

**ESTIMATIVA DE VIDA À FADIGA DE ELOS DE  
CORRENTES METÁLICAS DE SISTEMAS DE  
ANCORAGEM ASSUMINDO FLEXÃO FORA DO  
PLANO**

**Lucas de Oliveira Barros**

**Dissertação de Mestrado**

**Ciências Mecânicas**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
**Faculdade de Tecnologia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

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

**ESTIMATIVA DE VIDA À FADIGA DE ELOS DE CORRENTES  
METÁLICAS DE SISTEMAS DE ANCORAGEM ASSUMINDO  
FLEXÃO FORA DO PLANO**

**Lucas de Oliveira Barros**

**Orientador: Dr. Lucival Malcher**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO  
NÚMERO DA PUBLICAÇÃO: ENM.DM -  
BRASÍLIA/DF: Agosto, 2023**

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

**ESTIMATIVA DE VIDA À FADIGA DE ELOS DE CORRENTES  
METÁLICAS DE SISTEMAS DE ANCORAGEM ASSUMINDO  
FLEXÃO FORA DO PLANO**

**Lucas de Oliveira Barros**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA  
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE.**

**APROVADO POR:**

---

**Lucival Malcher – ENM/Universidade de Brasília  
(Orientador)**

---

**Leonel Leonardo Delgado Morales – UACH/Universidad Austral de Chile  
(Examinador Externo)**

---

**José Alexander Araújo – ENM/Universidade de Brasília  
(Examinador Interno)**

---

**Déborah de Oliveira – ENM/Universidade de Brasília  
(Suplente)**

**BRASÍLIA/DF, agosto, 2023.**





## AGRADECIMENTOS

*Primeiramente, eu agradeço a Deus por me conceder a oportunidade e o conhecimento necessários para concluir o mestrado e dar forças ao longo da jornada. Por me proporcionar saúde e me haver cercado de pessoas incríveis, com as quais sempre tenho a oportunidade de aprender e crescer cada dia mais.*

*Agradeço especialmente aos meus pais, Cida e Ivan, por sempre me apoiarem nos estudos com incentivo, paciência e amor, bem como por todo sacrifício e dedicação para comigo.*

*Agradeço a minha namorada, Larissa Suelen, por estar comigo nessa etapa que está sendo concluída, por todo apoio, conselhos, carinho, paciência, incentivo e todo amor empregado.*

*Gostaria de agradecer também ao meu orientador, Lucival Malcher, por ter me orientado e estado comigo desde do início do mestrado. Esse, sempre com muita paciência, dedicação e disponibilidade. Suas orientações e suporte foram essenciais. Agradeço também sua agradável companhia em almoços, cafés e discussões sobre o Flamengo. Se tornando pra mim, sem dúvidas, um exemplo e referência de pessoa e profissional.*

*Gostaria de agradecer aos professores do GFFM por compartilharem conhecimento, por terem me proporcionado um excelente aprendizado, sempre exigindo o melhor de nós, alunos, nos proporcionando um excelente aprendizado.*

*Por fim, agradeço às instituições Fundação de Apoio à Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF) e Departamento de Pós-Graduação de Brasília (DPG-UnB) pelos recursos que me proporcionaram participações em congressos e a realização desse trabalho.*

*Lucas de Oliveira Barros*

## RESUMO

Neste trabalho é realizado um estudo analítico e numérico da vida à fadiga de elos de corrente pertencentes ao sistema de ancoragem de Unidades Flutuantes de Produção, Armazenamento e Descarga (FPSO). Inicialmente, equações são propostas para o cálculo da tensão normal no ponto crítico ou *hotspot*, levando em consideração tensões normais geradas por cargas axiais e a flexão cíclica que ocorre fora do plano principal dos elos, denominada como Flexão fora do plano (OPB). Tais equações analíticas consideram o ângulo de operação dos sistemas de ancoragem, o ângulo de travamento dos elos e ângulo de rotação do *fairlead*. Nestes sistemas, devido ao elevado nível de carga trativa, as ligações entre elos acabam por trabalharem como um sistema engastado, como consequência das elevadas forças de atrito geradas. O comportamento de engaste entre os elos gera forças transversais que contribuem para a amplificação da flexão fora do plano. Os carregamentos se dão devido as condições de operações da plataforma FPSO, como o manuseio, transporte e armazenamento do petróleo e fenômenos naturais como correntes marítimas e ventos, contribuindo para as solicitações aleatórias nas amarras. Toda a modelagem para o estudo numérico é feita no programa comercial ABAQUS CAE®, considerado como o material das correntes o aço *offshore* de Grau R4. Já a validação das equações analíticas é feita comparando os valores de tensão calculados com os obtidos através das simulações numéricas do sistema amarra-*fairlead*, em que foi observada uma correlação satisfatória. São gerados carregamentos com amplitudes constante e variável, tal como, histórico de carregamentos aleatórios, sempre entre a carga operacional mínima e máxima do sistema, que corresponde a 1/6 e 1/3 da carga mínima de ruptura (MBL) do elo da corrente. Com base na abordagem de Smith-Watson-Topper (SWT), estimou-se a vida à fadiga da corrente, considerando o valor analítico da tensão no ponto crítico com base apenas na contribuição de carregamento axial e posteriormente devido às contribuições axial e OPB. Por fim, verificou-se que as equações analíticas foram capazes de determinar os valores de tensões nos pontos críticos e que o efeito da tensão normal no *hotspot* devido ao OPB pode causar perdas severas na vida à fadiga do componente.

**PALAVRAS-CHAVES:** Tensão normal no *hotspot*; sistema amarra-*fairlead*; flexão fora do plano; estimativa de vida à fadiga; abordagem de vida SWT.

## ABSTRACT

In this work, an analytical and numerical study of the fatigue life of chain links belonging to the mooring system of Floating Production, Storage and Offloading Units (FPSO) is carried out. Initially, equations are proposed for calculation the normal stress at hotspot, taking into account normal stresses generated by axial loads and the cyclic bending that occurs outside the main plane of the links, called Out-of-Plane Bending (OPB). The analytical equations consider the operating angle of the anchoring systems, the interlink angle of the links and the angle of rotation of the fairlead. In these systems, due to the high level of tractive load, the connections between links end up working as a crimped system, as a result of the high frictional forces generated. The crimp behavior between the links generates transverse forces that contribute to the amplification of out-of-plane bending. The loadings are due to the operating conditions of the FPSO platform, such as the handling, transport and storage of oil and natural phenomena such as sea currents and winds, contributing to random requests on the moorings. All the modeling for the numerical study is done in the commercial program ABAQUS CAE®, considering offshore steel Grade R4 as the material for the chains. The validation of the analytical equations is performed by comparing the calculated tension values with those obtained through numerical simulations of the mooring-fairlead system, in which a satisfactory correlation was observed. Loads are generated with constant and variable amplitudes as well as random loading histories, always between the minimum and maximum operating load of the system, which corresponds to  $1/6$  and  $1/3$  of the minimum breaking load (MBL) of the chain link. Based on the Smith-Watson-Topper (SWT) approach, the fatigue life of the chain was estimated, considering the analytical value of the stress at hotspot based only on the axial loading contribution and later on due to the axial and OPB contributions. Finally, it was verified that the analytical equations were able to determine the stress values at hotspot and that the effect of normal stress in the hotspot due to OPB can cause severe losses in the fatigue life of the component.

**KEYWORDS:** Normal stress at the hotspot; mooring-*fairlead* system; out-of-plane bending; fatigue life estimative; Smith-Watson-Topper approach.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Contextualização e Motivação.....	1
1.2	Objetivo geral e objetivos específicos .....	7
1.3	Publicações relacionadas a dissertação.....	8
1.4	Organização do texto .....	8
<b>2</b>	<b>VISÃO GERAL DA LITERATURA.....</b>	<b>10</b>
2.1	Material <i>offshore</i> .....	10
2.1.1	Características Monotônicas.....	11
2.1.2	Características Cíclicas.....	11
2.2	Flexão fora do plano (OPB) .....	13
2.3	Ensaios para determinações de solicitações nas amarras .....	17
2.4	Critério de Fadiga Smith-Watson-Topper (SWT).....	21
2.5	Regra de Palmgren-Miner .....	22
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>24</b>
3.1	Estudo analítico do equilíbrio do sistema.....	24
3.1.1	Travamento do elo no início da aplicação da carga mínima .....	27
3.1.2	Travamento do elo ocorre após a aplicação da carga mínima.....	28
3.1.3	Travamento ocorre entre $0^\circ$ e $\theta$ .....	30
3.2	Análise em elementos finitos.....	31
3.2.1	Modelagem do problema em escala real .....	31
3.2.2	<i>Steps</i> e carregamentos.....	34
3.2.3	Condições de contorno .....	35
3.2.4	Malha de elementos finitos.....	39
<b>4</b>	<b>RESULTADOS NÚMERICOS E ANALÍTICOS .....</b>	<b>41</b>
4.1	Simulação numérica no ABAQUS .....	41
4.2	Fatores de correção de geometria .....	47
4.3	Determinação do ângulo de rotação do <i>fairlead</i> .....	48
4.4	Análise das tensões nos elos de interesse e validação.....	52
<b>5</b>	<b>CÁLCULO DE VIDA À FADIGA.....</b>	<b>60</b>

5.1	Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante e variável.....	60
5.2	Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória.....	70
5.3	Abordagem proposta comparada com a abordagem existente .....	76
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>78</b>
6.1	Conclusões da dissertação .....	78
6.2	Sugestões para trabalhos futuros .....	80
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>81</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Evolução da exploração e extração de petróleo no decorrer da história (adaptado de Morais [28]) .....	1
Figura 1.2: Simplificação do sistema de amarração de plataformas FPSO, modelo de amarração do tipo “ancoragem espalhada” ou <i>spread moored</i> (adaptado de He et al. [15]) .....	2
Figura 1.3: Plataforma FPSO localizada no nordeste da Bacia de Santos (adaptado de Petrobrás [32]) .....	3
Figura 1.4: Sistema de ancoragem da boia Girassol, localizada na costa oeste da Angola (adaptado de Jean et al. [19]).....	5
Figura 1.5: Comparação das geometrias dos elos de correntes, sem e com malhete (adaptado de Noble Denton Europe Limited [30]).....	5
Figura 1.6: Sistemas de ancoragem a) Plataforma FPSO (adaptado de SBM <i>Offshore</i> [38]) b) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> (Adaptado de Xue e Chen [44]) .....	6
Figura 2.1: Curvas tensão-deformação para o aço <i>offshore</i> Grau R4 [29] .....	12
Figura 2.2: Modos de flexão em um elo do sistema de ancoragem (adaptado de Xue et al.[45]) a) Flexão dentro ou no plano (IPB) b) Flexão fora do plano (OPB) .....	13
Figura 2.3: a) Região de contato que gera o comportamento de engaste b) Tensões no contato c) Deformação plástica acumulada devido a aplicação da carga de prova.....	14
Figura 2.4: Flexão fora do plano (OPB) em uma cadeia de elos. (adaptado.de Kim et al. [20]) .....	15
Figura 2.5: Pontos de concentração de tensão nos elos, Bureau Veritas (BV) [43] .....	16
Figura 2.6: a) Falha nos sistemas de ancoragem em uma boia Girassol localizada no litoral da Angola [42] b) Falha no elo devido ao efeito OPB observada após testes experimentais [23] .....	16
Figura 2.7: Testes realizados por Melis et al. [27] em amarras de escala real (adaptado de Melis et al. [27]). .....	17
Figura 2.8: Conceito do aparato experimental utilizado por Mamiya et al. [23] (adaptado de Mamiya et al. [23]). .....	18
Figura 2.9: a) Atuador para impor o deslocamento vertical do elo central [23] (b) Colunas de escora para sustentação da carga horizontal [23].....	19

Figura 2.10: Dispositivo central que permite a transmissão da força do atuador para o elo central do trecho da amarra (adaptado de Mamiya et al. [23]).....	19
Figura 2.11: Esforços atuantes na amarra, simplificação do experimento (adaptado de Mamiya et al. [23]).....	20
Figura 3.1: a) Diagrama de corpo livre b) Ângulo de enrolamento do conjunto amarra- <i>fairlead</i> .....	25
Figura 3.2: Dimensões do elo .....	26
Figura 3.3: a) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> com aplicação da carga mínima $\theta$ b) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> com aplicação da carga máxima $\theta + \alpha$ .....	27
Figura 3.4: a) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> com aplicação da carga mínima b) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> com aplicação da carga máxima $\alpha$ .....	29
Figura 3.5: a) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> com aplicação da carga mínima $\theta - \theta'$ b) Conjunto amarra- <i>fairlead</i> com aplicação da carga máxima $\theta - \theta' + \alpha$ .....	30
Figura 3.6: a) Montagem do conjunto amarra- <i>fairlead</i> em escala real no ABAQUS b) Demonstração do contato entre os elos .....	32
Figura 3.7: a) Coroa <i>fairlead</i> b) Semi- elo c) Cilindro de deformação .....	33
Figura 3.8: a) Elo um corte b) Elo dois cortes c) Elo completo .....	33
Figura 3.9: Sólidos independentes no contato entre os elos .....	34
Figura 3.10: Carregamento a cada <i>Step</i> .....	35
Figura 3.11: Conjunto amarra- <i>fairlead</i> montado no ABAQUS. ....	36
Figura 3.12: Condições de contorno a) Condição de contorno BC-1 b) Condição de contorno BC-2 .....	37
Figura 3.13: Condições de Contorno a) Condição de contorno BC-3 b) Condição de contorno BC-4 .....	37
Figura 3.14: Condições de contorno a) Condição de contorno BC-5 b) Condição de contorno BC-6 .....	38
Figura 3.15: Discretização de cada componente .....	39
Figura 4.1: Ângulos de enrolamento adotados na simulação numérica. ....	42
Figura 4.2: Aplicação da carga de prova e o acúmulo de deformação permanente a) Estágio inicial b) Aplicação da carga de prova c) Retirada da carga de prova .....	43
Figura 4.3: Oscilação dos carregamentos a) Carregamento mínimo b) Carregamento máximo .....	43
Figura 4.4: Distribuições de tensões nos elos de interesse no carregamento mínimo....	45

Figura 4.5: Distribuições de tensões nos elos de interesse no carregamento máximo ...	46
Figura 4.6: Modelagem no ABAQUS CAE a) Aplicação de uma carga axial b) Aplicação de uma carga axial e transversal .....	47
Figura 4.7: Resultados da simulação a) <i>Hotspots</i> com aplicação da carga axial b) <i>Hotspots</i> com aplicação da carga axial e transversal .....	48
Figura 4.8: Rotação do <i>fairlead</i> .....	49
Figura 4.9: Comportamento da rotação do <i>fairlead</i> com a evolução da carga .....	50
Figura 4.10: Coeficiente angular em função do ângulo de enrolamento .....	51
Figura 4.11: a) Elos de interesse conjunto amarra- <i>fairlead</i> b) Identificação das faces os elos .....	53
Figura 4.12: Simulações com diferentes ângulos de enrolamento .....	53
Figura 4.13: Distribuição de tensões na parte interna dos elos de interesse sob carregamento mínimo .....	56
Figura 4.14: Distribuição de tensões na parte interna dos elos de interesse sob carregamento máximo .....	57
Figura 5.1: Carregamentos sob amplitude constante e variável a) 200 a 400 toneladas b) 200 a 250 toneladas c) 200 a 280 toneladas e 200 a 230 toneladas d) 200 a 220 toneladas, 200 a 290 toneladas, 200 a 250 toneladas e 200 a 310 toneladas .....	61
Figura 5.2: Vida útil em anos das correntes para carregamento com amplitude constante e variável .....	69
Figura 5.3: Carregamentos sob amplitude aleatória .....	70
Figura 5.4: Vida em anos dos elos para carregamento com amplitude aleatória .....	76
Figura 5.5: Momento nominal OPB para BV e para a abordagem proposta .....	77



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Composição química do aço <i>offshore</i> Grau R4 [29] .....	10
Tabela 2.2: Propriedades monotônicas aço <i>offshore</i> Grau R4 [29].....	11
Tabela 2.3: Propriedades cíclicas do aço <i>offshore</i> Grau R4 [29] .....	12
Tabela 3.1: Condições de contorno ao longo dos <i>Steps</i> .....	38
Tabela 3.2: Discretização dos componentes.....	40
Tabela 4.1: Rotação do <i>fairlead</i> com a variação de cargas .....	49
Tabela 4.2: Equações lineares .....	51
Tabela 4.3: Tensões normais mínimas e máximas nos <i>hotspots</i> utilizando o ângulo de enrolamento de 17°.....	54
Tabela 4.4: Tensões normais mínimas e máximas nos <i>hotspots</i> utilizando o ângulo de enrolamento de 38,50°.....	55
Tabela 4.5: Tensões normais mínimas e máximas nos <i>hotspots</i> utilizando o ângulo de enrolamento de 60°.....	55
Tabela 5.1: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante sem o efeito do OPB para o Caso a) (200 ~ 400 toneladas) .....	62
Tabela 5.2: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante com o efeito do OPB para o Caso a) (200 ~ 400 toneladas) .....	63
Tabela 5.3: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante sem o efeito do OPB para o Caso b) (200 ~ 250 toneladas) .....	63
Tabela 5.4: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante com o efeito do OPB para o Caso b) (200 ~ 250 toneladas) .....	64
Tabela 5.5: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável sem o efeito do OPB para o Caso c) (200 ~ 250 toneladas e 200 ~ 230 toneladas) .....	65
Tabela 5.6: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável com o efeito do OPB para o Caso c) (200 ~ 250 toneladas e 200 ~ 230 toneladas) .....	65
Tabela 5.7: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável sem o efeito do OPB para o Caso d) (200 ~ 220 toneladas, 200 ~ 230 toneladas, 200 ~ 250 toneladas e 200 ~310 toneladas).....	67
Tabela 5.8: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável com o efeito do OPB para o Caso d) (200 ~ 220 toneladas, 200 ~ 230 toneladas, 200 ~ 250 toneladas e 200 ~310 toneladas).....	68

Tabela 5.9: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória para o Caso a) (200 ~ 230 toneladas).....	71
Tabela 5.10: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória para o Caso b) (200 ~ 230 toneladas e 230 ~ 260 toneladas).....	73
Tabela 5.11: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória para o Caso b) (200 ~ 230 toneladas e 230 ~ 270 toneladas, 270 ~ 290 toneladas e 220 ~ 240 toneladas) ...	74

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

API	<i>American Petroleum Institute</i>
BC	<i>Boundary Conditions</i>
BV	Bureau Veritas
FPSO	<i>Floating, Production, Storage and Offloading</i>
IPB	<i>In Plane Bending</i>
MBL	<i>Minimum Break Load</i>
MEF	Método dos elementos finitos
MTS	<i>Material Test System</i>
OPB	<i>Out of Plane Bending</i>
RP	<i>Reference Point</i>
SWT	Smith-Watson-Topper

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área da seção transversal
$a$	Coefficiente angular
$AL$	Alongamento percentual
$\alpha$	Ângulo de rotação do <i>fairlead</i>
$\alpha_{int}$	Ângulo de travamento – Bureau Veritas
$b$	Coefficiente de endurecimento cinemático
$b'$	Expoente de resistência a fadiga
$B_f$	Número de repetições para falha
$c$	Distância do centro até a borda do elo
$C_a$	Fator de correção geométrica para tensão axial
$C_{OPB}$	Fator de correção geométrica para flexão fora do plano
$d$	Diâmetro da seção transversal do elo
$E$	Módulo de Elasticidade
$F$	Carregamento
$F_A$	Carregamento axial
$F_H$	Carregamento axial devido a pré-carga
$F_{H0}$	Pré-carga
$F_{máx}$	Carregamento máximo
$F_{mín}$	Carregamento mínimo
$F_T$	Força transversal
$F_V$	Força transversal devido o deslocamento vertical
$H^k$	Módulo de endurecimento cinemático
$I$	Momento de inércia
$K'$	Coefficiente de resistência cíclica
$L$	Distância do pino até o contato do elo central
$L_0$	Distância do ponto de aplicação da carga até o travamento para o elo "C"
$L_1$	Distância do ponto de aplicação da carga até o travamento para o elo "E"
$L_i$	Distância do ponto de aplicação da carga até o travamento para o elo "C" ou elo "E"

$M_{OPB}$	Momento fletor gerado pelo OPB
$n'$	Expoente de encruamento cíclico
$N_f$	Número de ciclos
$N_{fj}$	Quantidade de ciclos anteriores a falha
$N_j$	Quantidade de ciclos aplicados
$r$	Raio da seção transversal
$RA$	Redução de área
$\sigma_y^*$	Tensão de escoamento cíclico de engenharia
$\sigma_a$	Amplitude de tensão
$\sigma_A$	Tensão axial no ponto crítico do elo
$\sigma_{analítica}$	Tensão analítica calculada no <i>hotspot</i>
$\sigma_f'$	Coefficiente de resistência à fadiga
$\sigma_{HOT}$	Tensão normal no <i>hotspot</i>
$\sigma_{HOT,máx}$	Tensão normal no <i>hotspot</i> para o carregamento máximo
$\sigma_{HOT,mín}$	Tensão normal no <i>hotspot</i> para o carregamento mínimo
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima
$\sigma_{núm}$	Tensão numérica encontrada no <i>hotspot</i>
$\sigma_{OPB}$	Tensão de OPB no ponto crítico do elo
$\sigma_r$	Tensão de ruptura de engenharia
$\sigma_{SWT}$	Parâmetro SWT
$\sigma_u$	Tensão última de engenharia
$\sigma_{y0}$	Tensão de escoamento inicial
$\sum D$	Somatório do dano
$T$	Fração da MBL – Bureau Veritas
$t_{carregamento}$	Tempo estimado do carregamento aleatório
$\theta$	Ângulo de enrolamento
$\theta'$	Ângulo de travamento
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$V$	Deslocamento vertical

# 1 INTRODUÇÃO

Nessa seção, será apresentada a contextualização e motivação do trabalho, objetivo geral e específicos, publicações relacionadas a dissertação e a estrutura de organização do trabalho.

## 1.1 Contextualização e Motivação

A exploração de petróleo e gás em reservas *offshore* são feitas através de plataformas utilizadas para a perfuração e extração de petróleo. A princípio, as plataformas eram estruturas fixas no leito marinho, próximas a margem, mas, devido a necessidade de explorar petróleo em reservas localizadas em poços com maior profundidade, houve o surgimento de plataformas flutuantes [28]. A evolução das plataformas no decorrer da história é mostrada na Figura 1.1.

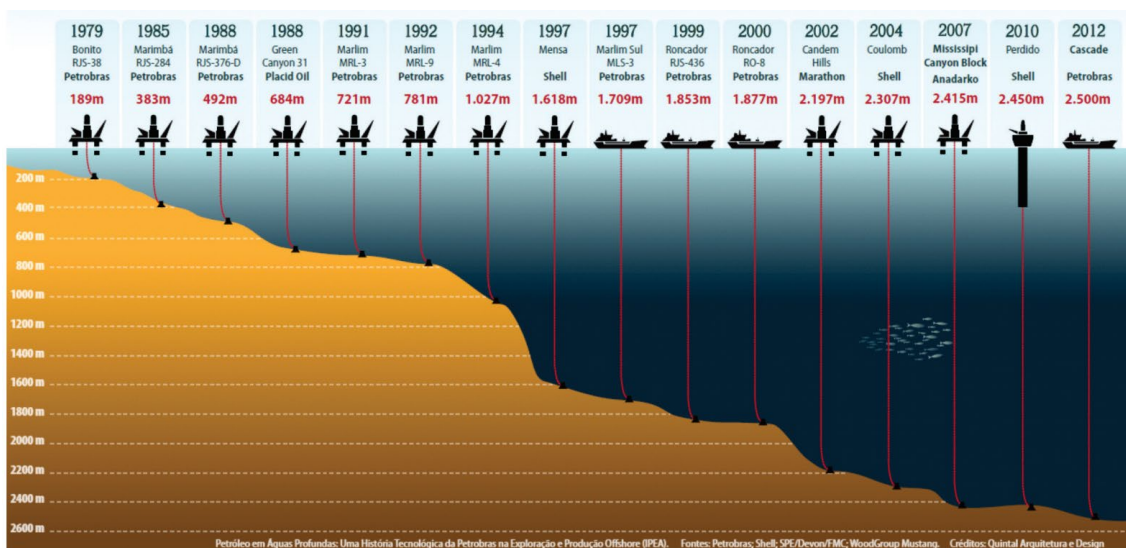


Figura 1.1: Evolução da exploração e extração de petróleo no decorrer da história (adaptado de Moraes [28])

Em razão do aumento da exploração e extração de petróleo e gás nos últimos anos, surgiram várias demandas de novas tecnologias que pudessem contribuir para a operação otimizada do sistema. Devido ao fato de grande parte da exploração acontecer em plataformas suspensas no mar, surgiram demandas de novas tecnologias de sistemas de amarração para essas plataformas [10,18,48]. De acordo com Mamiya et al. [23], uma dessas demandas foi uma tecnologia de dispositivos para a fixação das plataformas no

fundo dos oceanos. A captação de petróleo e gás se dá por dutos que ficam no fundo do mar. Devido ao fato de possuírem baixa rigidez transversal para restringir a movimentação da plataforma, pode haver o rompimento dos dutos, gerando acidentes, prejuízos ambientais e financeiros. Assim, o sistema de ancoragem é fundamental para garantir a estabilidade das plataformas, trazendo uma segurança operacional contra intempéries da natureza, como ventos e ondas.

A ancoragem das plataformas, sendo fixas ou móveis, são fixadas em solo marinho de diferentes formas. Devido a descoberta de petróleo em águas profundas (profundidade superior a mil metros), as plataformas flutuantes ganharam notoriedade no cenário *offshore*. As Unidades Flutuantes de Produção, Armazenamento e Descarga ou *Floating, Production, Storage and Offloading* (FPSO) são fixadas através de um sistema de ancoragem. As unidades flutuantes utilizam várias linhas de ancoragem. Tais linhas são compostas por trechos com materiais poliméricos, onde são conectadas as amarras (correntes) e uma âncora [2,39]. De acordo com Cardoso [4], o trecho de correntes é utilizado apenas na parte superior da unidade flutuante e na parte final da amarra que se encontra em contato com o solo do oceano. Segundo Liu et al. [22], François [12] e Lian et al. [21], a combinação desses materiais se dá com o intuito de diminuir o peso de todo o sistema, tendo em vista a grande profundidade que estão localizados os poços. Ou seja, o material *offshore* que é utilizado nas amarras é combinado com outros materiais. Na Figura 1.2, tem-se uma simplificação de um sistema de ancoragem de uma plataforma FPSO.

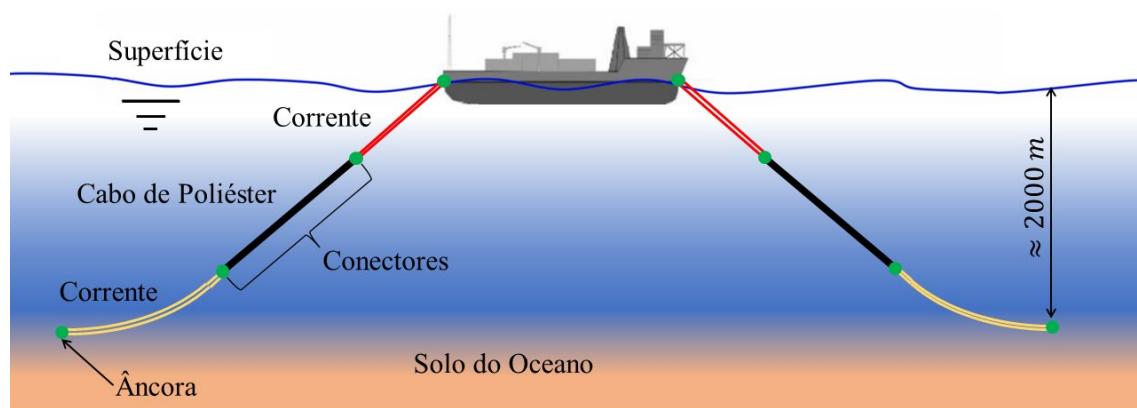


Figura 1.2: Simplificação do sistema de amarração de plataformas FPSO, modelo de amarração do tipo “ancoragem espalhada” ou *spread moored* (adaptado de He et al. [15])

As unidades flutuantes FPSO podem ser definidas como um navio-plataforma. Essas unidades são utilizadas na exploração de poços de petróleo que podem ser localizadas a mais dois mil metros de profundidade. As plataformas flutuantes têm a capacidade de produzir, processar, transferir o petróleo encontrado [14,16]. Devido a descoberta de petróleo em águas com profundidade superior a dois mil metros, as plataformas flutuantes ganharam bastante importância no cenário da produção e exploração mundial de petróleo. A Figura 1.3 mostra um exemplo de uma plataforma FPSO utilizada pela Petrobrás na exploração de petróleo e gás no pré-sal [11,47].

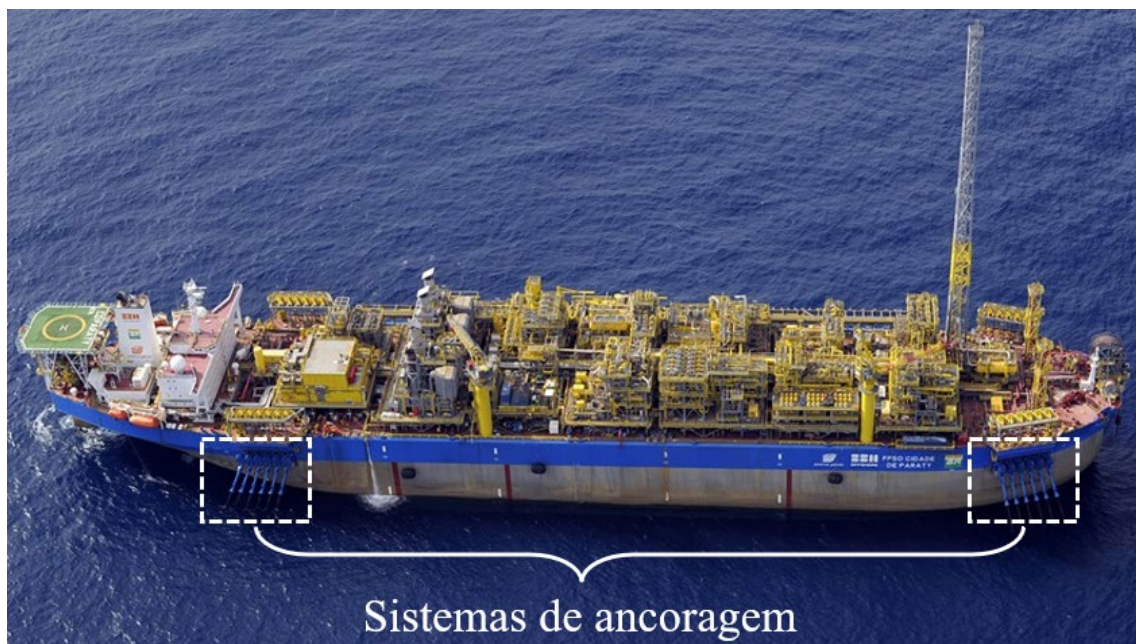


Figura 1.3: Plataforma FPSO localizada no nordeste da Bacia de Santos (adaptado de Petrobrás [32])

As linhas de ancoragem são projetadas para ter uma vida útil de mais de vinte de anos de operação sem a intervenção ou substituição de componentes. Entretanto, falhas prematuras aconteceram em menos de dois anos de operação, tais falhas foram relatadas no início dos anos 2000. Apesar das linhas serem projetadas seguindo a orientação da *American Petroleum Institute* (API), falhas aconteceram em períodos relativamente pequenos quando comparados com o tempo esperado em projeto [20].

