equações de equilíbrio:

$$\phi_A = \frac{\partial U^*}{\partial M_a} = 0 \quad (3.10)$$

Note que a energia de deformação complementar, U^* , é igual à energia de deformação, U , uma vez que a análise é linear-elástica. Dessa forma, as expressões desenvolvidas acima para a energia de deformação podem ser usadas. Assim, o conjunto de equações (3.1 – 3.10) permite calcular a distribuição de tensões ao longo do elo.

$$M_A = \left[\frac{P}{2AE} + \frac{PR\pi v}{4} - \frac{PRv}{2} \right] \left[\frac{L_{AB}}{EI} + \frac{\pi v}{2} \right] \quad (3.11)$$

Após utilizar o método da energia para encontrar o momento fletor, foi utilizado o princípio de cargas virtuais para determinar o deslocamento em y .

O princípio de cargas virtuais consiste na aplicação de uma carga unitária no local onde se deseja encontrar o deslocamento proveniente das cargas aplicadas. Essa carga fictícia é aplicada, pois não existe nenhum esforço atuando no lugar onde se deseja determinar o deslocamento [32]. Para determinar o quanto a peça se deslocou, é utilizada a mesma metodologia que foi empregada para encontrar o momento fletor. O deslocamento horizontal (y_a) acontece na seção A, logo para determinar este valor, a energia interna total da peça é derivada em relação à carga virtual Q , onde está representada na Figura abaixo.

Analogamente, para encontrar o deslocamento vertical (y_c) no elemento, é derivada a energia total do sistema em relação à carga atuante na direção do deslocamento, que é $P/2$.

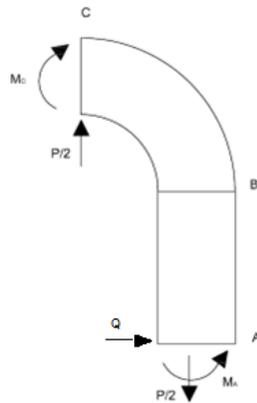


Figura 53: Aplicação carga fictícia no elo

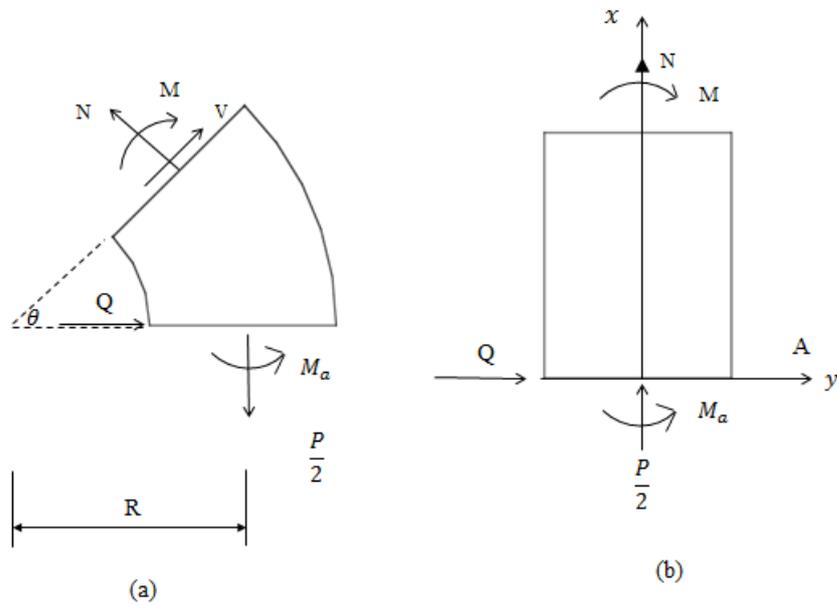


Figura 54: Equilíbrio de forças

Trecho AB:

$$N = \frac{P}{2} \quad (3.12)$$

$$M_z = M_a + Qx \quad (3.13)$$

Trecho BC:

$$V = \frac{P}{2} \sin \theta - Q \cos \theta \quad (3.14)$$

$$N = \frac{P}{2} \cos \theta + Q \sin \theta \quad (3.15)$$

$$M_z = M_a - \frac{PR}{2}(1 - \cos \theta) + QR \sin \theta \quad (3.16)$$

$$y_a = \frac{\partial U^*}{\partial Q} \quad (3.17)$$

$$y_a = \frac{M_A(L_{AB})^2}{EI} + \frac{PR}{4AE} + v \left(M_A R - \frac{PR^2}{4} \right) - \frac{M_A}{AE} - \frac{PRk}{4AG} \quad (3.18)$$

$$y_c = \frac{\partial U^*}{\partial P/2} \quad (3.19)$$

$$y_c = \frac{PL_{AB}}{2AE} + \frac{PR\pi}{8} \left(\frac{k}{AG} + \frac{1}{AE} \right) + v \left[M_A \left(\frac{R\pi}{2} + \frac{u\pi}{2} - R \right) + \frac{PRu}{2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{PR^2 \left(\frac{3\pi}{4} - 2 \right)}{2} \right] - \frac{M_A}{AE} - \frac{Pu}{2AE} \quad (3.20)$$

O desenvolvimento dos cálculos analíticos está no Apêndice I

3.2 Análise Numérica 2D

O uso da Computação nas Ciências e Engenharias vem se intensificando nas últimas décadas. Tal uso evoluiu de um emprego dos equipamentos computacionais como meros dispositivos de cálculo oriundos de modelos desenvolvidos por outros mecanismos.

Mais recentemente, adota-se rotineiramente a realização de experimentos computacionais como suporte à decisão e desenvolvimento de projetos, bem como um caminho alternativo à divisão convencional dos procedimentos de investigação científica em teórico e experimental. Reconhece-se na atualidade o enfoque computacional como uma forma de desenvolvimento de modelos, quando conjugado às Engenharias, acompanhada do devido suporte matemático.

O processo de fabricação do componente mecânico começa dobrando e soldando, a alta temperatura, uma barra de aço, seguido por um tratamento térmico. Assume-se que após esta etapa o campo de tensões residuais é desprezível. Após este procedimento uma carga de teste é aplicada, promovendo, então, a formação de um campo de tensão residual no elo.

As simulações numéricas foram desenvolvidas com objetivo de estimar o campo de tensões residuais ocasionada pela aplicação do *proof load*, antes de sua entrada em operação. Para realizar esse estudo foi utilizado o programa Abaqus 6.12-1 [8].

3.2.1 Definição da Geometria

Para melhor entendimento do estudo foi elaborado uma tabela com os modelos analisados.

Tabela 6: Cenários de avaliação

ID modelo	Material Utilizado	Objetivo
2D_E-Axial	Linear Elástico	Verificar nível de tensão provocado pela carga operacional máxima comparar com estudo analítico
2D_E-Momento	Linear Elástico	Verificar nível de tensão provocado pela carga operacional máxima comparar com estudo analítico

O modelo numérico desenvolvido considera, assim como o estudo analítico, o componente em estudo como uma barra reta e outra curva, com raio de curvatura R , representando $\frac{1}{4}$ de elo de amarra de aço, sem malhete, ambas com seção circular de diâmetro d , conforme a Figura mostrada a abaixo.

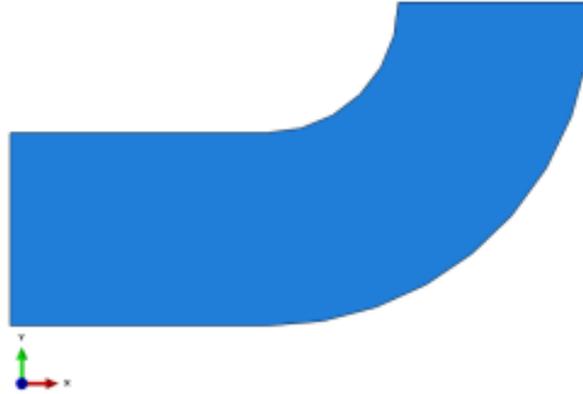


Figura 55: Geometrias utilizadas para o modelo 2D linear elástico

Esta análise considera o modelo bidimensional, para isso é necessário tornar equivalentes as áreas de seção transversal do elo. Para tal, foi estabelecido um modelo plano com área de largura d e espessura E , equivalente a $\pi \frac{d}{4}$, conforme representado na figura 46. O modelo bidimensional representa o estado plano de tensões, logo não são esperadas tensões atuantes perpendiculares ao plano.

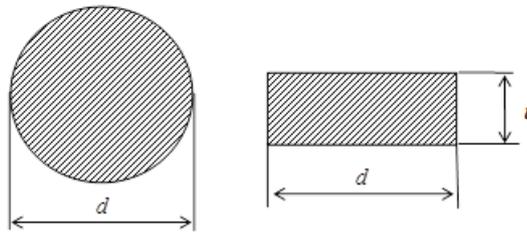


Figura 56: Equivalência de áreas

Para o esforço axial aplicado P :

$$\sigma_{3D} = P/A_c \quad (3.11)$$

$$\sigma_{3D} = \frac{P}{(\pi d^2/4)} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{2D} = \frac{P}{A_r} \quad (3.13)$$

$$\sigma_{3D} = \frac{P}{dt} \quad (3.14)$$

Fazendo $\sigma_{3D} = \sigma_{2D}$, temos:

$$t = \pi d/4 \quad (3.15)$$

Para o Momento fletor, tem-se:

$$\sigma_{3D} = Mc/I_z \quad (3.16)$$

$$\sigma_{3D} = \frac{M \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} \quad (3.17)$$

$$\sigma_{2D} = \frac{Mc}{I_z} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{2D} = \frac{M \frac{d}{2}}{\frac{td^3}{12}} \quad (3.19)$$

Fazendo $\sigma_{3D} = \sigma_{2D}$:

$$t = 3\pi d/16 \quad (3.20)$$

São encontradas duas espessuras equivalentes, uma para o caso associado à aplicação de um carregamento de esforço axial e outra para um carregamento de momento fletor. Os valores, respectivamente são, $t = \pi d/4$ e $t = 3\pi d/16$. Assim, serão utilizadas duas espessuras da seção transversal para cada modelo de acordo com o diâmetro da amarra, como mostrado na Tabela a seguir.

Tabela 7: Valores de espessura para diferentes diâmetros

Diâmetro Amarra (mm)	<i>t</i> equivalente axial (mm)	<i>t</i> equivalente momento fletor (mm)
76	59.66	44.76
95	74.57	55.95

105	82.42	61.85
114	89.49	67.15

3.2.2 Propriedades do Material

As propriedades mecânicas do material utilizado nas análises realizadas são apresentadas nas Tabelas 6 e 7. A amarra utilizada foi a com 105 mm de diâmetro, sem malhete, grau R3, segundo a norma [15].

Tabela 8: Propriedades mecânicas do material utilizado

Parâmetro	
Módulo de elasticidade (MPa)	207.000
Coefficiente de Poisson	0.3

3.2.3 Malha definida

O primeiro passo para definir a malha é fazer uma análise de convergência. Pois é através desta análise que será possível verificar qual é o melhor tamanho de elemento que for usar otimizando o tempo de processamento. Assim, não será usado um número excessivo de elementos já que o resultado já convergiu com quantidades inferiores. Isto é mostrado no gráfico seguinte.

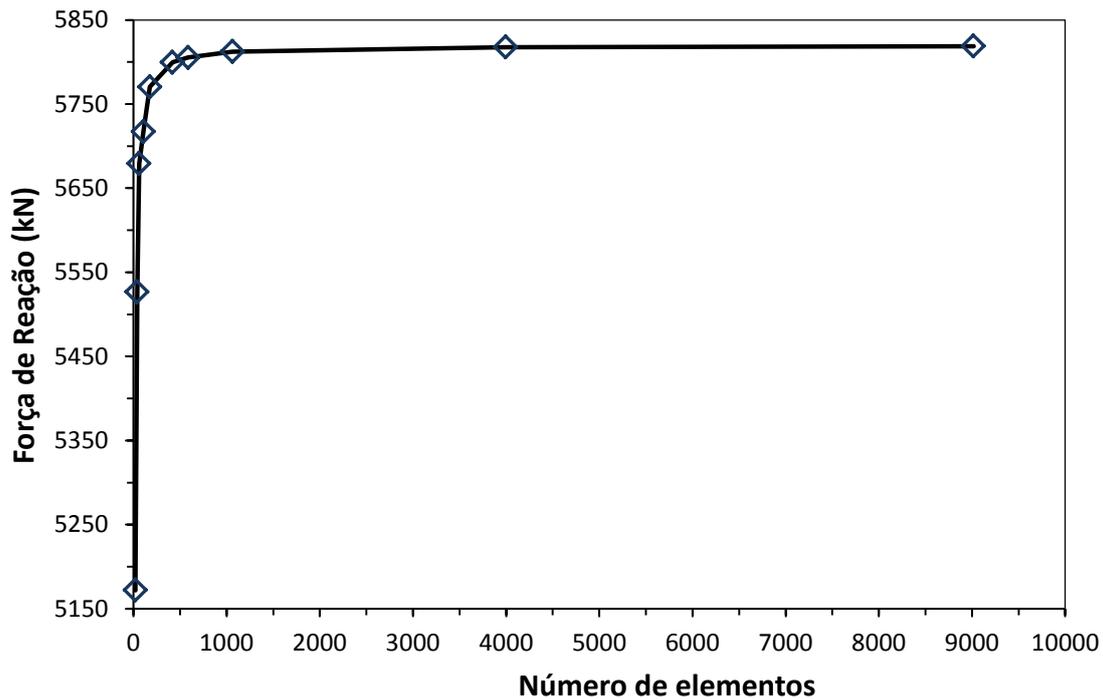


Figura 57: Análise de convergência

A geometria foi discretizada utilizando 3996 elementos CPS8R, o qual representa o estado plano de tensão, com oito nós e dois graus de liberdade por elemento. O estado plano de tensões foi assumido, pois as tensões que ocorre no plano Z são desprezíveis perante os outros eixos. O R no nome do elemento significa que este está com a integração reduzida.

