



**ESTUDO NUMÉRICO DA INTEGRIDADE DE
SISTEMAS DE AMARRAÇÃO DE
NAVIOS-PLATAFORMA FPSO**

FELIPE AGUIAR HANSEN

**PROJETO DE GRADUAÇÃO 2 EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO NUMÉRICO DA INTEGRIDADE DE
SISTEMAS DE AMARRAÇÃO DE
NAVIOS-PLATAFORMA FPSO**

FELIPE AGUIAR HANSEN

Orientador: PROF. DR. LUCIVAL MALCHER, ENM/UNB

PROJETO DE GRADUAÇÃO 2 EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PUBLICAÇÃO ENM.PG - 11/2021
BRASÍLIA-DF, 10 DE NOVEMBRO DE 2021.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO NUMÉRICO DA INTEGRIDADE DE
SISTEMAS DE AMARRAÇÃO DE
NAVIOS-PLATAFORMA FPSO**

FELIPE AGUIAR HANSEN

PROJETO DE GRADUAÇÃO 2 SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Lucival Malcher, ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Luís Augusto Conte Mendes Veloso, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Maksym Ziberov, ENM/UnB
Examinador interno

BRASÍLIA, 10 DE NOVEMBRO DE 2021.

FICHA CATALOGRÁFICA

FELIPE AGUIAR HANSEN

**Estudo Numérico da Integridade de Sistemas de Amarração de Navios-Plataformas FPSO
2021xv, 50p., 201x297 mm**

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2021)

Projeto de Graduação 2 - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

FELIPE AGUIAR HANSEN (2021) Estudo Numérico da Integridade de Sistemas de Amarração de Navios-Plataformas FPSO. Projeto de Graduação 2 em Engenharia Mecânica, Publicação 11/2021, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 50p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: FELIPE AGUIAR HANSEN

TÍTULO: Estudo Numérico da Integridade de Sistemas de Amarração de Navios-Plataformas FPSO.

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2021

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação 2 e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação 2 pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

FELIPE AGUIAR HANSEN

fahansen98@gmail.com

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço a Deus e aos meus pais, Wânia e Inácio, que sempre me apoiaram, me incentivaram e me deram plenas condições para focar nos estudos.

Também gostaria de agradecer ao meu orientador, Lucival Malcher, que sempre se prestou a me ajudar na realização do projeto, participando de reuniões mesmo em viagens.

E por fim agradeço aos meus amigos e colegas do "Bruxaria", que estiveram comigo sempre que precisei, ao longo do curso, realizando trabalhos em grupo ou estudando juntos.

Resumo

Este projeto propõe a aplicação do método de elementos finitos, por meio do programa comercial ABAQUS, para estudo e análise dos elos de corrente, pertencentes ao sistema de ancoragem de navios FPSO, e a realização de análise numérica das tensões nos *hotspots* para obter uma equação que defina seu comportamento. Para tal, foi considerado a flexão cíclica ocorrida fora do plano principal dos elos, conhecida como OPB (Flexão Fora do Plano). Pelas recomendações de projeto da API (*American Petroleum Institute*), o dimensionamento dos elos de corrente do sistema de ancoragem de navios FPSO considera somente as tensões normais geradas pelas cargas axiais provenientes do contato entre os elos, desprezando qualquer momento fletor. Ainda assim, esse momento ocorre pois grandes carregamentos elevam a força de atrito resultante no contato entre os elos, fazendo-o se comportar como um engaste. Conseqüentemente a atuação de forças transversais resultam em uma flexão do elo para fora do seu plano principal. Esses carregamentos elevados são decorrentes das plataformas operarem sob diversos fatores da natureza como variações de ondulações e correntes marítimas, além das condições de operação da própria plataforma, passando por momentos de pleno estoque do óleo e suportando cargas de transporte e elevação do petróleo. Devido a isso, os navios-plataforma do tipo FPSO, projetados para durar mais de 20 anos, registraram casos de falha no sistema de ancoragem em menos de 2 anos. Como forma de validar esse estudo do conjunto amarra-*fairlead* em escala real foi modelado, no *software* ABAQUS, uma simplificação do sistema de ancoragem contendo apenas um conjunto de 5 elos e 2 semi-elos guiados através do *fairlead*. Nessa modelagem foi definido o material dos elos como aço *offshore* pertencente ao grau R4, capaz de suportar carregamentos bem elevados. Por fim, a modelagem passou por várias simulações com diferentes angulações de trabalho das amarras, mais especificamente os ângulos de enrolamento de 17°, 30°, 45° e 60°, sendo aplicados carregamentos oscilando entre 200 ton e 400 ton. Com o resultado dessa análise é possível validar os pontos críticos ou *hotspots* nos elos das amarras e identificar a influência do grau de enrolamento no conjunto amarra-*fairlead*. Após a validação dos pontos críticos, foram desenvolvidas as equações de tensão tanto para carga axial, quanto para o momento fletor, a partir das condições pré estabelecidas de operação das correntes. Em seguida, foi calculada a vida à fadiga dos elos, através da análise numérica e do critério de fadiga SWT, de acordo com o modelo do carregamento imposto (carregamento com amplitude constante ou carregamento randômico).

Palavras-chave: amarra-*fairlead*; OPB; *hotspots*; SWT; vida à fadiga.

Abstract

This project proposes the application of the finite element method, using the software called ABAQUS, version 6.14 for the study and analysis of chain links belonging to the FPSO ship anchoring system, and performing a numerical analysis of the stresses in hotspots to obtain an equation that defines their behavior. For the purpose of this analysis, it was considered the cyclical flexion that occurred outside the main plane of the links, known as OPB (Out of Plane Bending). According to the API (American Petroleum Institute) design recommendations, the dimensioning of the chain links of the FPSO ship anchoring system considers only the normal stress generated by axial loads arising from the contact between the links, disregarding any bending moment. Nevertheless, this moment occurs, because large loads raise the resulting frictional force in the contact between the links, making it behave like a bezel and, consequently, the action of transverse forces would result in a flexion of the link in the main plane. As a result, FPSO platform ships that are designed to last more than 20 years, supporting various factors of nature, as well as operating conditions of the platform itself, supporting transport loads and elevation of the oil, reported cases of failure in the anchoring system in less than 2 years. As a way of validating this study, the full scale mooring-fairlead set was modeled on the ABAQUS software, a simplified model of the anchoring system containing only a set of 5 links and 2 semi-links, guided through the fairlead. In this modeling, the material of the links was defined as offshore steel belonging to grade R4, a material capable of withstanding very high loads. Finally, the modeling went through several simulations considering the different working angles of the moorings, more specifically analyzing the winding angles of 17°, 30°, 45° and 60°, being applied loads oscillating between 200 ton and 400 ton. With the result of this analysis it is possible to validate the hotspots in the links of the moorings and to identify the influence of the degree of winding in the mooring-fairlead set. After validating the critical points, stresses equations were developed for both axial load and bending moment, based on the pre-established operating conditions of the chains. Then, the fatigue life of the links was calculated through numerical analysis and the SWT fatigue criterion, according to the imposed loading model (constant amplitude loading or random loading).

Keywords: mooring-fairlead; OPB; hotspots; SWT; life to fatigue.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	MOTIVAÇÃO	1
1.2	CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	4
1.3	OBJETIVOS.....	6
1.4	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	6
1.5	PUBLICAÇÕES	7
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
2.1	CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DE UM MATERIAL <i>offshore</i>	8
2.1.1	PROPRIEDADES MONOTÔNICAS DO AÇO <i>offshore</i> GRAU R4	9
2.1.2	PROPRIEDADES CÍCLICAS DO AÇO <i>offshore</i> GRAU R4	9
2.2	ANÁLISE DE TENSÕES NAS REGIÕES CRÍTICAS DOS ELOS EM ESCALA REDUZIDA.....	10
2.3	CRITÉRIO DE FADIGA SWT	12
3	PROPOSIÇÃO ANALÍTICA E NUMÉRICA DO PROBLEMA EM ESCALA REAL... 14	14
3.1	MODELAGEM	14
3.1.1	ELOS DE CORRENTE	15
3.1.2	<i>Fairlead</i>	18
3.1.3	MONTAGEM.....	18
3.2	MALHA.....	19
3.3	STEPS.....	19
3.4	CARREGAMENTOS	20
3.5	CONDIÇÕES DE CONTORNO	23
3.6	ANÁLISE NUMÉRICA DA TENSÃO NO ELO	25
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS	29
4.1	ANÁLISE LOCAL QUALITATIVA DO PONTO CRÍTICO	29
4.2	ANÁLISE DE VIDA DO PONTO CRÍTICO.....	38
4.2.1	VIDA EM FADIGA DE UM CARREGAMENTO COM AMPLITUDE CONS- TANTE	39
4.2.2	VIDA EM FADIGA DE UM CARREGAMENTO RANDÔMICO	40

5 CONCLUSÃO	47
REFERÊNCIAS	49

LISTA DE FIGURAS

1.1	Exemplo de navio FPSO em operação (Agência Brasil, 2017).....	2
1.2	Sistema amarra- <i>fairlead</i> (IHC, 2021)	2
1.3	Elo com e sem malhete e suas dimensões (EVANGELISTA, 2017).	3
1.4	(a) Esquema do conjunto amarra- <i>fairlead</i> e (b) Plano principal de cada elo e flexão causada pela rotação das correntes (MAMIYA et al., 2019).	5
1.5	Falha típica por fadiga observada experimentalmente (MAMIYA et al., 2019).	5
2.1	Curvas tensão-deformação cíclicas obtidas para o aço Grau R4, (NEVES, 2020).....	10
2.2	Diagrama de corpo livre do conjunto de amarra, (MAMIYA et al., 2019).	11
2.3	Seção onde ocorre a falha por fadiga no elo (MAMIYA et al., 2019).	12
2.4	Prováveis pontos de inicialização de trincas por fadiga (CHOUNG; LEE, 2018).....	12
3.1	Simplificação do sistema de amarras.	15
3.2	Dimensões do elo sem malhete em mm.....	15
3.3	Elo particionado.....	16
3.4	Região do elo onde se estabelece o contato.	16
3.5	Posicionamento dos cilindros de deformação no semi-elo.	17
3.6	Simulação para determinação da deformação interna do elo.....	17
3.7	Vista em perspectiva do <i>fairlead</i>	18
3.8	Malha resultante nos elos das amarras.....	19
3.9	Adaptação do desenho técnico do <i>fairlead</i> construído pela empresa AmClyde.	21
3.10	Decomposição das Forças nos eixos x e y.	21
3.11	Atuação das cargas em cada <i>step</i>	22
3.12	Engastamento completo do cilindro de deformação.	23
3.13	Liberdade de translação da corrente somente no eixo y.	23
3.14	(a) Travamento do <i>fairlead</i> e (b) Liberdade de rotação do <i>fairlead</i>	24
3.15	Engastamento da face superior do cilindro de deformação e liberdade de movimentação do cilindro no eixo y.	24
3.16	DCL da amarra- <i>fairlead</i>	26
3.17	Influência da rotação do <i>fairlead</i> na inclinação do elo de corrente.	27
3.18	Variação da angulação ($\Delta\alpha$) em função da carga (F) em toneladas.	28

4.1	Identificação dos elos da amarra.	29
4.2	Vistas das faces dos elos.	30
4.3	Atuação da carga de prova na amarra.	31
4.4	Angulações das amarras no <i>fairlead</i>	31
4.5	Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 17°.....	32
4.6	Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 30°.....	33
4.7	Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 45°.....	34
4.8	Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 60°.....	35
4.9	Variação das tensões na face interna dos elos sobre carga mínima.	36
4.10	Variação das tensões na face interna dos elos sobre carga máxima.....	37
4.11	Simulação de tração simples para determinação do C_a	38
4.12	Tensões σ_1 e σ_2 obtidas na simulação.	39
4.13	Carregamento oscilando entre 200 e 400 ton: [1] para 1000 pontos de oscilação de força e [2] para 4000 pontos de oscilação da carga.	42
4.14	Carregamento com 1000 pontos de oscilação de força entre: [1] 200 e 250 ton; [2] 200 e 300 ton; [3] 200 e 350 ton e [4] 200 e 400 ton.....	43
4.15	Carregamento com 4000 pontos de oscilação de carga: [1] com 100 ton de amplitude deslocando 50 ton a cada 1000 pontos; [2] com 50 ton de amplitude deslocando 50 ton a cada 1000 pontos;.....	45

LISTA DE TABELAS

2.1	Composição química do aço Grau R4 (%) (NEVES, 2020).....	8
2.2	Propriedades monotônicas do aço Grau R4 (NEVES, 2020).	9
2.3	Propriedades cíclicas do aço grau R4 (NEVES, 2020).	10
2.4	Parâmetros de fadiga para o aço Grau R4	13
3.1	Decomposição da força mínima em cada ângulo de enrolamento.	23
3.2	Variação do ângulo α de acordo com o incremento da carga.	27
4.1	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) com amplitude constante, considerando o efeito OPB.....	40
4.2	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) com amplitude constante, desconsiderando o efeito OPB.....	40
4.3	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, considerando o efeito do OPB, para os carregamentos da Fig. 4.13.	42
4.4	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, considerando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.14.	44
4.5	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, desconsiderando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.14.	44
4.6	Razão de vida calculada entre o carregamento com amplitude constante e o carregamento randômico, nas amplitudes de forças determinadas.....	44
4.7	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, considerando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.15.	46
4.8	Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, desconsiderando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.15.	46

LISTA DE TERMOS, SIGLAS E SÍMBOLOS

API	<i>American Petroleum Institute</i>
BC	<i>Boundary Conditions</i>
CALM	<i>Catenary Anchor Leg Mooring</i>
DCL	Diagrama de Corpo Livre
FPSO	<i>Floating Production Storage and Offloading</i>
IPB	<i>In Plane Bending</i>
MBL	<i>Minimum Breaking Load</i>
MTS	<i>Material Test System</i>
OPB	<i>Out of Plane Bending</i>
SWT	Smith-Watson-Topper
α	Ângulo de rotação do <i>fairlead</i>
σ_a	Amplitude de tensão
σ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga
σ_{AXI}	Tensão axial no ponto crítico do elo
σ_{HOT}	Tensão no ponto crítico
σ_{max}	Tensão máxima
σ_{OPB}	Tensão de OPB no ponto crítico do elo
σ_{SWT}	Tensão pelo critério SWT
θ	Ângulo de enrolamento da amarra
A_{sec}	Área da seção do elo

b'	Expoente de resistência à fadiga
B_f	Número de repetições do carregamento
C	Fator de correção geométrica
C_a	Fator de correção geométrica devido a carga axial
C_{OPB}	Fator de correção geométrica devido ao OPB
d	Diâmetro do elo
F	Força exercida nas amarras
F_{\perp}	Força perpendicular a área de seção
F_H	Força decomposta na horizontal
F_V	Força decomposta na vertical
F_{max}	Força máxima
F_{min}	Força mínima
F_{ton}	Força em toneladas
I	Momento de inércia da seção do elo
L	Deslocamento na horizontal
M_{OPB}	Momento fletor no plano
N	Quantidade de ciclos
N_f	Quantidade de ciclos anterior até a falha
r	Raio da seção circular do elo
V	Deslocamento na vertical

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

O petróleo é uma das principais fontes de energia do mundo e, além disso, os subprodutos gerados na sua destilação são de grande importância e utilidade, como por exemplo: plásticos, cosméticos, asfalto, remédios e tecidos sintéticos (CSTQ, 2021). Devido a isso sua exploração e produção se tornou prioridade em muitas economias no mundo. Essa exploração tomou conta principalmente dos campos marítimos, onde se concentra a maior parte das reservas de petróleo do Brasil e que estão atingindo profundidades cada vez maiores (Petrobras, 2021).

A demanda por tecnologias que permitissem a extração de petróleo em águas profundas fez surgir plataformas de petróleo com tecnologia e engenharia suficiente para se fixar e se estabilizar no meio do oceano. Como os dutos de captação de petróleo não possuem resistência suficiente para restringir a movimentação da plataforma, é necessário um sistema de ancoragem. Esse sistema, que opera os navios FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*), utiliza um conjunto de amarras com quilômetros de comprimento, capazes de se fixar no fundo do mar.

Uma unidade flutuante FPSO é um navio-plataforma que opera em profundidades elevadas, sendo capaz de produzir, armazenar, processar e transferir petróleo de poços localizados a mais de 2000 m de profundidade, com capacidade de armazenamento de 1,4 milhões de barris de petróleo (P&Q, 2017). A Figura 1.1 ilustra a unidade flutuante FPSO.

Essa estrutura *offshore* é fixada no fundo do mar por meio de um sistema de amarras que pode ser do tipo homogênea ou heterogênea (formada por mais de um tipo de material). Esse último é comumente utilizado para diminuir o peso suspenso, mesclando as amarras de aço com as de material sintético. No caso estudado as linhas de amarração são constituídas por trechos de correntes de poliéster que somam cerca de três quilômetros de comprimento, conectadas a correntes de aço de alta resistência de cerca de 300 a 400 m em cada uma das extremidades, tanto no trecho próximo à plataforma, quanto no trecho em contato com o solo

no fundo no oceano (CARBONO, 2005).



Figura 1.1: Exemplo de navio FPSO em operação (Agência Brasil, 2017).

Todas as linhas de ancoragem na superfície da água são formadas por uma sequência de elos de aço que acoplados uns aos outros formam amarras. Essas amarras saem do navio através de uma guia do tipo *fairlead* formando o sistema amarra-*fairlead*, ilustrado pela Figura 1.2. Em seguida será detalhado o funcionamento de cada peça desse conjunto que é de grande importância para a ancoragem das plataformas no meio do oceano.



Figura 1.2: Sistema amarra-*fairlead* (IHC, 2021)

O *fairlead* funciona como polia direcionando as correntes de aço até os sistemas de travamento, geralmente feito por mordentes. Possui uma coroa que permite a rotação do elo de corrente em relação aos elos vizinhos, sendo possível a variação da angulação das amarras,

gerando um grau de liberdade importante para ajuste das linhas de corrente em virtude da agitação das águas e da movimentação da plataforma.

Os elos de corrente para ancoragem são fabricados para atender elevadas exigências operacionais, cargas que podem chegar a mais de 900 ton. Por esse fator, alguns aços específicos são muito utilizados nesses sistemas de amarras, tais como os de grau R3S, R4 e R5. Para a simulação deste trabalho optou-se pela utilização do aço de grau R4.

Além de possuírem uma pequena variedade de material, os elos utilizados para grandes operações podem variar em relação à sua forma. Entre os elos de amarras utilizados, estão os elos com e sem malhete (Figura 1.3). Como o nome sugere, a diferença entre eles está na presença do malhete, que é um elemento que une os elos em suas metades. Na simulação realizada neste projeto, foi escolhido o elo sem malhete para aplicações *offshore* por possuir vantagens em comparação ao elo com malhete. As vantagens incluem menor peso próprio e fácil transição entre guinchos e *fairleads*.