As unidades ficam em posições fixas para trabalharem em operações de exploração e extração de petróleo. Sendo assim, as amarras devem ser projetadas seguindo orientações e diretrizes seguras. De acordo com Berthelsen [2], falhas em sistemas de ancoragem geram custos de conserto ou substituição. Isso provoca paralisação das operações, instabilidade da plataforma e, em casos mais extremos, a unidade flutuante



pode se movimentar e causar ruptura dos dutos, ocasionando o derramamento de óleo no oceano.

Conforme relatado por Vargas e Jean [42], devido a força de atrito no contato dos elos serem acentuadas, há o impedimento do rolamento deles entre si durante as operações na plataforma. Conseqüentemente, a resistência a flexão aumenta, surgindo esforços de flexão cíclicos, que em um curto espaço de tempo, promovem a inicialização e propagação de trincas por fadiga nos elos das amarras. Segundo Jean et al. [19], as tensões ocasionadas pelo mecanismo de flexão fora do plano (*Out of Plane Bending* – OPB) são prejudiciais a vida à fadiga das amarras quando comparadas como o mecanismo de flexão dentro no plano (*In Plane Bending* – IPB) e de tração, sendo relativamente grandes para provocar falhas prematuras das linhas. Rampi et al. [36] também afirma que a flexão dentro do plano principal é menos severa quando comparada com a tensão fora do plano, visto que, o mecanismo de flexão dentro do plano é cerca de sete vezes menor que o mecanismo de flexão do fora do plano.

Para fins de controle de qualidade, a fabricação dos elos das correntes passa por testes experimentais nos quais são submetidas a uma carga de prova. Esse processo consiste em aplicar uma carga trativa que corresponde cerca de 75% da MBL (Carga Mínima de Ruptura). Tal processo contribui para a certificação da resistência dos sistemas, mas, em contrapartida, gera deformações plásticas excessivas nos contatos dos elos que aumentam consideravelmente a força de atrito. Dessa forma, isso contribui para que os elos se comportem como engastes [2,8,25,29,37,46,48], impedindo a rotação livre e resultando em componentes de forças transversais e momentos fletores nos elos.

A primeira falha relatada devido ao efeito OPB foi em 2002 em uma boia Girassol utilizada para a transferência de petróleo e localizada no oeste da Angola. Segundo Vargas e Jean [42], as linhas de ancoragem foram projetadas com um fator de segurança igual a três, com previsão de uma vida útil de 20 anos. No entanto, as linhas falharam em cerca de oito meses de operação. A boia possuía nove linhas de ancoragem, sendo que três dessas nove linhas falharam. Todas as falhas aconteceram no quinto elo. A Figura 1.4 mostra o esquema do sistema de ancoragem da boia.

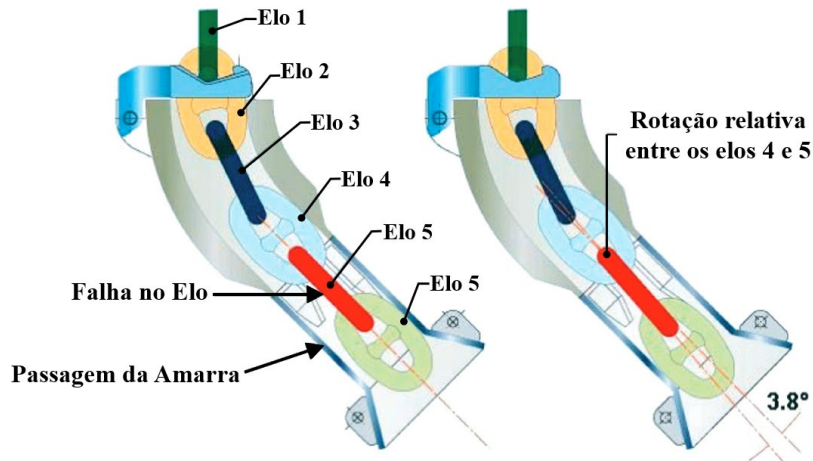


Figura 1.4: Sistema de ancoragem da boia Girassol, localizada na costa oeste da Angola (adaptado de Jean et al. [19])

Após esse incidente, houve uma série de estudos para melhor entender como funcionava o mecanismo OPB e propor soluções para os projetos de sistemas de ancoragem. Dentro os estudos foram realizados testes em amarras de escala real e escala reduzidas e simulações numéricas. Toda essa investigação foi para entender a inicialização e propagação de trincas devido ao efeito OPB [35].

Os elos comumente utilizados nas linhas de ancoragem são fabricados com e sem malhete. Todas as dimensões dos elos são dependentes do diâmetro. A diferença básica entre tais elos está na presença do malhete, elemento que fica centralizado no elo. A Figura 1.5 mostram ambos os modelos [30].

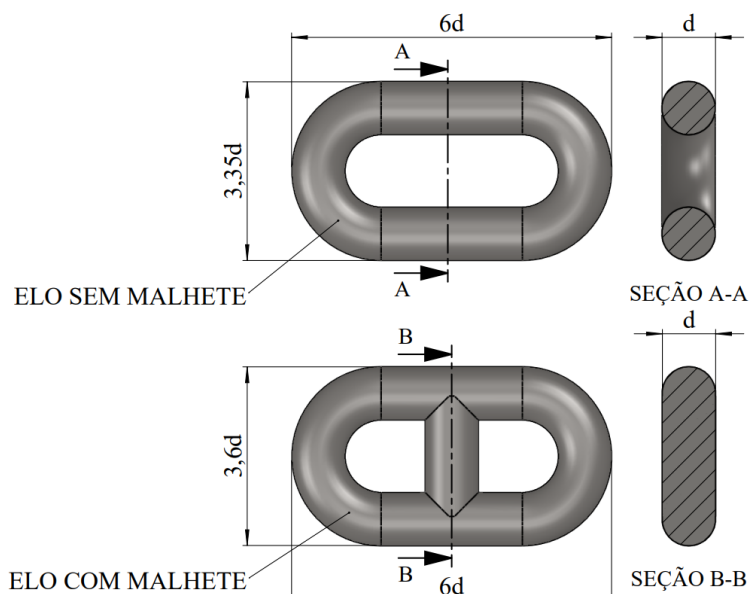


Figura 1.5: Comparação das geometrias dos elos de correntes, sem e com malhete (adaptado de Noble Denton Europe Limited [30])

As correntes são fabricadas com material de alta resistência mecânica e estão sujeitas a elevadas cargas de trabalho que chegam a mais de 900 toneladas. O material aplicado na indústria de petróleo e gás é classificado de material *offshore* Grau R, variando R3 a R5 [3,26].

Segundo Silva [39], no trecho inicial, as linhas de ancoragem são compostas por uma sequência de elos de aço de alta resistência que iniciam no interior das plataformas FPSO e passam por um dispositivo de guia, denominado como *fairlead* em direção ao mar. O funcionamento das guias *fairlead* pode ser classificado como uma polia que direciona as correntes de aço até um sistema de travamento, sendo esse feito através de mordentes. A junção das correntes com o *fairlead* gera um sistema denominado *amarra-fairlead*. Tal sistema tem uma coroa que permite a rotação dos elos das correntes, um com relação ao outro, ajustando a plataforma quanto a movimentação do mar. A Figura 1.6 exhibe o dispositivo denominado *amarra-fairlead*.

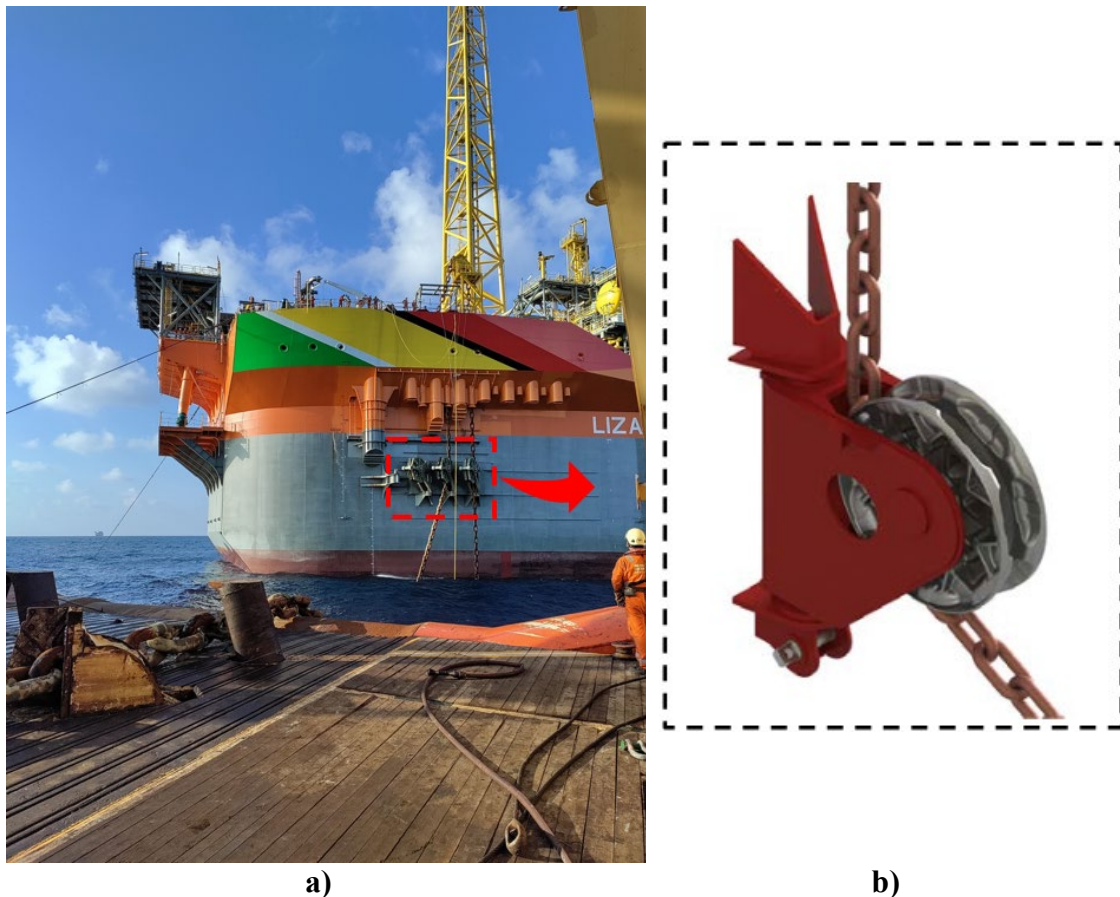


Figura 1.6: Sistemas de ancoragem a) Plataforma FPSO (adaptado de SBM *Offshore* [38]) b) Conjunto amarra-*fairlead* (Adaptado de Xue e Chen [44])

Conforme relatado por Neves [29], normalmente as falhas estruturais ocorrem nas amarras que se encontram na parte superior dos trechos de ancoragem exatamente onde há a combinação entre as amarras e os *fairleads*, embora apresente uma alta resistência a falha, a resistência a fadiga que o material falha é relativamente menor. Assim, apesar das correntes serem fabricadas para ter uma duração operacional de mais de 20 anos, foram relatadas falhas prematuras [20,27,33,35]. Tendo em vista a segurança operacional que os sistemas de ancoragem exigem para operações de extração e exploração de petróleo e gás, conclui-se que um estudo sobre o tema tem grande relevância. Assim, levando em consideração as falhas prematuras nas amarras, a análise da flexão fora do plano se faz necessária devido a tal fenômeno influenciar na vida dos sistemas de ancoragem.

## 1.2 Objetivo geral e objetivos específicos

Dado que os elos do sistema de ancoragem são submetidos ao fenômeno de flexão fora do plano, e que tal fenômeno contribui para a falha prematura do sistema de ancoragem, neste trabalho, tem-se como objetivo geral avaliar a influência do OPB na vida à fadiga de um sistema de ancoragem. Para isso, busca-se desenvolver uma equação analítica para calcular as tensões normais no ponto crítico dos elos de interesse do sistema, considerando cargas axiais e flexões fora do plano. Esta equação é validada através de simulações numéricas realizadas através do método dos elementos finitos de um sistema simplificado de amarra-*fairlead*. Posteriormente, a vida em fadiga é calculada com base na abordagem Smith-Watson-Topper – SWT, comparando o impacto do OPB na falha prematura do sistema. Para atingir o objetivo principal, são estabelecidos objetivos intermediários como:

1. Descrever o material *offshore* Grau R4 com as respectivas propriedades monotônicas e cíclicas;
2. Determinar equações para cálculo das tensões nos pontos críticos para o carregamento mínimo e máximo;
3. Modelar o conjunto amarra-*fairlead* em escala real e realizar a simulações com os ângulos de enrolamento de 17°, 27,75°, 38,50°, 49,25° e 60°;
4. Determinar fatores de correção de geometria para a contribuição do carregamento axial e para flexão fora do plano;

5. Determinação do ângulo de rotação do *fairlead* através das simulações numéricas e propor uma equação para cálculo do mesmo levando em consideração o ângulo de enrolamento e carregamento;
6. Analisar os pontos críticos dos elos de interesse e validar as equações propostas com base nas simulações numéricas;
7. Calcular a vida à fadiga sob o carregamento com amplitude constante, variável e aleatória levando em consideração o critério de vida SWT e regra de Palmgren-Miner.

### 1.3 Publicações relacionadas a dissertação

Barros, L. O., Malcher, L. (2022). Determinação da vida à fadiga de correntes metálicas através do dano incremental sob carregamento aleatório. *Congresso técnico - científico da engenharia e da agronomia (CONTECC)*, Goiânia, Brasil.

Barros, L. O., Malcher, L. (2023). Determinação da vida à fadiga de correntes *offshore* sob carregamento com amplitude constante. *Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação (COBEF)*, Brasília, Brasil.

Barros, L. O., Hansen, F. A., Neves, R. S., Ferreira, G. V., Morales, L. L. D. and Malcher, L. (2023). Fatigue life estimate of metallic chain links of mooring systems assuming out of plane bending: from constant amplitude to random loading. *Ocean Engineering*. **(Submetido e está em processo de revisão)**.

Barros, L. O., Morales, L. L. D. and Malcher, L. (2023). Fatigue life estimate in metallic chains links of mooring system. *The XLIV Ibero-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering*. (CILAMCE), 2023, Porto, Portugal. **(Em processo de revisão)**

### 1.4 Organização do texto

Essa dissertação é composta por seis capítulos. No capítulo 1, apresenta-se a contextualização, motivação do trabalho, objetivo geral e específicos e publicações relacionadas a dissertação. No capítulo 2, o material *offshore* Grau R4 é abordado com suas respectivas características monotônicas e cíclicas. Ainda no capítulo 2 contém uma explanação da flexão fora do plano (OPB), estudos feitos na literatura para determinar as

solicitações nas amarras, critério de fadiga SWT e a abordagem da regra de Palmgren-Miner. O capítulo 3 é dividido em duas partes. A primeira parte apresenta o estudo analítico das tensões nos pontos críticos dos elos de interesse do conjunto amarra-*fairlead* e a segunda aborda a modelagem realizada no ABAQUS e toda estratégia utilizada na simulação. No capítulo 4, expõe-se os resultados da simulação numérica, determinação dos fatores de correção de geometria, determinação do ângulo de rotação do *fairlead* e a validação das equações propostas, com base na comparação dos resultados analíticos e numéricos. No capítulo 5, discorre sobre os cálculos de vida à fadiga levando em consideração carregamento com amplitude constante, variável e aleatória. É comparado valores de momento nominal OPB da abordagem proposta com a abordagem existente da Bureau Veritas. Por fim, no capítulo 6, apresenta-se a conclusão do trabalho realizado, considerações dos resultados encontrados e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 VISÃO GERAL DA LITERATURA

Nessa seção será apresentado o material *offshore* com suas características monotônicas e cíclicas, material caracterizado por Neves [29] em sua tese de doutorado. Também será explanado a flexão fora do plano (OPB), fenômeno que acontece em elos dos sistemas de ancoragem, testes experimentais feitos por Melis et. al. [27] em amarras de escala real e testes em amarras de escala reduzida feitos por Mamiya et al. [23], bem como, o critério de Smith-Watson-Topper [40] e a regra de Palmgren-Miner [9].

### 2.1 Material *offshore*

As plataformas FPSO possuem vários conjuntos amarra-*fairlead*. Quando a plataforma está em operações de exploração e extração de petróleo e gás, as solicitações nos conjuntos são elevadas, assim, demandam materiais de alta resistência mecânica. Um dos materiais que atende essa demanda é o aço *offshore* de Grau R4. Para o cenário de exploração e extração de petróleo e gás esse material atende os requisitos, possuindo uma composição química bem específica, conforme mostrado na Tabela 2.1. Devido as explorações acontecerem em áreas remotas, essas propriedades atendem as exigências operacionais que as amarras estão sujeitas [29]. O aço *offshore* Grau R4 deve cumprir as propriedades mecânicas determinadas pela norma IACS W22 [17], definida para operar nas condições impostas pelo oceano.

De acordo com Neves [29], para cumprir as exigências da norma, esse material passa pelos processos de tratamento térmico de normalização a temperatura de 900 °C por 60 minutos, têmpera a 890°C por 30 minutos e revenido a temperatura de 650°C por 60 minutos. O resfriamento desse material é realizado pelo ar no tratamento de normalização e resfriado à água nos tratamentos de têmpera e revenido.

Tabela 2.1: Composição química do aço *offshore* Grau R4 [29]

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

### 2.1.1 Características Monotônicas

As características monotônicas do aço de Grau R4 são obtidas através de um ensaio de tração até a ruptura do corpo de prova. O ensaio é realizado em uma máquina servo-hidráulica uniaxial MTS 810 (*Material Test System*) com capacidades de carga  $\pm 100$  kN. Para a realização do ensaio, é fabricado um corpo de prova liso e sem entalhe com diâmetro de 8 mm e comprimento de 25mm. Na fabricação, leva-se em consideração as propriedades do aço Grau R4, propriedades definidas na Tabela 2.1. Após o ensaio de tração, obtém-se as propriedades monotônicas do aço *offshore*, as quais se encontram na Tabela 2.2. Toda a calibração e caracterização do material foi realizada por Neves [29].

Tabela 2.2: Propriedades monotônicas aço *offshore* Grau R4 [29]

<b>Propriedades monotônicas</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valores</b>
Módulo de elasticidade	$E$ [GPa]	207,4
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,3
Tensão de escoamento inicial	$\sigma_{y0}$ [MPa]	836,6
Tensão última de engenharia	$\sigma_u$ [MPa]	888,7
Tensão de ruptura de engenharia	$\sigma_r$ [MPa]	475
Alongamento percentual	$AL$	24,2 %
Redução de área	$RA$	0,693

### 2.1.2 Características Cíclicas

As propriedades cíclicas são determinadas através de um ensaio tração compressão no qual o corpo de prova passa por vários ciclos. Deste modo, as propriedades cíclicas foram obtidas através da formulação proposta por Zhang et al. [49] em que as variáveis como coeficiente e expoente de resistência cíclica, tais parâmetros que compõe a formulação de Ramberg-Osgood [34], foram definidas a partir das propriedades monotônicas do aço *offshore* Grau R4. A curva de endurecimento cinemático do aço foi estabelecida através da lei de Armstrong-Frederick [13], assim, os parâmetros foram obtidos a partir da relação curva tensão-deformação determinada a partir da relação de Ramberg-Osgood [34] e a curva, estabelecida através da relação analítica proposta por



Chaboche [5]. Todos os parâmetros encontrados depois das formulações se encontram na Tabela 2.3.

Tabela 2.3: Propriedades cíclicas do aço *offshore* Grau R4 [29]

Propriedades cíclicas	Símbolo	Valores
Coefficiente de resistência cíclica	$K'$ [MPa]	1730,2
Expoente de encruamento cíclico	$n'$	0,1185
Módulo de endurecimento cinemático	$H^K$ [MPa]	52151,5
Coefficiente de endurecimento cinemático	$b$	181,3
Tensão de escoamento cíclico de engenharia	$\sigma_y^*$ [MPa]	720,3
Coefficiente de resistência a fadiga	$\sigma'_f$	6916,5
Expoente de resistência a fadiga	$b'$	-0,237

Na Figura 2.1, demonstra-se as curvas plotadas com os parâmetros da Tabela 2.3. Todos os parâmetros do aço *offshore* Grau R4 foram retirados da literatura e foram satisfatórios nesse estudo.

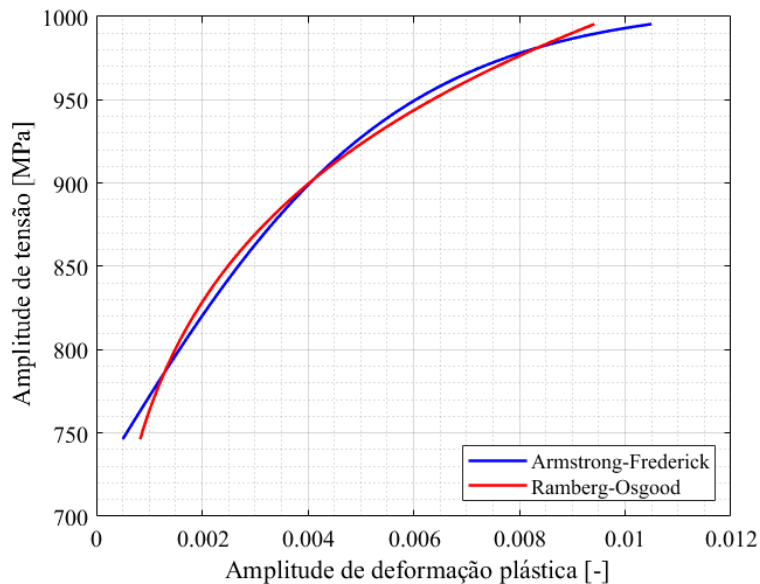


Figura 2.1: Curvas tensão-deformação para o aço *offshore* Grau R4 [29]

## 2.2 Flexão fora do plano (OPB)

A flexão dos elos pode ocorrer em qualquer ponto das amarras onde se tenha movimentos relativos entre eles. Mas, foi observado que grande parte das falhas acontecem no trecho superior próximo aos *fairleads*. A flexão nos elos pode acontecer em duas direções, sendo dentro ou fora do plano principal. Quando a flexão acontece fora do plano, é definida como *Out of Plane Bending* (OPB) e quando acontece dentro ou no plano é denominada como *In Plane Bending* (IPB). A Figura 2.2 demonstra os dois tipos de flexão [45].

Conforme relatado por Melis et al. [27], a flexão fora do plano é significativamente mais prejudicial para a vida à fadiga dos elos, quando comparada com a flexão dentro do plano. O efeito do OPB provoca a inicialização e propagação de trincas nos elos dos sistemas de ancoragens. A inclusão do efeito OPB nos projetos de amarras que compõe o sistema de ancoragem de plataformas flutuantes é essencial devido a influência significativa na vida à fadiga.

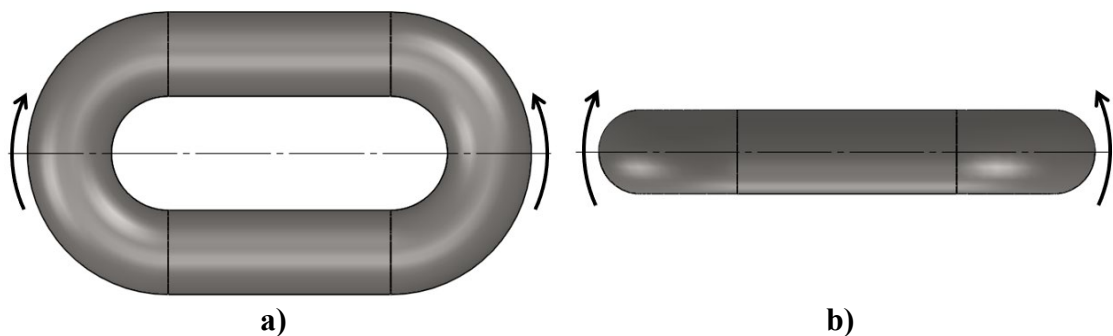


Figura 2.2: Modos de flexão em um elo do sistema de ancoragem (adaptado de Xue et al.[45]) a) Flexão dentro ou no plano (IPB) b) Flexão fora do plano (OPB)

Para o trecho de corrente metálica ter sua aplicação na indústria *offshore*, ele tem que obedecer a um rigoroso controle de fabricação e testes. Para ser caracterizado como material *offshore*, as amarras tem que obedecer a algumas normas. Tendo em vista isso, são estabelecidos dois parâmetros fundamentais. O primeiro teste é a obtenção da MBL, cuja definição é dada através de ensaios laboratoriais aplicando uma carga monotônica até a quebra de um elo. A carga mínima aplicada para a quebra é assumida como MBL da corrente, que é um importante parâmetro de projeto. Outro parâmetro importante é a carga de prova, definida como um percentual da MBL. Segundo a norma, essa carga de

prova pode variar entre 50% e 75% da MBL [3,19,47,50]. Com a aplicação dessa carga de prova, caso a corrente não apresente quebra, está pronta para as operações reais.

Embora a aplicação de um percentual da MBL em um trecho de corrente seja parte do controle de qualidade, de acordo com Rampi e Vargas [37], o que contribui para a falha prematura por fadiga é justamente esse procedimento. Os elos de correntes sofrem deformações permanentes com maior incidência na região de contato. E, quando a amarra é submetida a carga trativa, o encruamento que é causado pela a carga de prova é favorável, fazendo com que a resistência a tração do elo aumente. Mas, em contrapartida, quando a amarra é submetida a esforços transversais e de flexão, os elos deformados ganham resistência à rotação na região de contato similar a um engaste, produzindo o fenômeno denominado como flexão fora do plano. Assim, o acúmulo de tensões residuais tanto da região de contato quanto nas seções retas contribui para a redução da vida à fadiga das amarras [6]. Na Figura 2.3, tem-se a exemplificação da região de contato dos elos submetidos a carga de prova.

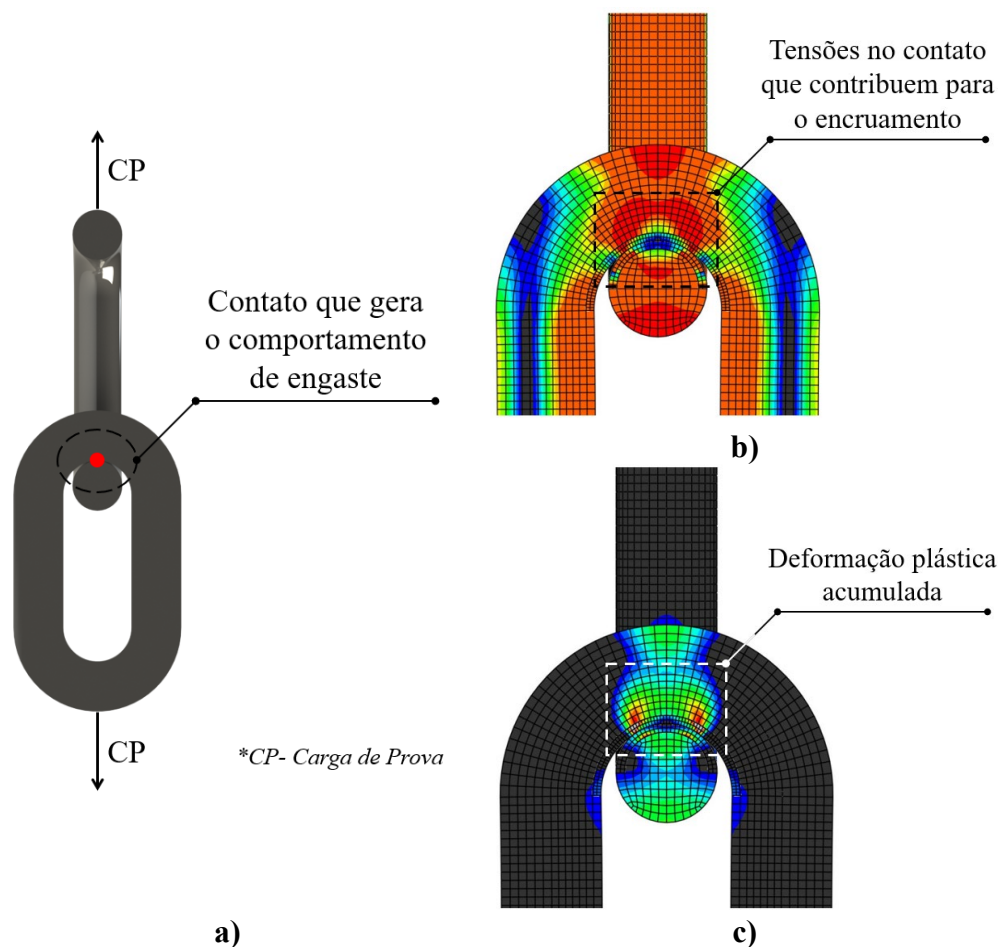


Figura 2.3: a) Região de contato que gera o comportamento de engaste b) Tensões no contato c) Deformação plástica acumulada devido a aplicação da carga de prova

Os esforços transversais que atuam nas amarras do sistema de ancoragem são resistidos devido as forças de atrito e a deformação permanente na região de contato dos elos. Com isso, tem-se a flexão OPB [27,36]. De acordo com Kim et al. [20], por efeito das tensões que atuam nos elos, as forças de atrito que se desenvolvem na região de contato suportarão um momento fletor com uma certa rigidez. Nesse caso, a deformação elástica produzirá um ângulo relativo com o próximo elo. Assim, os momentos internos gerados devido a esse comportamento são denominados como flexão OPB. Com base nisso, as tensões podem ser calculadas através do equilíbrio entre o momento e as cargas aplicadas externamente. Na Figura 2.4, tem-se a demonstração da flexão fora do plano em uma cadeia com dois semi-elos e dois elos.

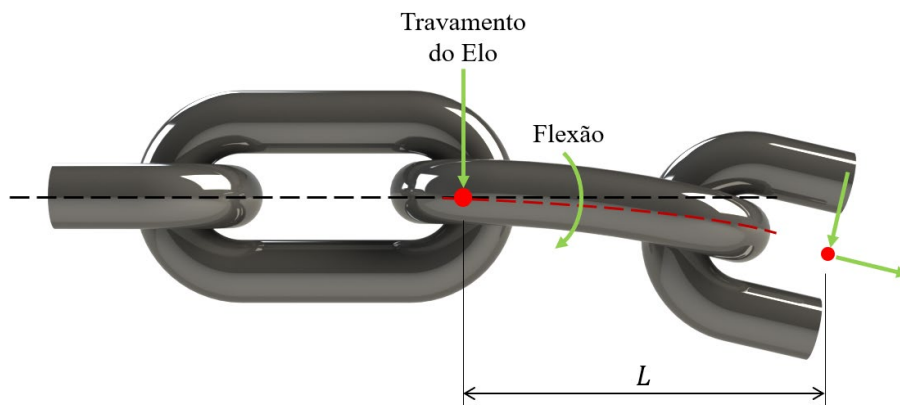


Figura 2.4: Flexão fora do plano (OPB) em uma cadeia de elos. (adaptado.de Kim et al. [20])

O fenômeno da flexão fora do plano ocasiona o surgimento de pontos de concentração de tensões nos elos, denominados como pontos críticos ou *hotspots*. A organização internacional de certificação em normas, Bureau Veritas (BV) [43], determina os pontos críticos no elo de corrente devido ao carregamento OPB, conforme ilustra a Figura 2.5.

As diretrizes da BV fornecem orientações de como lidar com o OPB, sendo uma das únicas organizações que disponibilizam esse tipo de instrução. Em sua nota denominada como “*Fatigue of Top Chain Mooring Lines due to In-plane and Out-of-plane Bendings*”, fornecem orientações para a análise de vida à fadiga para elos do “*top chain*”, denominados como os 20 primeiros elos do sistema de ancoragem após o *fairlead*, em que leva em consideração os efeitos combinados de esforços de tração, OPB e IPB [2,29].