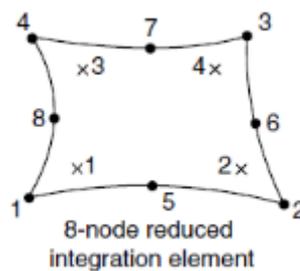


Figura 58: Elemento utilizado para discretização da malha

A ordem do elemento é quadrilátero, logo apresenta além dos nós nas extremidades, este possui também nós centrais. Isso permite que este elemento apresente melhores resultados que os elementos de ordem linear. O elemento quadrático pode suportar uma variação quadrática de deslocamentos e, assim, uma variação linear de tensão dentro do elemento.

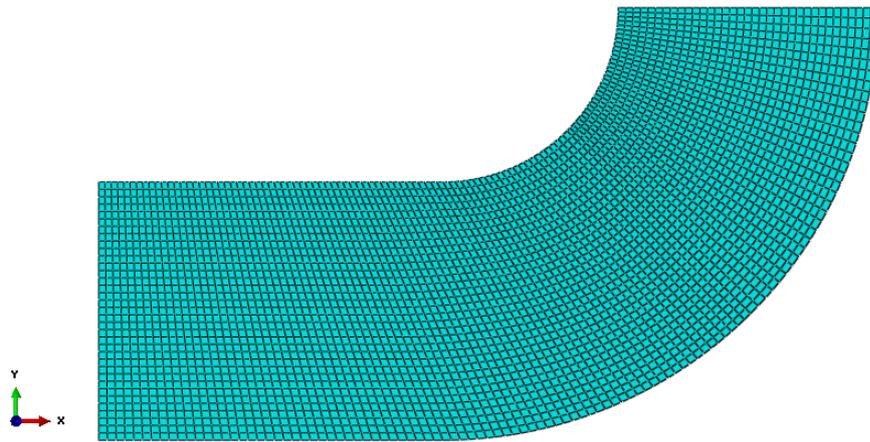


Figura 59: Malha aplicada ao caso bidimensional

Como a geometria possui uma parte curva é necessário utilizar um padrão para gerar uma malha com boa razão de aspecto. O método para tal tarefa adotado foi o *Sweep*, o qual tem a característica de gerar um padrão em uma superfície, no caso do modelo em questão, uma aresta. Feito isto, a malha é gerada através de uma varredura na geometria. Este recurso de criação de malha foi usado para se obter uma malha de boa qualidade e com razão de aspecto dos elementos adequada para a análise.

3.2.4 Condições de contorno

Para a solução do modelo de elementos finitos é necessário que o determinante da matriz de rigidez global da estrutura seja diferente de zero, fazendo com que a solução do sistema seja possível e determinado.

Assim, o modelo deve possuir restrições nodais que fisicamente representem as condições reais e matematicamente tornem o determinante da matriz diferente de zero. Para o modelo bidimensional, as restrições adotadas foram as condições de simetria no eixo x e y. Na Figura 56 são mostradas as condições de contorno adotadas para as análises, sendo a aresta em vermelho, a simetria em x e a em verde a simetria em y. Vale ressaltar que a simetria representa o deslocamento zero no eixo em que está a simetria e as rotações nos outros eixos também é nulo. Ou seja, a simetria em x equivale ao deslocamento zero em x e rotações restringidas no eixo y e z.

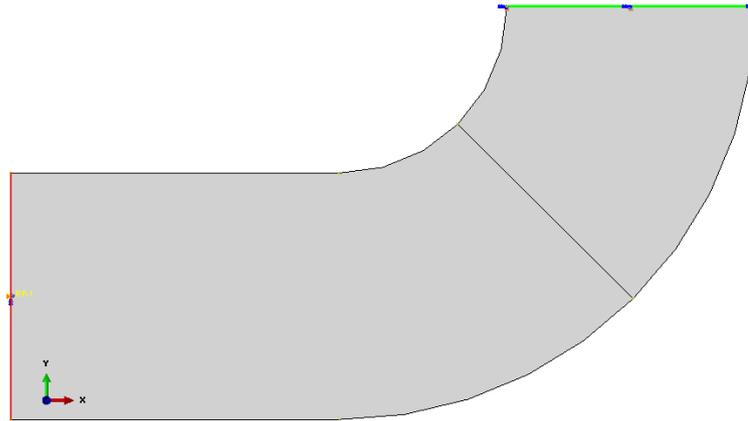


Figura 60: Condições de contorno aplicadas

3.2.5 Carregamentos aplicados (Carregamentos/Deslocamentos)

Os carregamentos considerados nesta análise foi a carga de operação maior com o objetivo de avaliar a tensão equivalente de von Mises. Para isso foi aplicado um deslocamento em uma das arestas no modelo sem contato, como mostrado na Figura 51. A aresta em azul representa o deslocamento aplicado na direção x.

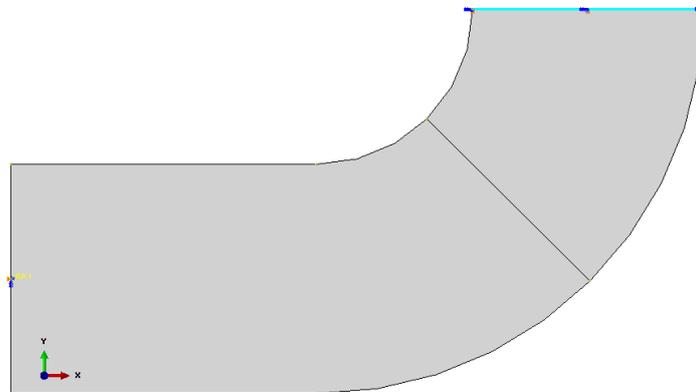


Figura 61: Carregamentos aplicados nos modelos

3.3 Modelo Numérico 3D

Como mencionado anteriormente, a literatura atual disponível desenvolveu extensos dados a respeito da distribuição de tensões de componentes de ancoragem. Neste contexto, uma análise numérica utilizando o método dos elementos finitos com os pressupostos necessários pode ser usada para quantificar os efeitos das tensões residuais enquanto que em comparação com os estudos realizados anteriormente possa consolidar a autenticidade dos

mesmos. Esta seção irá mostrar os atributos usados na modelagem do problema tridimensional. Para realizar esse estudo foi utilizado o programa Abaqus 6.12-1 [8].

3.3.1 Definição da Geometria

Na Tabela a seguir são apresentados os cenários de avaliação realizados nessa etapa do projeto.

Tabela 9: Cenários de avaliação

ID modelo	Material Utilizado	Objetivo
3D_Ec	Linear Elástico	Verificar nível de tensão equivalente ocasionada pelo <i>proof load</i> e comparar com o estudo analítico
3D_EPc	Bilinear elastoplástico	Determinação do nível de plastificação devido a aplicação do <i>proof load</i>

O esboço abaixo apresenta a geometria de um único elo sem malhete de 105 mm de diâmetro utilizado em linhas de ancoragem de acordo com a Norma IACS 2011.

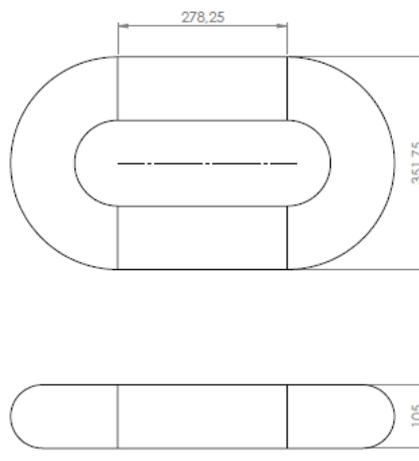


Figura 62: Geometria do elo (IACS 2011)

Conforme descrito na Tabela 9, foi definido um modelo 3D de dois elos com contato e com 1/8 de simetria para os dois cenários de avaliação.

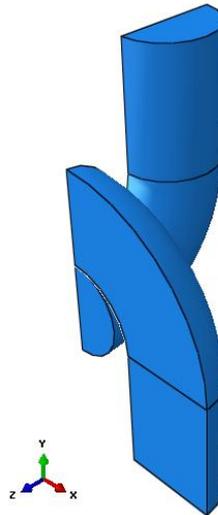


Figura 63: Geometria adotada para os cenários de avaliação

3.3.2 Material Utilizado

As propriedades mecânicas do material utilizado nas análises realizadas são apresentadas nas Tabelas a seguir.

Tabela 10: Propriedades mecânicas do material utilizado

Parâmetro	
Módulo de elasticidade (MPa)	207.000
Coefficiente de Poisson	0.3

O material do elo a ser modelado é aço Grau R3. A norma IACS W22, define algumas das características esperadas do material, de acordo com o Gráfico a seguir. Os valores de deformação e tensão verdadeiros são utilizados para criar uma curva bilinear do sistema.

As equações utilizadas para transformar tensão e deformação de engenharia para valores verdadeiros são [29]:

$$\varepsilon_{true} = \ln(1 + \varepsilon_{eng}) \quad (3.21)$$

$$\sigma_{true} = \sigma_{eng}(1 + \varepsilon_{eng}) \quad (3.22)$$

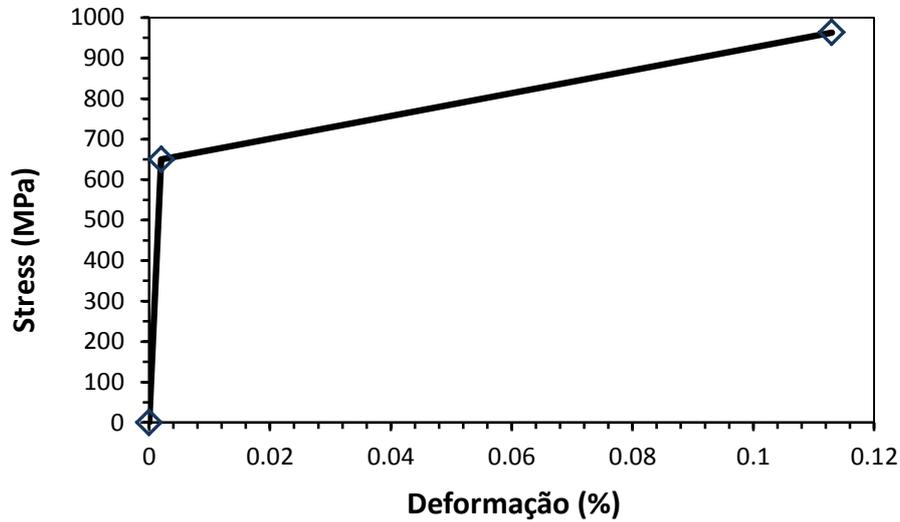


Figura 64: Curva assumida do material Grau R3 (valores verdadeiros)

Os valores na figura acima são os apresentados na Tabela abaixo:

Tabela 11: Propriedades mecânicas à tração dos materiais utilizados

	Material		
	σ_{ys} Verdadeira (MPa)	σ_{us} Verdadeira (MPa)	Alongamento (%)
Amarra 105 mm	479.7	807.3	15.7

Em função da sequência de carregamentos e da plastificação significativa do material durante o carregamento de *proof load*, foi adotado um modelo de material com encruamento cinemático (*kinematic hardening*) em substituição ao modelo de isotrópico usado normalmente em grande parte das análises estruturais, como visto na literatura disponível [31, 34, 33]. Esse tipo de material é adotado para representar a plastificação causada pela carga aplicada.

3.3.3 Malha definida

Como feito para o modelo bidimensional, foi feita uma análise de convergência da malha para não desperdiçar tempo em simulação. Logo, a malha foi discretizada com 8635 elementos sólidos hexagonais do tipo C3D8R, como mostrado na Figura 62.

