



AVALIAÇÃO DE FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO NO COSTADO DE NAVIOS PLATAFORMAS DE PRODUÇÃO

Loreta Suassuna Valeixo da Silveira

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Rio de Janeiro

Abril de 2018

AVALIAÇÃO DE FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO NO COSTADO
DE NAVIOS PLATAFORMAS DE PRODUÇÃO

Loreta Suassuna Valeixo da Silveira

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE)
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

Prof. Ilson Paranhos Pasqualino, D.Sc.

Profa. Bianca de Carvalho Pinheiro, D.Sc.

Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.

Prof. José Luiz de França Freire, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL
ABRIL DE 2018

Silveira, Loreta Suassuna Valeixo da

Avaliação de Fatores de Concentração de Tensão de Navios Plataformas de Produção/ Loreta Suassuna Valeixo da Silveira. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

XIII, 84 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Oceânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p.81-84

1. Fadiga. 2. Elementos Finitos. 3. Concentração de Tensão. 4. Modelo Numérico. I. Pasqualino, Ilson Paranhos *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

AGRADECIMENTOS

A Deus por me permitir estudar, aprender, e sempre persistir.

Aos meus pais e irmãos, por sempre me apoiarem e acreditarem em mim, em todos os momentos da minha vida. Vocês foram fundamentais.

Ao meu marido e aos meus filhos, pelo orgulho que têm de mim, e por sempre me apoiarem, mesmo quando tudo estava tão difícil de continuar. Vocês foram essenciais.

Aos meus orientadores, Prof. Ilson Paranhos Pasqualino e Prof. Bianca de Carvalho Pinheiro, por me apoiarem, pelas contribuições técnicas, pela paciência, pelo tempo dedicado e acompanhamento na realização do meu trabalho.

Ao corpo técnico do LTS, em especial, Reinaldo Merendaz, pelas suas contribuições e ajuda na realização dos testes experimentais, fundamentais para a conclusão do meu trabalho.

Aos colegas Cláudio Moura Paz, Rodrigo Borges de Figueiredo e Cristian Soeiro Lombardi pela grande ajuda e apoio no meu trabalho na realização do modelo numérico.

Aos amigos Ricardo Pereira Abrunhosa, Bruna Petroseмоло Colá Perrotta e Felipe Ivam Carneiro Sibucs da PETROBRAS, pela sua ajuda, incentivo e ânimo para que eu pudesse continuar e concluir meu trabalho. Obrigada por todo o apoio.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

AVALIAÇÃO DE FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO NO COSTADO DE NAVIOS PLATAFORMAS DE PRODUÇÃO

Loreta Suassuna Valeixo da Silveira

Abril/2018

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Programa: Engenharia Oceânica

O objetivo deste trabalho é avaliar os fatores de concentração de tensão em painéis de costado danificados de um FPSO e estimar seu efeito sobre a vida em fadiga propondo uma metodologia de avaliação do tempo residual de vida em fadiga da estrutura danificada. Há a descrição do modelo numérico desenvolvido com a definição de seus parâmetros geométricos, propriedades do material, condições de contorno e carregamento e malha de elementos finitos. Será mostrada a correlação entre os resultados numéricos e experimentais com o objetivo de validar o modelo numérico desenvolvido. Por fim, será feito também um estudo paramétrico envolvendo as variáveis do problema. A formulação analítica desenvolvida será apresentada com base nos resultados do estudo paramétrico, capaz de fornecer fatores de concentração de tensão em função das dimensões dos danos e do painel. A vida em fadiga é analisada com base nos resultados numéricos e analíticos que fundamentam o modelo teórico desenvolvido.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

STRESS CONCENTRATION FACTORS ASSESSMENT ON THE SIDE SHELL OF
SHIP PRODUCTION PLATFORMS

Loreta Suassuna Valeixo da Silveira

April/2018

Advisors: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Department: Ocean Engineering

The aim of this study is to evaluate the stress concentration factors in damaged side panels of an FPSO and estimate their effect on the fatigue life by proposing a methodology for assessing the residual time of fatigue life of the damaged structure. There is a description of the numerical model with definition of their geometric parameters, material properties, and boundary conditions and loading finite element mesh. The correlation between the numerical and experimental results in order to validate the numerical model will be displayed. Lastly, it will also make a study of the parametric variables in the study. The developed analytical formulation will be presented based on the results of the parametric study able to provide stress concentration factors depending on the size of the damage and the panel. The fatigue life is based on analytical and numerical results with support the theoretical model developed.