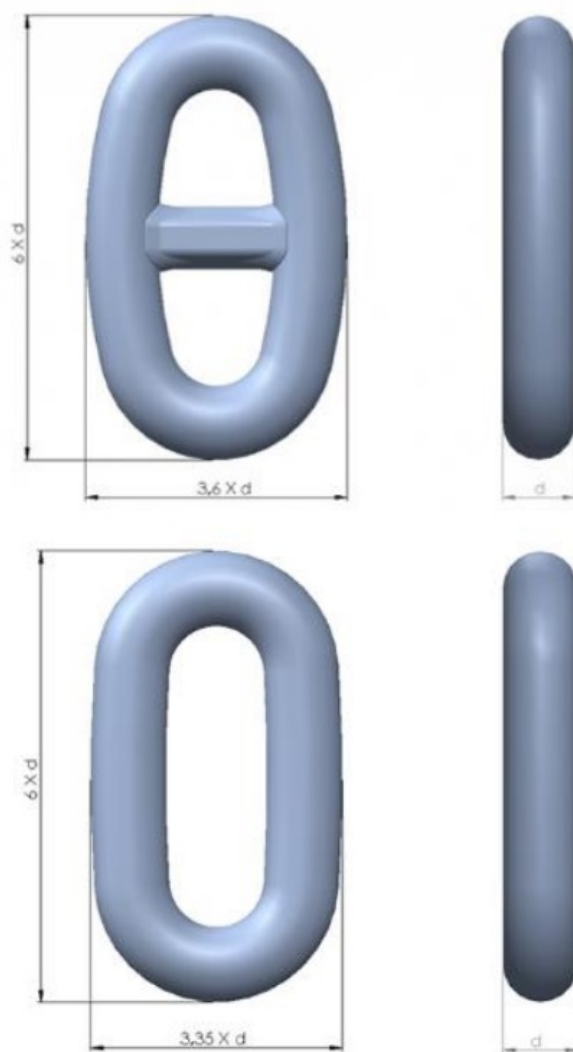


Figura 1.3: Elo com e sem malhete e suas dimensões (EVANGELISTA, 2017).

1.2 Contextualização do Problema

As plataformas de petróleo são projetadas para extrair o óleo a longo prazo, capazes de suportar uma vida útil superior a 20 anos, resistindo a cargas tanto ambientais, como ondas e ventos, quanto cargas de transporte e de elevação do petróleo nos poços. Como o sistema de ancoragem deve resistir por um período de tempo próximo ao de operação da plataforma, geralmente é utilizado um material grau *offshore* R4 nos elos, que possui alta resistência.

Mesmo com o planejamento de vida útil das amarras esperada para mais de 20 anos e as correntes serem projetadas conforme as recomendações da API (Instituto de Petróleo Americano), na prática, no início dos anos 2000, foram relatados casos prematuros de rompimento de elos de corrente, a exemplo do ocorrido em linhas de ancoragem de uma boia de transferência de petróleo do tipo CALM (*Catenary Anchor Leg Mooring*) ancorada na costa da Angola (NEVES, 2020). Esses casos motivaram estudos, principalmente porque entre os anos de 2002 e 2003 foram registrados cerca de cinco casos de rompimentos de linhas com menos de 2 anos de serviço. Os estudos identificaram falhas nos elos na região da guia de corrente, mais especificamente nos primeiros elos livres, após a coroa do *fairlead*. Essa ruptura é causada principalmente pela atuação de um momento fletor fora do plano principal do elo (plano que contém a forma oval do elo).

Na teoria, as normas de dimensionamento dos elos contavam com a ação de tensões normais. Entretanto, durante a operação, as amarras sofrem com cargas elevadas de serviço, aumentando a força de atrito no contato entre os elos, o que leva esse contato a se comportar similarmente a um engaste, travando a movimentação entre eles. Esse travamento somado à atuação de esforços transversais e a má acomodação do elo no *fairlead* geram uma flexão fora do plano principal (OPB - Flexão fora do plano), como apresenta a Figura 1.4, ou dentro do plano principal do elo (IPB - Flexão dentro do plano), que foi descartado da análise por ser significativamente menos prejudicial para a vida de fadiga em comparação com o OPB.

Nota-se que momentos fletores podem ocorrer em qualquer elo no comprimento da amarra, porém os momentos fletores que geram maior ângulo estão localizados nos elos próximos a saída do *fairlead* onde justamente foram evidenciados os casos de ruptura de elo. A Figura 1.5 apresenta o local onde ocorre a falha na maioria dos elos de corrente aplicados nessas circunstâncias (NEVES, 2020).

Além das forças causadoras de flexão, é importante ressaltar a influência da atuação da carga de prova no processo de controle de qualidade de fabricação dos elos, onde é aplicado uma carga de 75% da MBL (Carga Mínima de Ruptura). Esse processo eleva a vida à fadiga por tração-tração, porém gera uma deformação plástica que amplia a região de contato dos elos aumentando a força de atrito e ajudando mais ainda no comportamento de engaste no contato entre os elos (NEVES, 2020).

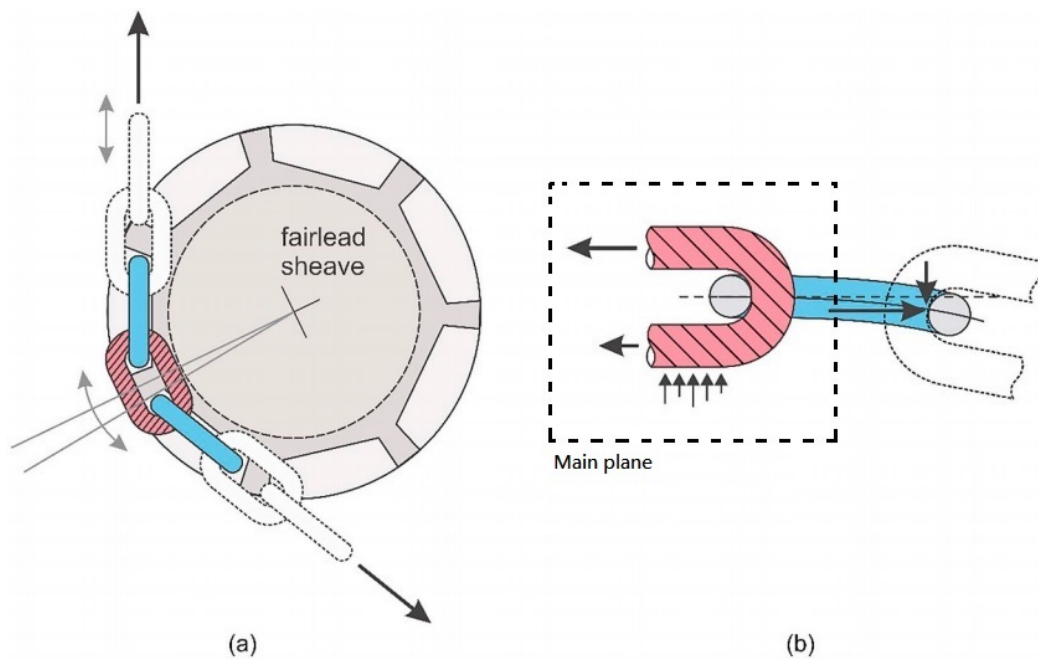


Figura 1.4: (a) Esquema do conjunto amarra-*fairlead* e (b) Plano principal de cada elo e flexão causada pela rotação das correntes (MAMIYA et al., 2019).



Figura 1.5: Falha típica por fadiga observada experimentalmente (MAMIYA et al., 2019).

A análise a partir dos ensaios em aparatos experimentais, que tentam simular em escala reduzida o problema apresentado, ocasionalmente não traz os melhores resultados e que mais se aproximam da escala real. Como o problema em questão apresenta um sistema com grau de geometria e histórias mais complexas, o método de simulação numérica por elementos finitos em escala real se apresenta como uma solução adequada para o problema, calculando de forma detalhada os estados de tensões envolvidos. Com a validação dos pontos críticos, a análise numérica das tensões nesses pontos se apresenta com uma maneira de generalizar e tornar mais fácil a análise das tensões nos elos de acordo com as condições de contorno estipuladas. E em seguida busca-se obter a vida dos elos nas condições impostas.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como propósito avaliar o comportamento mecânico dos elos comuns sem malhete que integram sistemas de ancoragem de navios FPSO simulados no programa ABAQUS de elementos finitos e assim realizar uma análise local qualitativa do *hotspot*. Essa simulação leva em consideração as diferentes angulações de saída do elo e a variação da carga de atuação, além de considerar a carga de prova no processo de controle de qualidade na fabricação do elo. Mais especificamente, o trabalho visa à analisar elos críticos que se encontram fora do plano do *fairlead*, estudar a distribuição de tensão e identificar os *hotspots*, ou pontos críticos, presentes neles. Após a primeira análise, este trabalho busca realizar uma segunda para se obter a vida dos elos através das tensões nos pontos críticos. Essa segunda etapa consiste em uma análise numérica das tensões nos *hotspots*, seguida pelo cálculo do tempo de vida dos elos sob as condições atuantes nele, considerando a variação das amplitudes das forças e o modelo de carregamento. Para alcançar esse resultado é necessário:

- Realizar a caracterização do material *offshore* grau R4, identificando suas propriedades monotônicas e cíclicas;
- Analisar a influência dos fatores contribuintes na tensão normal dos elos e consequentemente na sua vida à fadiga;
- Estudar o critério de fadiga SWT para entender como funciona o cálculo da determinação do número de ciclos até a falha à fadiga;
- Modelar o conjunto amarra-*fairlead* se aproximando das condições reais de operação e dos processos de controle de qualidade impostos ao elo;
- Obter as equações que determinam o comportamento das tensões nos pontos críticos a partir das condições impostas;
- Identificar os pontos críticos prováveis de ruptura, de forma analítica e por simulação numérica;
- Calcular a vida dos elos através da análise numérica, de acordo com o modelo do carregamento imposto, carregamento com amplitude constante ou carregamento randômico.

1.4 Organização do Trabalho

O trabalho está organizado como segue. O capítulo 1 descreve de forma breve a motivação do mesmo, contextualiza o problema estudado e seus objetivos e explica como seguirá o restante do trabalho. O capítulo 2 introduz as propriedades do material simulado, apresenta

a influência das forças de operação na tensão normal e introduz o critério de fadiga SWT para determinação do número de ciclos até a falha. O capítulo 3 descreve de forma detalhada as definições da modelagem do conjunto amarra-*fairlead*, em escala real, criada para simulação por elementos finitos e detalha o desenvolvimento da equação que determina o comportamento das tensões no ponto crítico do elo. O capítulo 4 apresenta os resultados, em forma de imagem, gerados pela simulação com diferentes ângulações, para fins de comparação, e as tabelas com os tempos de vida dos elos sob as condições atuantes definidas. Por fim, o capítulo 5 apresenta as conclusões e trabalhos futuros propostos.

1.5 Publicações

Hansen, F. and Malcher, L. *Study of the integrity of mooring systems for oil exploration platforms*. 26th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM), n.2021-1401, 2021.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Características mecânicas de um material *offshore*

O sistema de ancoragem de navios FPSO é composto por vários conjuntos amarra-*fairlead* que durante sua operação suportam, cada um desses conjuntos, carregamentos na faixa de 400 ton. Para suportar cargas dessa grandeza é preciso que as correntes sejam compostas por um material extremamente resistente, como o aço *offshore* grau R4, comumente utilizado para esse tipo de serviço. Para obter essa resistência elevada e ser classificado como aço *offshore* grau R4, esse material apresenta uma composição química específica, detalhada pela Tabela 2.1, garantindo as propriedades requisitadas para operações em ambientes de exploração mais rigorosos (NEVES, 2020).

Tabela 2.1: Composição química do aço Grau R4 (%) (NEVES, 2020).

Material	C	Mn	P	S	Si	Cu	Al	Ti	Cr	Ni
Grau R4	0,21	1,04	0,012	0,01	0,25	0,18	0,02	0,0018	1,12	0,53

Os elos de corrente além de necessitarem de uma composição específica, precisam atender às propriedades mecânicas exigidas pela norma IACS W22 (2006) para operar sob as condições impostas no meio do oceano. Para isso precisam passar por alguns tratamentos térmicos, que segundo a norma para o aço *offshore* grau R4, são: normalização à temperatura de 900°C por 60 min, têmpera à temperatura de 890°C por 30 min e revenido à temperatura de 650°C por 60 min. Ainda assim, no tratamento de normalização o resfriamento é realizado pelo ar, enquanto que nos tratamentos de têmpera e revenido o resfriamento é realizado pela água.

Outro fator necessário para a simulação do problema em um *software* de elementos finitos, de forma a prever o comportamento do material, é a caracterização do comportamento elasto-plástico do aço *offshore* grau R4, presente nos elos de corrente. Como forma de caracterizar o comportamento desse material, é necessário obter suas propriedades monotônicas e cíclicas.

2.1.1 Propriedades monotônicas do aço *offshore* grau R4

As propriedades monotônicas são obtidas a partir de um ensaio de tração. Para este relatório, foram consideradas as propriedades medidas por Neves (2020) que utilizou no ensaio uma máquina servo-hidráulica uniaxial MTS 810 com capacidade de carga de ± 100 kN e os corpos de prova de aço cilíndricos sem entalhe. As propriedades monotônicas obtidas estão listadas na Tabela 2.2, além das propriedades consideradas do próprio aço *offshore* grau R4, como o coeficiente de Poisson e seu módulo de elasticidade. A densidade do aço, assumida para este trabalho, foi definida igual a $7,6 \text{ g/cm}^3$.

Tabela 2.2: Propriedades monotônicas do aço Grau R4 (NEVES, 2020).

Propriedades monotônicas	Valores
Módulo de elasticidade (E)	207,4 GPa
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3
Tensão de escoamento inicial (σ_y)	836,6 MPa
Tensão última de engenharia (σ_u)	888,7 MPa
Tensão de ruptura de engenharia (σ_r)	475 MPa
Alongamento percentual (AL)	24,2%
Redução na área (RA)	0,693

2.1.2 Propriedades cíclicas do aço *offshore* grau R4

As propriedades cíclicas do aço *offshore* grau R4, como o próprio nome diz, são definidas quando o material passa por um carregamento cíclico de tração e compressão. Essa alteração no carregamento muitas vezes resulta em uma tensão de escoamento cíclica menor que a tensão de escoamento inicial do material quando submetido a somente tração ou compressão. Isso acontece quando o material é submetido a uma carga superior ao limite de escoamento, pois há um endurecimento isotrópico, o que gera uma nova tensão de escoamento do próprio material e um deslocamento do seu envelope de falha. Quando o material passa por suscetíveis deslocamentos desse envelope de falha, por meio de trações e compressões, ocorre o efeito denominado Efeito de Bauschinger e é o principal motivo da baixa tensão de escoamento cíclica do aço *offshore* grau R4 (HAUS, 2011).

Para então determinar o comportamento elasto-plástico em um carregamento cíclico é necessário definir sua curva de tensão-deformação. O comportamento dessa curva foi objeto de estudo durante anos e, para definição dessa mesma curva nas propriedades plásticas do material na simulação no ABAQUS, foi adotada a relação de Ramberg-Osgood (1943). Os parâmetros encontrados para essa relação estão apresentados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3: Propriedades cíclicas do aço grau R4 (NEVES, 2020).

Propriedade cíclicas	Valor
Coefficiente de resistência cíclica (K')	1730,2 MPa
Expoente de encruamento cíclico (n')	0,1185
Tensão de escoamento cíclico (σ_y^*)	720,3 MPa

A Figura 2.1 compara as curvas tensão-deformação cíclica obtidas pela relação de Ramberg-Osgood (1943) e pela lei de Armstrong-Frederick (1966).

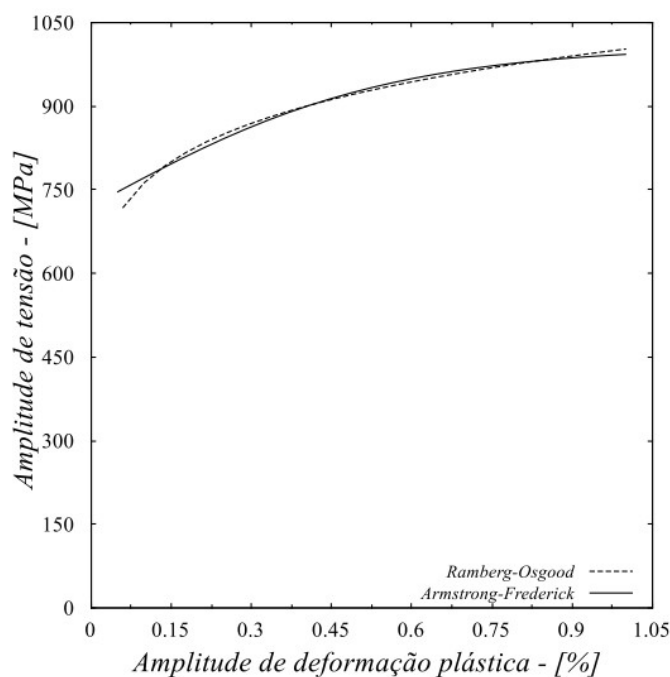


Figura 2.1: Curvas tensão-deformação cíclicas obtidas para o aço Grau R4, (NEVES, 2020).

2.2 Análise de tensões nas regiões críticas dos elos em escala reduzida

Obter os resultados das tensões em cada ponto crítico do elo é um fator importante para o estudo do problema das amarras. O estudo Mamiya et al. (2019) obteve dados experimentais por meio de ensaios de fadiga em amarras de escala reduzida, onde observou-se a influência do momento fletor no plano principal do elo. Essa influência é visualizada com a representação do diagrama de corpo livre do Mamiya et al. (2019), em escala reduzida do problema da amarra, Figura 2.2, que na continuação do trabalho será adaptada para o modelo do *fairlead* em escala real, para verificação das tensões de forma analítica.

Na Figura 2.2 pode-se afirmar que os elos estão sofrendo um deslocamento vertical (V) no elo central. Esse deslocamento gera forças de contato entre os elos representados, que podem ser decompostas em F_H (Forças horizontais) e F_V (Forças verticais), e um momento

fletor no plano principal do elo M_{OPB} . De acordo com a terceira Lei de Newton, essas forças produzem binários, ou seja, forças de reação de mesma magnitude e sentido contrário. As reações podem ser transmitidas de elo a elo, porém serão representadas no contato entre o elo e o pino. É assumido que o pino é lubrificado e não transmite momento em sua superfície de contato. Como essas forças sozinhas não se equilibram, conclui-se que existe um momento fletor no plano principal do elo (M_{OPB}) definido pelo balanço de momentos.

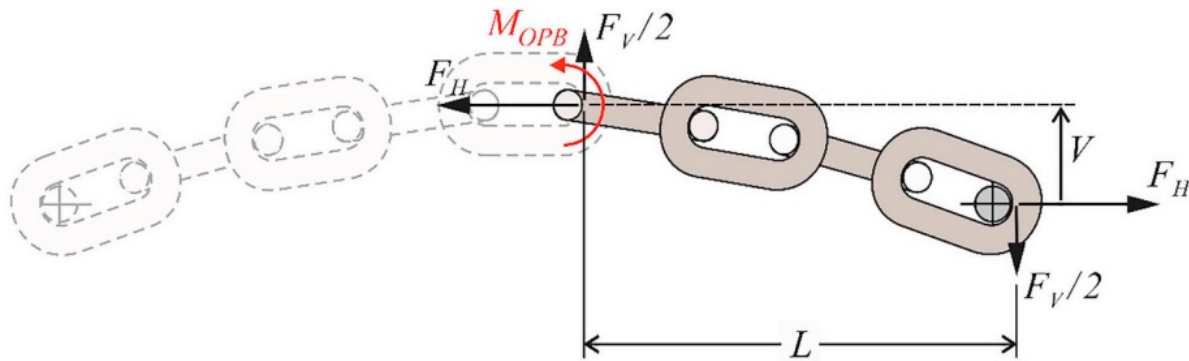


Figura 2.2: Diagrama de corpo livre do conjunto de amarra, (MAMIYA et al., 2019).