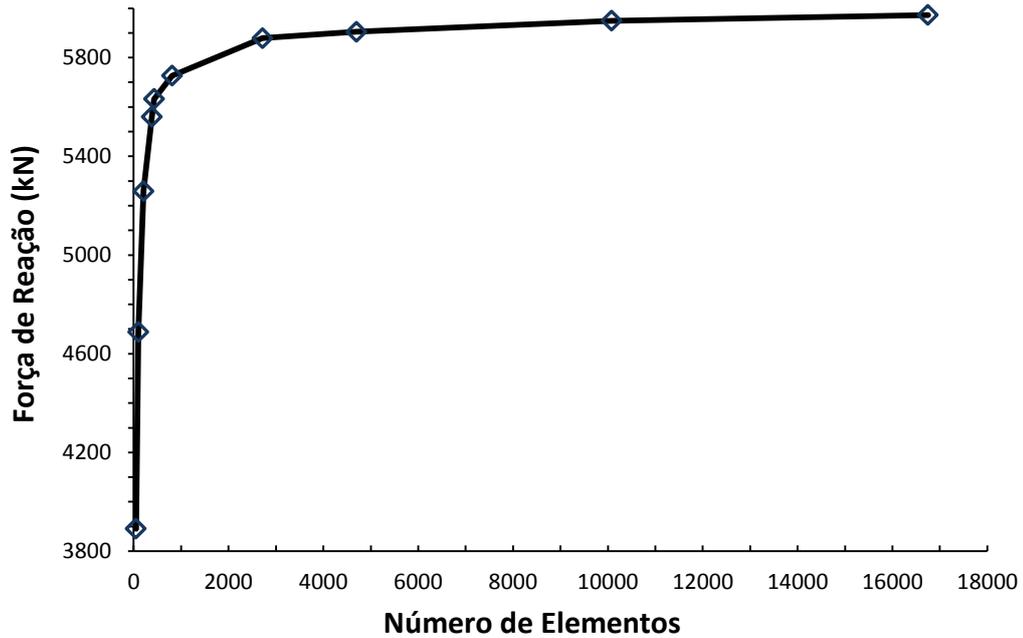


Figura 65: Análise de convergência

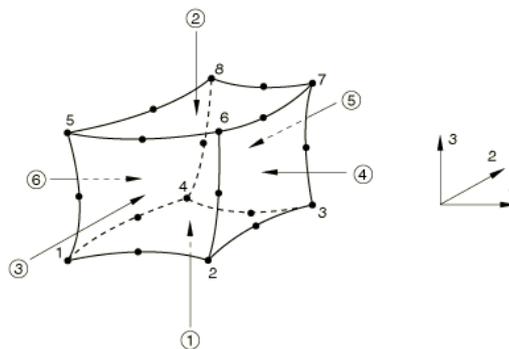


Figura 66: Elemento utilizado

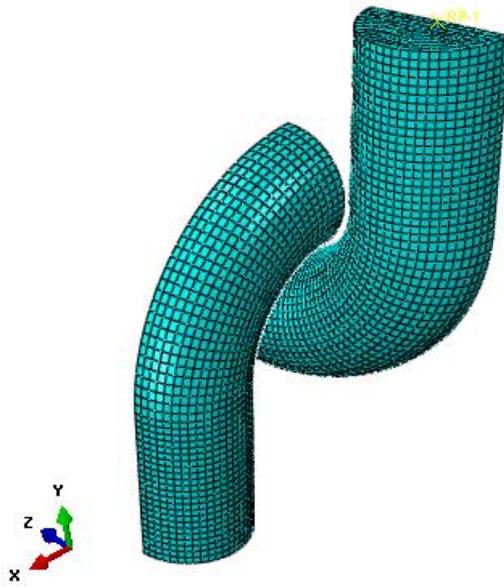


Figura 67: Malha definida

3.3.4 Contato utilizado

O contato entre as duas partes foi criado com a interação de contato como superfície-a-superfície. Os controles foram criados com o comportamento tangencial entre superfícies com o coeficiente de fricção equivalente a 0.3. A Figura 64 mostra as áreas do contato.

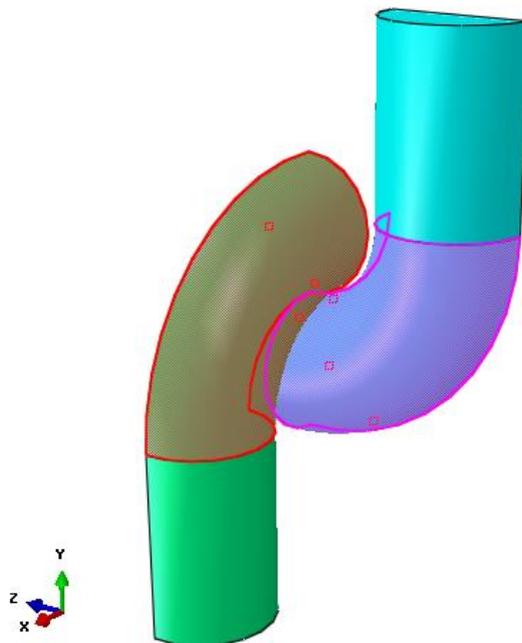


Figura 68: Interação do contato entre as partes

3.3.5 Condições de contorno

Para o modelo 3D, as restrições adotadas foram as condições de simetria no eixo x, y e z. Na Figura 69 são mostradas as condições de contorno adotadas para as análises, sendo a face em vermelho a simetria em z, a em verde em x e a face azul está aplicada a simetria em no eixo y. Vale ressaltar que a simetria representa o deslocamento zero no eixo em que está a simetria e as rotações nos outros eixos também é nulo.

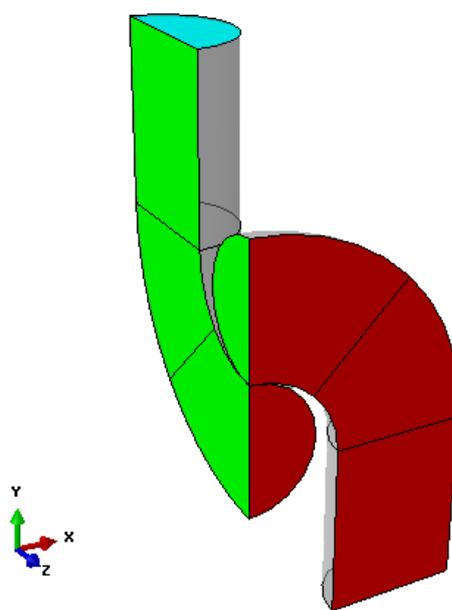


Figura 69: Condições de contorno aplicadas

3.3.5 Carregamentos aplicados

Os carregamentos considerados nesta análise foram o *proof load*, o descarregamento, a aplicação da carga operacional equivalente a 360 tonf. e em seguida uma carga de operação menor. A aplicação de duas cargas de operação foi para simular o ensaio realizado no Centro de Pesquisa da Petrobras-CENPES, onde os elos foram submetidos ao ensaio de fadiga em uma máquina com capacidade de 500 tonf., ciclados entre 80 e 360 tonf [30].

O *proof load* é somente aplicada no primeiro passo, seguida pelo descarregamento até a carga zero (etapa de descarregamento) e finalmente é aplicada a carga operacional 1 e em seguida a carga de operação 2. O Gráfico abaixo ilustra as quatro etapas de carregamento.

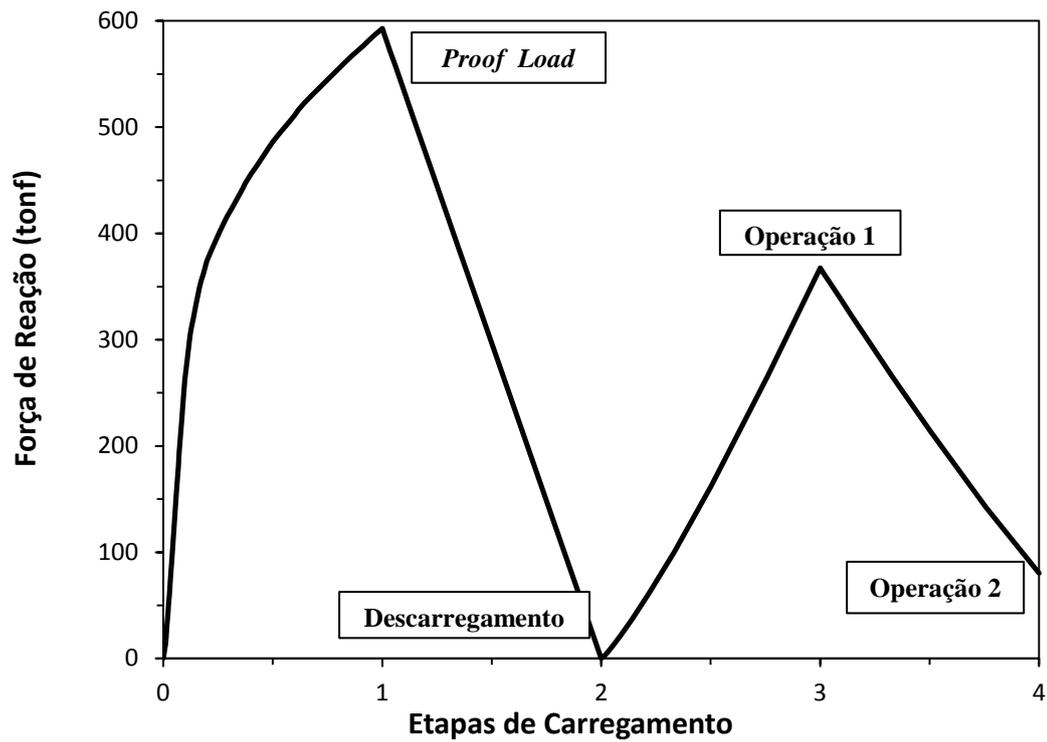


Figura 70: Cargas aplicadas

As etapas de carregamento só foram aplicadas no estudo elastoplástico (3D_EPc). Já no estudo linear elástico só foi aplicado uma carga para verificação do nível de tensões no cenário de operação.

Para atingir o valor necessário das cargas foi aplicado um determinado deslocamento na face inferior do elo em verde em cada etapa de carregamento, onde é possível visualizar setas em azul e laranja na direção do eixo y.

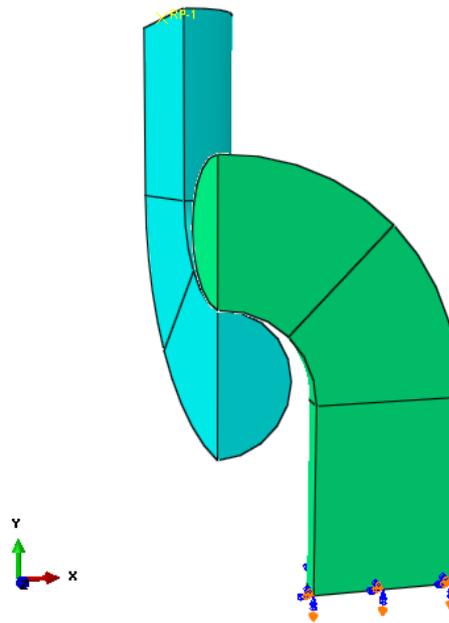


Figura 71: Local de aplicação das cargas

No estudo linear elástico, foi utilizado o mesmo método para atingir o valor da carga de operação, como dito anteriormente, foi empregada somente uma etapa de carregamento, visto que o modelo não possui plasticidade.

Capítulo 4

São apresentados nesta etapa do projeto todos os resultados obtidos com os modelos apresentados. Assim será possível observar se os efeitos do *proof load* são benéficos e expor, posteriormente o efeito na vida em fadiga deste componente mecânico.

4.1 Resultados

Conforme citado anteriormente, foi aplicado um deslocamento correspondente a carga de operação máxima equivalente à 360 tonf para o grau R3 com o elo de 105 mm [15]. As Figuras abaixo representam a tensão equivalente de von Mises para os modelos feitos. Foram feitos quatro modelos, dois modelos bidimensionais e dois tridimensionais.

Para todos os modelos a avaliação dos resultados é feita a partir das forças de reação encontradas na aresta onde foi aplicada a simetria em x para o modelo bidimensional e para o modelo 3D é analisada a face onde foi utilizada a simetria em y.

As simulações numéricas elastoplásticas são desenvolvidas para estimar a distribuição de tensão residual nos elos sem malhetes antes de entrarem em operação, conforme encontrado na literatura disponível. É importante observar que na análise dos modelos elásticos não há tensões residuais antes de entrarem em operação [31].

4.1.1 Verificação das análises

Com o objetivo de verificar a autenticidade do trabalho é feita uma comparação das tensões longitudinais nos modelos criados. Para isso são criadas três seções (A, B e C) ao longo do diâmetro do elo, isso é mostrado na Figura abaixo.

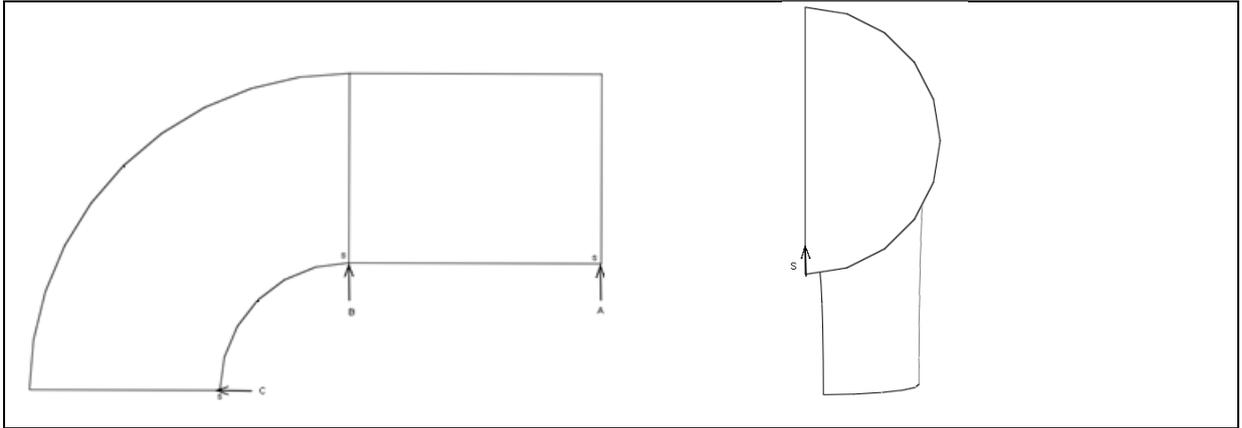


Figura 72: Seções analisadas

A verificação foi feita no cenário de operação, onde é aplicada uma carga de 3531.6 kN (360 tonf). É importante ressaltar que os modelos elásticos são utilizados para confirmar a veracidade do modelo de elementos finitos. Isso é feito a partir da comparação do modelo analítico com os estudos lineares elásticos.

Como esperado, quando feito uma comparação entre os modelos elásticos e elastoplásticos, é observado que os níveis de tensões nos modelos elásticos são consideravelmente maiores. Quando os modelos são confrontados no cenário de operação, como expostos nos Gráficos abaixo, percebe-se que a análise elástica não é um modelo ideal para sustentar uma análise de integridade estrutural confiável nesse tipo de componente mecânico.

É notado um valor maior de tensão equivalente para o modelo com área equivalente ao esforço do momento. Isso se dá, pois os valores das tensões são divididos por uma área menor, como mostrado na Seção 3.2.1.