ÍNDICE

I. INTRODUÇÃO.....	1
I.1 Objetivos e Aplicações do Trabalho.....	2
I.2 Plataformas de Petróleo do Tipo FPSO.....	4
I.3 Embarcações de Apoio do Tipo PSV.....	5
II. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
II.1 Colisões em Operações <i>Offshore</i>	8
II.2 Modos de Falha.....	11
II.3 Fadiga de Metais.....	13
II.3.1 Curva S-N.....	16
II.3.2 Tipos de Ensaios de Fadiga.....	21
II.3.3 Fatores que Influenciam a Fadiga.....	22
II.3.4 Métodos de Avaliação da Vida à Fadiga.....	24
II.3.5 Regra Linear de Acúmulo de Dano (Lei de Miner)	25
II.3.6 Efeitos das Tensões Médias.....	26
II.3.7 Limite de Resistência à Fadiga.....	29
II.3.8 Tensões Residuais.....	32
II.4 Concentração de Tensão e Fadiga.....	32
II.5 Danos Mecânicos.....	34
II.5.1 Variáveis Associadas ao Dano.....	34
II.5.2 Danos por Fadiga.....	36
II.5.3 Defeitos Tipo Mossa.....	37
II.6 Método dos Elementos Finitos.....	38
III. TESTES EXPERIMENTAIS.....	40
III.1 Introdução.....	40
III.2 Propriedades Geométricas dos Modelos Reduzidos.....	40
III.3 Propriedades do Material.....	42

III.4 Instrumentação.....	43
III.5 Testes de compressão.....	45
III.6 Resultados Experimentais.....	48
IV. MODELO NUMÉRICO.....	56
IV.1 Descrição do Modelo.....	56
IV.2 Malha de Elementos Finitos.....	57
IV.3 Modelo Constitutivo.....	59
IV.4 Propriedades do Contato.....	60
IV.5 Condições de Contorno e Carregamento.....	60
IV.6 Resultados Numéricos.....	63
V. CORRELAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL.....	69
V.1 Ajuste do Modelo Numérico.....	69
V.2 Resultados da Correlação Numérico-Experimental.....	70
VI. ESTUDO PARAMÉTRICO.....	72
VII. CONCLUSÃO.....	77
VII.1 Sumário.....	77
VII.2 Conclusões.....	77
VII.3 Recomendação para trabalhos futuros.....	78
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	81

LISTA DE FIGURAS

Figura I.1. FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*) e Navio Alliviador

Figura I.2. Embarcação do Tipo PSV

Figura I.3. Evolução da Frota Brasileira de *Supply* 2006 x 2011

Figura I.4. Embarcações construídas no Brasil por tipo

Figura II.1. Proa do *Big Orange XVIII* após uma colisão

Figura II.2. Proa do *Supply Vessel Far Symphony* após colisão com uma plataforma *offshore*

Figura II.3. Navio *Liberty* partido em dois

Figura II.4. Ciclos de tensão senoidal, geralmente utilizados em ensaios de fadiga (a) ciclo de tensão senoidal completamente reverso (b) ciclo de tensão senoidal flutuante (c) ciclo de tensão não senoidal

Figura II.5. Ciclo senoidal de tensões

Figura II.6. Curva S-N de material que possui limite de fadiga

Figura II.7. Exemplos de diferentes curvas S-N para diversos materiais

Figura II.8. Levantamento de curva para tensão constante

Figura II.9. Curva S-N real e modelada

Figura II.10. Curva S-N utilizando probabilidade de falha

Figura II.11. Representação esquemática de corpos de prova para ensaios de fadiga

Figura II.12. Curvas S-N típicas para metais com diferentes tratamentos térmicos e composições químicas

Figura II.13. Carregamento aleatório aplicado a um corpo de prova entalhado

Figura II.14. Efeito da tensão média na vida em fadiga

Figura II.15. Curvas de vida constante para fadiga constante com tensão média zero

Figura II.16. Diagrama com quatro critérios de falha

Figura II.17. Gráfico do limite de resistência à fadiga versus o limite de resistência à tração obtida a partir de resultados experimentais

Figura II.18. Curvas para obtenção de valores médios do fator de sensibilidade ao entalhe

Figura II.19. Seção transversal nominal e degradada

Figura II.20. (a) Evolução e acúmulo linear e (b) evolução não linear e acúmulo linear

Figura III.1. Painel com seus reforços fixados na base provisória para solidificação da resina

Figura III.2. Painel fixado na base definitiva, pronto para a realização dos testes experimentais

Figura III.3. Esquema de uma seção transversal do painel em escala reduzida, com dimensões médias nominais (em mm)