Em Mamiya et al. (2019), como os elos apresentaram uma maior quantidade de falha na região da seção A-A dada pela Figura 2.3, estimaram-se os fatores responsáveis pela falha a fadiga no ponto crítico por tensão normal: devido a tração (carga axial) e devido ao momento no plano principal do elo. Essa influência na tensão normal está representada na equação 2.1. Tendo em vista que no ponto Q não há contribuição do momento fletor nesse plano, sua tensão pode ser estimada somente pela influência da carga axial, levando então a considerar o ponto P como o ponto crítico do elo, que sofre influência dos dois fatores.

$$\sigma_{HOT} = \sigma_{AXI} + \sigma_{OPB} \quad (2.1)$$

A contribuição dada pela carga axial pelo momento fletor (OPB) esta melhor detalhada na equação 2.2, como foi proposto por Mamiya et al (2019).

$$\sigma_{HOT} = C \frac{2F_H}{\pi d^2} + \frac{16L}{\pi d^3} \left(\frac{F_V}{2} - F_H \frac{V}{L} \right) \quad (2.2)$$

Onde d é o diâmetro do elo, C é o fator de correção geométrica, definido como a razão entre a tensão de ruptura do material e a tensão nominal de ruptura do elo, L é a distância horizontal do último elo representado em relação ao elo central e V é a distância vertical entre o ponto de contato do elo central com seu elo adjacente e o ponto de contato do pino com o último elo representado no diagrama.

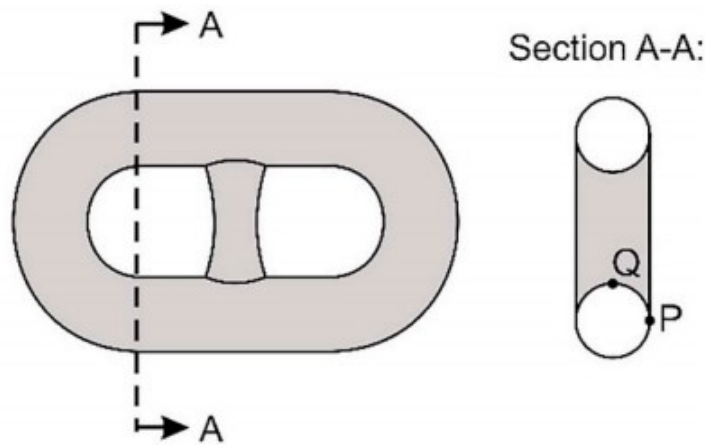


Figura 2.3: Seção onde ocorre a falha por fadiga no elo (MAMIYA et al., 2019).

Dentro do mesmo tema, vale ressaltar o estudo proposto por Choung and bin Lee (2018), onde foi realizada uma análise numérica dos prováveis pontos de falha no elo. A análise foi realizada determinando as tensões induzidas pelos momentos OPB e IPB e pelas componentes de tensão induzidas pelas cargas de tração. Essas tensões, então, são calculadas pela superposição linear dessas componentes nos pontos tidos como prováveis locais de inicialização de trincas por fadiga, como apresenta a Figura 2.4, e sem a utilização dos fatores de concentração ou correção.

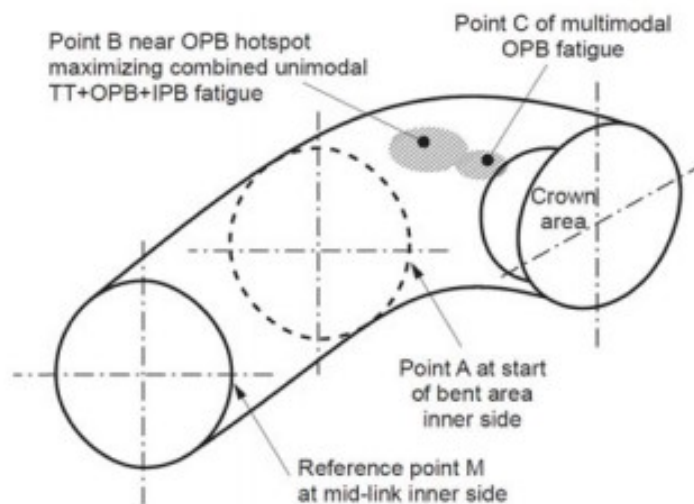


Figura 2.4: Prováveis pontos de inicialização de trincas por fadiga (CHOUNG; LEE, 2018).

2.3 Critério de fadiga SWT

Um dos critérios bastantes utilizados na engenharia para previsão de fadiga é o critério proposto por Smith–Watson–Topper (1970) muito utilizado em situações onde as tensões

atuantes sobre o componente analisado se mantém abaixo da tensão de escoamento do material, como é o caso das amarras. Para estimar o número de ciclos anteriores a falha (N_f), esse critério utiliza a relação proposta por Basquin (1910), apresentada na equação 2.3.

$$\sigma_a = \sigma'_f (N_f)^{b'} \quad (2.3)$$

Onde os coeficientes σ'_f e b' , referentes a resistência à fadiga do aço Grau R4, encontrados por meio de ensaios de fadiga axiais em Neves (2020), estão representados na Tab. 2.4 e σ_a representa a amplitude de tensão.

Tabela 2.4: Parâmetros de fadiga para o aço Grau R4

	Definição	Valor
σ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga	6916,5
b'	Expoente de resistência à fadiga	-0,237

Já o parâmetro de fadiga de SWT (σ_{SWT}) é definido pela Eq. 2.4. Onde $\Delta\sigma/2$ representa a amplitude de tensão e σ_{max} a tensão máxima no ciclo de carga.

$$\sigma_{SWT} = \sqrt{\frac{\Delta\sigma}{2} \sigma_{max}} \quad (2.4)$$

Portanto, para se obter a previsão de vida à fadiga por meio do parâmetro SWT, basta substituir o valor de amplitude de tensão de Basquin na Eq. 2.3, pelo parâmetro definido na Eq. 2.4. Essa previsão de vida será feita em duas situações distintas, em um carregamento com amplitude constante e em um carregamento randômico.

Capítulo 3

Proposição analítica e numérica do problema em escala real

Neste capítulo serão apresentadas as condições nas quais foi criada a modelagem do conjunto amarra-*fairlead* para simulação do problema dentro do *software* ABAQUS, pensando nas condições de contornos que mais se aproximam das condições reais. Foram consideradas as alterações ocasionadas pela maré em alto mar, tanto em dias de grande agitação, quanto em dias de mar calmo, além das condições geradas pela plataforma de petróleo, podendo estar totalmente carregada de óleo, peso total máximo, ou vazia, apenas o peso da estrutura da plataforma. Serão detalhadas ainda a modelagem dos elos, as condições de contorno do conjunto amarra-*fairlead*, os carregamentos impostos nos elos de corrente, a malha e os *steps* definidos.

Ao final deste capítulo será apresentada de forma detalhada o desenvolvimento das equações que regem o comportamento das tensões nos pontos críticos dos elos. Além das definições feitas para a ocorrência do momento fletor no elo, tanto em relação a intensidade quanto em relação ao instante em que ele começa a atuar.

3.1 Modelagem

Para realizar a simulação optou-se por uma simplificação do conjunto amarras-*fairlead*. Desta forma, foi utilizado um conjunto de 5 elos, 2 semi elos e a catraca do *fairlead*, julgados suficientes para a simulação por abranger a área de estudo, como apresenta a Figura 3.1.

A realização de uma análise dinâmica implícita na simulação dos enrolamentos foi outro fator considerado, devido à possível variação das propriedades do material dos elos. Essa variação pode afetar o resultado, porém, sem a presença de movimentos que geram impactos e colisões. Já na etapa da simulação da carga de prova, optou-se por uma análise estática das correntes.

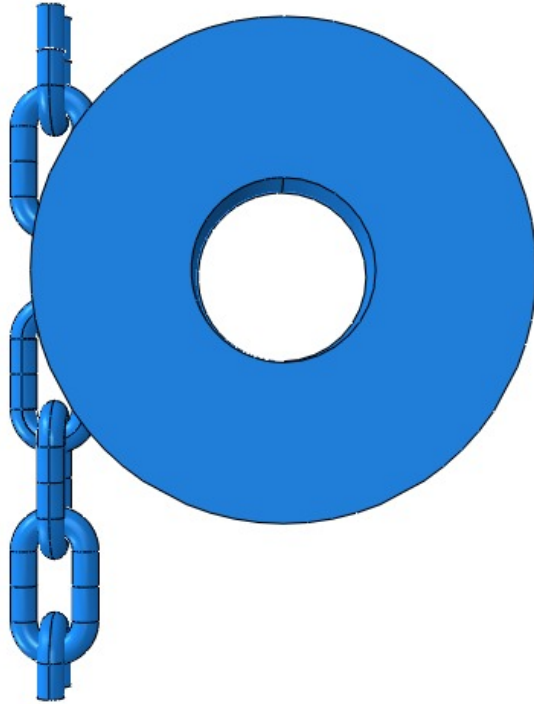


Figura 3.1: Simplificação do sistema de amarras.

3.1.1 Elos de corrente

Na simulação do conjunto amarra-*fairlead* modelou-se, inicialmente, os elos pertencentes a amarra. Esses elos sem malhete possuem dimensões especificadas segundo a tabela que normatiza os diâmetros de fabricação (*Petrobras Mooring Concept "Pre Salt"*), apresentada na introdução. Com isso, o elo foi modelado com diâmetro de 120 mm e o resto das dimensões como definidas na Figura 3.2.

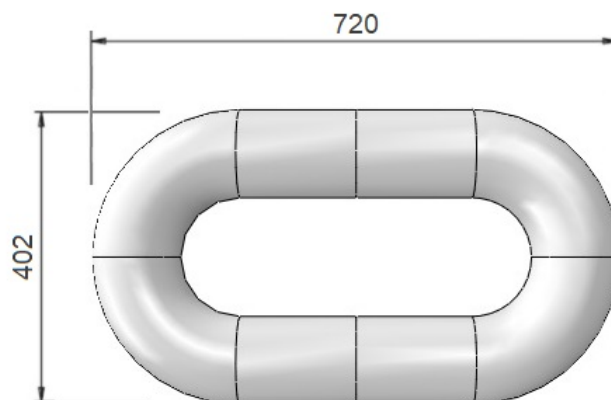


Figura 3.2: Dimensões do elo sem malhete em mm.

Além disso, foram modelados sólidos independentes na região de contato entre os elos de corrente para gerar uma malha mais fina e melhorar o estudo com uma solução mais exata da região. Esse corpo foi unido ao elo pela restrição do tipo *tie*. As diferentes partes da

região de contato estão ilustradas nas Figuras 3.3 e 3.4.

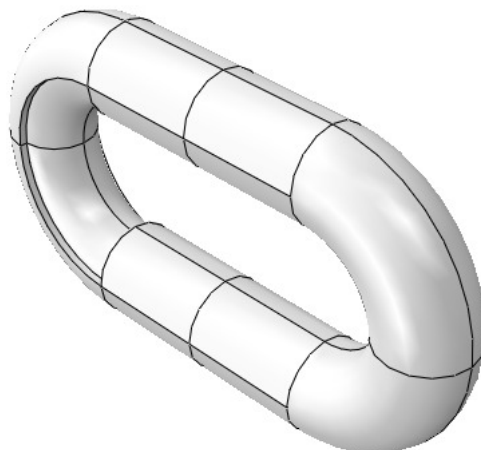


Figura 3.3: Elo particionado.



Figura 3.4: Região do elo onde se estabelece o contato.

A modelagem do semi-elo configurou-se em um elo seccionado longitudinalmente nas extremidades de maior comprimento e sua dimensão corresponde a metade do elo da Figura 3.2. Esses semi-elos limitariam o início e fim do conjunto de amarras analisado na simulação e corresponderiam às superfícies onde seriam aplicadas as condições de contorno e os carregamentos do problema.

Como essa modelagem foi realizada como uma simplificação do conjunto amarra-*fairlead*, foi necessário reproduzir a deformação elástica dos elos anteriores a entrada do *fairlead* (parte da amarra tensionada que se encontra dentro do navio-plataforma), ocorrida a partir do tensionamento da corrente, quando submetidas à carregamentos da ordem de 400 ton. Para simular esse deslocamento que a corrente sofreria durante a operação, devido a deformação elástica dos elos anteriores, optou-se por modelar 2 cilindros com propriedades que equivaleriam às propriedades do conjunto de todos esses elos antecedentes. Em seguida posicioná-los nas faces dos semi-elos superiores do conjunto, como apresenta a Figura 3.5.

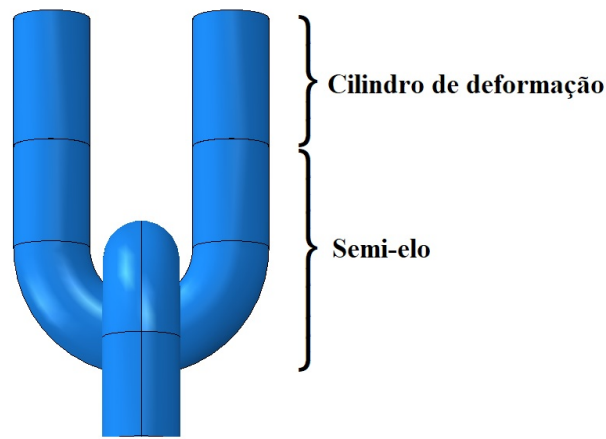


Figura 3.5: Posicionamento dos cilindros de deformação no semi-elo.

Como os cilindros simulam a deformação elástica dos elos anteriores à entrada do *fairlead*, seu módulo de elasticidade deve ser equivalente ao desse conjunto de elos. Para determinar essa propriedade, da seção de amarra anterior até a entrada do *fairlead*, foi necessário estimar a quantidade de elos que pertencem a esse trecho de corrente. Estipulando o seu comprimento equivalente a 15 m estimou-se então um total de 30 elos (considerando a deformação dos elos provocada durante a aplicação da carga de prova). Já como forma de calcular a variação de comprimento interno de cada elo, foi realizada uma simulação inicial, somente com os 5 elos e mais 2 semi-elos, como apresenta a Figura 3.6, sofrendo uma carga de 400 ton. A partir dessa simulação determinou-se que a variação do comprimento interno por elo corresponde a 3,58 mm e conseqüentemente, a variação total do comprimento da corrente antecedente ao *fairlead* correspondendo a 107,6 mm.

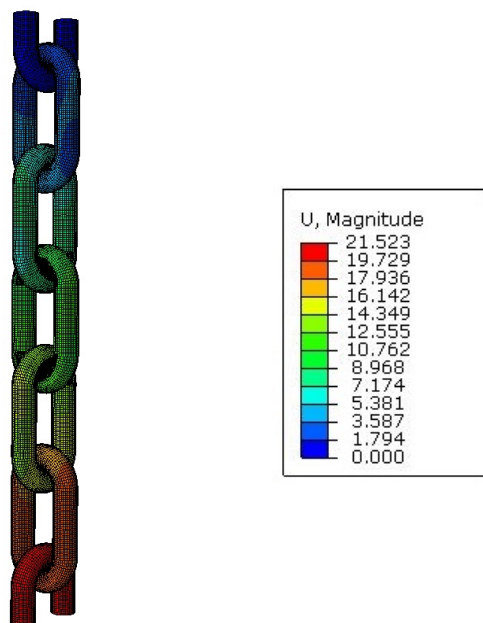


Figura 3.6: Simulação para determinação da deformação interna do elo.

De forma a representar, então, o deslocamento do conjunto de amarra até a entrada do *fairlead*, modelou-se um cilindro com 120 mm de diâmetro e 200 mm de comprimento, que sofra um deslocamento máximo de 107,6 mm aproximadamente, ao resistir a um carregamento de 400 ton. Para ocorrer esse deslocamento, foram definidas as propriedades desse cilindro de deformação com módulo de elasticidade de 660 MPa e coeficiente de Poisson de 0,3.

3.1.2 *Fairlead*

No caso da modelagem da componente *fairlead*, foi criado como um corpo totalmente rígido, pois não julgou-se necessário analisar os campos de tensão-deformação, sendo assim possível reduzir os custos computacionais. Essa componente foi modelada como representado na Figura 3.7 e serve apenas como uma guia pros elos de corrente, sendo irrelevante o material atribuído a ele e as tensões de contato que sofreria pela amarra.

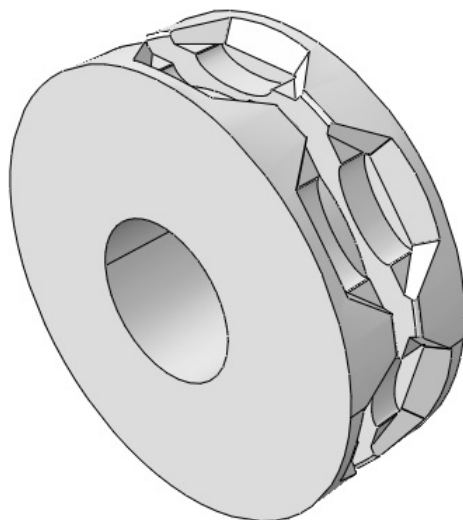


Figura 3.7: Vista em perspectiva do *fairlead*.

3.1.3 Montagem

A partir da modelagem de cada componente específica, foi feita então a montagem do conjunto amarra-*fairlead*, onde foi necessário estabelecer algumas condições de contato entre os elos, os semi-elos e o *fairlead*. As condições de contato normal foram definidas levando em consideração um "*Hard*" *Contact* para a pressão de ativação do contato e assumindo o método de imposição de contato do tipo "*Default*" (formulação lagrangeana). O contato do tipo tangencial, assumiu-se um coeficiente de atrito com valor igual a 0,7 e a formulação de atrito adotada do tipo *penalty*. Além disso considerou-se a formulação de deslizamento no contato como sendo do tipo "grandes deslocamentos" e o método de discretização das superfícies de contato do tipo superfície-a-superfície.

3.2 Malha

A malha dessa simulação foi definida de forma diferente para cada sólido da modelagem. A discretização dos elos, semi-elos e cilindros pertencentes as amarras foi feita a partir de elementos finitos hexaédricos lineares e com integração plena. Já a discretização do *fairlead* foi feita com elementos finitos quadrilaterais e triangulares, ambos lineares com integração reduzida. Essa malha gerou um total de 58172 nós e 50866 elementos do conjunto.

Além disso, como descrito anteriormente, foi feita uma partição no elo, que unida a uma seção de contato com uma discretização mais detalhada, obteve-se o elo resultante discretizado ilustrado na Figura 3.8, como forma de obter um resultado mais detalhado na região.