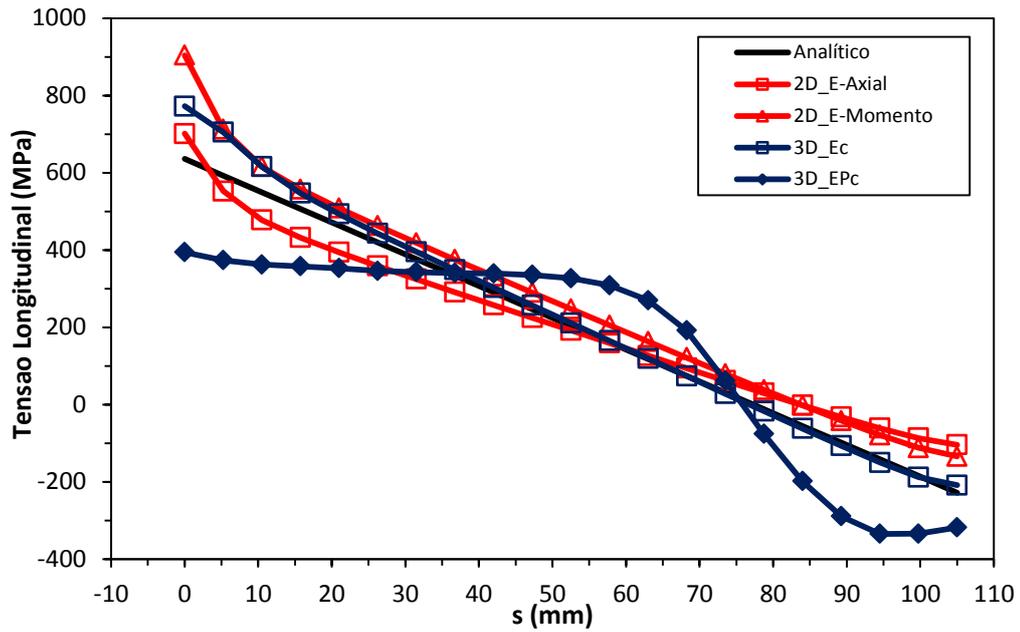


Figura 73: Tensão longitudinal para carga de operação (360 tonf) na seção A

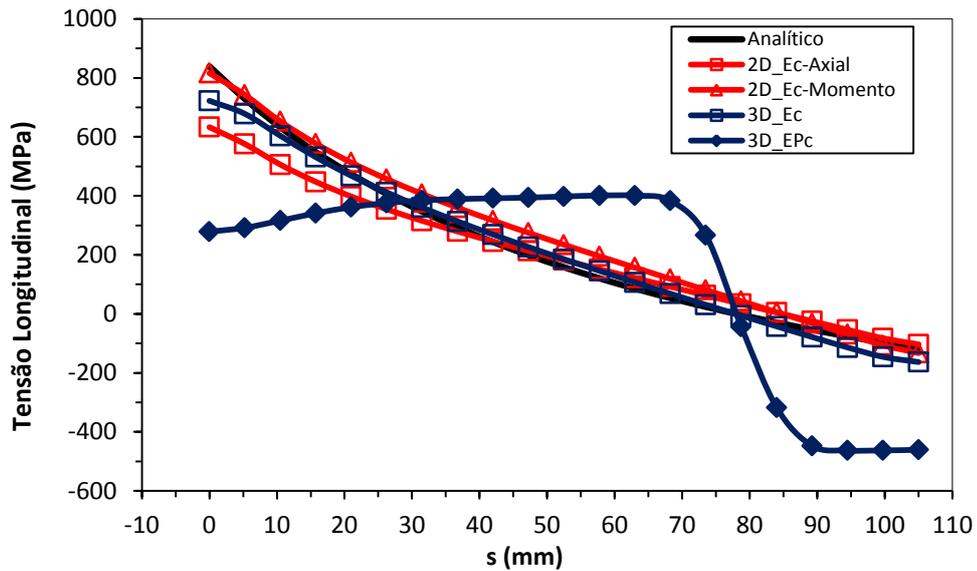


Figura 74: Tensão longitudinal para a carga de operação (360 tonf) na seção B

Nota-se que os gráficos para a seção A e B possuem uma distribuição de tensão longitudinal semelhante. Porém, para a seção A, a equação que rege a distribuição de tensão é linear e para a seção B é curva. Isso é evidenciado claramente no Gráfico 75, onde $\sigma_{min_reto}(r)$ é a distribuição de tensão para a seção A e $\sigma_{min_reto}(r, 0)$ é para a seção B.

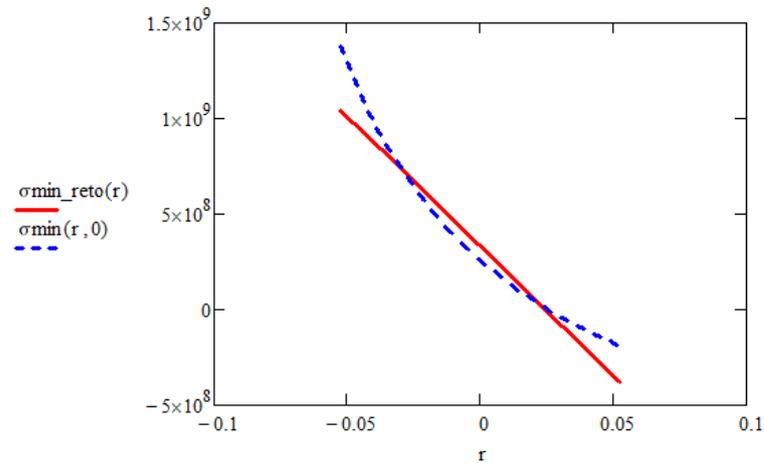


Figura 75: Distribuição de tensão longitudinal para a seção A e B

Os resultados numéricos para a seção C mostram que próximo do contato se tem altos valores de tensões longitudinais, até mesmo para o modelo elastoplástico. Isso acontece devido a grande deformação ocasionado pelo *proof load* e pelo próprio contato.

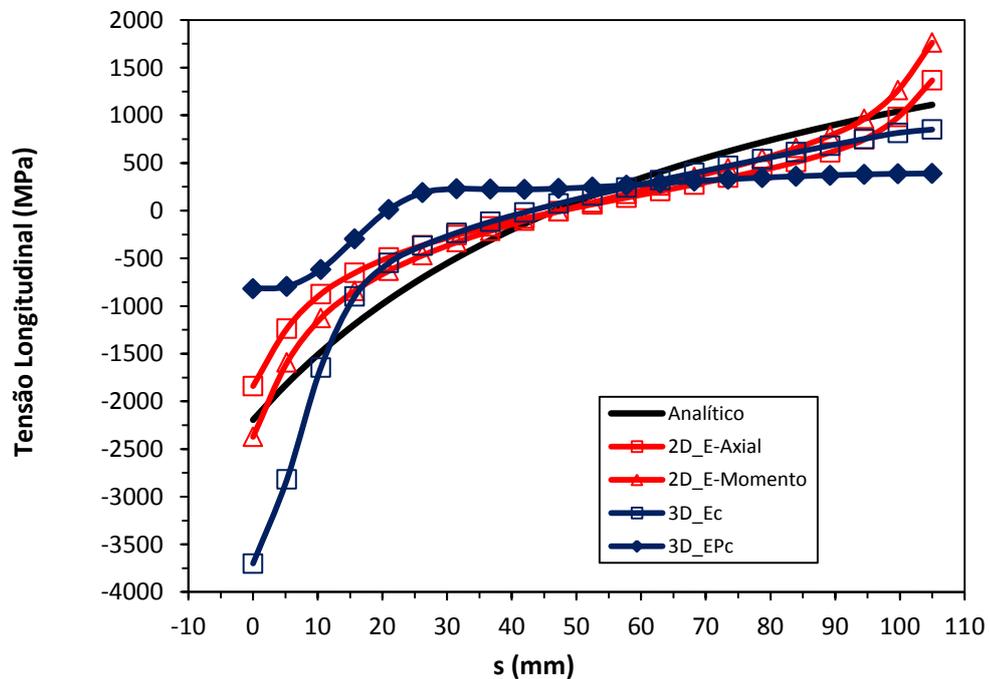


Figura 76: Tensão longitudinal para carga de operação (360 tonf) na seção C

Nota-se que o modelo numérico se aproxima bastante dos cálculos analíticos, tendo uma média de variação em torno de 11.47% para o esforço axial e uma variação de 9.4% para o momento fletor. Sendo, portanto, um bom modelo linear elástico 2D para representar o elo.

Abaixo são mostrados os valores de tensão equivalente de von Mises para os modelos analisado no cenário de operação. Foi feita uma limitação para mostrar a distribuição de tensão no modelo.

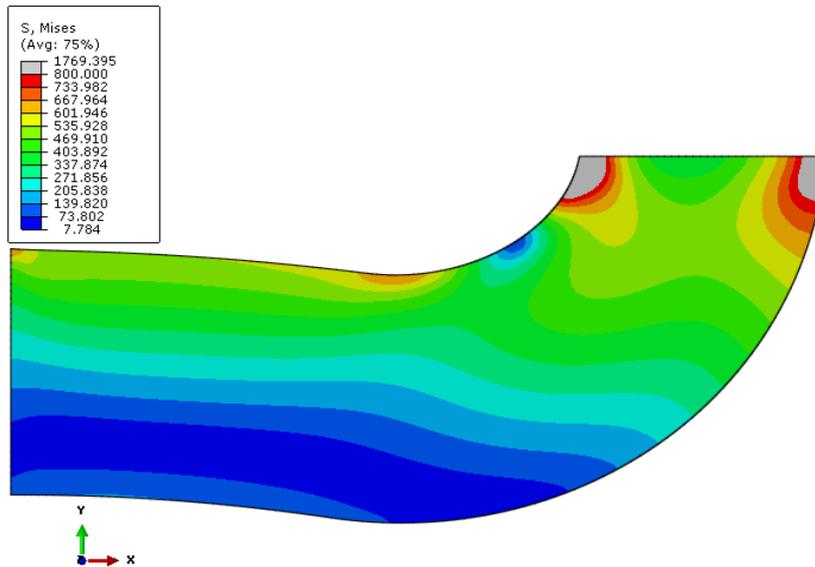


Figura 77: Tensão equivalente de von Mises (MPa) para o modelo 2D_E-Axial no cenário de operação 1

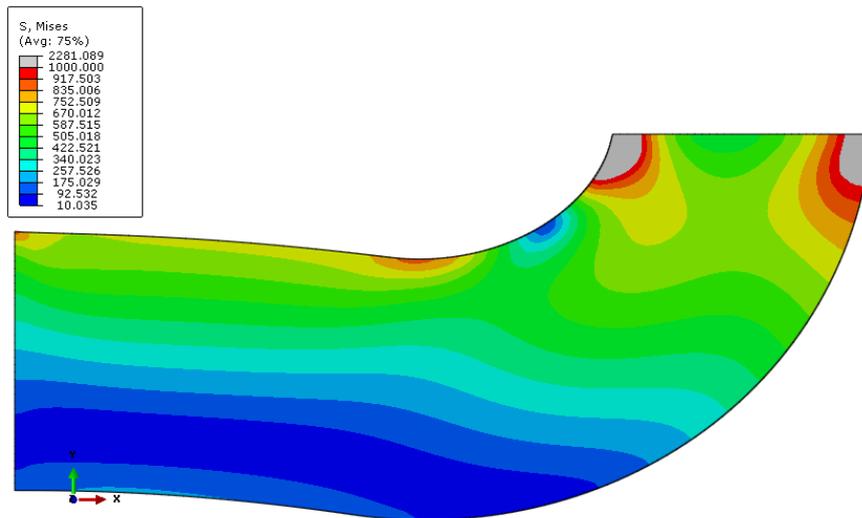


Figura 78: Tensão equivalente de von Mises (MPa) para o modelo 2D_E-Momento no cenário de operação 1

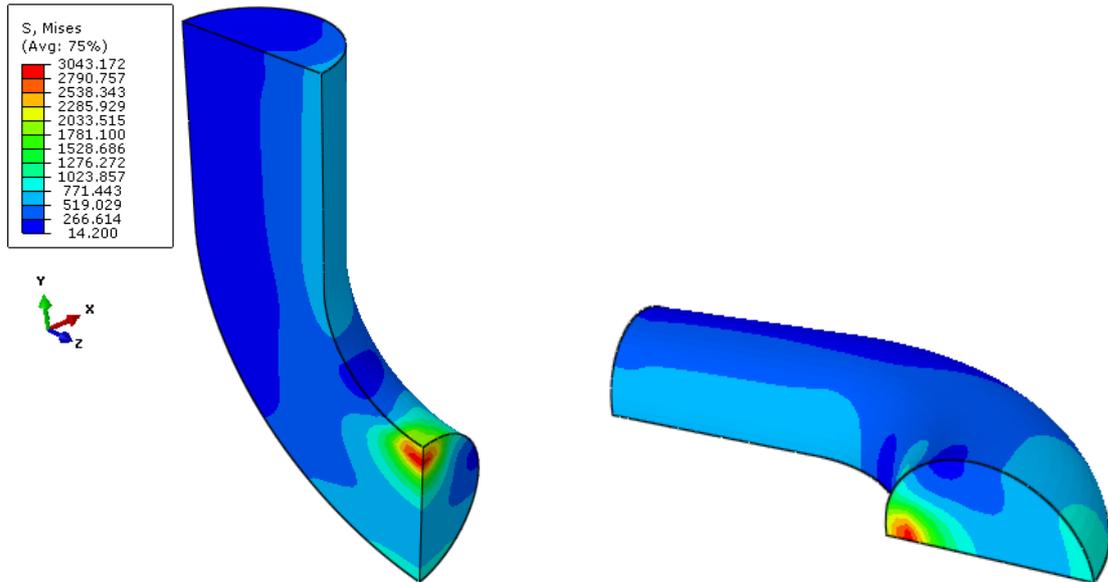


Figura 79: Tensão equivalente de von Mises para o modelo 3D_Ec no cenário de operação 1