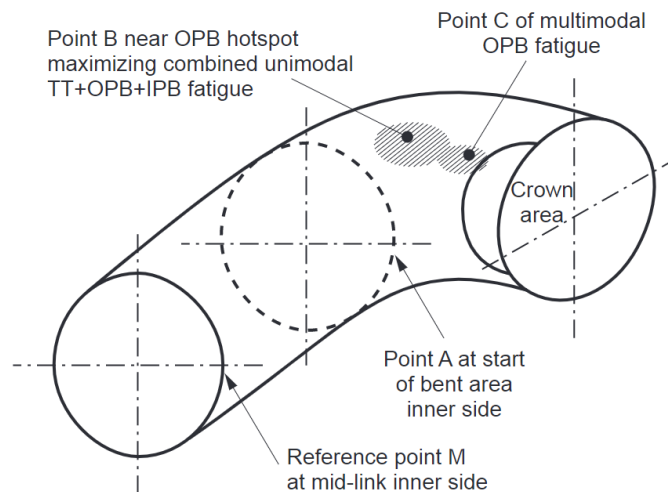


Figura 2.5: Pontos de concentração de tensão nos elos, Bureau Veritas (BV) [43]

A Figura 2.6 a) e 2.6 b) exibem dois exemplos de falha em elos de correntes devido ao efeito OPB. A Figura 2.6 a) mostra falha em um dos elos de um sistema de ancoragem de uma boia Girassol localizada no oeste da Angola. Tal falha foi relatada por Vargas e Jean [42]. Já na Figura 2.6 b), tem-se a falha após testes experimentais realizados em amarras em escala reduzida, falha relatada por Mamiya et al. [23].



Figura 2.6: a) Falha nos sistemas de ancoragem em uma boia Girassol localizada no litoral da Angola [42]  
 b) Falha no elo devido ao efeito OPB observada após testes experimentais [23]

De certa forma, o OPB não pode ser evitado completamente. Por isso, é importante ser considerado na concepção do projeto de sistemas de ancoragem por meio das abordagens de vida à fadiga [46]. Apesar disso, falta uma orientação detalhada nas diretrizes de projeto dentro da indústria *offshore* no que diz respeito a inclusão dos efeitos OPB causados na análise de fadiga de linhas de amarração. Assim, tem-se a necessidade premente de investigar a flexão fora do plano e seu efeito significativo na vida à fadiga dos elos de correntes dos sistemas de ancoragem [45].

### 2.3 Ensaios para determinações de solicitações nas amarras

O estudo de solicitações nas amarras teve o intuito de estudar a flexão fora do plano (OPB). Essa flexão é a grande responsável pela as falhas nas amarras. Melis et al. [27] realizou ensaios em quatro modelos de amarras: elos com 81 mm de diâmetro fabricados com o aço de Grau R3S, elos com 107 mm de diâmetro fabricados com aço Grau RQ3, elos com 124 mm de diâmetro fabricados com aço Grau R4 e elos com 146 mm de diâmetro fabricados com aço Grau RQ4. Todos os modelos de amarras utilizados nos testes foram sem malhete, e os experimentos foram feitos em amarras de escala real. O funcionamento da máquina consiste em fixar um conjunto de elos na horizontal. Uma extremidade é fixada e a outra possui um cilindro hidráulico que tensiona os elos com uma carga estabelecida. Com a amarra tensionada, uma sapata é acionada, pressionando a corrente e deslocando-a na vertical, gerando, dessa forma, tensões fora do plano. Após esses ensaios, foi concluído que quanto maior a tensão aplicada nas correntes, maior será a tensão de OPB. Quanto maiores as rotações de um elo em relação ao outro, maior é a tensão de OPB. A exposição a água não afeta nas tensões de OPB, mas reduz o atrito entre os elos. A Figura 2.7 esboça o esquema do aparato experimental dos testes realizados.

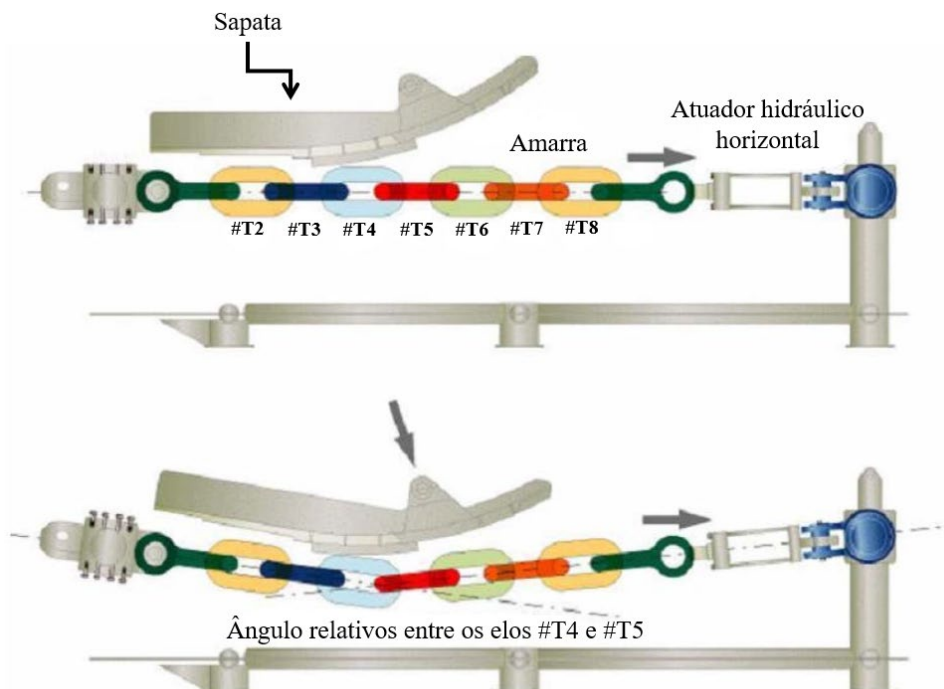


Figura 2.7: Testes realizados por Melis et al. [27] em amarras de escala real (adaptado de Melis et al. [27]).

Mamiya et al. [23] realizou um estudo para simular a flexão fora do plano em amarras com escala reduzida. O estudo consiste em analisar nove elos que são submetidos a uma pré-carga na direção horizontal. O elo central é submetido a um deslocamento vertical através de um atuador hidráulico, conseguindo assim impor a flexão fora do plano nos elos adjacentes. Todo o aparato é construído por uma estrutura horizontal montada sobre uma mesa de uma máquina universal de ensaio mecânico MTS 322 onde há um atuador hidráulico com a capacidade de carga axial de  $\pm 100$  kN que atua no elo central do aparato. O conceito do aparato experimental é exibido na Figura 2.8.

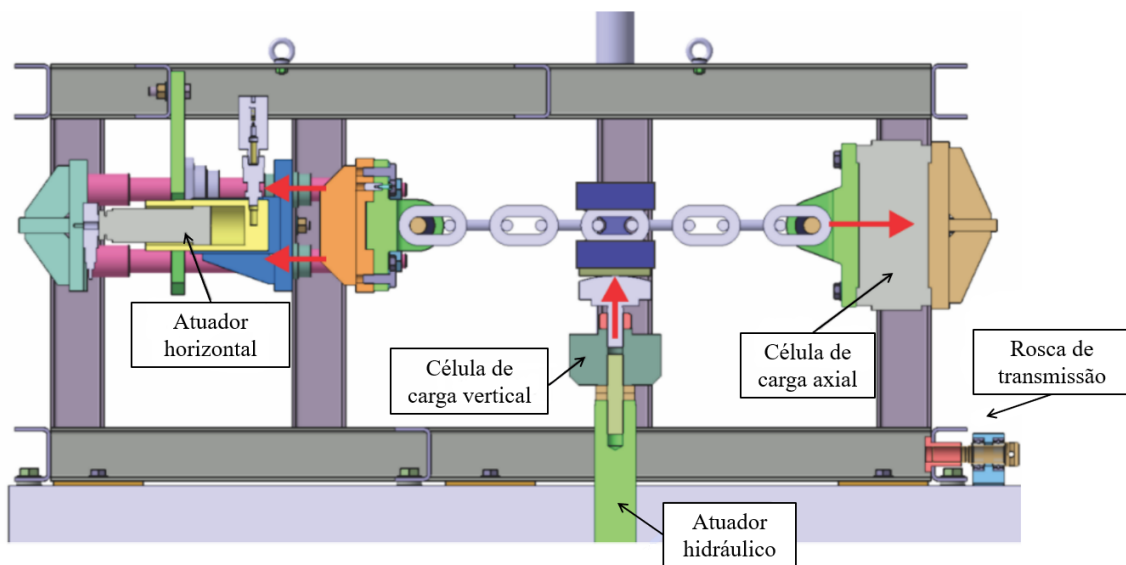


Figura 2.8: Conceito do aparato experimental utilizado por Mamiya et al. [23] (adaptado de Mamiya et al. [23]).

O trecho da amarra é preso por flanges com pinos que auxiliam a fixação. Tal fixação tem como intuito impedir a movimentação horizontal do trecho de corrente e, assim, possibilita que a amarra seja tracionada. Entretanto, os flanges juntamente com os pinos de fixação permitem que elo fixado gire quando submetido ao deslocamento vertical (Figura 2.9 a)).

A flange da direita é fixada a uma célula de carga axial que permite a monitoração da força axial ( $F_H$ ). Isso permite o monitoramento das forças cíclicas durante os ensaios. Na outra extremidade, a flange é fixada juntamente com o atuador hidráulico horizontal. Tal atuador traciona a amarra e a carga é transferida para as quatro colunas de escoras (Figura 2.9 b)), permitindo que o valor da pré-carga não varie durante os testes. A célula de carga axial é posicionada do lado direito proporcionando o monitoramento das forças cíclicas durante os ensaios.



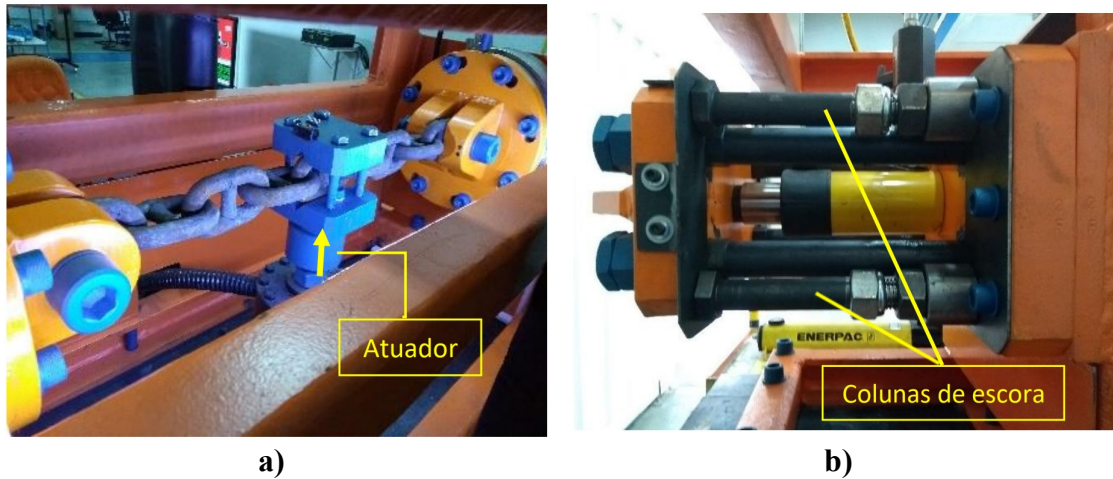


Figura 2.9: a) Atuador para impor o deslocamento vertical do elo central [23] b) Colunas de escora para sustentação da carga horizontal [23]

A Figura 2.10 mostra o disposto central responsável por aplicar uma carga vertical através do atuador. A força é aplicada através do contato do atuador com uma calota esférica que é fixada no dispositivo central. O alinhamento do dispositivo central com o atuador é feito através de um mecanismo de rosca de transmissão (Figura 2.8) o qual permite um ajuste fino na posição longitudinal do aparato experimental que está sobre a mesa da máquina de ensaio mecânico. A componente da força transversal ( $F_V$ ) é aferida através da célula de carga entre o atuador e o dispositivo central. A não precisão dimensional dos elos durante o processo de fabricação faz com que o elo central não se posicione no plano vertical quando montado, ocasionando uma certa rotação (Figura 2.10). No entanto, a calota esférica permite que a força vertical seja aplicada de forma alinhada entre o atuador e o elo central.

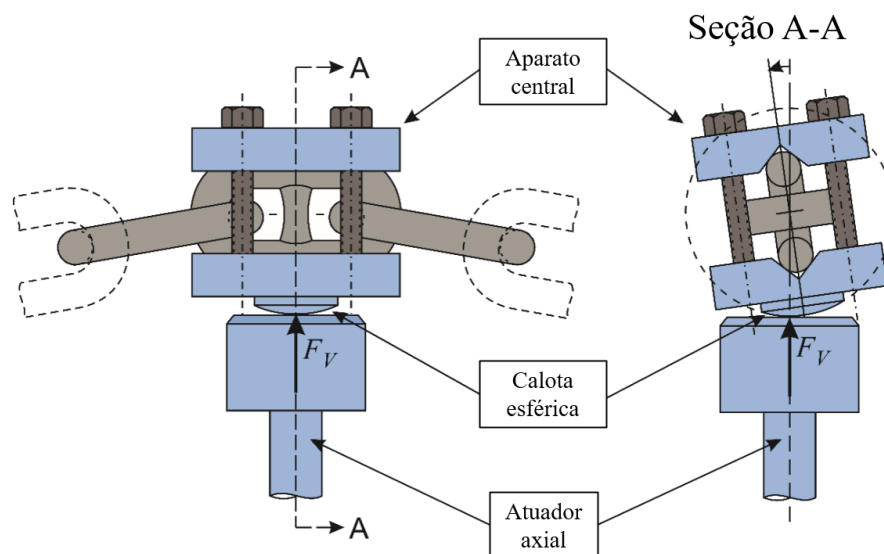


Figura 2.10: Dispositivo central que permite a transmissão da força do atuador para o elo central do trecho da amarra (adaptado de Mamiya et al. [23]).



Com a imposição do deslocamento vertical ( $V$ ) e com a aplicação da pré-carga ( $F_{H0}$ ), há a geração de solicitações nos elos. As forças foram definidas como força axial ( $F_H$ ), força transversal ( $F_V$ ) e momento fletor ( $M_{OPB}$ ).  $L$  é a distância do pino de onde é fixado até o ponto de contato do elo central. A Figura 2.11 representa as solicitações nas amarras.

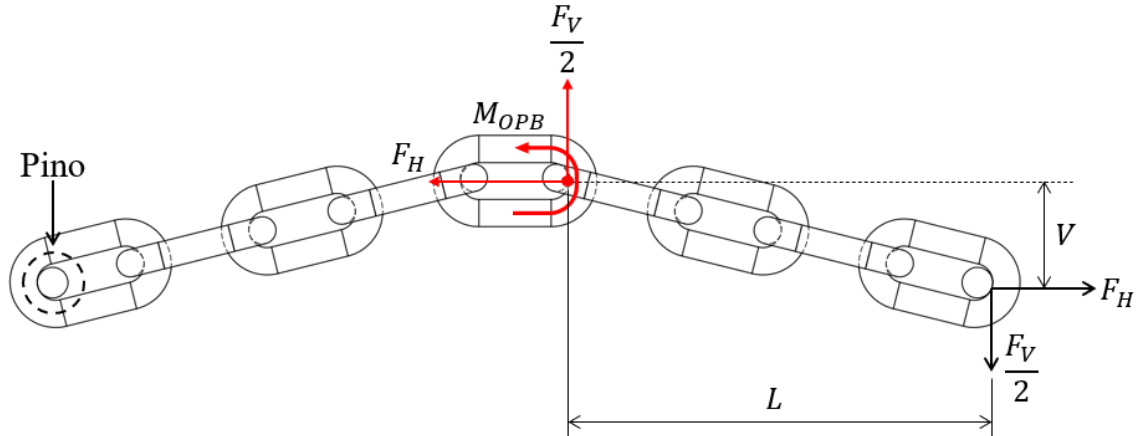


Figura 2.11: Esforços atuantes na amarra, simplificação do experimento (adaptado de Mamiya et al. [23])

Tanto as forças transversais quanto as forças axiais no experimento geram binários que não se equilibram. O contato entre os elos e pinos que tracionam não gera momento devido a lubrificação entre as superfícies de contato. Mamiya et al. [23] define uma equação de momento baseado na terceira lei de Newton. A Equação (2.1) representa essa definição:

$$M_{OPB} = \frac{F_V}{2}L - F_HV \quad (2.1)$$

As tensões atuantes no elo são axial e OPB. A tensão axial ( $\sigma_A$ ) é definida através da análise do elo mais solicitado no experimento. A força axial ( $F_H$ ) tem uma contribuição significativa para a tensão axial, conforme a Equação (2.2).

$$\sigma_A = C_a \frac{F_H}{A} = C_a \frac{2F_H}{\pi d^2} \quad (2.2)$$

Onde  $d$  é o diâmetro da seção transversal do elo e  $C_a$  é um fator de correção geométrica proposto por Mamiya et al. [23], que é definido como uma razão entre a tensão

de ruptura do material e a tensão de ruptura do elo, definida pela carga MBL. A contribuição para a tensão OPB pode ser definida conforme a Equação (2.3).

$$\sigma_{OPB} = \frac{16L}{\pi d^3} \left( \frac{F_V}{2} - F_H \frac{V}{L} \right) \quad (2.3)$$

A tensão normal no ponto crítico ou *hotspot*, ou seja, a tensão que é responsável para se iniciar a propagação de trincas pode ser estimada como a soma de cada uma das contribuições, conforme a Equação (2.4).

$$\sigma_{HOT} = \sigma_A + \sigma_{OPB} = C_a \frac{2F_H}{\pi d^2} + \frac{16L}{\pi d^3} \left( \frac{F_V}{2} - F_H \frac{V}{L} \right) \quad (2.4)$$

#### 2.4 Critério de Fadiga Smith-Watson-Topper (SWT)

O critério de fadiga Smith-Watson-Topper analisa a vida em fadiga em que as tensões solicitantes no objeto de estudo são menores que a tensão de escoamento do material. No caso das amarras, há essa condição. Esse critério afirma que a propagação da trinca está diretamente relacionada com a tensão aplicada [40]. Para estabelecer o número de ciclos com base na amplitude de tensão, utiliza-se a relação de Basquim [1] conforme a Equação (2.5), onde  $\sigma'_f$  é o coeficiente de resistência a fadiga e  $b'$ , o expoente de resistência a fadiga.

$$\sigma_a = \sigma'_f (N_f)^{b'} \quad (2.5)$$

O parâmetro de fadiga SWT ( $\sigma_{SWT}$ ) pode ser definido pela Equação (2.6), onde  $\sigma_a$  é a amplitude de tensão e  $\sigma_{m\acute{a}x}$  é a tensão máxima nos ciclos de carga.

$$\sigma_{SWT} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{m\acute{a}x}} \quad (2.6)$$

Para determinar a vida à fadiga das amarras e levar em consideração o efeito da tensão média, Smith et al. [40] propôs substituir o parâmetro SWT pela amplitude de tensão da equação de Basquim [1], Equação (2.5), pois o parâmetro SWT leva em

consideração a amplitude de carregamento e a tensão máxima. Assim, tem-se a Equação (2.7),

$$\sigma'_f(N_f)^{b'} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{m\acute{a}x}} \quad (2.7)$$

Isolando o número de ciclos ( $N_f$ ), se tem a Equação (2.8),

$$N_f = \left( \frac{\sqrt{\sigma_a \sigma_{m\acute{a}x}}}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{b'}} \quad (2.8)$$

## 2.5 Regra de Palmgren-Miner

Os carregamentos em aplicações práticas sofrem bastante variações, fazendo com que se comportem de maneira irregular durante o tempo. Para as situações onde se tem cargas que variam com amplitudes variáveis, a regra de Palmgren-Miner pode ser aplicada. Essa regra afirma que a falha por fadiga é considerada quando as frações de vida se somam resultando no total de 100%, ou seja, quando se chega em 100%, a vida é esgotada. A Equação (2.9) expressa o somatório do número de ciclos aplicados sobre o número de ciclos para a falha. Essa regra foi utilizada por A. Palmgren por volta dos anos 1920 para determinar a vida útil de rolamentos de esferas. Posteriormente, B.F Langer utilizou essa regra em um contexto mais geral em 1937. Mas, essa regra só veio a ser amplamente conhecida em 1945, com o artigo de M.A Miner [9].

$$\frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots = \sum \frac{N_j}{N_{fj}} = 1 \quad (2.9)$$

A partir do somatório das razões dos ciclos de carga é possível determinar o número de repetições até a falha do componente submetido ao carregamento aleatório. O somatório representa uma repetição e, a falha acontece quando o somatório se iguala a uma unidade. Com o resultado do somatório, basta apenas multiplicar pelo número de repetições necessárias para se atingir uma unidade. A Equação (2.10) representa o número de repetições ( $B_f$ ) multiplicado pelas razões dos ciclos [9].

$$B_f \left[ \sum \frac{N_j}{N_{fj}} \right]_{one\ rep.} = 1 \quad (2.10)$$

### 3 METODOLOGIA

Essa seção está dividida em duas partes. A primeira parte se trata de um estudo analítico do conjunto amarra-*fairlead*. Tal estudo se baseia em elaboração de equações para descrever as tensões normais nos pontos críticos dos elos de interesse. As equações levam em consideração carregamentos mínimos e máximos, diâmetro do elo, ângulos de enrolamento, travamento e de rotação do *fairlead*. Na segunda parte, é proposta uma modelagem para validação numérica das equações analíticas desenvolvidas. É utilizado um modelo em elementos finitos do sistema amarra-*fairlead* desenvolvido em ambiente ABAQUS® versão 2017. Assim, na seção de resultados, as tensões nos *hotspots* encontradas nas simulações são comparadas com as tensões normais mínimas e máximas nos *hotspots*, calculadas com base nas equações analíticas propostas.

#### 3.1 Estudo analítico do equilíbrio do sistema

O desenvolvimento matemático consiste em se deduzir uma equação analítica para determinação da tensão normal nas regiões críticas dos elos de interesse, visto que as ocorrências de falhas prematuras estão evidenciadas nesta região do sistema. Na Figura 3.1 a), tem-se o diagrama de corpo livre do conjunto amarra-*fairlead*. A partir do diagrama, é possível definir as componentes de forças axial e transversal, causadoras de tensão normal no *hotspot* do elo da corrente. O ângulo  $\theta$  é definido como ângulo de operação ou enrolamento do *fairlead* [23], que varia entre  $17^\circ$  e  $60^\circ$  (Figura 3.1 b)), de acordo com o sistema amarra-*fairlead* projetado pela empresa AmClyde. O ângulo  $\alpha$  é o ângulo de rotação do *fairlead*, que varia de acordo com a amplitude do carregamento aplicado.

Para este trabalho, a MBL adotada é de 1200 toneladas e a carga de prova, de 900 toneladas. Para os carregamentos mínimos e máximos será levado em consideração  $1/6$  e  $1/3$  MBL, ou seja, a carga mínima será 200 toneladas e a máxima será 400 toneladas. O carregamento mínimo representa o peso próprio da amarra. O carregamento adotado nesse trabalho é baseado nas diretrizes da BV [43].

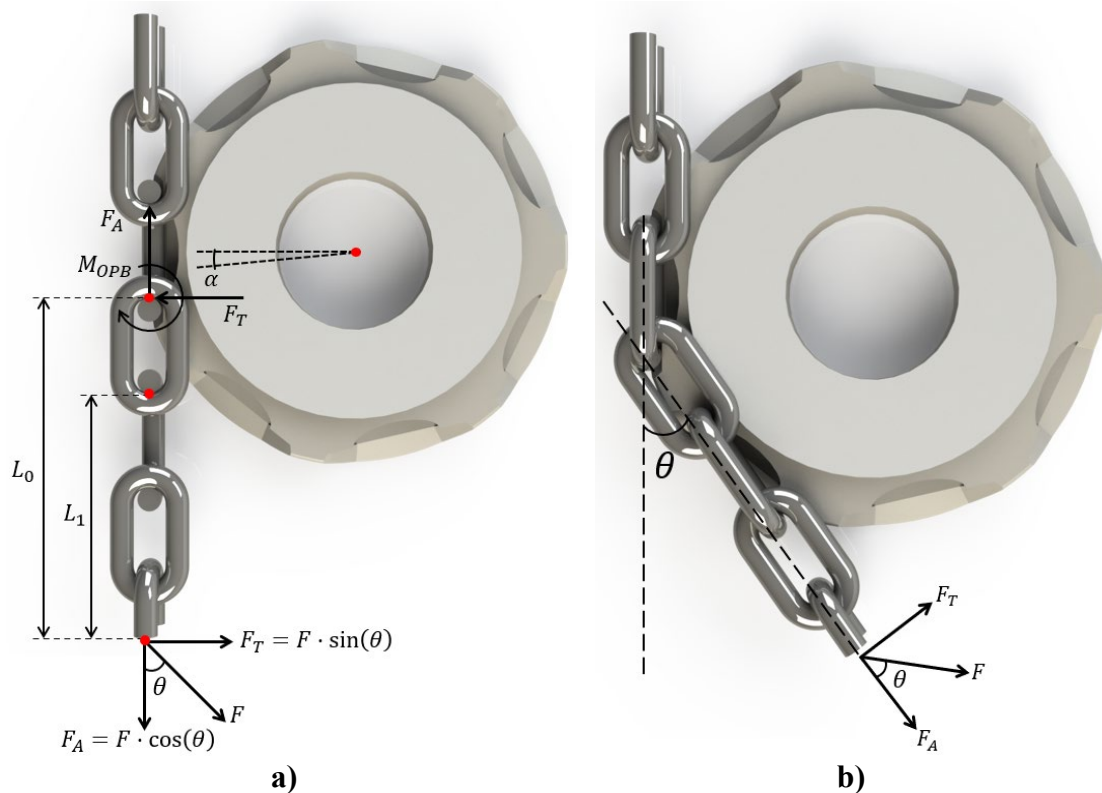


Figura 3.1: a) Diagrama de corpo livre b) Ângulo de enrolamento do conjunto amarra-*fairlead*

A equação da tensão axial é definida pela força axial ( $F_A$ ) sobre a área da seção transversal do elo. A contribuição axial da força é escrita em função do ângulo de enrolamento das amarras, conforme a Equação (3.1).

$$\sigma_A = C_a \frac{F_A}{2A} = C_a \frac{F \cos \theta}{2 \left( \frac{\pi d^2}{4} \right)} = C_a \frac{2F \cos \theta}{\pi d^2} \quad (3.1)$$

Onde  $\sigma_A$  representa a contribuição axial da força na tensão normal no *hotspot*,  $F$  é a carga de trabalho do sistema. A área pode ser definida como  $A = \pi d^2 / 4$ , onde  $d$  é o diâmetro do elo da corrente,  $\theta$  é o ângulo de enrolamento do *fairlead* e  $C_a$  é o fator de correção geométrica devido as tensões estarem presentes na curvatura do elo.

A contribuição do OPB para a tensão normal no *hotspot* pode ser calculada de acordo com a Equação (3.2). Neste caso, a flexão fora do plano é escrita em função da componente transversal da carga de serviço ( $F_T$ ), onde a componente transversal pode ser escrita em função do ângulo de enrolamento ( $F_T = F \sin \theta$ ).

$$\sigma_{OPB} = C_{OPB} \frac{M_{OPBC}}{2I} = C_{OPB} \frac{FL_i \sin \theta \left(\frac{d}{2}\right)}{2 \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} = C_{OPB} \frac{16FL_i \sin \theta}{\pi d^3} \quad (3.2)$$

Onde  $\sigma_{OPB}$  representa a contribuição do OPB na tensão normal no *hotspot*,  $L_i$  é a distância entre o ponto de aplicação da carga de serviço e o ponto de travamento do elo de interesse ( $L_0$  e  $L_1$ ). O termo  $C_{OPB}$  é o fator de correção geométrica devido ao OPB. O momento de inércia é definido como  $I = \pi d^4/64$ , e  $c$  pode ser definido como o raio do elo ( $r = d/2$ ).

Os comprimentos  $L_0$  e  $L_1$  são definidos como as distâncias do ponto de aplicação da carga até o travamento dos elos. O comprimento  $L_0$  está relacionada ao elo “C” e o  $L_1$  ao elo “E”. Com base nas Figura 3.1 a) e Figura 3.2, é possível definir as distâncias, pois todas as dimensões do elo são dependentes do diâmetro  $d$ . Dessa forma, escrevendo as distâncias em função de  $d$ , tem-se, para o elo “C”, a distância de  $14d$  e para o elo “E”,  $10d$ .

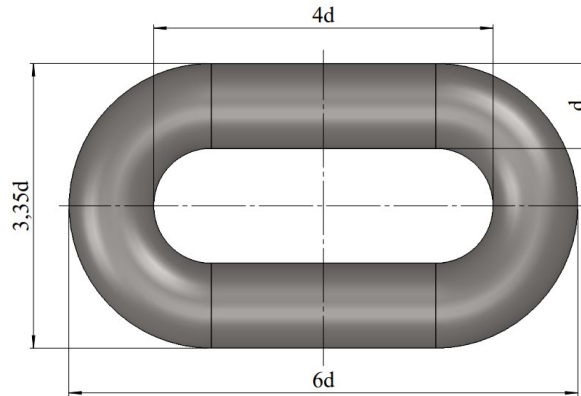


Figura 3.2: Dimensões do elo

Assim,  $\sigma_{HOT}$  é a tensão normal total nos pontos críticos ou *hotspots*, e pode ser escrita como a soma das tensões geradas através das contribuições de tensão axial e OPB, conforme a Equação (3.3). O *hotspot* pode ser definido como pontos de tensão máxima, onde há a maior probabilidade de iniciação de trincas [35].

$$\sigma_{HOT} = C_a \frac{2F \cos \theta}{\pi d^2} + C_{OPB} \frac{16FL_i \sin \theta}{\pi d^3} \quad (3.3)$$

Na próxima seção, serão propostas três formas de analisar o travamento dos elos. Essa análise é de suma importância, pois a flexão fora do plano está diretamente

relacionada com a incidência de travamento. A angulação de enrolamento das amarras é aplicada durante o carregamento mínimo (Figura 3.1 b)). Dessa forma, a análise e o emprego dos ângulos a ser considerados nas equações mudam de acordo com cada consideração de travamento.

### 3.1.1 Travamento do elo no início da aplicação da carga mínima

Para se avaliar estruturalmente o desempenho do sistema de ancoragem, há a necessidade de se calcular os valores de tensão normal mínima e máxima no *hotspot*. Assim, a identificação do instante do travamento dos elos é de fundamental importância. Nesta primeira hipótese, se assumirá que a incidência de travamento acontece no início da aplicação da carga mínima. A componente transversal da força será calculada com base no ângulo de enrolamento do *fairlead*. Com essa consideração, é possível escrever equações para a tensão normal mínima e máxima no *hotspot*. Na carga mínima, o ângulo que influencia na equação é apenas o ângulo de enrolamento ( $\theta$ ), conforme a Figura 3.3 a). Na carga máxima, tem-se a influência do ângulo de enrolamento ( $\theta$ ) somado ao ângulo de rotação do *fairlead* ( $\alpha$ ), como demonstra a Figura 3.3 b).