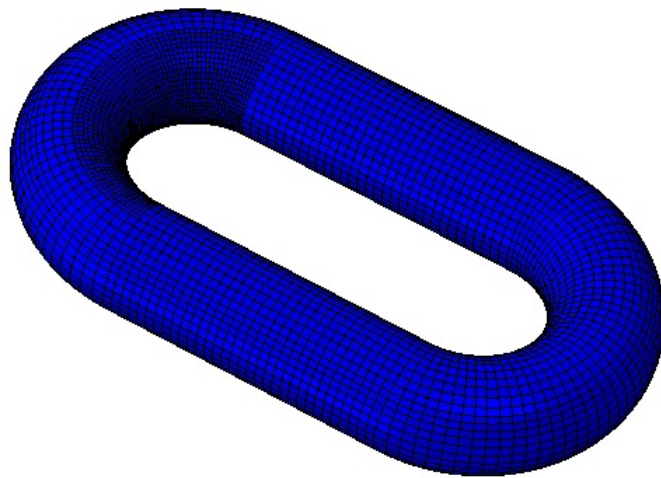


Figura 3.8: Malha resultante nos elos das amarras.

3.3 Steps

Os *steps* no programa de simulação representam os intervalos de tempo onde serão adicionadas as condições de contorno e os carregamentos de forma geral. Esses intervalos também definem a quantidade de incrementos dentro do *step* e o tipo de análise, que nesse caso foram utilizadas as análises estática e a dinâmica implícita. Nessa simulação somente os *steps* CP e S-CP foram definidos como análise estática enquanto o resto foi definido como análise dinâmica implícita (*steps*: CT1-1, CT1-2, CT2-1, CT2-2, CT3-1 e CT3-2).

3.4 Carregamentos

Inicialmente, todos os elos de corrente em sua fabricação passam por um processo de controle de qualidade, onde é aplicada uma carga de 75% da MBL (*Minimum Breaking Load*), processo que aumenta a vida de fadiga por tração-tração ao acumular tensões residuais. Pela definição, a carga mínima de ruptura (MBL) é dada por 1292 ton e a porcentagem utilizada dessa carga corresponde à 970 ton. Transformando para kN e utilizando para vias de cálculo a gravidade como $9,81 \text{ m/s}^2$, tem-se que 75% da MBL corresponde a 9511kN.

Após a atuação da carga de prova, as correntes passarão por carregamentos dos mais diversos, que variam de acordo com as condições que o navio FPSO passa, podendo estar fora do seu ponto de equilíbrio e levando em consideração a ação de carga e descarga da FPSO. Nesse caso um *draft* (arqueação) maior, resultará em cargas e angulações maiores, e um *draft* menor em cargas e angulações menores. Para a definição da carga máxima de operação dos elos de corrente, levou-se em consideração que as correntes atuam sobre uma magnitude de carregamento próxima à 1/3 da MBL, ou seja, aproximadamente 400 ton. Já para a definição do carregamento mínimo de operação, considerou-se que o navio-plataforma estaria atuando sem armazenamento de óleo e sem condições externas de operação, sendo assim, estimou-se o peso da estrutura de aproximadamente 200 ton. Conclui-se então que as amarras operam sobre cargas que variam entre 200 ton (carga mínima) e 400 ton (carga máxima).

Pensando na definição dos ângulos de enrolamento e conseqüentemente sua simulação, utilizou-se o modelo do conjunto amarra-*fairlead* construído pela empresa AmClyde, que é empregado em situações similares às estudadas nesse relatório. Esse modelo possui uma faixa de operação dos ângulos de enrolamento variando de 17° à 60° , como apresenta a Figura 3.9. A partir disso definiu-se os ângulos (θ) a serem simulados, correspondentes a 17° , 30° , 45° e 60° , obtendo assim uma variedade grande de ângulos e um passo praticamente igual entre eles, dados que possibilitariam uma análise satisfatória do comportamento da amarra.

A definição das forças pontuais no elo de corrente, dentro da simulação, levou em consideração os ângulos de enrolamento sofrido pelo conjunto amarra-*fairlead*. Como o carregamento (F) no elo age paralelamente ao enrolamento da corrente, dependendo da angulação (θ) sofrida, as forças decompostas nos eixos x e y variam, como ilustra a Figura 3.10.

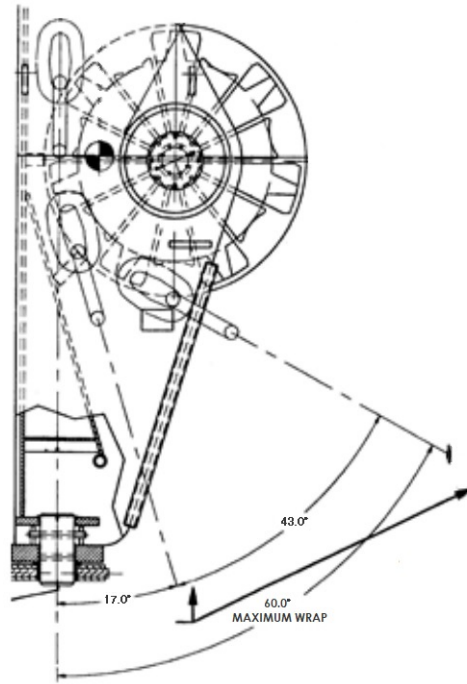


Figura 3.9: Adaptação do desenho técnico do fairlead construído pela empresa AmClyde.

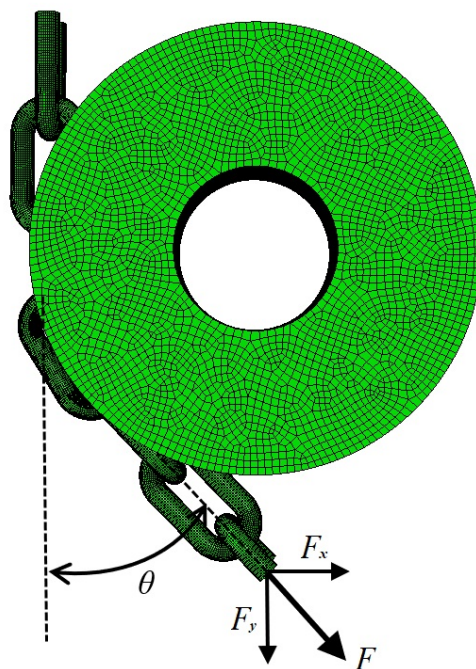


Figura 3.10: Decomposição das Forças nos eixos x e y.

Enfim, para que a simulação aconteça como desejado, formando os ângulos de enrolamento definidos anteriormente, atuando a carga de prova e oscilando a carga de operação entre 200 ton e 400 ton, é necessário a decomposição dessas forças nos eixos x e y. As forças (F) correspondentes aos carregamentos mínimos e máximos são: $F_{min} = 1962$ kN e $F_{max} = 3924$ kN. Como esse carregamento está sempre paralelo aos elos de corrente enrolados, a decomposição das forças foi feita da seguinte forma: $F_x = F \sin(\theta)$ e $F_y = F \cos(\theta)$.

A descrição das forças em cada um dos *steps* está detalhada a seguir e, juntamente com o gráfico da Figura 3.11, detalham o comportamento dos carregamentos no decorrer da simulação, incluindo o a aplicação da carga de prova e a oscilação da carga.

Initial Step que abrange toda a simulação

CP Atuação da carga de prova

S-CP Retirada da carga de prova

CT1-1 Atuação das forças F_x e F_y mínimas

CT1-1-1 Atuação da força F_y mínima, no periodo de meio *time step*;

CT1-1-2 Manutenção da força F_y e atuação da força F_x mínima, no período de meio *time step*;

CT1-2 Atuação das forças F_x e F_y máximas

CT2-1 Atuação das forças F_x e F_y mínimas

CT2-2 Atuação das forças F_x e F_y máximas

CT3-1 Atuação das forças F_x e F_y mínimas

CT3-2 Atuação das forças F_x e F_y máximas

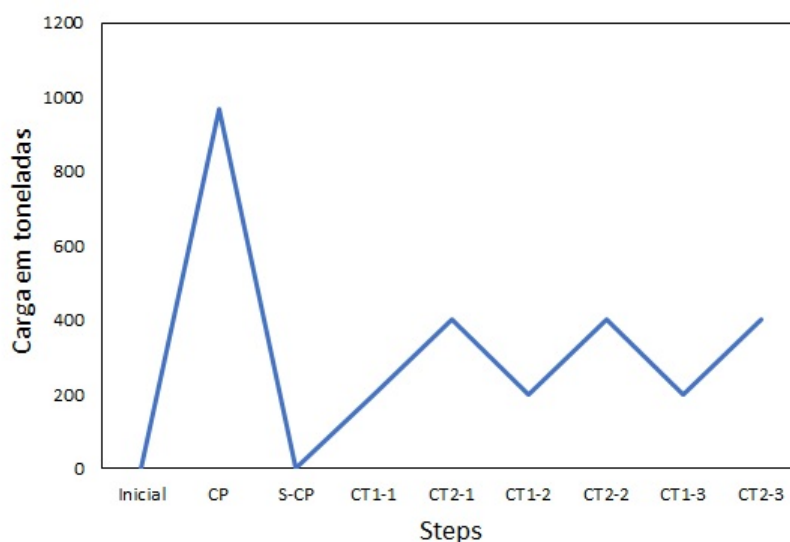


Figura 3.11: Atuação das cargas em cada *step*.

Nessa simulação foi utilizado somente o valor das forças mínimas, pois para simular a força máxima foi utilizado o parâmetro de amplitude 2. A Tabela 3.1 apresenta os valores das forças decompostas em cada ângulo de enrolamento, referentes a carga mínima.

Tabela 3.1: Decomposição da força mínima em cada ângulo de enrolamento.

	17°	30°	45°	60°
F _x (kN)	573,63	981,00	1387,34	1699,14
F _y (kN)	-1876,27	-1699,14	-1387,34	-981,00

3.5 Condições de contorno

Para a simulação em *software* de elementos finitos é necessária a definição de alguns limites de movimento das peças a serem simuladas, que determinam as condições de contorno as quais a peça é submetida. Nesse caso, para a simulação do conjunto amarras-*fairlead* foram definidas 5 condições de contorno, ou *boundary conditions* (BC), distintas, que estão melhor explicadas e ilustradas a seguir:

BC-1 Travamento das faces cilindro de deformação. Condição presente apenas nos *steps*: CP e S-CP para simulação da carga de prova sem a atuação desses cilindros (Fig. 3.12).

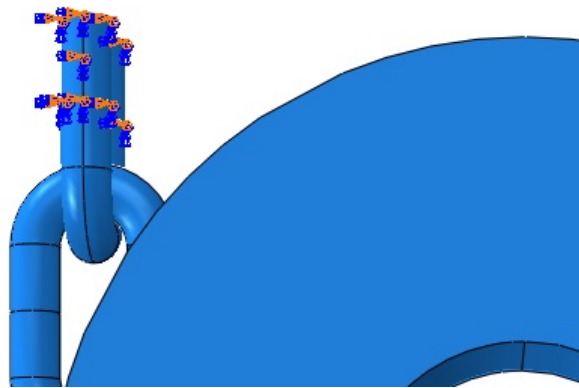


Figura 3.12: Engastamento completo do cilindro de deformação.

BC-2 Permissão de translação do semi-elo inferior somente no eixo y. Condição presente apenas nos *steps*: CP e S-CP para simulação da carga de prova (Fig. 3.13).

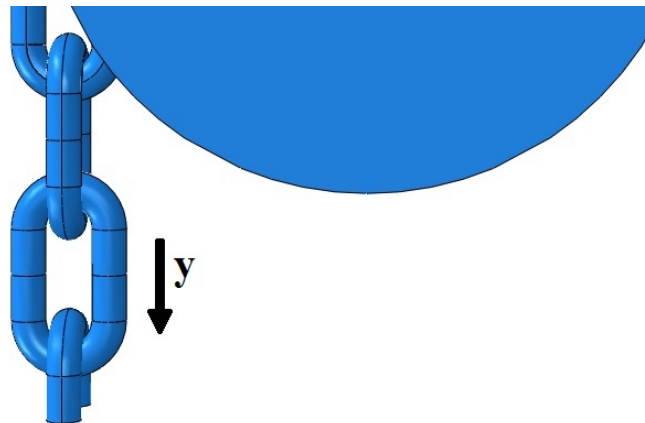


Figura 3.13: Liberdade de translação da corrente somente no eixo y.

BC-3 Restrição do *fairlead* de acordo com o *step*:

- Centro do *fairlead* engastado, restringindo a movimentação em todos os eixos. Presente apenas nos *steps*: CP e S-CP para simulação da carga de prova (Fig. 3.14 (a)).
- Centro do *fairlead* permitindo rotação em torno do seu eixo. Presente nos *steps* de oscilação de carga para simulação da rotação da catraca (Fig. 3.14 (b)).

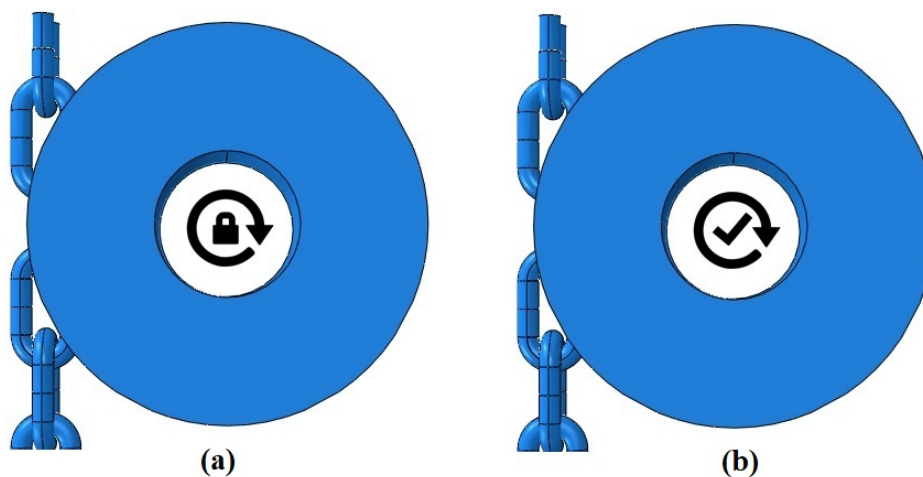


Figura 3.14: (a) Travamento do *fairlead* e (b) Liberdade de rotação do *fairlead*.

BC-4 Engastamento da face superior dos cilindros de deformação. Presente nos *steps* de oscilação de carga para simulação da fixação da amarra (Fig. 3.15).

BC-5 Permissão de translação do cilindro de deformação somente no eixo *y*. Presente nos *steps* de oscilação de carga para simulação do deslocamento das amarras no eixo *y* para simular a deformação dos cilindros (Fig. 3.15).

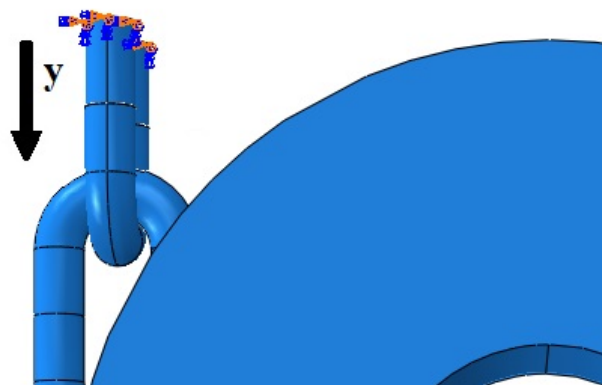


Figura 3.15: Engastamento da face superior do cilindro de deformação e liberdade de movimentação do cilindro no eixo *y*.

3.6 Análise numérica da tensão no elo

Para realizar a análise de vida do ponto crítico, foi necessário fazer uma análise numérica que define, por meio de equações, o comportamento das tensões nos pontos críticos dos elos tanto pela carga axial, quanto pelo momento fletor, porém desprezando alguns momentos por torção, devido a sua grandeza em comparação com o momento fletor. Em decorrência disso, para se obter essas equações de tensão no *hotspot*, partiu-se das equações 3.1 e 3.2 que determinam a tensão normal, devido a tração, e a tensão devido flexão, respectivamente. Onde, A_{sec} representa a área da seção circular, F_{\perp} representa a força perpendicular a essa área, M_{OPB} representa o momento fletor sofrido pelo elo, I o momento de inércia e r o raio da seção circular do mesmo.

$$\sigma_{AXI} = \frac{F_{\perp}}{A_{sec}} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{OPB} = \frac{M_{OPB} r}{I} \quad (3.2)$$

Para essas equações temos que a área da seção circular do elo e o momento de inércia do mesmo são representados pelas equações 3.3 e 3.4.

$$A_{sec} = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.3)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.4)$$

Após essas definições iniciais, fez-se necessário definir a carga e o momento fletor das equações de tensão normal. Para isso, partindo do diagrama de corpo livre do conjunto amarra-*fairlead*, Fig. 3.16, foi possível calcular as forças de reação e o momento resultante sofrido pelo elo C. A força F_{\perp} foi facilmente deduzida como $F \cos(\theta)$, já o momento fletor foi inicialmente deduzido pela equação 3.5.

O braço de alavanca L foi definido como equivalente ao comprimento interno de 3,5 elos. Como internamente cada elo tem o comprimento de 4 vezes o diâmetro, temos que L é equivalente a 14 vezes o diâmetro ($L = 14d$).

$$M_{OPB} = LF \sin(\theta) \quad (3.5)$$

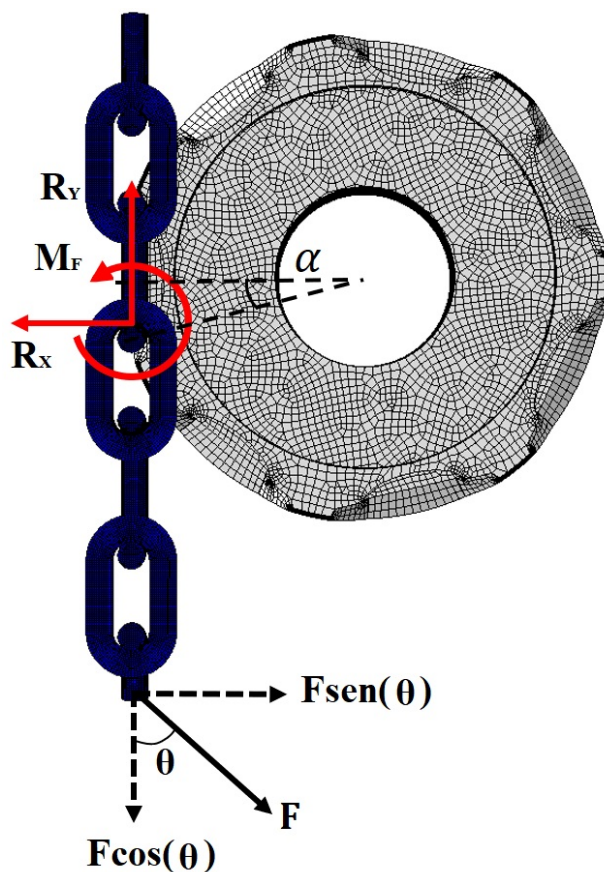


Figura 3.16: DCL da amarra-*fairlead*

Nesse caso, foi observado que a flexão ocorre a partir da angulação das amarras (17° , 30° , 45° e 60°), porém nitidamente não é observado um momento fletor individual dos elos na mesma grandeza, visto que os elos tendem a se acomodar parcialmente entre si, porém, como demonstrado na seção 2.2, ainda apresentam um leve efeito do OPB. Como não é possível definir em que instante os elos travam e começam a sofrer esse momento fletor, para simplificação dos cálculos, foi definido que os elos quando submetidos a carga inicial de 200 ton não sofreriam o efeito do OPB, somente uma tensão devido à tração axial. Em consequência do aumento da carga, a corrente é tensionada e provoca uma rotação da catraca para acomodação dos elos, rotação definida pelo ângulo α e que está ilustrada na Fig.3.17. Na figura, observa-se que a extremidade de superior do elo sofre um travamento enquanto a outra extremidade sofre uma inclinação α , similar a da rotação da catraca, e uma tração F paralela a inclinação, responsável pela ocorrência do momento fletor.