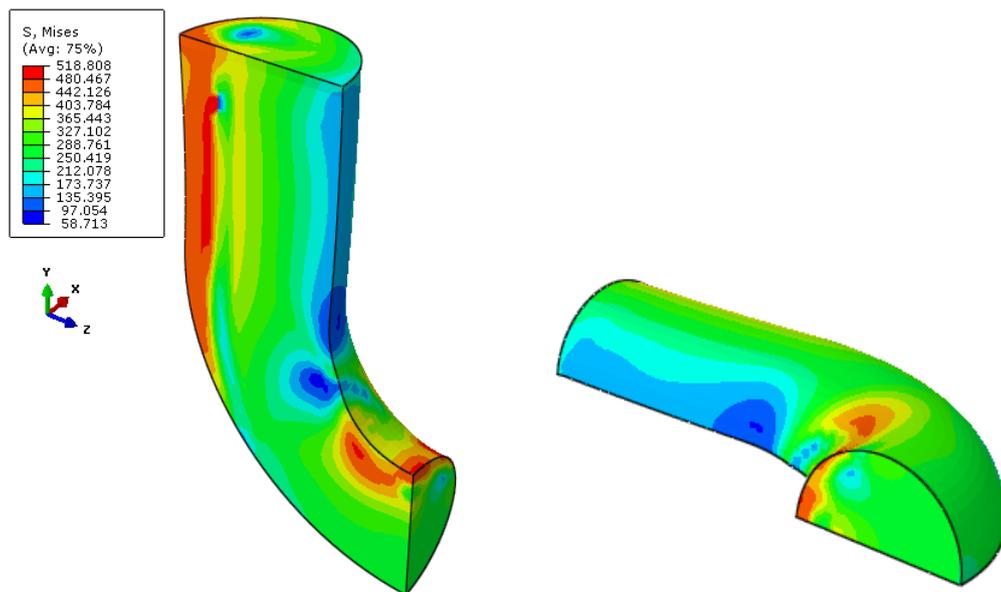


Figura 80: Tensão equivalente de von Mises para o modelo 3D_EPc no cenário de operação 1 (360 tonf)

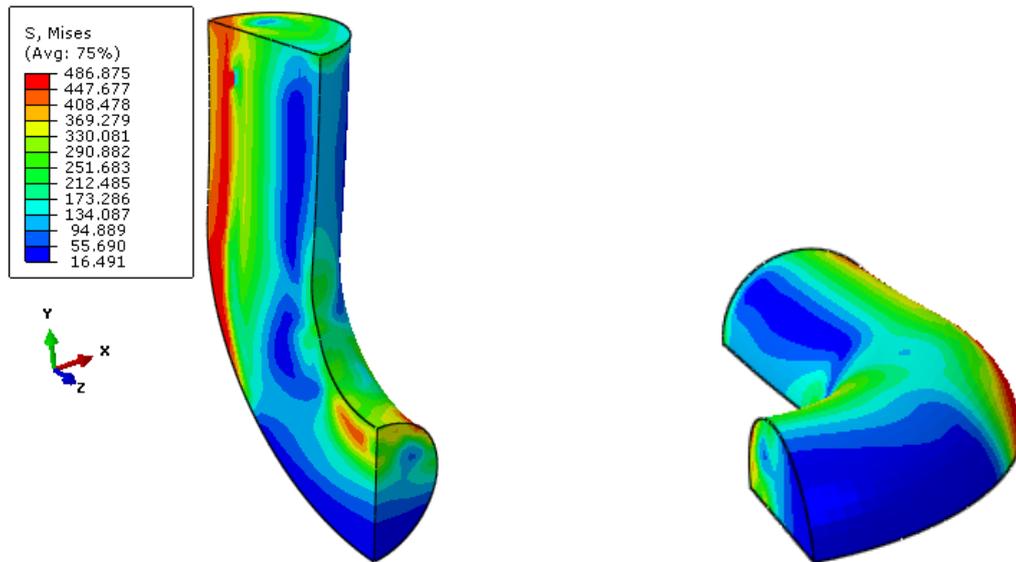


Figura 81: Tensão equivalente de von Mises para o modelo 3D_EPc no cenário de operação 2 (80 tonf)

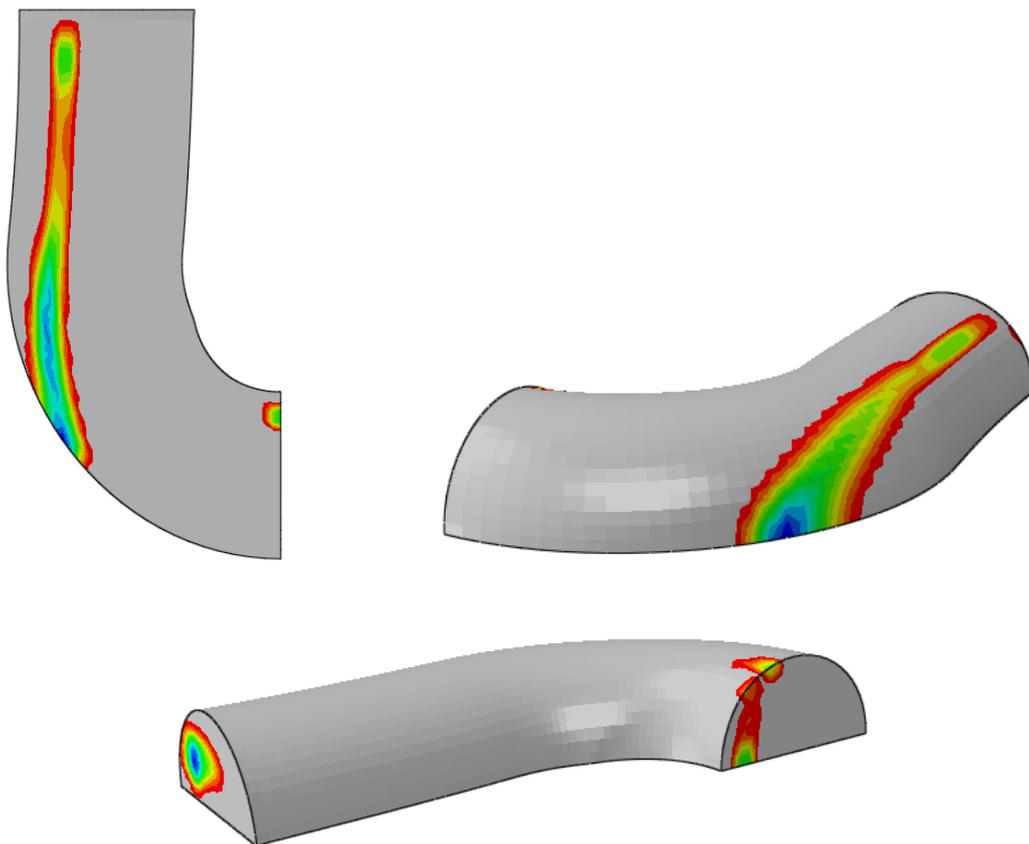


Figura 82: Regiões acima do limite de escoamento no carregamento de prova para o modelo 3E_EPc

4.1.2 Análise das tensões residuais

Os resultados numéricos mostram que, após a aplicação do *proof load*, o elo apresenta elevados valores de tensão. O modelo 3D elastoplástico mostra que ocorre uma grande deformação em todo o componente devido à aplicação do *proof load*.

Como consequência disto, altos valores de tensões residuais, maiores que o limite de escoamento, são observados após a remoção da carga. Na Figura 83 são mostradas as tensões residuais ocasionadas pelo *proof load*. É possível observar que a distribuição de tensões nesta etapa está de acordo com a literatura disponível [31].

É importante mencionar que as elevadas tensões residuais de compressão são observadas nas regiões de maiores tensões desenvolvidas durante a aplicação do *proof load*. Os efeitos desses campos de tensões residuais podem ser extremamente benéficos para o componente em relação à vida a fadiga, pois o elo está sujeito à cargas menores do que o *proof load*. Portanto, é possível ter campos de tensões residuais compressivas em operação.

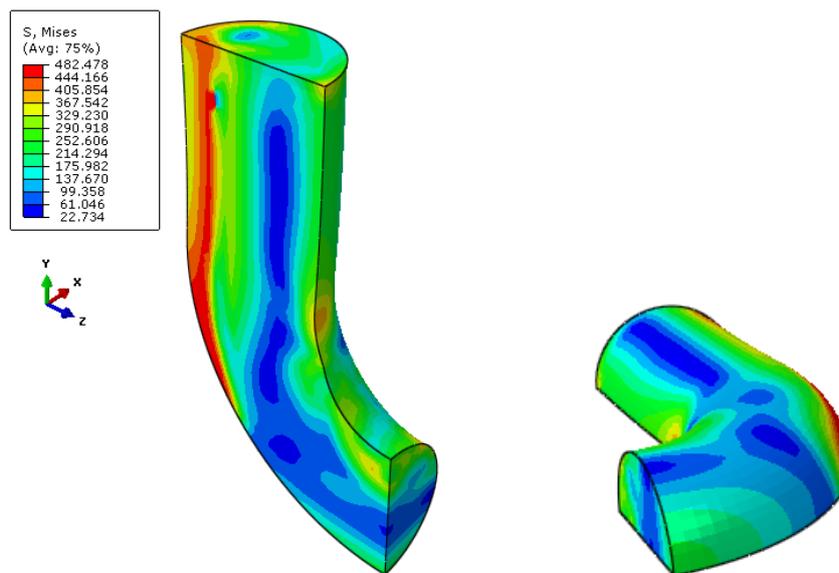


Figura 83: Tensão equivalente de von Mises residuais para o modelo 3D_EPc

No gráfico abaixo é mostrado para as seções A, B e C a distribuição de tensão longitudinal residual previsto pelos modelos elastoplástico. Nota-se que os resultados estão compatíveis com as referências utilizadas neste projeto [31].

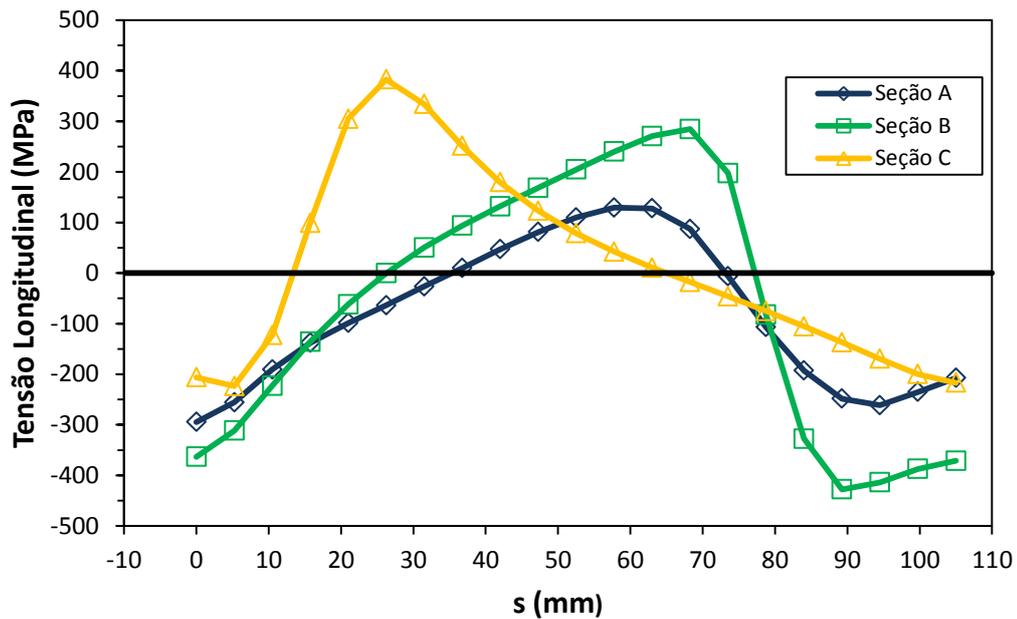


Figura 84: Distribuição da tensão longitudinal residual nas seções A, B e C para o modelo 3D_EPc

4.1.2 Análise de fadiga

Para realizar a análise de fadiga é utilizada a norma classificadora API-RP-2SK [5], cuja qual fornece uma metodologia baseado nas curvas $T-N$ (força x número de ciclos). Estas curvas são normalmente empregadas com o objetivo de prever a vida em fadiga de componentes de ancoragem. Esse método é exclusivamente na carga aplicada no componente e não considera o estado de tensão provocado pela carga. A equação utilizada no método TN é:

$$K = NR^M \quad (4.1)$$

Onde N é o número de ciclos, R é a razão entre a diferença de carga aplicada e o limite de resistência do material. M e K são parâmetros do material retirados da norma API-RP-2SK. Para elos sem malhete, é recomendado o valor de 3 e 316 para o de M e K respectivamente.

Neste projeto é assumido o valor de uma carga cíclica que varia de 360 a 80 tonf e o valor de limite de resistência é equivalente à 892.56 tonf de acordo com IACS-W22[15]. Tomando esses valores resulta num R igual à 0.31. Para essas condições é estimada uma vida em fadiga igual a 10,240 ciclos.

Para ser ter outros parâmetros em relação à vida em fadiga, é feita uma comparação direta entre as curvas TN , SN e o ensaio de fadiga em escala real realizado em trabalhos

anteriores [30]. As curvas SN são adotadas para componentes mecânicos tradicionais submetidos a carregamentos cíclicos.