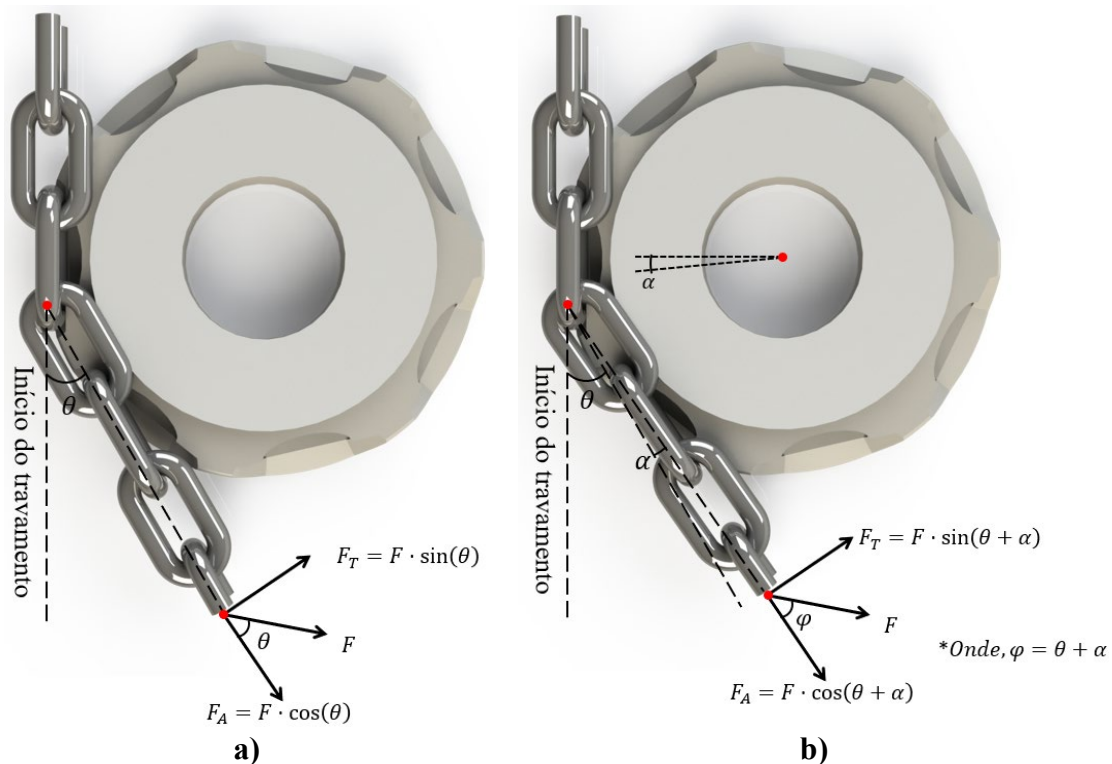


Figura 3.3: a) Conjunto amarra-*fairlead* com aplicação da carga mínima ( $\theta$ ) b) Conjunto amarra-*fairlead* com aplicação da carga máxima ( $\theta + \alpha$ )



Influência dos ângulos na carga mínima e máxima.  $\left\{ \begin{array}{l} (\theta) \rightarrow \text{Carga mínima} : \sigma_{HOT} = \sigma_A + \sigma_{OPB} \\ ((\theta + \alpha) \rightarrow \text{Carga máxima} : \sigma_{HOT} = \sigma_A + \sigma_{OPB} \end{array} \right.$

Portanto, a tensão normal mínima no *hotspot* é descrita conforme a Equação (3.4),

$$\sigma_{HOT,mín} = \sigma_A + \sigma_{OPB} = C_a \frac{2F_{mín} \cos \theta}{\pi d^2} + C_{OPB} \frac{16F_{mín} L_i \sin \theta}{\pi d^3} \quad (3.4)$$

Na carga máxima, tem-se a rotação do *fairlead* ( $\alpha$ ), assim, o ângulo de decomposição da carga de serviço é dado por  $(\theta + \alpha)$  e a tensão normal máxima no *hotspot* é descrita pela Equação (3.5),

$$\sigma_{HOT,máx} = \sigma_A + \sigma_{OPB} = C_a \frac{2F_{máx} \cos(\theta + \alpha)}{\pi d^2} + C_{OPB} \frac{16F_{máx} L_i \sin(\theta + \alpha)}{\pi d^3} \quad (3.5)$$

### 3.1.2 Travamento do elo ocorre após a aplicação da carga mínima

Na segunda hipótese, o travamento entre os elos acontece quando a carga mínima termina de ser aplicada (Figura 3.4 a)), ou seja, o travamento acontece na transição do carregamento mínimo para o máximo. Assim que a amplitude de carga começa a ser aplicada, tem-se a rotação do *fairlead* (ângulo  $\alpha$ ), o qual influenciará no cálculo da tensão normal máxima no *hotspot*, conforme demonstra a Figura 3.4 b).

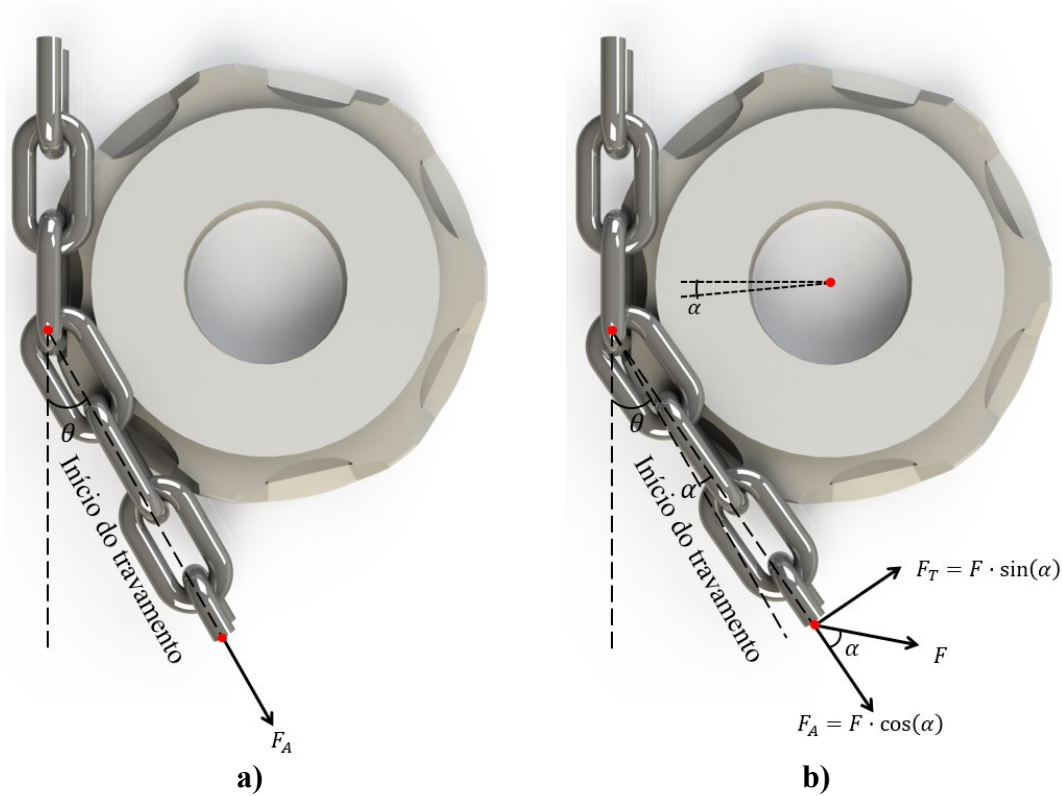


Figura 3.4: a) Conjunto amarra-*fairlead* com aplicação da carga mínima b) Conjunto amarra-*fairlead* com aplicação da carga máxima ( $\alpha$ )

Influência dos ângulos na carga mínima e máxima.  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Carga mínima : } \sigma_{HOT} = \sigma_A \\ ((\alpha) \rightarrow \text{Carga máxima : } \sigma_{HOT} = \sigma_A + \sigma_{OPB} \end{array} \right.$

Portanto, a tensão normal mínima no *hotspot* é descrita conforme a Equação (3.6), onde somente se observa a contribuição devido a carga axial.

$$\sigma_{HOT,mín} = \sigma_A = C_a \frac{2F_{mín}}{\pi d^2} \quad (3.6)$$

Na carga máxima, tem-se a influência do ângulo de rotação do *fairlead*, a tensão normal máxima no *hotspot* é demonstrada pela Equação (3.7),

$$\sigma_{HOT,máx} = \sigma_A + \sigma_{OPB} = C_a \frac{2F_{máx} \cos(\alpha)}{\pi d^2} + C_{OPB} \frac{16F_{máx} L_i \sin(\alpha)}{\pi d^3} \quad (3.7)$$

### 3.1.3 Travamento ocorre entre $0^\circ$ e $\theta$

Na terceira hipótese, o travamento dos elos acontece em algum ponto entre o início e o fim da aplicação da carga mínima de serviço, ou seja, à medida que a carga mínima é aplicada, acontece o travamento. Assim, tem-se um ângulo denominado como ângulo de travamento ( $\theta'$ ), que apresenta um valor entre  $0^\circ$  e  $\theta$ . No carregamento mínimo, há apenas a influência do ângulo de enrolamento e de travamento, conforme demonstra a Figura 3.5 a). Na carga máxima, além da influência dos ângulos de enrolamento e de travamento, há também a influência do ângulo de rotação do *fairlead*, como mostra a Figura 3.5 b).

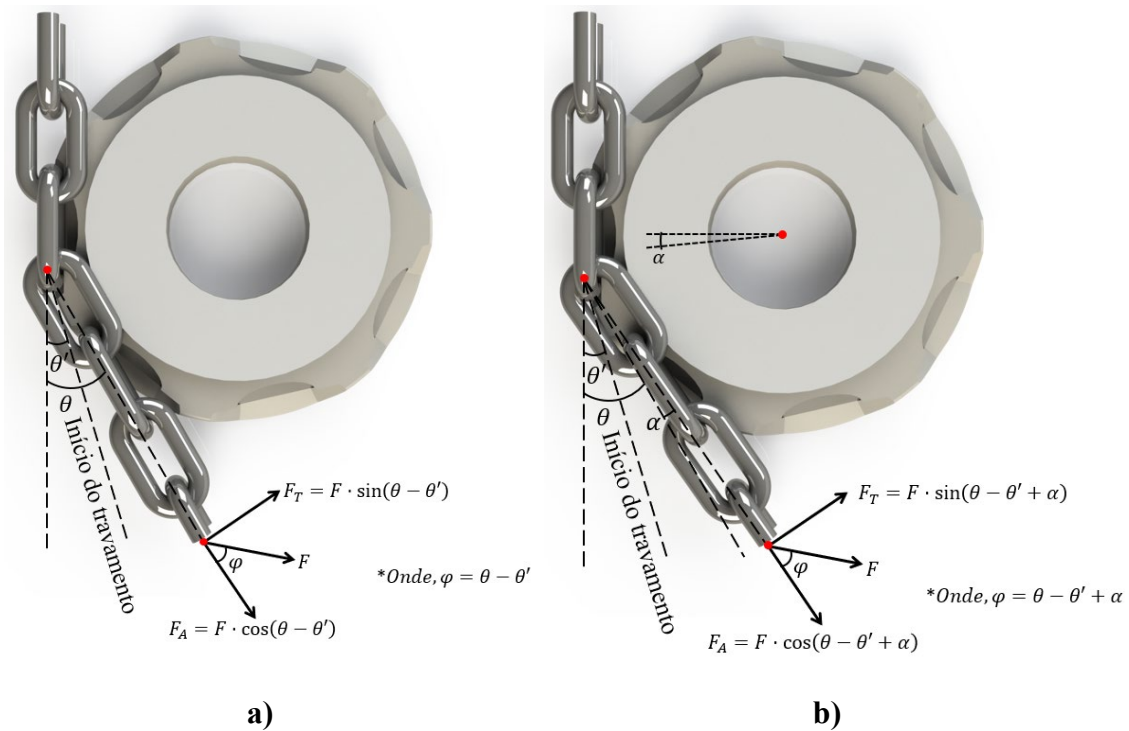


Figura 3.5: a) Conjunto amarra-*fairlead* com aplicação da carga mínima ( $\theta - \theta'$ ) b) Conjunto amarra-*fairlead* com aplicação da carga máxima ( $\theta - \theta' + \alpha$ )

Influência dos ângulos na carga mínima e máxima.  $\begin{cases} (\theta - \theta') \rightarrow \text{Carga mínima} : \sigma_{HOT} = \sigma_A + \sigma_{OPB} \\ (\theta - \theta' + \alpha) \rightarrow \text{Carga máxima} : \sigma_{HOT} = \sigma_A + \sigma_{OPB} \end{cases}$

Portanto, a tensão normal mínima no *hotspot* é descrita conforme a Equação (3.8),

$$\sigma_{HOT,min} = \sigma_A + \sigma_{OPB} = C_a \frac{2F_{min} \cos(\theta - \theta')}{\pi d^2} + C_{OPB} \frac{16F_{min} L_i \sin(\theta - \theta')}{\pi d^3} \quad (3.8)$$

Na carga máxima, tem-se a rotação do *fairlead* ( $\alpha$ ), a tensão normal máxima no *hotspot* é descrita pela Equação (3.9),

$$\sigma_{HOT,máx} = C_a \frac{2F_{máx} \cos(\theta - \theta' + \alpha)}{\pi d^2} + C_{OPB} \frac{16F_{máx} L_i \sin(\theta - \theta' + \alpha)}{\pi d^3} \quad (3.9)$$

As Equações (3.8) e (3.9) podem ser entendidas como equações generalizadas das tensões normais nos *hotspots*. Tais equações abrangem todo o contexto de análise do travamento dos elos. Como proposto anteriormente, há três hipóteses de análises. Com o emprego do ângulo de travamento igual a zero ( $\theta' = 0$ ), as equações generalizadas se transformam nas equações (3.4) e (3.5). Caso o ângulo de travamento assumido seja igual ao ângulo de enrolamento ( $\theta' = \theta$ ), tem-se as equações (3.6) e (3.7). Dessa forma, é possível calcular as tensões com as equações generalizadas e analisar a influência do ângulo de travamento para cada consideração. Além disso, é possível assumir ângulos de travamentos arbitrários e verificar o comportamento das tensões normais no *hotspots*.

## 3.2 Análise em elementos finitos

### 3.2.1 Modelagem do problema em escala real

Utilizou-se uma simplificação para a montagem de todo o conjunto amarra-*fairlead* no *software* ABAQUS. A montagem consiste nos seguintes elementos, *fairlead*, trecho de corrente com cinco elos completos, dois semi-elos e dois cilindros de deformação que servem para emular a rigidez do trecho de corrente acima do *fairlead*. Segundo Mamiya et al. [23] e Hansen [14], a consideração apenas desses elementos são suficientes para englobar toda área de estudo do conjunto amarra-*fairlead*. A Figura 3.6 a) representa todo o conjunto amarra-*fairlead* montado, com seus respectivos componentes. Ademais, na região de contato entre os elos C-D e D-E foram modelados sólidos independentes. Esses sólidos são unidos aos elos, utilizando a restrição do tipo “*tie*” (Figura 3.6 b)). Os componentes serão abordados a seguir de forma individual.

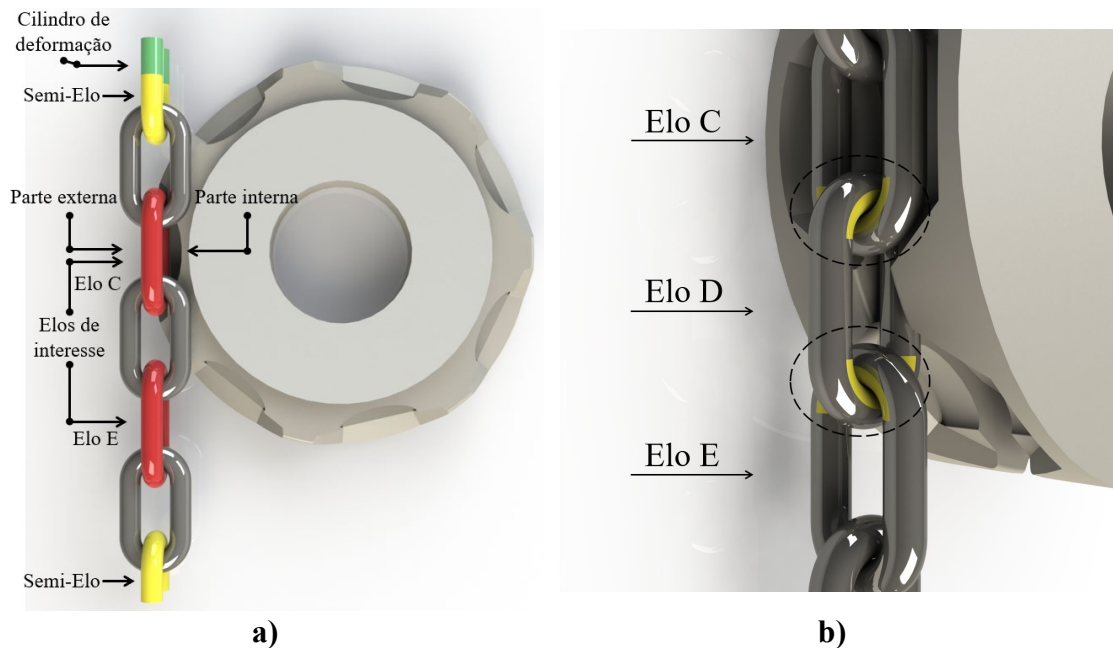


Figura 3.6: a) Montagem do conjunto amarra-*fairlead* em escala real no ABAQUS b) Demonstração do contato entre os elos

O *fairlead* foi modelado como um corpo rígido devido a análise ser feita apenas nas correntes. Modelando o *fairlead* de forma rígida, há uma redução do custo computacional, pois não se tem a análise do campo de suas tensões e deformações. De certa forma, essa configuração não influencia os resultados da amarra. Na Figura 3.7 a), tem-se a representação do *fairlead*.

Os semi-elos são responsáveis pelo início e fim de todo o conjunto. Em uma extremidade é acoplado os cilindros de deformação e na outra é aplicada a carga de serviço que o sistema está submetido, o semi-elo está representado na Figura 3.7 b). O cilindro de deformação é acoplado ao semi-elo na parte superior do conjunto.

Os cilindros de deformação simulam o efeito de todos os elos anteriores ao *fairlead*, elos nos quais se encontram dentro da plataforma FPSO. O comprimento da amarra considerado antes do *fairlead* foi de 15 metros, que equivale cerca de 30 elos, levando em consideração a deformação dos elos durante a aplicação da carga de prova. Através da simulação numérica, determinou-se uma variação do comprimento interno de 2,090 mm para cada elo. A variação do comprimento total apresentados pelos cilindros é de aproximadamente 62,70 mm. Assim, Mamiya et al. [23] propôs utilizar parâmetros de módulo de elasticidade no valor de 660 MPa e coeficiente de Poisson de 0,3. Os cilindros de deformação encontram-se na Figura 3.7 c).

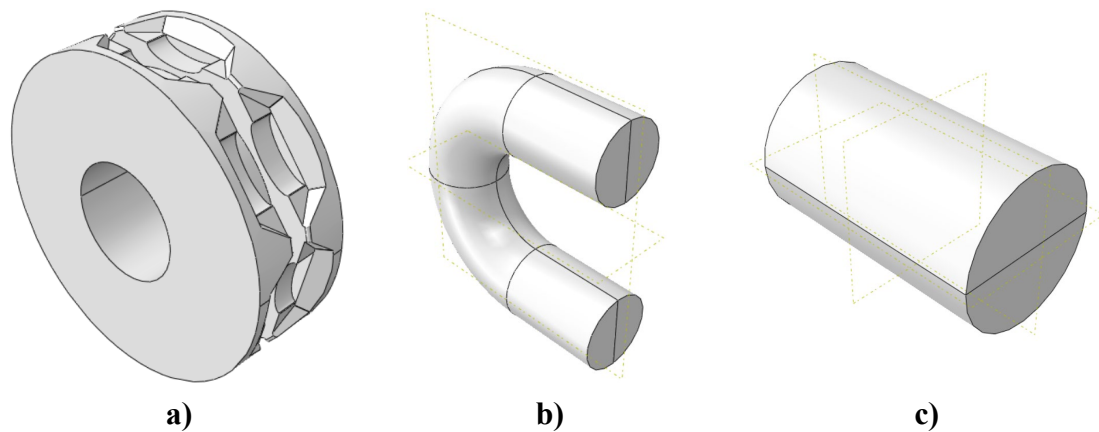


Figura 3.7: a) Coroa *fairlead* b) Semi- elo c) Cilindro de deformação

Os elos possuem dimensões pré-definidas de acordo com as orientações normativas (Figura 3.2). Para a simulação, o valor do diâmetro a ser adotado será de 120 mm. Como relatado na seção anterior, as dimensões dos elos são dependentes do diâmetro. Na Figura 3.8, tem-se os modelos dos elos que são utilizados na modelagem. O modelo do elo da Figura 3.8 a) é utilizado nos elos “C” e “E” e o modelo do elo da Figura 3.8 b) é utilizado no elo “D”. Os elos com os cortes na região de contato são unidos aos sólidos da Figura 3.9. O elo da Figura 3.8 c) é utilizado nas demais partes.

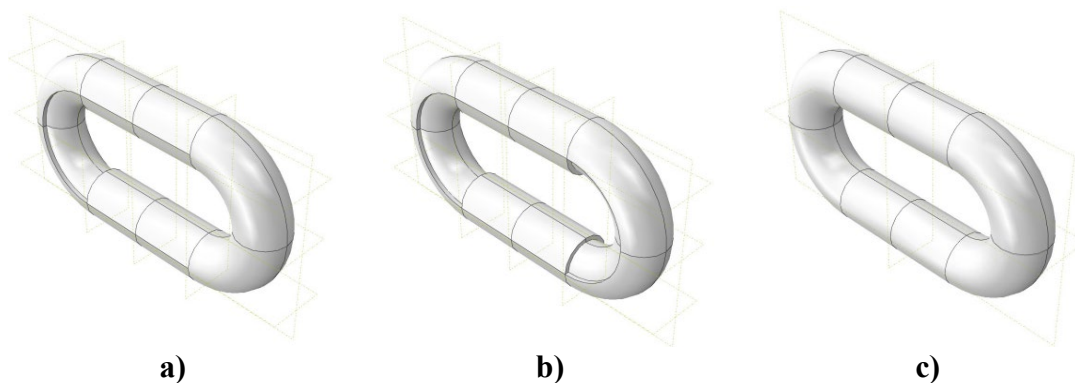


Figura 3.8: a) Elo um corte b) Elo dois cortes c) Elo completo

Com o intuito de realizar uma maior discretização de malha na região de contato dos elos, desenhou-se sólidos independentes, conforme a Figura 3.9. Esses sólidos foram unidos aos elos das Figura 3.7 a) e b). O grande objetivo dessa técnica é analisar de forma mais detalhada a região de contato entre os elos de interesse, tal região de contato, possui a incidência de travamento.

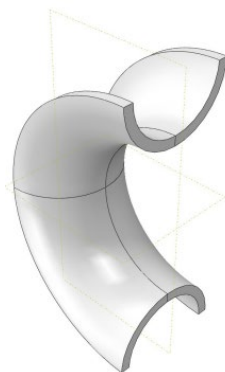


Figura 3.9: Sólidos independentes no contato entre os elos

Com os componentes modelados e com a montagem feita, foram aplicadas condições de contato entre peças. O tipo de contato aplicado foi superfície-a-superfície e a formulação de deslizamento considerada foi do tipo grandes deslocamentos. O método de discretização é do tipo superfície-a-superfície. As propriedades de contato consideradas foram do tipo normal e tangencial. No contato normal, empregou-se o “*Hard*”-*Contact* para a pressão de ativação e, para o método de imposição de contato, foi considerado “*Default*” (Formulação Lagrangeana). Já para o contato tangencial, a formulação de atrito foi do tipo “*Penalty*” e o coeficiente de atrito adotado foi de 0,7 [23].

### 3.2.2 *Steps* e carregamentos

Os *Steps* são intervalos de tempo nos quais são adicionados carregamentos, condições de contorno, entre outros. Para essa modelagem, foram definidos oito *Steps*, denominados como CP, S-CP, CT1-1-1, CT2-1, CT1-2, C2-2, CT1-3 e CT2-3. Os *Steps* CP e S-CP são definidos como uma análise estática e o restante como análise dinâmica implícita.

Assim, para simulação do sistema em operação, foi inicialmente adotada uma carga de prova das correntes de 75% da MBL (1200 toneladas), o que corresponde a 900 toneladas. A carga de serviço aplicada corresponde a valores que variam entre 1/6 e 1/3 da MBL, o que equivale a 200 a 400 toneladas. A Figura 3.10 representa a sequência de carga aplicada durante a simulação, onde o passo que vai de 0-1 representa a aplicação da carga de prova (900 toneladas) e, posteriormente, a retirada (1-2). No passo que vai de 2-3, tem-se a aplicação da carga mínima de serviço (200 toneladas) e, em seguida, a

amplitude de carregamento de mais 200 toneladas, o que submete o sistema amarra-*fairlead* a cargas mínimas e máximas de 200 e 400 toneladas, respectivamente, nos passos de 4 a 8. É importante ressaltar que as medidas de tensões nos *hotspots* são tomadas no final do passo 7, para a tensão mínima, e ao final do passo 8, para a tensão máxima.

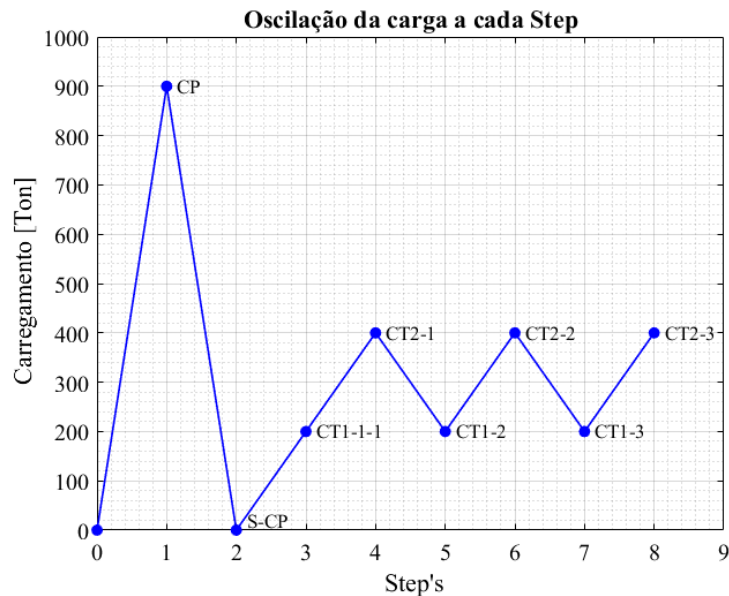


Figura 3.10: Carregamento a cada *Step*

Para os carregamentos dinâmicos, é levado em consideração os ângulos de enrolamento do conjunto. Através do ângulo de enrolamento é possível decompor a carga em contribuição axial (direção y) e transversal (direção x). A aplicação do carregamento desta forma é similar aos estudos recentes de Choung e Lee [6,7], nos quais os autores introduziram a técnica chamada DTA (*direct tension approach*). De acordo com os autores, essa técnica é capaz de gerar tensões OPB mais realistas.

### 3.2.3 Condições de contorno

Na Figura 3.11, tem-se todo o conjunto amarra-*fairlead* montado no ABAQUS. Para a aplicação do carregamento e das condições de contorno, foram utilizados três “*references points*” (RP-1, RP-2 e RP-3). As condições contorno são restrições impostas na modelagem de forma a se definir o comportamento esperado do sistema [31].



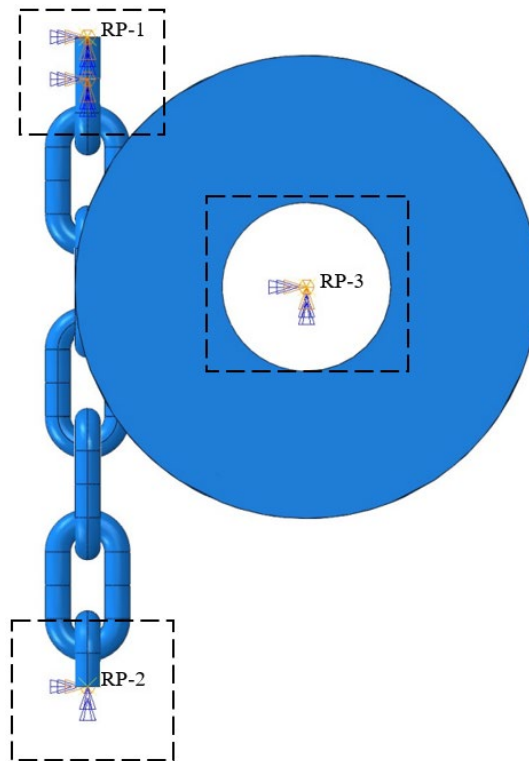


Figura 3.11: Conjunto amarra-fairlead montado no ABAQUS.

Para este estudo, foram utilizadas seis condições de contorno. Essas configurações são aplicadas ao longo dos *Steps* e são definidas como BC-1, BC-2, BC-3, BC-4, BC-5 e BC-6. As condições são definidas a seguir.

- **BC-1** – Condição do tipo *Displacement/Rotation* aplicada nas faces do cilindro de deformação. Restrição dos deslocamentos e rotações nas direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ . Condição de contorno aplicada nos *Steps* CP e S-CP (Figura 3.12 a)).
- **BC-2** – Condição do tipo *Displacement/Rotation* aplicada no “RP-2”. Deslocamento apenas na direção “Y”, deslocamentos na direção  $X$  e  $Z$  e rotações nas direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  restringidas. Condição de contorno aplicada nos *Steps* CP e S-CP (Figura 3.12 b)).

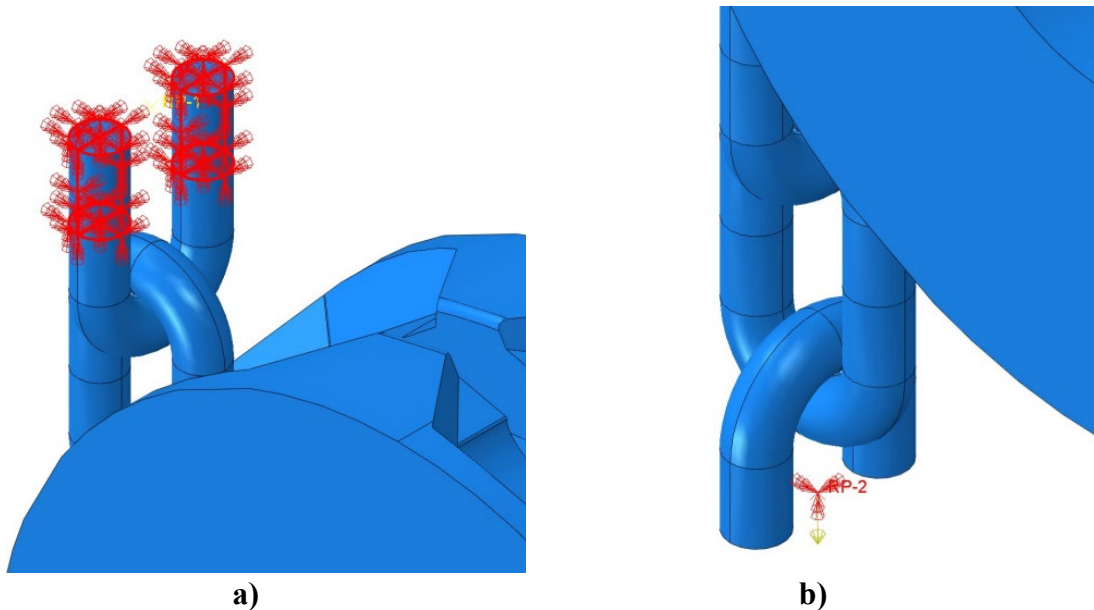


Figura 3.12: Condições de contorno a) Condição de contorno BC-1 b) Condição de contorno BC-2

- **BC-3** – Condição do tipo *Displacement/Rotation* aplicada no “RP-3”. Restrição dos deslocamentos e rotações nas direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  para os *Steps* estáticos. Restrição dos deslocamentos nas direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  e das rotações nas direções  $X$  e  $Y$  para os *Steps* dinâmicos (Figura 3.13 a)).
- **BC-4** – Condição do tipo *Displacement/Rotation* aplicada no “RP-1”. Restrição dos deslocamentos e rotações nas direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ . Condição de contorno aplicada nos *Steps* dinâmicos (Figura 3.13 b)).