Dessa forma, a flexão do elo ocorre a partir da tensão, da acomodação da amarra e da rotação do *fairlead*, sendo possível redefinir a equação do momento como a Eq.3.6.

$$M_{OPB} = 14dF \text{sen}(\alpha) \quad (3.6)$$

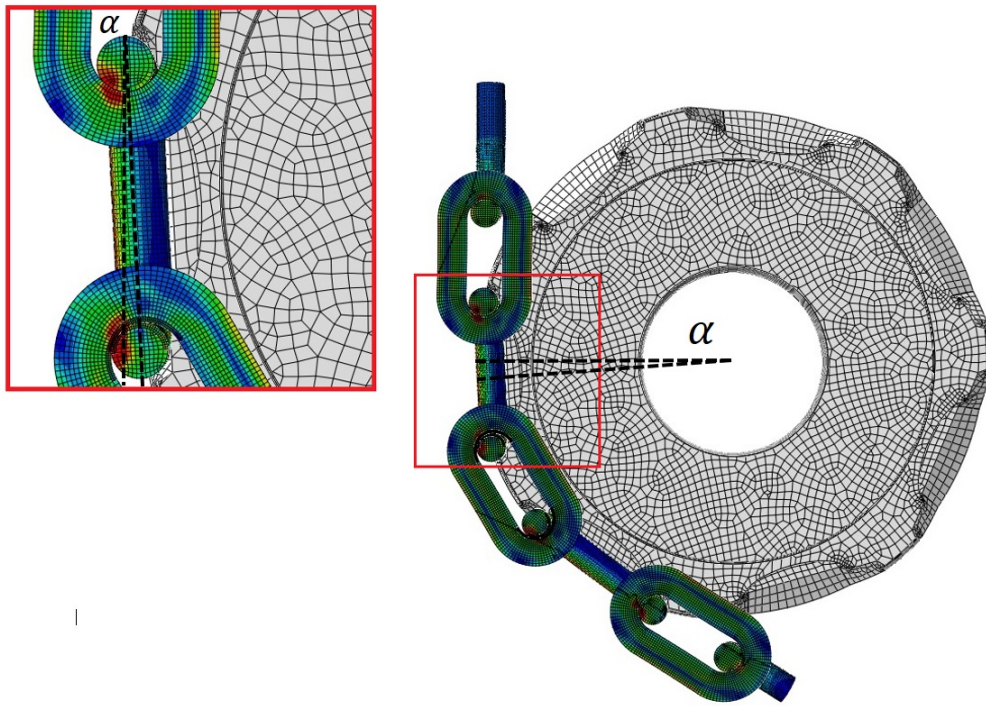


Figura 3.17: Influência da rotação do *fairlead* na inclinação do elo de corrente.

Para se obter o comportamento da rotação (α) do *fairlead* foram realizadas 4 simulações, uma para cada ângulo de enrolamento (17° , 30° , 45° e 60°), variando a carga de 200 ton até 400 ton, em incrementos de 50 ton. Os resultados dessas simulações são observados na Tabela 3.2. Onde a rotação (α) foi gerada em função da carga (F) e do ângulo de enrolamento (θ) e, em seguida, calculada a variação da angulação ($\Delta\alpha$), a partir da angulação da carga de 200 ton.

Por meio dos resultados dessa tabela, foi possível traçar as retas do gráfico da Fig. 3.18, e a partir disso definir um comportamento geral da catraca, dado pela Eq. da reta 3.7, função da força em toneladas (F_{ton}). Os coeficientes da função de primeiro grau ($ax + b$) foram determinados como a média dos coeficientes (a e b) das funções das angulações de 17° até 60° , apresentados na Fig. 3.18.

$$\alpha = 0,0093F_{ton} - 1,845 \quad (3.7)$$

Tabela 3.2: Variação do ângulo α de acordo com o incremento da carga.

17°	α	$\Delta\alpha$	30°	α	$\Delta\alpha$	45°	α	$\Delta\alpha$	60°	α	$\Delta\alpha$
Sem carga	0,000		Sem carga	0,000		Sem carga	0,000		Sem carga	0,000	
200	0,200	0,000	200	0,330	0,000	200	0,600	0,000	200	0,871	0,000
250	0,688	0,488	250	0,805	0,475	250	1,102	0,502	250	1,402	0,531
300	1,135	0,935	300	1,248	0,919	300	1,568	0,968	300	1,940	1,068
350	1,598	1,398	350	1,706	1,377	350	2,011	1,411	350	2,407	1,536
400	2,073	1,873	400	2,176	1,847	400	2,466	1,866	400	2,871	2,000

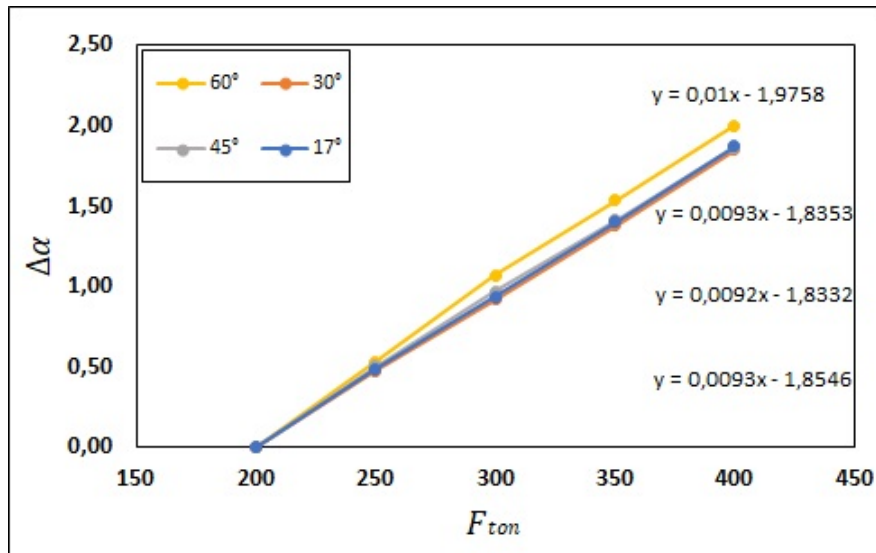


Figura 3.18: Variação da angulação ($\Delta\alpha$) em função da carga (F) em toneladas.

Definido o momento fletor responsável pela tensão devido a flexão, além de considerar que um elo apresenta duas seções de área, chegou-se às equações de tensão normal 3.8 e 3.9, devido a carga axial (σ_{AXI}) e devido ao OPB (σ_{OPB}), respectivamente.

$$\sigma_{AXI} = \frac{F_{\perp}}{2A_{sec}} = \frac{F \cos(\theta)}{2 \frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\therefore \sigma_{AXI} = \frac{2F \cos(\theta)}{\pi d^2} \quad (3.8)$$

$$\sigma_{OPB} = \frac{M_{OPB} r}{2I} = \frac{14dF \sen(\alpha) d}{2 \frac{\pi d^4}{64} \frac{d}{2}}$$

$$\therefore \sigma_{OPB} = \frac{16}{\pi d^2} 14F \sen(\alpha) \quad (3.9)$$

A tensão resultante no ponto crítico do elo é dada pela soma das tensões normais, σ_{OPB} e σ_{AXI} , resultando na Eq. 3.10. Nesses casos, é comumente multiplicado um fator C_a e C_{OPB} , referente a geometria do elo, para tensão axial no elo e para o momento fletor, respectivamente.

$$\sigma_{HOT} = \sigma_{OPB} + \sigma_{AXIAL}$$

$$\therefore \sigma_{HOT} = \frac{C_{OPB} 244F \sen(\alpha)}{\pi d^2} + \frac{2C_a F \cos(\theta)}{\pi d^2} \quad (3.10)$$

Obtida a equação de tensão no *hotspot* do elo, é possível avaliar a vida das amarras pelo critério de fadiga SWT (Smith-Watson-Topper).

Capítulo 4

Análise dos Resultados

Nesse capítulo serão apresentados os resultados referentes à análise local qualitativa e a análise de vida do ponto crítico. Por meio da primeira análise foi feita uma validação da localização dos pontos críticos, previstos por Mamiya et al. (2019) e por Choung and bin Lee (2018), na seção 2.2. Em seguida serão apresentados os valores de vida previstos para diferentes condições de operação das amarras, levando em consideração uma análise numérica das tensões.

4.1 Análise local qualitativa do ponto crítico

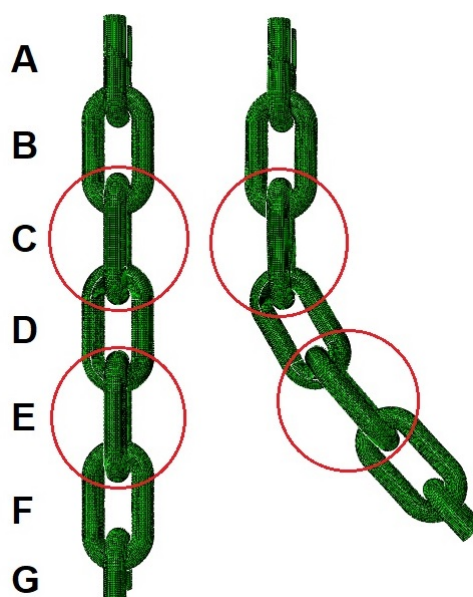


Figura 4.1: Identificação dos elos da amarra.

Para a análise local qualitativa dos pontos críticos dos elos, nesta seção, obteve-se, em forma de imagem, os resultados das tensões sofridas pelos elos do conjunto amarra-*fairlead*, de acordo com o grau de angulação da corrente e a identificação dos pontos críticos, ou

hotspots, presentes nos elos. Como não são todos os elos de corrente que sofrem flexão no plano principal do elo, foram analisadas as tensões somente nos elos que mais admitem o efeito da flexão nesse plano, sendo eles: o elo em contato com a face guia do *fairlead* e o elo logo após a saída do mesmo. Esses elos estudados estão melhor identificados na Figura 4.1, como os elos C e E.

Como foi verificada uma diferença na distribuição das tensões na face interna e externa de cada elo no enrolamento, pode ser identificada pela Figura 4.2 a vista de cada face.

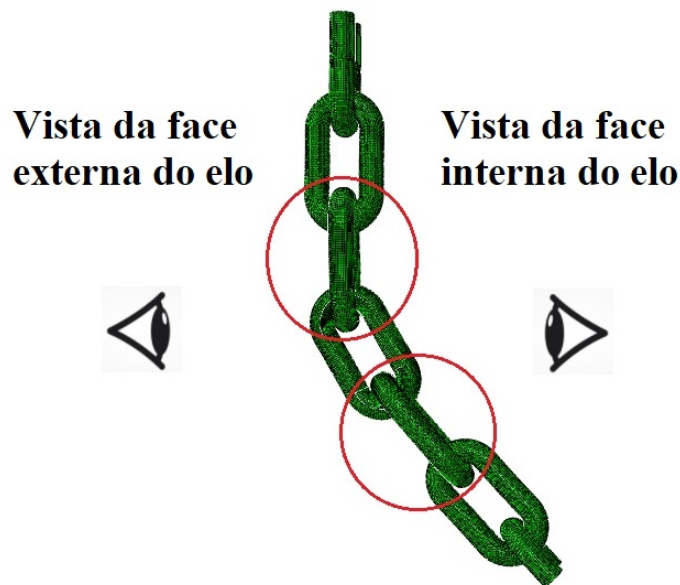


Figura 4.2: Vistas das faces dos elos.

Parte da fabricação do elo de corrente corresponde a um controle de qualidade, para avaliar se não irão falhar sob atuação de uma carga um pouco abaixo da carga mínima de ruptura do material, mais especificamente 70% da MBL (*Minimum Breaking Load*). Por esse motivo, o controle de qualidade se baseia em tracionar puramente a amarra, ou seja, sem angulação, a uma força de aproximadamente 9511 kN. Essa tração foi simulada, como ilustra a Figura 4.3, para que seja considerado o endurecimento isotrópico, a deformação e a plastificação da região de contato entre os elos e a introdução de tensões residuais de compressão em alguns pontos do elo.

Logo após a atuação e retirada da carga de prova simulou-se os enrolamentos das amarras no *fairlead*. Como já tratado no capítulo anterior e ilustrado na Figura 4.4, os ângulos de enrolamento simulados foram 17°, 30°, 45° e 60° e essas angulações representam a variação na operação da amarra.

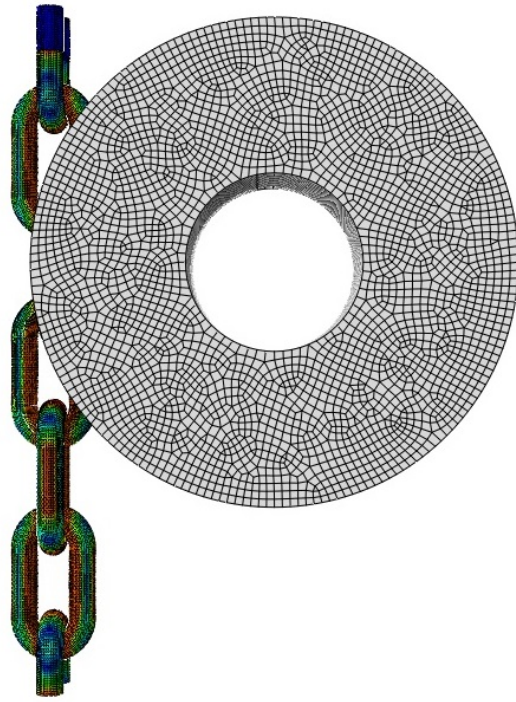


Figura 4.3: Atuação da carga de prova na amarra.

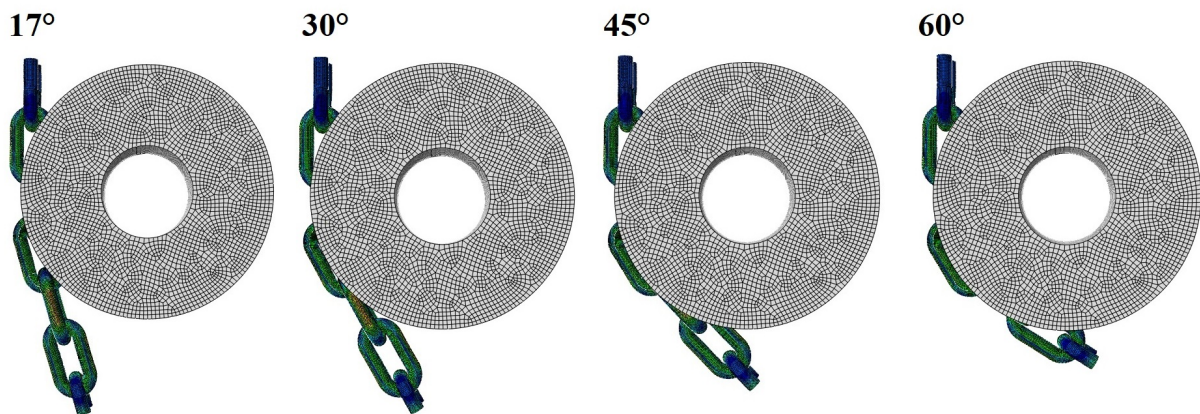


Figura 4.4: Angulações das amarras no *fairlead*.

As Figuras 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8 ilustram os resultados das simulações por meio das distribuições de tensão nos elos de interesse (C e E), tanto na face interna quanto na externa, em cada variação de carga (200 ton ou 400 ton) e em cada ângulo de enrolamento. A partir dessa simulação, observou-se que a face externa de cada elo sofre um efeito maior de tensão recorrente da flexão do mesmo, porém, por meio da face interna, é possível analisar a evolução dos seus pontos críticos e estudar o seu comportamento com a variação do ângulo de enrolamento. Considerando a mecânica dos materiais, foi observado que a tensão normal no elo possui uma parcela devido a tração que atua de maneira uniforme, e uma parcela devido

a flexão que varia de acordo com a distância a partir do centro. Na parte externa é obtido uma tensão normal total a partir do somatório das duas parcelas, enquanto que na parte interna a tensão normal é obtida pela subtração da parcela devido a tração pela parcela devido a flexão, ocasionando assim na diferença de tensão visualizada nas simulações.

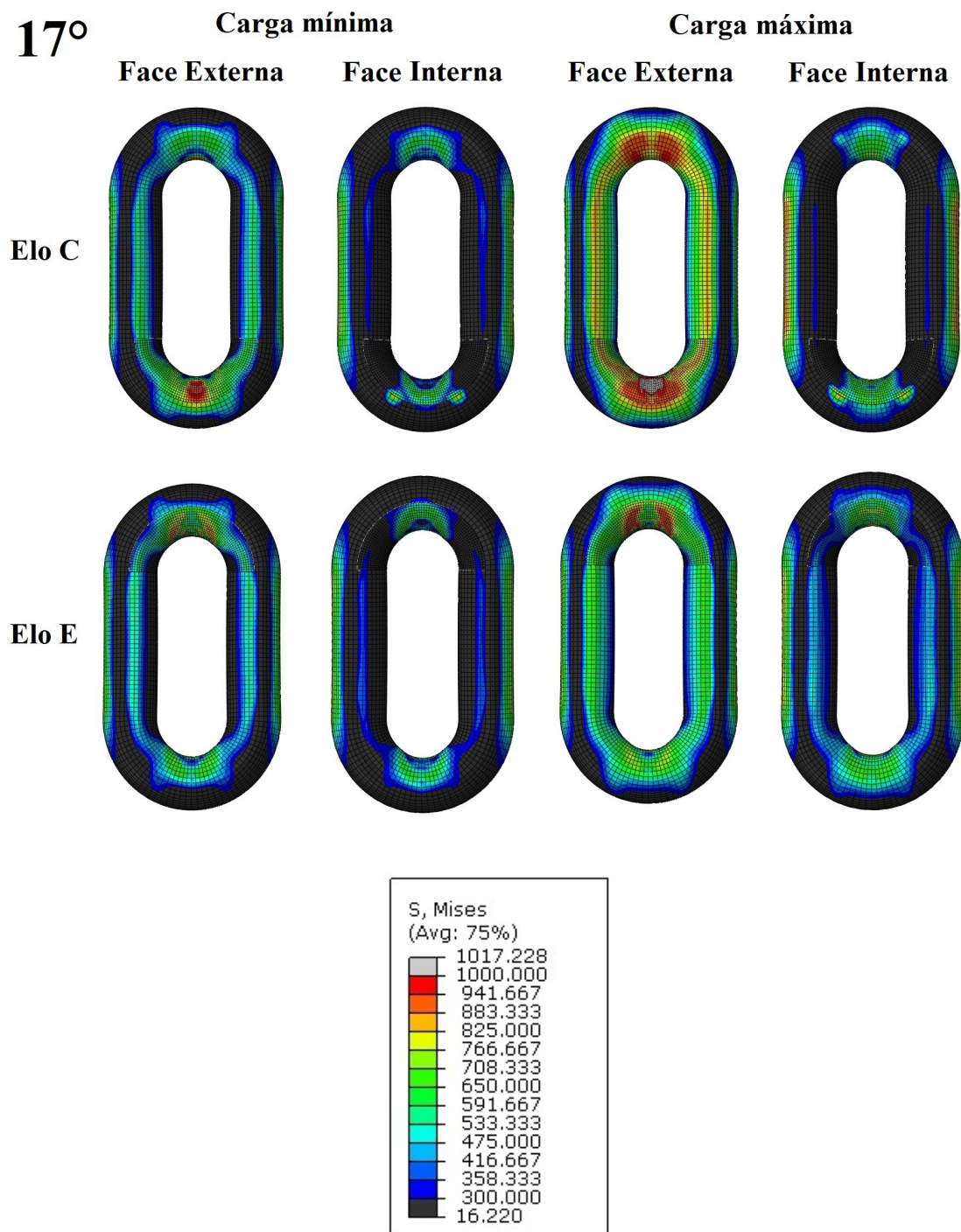


Figura 4.5: Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 17°.