Utilizando a curva modificada de Goodman, será considerada a tensão média para estimar a vida em fadiga do elo sem malhete. Para isso, a tensão equivalente de von Mises será retirada das seções analisadas no modelo elastoplástico. A tensão mínima equivalente é retirada na fase de descarregamento do modelo e a tensão máxima é retirada na condição de operação máxima (360 tonf) [29].

Para encontrar o valor do limite de endurance (S_e) é utilizada a Equação abaixo:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (4.2)$$

Sendo o fator de acabamento superficial (k_a) adotado para laminado à quente:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (4.3)$$

Tabela 12: Parâmetros para k_a

Acabamento superficial	a (MPa)	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado à frio	4,51	-0,265
Laminado à quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

O fator de tamanho (k_b) é encontrado pela Fórmula 4.4

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} & \text{para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & \text{para } 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4.4)$$

Para o modelo em questão, foi adotado um d para barra de seção circular não-rotativa, assim d é multiplicado por 0.370.

O fator de carregamento (k_c) foi empregado para carregamento de flexão, logo o k_c é unitário. O fator de temperatura (k_d) foi adotado para temperatura ambiente, logo o valor também é unitário e, finalmente, para o fator de confiabilidade foi admitido um valor igual a um. Com isso é obtido um valor equivalente a 163.242 MPa para S_e .

Para o cálculo do número de ciclos são utilizadas as Equações 4.5, 4.6, 4.7 [29].

$$N = \left[\frac{\sigma_a^{vonMises}}{a} \left(1 - \frac{\sigma_m^{vonMises}}{S_u} \right)^{-1} \right]^{1/b} \quad (4.5)$$

Onde:

$$a = (0.9 S_{ut})^2 / S_e \quad (4.6)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 S_{ut}}{S_e}\right) \quad (4.7)$$

Na Tabela abaixo são apresentados os parâmetros de tensão média ($\sigma_m^{vonMises}$) e alternada ($\sigma_a^{vonMises}$) necessários para estimar o número de ciclos.

Esses valores representam o ponto crítico na seção analisada. O critério para a seleção deste ponto foi o que possuísse a maior diferença entre a tensão mínima e máxima. Nota-se que nesse ponto é o que tem o menor número de ciclos para a seção. O estudo de fadiga só foi realizado para o modelo elasto-plástico 3D.

Tabela 13: Parâmetros para cálculo da vida a fadiga

Seção	s (mm)	$\sigma_m^{vonMises}$ (MPa)	$\sigma_a^{vonMises}$ (MPa)
A	37	262.665	100.865
B	32	208.69	141.34
C	0	357.625	122.695

Os Gráficos abaixo mostram os valores de tensão equivalente na fase de descarregamento e na operação. A linha preta mostra onde se tem a maior diferença entre esses dois cenários.

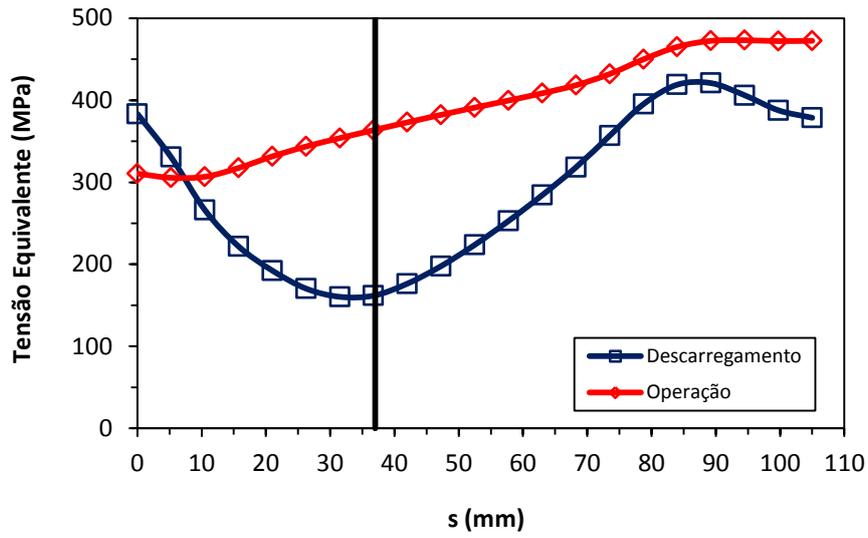


Figura 85: Seção A

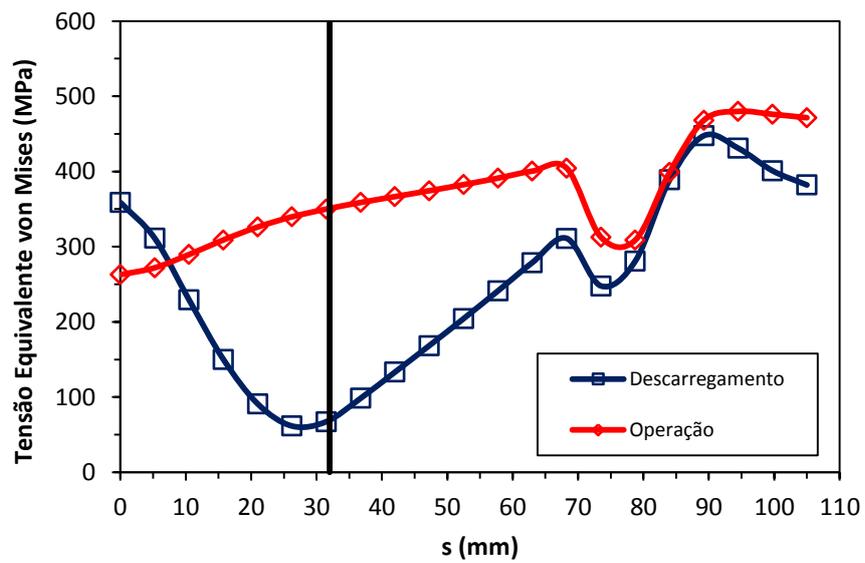


Figura 86: Seção B

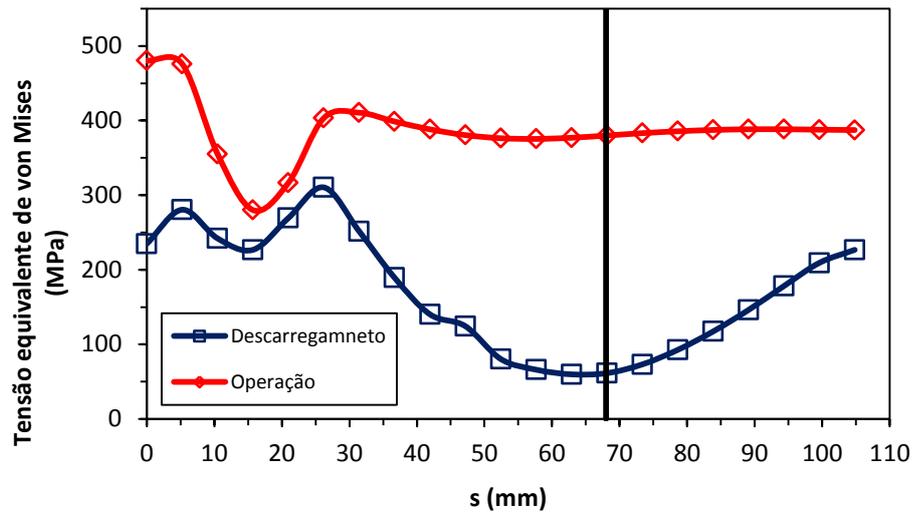


Figura 87: Seção C

Os valores de N obtidos foram:

Tabela 14: Vida a fadiga prevista

Seção	$N-SN$	$N-TN$	Experimental
A	1.5×10^6	10,240	55,000
B	4.8×10^5		-
C	2.5×10^5		-

É importante observar que tanto para a seção A e B os valores com menor número de ciclos coincidiram com a maior diferença entre a tensão residual e de operação. Isto não acontece para a seção C, pois o valor de tensão média é consideravelmente alto, causando um menor valor de N em outro lugar da seção (região de contato).

O Gráfico 88 representa o número de ciclos para cada ponto analisado em uma determinada seção. Tanto para a seção A quanto para a B, a falha ocorre no interior da seção. Já para a seção C, a falha é prevista na região de contato.

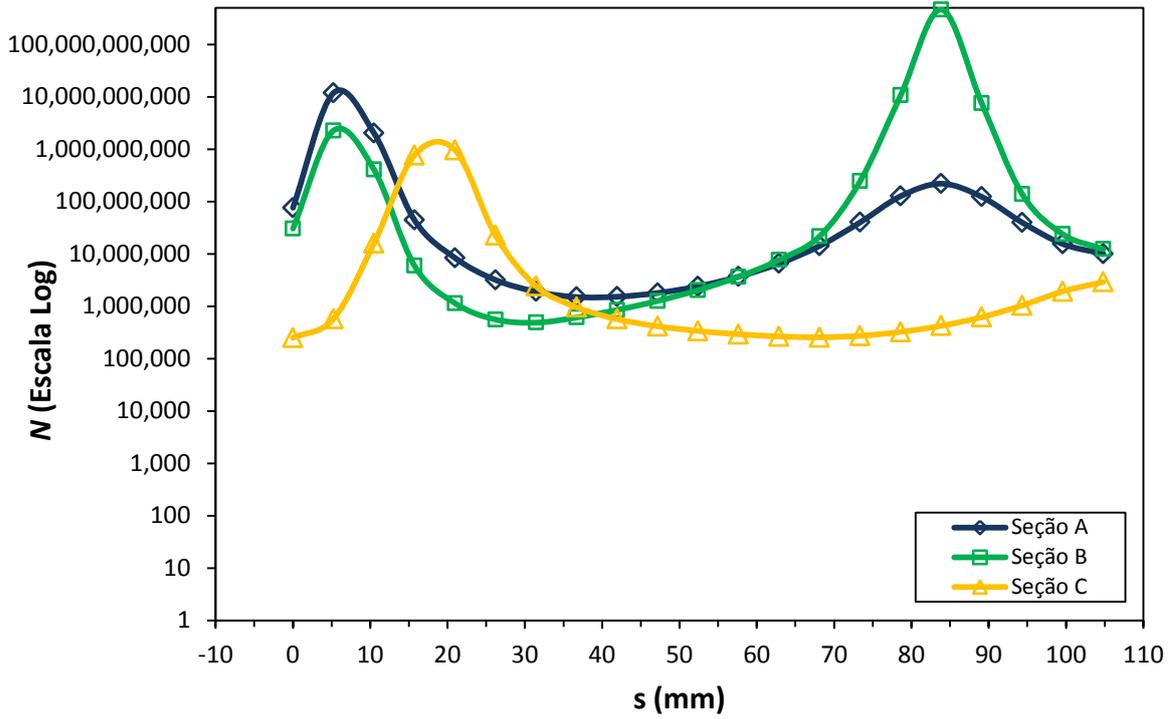


Figura 88: Gráfico $N \times s$

Abaixo é mostrado o diagrama para Goodman Modificado.

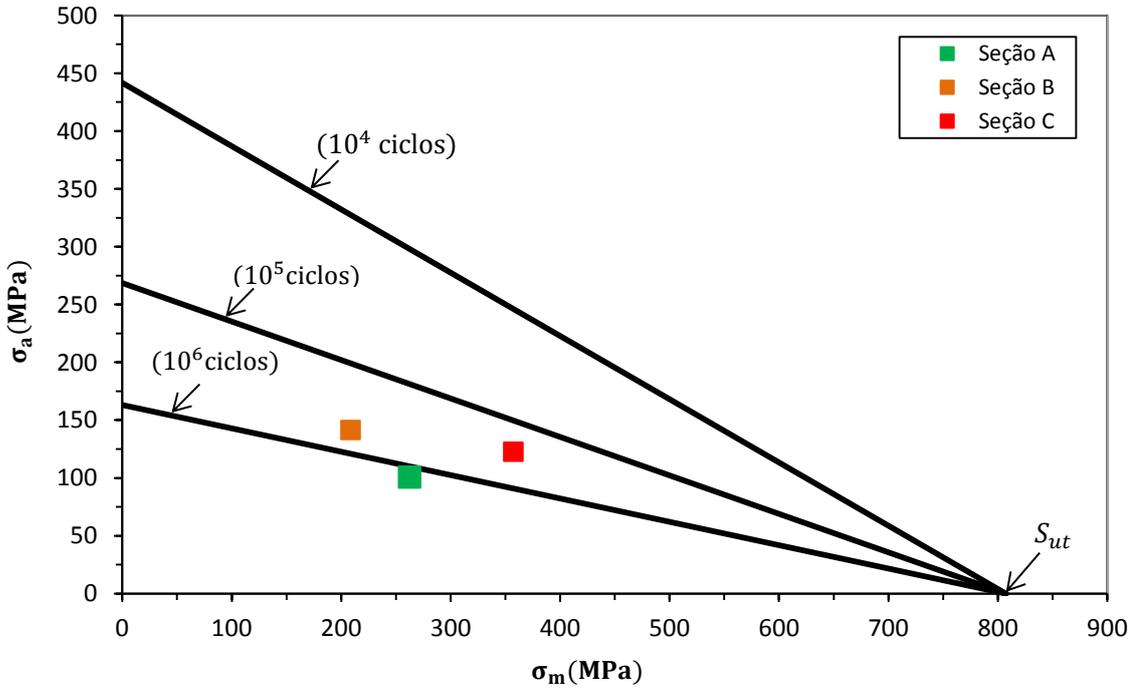


Figura 89: Diagrama de viga a fadiga

É importante ressaltar que para a seção C, é a região que possui o contato, e a tensão residual ali é de compressão. Isso permite a nucleação de trincas, mas não a sua propagação [31]. A região crítica associada a uma possível falha está localizada no lado oposto, em $s = 105$ mm. Nesta região, uma tensão média de 298 MPa e uma tensão alternada de 90 MPa, são observados, resultando numa vida prevista de 2.9×10^6 número de ciclos, nota-se isso no Gráfico 88.