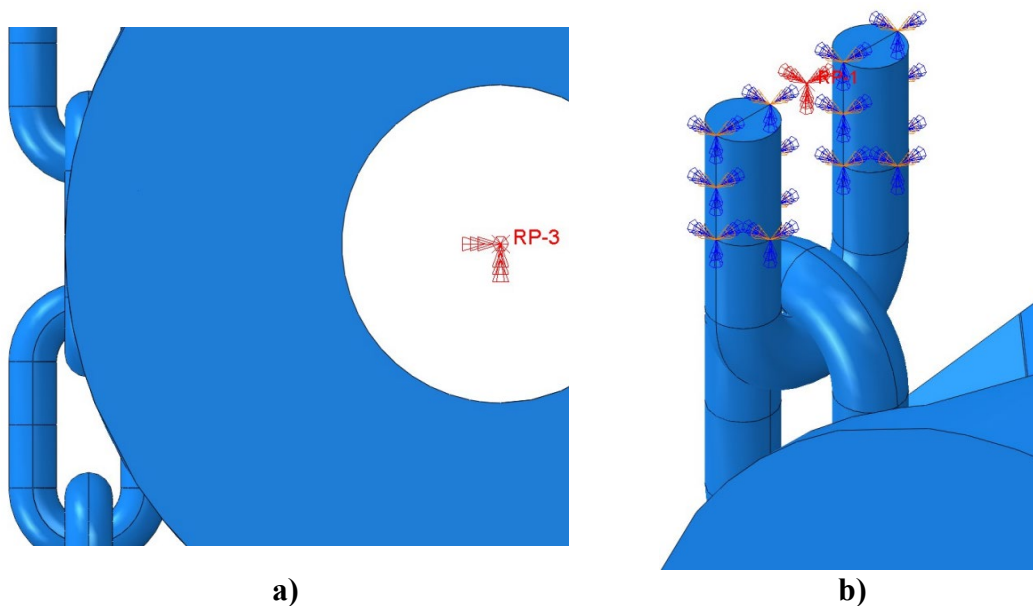


Figura 3.13: Condições de Contorno a) Condição de contorno BC-3 b) Condição de contorno BC-4

- **BC-5** – Condição do tipo *Displacement/Rotation* aplicada nas faces do cilindro de deformação. Restrição dos deslocamentos nas direções *X* e *Z* e rotações nas direções *X*, *Y* e *Z*. Condição de contorno aplicada nos *Steps* dinâmicos (Figura 3.14 a)).
- **BC-6** – Condição do tipo *Symmetry/Antisymmetry/Encastre* aplicada no “RP-2”. Restrição de deslocamento na direção *Z* e rotações nas direções *X* e *Y*. Condição de contorno aplicada nos *Steps* dinâmicos (Figura 3.14 b)).

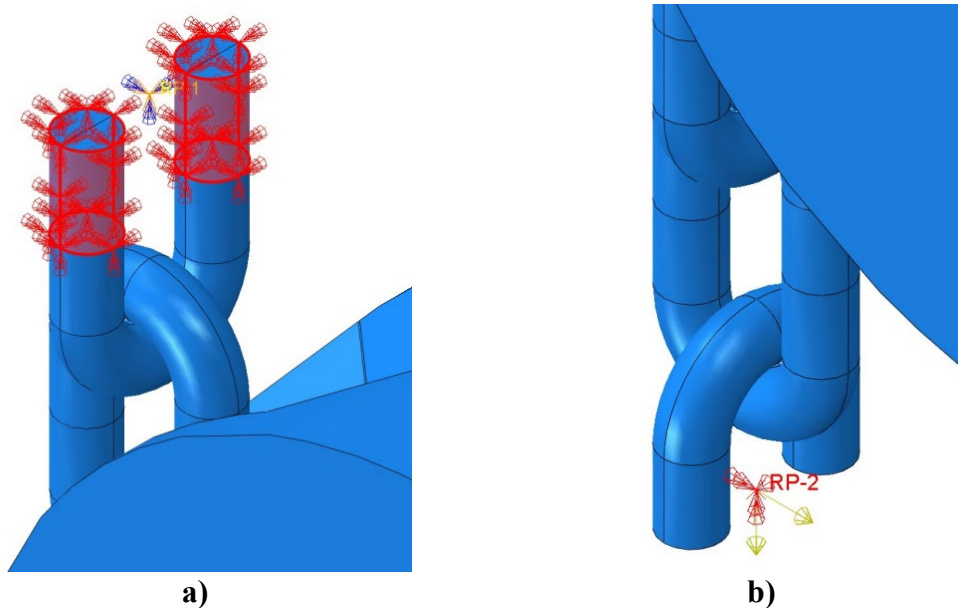


Figura 3.14: Condições de contorno a) Condição de contorno BC-5 b) Condição de contorno BC-6

Na Tabela 3.1, tem-se um resumo das condições de contorno. As iniciais representam criação “C”, propagação “P”, inativo “I” e modificação “M”.

Tabela 3.1: Condições de contorno ao longo dos *Steps*

BC's	<i>Steps</i>								
	<i>Initial</i>	CP	S-CP	CT1-1-1	CT2-1	CT1-2	CT2-2	CT1-3	CT2-3
BC-1	C	P	P	I	I	I	I	I	I
BC-2	C	P	P	I	I	I	I	I	I
BC-3	C	P	P	M	P	P	P	P	P
BC-4	-	-	-	C	P	P	P	P	P
BC-5	-	-	-	C	P	P	P	P	P
BC-6	-	-	-	C	P	P	P	P	P

### 3.2.4 Malha de elementos finitos

Para cada componente do conjunto, a malha de elementos finitos foi modelada de uma forma. O *fairlead* está discretizado com elementos finitos quadrilaterais e triangulares, ambos elementos são lineares e com integração reduzida. O cilindro de deformação, sólidos independentes, semi-elos e elos estão discretizados com elementos finitos hexaédricos lineares com integração reduzida. Na Figura 3.15, é demonstrado a discretização de cada componente.

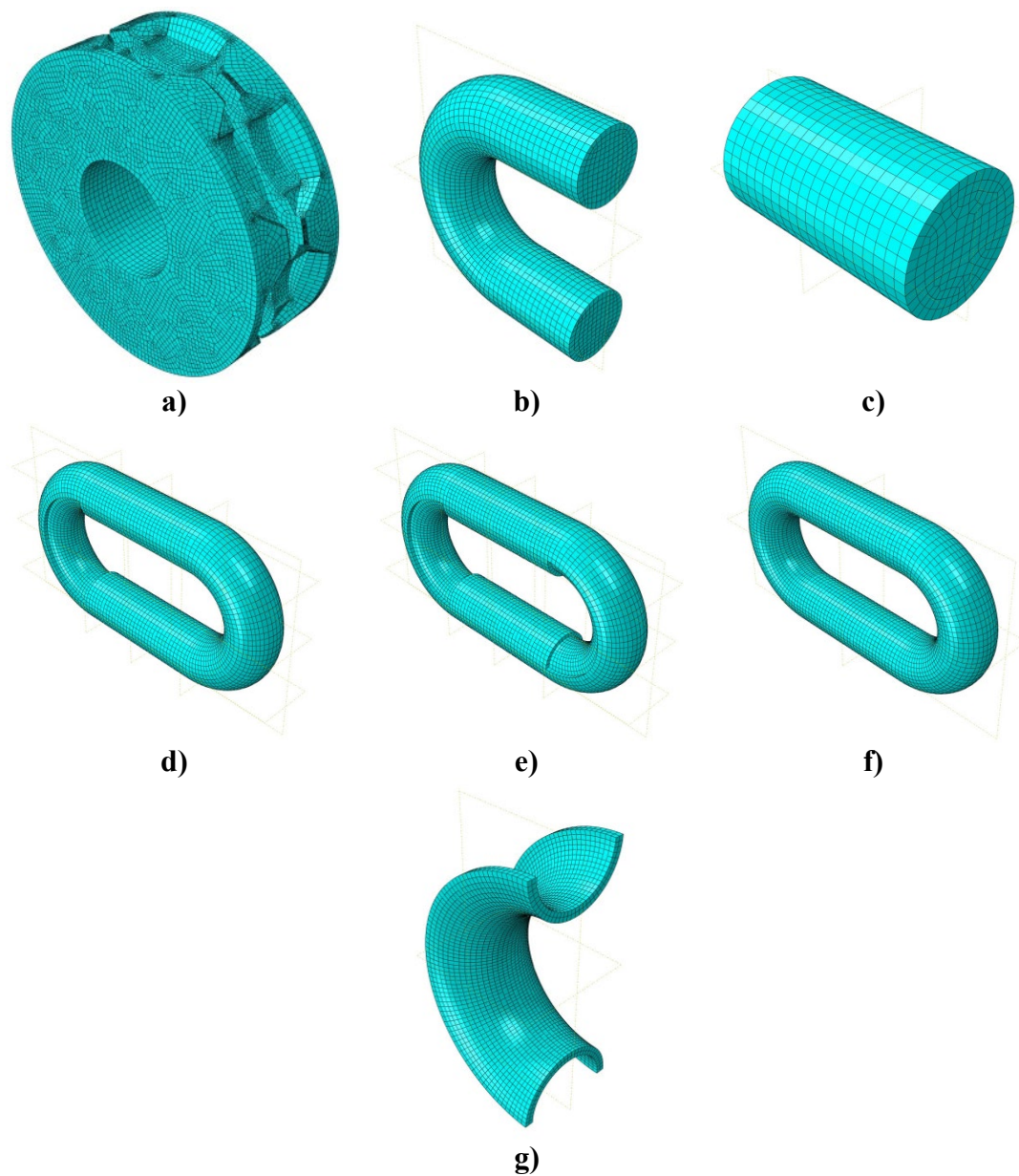


Figura 3.15: Discretização de cada componente

A quantidade total de nós de todo o conjunto é de 209739 e de elementos é de 178617. Na Tabela 3.2, tem-se um resumo do tipo de elemento utilizado, quantidade de elementos e nós. Não realizou-se um estudo de convergência de malha, mas, utilizou-se parâmetros de discretização da literatura (ver Mamiya [23] e Hansen [14]).

Tabela 3.2: Discretização dos componentes

Componente	Tipo de Elemento	Núm. de Elementos	Núm. de nós
<i>Fairlead</i>	Quadrilaterais, 4 nós	20313	21269
	Triangulares, 3 nós	1912	
Semi-Elo	Hexaédricos, 8 nós	11096	12782
Cilindro de deformação	Hexaédricos, 8 nós	3140	3717
Elo, com um corte	Hexaédricos, 8 nós	21400	24715
Elo, com dois cortes	Hexaédricos, 8 nós	20608	24078
Elo completo	Hexaédricos, 8 nós	22192	25232
Contato	Hexaédricos, 8 nós	5032	7875
Total		178617	209739

## 4 RESULTADOS NÚMERICOS E ANALÍTICOS

Nesta seção, são comparados os resultados de tensões normais nos *hotspots* obtidos pelas equações analíticas e simulação através do MEF. Assim, a seção 4.1 abrange toda a simulação numérica feita no ABAQUS, exibindo os resultados obtidos com os ângulos de enrolamento de  $17^\circ$ ,  $27,75^\circ$ ,  $38,50^\circ$ ,  $49,25^\circ$  e  $60^\circ$ , levando em consideração as cargas cíclicas que variam entre 200 e 400 toneladas. Ademais, são estimados numericamente os fatores de correção geométrica tanto axial quanto devido ao OPB,  $C_a$  e  $C_{OPB}$ . Posteriormente, é feito um estudo correlacionando o ângulo de rotação do *fairlead* ( $\alpha$ ), carga de serviço ( $F$ ) e o ângulo de enrolamento ( $\theta$ ). Por fim, os resultados das simulações considerando ângulos de enrolamento iguais a  $17^\circ$ ,  $38,50^\circ$  e  $60^\circ$ , são comparados aos resultados analíticos obtidos para condições de travamento entre elos de  $\theta' = 0$ ,  $\theta' = \theta$ ,  $\theta' = \theta - 3$  e  $\theta' = \theta - 5$ .

### 4.1 Simulação numérica no ABAQUS

Após a modelagem do problema em escala real, definição das condições de contorno, definição dos *Steps* e carregamentos e discretização da malha, o próximo passo foi a realização das simulações. Realizou-se cinco simulações considerando diferentes ângulos de enrolamento, variando dentro dos limites de  $17^\circ$  e  $60^\circ$ . Tais variações simulam as diferentes condições que as plataformas estão sujeitas durante as operações de extração e exploração de petróleo e gás. Assim, é possível verificar a influência do ângulo de enrolamento nas solicitações nas amarras. Na Figura 4.1, tem-se a representação das simulações feitas no ABAQUS com os respectivos ângulos de enrolamento adotados.



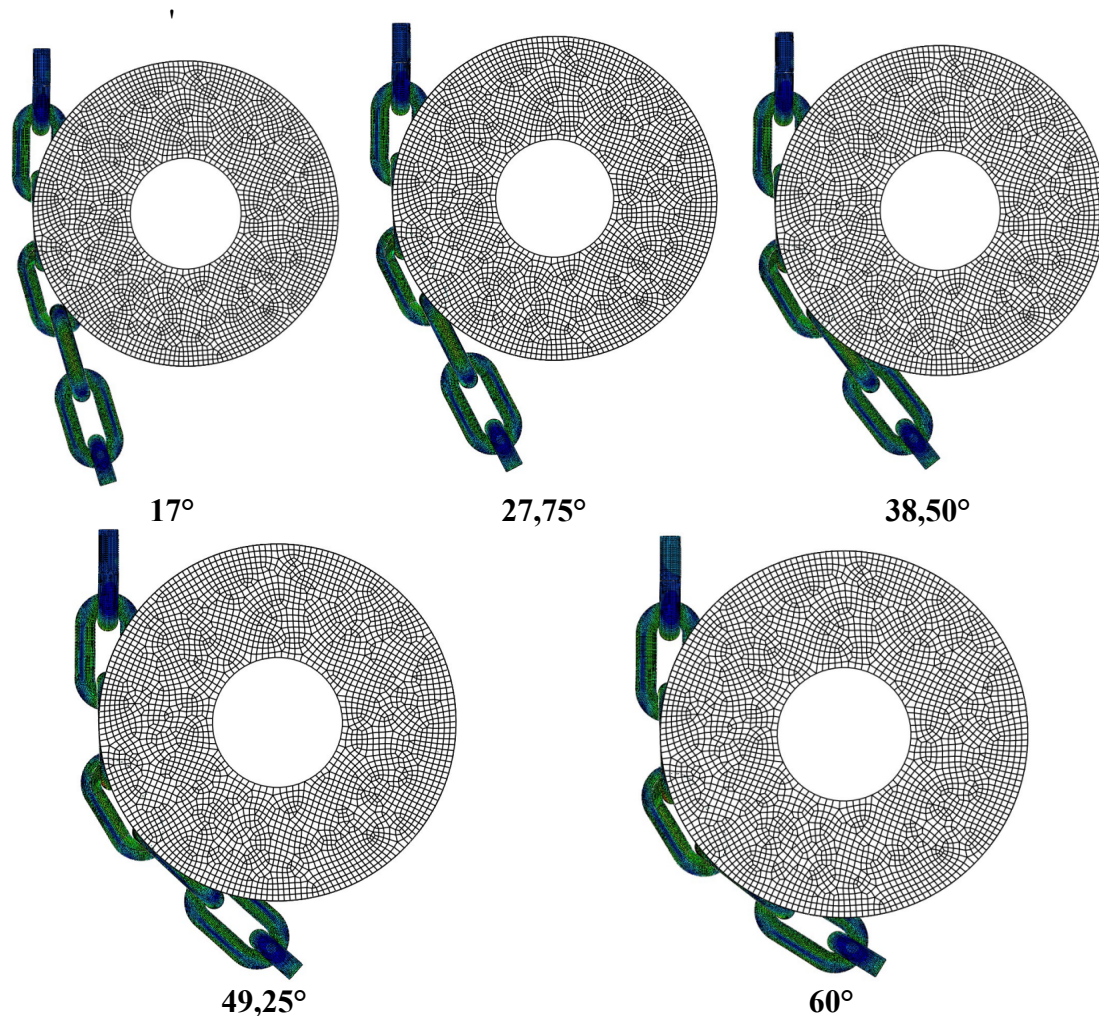


Figura 4.1: Ângulos de enrolamento adotados na simulação numérica.

A Figura 4.2 mostra o passo a passo da aplicação da carga de prova. Essa carga é um parâmetro fundamental, o qual faz parte do controle de qualidade durante a fabricação das amarras. Na Figura 4.2 a), tem-se o conjunto amarra-*fairlead* sem a aplicação da carga de prova. Na Figura 4.2 b), tem-se a aplicação da carga de prova, e na Figura 4.2 c) tem-se a retirada. Apesar da aplicação da carga de prova ser um processo de controle de qualidade das correntes, após a retirada dessa carga, as correntes acumulam deformações permanentes nos contatos dos elos, contribuindo para o engastamento durante as operações de exploração e extração.

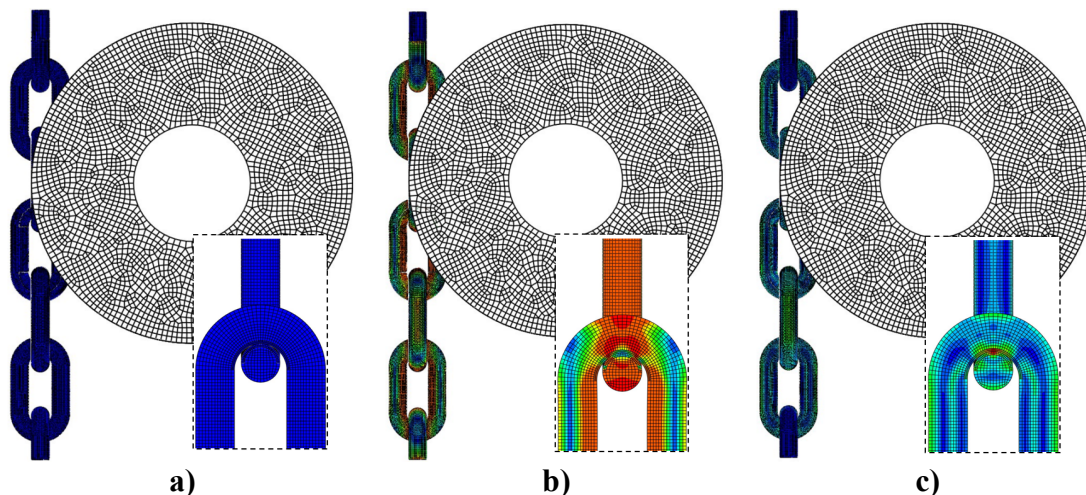


Figura 4.2: Aplicação da carga de prova e o acúmulo de deformação permanente a) Estágio inicial b) Aplicação da carga de prova c) Retirada da carga de prova

Na Figura 4.3 demonstra a oscilação dos carregamentos mínimo e máximo. Durante a aplicação do carregamento mínimo, o *fairlead* não possui rotação (Figura 4.3 a)). Com a aplicação do carregamento máximo, o *fairlead* se desloca do ponto “B” para o ponto “C”. O ângulo entre a posição inicial e final é denominado ângulo de rotação do *fairlead*. Tal ângulo de rotação será determinado posteriormente.

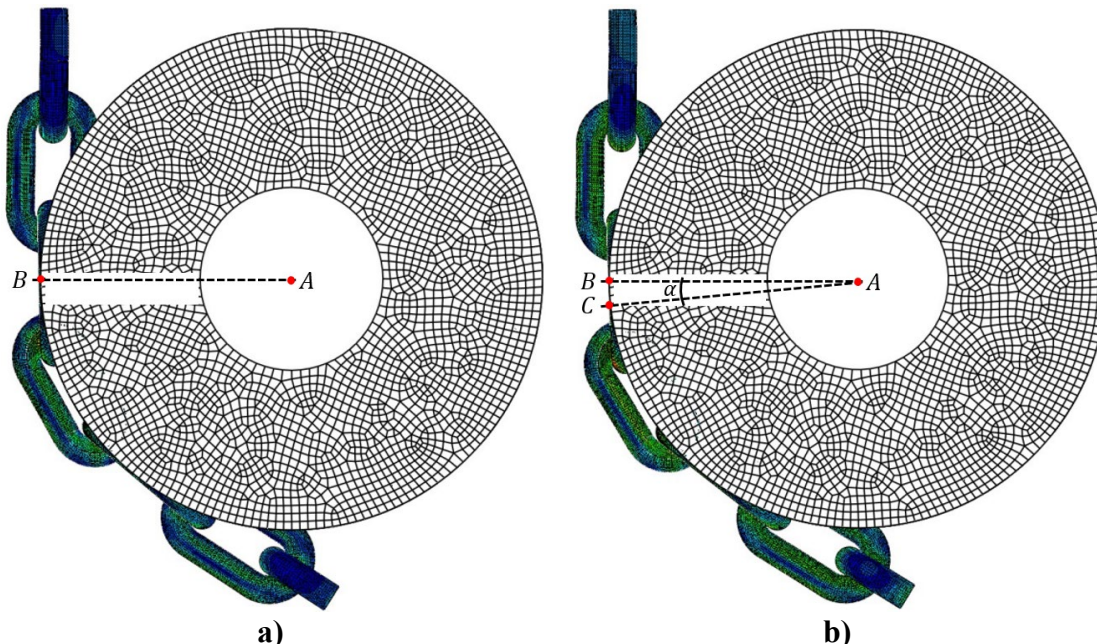


Figura 4.3: Oscilação dos carregamentos a) Carregamento mínimo b) Carregamento máximo

A Figura 4.4 e a Figura 4.5 mostram os resultados da tensão equivalente de von Mises após as simulações nos elos de interesse (elos “C” e “E”). Os resultados exibidos são das porções internas e externas dos elos para todos os ângulos de enrolamento



simulados. Esses foram obtidos levando em consideração o carregamento mínimo de 200 toneladas e máximo de 400 toneladas. Nota-se que a distribuição de tensões nas porções externas nos elos sofre um efeito maior quando comparado com a parte interna. Tal desequilíbrio de tensões se dá devido ao efeito OPB. A contribuição do carregamento axial é distribuída de forma uniforme nos elos. O efeito OPB faz com que a distribuição de tensões não sejam uniformes. Apesar da parte externa sofrer com a maior acentuação de tensões, é na parte interna que tem a aparição dos *hotspots*.

Outro comportamento observado é a influência do ângulo de enrolamento das amarras. À medida que o ângulo de enrolamento cresce, os valores da distribuição de tensões aumentam. Isso para as distribuições de tensões nas partes internas e externas. Assim, é notório que o ângulo de enrolamento tem influência na aparição dos *hotspots*. Quanto maior o ângulo de enrolamento, maior a acentuação dos *hotspots*, isso para o carregamento mínimo e máximo. Outro ponto observado é que o elo “C” apresenta maior acentuação dos *hotspots* quando comparado com o outro elo de interesse. As distribuições das tensões equivalentes também são mais evidentes no elo “C”. É observado também que, a acentuação dos *hotspots* para o elo “C” é percebida a partir do ângulo de enrolamento de  $17^\circ$ , sendo eles evidentes tanto na carga mínima quanto na carga máxima. Já para o elo “E”, tem-se a evidência dos *hotspots* a partir do ângulo de enrolamento igual a  $38,50^\circ$ , isso tanto para o carregamento mínimo quanto para o máximo. É importante salientar que os limites das tensões equivalentes de von Mises foram ajustados para cada ângulo de enrolamento, sendo que, para os ângulos de  $17^\circ$ , os limites variam entre 275 e 850 MPa. Para os ângulos de  $27,75^\circ$ ,  $38,50^\circ$  e  $49,25^\circ$  os limites variam entre 275 e 950 MPa e para o ângulo de  $60^\circ$ , os limites estão entre 275 e 1000 MPa. Os valores foram ajustados para uma melhor visualização das tensões e para deixar menos evidente as tensões de contato entre os elos.

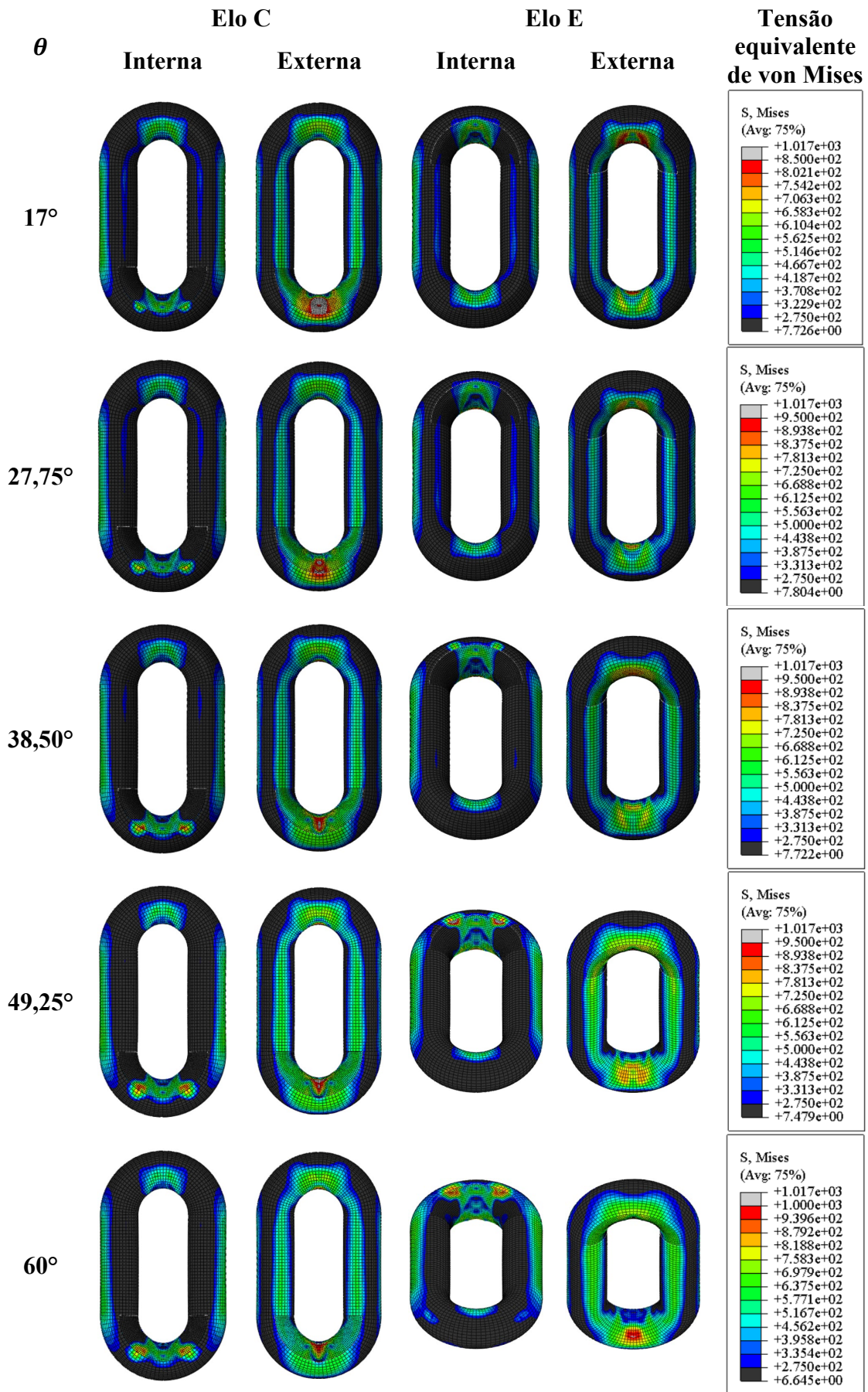


Figura 4.4: Distribuições de tensões nos elos de interesse no carregamento mínimo

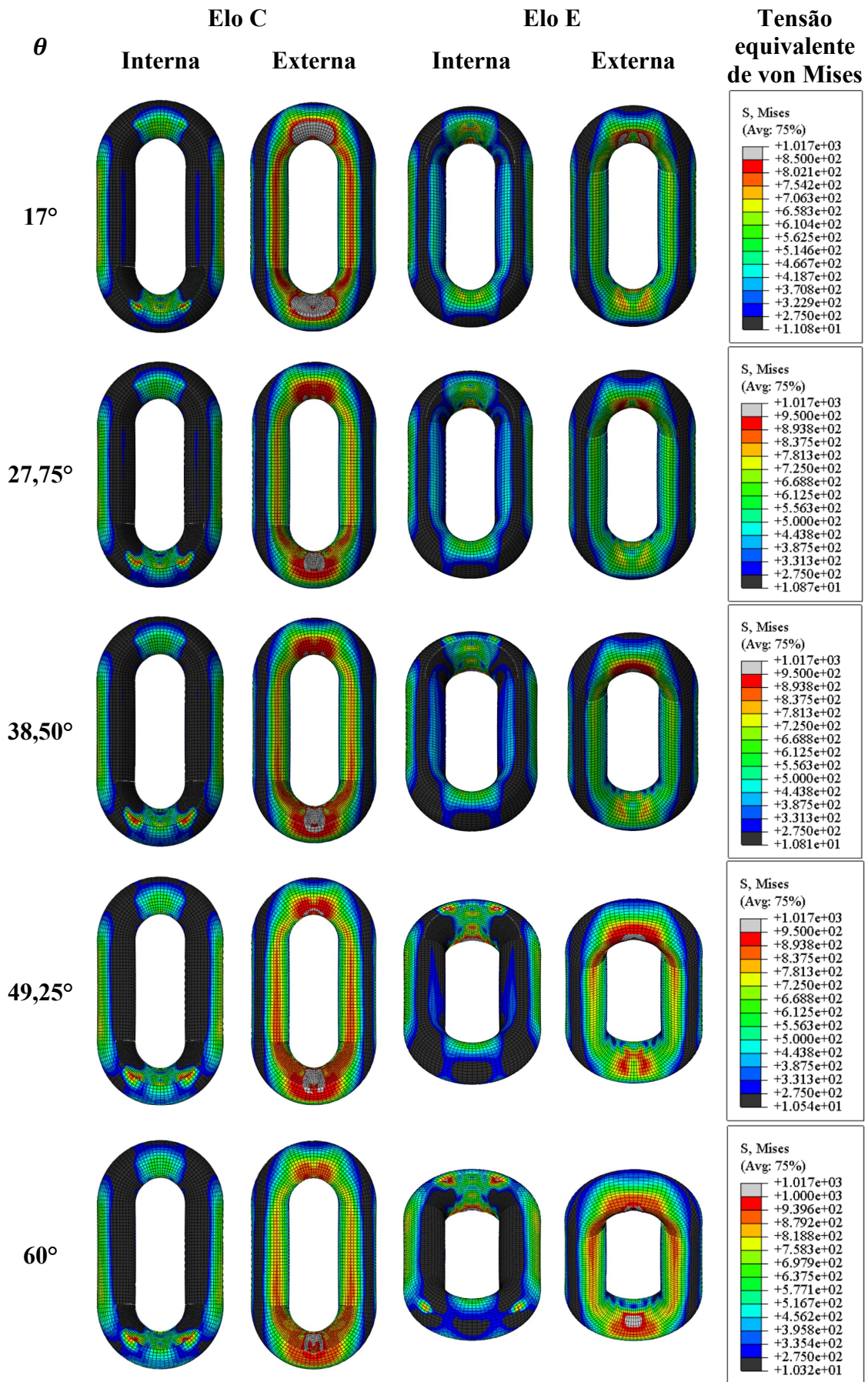


Figura 4.5: Distribuições de tensões nos elos de interesse no carregamento máximo



## 4.2 Fatores de correção de geometria

As equações definidas anteriormente levam em consideração fatores de correção de geometria, sendo eles  $C_a$  e  $C_{OPB}$ . O  $C_a$  corresponde a um fator de correção axial e  $C_{OPB}$  corresponde a um fator de correção da flexão fora do plano. Ambos fatores tem como objetivo corrigir as tensões nos pontos médios para os pontos críticos. Para tal, foram feitas duas simulações para encontrar os fatores. A modelagem das duas simulações consiste em dois semi-elos e um elo. Um semi-elos é engastado e no outro elo é aplicada uma carga específica. Para a determinação do fator de correção axial, foi aplicada uma carga de tração no conjunto montado, conforme demonstrado na Figura 4.6 a). A carga considerada foi de 400 toneladas, que corresponde a 1/3 da MBL. Para a determinação do fator de correção da flexão fora do plano, foi aplicada uma componente axial e outra transversal, considerando uma carga de 400 toneladas aplicadas a um ângulo de  $5^\circ$  com relação ao eixo longitudinal da corrente. Assim, a componente axial gera travamento entre os elos e a componente transversal gera a flexão fora do plano, conforme mostra a Figura 4.6 b).