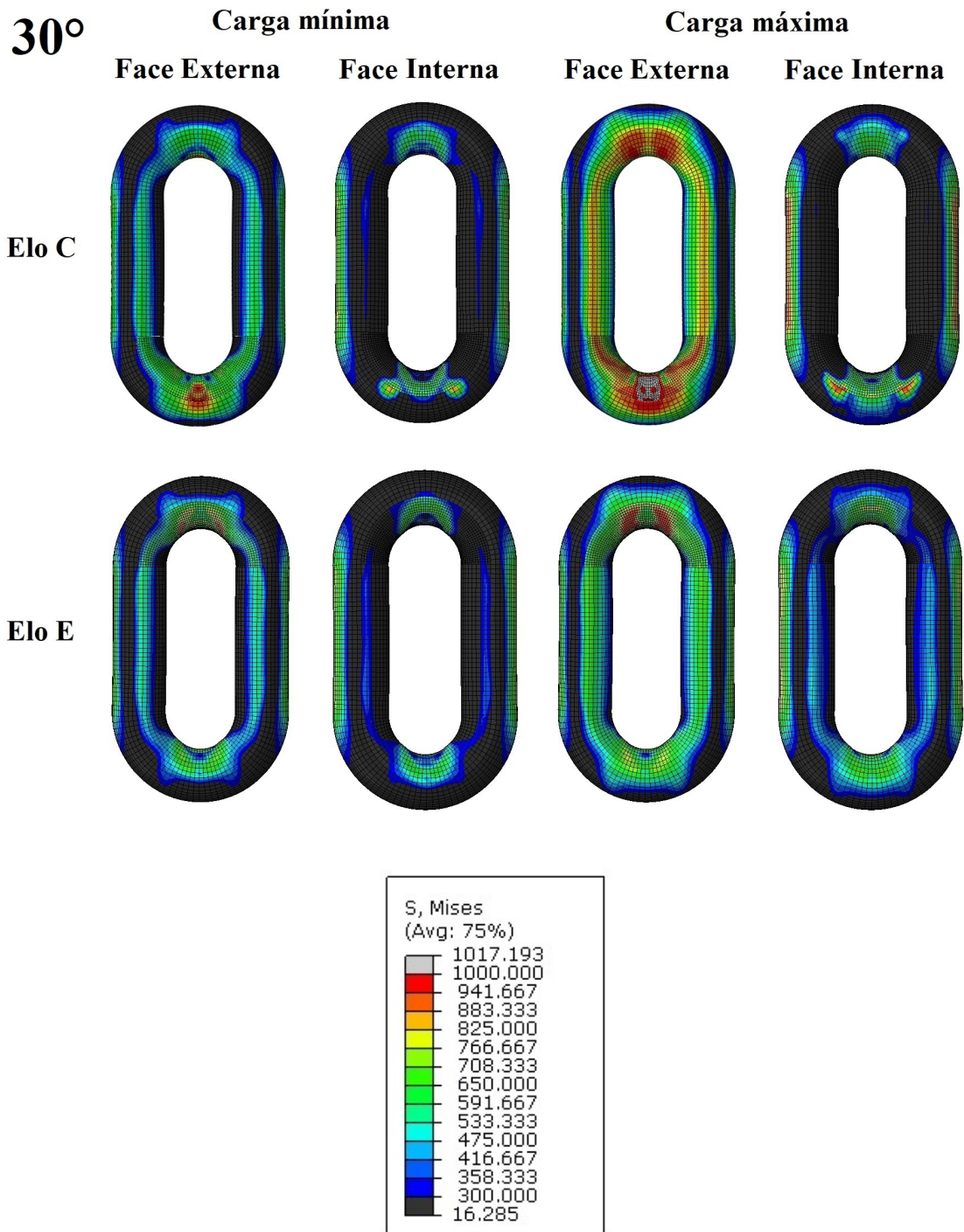


Figura 4.6: Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 30°.

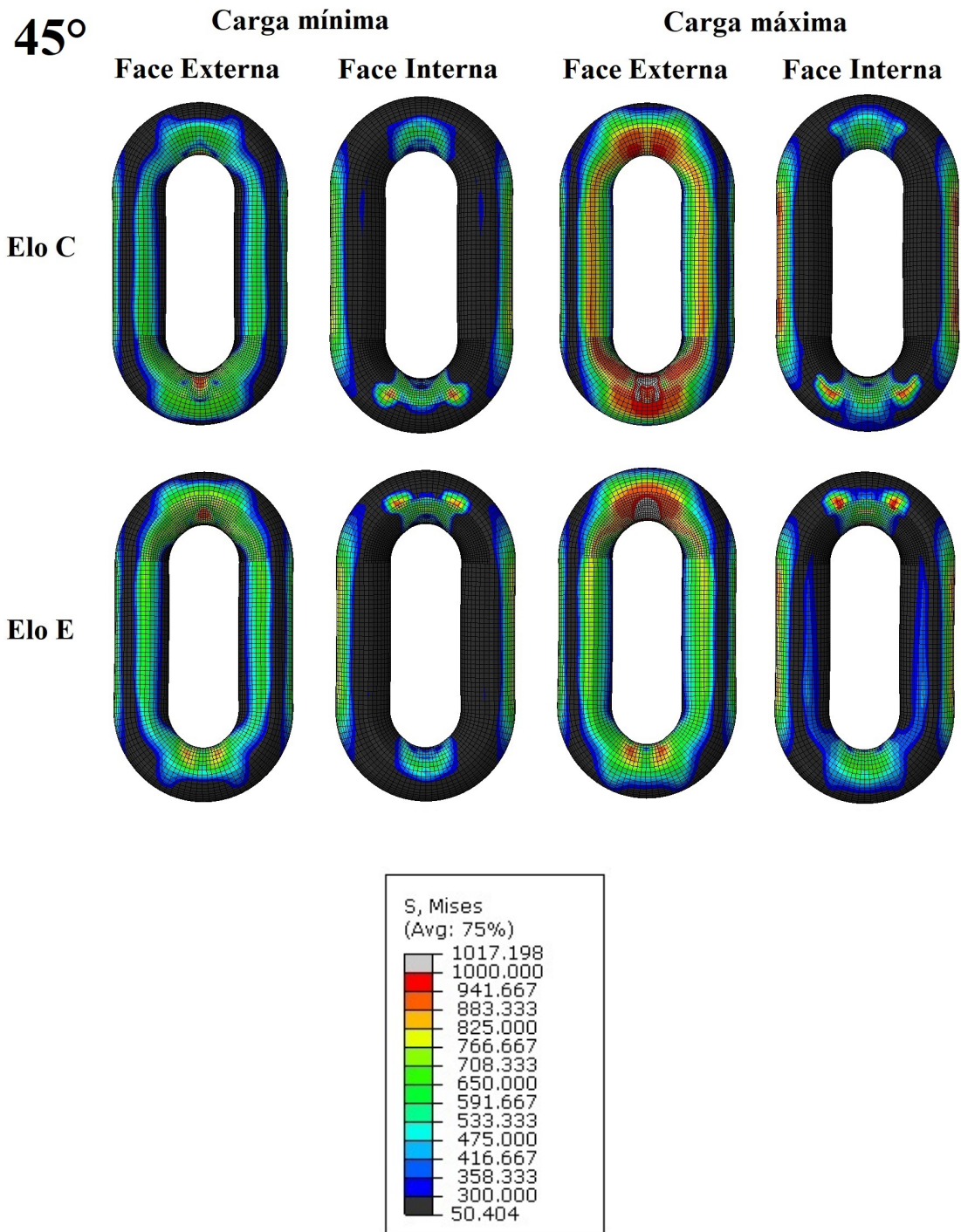


Figura 4.7: Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 45°.

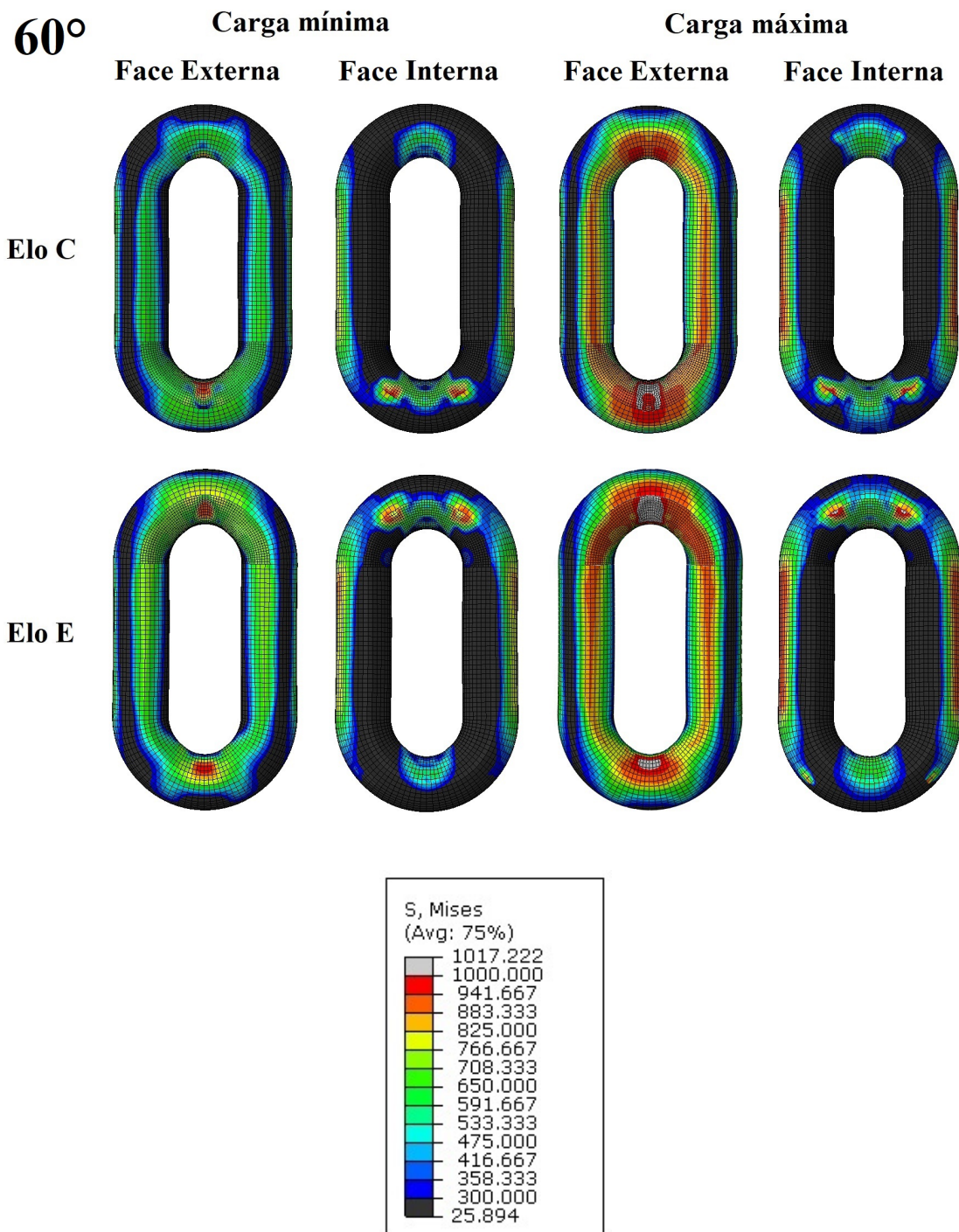


Figura 4.8: Tensões nos elos C e E das amarras, resultado do ângulo de enrolamento de 60°.

Dessa forma, foram criadas as Figuras 4.9 e 4.10 com seções da face interna do elo, buscando uma melhor visualização dos pontos de estudo do relatório. Essas imagens apresentam a evolução dos pontos críticos, em ambos os elos, resultantes do aumento do grau de enrolamento da amarra, tanto para carga mínima quanto para carga máxima.

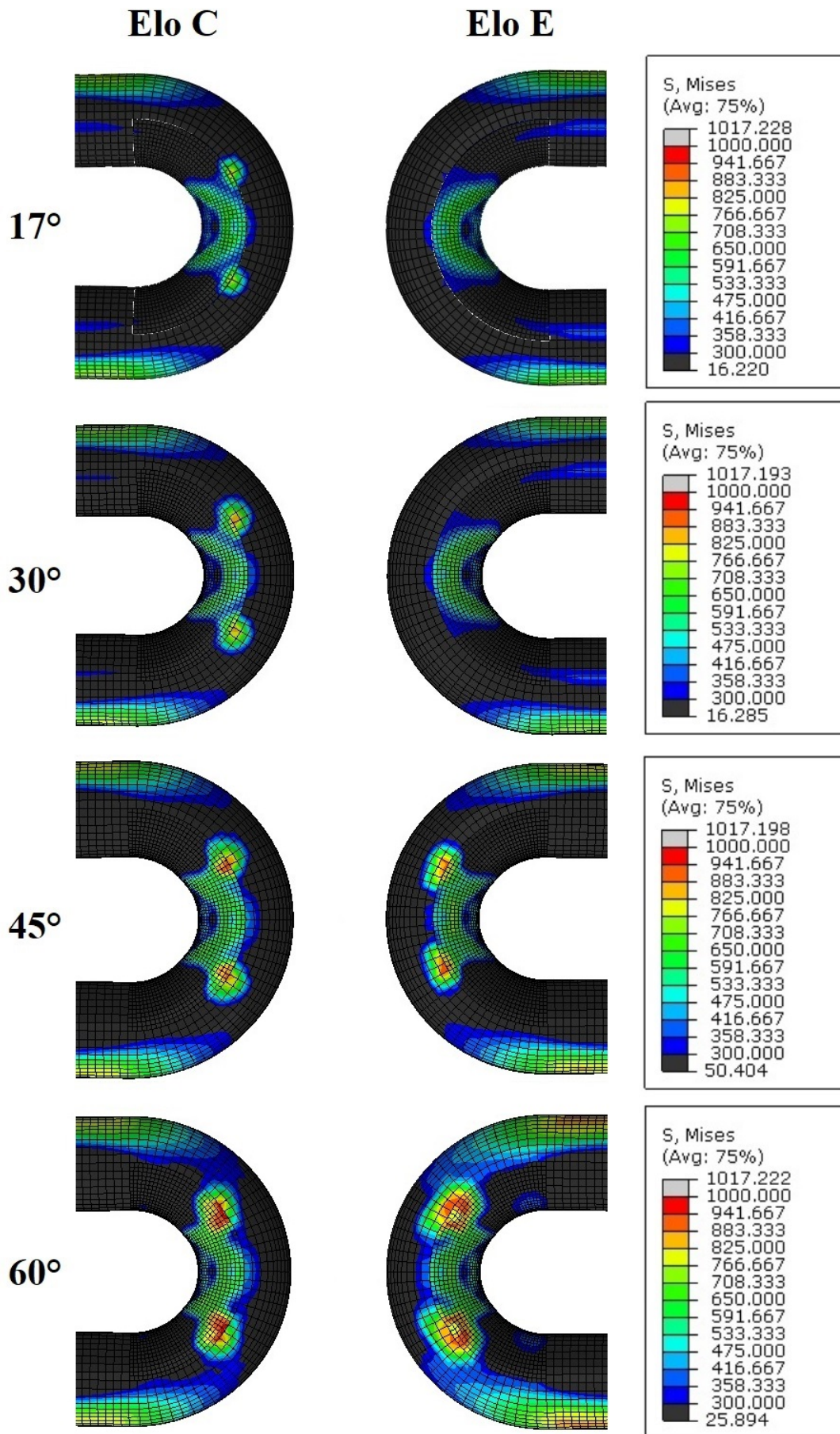


Figura 4.9: Variação das tensões na face interna dos elos sobre carga mínima.

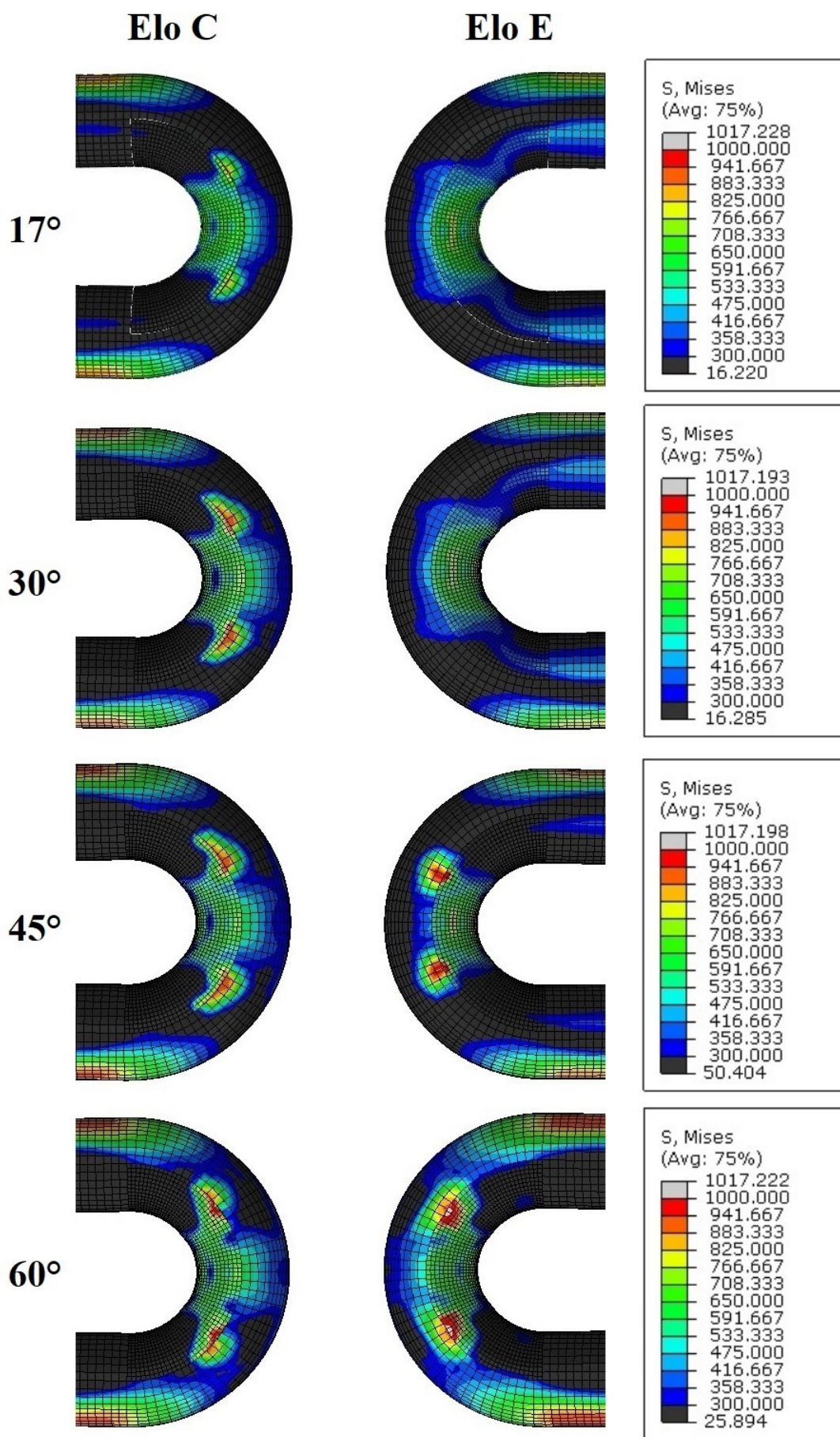


Figura 4.10: Variação das tensões na face interna dos elos sobre carga máxima.