Capítulo 5

Neste capítulo serão expostas as conclusões obtidas a partir dos estudos analisados. Em seguida, são apresentadas algumas sugestões para futuros trabalhos.

5.1 Conclusão

O trabalho desenvolvido apresentou um estudo sobre o efeito das tensões residuais causados pela aplicação do *proof load* na integridade estrutural de elos sem malhetes utilizados para ancoragem em plataformas *offshore*.

A primeira conclusão obtida foi que o modelo numérico linear elástico 2D e o modelo analítico, apesar de apresentarem resultados próximos entre si, não representam fielmente a realidade, sendo conservativos. Isso se dá, pois não conseguem quantificar o campo de tensões residuais gerado durante o *proof load*, já que não consideram o comportamento plástico do material. Logo, a aplicação do *proof load*, o qual tem o objetivo de plastificar o elo, não exerce sua função.

A plastificação é um fator importante a ser considerado, pois é uma não linearidade constitutiva que promove a redistribuição das tensões. Assim, são obtidas tensões menores em comparação aos modelos elásticos. Outro fator que não é levado em conta, no modelo 2D é o fenômeno do contato, o qual também tem como resultado a redistribuição das tensões no elo [34, 35, 36].

Um modelo tridimensional elastoplástico utilizando elementos finitos foi desenvolvido para determinar o campo de tensões residuais para um elo de 105 mm. Simulações numéricas mostram que altos valores de tensões residuais são obtidos antes de entrarem em operação com a aplicação do *proof load*. Estes resultados sugerem que a análise elástica dos elos não é suficiente para suportar uma análise de fadiga confiável para este tipo de componente mecânico [31].

Um método simplificado (*SN*) foi usado para estimar a vida em fadiga dos elos de amarra. Os resultados mostram que os valores obtidos pelo método T-N são menores que os valores obtidos pelo S-N.

Foi possível observar em estudos já feitos, um ensaio de fadiga em escala real para o mesmo componente em estudo nesse trabalho [30]. A ruptura ocorreu em um elo sem malhete com 55,000 ciclos, valor bem superior ao estimado pelo método *TN*. Isso mostra que o estudo

baseado no método *TN* é conservativo. O procedimento para cálculo de vida a fadiga pelas curvas *TN* é retirado da Norma API-RP-2SK, cuja qual é uma norma de projeto. Logo, esta será conservativa, pois considera um fator de segurança, resultando num número menor de ciclos que normalmente não acontece no cenário real.

Para o método *SN*, o menor número de ciclos foi equivalente a 2.5×10^5 na seção C. Este procedimento é baseado nas tensões equivalentes resultantes do modelo de elementos finitos. Este não considera defeitos superficiais e outros problemas que são considerados no ensaio em escala real. E para o cálculo de fadiga o fator de acabamento superficial é no estado laminado à quente, o que realmente não acontece no ensaio de fadiga. Logo, é possível observar um número maior de ciclos para o procedimento *SN*.

Para o ensaio de fadiga, a ruptura aconteceu na parte reta do elo (seção A), e para o modelo numérico, neste projeto, ocorre na seção C.

Verificou-se que para a Seção A e B, os locais que tiveram menor número de ciclos não foram em pontos externos no elo conforme os resultados vistos na literatura. Isso se dá pelo fato de se ter altos valores de tensão residual compressiva nos pontos externos na geometria do elo ocasionados pela aplicação do *proof load*, como mostrado no Gráfico 84.

5.2 Sugestões

De acordo com trabalhos já realizados [30, 31, 34], é mostrado que a condição do material influencia significativamente o campo de tensão residual causado pelo *proof load*, tendo um efeito preponderante sobre a integridade estrutural dos elos. Logo, é recomendado, realizar uma análise mais detalhada, envolvendo diferentes condições dos materiais. Outra sugestão é fazer simulações numéricas considerando um material multilinear.

Além disso, é necessário realizar uma validação experimental dos modelos elaborados neste trabalho num programa experimental para medir tensões residuais com extensometria.

A título de referência e em função dos resultados da validação experimental, podem ser realizados estudos de sensibilidade de refinamento de malha para permitir a estimativa das tensões atuantes com maior precisão.

Para futuros trabalhos poderia também, considerar a perda de espessura devido à corrosão e a temperatura ocasionada pelo ambiente de operação do elo.

Referências Bibliográficas

- [1] THOMAS, José Eduardo. *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*. Rio de Janeiro: Interciência, 2001.
- [2] LEAL, Silvia Naira da Cruz Cesar. *Corrosão em Elos de Amarras Offshore: um estudo de caso*. 2003. 150 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Ciências da Engenharia Metalúrgica, Departamento de Ciências dos Materiais de Metalurgia, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.
- [3] PACHECO, P.M.C.L., KENEDI, P.P., DE MEDEIROS, L.F.F., GAMA, H.S. E JORGE, J.C.F.; *Effect of Mean Load on the Fatigue Life of Studless Chain Links*, CONEM 2004 – III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Belém - PA, Agosto de 2004.
- [4] API Specification 2F, *Specification for mooring chain*, 6th edition, June, 1997.
- [5] API-RP-2SK, *Recommended Practice for design and Analysis of Station keeping Systems for Floating Structures*. American Petroleum Institute, 1995.
- [6] DNV, *Rules for Classification of Mobile Offshore Unit*, Part 6 – Chapter 2 Det Norske Veritas, 1989.
- [7] ABS, *Guide of Offshore Mooring Chain*, 1a Edition, ABS, 1999.
- [8] Manual Abaqus, User Guide, 2010.
- [9] ELLWANGER, Gilberto Bruno. *Ancoragem e fundação offshore*. 01 jul. 2009, 01 jan. 2010. Notas de Aula.
- [10] Chakrabarti, S.K. Ed.(2005), *Handbook of Offshore Engeneerig*; Vols I and II, Elsevier. Oxford, UK.
- [11] Boom, W de et al. “*Floating production systems*” - 17th International ship and offshore structures Congress, 16-21 August 2009. Seoul, Korea.
- [12] NATHALIE; THIAGO. *Relatórios Acadêmicos*. Disponível em: <http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2011/NathalieThiago/relat1/C>. Acesso em: 09 nov. 2013.
- [13] PAIVA, M. A. C. *Integridade de Sistemas de Ancoragem: Contribuição às Metodologias de Análise*. Dissertação de Mestrado, CEFET-RJ, Outubro de 2000.
- [14] MACHADO dos Santos, C.P.M., *Análise de Risers e de Linhas de Ancoragem*, Dissertação de Mestrado, COPPE, UFRJ, 1998.
- [15] IACS, Unified IACS Requirements Concerning Materials and Welding – W22 *Offshore Mooring Chain*, International Association of Classification Societies, 1993.

- [16] COSTA, L. C. S., “*Polyester mooring systems – Petrobras experience*”. In: DOT, 2002, Rio de Janeiro. Anais. Rio de Janeiro: DOT, 2002.
- [17] Catálogo de Materiais de Ancoragem – Petrobras.
- [18] BRASCORDA, *Cabos navais Titan*. Disponível em: <<http://brascorda.com.br/prod6/php>> Acesso em 14 jun. 2013.
- [19] VICINAY, “*Offshore anchors*”, Disponível em: <http://www.vicinaycadenas.com/offshore_anchors.html#uno> Acesso em 12 jan. 2003.
- [20] ISO 1704 – *Shipbuilding Steed Link Anchor Chains*, International Standard, 1991.
- [21] BRASILAMARRAS, *Acessórios offshore*, Disponível em: <http://www.brasilamarras.com/download/carga_ruptura.pdf> Acesso em 12 jun. 2013.
- [22] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT/CB - 50: Estruturas Oceânicas - Amarras - Parte 5: Elo desmontável.
- [23] DOWLING, N.E. *Mechanical Behaviour of Materials*. Prentice Hall : New Jersey 1999 2 ed. cap.9.
- [24] FUCHS, H. O. STEPHENS, R. I. *Metal fatigue in engineering* John Wiley & Sons : New York 1980 cap 3.
- [25] WILLEMS, N., EASLEY, J.T., ROLFE, S.T., *Resistência dos Materiais*, São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- [26] SURESH, S., *Fatigue of Materials*, 2 ed, Cambridge, Cambridge University Press, 1994.
- [27] BRANCO, C.M., *Fadiga de Estruturas Soldadas*, Fundação Calouste, 1986.
- [28] API-RP-2A, *Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms*, 20ª edição, 1993.
- [29] SHIGLEY, J.E. e MISCHKE, C.R., “*Mechanical Engineering design*”, McGraw Hill International”, fifth edition, 1989.
- [30] JORGE, J.C.F., DE SOUZA, L.F.G. PACHECO, P.M.C.L., KENEDI, P.P., DINIZ, J.L.C., DOS SANTOS, O.R.F., “*Avaliação de Propriedades Mecânicas de Elos de Amarras de Aço de Alta Resistência Submetidos a Ensaio de Fadiga*”, CONEM 2010 – IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande - PB, Agosto de 2010.
- [31] PACHECO, P.M.C.L., KENEDI, P.P., JORGE, J.C.F., SAVI, M.A. E GAMA, H. *Finite Element Residual Stress Analysis Applied to Offshore Studless Chain Links*, OMAE'2004 – 23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, June 20-25, 2004, Vancouver, Canada.

[32] BEER, F.P., JOHNSTON Jr., E.R., *Resistência dos Materiais*, 3º ed., Makron Books do Brasil Editora Ltda, São Paulo, 1996.

[33] BORESI, A. P., SIDEBOTTOM, O M., Seely, F. B., et all, *Advanced Mechanics Of Materials*, 3ª Edition, New York, John Wiley and Sons, 1978.

[34] PACHECO, P.M.C.L., KENEDI, P.P. E JORGE, J.C.F.; *Elastoplastic Analysis of the Residual Stress in Chain Links*, OMAE'2002 - 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Olslo, Noruega, Junho de 2002.

[35] PACHECO, P.M.C.L., KENEDI, P.P., JORGE, J.C.F. E AUGUSTO M. COELHO DE PAIVA; *Analysis of the Influence of Mechanical Properties on the Residual Stress in Offshore Chain Links Using the Finite Element Method*, OMAE'2003 - 22st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Cancun, México, Junho de 2003.

[36] SHOUP G.J., TIPTON S.M. and SOREM Jr., “The Effect of Proof Loading on the Fatigue Behavior of Stud Link Chain” *International Journal of Fatigue*, No.14 (1), pp.35-40, 1992.

Apêndice I

Memória do Cálculo Analítico

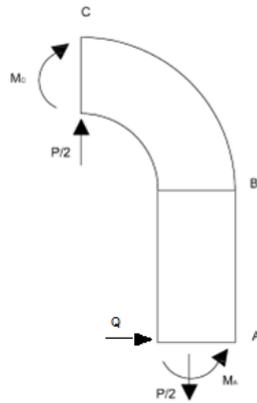


Figura 90: Forças Atuantes

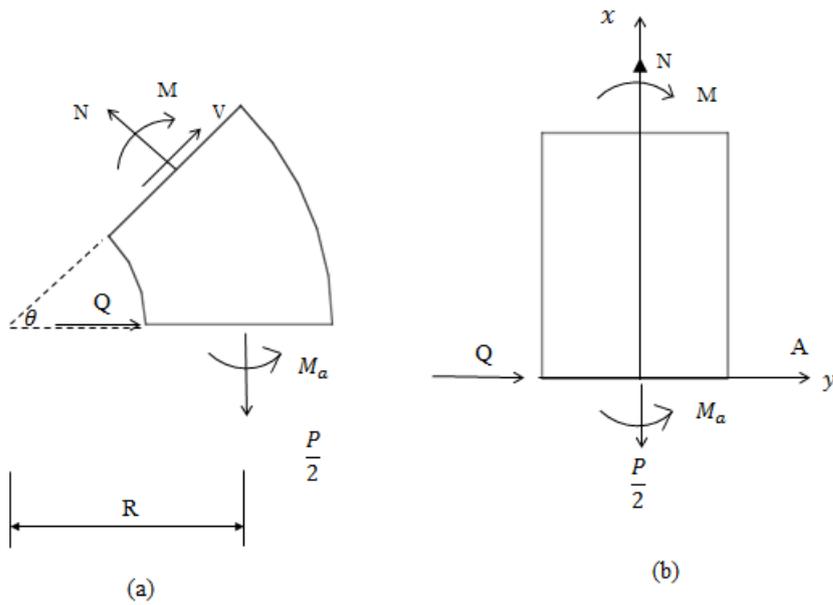


Figura 91: Equilíbrio de força

Para a seção reta AB:

$$\uparrow + \sum F_x = 0 \quad \therefore N - \frac{P}{2} = 0 \quad \therefore N = P/2$$

$$+ \sum M_z = 0 \quad \therefore -M + M_A = 0 \quad \therefore M = M_A$$

Esse problema é estaticamente indeterminado, logo para encontrar M_A é necessário utilizar o Teorema de Castigliano para adicionar uma equação e encontrar o valor de M_A .