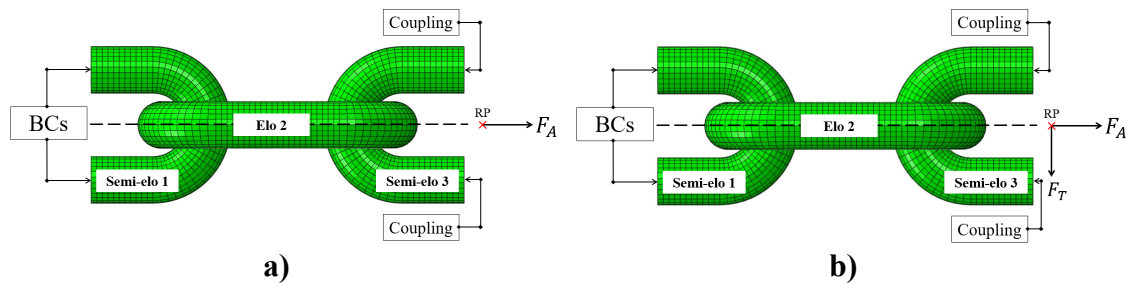


Figura 4.6: Modelagem no ABAQUS CAE a) Aplicação de uma carga axial b) Aplicação de uma carga axial e transversal

Na Figura 4.7 a), tem-se os resultados da simulação com a carga axial e na Figura 4.7 b), os resultados com a carga axial e transversal. Assim, a razão entre o valor da tensão numérica no *hotspot* (Figura 4.7 a)) e o valor da tensão analítica, calculada com base na Equação (3.1), foi utilizada para determinar o fator de correção axial. Para a determinação do  $C_{OPB}$ , levou-se em consideração a Equação (3.3), onde o fator  $C_{OPB}$  foi isolado. Com o valor da tensão no *hotspot* da Figura 4.7 b), tensão axial corrigida com base no fator de correção  $C_a$  e a tensão de OPB calculada de forma analítica, foi possível determinar o  $C_{OPB}$ . Assim, o fator de correção geométrica axial é  $C_a = 2,99$  e o fator de correção geométrica devido ao OPB é  $C_{OPB} = 0,35$ . Como nas diretrizes da BV [43], os fatores de

correção propostos são constantes, independente do ângulo de travamento e amplitude de carregamento analisados.

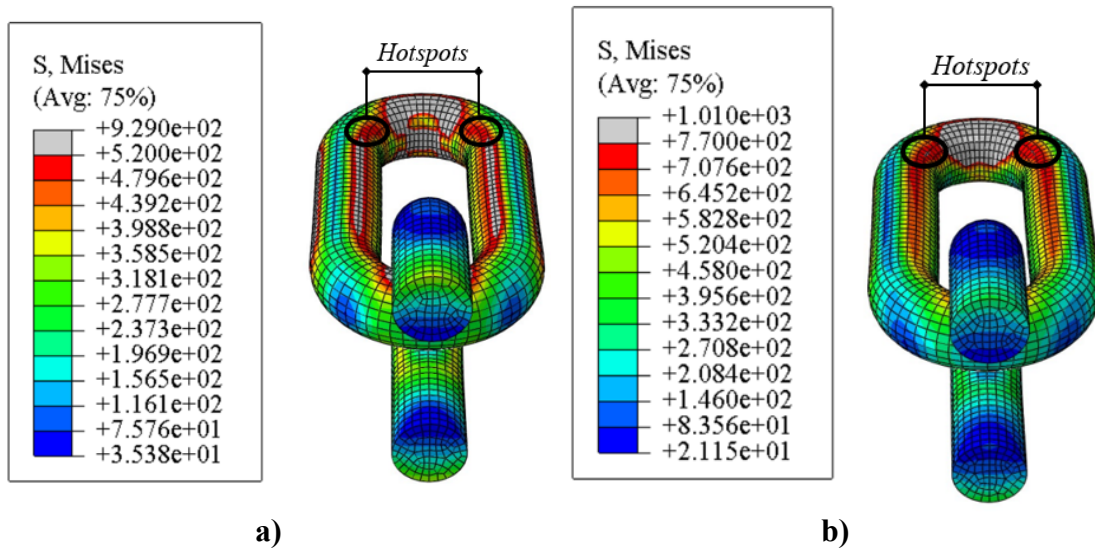


Figura 4.7: Resultados da simulação a) *Hotspots* com aplicação da carga axial b) *Hotspots* com aplicação da carga axial e transversal

### 4.3 Determinação do ângulo de rotação do *fairlead*

Para a determinação do ângulo de rotação do *fairlead*, realizou-se cinco simulações. Cada simulação foi feita com um ângulo de enrolamento. Os ângulos são, respectivamente, de  $17^\circ$ ,  $27,75^\circ$ ,  $38,50^\circ$ ,  $49,25^\circ$  e  $60^\circ$ . Monitora-se o ponto “B” do *fairlead* antes da aplicação da amplitude de carga e, após, o ponto “C”, como mostrado na Figura 4.8. Assim, o ângulo de rotação é calculado em função das retas  $\overline{AB}$  e  $\overline{AC}$ , onde o ponto “A” representa o cento do *fairlead*. Através desses pontos é possível determinar o ângulo de rotação do *fairlead*.

O *fairlead* sofre as rotações devido as variações das cargas. As variações do carregamento na simulação têm como intuito simular condições da natureza, na qual o conjunto amarra-*fairlead* se encontra em uma operação real. A determinação do ângulo de rotação do *fairlead* tem uma grande importância devido ao fato de influenciar diretamente nas solicitações nos elos.

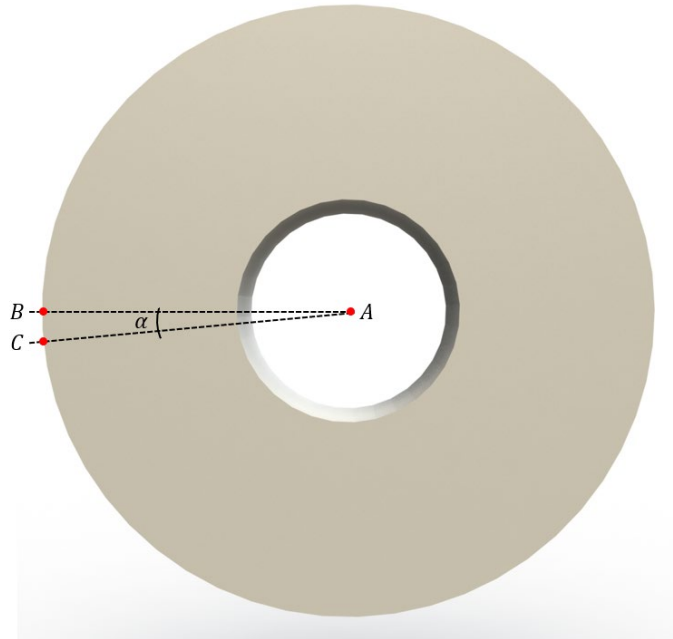


Figura 4.8: Rotação do *fairlead*

Os resultados obtidos após as simulações estão representados na Tabela 4.1. Monitorou-se o ângulo de rotação do *fairlead* para cada instante de carga. Tal monitoramento foi feito partindo do valor zero até a aplicação da carga máxima de 400 toneladas. A partir da carga mínima é acrescido 25 toneladas até se chegar na carga máxima de 400 toneladas, assim, para cada valor de carga, tem-se um respectivo valor para o ângulo de rotação do *fairlead*.

Tabela 4.1: Rotação do *fairlead* com a variação de cargas

$\theta = 17^\circ$		$\theta = 27,75^\circ$		$\theta = 38,50^\circ$		$\theta = 49,25^\circ$		$\theta = 60^\circ$	
Carga [Ton]	$\alpha$ [ $^\circ$ ]	Carga [Ton]	$\alpha$ [ $^\circ$ ]	Carga [Ton]	$\alpha$ [ $^\circ$ ]	Carga [Ton]	$\alpha$ [ $^\circ$ ]	Carga [Ton]	$\alpha$ [ $^\circ$ ]
200	0,0000	200	0,0000	200	0,0000	200	0,0000	200	0,0000
225	0,2180	225	0,2161	225	0,2503	225	0,2462	225	0,0642
250	0,4403	250	0,4352	250	0,5051	250	0,5027	250	0,3330
275	0,6666	275	0,6587	275	0,7243	275	0,7619	275	0,6070
300	0,8964	300	0,8863	300	0,9405	300	1,0203	300	0,8819
325	1,1279	325	1,1185	325	1,1638	325	1,2810	325	1,1578
350	1,3618	350	1,3531	350	1,3956	350	1,5164	350	1,4359
375	1,5977	375	1,5895	375	1,6293	375	1,7421	375	1,7014
400	1,8343	400	1,8287	400	1,8650	400	1,9711	400	1,9386

Com os valores da Tabela 4.1 foi possível plotar um gráfico da carga versus a normalização do ângulo de rotação do *fairlead*, assim, é possível determinar equações que levam em consideração o ângulo de enrolamento. Na Figura 4.9, tem-se um gráfico de dispersão para cada um dos ângulos de enrolamento. Com as linhas de tendência é possível definir equações que regem cada uma das funções. O gráfico leva em consideração valores da carga em toneladas, dos ângulos de enrolamento e dos ângulos de rotação do *fairlead* em graus.

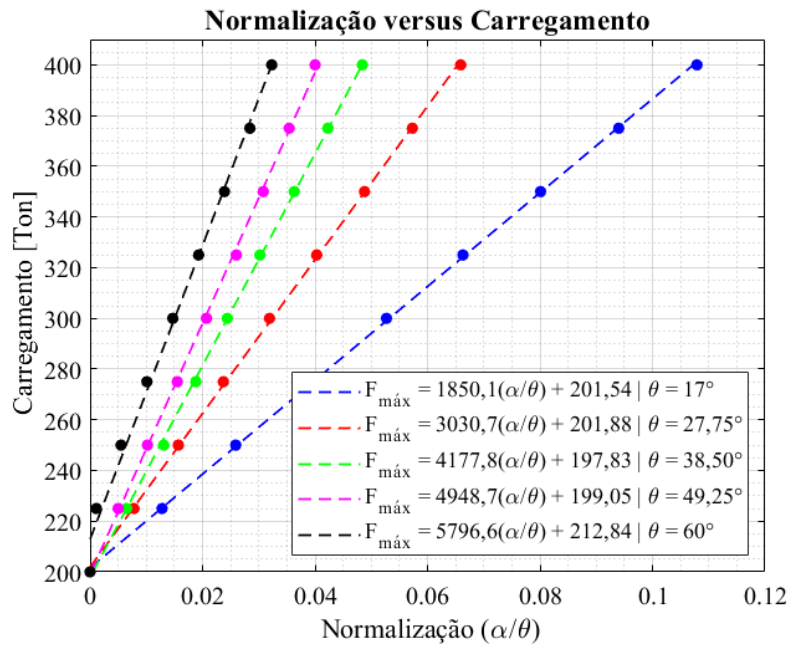


Figura 4.9: Comportamento da rotação do *fairlead* com a evolução da carga

As equações que regem o comportamento das funções são equações com características lineares. Logo, as funções encontradas na Figura 4.9 podem ser aproximadas a uma função do primeiro grau ( $y = a \cdot x + b$ ). Onde  $y$  representa a carga máxima ( $F_{máx}$ ),  $x$  representa a normalização do ângulo de rotação ( $\alpha/\theta$ ) e  $b$ , o carregamento mínimo ( $F_{mín}$ ). Assim, pode-se escrever a função do primeiro grau conforme a Equação (4.1).

$$F_{máx} = a \cdot \frac{\alpha}{\theta} + F_{mín} \quad (4.1)$$

Com as linhas de tendências, é possível obter as equações de cada função da Figura 4.9. Na Tabela 4.2, tem-se as equações encontradas,

Tabela 4.2: Equações lineares

Ângulo enrolamento ( $\theta$ )	Equação
17°	$F_{m\acute{a}x} = 1850,1 \cdot \frac{\alpha}{\theta} + 201,54$
27,75°	$F_{m\acute{a}x} = 3030,7 \cdot \frac{\alpha}{\theta} + 201,88$
38,50°	$F_{m\acute{a}x} = 4177,8 \cdot \frac{\alpha}{\theta} + 197,83$
49,25°	$F_{m\acute{a}x} = 4948,7 \cdot \frac{\alpha}{\theta} + 199,05$
60°	$F_{m\acute{a}x} = 5796,6 \cdot \frac{\alpha}{\theta} + 212,84$

Levando em consideração apenas os ângulos de enrolamento e os valores dos coeficientes angulares de cada equação, tais representados na Tabela 4.2, é possível plotar um gráfico em que o eixo das ordenadas representa o coeficiente angular e o eixo das abcissas representa o ângulo de enrolamento. O intuito de plotar esse gráfico é obter uma equação que seja possível calcular o coeficiente angular da Equação (4.1) em função do ângulo de enrolamento (Figura 4.10).

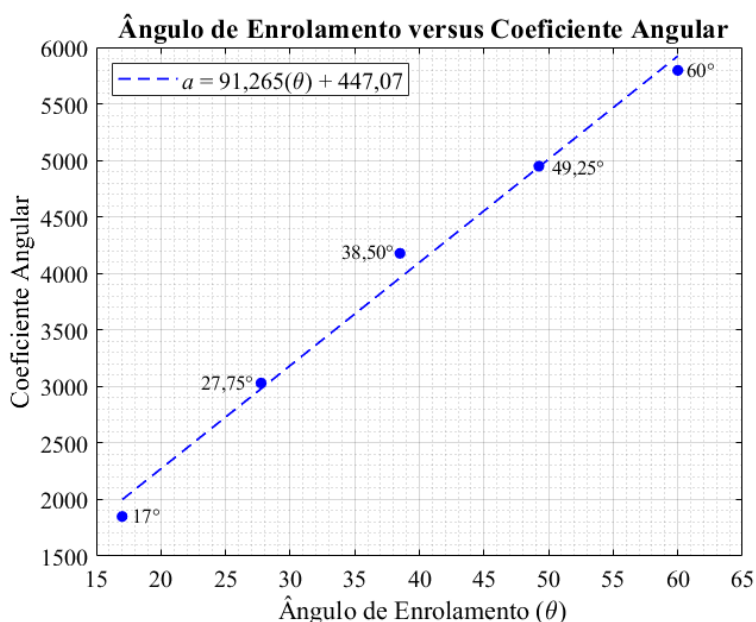


Figura 4.10: Coeficiente angular em função do ângulo de enrolamento

A partir da linha de tendência traçada, é possível obter a Equação (4.2), a qual permite calcular o coeficiente angular da Equação (4.1) em função do ângulo de enrolamento do *fairlead*,



$$a = 91,265 \cdot \theta + 447,07 \quad (4.2)$$

Substituindo a Equação (4.2) no coeficiente angular da Equação (4.1), tem-se a Equação (4.3),

$$F_{m\acute{a}x} = [91,265 \cdot \theta + 447,07] \cdot \frac{\alpha}{\theta} + F_{m\acute{i}n} \quad (4.3)$$

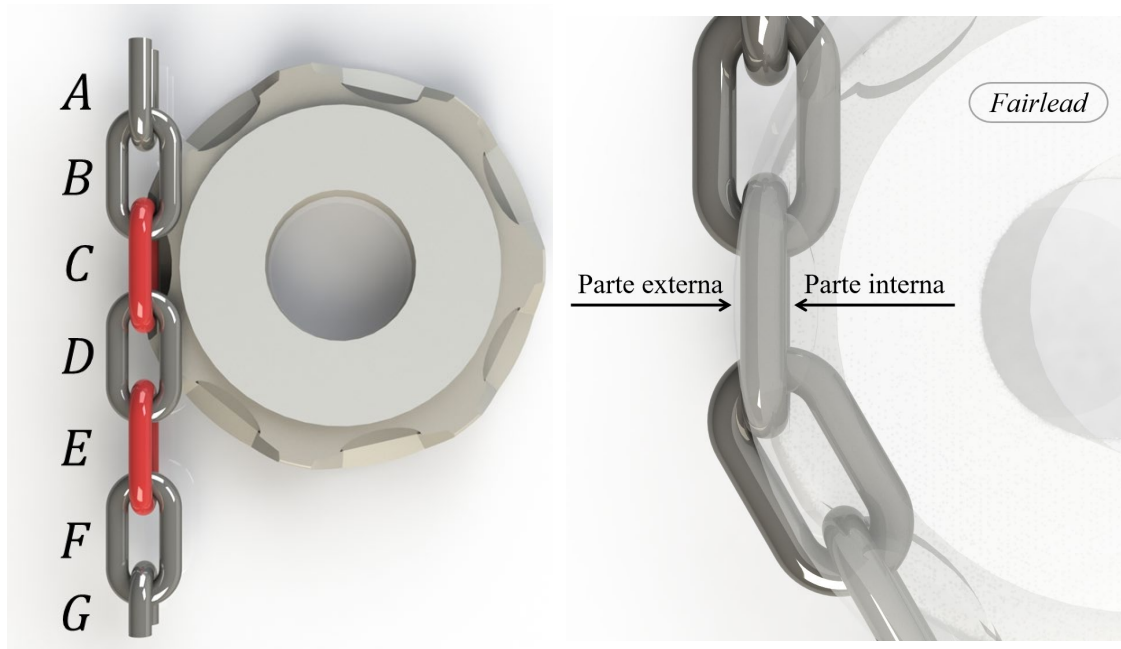
Isolando o ângulo alfa, tem-se a Equação (4.4),

$$\alpha = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{[91,265 \cdot \theta + 447,07]} \cdot \theta \quad (4.4)$$

A Equação (4.4) representa o cálculo do ângulo de rotação do *fairlead*. É uma expressão que leva em consideração parâmetros como forças mínima, máxima e ângulo de enrolamento. Assim, é possível calcular o ângulo de rotação do *fairlead* para qualquer ângulo de enrolamento e amplitude de carregamento.

#### 4.4 Análise das tensões nos elos de interesse e validação

A análise dos pontos críticos do conjunto amarra-*fairlead* leva em consideração o estudo dos elos de interesse, ou seja, os elos com ocorrência de falhas em serviço e que estão sujeitos a flexão fora do plano. Tais elos podem ser observados em vermelho na Figura 4.11 a), onde o elo “C” fica em contato com a *fairlead*, enquanto o elo “E” é o primeiro elo livre após a saída do *fairlead*. Na Figura 4.11 b), pode-se observar a definição das faces internas e externas dos elos de interesse.



a) Elos de interesse conjunto amarra-*fairlead* b) Identificação das faces os elos

Na tentativa de se validar as equações propostas anteriormente, realizou-se três simulações com os ângulos de enrolamento do *fairlead* de  $17^\circ$ ,  $38,50^\circ$  e  $60^\circ$  (Figura 4.12). As simulações levaram em consideração uma carga mínima de 200 toneladas e máxima de 400 toneladas. Assim, com os resultados numéricos nos pontos críticos dos elos de interesses, é possível comparar com os resultados encontrados de forma analítica, calculados através das equações (3.8) e (3.9).

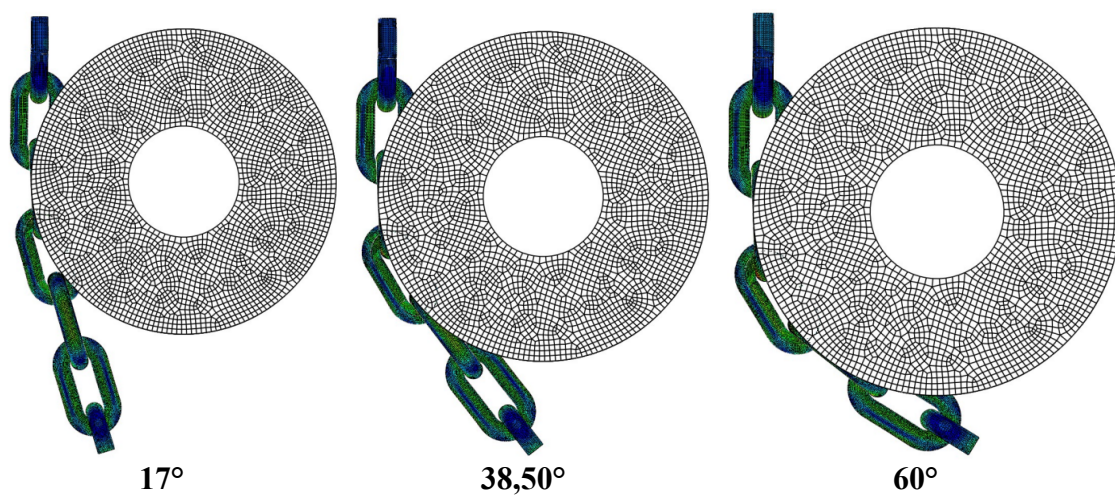


Figura 4.12: Simulações com diferentes ângulos de enrolamento

Para a comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, foram calculadas as tensões levando em consideração os ângulos de enrolamento simulados. Para as cargas mínimas e máximas, foram consideradas as mesmas da simulação numérica, sendo a carga mínima de 200 toneladas e a máxima de 400 toneladas. As tensões normais mínima e máxima nos pontos críticos são compostas pelas contribuições da carga axial e da flexão fora do plano. A Tabela 4.3 até Tabela 4.5 exhibe os resultados calculados de forma analítica para os ângulos de enrolamento de  $17^\circ$ ,  $38,50^\circ$  e  $60^\circ$ . Os valores expostos são referentes as tensões dos elos de interesse, elos “C” e “E”.

Para os cálculos, foram considerados quatro diferentes condições de travamento. Assim, as hipóteses a seguir foram adotadas para verificar a melhor aproximação dos resultados analíticos e numéricos. Na primeira consideração, o ângulo de travamento é igual ao ângulo de enrolamento ( $\theta' = \theta$ ). Na segunda consideração, o ângulo de travamento é igual a zero ( $\theta' = 0$ ), na terceira consideração, a diferença entre o ângulo de enrolamento e de travamento é de  $3^\circ$  ( $\theta - \theta' \cong 3^\circ$ ), e na quarta, a diferença entre o ângulo de enrolamento e travamento é de  $5^\circ$  ( $\theta - \theta' \cong 5^\circ$ ). Dessa forma, é possível analisar o comportamento das tensões com quatro diferentes configurações.

Tabela 4.3: Tensões normais mínimas e máximas nos *hotspots* utilizando o ângulo de enrolamento de  $17^\circ$ .

$\theta = 17^\circ$		Carga Mínima [200 Ton]			Carga Máxima [400 Ton]		
$\alpha = 1,8343^\circ$		$\sigma_A$	$\sigma_M$	$\sigma_{mín}$	$\sigma_A$	$\sigma_M$	$\sigma_{máx}$
Elo C	$\theta' = \theta$	260,00	0,00	260,00	519,73	215,93	735,66
	$\theta' = 0$	248,64	986,17	1234,81	492,16	2177,82	2669,97
	$\theta - \theta' \cong 3^\circ$	259,64	176,53	436,17	518,15	568,51	1086,66
	$\theta - \theta' \cong 5^\circ$	259,01	293,98	552,99	516,31	802,76	1319,06
Elo E	$\theta' = \theta$	260,00	0,00	260,00	519,73	154,24	673,97
	$\theta' = 0$	248,64	704,40	953,04	492,16	1555,58	2047,74
	$\theta - \theta' \cong 3^\circ$	259,64	126,09	385,74	518,15	406,08	924,23
	$\theta - \theta' \cong 5^\circ$	259,01	209,98	468,99	516,31	573,40	1089,70

Tabela 4.4: Tensões normais mínimas e máximas nos *hotspots* utilizando o ângulo de enrolamento de  $38,50^\circ$ .

$\theta = 38,50^\circ$		Carga Mínima [200 Ton]			Carga Máxima [400 Ton]		
$\alpha = 1,8650^\circ$		$\sigma_A$	$\sigma_M$	$\sigma_{mín}$	$\sigma_A$	$\sigma_M$	$\sigma_{máx}$
Elo C	$\theta' = \theta$	260,00	0,00	260,00	519,72	219,54	739,27
	$\theta' = 0$	203,48	2099,73	2303,21	396,21	4369,06	4765,27
	$\theta - \theta' \cong 3^\circ$	259,64	176,53	436,17	518,13	572,11	1090,24
	$\theta - \theta' \cong 5^\circ$	259,01	293,98	552,99	516,27	806,35	1322,62
Elo E	$\theta' = \theta$	260,00	0,00	260,00	519,72	156,82	676,54
	$\theta' = 0$	203,48	1499,81	1703,29	396,21	3120,76	3516,96
	$\theta - \theta' \cong 3^\circ$	259,64	126,09	385,74	518,13	408,65	926,78
	$\theta - \theta' \cong 5^\circ$	259,01	209,98	468,99	516,27	575,96	1092,24

Tabela 4.5: Tensões normais mínimas e máximas nos *hotspots* utilizando o ângulo de enrolamento de  $60^\circ$ .

$\theta = 60^\circ$		Carga Mínima [200 Ton]			Carga Máxima [400 Ton]		
$\alpha = 1,9386^\circ$		$\sigma_A$	$\sigma_M$	$\sigma_{mín}$	$\sigma_A$	$\sigma_M$	$\sigma_{máx}$
Elo C	$\theta' = \theta$	260,00	0,00	260,00	519,70	228,21	747,91
	$\theta' = 0$	130,00	2921,09	3051,09	244,62	5952,95	6197,56
	$\theta - \theta' \cong 3^\circ$	259,64	176,53	436,17	518,07	580,75	1098,82
	$\theta - \theta' \cong 5^\circ$	259,01	293,98	552,99	516,19	814,96	1331,15
Elo E	$\theta' = \theta$	260,00	0,00	260,00	519,70	163,01	682,71
	$\theta' = 0$	130,00	2086,49	2216,49	244,62	4252,10	4496,72
	$\theta - \theta' \cong 3^\circ$	259,64	126,09	385,74	518,07	414,82	932,89
	$\theta - \theta' \cong 5^\circ$	259,01	209,98	468,99	516,19	582,11	1098,30

A Figura 4.13 e a Figura 4.14 demonstram os resultados após a simulação na porção interna dos elos de interesse. Na parte interna se tem a incidência dos *hotspots*. Na Figura 4.13, encontra-se os resultados considerando o carregamento mínimo e na Figura 4.14 considerando o carregamento máximo.

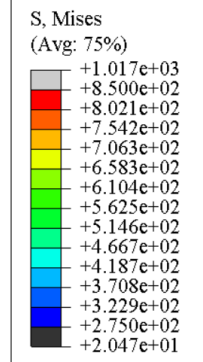
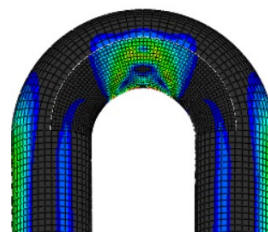
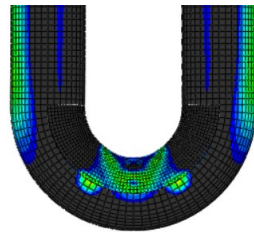
Ângulo de enrolamento

Elo C

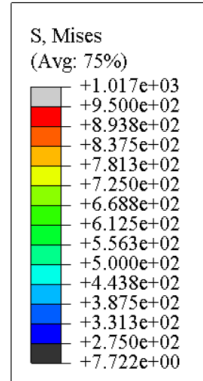
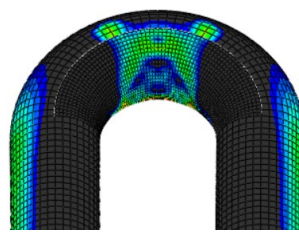
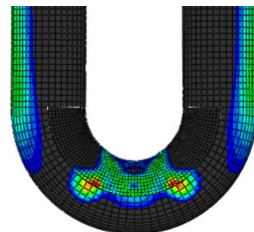
Elo E

Tensão equivalente de von Mises

17°



38,50°



60°

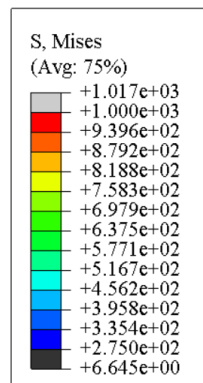
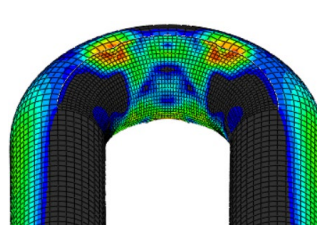
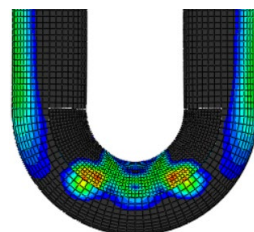


Figura 4.13: Distribuição de tensões na parte interna dos elos de interesse sob carregamento mínimo

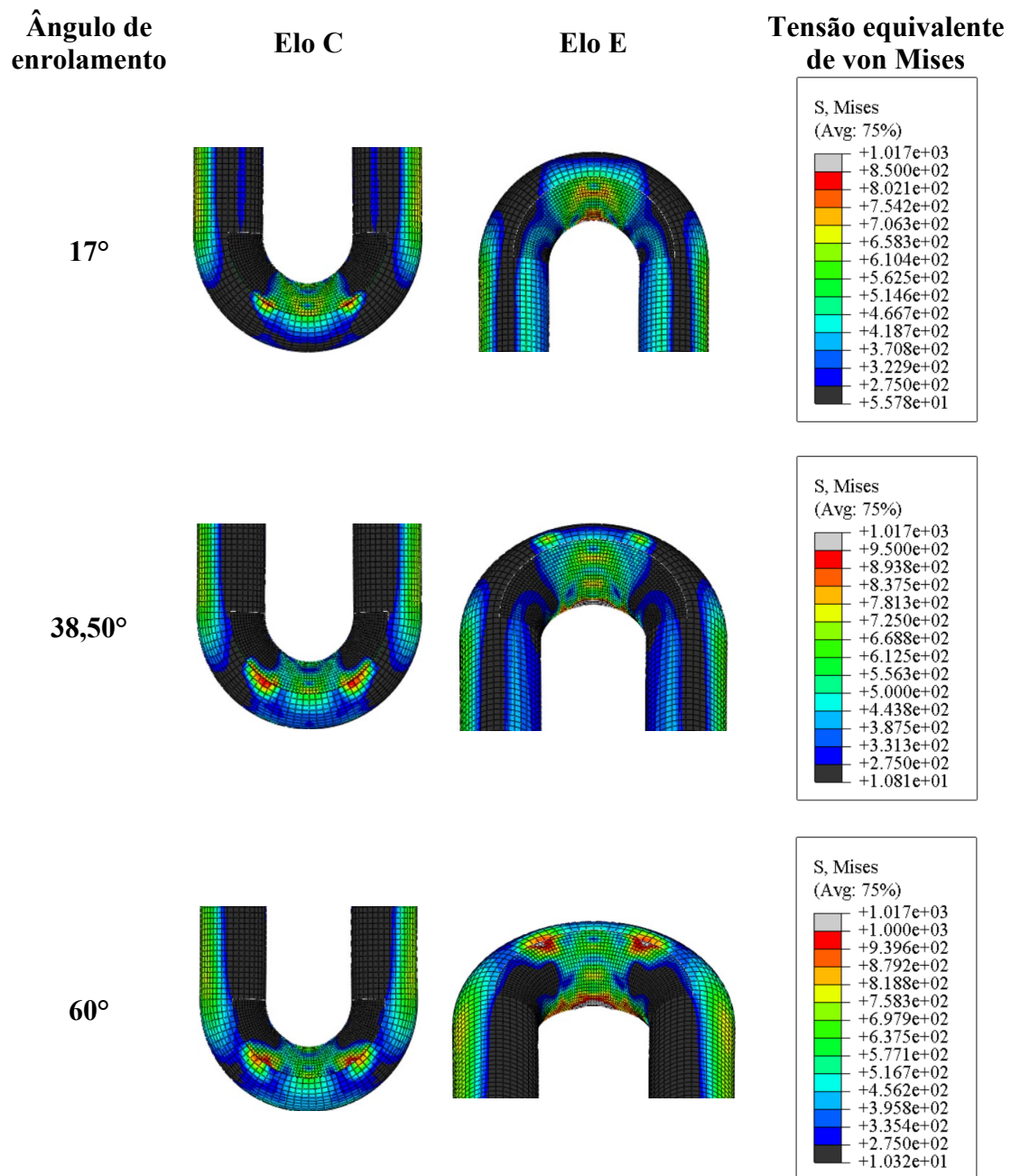


Figura 4.14: Distribuição de tensões na parte interna dos elos de interesse sob carregamento máximo

Com os resultados analíticos e numéricos obtidos nos *hotspots*, é possível fazer algumas observações e comparações. De acordo com a Tabela 4.3, Tabela 4.4, Tabela 4.5 e com os resultados obtidos através das simulações, bem como Figura 4.13 e Figura 4.14, é possível notar que o ângulo de travamento não pode ser igual a zero e nem igual ao ângulo de enrolamento. Os resultados analíticos que mais se aproximam dos resultados numéricos, é quando se tem a diferença entre o ângulo de enrolamento e travamento igual a 3°. Alguns resultados da quarta consideração, em que se tem a diferença entre o ângulo de enrolamento e travamento igual a 5°, se aproximam. Mas, a melhor aproximação de

resultados analíticos e numéricos é quando se tem a diferença de ângulos igual a  $3^\circ$ . O ângulo de travamento é uma variável de grande importância, pois ela indica o início do travamento dos elos, gerando a flexão fora do plano, contribuindo para a falha prematura.