Além das diferenças entre as faces internas e externas dos elos, foi possível observar que, conforme aumentavam os ângulos de enrolamento, maiores eram as tensões equivalentes presente nos elos e, conseqüentemente, mais definidos e evidentes ficavam os *hotspots* nas faces internas dos elos e nos maiores ângulos de enrolamento. As Figuras 4.9 e 4.10 ilustram a atuação do enrolamento do conjunto amarra-*fairlead* que melhor evidencia os pontos críticos sob a carga mínima e máxima, respectivamente.

Em relação a diferença observada entre os elos estudados, foi possível perceber que o elo C apresentou uma leve definição do ponto crítico nos ângulos de enrolamento iniciais (17° e 30°), enquanto que o elo E só apresentou uma definição clara do ponto crítico nos ângulos de enrolamento finais (45° e 60°). Essa diferença foi observada nas faces internas dos elos C e E estando sobre atuação tanto do carregamento mínimo quanto do carregamento máximo, ilustrado pelas Figuras 4.9 e 4.10, respectivamente.

Vale ressaltar que os limites das tensões de Von Mises determinados na simulação do elo estavam dentro do intervalo de 300 MPa e 1000 MPa, valores escolhidos por desprezar tanto as altas tensões de contato, quanto os valores muito baixos e insignificantes atuantes no corpo do elo.

4.2 Análise de vida do ponto crítico

Por meio dos resultados das simulações no ABAQUS foi possível validar os *hotspots*, com base na localização no elo e na ordem de grandeza da tensão local. A partir disso, viu-se a necessidade de obter uma equação capaz de calcular a tensão normal resultante no elo e conseqüentemente prever sua vida sob as condições impostas, ângulo de enrolamento e carga sobre a amarra. Na seção 3.6 foi obtida a equação de tensão no elo (Eq. 3.10), porém fez-se necessário definir os fatores geométricos (C_a e C_{OPB}) para a tensão axial e OPB no ponto crítico. Enquanto o fator C_{OPB} foi definido como 1, o fator C_a foi determinado a partir de simulações de tração simples em um conjunto composto por 1 elo e 2 semi-elos, Fig. 4.11. Nessas simulações foram submetidas cargas (F) de tração axial variadas e depois obtidos os valores de tensão nos pontos 1 e 2 para o cálculo C_a , razão de σ_2 por σ_1 . Assim, foram obtidas razões próximas a 3,3, como ilustrado na Fig. 4.12, sendo esse valor definido para o fator geométrico (C_a) no cálculo das tensões neste trabalho.

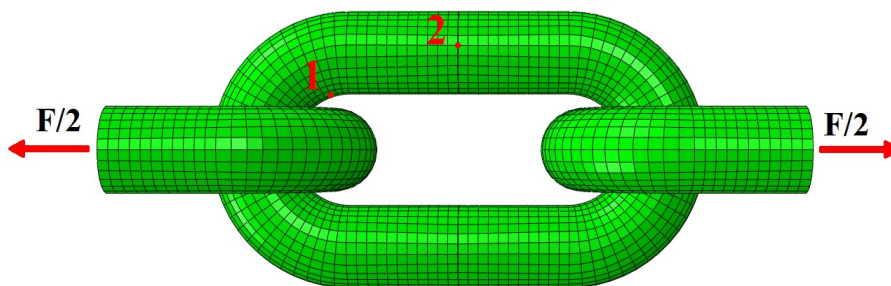


Figura 4.11: Simulação de tração simples para determinação do C_a .

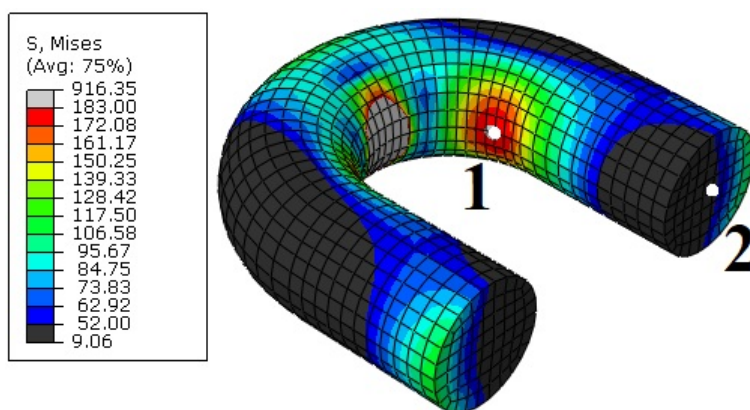


Figura 4.12: Tensões σ_1 e σ_2 obtidas na simulação.

Com base nos parâmetros obtidos nas equações de tensão começou-se a estudar a vida à fadiga do elo C, onde é possível observar uma maior definição dos *hotspots*. Foram feitas, então, duas análises que serão apresentadas a seguir, uma sob carregamento com amplitude constante e outra sob carregamento randômico. Nessas análises foram obtidas a tensão no elo, tanto para o maior enrolamento (60°), quanto para o menor (17°). Essa angulação gera uma diferença na tensão axial, pois considera somente a força paralela ao elo C, definida por $F \cos(\theta)$. Devido a isso, nas análises seguintes serão apresentadas margens de vida, a menor vida referente a angulação de 17° e a maior vida referente a angulação de 60° .

4.2.1 Vida em fadiga de um carregamento com amplitude constante

Para análise do carregamento com amplitude constante estudaram-se 4 amplitudes distintas. Como a margem de amplitude do carregamento sobre as amarras foi definido de 200 a 400 ton, foi proposto um caso com um carregamento suave de 200 a 250 ton de amplitude, e outros três casos sofrendo incrementos de 50 ton a mais na amplitude, como definido a seguir:

- Carregamento variando entre 200 e 400 ton;
- Carregamento variando entre 200 e 350 ton;
- Carregamento variando entre 200 e 300 ton;
- Carregamento variando entre 200 e 250 ton;

Realizadas as análises numéricas, foram obtidas as tensões máximas (σ_{max}) e mínimas referentes a intensidade da força do carregamento e assim definida a amplitude de tensão (σ_a). Tendo em mãos os valores de σ_{max} e σ_a foram calculadas as quantidades de ciclos (N_f) de cada carregamento, utilizando o critério de vida à fadiga SWT. Para determinar o tempo de vida, a partir dos ciclos, definiu-se uma frequência de 0,1 Hz por ciclo, frequência tipicamente observada em cenários *offshore* (MAMIYA et al., 2019). A Tab. 4.1 apresenta as

margens de vida para cada amplitude de carregamento sob o efeito da tensão normal devido a carga axial e devido ao momento fletor (OPB). Já a Tab. 4.2 apresenta as margens de vida considerando somente a tensão normal devida a carga axial, como indicada pela norma da API.

Tabela 4.1: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) com amplitude constante, considerando o efeito OPB.

OPB + AXIAL				
	200-400	200-350	200-300	200-250
N_f	3,00E+03 ~ 7,04E+03	1,19E+04 ~ 3,17E+04	6,77E+04 ~ 2,15E+05	8,14E+05 ~ 3,36E+06
Vida (seg)	3,00E+04 ~ 7,04E+04	1,19E+05 ~ 3,17E+05	6,77E+05 ~ 2,15E+06	8,14E+06 ~ 3,36E+07
Vida (dias)	0,35 ~ 0,81	1,38 ~ 3,67	7,83 ~ 24,90	94,20 ~ 388,53
Vida (meses)	0,01 ~ 0,03	0,05 ~ 0,12	0,26 ~ 0,83	3,14 ~ 12,95
Vida (anos)	0,001 ~ 0,002	0,004 ~ 0,010	0,02 ~ 0,07	0,26 ~ 1,06

Tabela 4.2: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) com amplitude constante, desconsiderando o efeito OPB.

AXIAL				
	200-400	200-350	200-300	200-250
N_f	1,92E+05 ~ 2,96E+06	4,66E+05 ~ 7,20E+06	1,52E+06 ~ 2,34E+07	9,63E+06 ~ 1,49E+08
Vida (seg)	1,92E+06 ~ 2,96E+07	4,66E+06 ~ 7,20E+07	1,52E+07 ~ 2,34E+08	9,63E+07 ~ 1,49E+09
Vida (dias)	22,20 ~ 342,51	53,99 ~ 832,92	175,81 ~ 2712,31	1114,75 ~ 17197,81
Vida (meses)	0,74 ~ 11,42	1,80 ~ 27,76	5,86 ~ 90,41	37,16 ~ 573,26
Vida (anos)	0,06 ~ 0,94	0,15 ~ 2,28	0,48 ~ 7,43	3,05 ~ 47,12

4.2.2 Vida em fadiga de um carregamento randômico

Considerando o caso do carregamento oscilatório com amplitude variável é necessário, inicialmente, entender como funciona a contagem de ciclos de carga. A contagem e a definição de um ciclo ocorrem basicamente no decorrer do tempo, quando, a partir de um pico, ponto onde a intensidade da força muda, há a ocorrência de outro pico com maior ou igual intensidade. Como no decorrer desse carregamento observa-se mais ciclos de carga com picos e vales de mesma intensidade, esses ciclos são contabilizados com a mesma tensão média e amplitude. Registrando todos os ciclos no decorrer do tempo, de maiores e menores amplitudes, obtemos o resultado com 3 parâmetros por amplitude de ciclo: força média, amplitude e quantidade de ciclos (N). A contagem de ciclos neste projeto foi feita utilizando um programa na linguagem PASCAL.

A partir da obtenção dos resultados e dos parâmetros da contagem de ciclos, as equações 3.7 e 3.10 foram utilizadas para calcular a tensão máxima (σ_{max}) e a amplitude de tensão (σ_a) correspondente a cada amplitude de ciclo. Em seguida, foram calculados os parâmetros SWT (σ_{SWT}) e a quantidade de ciclos anteriores a falha (N_f), para que fosse possível empregar a regra de Palmgren-Miner, detalhada a seguir.

A regra de Palmgren-Miner consiste em definir uma fração de vida para cada amplitude de ciclo, como N/N_f . Com base no somatório dessas frações, denominado somatório de dano Eq. 4.1, o estado de falha por fadiga é obtido quando esse somatório atinge o total de uma unidade, o que corresponde a 100% da vida (DOWLING, 1999).

$$\Sigma D = \frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots = \sum \frac{N_j}{N_{fj}} = 1 \quad (4.1)$$

Calculado o somatório das frações de vida das amplitudes de ciclos é possível determinar a quantidade de vezes que o carregamento aleatório poderá se repetir até atingir 100% da vida à fadiga. Como o somatório representa uma repetição, basta calcular o inverso do somatório para obter o número de repetições (B_f), como demonstra Eq. 4.2.

$$B_f \left[\sum \frac{N_j}{N_{fj}} \right]_{one\ rep} = 1$$

$$\therefore B_f = \left[\sum \frac{N_j}{N_{fj}} \right]_{one\ rep}^{-1} \quad (4.2)$$

A previsão de vida à fadiga necessita determinar um tempo de ocorrência do carregamento oscilatório e multiplicar pelo número de repetições (B_f) do carregamento, obtendo assim o tempo de vida da amarra. As análises feitas variam entre si de acordo com o número de ciclos e a amplitude que o carregamento oscila. Neste trabalho, para determinação do tempo do carregamento, utilizamos a frequência de 0,1 Hz para cada ciclo.

A vida em fadiga de um carregamento randômico foi analisada em três etapas: validação da quantidade de pontos de alteração de força, previsão de vida para amplitudes distintas e simulação das condições próximas às reais atuantes na amarra.

4.2.2.1 Validação da quantidade de pontos de oscilação

Inicialmente, nessa etapa de validação da quantidade de pontos de oscilação, foram estudados dois casos com quantidades distintas de pontos de oscilação de força, conforme ilustrado na Fig. 4.13:

- Carregamento oscilando entre 200 e 400 ton com 1000 pontos de oscilação da carga;
- Carregamento oscilando entre 200 e 400 ton com 4000 pontos de oscilação da carga.

Obtidos os valores da contagem de ciclo e em seguida calculadas a amplitude (σ_a) e a tensão máxima (σ_{max}) de cada oscilação, foi utilizado o critério proposto por Smith–Watson–Topper (1970), Eq. 2.3 e 2.4, para o cálculo de vida à fadiga.

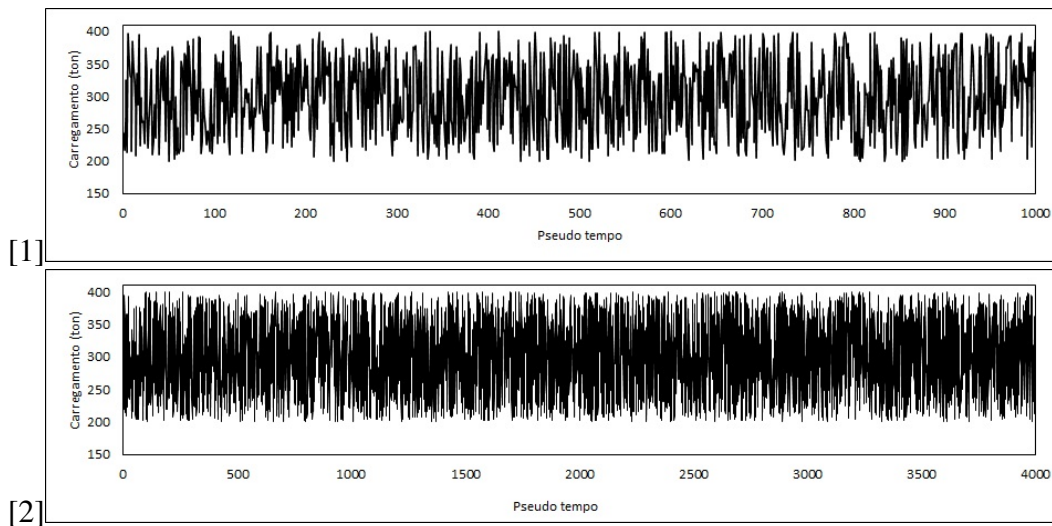


Figura 4.13: Carregamento oscilando entre 200 e 400 ton: [1] para 1000 pontos de oscilação de força e [2] para 4000 pontos de oscilação da carga.

A Tab.4.3 apresenta os parâmetros de dano (ΣD), a quantidade de repetições até a falha (B_f), o tempo estimado do carregamento aleatório (t_{carreg}) e os resultados obtidos da vida da amarra. Por meio desta tabela, foi possível observar que o caso com 1000 pontos de oscilação de carga não gerou uma discrepância considerável na vida das amarras em comparação com o de 4000 pontos, podendo então concluir que a utilização de 1000 pontos é suficiente para este estudo.

Tabela 4.3: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, considerando o efeito do OPB, para os carregamentos da Fig. 4.13.

OPB + AXIAL						
	4K 200-400			1K 200-400		
ΣD	2,64E-01	~	1,13E-01	6,38E-02	~	2,73E-02
B_f	3,78	~	8,8	15,7	~	36,6
$t_{carreg.}$ (seg)	39890			9950		
Vida (seg)	1,51E+05	~	3,52E+05	1,56E+05	~	3,64E+05
Vida (dias)	1,75	~	4,08	1,8	~	4,22
Vida (meses)	0,06	~	0,14	0,06	~	0,14
Vida (anos)	0,005	~	0,011	0,005	~	0,012

4.2.2.2 Previsão de vida para amplitudes distintas

Na segunda etapa foram realizadas análises de vida de quatro carregamentos com 1000 pontos de alteração de carga, oscilando entre uma amplitude constante. Esses carregamentos estão ilustrados na Fig. 4.14:

- 1000 pontos de oscilação de carga entre 200 e 250 ton;
- 1000 pontos de oscilação de carga entre 200 e 300 ton;
- 1000 pontos de oscilação de carga entre 200 e 350 ton;
- 1000 pontos de oscilação de carga entre 200 e 400 ton.

Assim, foi possível obter os parâmetros de Palmgren-Miner e conseqüentemente o tempo de vida das amarras quando submetidas a quatro carregamentos aleatórios, mas com amplitudes de força definidas. A Tab. 4.4 apresenta a margem de vida que a amarra tem quando opera entre os ângulos de enrolamento de 17° e 60° sofrendo o efeito do OPB, enquanto que a Tab. 4.5 apresenta a faixa de vida à fadiga da amarra, inicialmente prevista pela normas da API, considerando somente a tensão axial (σ_{AXI}), quando submetida ao mesmo carregamento aleatório.