Sabendo que na seção A, devido a condições de simetria, o ângulo deve ser nulo.

$$\phi_A = \frac{\partial U}{\partial M_A} = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial M_A} = \frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} + \frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A}$$

$$U_{AB} = \int_0^{L_{AB}} \frac{N^2}{2AE} dx + \int_0^{L_{AB}} \frac{M^2}{2EI} dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{2}{2AE} \int_0^{L_{AB}} N \frac{\partial N}{\partial M_A} dx + \frac{2}{2EI} \int_0^{L_{AB}} M \frac{\partial M}{\partial M_A} dx$$

$$\frac{\partial N}{\partial M_A} = 0 \text{ e } \frac{\partial M}{\partial M_A} = 1$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{1}{AE} \int_0^{L_{AB}} N \times (0) dx + \frac{1}{EI} \int_0^{L_{AB}} M_A \times (1) dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{1}{EI} \int_0^{L_{AB}} M_A dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{M_A L_{AB}}{EI}$$

Para seção curva BC:

$$+ \sum N = 0 \therefore N - \frac{P}{2} \cos \theta \therefore N = \frac{P}{2} \cos \theta$$

$$+ \sum V = 0 \therefore V - \frac{P}{2} \sin \theta \therefore V = \frac{P}{2} \sin \theta$$

$$+ \sum M = 0 \therefore -M + M_A - \frac{P}{2}R(1 - \cos \theta) \therefore M = M_A - \frac{P}{2}R(1 - \cos \theta)$$

$$U_{BC} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{N^2 R}{2AE} d\theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{A_m M^2}{2A(RA_m - A)E} d\theta - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{MN}{AE} d\theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{kV^2 R}{2AG} d\theta$$

$$\frac{\partial N}{\partial M_A} = 0, \frac{\partial V}{\partial M_A} = 0 \text{ e } \frac{\partial M}{\partial M_A} = 1$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A} &= \frac{2}{2AE} \int_0^{\frac{\pi}{2}} N \frac{\partial N}{\partial M_A} R d\theta + \frac{2A_m}{2A(RA_m - A)E} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\partial M}{\partial M_A} d\theta \\ &\quad - \frac{1}{AE} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\partial N}{\partial M_A} + N \frac{\partial M}{\partial M_A} d\theta \right] + \frac{2k}{2AG} \int_0^{\frac{\pi}{2}} V \frac{\partial V}{\partial M_A} R d\theta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A} &= \frac{1}{AE} \int_0^{\frac{\pi}{2}} N \times (0) R d\theta + \frac{A_m}{A(RA_m - A)E} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M \times (1) d\theta \\ &\quad - \frac{1}{AE} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} M \times (0) + N \times (1) d\theta \right] + \frac{2k}{2AG} \int_0^{\frac{\pi}{2}} V \times (0) R d\theta \end{aligned}$$

$$\frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A} = \frac{A_m}{A(RA_m - A)E} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M \times (1) d\theta - \frac{1}{AE} \int_0^{\frac{\pi}{2}} N \times (1) d\theta$$

$$v = \frac{A_m}{A(RA_m - A)E}$$

$$\frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A} = v \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(M_A - \frac{P}{2}R(1 - \cos \theta) \right) \times (1) d\theta - \frac{1}{AE} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{P}{2} \cos \theta \times (1) d\theta$$

$$\frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A} = v \left[\frac{M_A \pi}{2} + \frac{PR}{2} - \frac{PR\pi}{4} \right] - \frac{P}{2AE}$$

$$\frac{\partial U}{\partial M_A} = \frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} + \frac{\partial U_{BC}}{\partial M_A}$$

$$\frac{\partial U}{\partial M_A} = \frac{M_A L_{AB}}{EI} + v \left[\frac{M_A \pi}{2} + \frac{PR}{2} - \frac{PR\pi}{4} \right] - \frac{P}{2AE} = 0$$

$$M_A = \left[\frac{\frac{P}{2AE} + \frac{PR\pi v}{4} - \frac{PRv}{2}}{\frac{L_{AB}}{EI} + \frac{\pi v}{2}} \right]$$

Para encontrar o deslocamento horizontal na seção A é aplicada uma carga fictícia Q.

$$\frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{\partial U_{AB}}{\partial Q} + \frac{\partial U_{BC}}{\partial Q} = y_a$$

Para Seção reta AB:

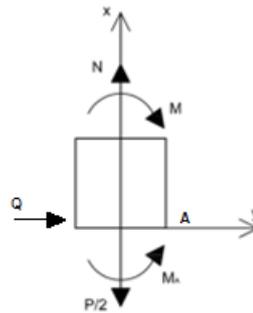


Figura 92: Equilíbrio de forças para determinar deslocamento horizontal (Seção AB)

$$\uparrow + \sum F_x = 0 \quad \therefore N - \frac{P}{2} = 0 \quad \therefore N = P/2$$

$$+\sum M_z = 0 \quad \therefore -M + M_A + Qx = 0 \quad \therefore M = M_A + Qx$$

$$U_{AB} = \int_0^{L_{AB}} \frac{N^2}{2AE} dx + \int_0^{L_{AB}} \frac{M^2}{2EI} dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial Q} = \frac{2}{2AE} \int_0^{L_{AB}} N \frac{\partial N}{\partial Q} dx + \frac{2}{2EI} \int_0^{L_{AB}} M \frac{\partial M}{\partial Q} dx$$

$$\frac{\partial N}{\partial Q} = 0 \quad e \quad \frac{\partial M}{\partial Q} = x$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial Q} = \frac{1}{AE} \int_0^{L_{AB}} N \times (0) dx + \frac{1}{EI} \int_0^{L_{AB}} M_A \times (x) dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial Q} = \frac{M_A(L_{AB})^2}{2EI}$$

Para seção curva BC:

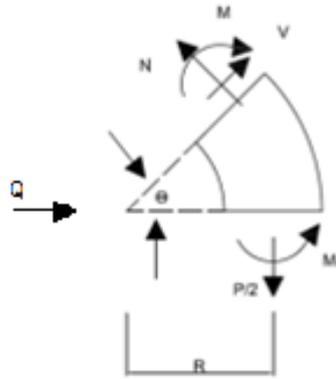


Figura 93: Equilíbrio de forças para determinar deslocamento horizontal (Seção BC)

$$+ \sum N = 0 \therefore N - \frac{P}{2} \cos \theta - Q \sin \theta \therefore N = Q \sin \theta + \frac{P}{2} \cos \theta$$

$$+ \sum V = 0 \therefore V - \frac{P}{2} \sin \theta + Q \cos \theta \therefore V = -Q \cos \theta + \frac{P}{2} \sin \theta$$

$$+ \sum M = 0 \therefore -M + M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) + QR \sin \theta \therefore M = M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) + QR \sin \theta$$

$$\frac{\partial N}{\partial Q} = \sin \theta, \frac{\partial V}{\partial Q} = -\cos \theta \text{ e } \frac{\partial M}{\partial Q} = R \sin \theta$$

$$U_{BC} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{N^2 R}{2AE} d\theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{A_m M^2}{2A(RA_m - A)E} d\theta - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{MN}{AE} d\theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{kV^2 R}{2AG} d\theta$$

$$\frac{\partial U_{BC}}{\partial Q} = \frac{2}{2AE} \int_0^{\frac{\pi}{2}} N \frac{\partial N}{\partial Q} R d\theta + \frac{2A_m}{2A(RA_m - A)E} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\partial M}{\partial Q} d\theta - \frac{1}{AE} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\partial N}{\partial Q} + N \frac{\partial M}{\partial Q} d\theta \right] + \frac{2k}{2AG} \int_0^{\frac{\pi}{2}} V \frac{\partial V}{\partial Q} R d\theta$$

$$v = \frac{A_m}{A(RA_m - A)E}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_{BC}}{\partial Q} &= \frac{1}{AE} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{P}{2} \cos \theta \right) (\sin \theta) R d\theta + v \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) \right] [R \sin \theta] d\theta \\ &\quad - \frac{1}{AE} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) \right] (\sin \theta) + \left[\frac{P}{2} \cos \theta \right] [R \sin \theta] d\theta \right] \\ &\quad + \frac{2k}{2AG} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[\frac{P}{2} \sin \theta \right] [-\cos \theta] R d\theta \end{aligned}$$

$$\frac{\partial U_{BC}}{\partial Q} = \frac{PR}{4AE} + v \left(M_A R - \frac{PR^2}{4} \right) - \frac{M_A}{AE} - \frac{PRk}{4AG}$$

$$\frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{\partial U_{AB}}{\partial Q} + \frac{\partial U_{BC}}{\partial Q} = y_a$$

$$y_a = \frac{M_A(L_{AB})^2}{EI} + \frac{PR}{4AE} + v \left(M_A R - \frac{PR^2}{4} \right) - \frac{M_A}{AE} - \frac{PRk}{4AG}$$

Para encontrar o deslocamento vertical na seção C é derivado a energia total do sistema em relação a $P/2$.

$$\frac{\partial U}{\partial P/2} = \frac{\partial U_{AB}}{\partial P/2} + \frac{\partial U_{BC}}{\partial P/2} = y_c$$

Para seção reta AB:

$$\uparrow + \sum F_x = 0 \quad \therefore N - \frac{P}{2} = 0 \quad \therefore N = P/2$$

$$+ \sum M_z = 0 \quad \therefore M + M_A = 0 \quad \therefore M = -M_A$$

$$U_{AB} = \int_0^{L_{AB}} \frac{N^2}{2AE} dx + \int_0^{L_{AB}} \frac{M^2}{2EI} dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial P/2} = \frac{2}{2AE} \int_0^{L_{AB}} N \frac{\partial N}{\partial P/2} dx + \frac{2}{2EI} \int_0^{L_{AB}} M \frac{\partial M}{\partial P/2} dx$$

$$\frac{\partial N}{\partial P/2} = 1 \text{ e } \frac{\partial M}{\partial P/2} = 0$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{1}{AE} \int_0^{L_{AB}} \frac{P}{2} \times (1) dx + \frac{1}{EI} \int_0^{L_{AB}} M_A \times (0) dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{1}{EI} \int_0^{L_{AB}} \frac{P}{2} dx$$

$$\frac{\partial U_{AB}}{\partial M_A} = \frac{PL_{AB}}{2AE}$$

Para a seção curva BC:

$$+ \sum N = 0 \therefore N - \frac{P}{2} \cos \theta \therefore N = \frac{P}{2} \cos \theta$$

$$+ \sum V = 0 \therefore V - \frac{P}{2} \sin \theta \therefore V = \frac{P}{2} \sin \theta$$

$$+ \sum M = 0 \therefore -M + M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) \therefore M = M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta)$$

$$\frac{\partial N}{\partial P/2} = \cos \theta, \frac{\partial V}{\partial P/2} = \sin \theta \text{ e } \frac{\partial M}{\partial P/2} = \frac{\partial M_A}{\partial P/2} + R(1 - \cos \theta)$$

$$M_A = \left[\frac{\frac{P}{2AE} + \frac{PR\pi v}{4} + \frac{PRv}{2}}{\frac{L_{AB}}{EI} + \frac{\pi v}{2}} \right] \therefore \frac{\partial M_A}{\partial P/2} = \left[\frac{1}{AE} + \frac{Rv\pi}{2} - RV \right] \left[\frac{EI}{L_{AB}} + \frac{2}{v\pi} \right] \therefore \frac{\partial M_A}{\partial P/2} = u$$

$$\frac{\partial M}{\partial P/2} = R(1 - \cos \theta) + u$$

$$U_{BC} = \int_0^{\pi/2} \frac{N^2 R}{2AE} d\theta + \int_0^{\pi/2} \frac{A_m M^2}{2A(RA_m - A)E} d\theta - \int_0^{\pi/2} \frac{MN}{AE} d\theta + \int_0^{\pi/2} \frac{kV^2 R}{2AG} d\theta$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_{BC}}{\partial P/2} &= \frac{2}{2AE} \int_0^{\pi/2} N \frac{\partial N}{\partial P/2} R d\theta + \frac{2A_m}{2A(RA_m - A)E} \int_0^{\pi/2} M \frac{\partial M}{\partial P/2} d\theta \\ &\quad - \frac{1}{AE} \left[\int_0^{\pi/2} M \frac{\partial N}{\partial P/2} + N \frac{\partial M}{\partial P/2} d\theta \right] + \frac{2k}{2AG} \int_0^{\pi/2} V \frac{\partial V}{\partial P/2} R d\theta \end{aligned}$$

$$v = \frac{A_m}{A(RA_m - A)E}$$

$$\frac{\partial U_{BC}}{\partial P/2} = \frac{1}{AE} \int_0^{\pi/2} \left(\frac{P}{2} \cos \theta \right) (\cos \theta) R d\theta$$

$$+ v \int_0^{\pi/2} \left[M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) \right] [R(1 - \cos \theta) + u] d\theta$$

$$- \frac{1}{AE} \left[\int_0^{\pi/2} \left[M_A - \frac{P}{2} R(1 - \cos \theta) \right] (\cos \theta) + \left[\frac{P}{2} \cos \theta \right] [R(1 - \cos \theta) + u] \right] d\theta$$

$$+ \frac{2k}{2AG} \int_0^{\pi/2} \left[\frac{P}{2} \sin \theta \right] [\sin \theta] R d\theta$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_{BC}}{\partial P/2} &= \frac{PR\pi}{8} \left(\frac{k}{AG} + \frac{1}{AE} \right) + v \left[M_A \left(\frac{R\pi}{2} + \frac{u\pi}{2} - R \right) + \frac{PRu}{2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{PR^2 \left(\frac{3\pi}{4} - 2 \right)}{2} \right] \\ &\quad - \frac{M_A}{AE} - \frac{Pu}{2AE} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial U}{\partial P/2} = \frac{\partial U_{AB}}{\partial P/2} + \frac{\partial U_{BC}}{\partial P/2}$$

$$y_c = \frac{PL_{AB}}{2AE} + \frac{PR\pi}{8} \left(\frac{k}{AG} + \frac{1}{AE} \right) + v \left[M_A \left(\frac{R\pi}{2} + \frac{u\pi}{2} - R \right) + \frac{PRu}{2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{PR^2 \left(\frac{3\pi}{4} - 2 \right)}{2} \right] - \frac{M_A}{AE} - \frac{Pu}{2AE}$$