É notória que a consideração feita da igualdade entre o ângulo de travamento e o ângulo de enrolamento, a qual gera as tensões encontradas na Tabela 4.3, Tabela 4.4 e Tabela 4.5, tem apenas contribuição do carregamento axial. Já, considerando o ângulo de travamento igual a zero, é observado que a contribuição de tensão devido ao carregamento transversal aumenta consideravelmente. Dessa forma, conclui-se que quanto menor o ângulo de travamento, maior as tensões fora do plano. Para a quarta consideração de análise, analisando o elo “C” sob o carregamento mínimo, o único resultado que se aproxima é quando o ângulo de enrolamento é igual a  $17^\circ$ . Analisando o elo “E” sob carregamento mínimo, os resultados considerando os ângulos de enrolamento igual  $17^\circ$  e  $38,5^\circ$  possuem uma ligeira diferença de valores analíticos e numéricos. Analisando o carregamento máximo, os únicos resultados analíticos e numéricos semelhantes é quando o ângulo de enrolamento é igual a  $60^\circ$ , no entanto, o elo “C” ainda possui uma ligeira diferença entre os resultados encontrados. Com base nisso, os parágrafos seguintes discorrem de análises comparativas mais detalhadas entre os valores numéricos e analíticos, levando em consideração os resultados mais próximos, ou seja, onde a diferença entre o ângulo de enrolamento e travamento é de  $3^\circ$ .

Na análise dos resultados para cada ângulo de enrolamento, começando com o ângulo de  $17^\circ$ , para o elo “C”, os resultados com o carregamento mínimo, tanto analíticos e numéricos são bem próximos. No carregamento máximo, tem-se uma ligeira diferença entre os valores analíticos e numéricos, mas, não se tem uma grande discrepância de resultados. Partindo para o elo “E”, é possível observar que nos resultados para o carregamento mínimo, os valores analíticos e numéricos se aproximam. Já no carregamento máximo, tem-se uma discrepância de valores. A Figura 4.13 e a Figura 4.14 exibem que no elo “C” tem acentuação dos *hotspots*, enquanto no elo “E” não se tem os *hotspots* formados de forma bem evidente.

Para o ângulo de enrolamento de  $38,50^\circ$ , os resultados no elo “C” analíticos e numéricos para o carregamento mínimo são discrepantes, pois os valores numéricos dos *hotspots* encontrados são bem maiores que os valores analíticos. Já, para o carregamento máximo, os valores são bem próximos. Analisando o elo “E”, para o carregamento mínimo, os valores analíticos e numéricos têm certa discrepância. Com o carregamento

máximo, os valores analíticos e numéricos também têm uma certa divergência. A Figura 4.13 e a Figura 4.14 mostram que no elo “C” se tem uma acentuação maior dos *hotspots* quando comparado como o elo “E”.

Por fim, para o ângulo de enrolamento de  $60^\circ$ , considerando o carregamento mínimo, os valores analíticos tanto para o elo “C” e “E” são menores que os valores encontrados na análise numérica. Já, para os valores máximos de carregamento, os valores analíticos e numéricos são bem próximos. A Figura 4.13 e Figura 4.14 mostram que ambos os elos “C” e “E” tem acentuação dos *hotspots* bem evidentes, diferentemente dos resultados com os ângulos de enrolamento com valores menores. Com isso, pode-se concluir que, à medida que cresce o ângulo de enrolamento, tem-se uma acentuação maior dos *hotspots* nos elos de interesse.



## 5 CÁLCULO DE VIDA À FADIGA

Nesta sessão, é avaliada a vida à fadiga do sistema de amarração, considerando carregamentos sob amplitude constante, variável e aleatória. Assim, é estudado o efeito do OPB na amplificação do nível de tensão normal no *hotspot* e, por conseguinte, na redução drástica da vida à fadiga. Neste caso, é utilizado os parâmetros de Smith-Watson-Topper (SWT) para cálculo da vida, bem como o método *Rain-flow* para contagem de ciclos e Palmgren-Miner para acúmulo do dano. Por fim, o momento nominal OPB é calculado e comparado com as diretrizes de cálculo de flexão fora do plano da BV.

### 5.1 Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante e variável

Para a análise da vida à fadiga dos elos de interesse sob carregamento com amplitude constante e variável, quatro casos de carregamento foram propostos. Os casos de carregamento emulam as estações do ano, nas quais se tem a variação das condições de vento, maré e ondas. Em algumas épocas, as plataformas estão sujeitas a condições ambientais mais severas, assim, as solicitações nas linhas de ancoragem aumentam. Em outras épocas, tem-se condições ambientais moderadas. Outro fator que contribui para oscilação de solicitações nas linhas de ancoragem são as operações que acontecem dentro da plataforma. Assim, no primeiro e segundo caso, foi levado em consideração um carregamento com amplitude constante de 200 a 400 toneladas e 200 a 250 toneladas, respectivamente. Para o terceiro e quarto caso, considerou-se carregamento com amplitude variável. Assim, o terceiro caso tem duas faixas de amplitudes, onde a primeira faixa vai de 200 a 280 toneladas e a segunda de 200 a 230 toneladas. No quarto caso, tem-se quatro faixas de amplitudes. A primeira faixa considera um carregamento de 200 a 220 toneladas, a segunda 200 a 290 toneladas, a terceira 200 a 250 e a quarta de 200 a 310 toneladas. A Figura 5.1 demonstra os históricos de carregamento usados no estudo.

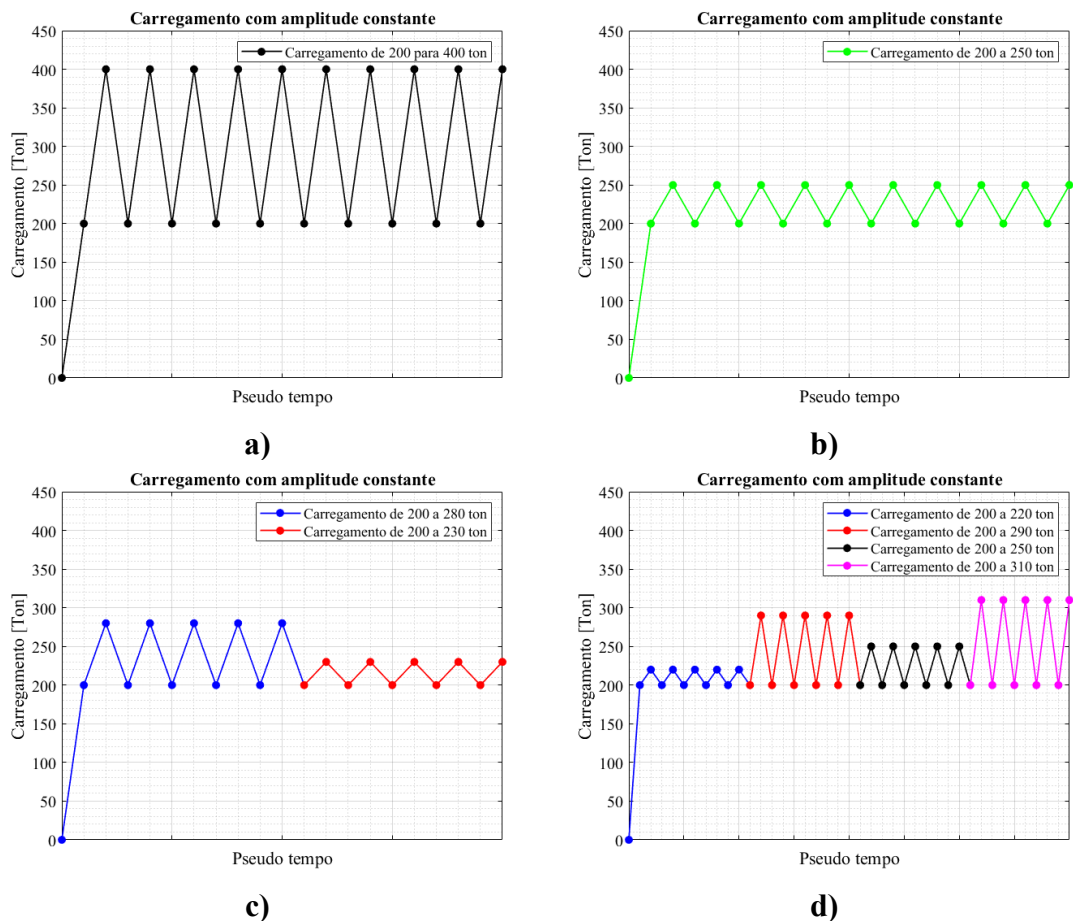


Figura 5.1: Carregamentos sob amplitude constante e variável a) 200 a 400 toneladas b) 200 a 250 toneladas c) 200 a 280 toneladas e 200 a 230 toneladas d) 200 a 220 toneladas, 200 a 290 toneladas, 200 a 250 toneladas e 200 a 310 toneladas

Para calcular o número de ciclos, foi utilizado o critério de vida à fadiga SWT. Tal parâmetro é utilizado para calcular o número de ciclos, uma vez que as tensões nos *hotspots* são em uma direção. Outro fator que justifica a escolha desse critério é que o parâmetro SWT é apropriado para computar o efeito da tensão média. De acordo com a Figura 5.1, os carregamentos analisados levam em consideração tal efeito, onde há tensões médias positivas. A tensão média em componentes mecânicos contribui significativamente para a redução de vida à fadiga. No caso das amarras, a tensão média contribui significativamente para o efeito OPB. Estudos recentes de Mamiya et al. [24] mostraram que estimativas de vida à fadiga, baseadas no critério de vida SWT para o aço naval Grau U2, apresentaram alto grau de correlação com os resultados experimentais.

Assim, com base nas equações (3.8) e (3.9), é possível calcular as tensões mínimas e máximas e, posteriormente, calcular a amplitude de tensão. Com os valores da amplitude de tensão e da tensão máxima determinou-se o número de ciclos. A partir do número de ciclos, é possível determinar a vida à fadiga utilizando uma frequência de 0,1

Hz a cada ciclo. De acordo com Rampi et al. [35] e Stiff et al. [41], essa frequência está associada as condições típicas observadas no cenário *offshore*.

Da Tabela 5.1 a Tabela 5.8 há a exibição dos valores das vidas para os elos de interesse considerando quatro casos de carregamento propostos anteriormente. As vidas foram calculadas considerando três ângulos de enrolamento, sendo eles 17°, 38,50° e 60°. Além disso, foi considerado que a diferença entre o ângulo de enrolamento e de travamento é de 3°. Para todos os casos, a vida foi calculada considerando o efeito do carregamento axial e o efeito do carregamento axial somado a flexão fora do plano.

- **Caso a): Carregamento entre 200 e 400 toneladas**

Na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2 tem-se a vida das amarras sem e com o efeito da flexão fora do plano, respectivamente. As vidas foram calculadas para os ângulos de enrolamento de 17°, 38,50° e 60°, considerando carregamento oscilando entre 200 e 400 toneladas.

Tabela 5.1: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante sem o efeito do OPB para o Caso a) (200 ~ 400 toneladas)

<b>Axial</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~400	1,05E+06	1,05E+07	1,21E+02	4,048	0,337
	E		1,05E+06	1,05E+07	1,21E+02	4,048	0,337
38,50°	C	200~400	1,05E+06	1,05E+07	1,21E+02	4,049	0,337
	E		1,05E+06	1,05E+07	1,21E+02	4,049	0,337
60°	C	200~400	1,05E+06	1,05E+07	1,22E+02	4,052	0,338
	E		1,05E+06	1,05E+07	1,22E+02	4,052	0,338

Tabela 5.2: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante com o efeito do OPB para o Caso a)  
(200 ~ 400 toneladas)

<b>Axial + OPB</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~400	3,14E+04	3,14E+05	3,63E+00	0,121	0,010
	E		6,58E+04	6,58E+05	7,62E+00	0,254	0,021
38,50°	C	200~400	3,08E+04	3,08E+05	3,57E+00	0,119	0,010
	E		6,48E+04	6,48E+05	7,50E+00	0,250	0,021
60°	C	200~400	2,95E+04	2,95E+05	3,41E+00	0,114	0,009
	E		6,24E+04	6,24E+05	7,22E+00	0,241	0,020

Para o primeiro caso, tem-se o carregamento mais severo dentre os que foram propostos para a análise. Com os resultados da Tabela 5.1 e da Tabela 5.2, é possível observar que, considerando um carregamento uma amplitude constante de 200 toneladas, as amarras apresentam falhas em menos de um ano de operação. Apesar de ter falhas em menos de um ano de operação, tanto para sem e com o efeito OPB, é notório que o efeito OPB reduz a vida da amarra em mais de dez vezes e, a variação dos ângulos de enrolamento para esse carregamento não teve grande influência nos resultados das vidas, pois os resultados são semelhantes apesar da variação dos ângulos.

- **Caso b): Carregamento entre 200 e 250 toneladas**

Na Tabela 5.3 e na Tabela 5.4 tem-se a vida das amarras sem e com o efeito da flexão fora do plano, respectivamente. As vidas foram calculadas para os ângulos de enrolamento de 17°, 38,50° e 60°, considerando carregamento oscilando entre 200 e 250 toneladas.

Tabela 5.3: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante sem o efeito do OPB para o Caso b)  
(200 ~ 250 toneladas)

<b>Axial</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~250	5,22E+07	5,22E+08	6,04E+03	201,494	16,791
	E		5,22E+07	5,22E+08	6,04E+03	201,494	16,791

Continua na próxima página

$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
38,50°	C	200~250	5,23E+07	5,23E+08	6,05E+03	201,658	16,805
	E		5,23E+07	5,23E+08	6,05E+03	201,658	16,805
60°	C	200~250	5,23E+07	5,23E+08	6,05E+03	201,714	16,809
	E		5,23E+07	5,23E+08	6,05E+03	201,714	16,809

Tabela 5.4: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude constante com o efeito do OPB para o Caso b) (200 ~ 250 toneladas)

$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~250	3,05E+06	3,05E+07	3,53E+02	11,765	0,980
	E		5,75E+06	5,75E+07	6,65E+02	22,166	1,847
38,50°	C	200~250	2,81E+06	2,81E+07	3,25E+02	10,839	0,903
	E		5,36E+06	5,36E+07	6,21E+02	20,693	1,724
60°	C	200~250	2,73E+06	2,73E+07	3,16E+02	10,549	0,879
	E		5,24E+06	5,24E+07	6,07E+02	20,226	1,685

Para o segundo caso, tem-se o carregamento com amplitude constante de 50 toneladas. Com os resultados da Tabela 5.3 e da Tabela 5.4, é possível observar que, quando as amarras são submetidas apenas ao carregamento sem o efeito OPB, possuem vidas próximas a 17 anos de operação, isso para ambos os elos de interesse e os ângulos de enrolamento analisados. Levando em conta o efeito OPB, há redução das vidas, comprovando, assim, como o efeito de OPB influencia em falhas prematuras. Outro ponto observado é que o elo “C”, sob carregamento considerando o efeito de OPB, possui uma vida menor quando comparado com o elo “E”. Assim, como na análise anterior, a variação dos ângulos de enrolamento não teve grande influência nos resultados das vidas, pois os resultados são semelhantes.

- **Caso c): Amplitude variável – duas faixas - 200 a 280 toneladas + 200 a 230 toneladas**

Na Tabela 5.5 e na Tabela 5.6 tem-se a vida das amarras sem e com o efeito da flexão fora do plano, respectivamente. As vidas foram calculadas para os ângulos de enrolamento de 17°, 38,50° e 60°, considerando duas faixas de carregamentos distintas.

Tabela 5.5: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável sem o efeito do OPB para o Caso c) (200 ~ 250 toneladas e 200 ~ 230 toneladas)

<b>Axial</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~280	1,53E+07	1,98E+09	2,29E+04	764,174	63,681
		200~230	1,83E+08				
	E	200~280	1,53E+07	1,98E+09	2,29E+04	764,174	63,681
		200~230	1,83E+08				
38,50°	C	200~280	1,53E+07	1,98E+09	2,29E+04	764,706	63,725
		200~230	1,83E+08				
	E	200~280	1,53E+07	1,98E+09	2,29E+04	764,706	63,725
		200~230	1,83E+08				
60°	C	200~280	1,53E+07	1,98E+09	2,29E+04	764,887	63,741
		200~230	1,83E+08				
	E	200~280	1,53E+07	1,98E+09	2,29E+04	764,887	63,741
		200~230	1,83E+08				

Tabela 5.6: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável com o efeito do OPB para o Caso c) (200 ~ 250 toneladas e 200 ~ 230 toneladas)

<b>Axial + OPB</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~280	7,88E+05	1,24E+08	1,44E+03	47,853	3,988
		200~230	1,16E+07				
	E	200~280	1,52E+06	2,31E+08	2,67E+03	89,053	7,421
		200~230	2,16E+07				

Continua na próxima página

Tabela 5.6 – Continuação da página anterior							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
38,50°	C	200~280	7,15E+05	1,15E+08	1,33E+03	44,475	3,706
		200~230	1,08E+07				
	E	200~280	1,40E+06	2,17E+08	2,51E+03	83,749	6,979
		200~230	2,03E+07				
60°	C	200~280	6,93E+05	1,13E+08	1,30E+03	43,408	3,617
		200~230	1,06E+07				
	E	200~280	1,36E+06	2,13E+08	2,46E+03	82,057	6,838
		200~230	1,99E+07				

Para o terceiro caso, tem-se duas faixas de carregamento com amplitude constante. Na primeira faixa, considera-se uma amplitude de 80 toneladas e, na segunda, uma amplitude de 30 toneladas. Com os resultados da Tabela 5.5 e da Tabela 5.6, é possível observar que, quando as amarras são submetidas apenas ao carregamento sem o efeito OPB, possuem vidas próximas a 63 anos de operação, isso para ambos os elos de interesse e os ângulos de enrolamento analisados. Quando tem-se a incidência do efeito OPB, há a redução das vidas. Apesar das vidas com efeito OPB serem maiores que em um ano de operação, o elo “C” possui uma vida menor quando comparado ao elo “E”. Assim, como nas duas análises anteriores, a variação dos ângulos de enrolamento não teve grande influência nos resultados das vidas, pois os resultados são semelhantes.

- **Caso d): Amplitude variável – quatro faixas - 200 a 220 toneladas + 200 a 290 toneladas + 200 a 250 toneladas + 200 a 310 toneladas**

Na Tabela 5.7 e na Tabela 5.8 tem-se a vida das amarras sem e com o efeito da flexão fora do plano, respectivamente. As vidas foram calculadas para os ângulos de enrolamento de 17°, 38,50° e 60°, considerando quatro faixas de carregamentos distintas.

Tabela 5.7: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável sem o efeito do OPB para o Caso d)  
(200 ~ 220 toneladas, 200 ~ 230 toneladas, 200 ~ 250 toneladas e 200 ~ 310 toneladas)

<b>Axial</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton]	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~220	4,72E+08				
		200~290	1,11E+07	5,42E+09	6,27E+04	2089,866	174,156
		200~250	5,22E+07				
		200~310	6,30E+06				
	E	200~220	4,72E+08				
		200~290	1,11E+07	5,42E+09	6,27E+04	2089,866	174,156
		200~250	5,22E+07				
		200~310	6,30E+06				
38,50°	C	200~220	4,72E+08				
		200~290	1,11E+07	5,42E+09	6,27E+04	2091,199	174,267
		200~250	5,23E+07				
		200~310	6,31E+06				
	E	200~220	4,72E+08				
		200~290	1,11E+07	5,42E+09	6,27E+04	2091,199	174,267
		200~250	5,23E+07				
		200~310	6,31E+06				
60°	C	200~220	4,72E+08				
		200~290	1,11E+07	5,42E+09	6,27E+04	2091,652	174,304
		200~250	5,23E+07				
		200~310	6,31E+06				
	E	200~220	4,72E+08				
		200~290	1,11E+07	5,42E+09	6,27E+04	2091,652	174,304
		200~250	5,23E+07				
		200~310	6,31E+06				



Tabela 5.8: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude variável com o efeito do OPB para o Caso d)  
(200 ~ 220 toneladas, 200 ~ 230 toneladas, 200 ~ 250 toneladas e 200 ~310 toneladas)

<b>Axial +OPB</b>							
$\theta$	Elo #	Carga [Ton].	$N_f$	Segundos	Dias	Meses	Anos
17°	C	200~220	3,13E+07				
		200~290	5,48E+05	3,52E+08	4,07E+07	135,802	11,317
		200~250	3,05E+06				
		200~310	2,88E+05				
	E	200~220	5,77E+07				
		200~290	1,06E+06	6,51E+08	7,53E+03	251,075	20,923
		200~250	5,75E+06				
		200~310	5,66E+05				
38,50°	C	200~220	2,93E+07	3,29E+08	3,80E+03	126,805	10,567
		200~290	4,96E+05				
		200~250	2,81E+06	3,29E+08	3,80E+03	126,805	10,567
		200~310	2,58E+05				
	E	200~220	5,46E+07				
		200~290	9,75E+05	6,14E+08	7,11E+03	237,046	19,754
		200~250	5,36E+06				
		200~310	5,16E+05				
60°	C	200~220	2,87E+07				
		200~290	4,79E+05	3,21E+08	3,72E+03	123,957	10,330
		200~250	2,73E+06				
		200~310	2,49E+05				
	E	200~220	5,36E+07				
		200~290	9,48E+05	6,03E+08	6,98E+03	232,558	19,380
		200~250	5,24E+06				
		200~310	5,00E+05				

Para o quarto caso, tem-se quatro faixas de carregamento com amplitude constante. Com os resultados da Tabela 5.7 e da Tabela 5.8, é possível observar que esse carregamento é o menos severo dentre os carregamentos propostos. Quando as amarras são submetidas apenas ao carregamento sem o efeito OPB, possuem vidas próximas a 174

anos de operação, isso para ambos os elos de interesse e para todos os ângulos de enrolamento analisados. Dentre os carregamentos analisados, essa é maior margem de vida. Já, com a incidência do efeito OPB, há a redução das vidas. Para o ângulo de enrolamento de  $17^\circ$ , o elo "C" possui vida de cerca de 11 anos e o elo "E" tem vida próxima a 20 anos de operação. Para os ângulos de enrolamento de  $38,5^\circ$  e  $60^\circ$ , o elo "C" tem vida operacional de cerca de 10 anos e o elo "E" de 19 anos. De certa forma, isso nos mostra que o elo "C" sofre mais em relação a incidência do OPB, assim como nos casos anteriores. Os ângulos de enrolamento de valores de  $38,5^\circ$  e  $60^\circ$  com o carregamento sob o efeito de OPB têm vidas menores quando comparados com o ângulo de  $17^\circ$ . Aqui nesse caso, tem-se uma pequena influência do ângulo de enrolamento na vida das amarras.

Na Figura 5.2, tem-se um resumo das vidas dos elos de interesse para cada caso de carregamento com amplitude constante e variável.

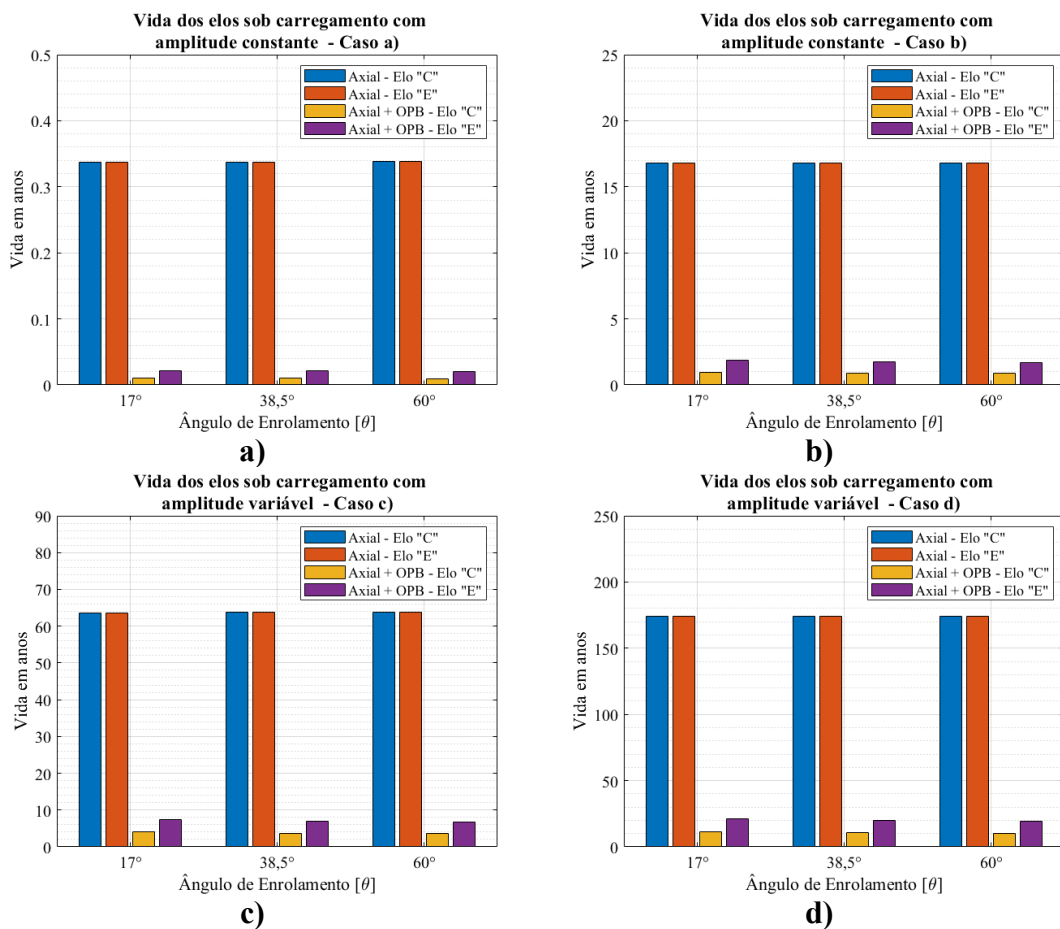


Figura 5.2: Vida útil em anos das correntes para carregamento com amplitude constante e variável

## 5.2 Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória

Para a segunda análise da vida à fadiga dos elos de interesse, foi considerado carregamentos com amplitudes aleatórias. Três casos são estudados. Assim como na análise de vida com carregamento de amplitude constante e variável, são propostos casos de carregamento que emulam as condições dinâmicas em que as plataformas FPSO se encontram. No primeiro caso, há um carregamento aleatório com amplitude de 200 a 230 toneladas. No segundo caso, tem-se duas faixas de carregamento aleatório, sendo a primeira faixa de 200 a 230 toneladas e a segunda de 230 a 260 toneladas. Por fim, no último caso, há quatro faixas de carregamento aleatório, sendo a primeira faixa de 200 a 230 toneladas, a segunda, 230 a 270 toneladas, a terceira faixa de 270 a 290 toneladas e a última faixa de 220 a 240 toneladas. Para todas as propostas de carregamento, plotou-se mil pontos de oscilação de carga, variando dentro dos limites mínimos e máximos estabelecidos. Na Figura 5.3, tem-se a representação dos carregamentos considerados para a análise da vida.

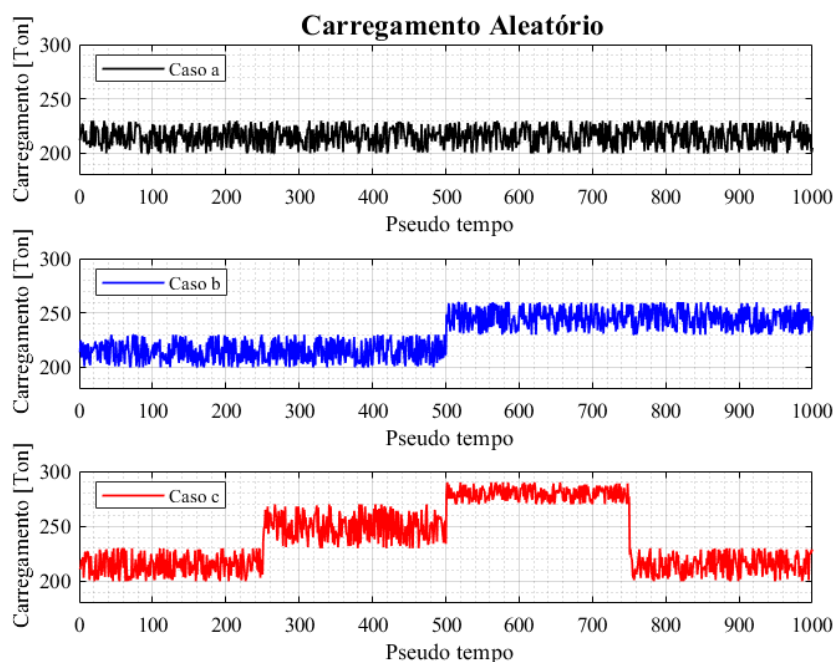


Figura 5.3: Carregamentos sob amplitude aleatória

Para analisar a vida sob condições aleatórias, adotou-se o procedimento a seguir. Inicialmente, para a contagem de ciclos do carregamento aleatório proposto, utilizou-se o método *Rain-flow*, com o qual foram identificados os valores médios e de amplitude de

carga, bem como o número de ocorrências. Com esses parâmetros obtidos, equações analíticas foram usadas para calcular os valores de tensão normal mínima e máxima no *hotspot*. Assim, os valores do parâmetro SWT foram estimados e, baseado na equação de Basquim, a expectativa de vida foi calculada. Com a regra de Palmgren-Miner, o dano equivalente ( $\sum D$ ) foi determinado, bem como o número de repetições para um dano acumulado igual a 1 ( $B_f$ ). Por fim, com uma frequência de carregamento igual 0,1 Hz e um tempo total de carregamento de 10000 segundos, a vida útil dos elos de interesse foram estimadas.