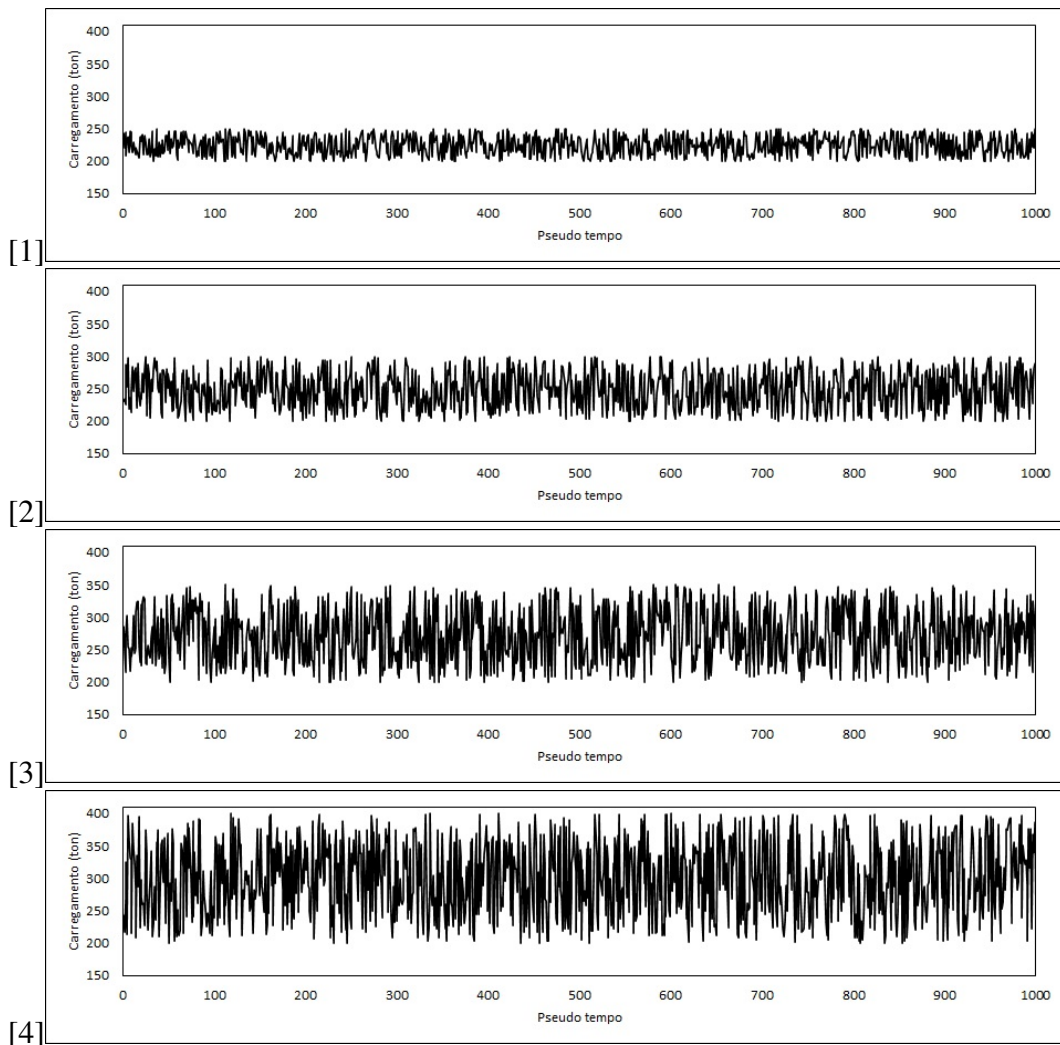


Figura 4.14: Carregamento com 1000 pontos de oscilação de força entre: [1] 200 e 250 ton; [2] 200 e 300 ton; [3] 200 e 350 ton e [4] 200 e 400 ton

Tabela 4.4: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, considerando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.14.

OPB + AXIAL				
	1K 200-400	1K 200-350	1K 200-300	1K 200-250
ΣD	6,38E-02 - 2,73E-02	1,88E-02 - 7,05E-03	2,77E-03 - 8,54E-04	2,38E-04 - 5,61E-05
B_f	15,7 - 36,6	53,2 - 141,9	361,3 - 1171,1	4200,0 - 17828,9
$t_{carreg. (seg)}$	9950	9940	9930	9910
Vida (seg)	1,56E+05 - 3,64E+05	5,29E+05 - 1,41E+06	3,59E+06 - 1,16E+07	4,16E+07 - 1,77E+08
Vida (dias)	1,80 - 4,22	6,12 - 16,33	41,53 - 134,60	481,73 - 2044,96
Vida (meses)	0,06 - 0,14	0,20 - 0,54	1,38 - 4,49	16,06 - 68,17
Vida (anos)	0,005 - 0,012	0,02 - 0,04	0,11 - 0,37	1,32 - 5,60

Tabela 4.5: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, desconsiderando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.14.

AXIAL				
	1K 200-400	1K 200-350	1K 200-300	1K 200-250
ΣD	8,88E-04 ~ 5,76E-05	4,37E-04 ~ 2,83E-05	1,21E-04 ~ 7,85E-06	2,05E-05 ~ 1,33E-06
B_f	1126,1 ~ 17373,3	2290,9 ~ 35342,9	8259,3 ~ 127420,6	48670,8 ~ 750870,1
$t_{carreg. (seg)}$	9950	9940	9930	9910
Vida (seg)	1,12E+07 ~ 1,73E+08	2,28E+07 ~ 3,51E+08	8,20E+07 ~ 1,27E+09	4,82E+08 ~ 7,44E+09
Vida (dias)	129,7 ~ 2000,7	263,6 ~ 4066,1	949,2 ~ 14644,5	5582,5 ~ 86124,1
Vida (meses)	4,3 ~ 66,7	8,8 ~ 135,5	31,6 ~ 488,2	186,1 ~ 2870,8
Vida (anos)	0,36 ~ 5,48	0,72 ~ 11,14	2,60 ~ 40,12	15,29 ~ 235,96

Obtidas as margens de vida da amarra sob um carregamento com amplitude constante (Tab. 4.1 e 4.2) e sob um carregamento randômico (Tab. 4.4 e 4.5), ambos os casos com a mesma amplitude de força, foi possível observar o acréscimo de vida obtido nas análises feitas com carregamentos randômicos.

A Tab. 4.6 apresenta a razão de vida calculada a partir do carregamento com amplitude constante e do carregamento randômico, quando submetidos a amplitudes de forças iguais. Essa razão foi definida como a vida do carregamento com amplitude constante, sobre a vida do carregamento randômico. Dessa forma, foram calculadas as razões das vidas, tanto do enrolamento de 17° quanto o de 60° e para os casos que consideraram e para os que desconsideraram o efeito do OPB. Sendo assim, conclui-se que o acréscimo de vida da amarra quando submetida a um carregamento aleatório é de 5,2 vezes a vida da amarra submetida a um carregamento constante (média dos valores da Tab. 4.6).

Tabela 4.6: Razão de vida calculada entre o carregamento com amplitude constante e o carregamento randômico, nas amplitudes de forças determinadas.

Razão de vida				
	1K 200-400	1K 200-350	1K 200-300	1K 200-250
OPB + AXIAL	5,20 ~ 5,18	4,45 ~ 4,44	5,30 ~ 5,40	5,11 ~ 5,26
AXIAL	5,84 ~ 5,84	4,88 ~ 4,88	5,40 ~ 5,40	5,01 ~ 5,01

4.2.2.3 Simulação das condições próximas às reais atuantes nas amarras

Na última etapa, buscou-se obter um carregamento que mais se aproximasse das condições reais atuantes na amarra no meio do oceano. Por isso, descartou-se a hipótese da mesma sofrer um carregamento com amplitude de 200 ton o tempo todo, visto que atuação das condições mais severas não é constante, ocorrendo somente uma parte do ano. Dessa forma, foram imaginados e analisados dois carregamentos que tivessem um comportamento sazonal e se assemelhassem ao comportamento real sofrido pela amarra. A Fig. 4.15 ilustra os dois casos estudados:

- Carregamento com 100 ton de amplitude deslocando 50 ton a cada 1000 pontos;
- Carregamento com 50 ton de amplitude deslocando 50 ton a cada 1000 pontos.

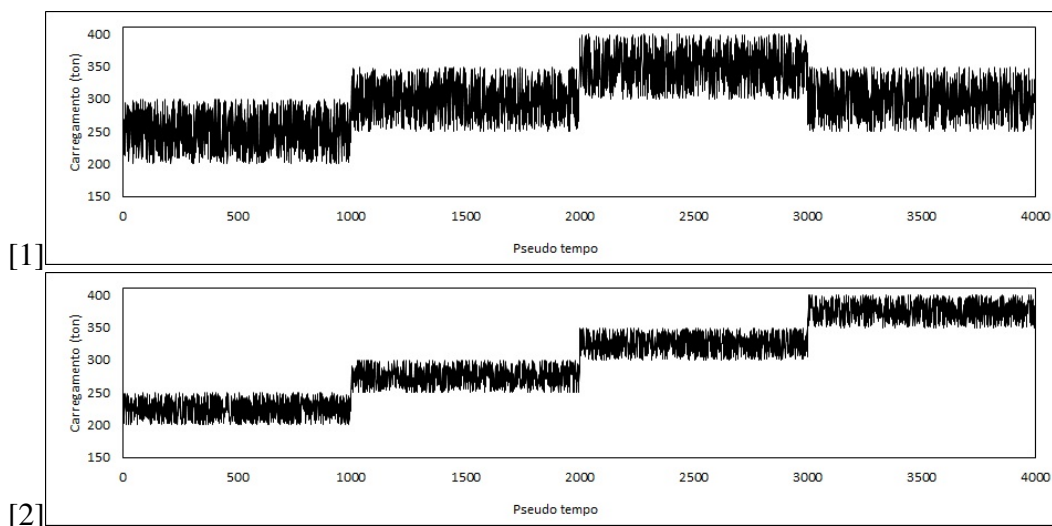


Figura 4.15: Carregamento com 4000 pontos de oscilação de carga: [1] com 100 ton de amplitude deslocando 50 ton a cada 1000 pontos; [2] com 50 ton de amplitude deslocando 50 ton a cada 1000 pontos;

A Tab.4.7 apresenta os parâmetros de dano (ΣD), a quantidade de repetições até a falha (B_f), o tempo estimado do carregamento aleatório (t_{carreg}) e os resultados obtidos da vida da amarra, tanto para amarras com ângulo de enrolamento de 17° e 60° . E assim foi possível observar o decaimento significativo da vida da amarra, quando considerado o efeito do OPB nos elos, fato desconsiderado pelas normas da API. De acordo, então, com esses dados, amarras projetadas para durar entre 2 e 30 anos ou até 7 e 100 anos, poderiam romper o elo C em questão de dias, considerando um carregamento randômico e com deslocamentos de amplitude definidos em ambos os casos.

Tabela 4.7: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, considerando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.15.

		OPB + AXIAL			
		4K 50 tonamp.		4K 100 tonamp.	
ΣD		9,88E-03	~ 4,17E-03	2,85E-02	~ 1,12E-02
B_f		101,2	~ 239,8	35,1	~ 89,3
$t_{carreg.}$ (seg)		39140		39700	
Vida (seg)		3,96E+06	~ 9,39E+06	1,39E+06	~ 3,55E+06
Vida (dias)		45,8	~ 108,6	16,1	~ 41,0
Vida (meses)		1,5	~ 3,6	0,5	~ 1,4
Vida (anos)		0,13	~ 0,30	0,04	~ 0,11

Tabela 4.8: Margem de vida da amarra sob carregamentos (ton) randômicos, desconsiderando o efeito OPB, para os carregamentos da Fig. 4.15.

		AXIAL			
		4K aument.		4K aleat.	
ΣD		1,58E-04	~ 1,02E-05	5,74E-04	~ 3,72E-05
B_f		6335,0	~ 97733,8	1740,8	~ 26856,3
$t_{carreg.}$ (seg)		39140		39700	
Vida (seg)		2,48E+08	~ 3,83E+09	6,91E+07	~ 1,07E+09
Vida (dias)		2869,8	~ 44274,3	799,9	~ 12340,2
Vida (meses)		95,7	~ 1475,8	26,7	~ 411,3
Vida (anos)		7,86	~ 121,30	2,19	~ 33,81

Capítulo 5

Conclusão

Com base nas análises apresentadas, pôde-se observar o comportamento dos elos de corrente presentes no conjunto amarra-*fairlead* do sistema de ancoragem de navios-plataforma FPSO, quando submetidos a diferentes angulações. Como esses sistemas de ancoragem estavam apresentando falhas muito antes do previsto, estudou-se o efeito da flexão no plano principal do elo, causado pela angulação da amarra sobre os elos. Realizada uma análise segundo a norma API (2008), constatou-se que não era considerado o fato de que o contato entre os elos sob altos carregamentos atuava como um engaste, o que levava qualquer força atuando perpendicular a esse plano gerar um momento fletor no elo. Também é importante ressaltar que quanto maior a carga sobre as correntes, maior a força decomposta que atua como momento fletor.

Outro fator relevante é que uma maior angulação das correntes, geralmente acontece quando a plataforma se encontra fora do seu ponto do equilíbrio. Isso pode ser causado tanto por fatores naturais, como a influência do vento e das ondas sob a plataforma, quanto por fatores de operação de carga e descarga, que geram uma maior ou menor arqueação (*draft*) da plataforma.

Dado o exposto no relatório e pela simulação analisada, foi possível concluir que quanto maior a angulação da amarra sobre o *fairlead* maior é a tensão equivalente no elo, principalmente devido ao OPB. Além disso, foi observado que cargas maiores (400 ton) também exercem tensões maiores sobre o elo, em comparação com as cargas mínimas (200 ton). Isso ocorre devido ao fato das forças decompostas serem maiores e resultarem em uma flexão mais intensa no plano principal do elo.

Tendo ainda em vista que carregamentos cíclicos geraram tensões de escoamento mais baixas e que, a partir da concentração de tensão nos pontos críticos, foi possível prever a vida à fadiga dos elos, pôde-se comparar condições de operação que poderiam gerar falhas antes do previsto nos sistemas de ancoragem dos navios FPSO. Como uma maior evidência dos *hotspots* nos elos indica uma menor resistência à fadiga, foi possível concluir que quanto maior as angulações da amarra sobre o *fairlead* menor a vida da mesma à fadiga. Além disso,

a análise indicou que os elos identificados como C e E também apresentaram diferenças entre si, ficando evidente que, se o elo C operasse somente entre as angulações de 17° e 30°, apresentaria uma vida à fadiga menor em comparação ao elo E. Enquanto que o elo E, caso operasse entre as angulações de 45° e 60° apresentaria uma vida à fadiga menor em comparação ao elo C.

Obtidos os dados de tensão no ponto crítico do elo e validando sua localização por meio da simulação, foi realizada uma análise numérica para determinar o comportamento das tensões no ponto crítico. A análise levou em consideração que o momento fletor sobre o elo ocorre a partir da incidência de uma carga superior a 200 ton, determinado pela rotação da catraca do *fairlead*.

Após a definição das equações que previam o comportamento das tensões nos elos, foi estudada a vida à fadiga utilizando o critério SWT, submetendo o elo para quatro diferentes valores de amplitude de carga. Como esperado, a vida à fadiga sob amplitudes menores é maior do que a vida sob a amplitude máxima de atuação das correntes (200 a 400 ton). E ainda menor é a previsão de vida quando calculada considerando o efeito do OPB, fato desconsiderado pela API.

Como o estudo simulou o modelo com altos carregamentos e amplitudes constantes, fato distante do ocorrido na vida real, extrapolou-se o problema para condições aleatórias de cargas que representam um comportamento dinâmico da plataforma. Para caracterizar o carregamento com oscilação variável foi necessário definir a quantidade de pontos de oscilação de carga. Assim, foi observado que 4000 e 1000 pontos de oscilação de força apresentavam uma previsão de vida bem similar, sendo possível realizar o restante das análises com 1000 pontos de oscilação de carga.

Após definido o número de pontos, foram analisados os mesmos quatro valores de amplitude de carga considerados na oscilação constante, porém, dessa vez aplicados em uma oscilação variável (carregamento aleatório). Obtidas as vidas desses carregamentos, por SWT, observou-se que o acréscimo de vida nas diferentes amplitudes de tensão seguia um padrão de 5,2 vezes a vida por fadiga do carregamento com amplitude constante. Esse padrão foi observado para ambos os casos que desconsideraram e consideraram o efeito do momento fletor no elo.

Ao final, foram realizadas análises de carregamentos aleatórios que se aproximassem das condições reais atuantes nas amarras, com amplitude deslocando a cada 1000 pontos, como forma de obter um comportamento sazonal das correntes marítimas no oceano. Essas análises tentaram prever uma vida mais próxima dos casos relatados de ruptura de corrente. Assim, observou-se que a previsão de vida considerando o OPB seria de poucos meses, enquanto que caso desconsiderasse o OPB, a previsão seria de alguns anos.

Para trabalhos futuros, recomenda-se calibrar o fator geométrico C_{OPB} para obter uma tensão mais próxima do real, além de buscar definir melhor o ponto de início do travamento dos elos com o intuito de aprimorar a definição do momento fletor nas correntes.

Referências

6 Tipos de plataformas petrolíferas que você provavelmente já viu e não sabe. **P&Q Engenharia Jr.**, 2017. Disponível em: <<https://peqengenhariajr.com.br/plataforma-petrolifera/>>.

API. RP 2SK *Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures*. American Petroleum Institute, 2008.

BACIAS. **Petrobrás**. Disponível em: <<https://petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/principais-operacoes/bacias/index.shtml>>. Acesso em: 17 de abr. de 2021.

BASQUIN, O. The exponential law of endurance tests. *Proceedings-American society for testing and materials*, v. 10, p. 625–630, 1910.

CARBONO, A. J. J. *Otimização da disposição de linhas de ancoragem utilizando algoritmos genéticos*. Tese (Doutorado) — PUC-RIO - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro - RJ, 2005.

CHOUNG, J.; LEE, J. bin. Study on prediction of stresses by out-of-plane and in-plane bending moments in offshore mooring chain. *Ships and Offshore Structures*, Informa UK Limited, v. 13, n. sup1, p. 98–112, jan. 2018.

DOWLING, N. E. *Mechanical Behaviour of Materials*. 2nd. ed. London: Prentice Hall, 1999. ISBN 0-13-905720-X.

EVANGELISTA, L. T. *Avaliação de oscilações de ultrabaixa frequência de unidades ancoradas no consumo de vida a fadiga de linhas de ancoragem*. Tese (Projeto de Graduação) — UFRJ/POLI/Engenharia Naval e Oceânica, Rio de Janeiro, RJ, 35p, 2017.

HAUS, S. A. *Influência do Efeito Bauschinger no retorno elástico em aços avançados de elevada resistência*. Tese (Mestrado) — Universidade Federal do Paraná, Curitiba - PR, 2011.

IACS W22. *Offshore Mooring Chan*. International Association of Classification Societies., 2006.

MAMIYA, E. et al. Fatigue of mooring chain links subjected to out-of-plane bending: Experiments and modeling. *Engineering Failure Analysis*, Elsevier BV, v. 100, p. 206–213, jun. 2019.

NEVES, R. S. *Uma extensão do modelo de Gurson para análise de fadiga seguindo uma metodologia incremental*. Tese (Tese de doutorado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM-DM 00/2020) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Universidade de Brasília, DF, 121p., 2020.

PETRÓLEO IV, Derivados de Petróleo. **CSTQ Jr.** Disponível em: <<https://cstqjr.com.br/derivados-do-petroleo/>>. Acesso em: 17 de abr. de 2021.

PROFISSIONAIS *offshore* contam desafio de trabalhar e descansar a 240 km da costa. **Agência Brasil**, 2017. Disponível em: <<https://agenciabrasil.ebc.com.br/geral/noticia/2017-11/profissionais-offshore-contam-desafio-de-trabalhar-e-descansar-240-km-da-costa>>. Acesso em: 18 de abr. de 2021.

SMITH, K.; WATSON, P.; TOPPER, T. A stress-strain function for the fatigue of metals. *Journal of Materials*, v. 5, p. 767–778, 1970.

UNDERWATER fairlead. Maintenance-free underwater fairlead for chain and wire, suitable for any floating production unit. **IHC**. Disponível em: <<https://www.royalihc.com/en/products/offshore/fpso-equipment/underwater-fairlead>>. Acesso em: 20 de abr. de 2021.