Com o intuito de identificar a influência do ângulo de enrolamento na vida dos elos da amarra, considerou-se para os cálculos três ângulos de enrolamento. Levou-se em consideração os extremos, ou seja, os ângulos de 17° e 60°, e um ângulo intermediário de 38,50°.

- **Caso a): Carregamento aleatório entre 200 e 230 toneladas.**

Na Tabela 5.9, tem-se a vida das amarras sem e com efeito da flexão fora do plano. As vidas foram calculadas para o ângulo de enrolamento de 17°, 38,50° e 60°, considerando carregamento com amplitude aleatória oscilando dentro entre 200 e 230 toneladas.

Tabela 5.9: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória para o Caso a) (200 ~ 230 toneladas)

		Axial		Axial + OPB	
		Elo C	Elo E	Elo C	Elo E
$\theta = 17^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,1204E-06	1,1204E-06	1,7068E-05	9,2466E-06
	Repetições ( $B_f$ )	8,93E+05	8,93E+05	5,86E+04	1,08E+05
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	8,93E+09	8,93E+09	5,86E+08	1,08E+09
	Vida (Dias)	1,03E+05	1,03E+05	6,78E+03	1,25E+04
	Vida (Meses)	3443,317	3443,317	226,032	417,237
	Vida (Anos)	286,943	286,943	18,836	34,770
$\theta = 38,5^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,1198E-06	1,1198E-06	1,8260E-05	9,7846E-06
	Repetições ( $B_f$ )	8,93E+05	8,93E+05	5,48E+04	1,02E+05

Continua na próxima página

Tabela 5.9 – Continuação da página anterior

		Axial		Axial + OPB	
		Elo C	Elo E	Elo C	Elo E
$\theta = 38,5^\circ$	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	8,93E+09	8,93E+09	5,48E+08	1,02E+09
	Vida (Dias)	1,03E+05	1,03E+05	6,34E+03	1,18E+04
	Vida (Meses)	3445,422	3445,422	211,286	394,295
	Vida (Anos)	287,118	287,118	17,607	32,858
$\theta = 60^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,1195E-06	1,1195E-06	1,8673E-05	9,9703E-06
	Repetições ( $B_f$ )	8,93E+05	8,93E+05	5,36E+04	1,00E+05
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	8,93E+09	8,93E+09	5,36E+08	1,00E+09
	Vida (Dias)	1,03E+05	1,03E+05	6,20E+03	1,16E+04
	Vida (Meses)	3446,136	3446,136	206,612	386,950
	Vida (Anos)	287,178	287,178	17,218	32,246

A Tabela 5.9 exibe os resultados para o primeiro caso de carregamento aleatório. É possível observar que, quando as amarras são submetidas apenas ao carregamento sem o efeito OPB, possuem vidas próximas a 287 anos de operação, isso para ambos os elos de interesse e os ângulos de enrolamento observados. Considerando o efeito OPB, é notório a redução das vidas. Outro ponto observado, é que o elo “E” possui uma vida relativamente maior quando comparada com o elo “C” sob o efeito OPB. A variação dos ângulos de enrolamento não teve grande influência nos resultados das vidas, pois os resultados são semelhantes.

- **Caso b): Carregamento aleatório – duas faixas - 200 a 230 toneladas + 230 a 260 toneladas.**

Na Tabela 5.10, tem-se a vida das amarras sem e com efeito da flexão fora do plano. As vidas foram calculadas para o ângulo de enrolamento de  $17^\circ$ ,  $38,50^\circ$  e  $60^\circ$ , considerando carregamento com amplitude aleatória oscilando dentro de duas faixas de carregamentos com amplitudes distintas.

Tabela 5.10: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória para o Caso b) (200 ~ 230 toneladas e 230 ~ 260 toneladas)

		Axial		Axial + OPB	
		Elo C	Elo E	Elo C	Elo E
$\theta = 17^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,5238E-06	1,5238E-06	2,4050E-05	1,2955E-05
	Repetições ( $B_f$ )	6,56E+05	6,56E+05	4,16E+04	7,72E+04
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	6,56E+09	6,56E+09	4,16E+08	7,72E+08
	Vida (Dias)	7,60E+04	7,60E+04	4,81E+03	8,93E+03
	Vida (Meses)	2531,830	2531,830	160,417	297,810
	Vida (Anos)	210,986	210,986	13,368	24,817
$\theta = 38,5^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,5228E-06	1,5228E-06	2,5830E-05	1,3756E-05
	Repetições ( $B_f$ )	6,57E+05	6,57E+05	3,87E+04	7,27E+04
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	6,57E+09	6,57E+09	3,87E+08	7,27E+08
	Vida (Dias)	7,60E+04	7,60E+04	4,48E+03	8,41E+03
	Vida (Meses)	2533,498	2533,498	149,362	280,469
	Vida (Anos)	211,125	211,125	12,447	23,372
$\theta = 60^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,5225E-06	1,5225E-06	2,6448E-05	1,4033E-05
	Repetições ( $B_f$ )	6,57E+05	6,57E+05	3,78E+04	7,13E+04
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	6,57E+09	6,57E+09	3,78E+08	7,13E+08
	Vida (Dias)	7,60E+04	7,60E+04	4,38E+03	8,25E+03
	Vida (Meses)	2534,063	2534,063	145,870	274,935
	Vida (Anos)	211,172	211,172	12,156	22,911

Os resultados exibidos na Tabela 5.10 são referentes ao segundo caso do carregamento aleatório. Deste modo, é possível observar que, quando as amarras são submetidas apenas ao carregamento sem o efeito OPB, possuem vidas próximas a 211 anos de operação, isso para ambos os elos de interesse e os ângulos de enrolamento observados. Considerando o efeito OPB, é notória a redução das vidas. É possível observar também que com a introdução do efeito OPB, o elo “C” possui uma vida menor

quando comparado como o elo “E”. Assim, como no primeiro caso, a variação dos ângulos de enrolamento não teve grande influência nos resultados das vidas, pois os resultados são semelhantes.

- **Caso c): Carregamento aleatório – quatro faixas – 200 a 230 toneladas + 230 a 270 toneladas + 270 a 290 toneladas + 220 a 240 toneladas.**

Na Tabela 5.11, tem-se a vida das amarras sem e com efeito da flexão fora do plano. As vidas foram calculadas para o ângulo de enrolamento de 17°, 38,5° e 60°, considerando carregamento com amplitude aleatória oscilando dentro de quatro faixas de carregamentos com amplitudes distintas.

Tabela 5.11: Vida à fadiga sob carregamento com amplitude aleatória para o Caso b) (200 ~ 230 toneladas e 230 ~ 270 toneladas, 270 ~ 290 toneladas e 220 ~ 240 toneladas)

		Axial		Axial + OPB	
		Elo C	Elo E	Elo C	Elo E
$\theta = 17^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,6891E-06	1,6891E-06	2,7690E-05	1,4818E-05
	Repetições ( $B_f$ )	5,92E+05	5,92E+05	3,61E+04	6,75E+04
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	5,92E+09	5,92E+09	3,61E+08	6,75E+08
	Vida (Dias)	6,85E+04	6,85E+04	4,18E+03	7,81E+03
	Vida (Meses)	2284,131	2284,131	139,327	260,365
	Vida (Anos)	190,344	190,344	11,611	21,697
$\theta = 38,5^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,6878E-06	1,6878E-06	2,9879E-05	1,5796E-05
	Repetições ( $B_f$ )	5,92E+05	5,92E+05	3,35E+04	6,33E+04
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	5,92E+09	5,92E+09	3,35E+08	6,33E+08
	Vida (Dias)	6,86E+04	6,86E+04	3,87E+03	7,33E+03
	Vida (Meses)	2285,771	2285,771	129,121	244,243
	Vida (Anos)	190,481	190,481	10,760	20,354
$\theta = 60^\circ$	Dano ( $\sum D$ )	1,6874E-06	1,6874E-06	3,0642E-05	1,6135E-05

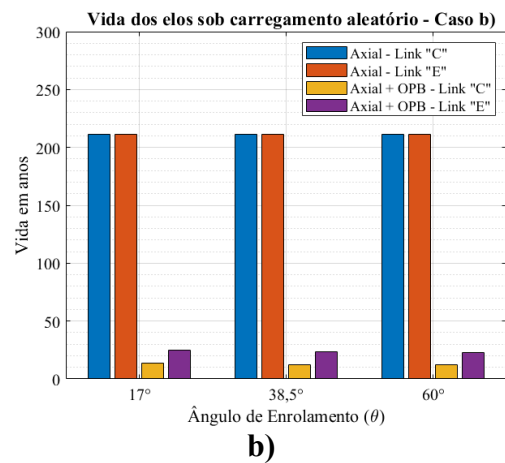
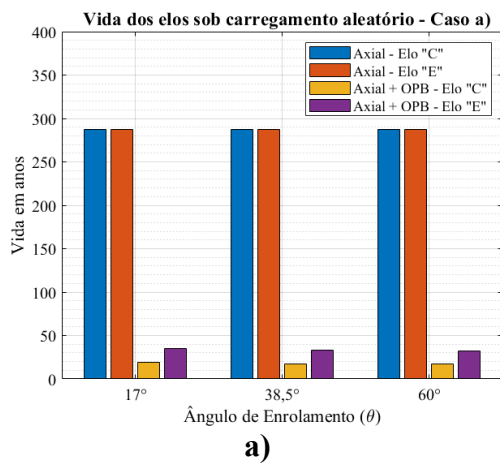
Continua na próxima página

Tabela 5.11 – Continuação da página anterior

		Axial		Axial + OPB	
		Elo C	Elo E	Elo C	Elo E
$\theta = 60^\circ$	Repetições ( $B_f$ )	5,93E+05	5,93E+05	3,26E+04	6,20E+04
	$t_{carregamento}$	10000,00	10000,00	10000,00	10000,00
	Vida (Segundos)	5,93E+09	5,93E+09	3,26E+08	6,20E+08
	Vida (Dias)	6,86E+04	6,86E+04	3,78E+03	7,17E+03
	Vida (Meses)	2286,329	2286,329	125,908	239,112
	Vida (Anos)	190,527	190,527	10,492	19,926

A Tabela 5.11 exibe os resultados para o terceiro caso de carregamento aleatório. Para esse terceiro caso, é levado em consideração quatro faixas de carregamento. Quando as amarras são submetidas apenas ao carregamento sem o efeito OPB, possuem vidas próximas a 190 anos de operação, isso para ambos os elos de interesse e os ângulos de enrolamento analisados. Levando em consideração o efeito OPB, é evidente a redução da vida das amarras. O elo “C” possui uma vida menor quando comparado como o elo “E”, isso quando considerado o efeito OPB. Assim, como nos casos anteriores, a variação dos ângulos de enrolamento não tem influência significativa nos resultados das vidas, pois os resultados são semelhantes.

Na Figura 5.4, tem-se um resumo das vidas dos elos de interesse para cada caso de carregamento aleatório.





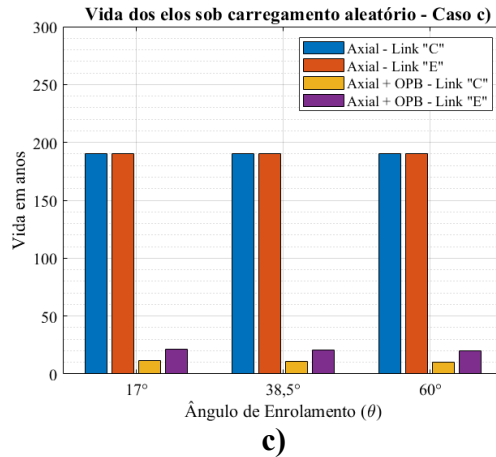


Figura 5.4: Vida em anos dos elos para carregamento com amplitude aleatória

### 5.3 Abordagem proposta comparada com a abordagem existente

As diretrizes da BV [43] fornecem uma fórmula empírica para calcular o momento OPB nominal (ver Equação (5.1)). A fórmula é válida para cálculo de correntes com diâmetros nominais de 84 a 146 mm. A Equação (5.2) e a Equação (5.4) calculam os coeficientes associados à Equação (5.1).  $T$  é considerado como uma fração da MBL em  $kN$ .  $\alpha_{int}$  é o ângulo de travamento em graus e  $d$  é o diâmetro da corrente em milímetros.

$$M_{OPB} = \frac{\pi d^3}{16} 354 \frac{P(\alpha_{int})}{0,93 + P(\alpha_{int})} \left( \frac{T}{0,14d^2} \right)^{a(\alpha_{int})} \left( \frac{d}{100} \right)^{2a(\alpha_{int})+b(\alpha_{int})} \quad (5.1)$$

$$P(\alpha_{int}) = \alpha_{int} + 0,307\alpha_{int}^3 + 0,048\alpha_{int}^5 \quad (5.2)$$

$$a(\alpha_{int}) = a_1 + a_2 \tanh(a_3\alpha_{int}) \quad (5.3)$$

$$b(\alpha_{int}) = b_1 + b_2 \tanh(b_3\alpha_{int}) \quad (5.4)$$

A Figura 5.5 representa o momento OPB nominal calculado para as diretrizes BV e para a abordagem proposta neste estudo. Levou-se em consideração frações da MBL, sendo 1/6, 1/4 e 1/3 da MBL. A faixa de ângulo de interligação considerada para o cálculo foi de 0 a 8°, e o momento OPB nominal foi calculado a cada incremento de 0,2°. Assim, como no trabalho recente de Choung e Lee [6], a análise considerando um elo completo e dois semi-elos foi utilizada.

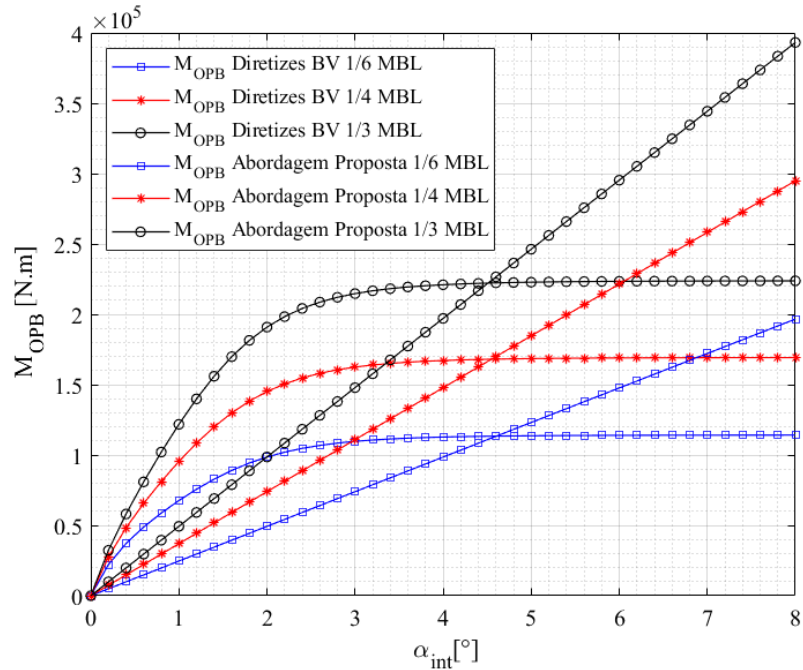


Figura 5.5: Momento nominal OPB para BV e para a abordagem proposta

Analisando a Figura 5.5, é notório que, com o aumento do carregamento e do ângulo de travamento, o momento nominal OPB tende a crescer, isso para ambas as propostas. Para os ângulos menores que cerca de  $4,6^\circ$ , os momentos OPB para as diretrizes BV são maiores que os momentos nominais calculados com a abordagem proposta. Quando o ângulo de travamento se torna maior que cerca de  $4,6^\circ$ , o momento da abordagem proposta se torna maior que a da BV. A maior diferença entre a abordagem proposta e as diretrizes da BV é o comportamento de crescimento do momento nominal. Para a abordagem proposta, o momento tende a crescer linearmente, dependendo, assim, da condição de carregamento e do ângulo de travamento, crescendo proporcionalmente de acordo com essas variáveis. Já, para as diretrizes da BV, eles crescem de forma não linear. Diferentemente da abordagem proposta, o momento nominal tende a se estabilizar à medida que o ângulo de travamento aumenta, independentemente do carregamento aplicado.

## 6 CONCLUSÃO

### 6.1 Conclusões da dissertação

Com os resultados obtidos após a simulação e os cálculos feitos através das equações, é possível analisar o comportamento das correntes do conjunto amarra-*fairlead*. Conforme relatado anteriormente, os sistemas de ancoragem apresentavam falhas prematuras em pouco tempo de operação. Um dos fatores predominantes para essa falha é a flexão fora do plano (OPB). Foram feitas duas análises, a primeira se baseou em equações que descrevem o comportamento das tensões nos pontos críticos dos elos. A segunda se refere a análise dos pontos críticos dos elos de interesse através da simulação numérica. Além disso, foi utilizado o critério de vida à fadiga proposto por Smith-Watson-Topper e a regra de Palmgren-Miner, ambos critérios para determinar a vida à fadiga dos elos.

De acordo com os resultados numéricos obtidos no relatório, é possível ver a influência do ângulo de enrolamento na aparição dos *hotspots*. À medida que o ângulo de enrolamento aumenta, maiores são as tensões equivalentes nos elos. Outro fator observado, é em relação ao carregamento mínimo e máximo. À medida que o carregamento aumenta, os *hotspots* ficam mais acentuados. O elo “C” possui uma acentuação maior dos *hotspots* para os ângulos de enrolamento de 17° e 38,5°. Já, com o ângulo de 60°, ambos os elos de interesse possuem acentuações semelhantes.

Com a análise dos *hotspots* obtidos de forma numérica e a validação das equações, foi possível calcular a vida à fadiga dos elos. A análise de vida foi feita com carregamento sob amplitude constante, variável e aleatória. Assim, foram propostos quatro casos de carregamentos para amplitude variável e constante e três para amplitude aleatória. Conforme expectável, à medida que a amplitude de carregamento aumentava, a vida diminuía, isso para ambos tipos de amplitudes. Outro fator que contribui para uma vida menor é o efeito OPB, efeito desconsiderado pela norma API.

Os resultados observados para o carregamento com amplitude constante e variável demonstram que o efeito OPB reduz a vida dos elos, isso para todos os casos de carregamentos analisados. Quando submetido ao carregamento mais severo dos quatro casos (200 a 400 toneladas), a previsão de vida à fadiga é de menos de um ano de

operação, com e sem o efeito OPB. Os resultados também mostraram que o elo “C” sofre mais com o efeito OPB quando comparado com o elo “E”.

Apesar de calcular a vida considerando amplitudes constante e variável, os componentes em situações e aplicações práticas sofrem bastante variações durante a operações. Isso faz com que as amplitudes de tensões se comportem de forma irregular durante o tempo. Esse tipo de comportamento se assemelha as condições que as plataformas FPSO se encontram. Assim, na análise do carregamento aleatório utilizou-se mil pontos de oscilação de carga, tais pontos oscilando dentro das amplitudes constante estabelecidas.

Os resultados encontrados seguem um padrão em que, desconsiderando o efeito OPB, à medida que se aumentam faixas de carregamentos com amplitudes distintas, as vidas decrescem. Mesmo com essa redução, a menor previsão de vida omitindo o efeito OPB é de 190 anos para ambos os elos de interesse. O mesmo acontece levando em conta o efeito OPB. Com o acréscimo de faixas de carregamentos a vida decresce. Apesar dos resultados com duas e quatro faixas de carregamentos serem próximos, os resultados com quatro faixas possuem vida ligeiramente menor. O elo “C” sofre mais com o efeito OPB, possuindo vida próxima da metade da vida do elo “E”.

O momento nominal também foi calculado e comparado com a diretriz BV. O momento OPB nominal da abordagem proposta tem um comportamento linear, diferentemente do comportamento da BV. A diferença se deve ao método de aplicação da carga no último elo. A BV utiliza força de tração e uma rotação prescrita. Na abordagem proposta, uma carga com duas componentes de força é usada em função do ângulo de enrolamento.

Embora as equações sejam baseadas no conjunto amarra-*fairlead*, elas podem ser adaptadas para serem utilizadas em outras propostas de estudo, pois as equações descrevem a flexão fora do plano dos elos. As equações propostas levam em conta parâmetros básicos da indústria *offshore*, como diâmetro do elo e amplitude de carregamento. Assim, podem ser analisados elos de vários diâmetros e diferentes amplitudes de carregamento.

## 6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Os resultados das vidas obtidos com os ângulos de enrolamento analisados são muito próximos tanto para amplitude constante quanto para amplitude aleatória. Assim, algumas sugestões para trabalhos futuros são:

- Definir o momento de travamento do elo ( $\theta'$ ) para que seja possível refinar e detalhar a análise da flexão fora do plano e, conseqüentemente, a análise das vidas da corrente;
- Incluir o efeito da corrosão nos estudos de vida à fadiga, pois a corrosão tem uma influência significativa na vida útil da corrente;
- Calcular a vida em fadiga dos elos considerando os ângulos de enrolamento e de travamento variáveis (em operações reais as plataformas FPSO estão sujeitas a tais variações);
- Considerar diferentes frequências no ciclo de carregamento e comparar os resultados.

## 7 REFERÊNCIAS

- [1] O.H. Basquim, The exponential law of endurance tests, *American Society for Testing Materials*. 10 (1910) 625–630.
- [2] K. Berthelsen, Out of plane bending of mooring chains - finite element analysis of a 7-link model, PhD Thesis, Norwegian University of Science and Tecnology, 2017.
- [3] F.A. Canut, A.M.P. Simões, L. Reis, M. Freitas, I.N. Bastos, F.C. Castro, E.N. Mamiya, Monitoring of corrosion-fatigue degradation of grade R4 steel using an electrochemical-mechanical combined approach, *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 42 (2019) 2509–2519.
- [4] A.C. Cardoso, Otimização de ancoragem paras sondas de perfuração e intervenção, Projeto de Graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.
- [5] J.L. Chaboche, Time-independent constitutive theories for cyclic plasticity, *Int J Plast*. 2 (1986) 149–188.
- [6] J. Choung, J. bin Lee, Study on prediction of stresses by out-of-plane and in-plane bending moments in offshore mooring chain, *Ships and Offshore Structures*. 13 (2018) 98–112.
- [7] J. Choung, J. bin Lee, Out-of-plane bending stiffness and hotspot stress based on advanced numerical analysis techniques, *Ships and Offshore Structures*. 14 (2019) 148–160.
- [8] J. Choung, J. Lee, Y. Hun Kim, Out-of-plane bending stiffnesses in offshore mooring chain links based on conventional and advanced numerical simulation techniques, *Journal of Ocean Engineering and Technology*. 32 (2018) 297–309.
- [9] N.E. Dowling, *Mechanical Behavior of Materials*, Fourth Edition, 2013.
- [10] G.V. Ferreira, Previsão de vida em fadiga baseada na mecânica do dano contínuo, Tese de Doutorado, Universidade de Brasília, 2020.
- [11] E. Fontaine, A. Kilner, C. Carra, D. Washington, A. Consulting, K. Ma, C. Etc, A. Phadke, D. Laskowski, G. Kusinski, Industry survey of past failures, pre-emptive replacements and reported degradations for mooring systems of floating production units, in: *Offshore Technology Conference*, Houston, Texas, USA, 2014: pp. 5–8.

- [12] M. François, P. Davies, F. Grosjean, F. Legerstee, Modelling fiber rope load-elongation properties-polyester and other fibers, in: Offshore Technology Conference - OTC, Houston, Texas, USA, 2010.
- [13] C.O. Frederick, P.J. Armstrong, A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect, *Materials at High Temperatures*. 24 (1966) 1–26.
- [14] F.A. Hansen, Estudo numérico da integridade de sistemas de amarração de navios-plataformas FPSO, Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, 2021.
- [15] W. He, S. Cao, Z. Hu, D. Xie, Z. Zhang, C. Wang, Numerical evaluation on fatigue crack growth and life predictions of an FPSO mooring system, *Ocean Engineering*. 265 (2022).
- [16] Y. Huang, Y. He, Y. Liu, M. Qiu, M. Li, Z. Luo, J. Xu, Study of the response characteristics of a spread moored FPSO in the bidirectional sea state, *Ocean Engineering*. 264 (2022).
- [17] IACS, W22 Offshore Mooring Chain, IACS. (2006). IACS W22. Offshore Mooring Chan. International Association of Classification Societies, 2011.
- [18] I.A. Ja'e, M. Osman Ahmed Ali, A. Yenduri, Z. Nizamani, A. Nakayama, Optimisation of mooring line parameters for offshore floating structures: A review paper, *Ocean Engineering*. 247 (2022).
- [19] P. Jean, K. Goessens, D. L'Hostis, Failure of Chains by Bending on Deepwater Mooring Systems, in: Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 2005: pp. 2–5.
- [20] Y. Kim, M.S. Kim, M.J. Park, Fatigue analysis on the mooring chain of a spread moored FPSO considering the OPB and IPB, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 11 (2019) 178–201.
- [21] Y. Lian, B. Zhang, J. Zheng, H. Liu, G. Ma, S.C. Yim, Y. Zhao, An upper and lower bound method for evaluating residual strengths of polyester mooring ropes with artificial damage, *Ocean Engineering*. 262 (2022).
- [22] H. Liu, W. Huang, Y. Lian, L. Li, An experimental investigation on nonlinear behaviors of synthetic fiber ropes for deepwater moorings under cyclic loading, *Applied Ocean Research*. 45 (2014) 22–32.
- [23] E.N. Mamiya, F.C. de Castro, L. Malcher, T. de C.R. Doca, P.V. Mutterle, L.F.G. dos Reis, M.J.M. de Freitas, V.I.M.N. Infante, A.M.R. Ribeiro, Relatório Técnico

- FINAL - Durabilidade de componentes de Sistemas de Amarração para uso em águas profundas: experimentação e modelagem DSAm, Brasília, 2019.
- [24] E.N. Mamiya, F.C. Castro, G. V. Ferreira, E.L.S.A. Nunes Filho, F.A. Canut, R.S. Neves, L. Malcher, Fatigue of mooring chain links subjected to out-of-plane bending: Experiments and modeling, *Eng Fail Anal.* 100 (2019) 206–213.
- [25] E.N. Mamiya, F.C. Castro, L. Malcher, J.A. Araújo, Multiaxial fatigue life estimation based on combined deviatoric strain amplitudes, *Int J Fatigue.* 67 (2014) 117–122.
- [26] I. Martinez Perez, A. Constantinescu, P. Bastid, Y.H. Zhang, V. Venugopal, Computational fatigue assessment of mooring chains under tension loading, *Eng Fail Anal.* 106 (2019).
- [27] C. Melis, P. Jean, P. Vargas, Out-of-plane bending testing of chain links, in: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE, Halkidiki, Greece, 2005*: pp. 163–172.
- [28] J.M. de Moraes, Uma história tecnológica da PETROBRAS na exploração e produção offshore, Brasília, 2013.
- [29] R.S. Neves, Uma extensão do modelo de Gurson para análise de fadiga seguindo uma metodologia incremental, Tese de Doutorado, Universidade de Brasília, 2020.
- [30] Noble Denton Europe Limited, HSE Health & Safety Executive Floating production system JIP FPS mooring integrity, 2006.
- [31] R.L. Norton, Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada, 4<sup>o</sup> Edição, Bookman, Porto Alegre, 2013.
- [32] Petrobrás, FPSO Cidade de Paraty operando no campo de Tupi (atual campo de Lula), nordeste da Bacia de Santos. (2014). Acesso em: 05 de janeiro de 2023. Disponível em: <https://petrobras.com.br/infograficos/tipos-de-plataformas/desktop/index.html#>, (2014).
- [33] D. Qiao, B. Li, J. Yan, Y. Qin, H. Liang, D. Ning, Transient responses evaluation of FPSO with different failure scenarios of mooring lines, *J Mar Sci Eng.* 9 (2021) 1–34.
- [34] W. Ramberg, W.R. Osgood, Description of stress-strain curves by three parameters, in: *Technical Report N° 092 - National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, 1943.*



- [35] L. Rampi, F. Dewi, S. Offshore, P. Vargas, Chain out of plane bending (OPB) joint industry project (JIP) summary and main results, in: Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 2015: pp. 4–7.
- [36] L. Rampi, M. Francois, A. Gerthoffert, A. Bignonnet, P. Vargas, Chain out of plane bending (OPB) fatigue joint industry project (JIP) fatigue test program results and methodology, in: ASME 2016 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Busan, South Korea, 2016.
- [37] L. Rampi, P. Vargas, Fatigue testing of out-of-plane bending mechanism of chain links, in: Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE, Hamburg, Germany, 2006.
- [38] SBM Offshore, FPSO Liza Unity, plataforma localizada a cerca de 200 quilômetros da costa da Guiana. (2021). Acesso em: 03 de janeiro de 2023. Disponível em:<https://media.sbmoffshore.com/en/>, (2021).
- [39] M.Z. e Silva, Estudo da influência do desgaste na falha prematura de componentes de linhas de ancoragem, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, 2016.
- [40] K.N. Smith, P. Watson, Tim.H. Topper, A stress-strain function for the fatigue of metals, *J Mater.* 5 (1970) 767–778.
- [41] J.J. Stiff, D.W. Smith, N.F. Casev, Fatigue of Mooring Chain in Air and Water - Results and Analysis, in: Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1996.
- [42] P. Vargas, P. Jean, FEA of out-of-plane fatigue mechanism of chain links, in: Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE, Halkidiki, Greece, 2005: pp. 173–182.
- [43] B. Veritas, Fatigue of Top Chain of Mooring Lines due to In-plane and Out-of-plane Bendings, 2014.
- [44] X. Xue, N.Z. Chen, Fracture mechanics analysis for a mooring system subjected to tension and out-of-plane bending, in: IOP Conf Ser Mater Sci Eng, Institute of Physics Publishing, 2017.
- [45] X. Xue, N.Z. Chen, Y. Pu, X. Gao, Fracture mechanics analysis for mooring chain links subjected to out-of-plane bending (OPB), *Marine Structures.* 71 (2020).
- [46] E.P. Zarandi, Multiaxial fatigue analysis of offshore mooring chains, considering the effects of residual stresses and corrosion pits, PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2020.

- [47] E.P. Zarandi, B.H. Skallerud, Cyclic behavior and strain energy-based fatigue damage analysis of mooring chains high strength steel, *Marine Structures*. 70 (2020) 102703.
- [48] E.P. Zarandi, B.H. Skallerud, Experimental and numerical study of mooring chain residual stresses and implications for fatigue life, *Int J Fatigue*. 135 (2020) 105530.
- [49] Z. Zhang, Y. Qiao, Q. Sun, C. Li, J. Li, Theoretical estimation to the cyclic strength coefficient and the cyclic strain-hardening exponent for metallic materials: preliminary study, *J Mater Eng Perform*. 18 (2009) 245–254.
- [50] Rules for the Manufacture, Testing and Certification of Materials, Lloyd's Register Group Limited, Londres, 2022.