Figura III.4. Gráfico tensão versus deformação plástica do aço utilizado na fabricação dos painéis

Figura III.5. Instrumentação do modelo painel P1A já danificado: (a) vista do painel com a numeração e localização dos extensômetros triaxiais (b) vista lateral do painel com os eixos de referência

Figura III.6. Instrumentação do modelo painel P1B após indentação: (a) vista do painel com os reforçadores (b) vista do painel com a numeração e localização dos cinco extensômetros triaxiais e eixos de referência

Figura III.7. Indentador semi-esférico com 17,5mm de diâmetro, utilizado para a indentação dos painéis P1A e P1B

Figura III.8. Aparato utilizado para os testes nos painéis

Figura III.9. Esquema dos *strain gages* triaxiais

Figura III.10. Força versus deslocamento para o teste no painel P1A para carga de 2,5 kN

Figura III.11. Força versus deslocamento para o teste no painel P1B para carga de 1,5 kN

Figura III.12. Força versus deslocamento para os três testes realizados nos painéis P1A e P1B para carga de 2,5 kN

Figura IV.1. Modelo numérico tridimensional desenvolvido com o *software* ABAQUS

Figura IV.2. Malha de elementos SR4 do modelo em escala reduzida do painel do costado de um FPSO

Figura IV.3. Malha de elementos do modelo painel P1A em escala reduzida do painel do costado de um FPSO com dano de 9,5 mm

Figura IV.4. Malha de elementos do modelo painel P1B em escala reduzida do painel do costado de um FPSO indentado de 2,6 mm

Figura IV.5. Indentador semi-esférico com diâmetro de 17,5 mm

Figura IV.6. Condição de contorno no passo de carga de compressão

Figura IV.7. Áreas consideradas no modelo para cálculo da tensão nominal

Figura IV.8. Distribuição da tensão de von Mises no painel P1A (em MPa)

Figura IV.9. Distribuição da tensão de von Mises no painel P1B no passo de indentação (em MPa)

Figura IV.10. Distribuição da tensão de von Mises no painel P1B no passo de afastamento do indentador (em MPa)

Figura IV.11. Distribuição da tensão de von Mises no painel P1B no passo de afastamento de compressão (em MPa)

LISTA DE TABELAS

Tabela I.1. Quantidade de embarcações por classe em 2012

Tabela II.1. Incidentes por tipo de embarcação

Tabela II.2. Principais causas de incidentes de colisão

Tabela II.3. Categoria de navios que podem causar colisão com plataformas *offshore*

Tabela II.4. Variação de f com o valor do limite de resistência à tração (S_u)

Tabela II.5. Parâmetros para o fator de correção de acabamento superficial (k_a)

Tabela III.1. Propriedades mecânicas do aço utilizado na fabricação dos painéis

Tabela III.2. Posição dos extensômetros nos painéis P1A e P1B

Tabela III.3. Propriedades mecânicas do aço

Tabela III.4. Deformações, Tensões e Fatores de Concentração de Tensão no painel P1A após a aplicação de carga de 2,5 kN

Tabela III.5. Deformações, Tensões e Fatores de Concentração de Tensão no painel P1B após a aplicação de carga de 1,5 kN

Tabela III.6. Deformações, Tensões e Fatores de Concentração de Tensão no painel P1B após a aplicação de carga de 2,5 kN

Tabela III.7 – Média dos fatores de concentração de tensão nos painéis P1A e P1B com aplicação de carga de 1,5 kN e 2,5 kN

Tabela IV.1. Propriedades mecânicas do aço utilizado na fabricação dos painéis

Tabela IV.2. Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos Kt numéricos no modelo painel P1A com carga aplicada de 2,5 kN

Tabela IV.3. Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos Kt numéricos no modelo painel P1B com carga aplicada de 1,5 kN

Tabela IV.4. Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos Kt numéricos no modelo painel P1B com carga aplicada de 2,5 kN

Tabela IV.5. Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos Kt numéricos no modelo painel P1A com carga aplicada de 50 kN

Tabela V.1. Comparação dos fatores de concentração de tensão experimental e numérico no painel P1A

Tabela V.2. Comparação dos fatores de concentração de tensão experimental e numérico no painel P1B

Tabela VI.1. Profundidade de penetração no painel considerando o impacto de outra embarcação no costado do FPSO

Tabela VI.2. Diâmetros considerados para o indentador

Tabela VI.3. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 5 mm e compressão 0,1 mm

Tabela VI.4. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 10 mm e compressão 0,1 mm

Tabela VI.5. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 15 mm e compressão 0,1 mm

Tabela VI.6. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 20 mm e compressão 0,1 mm

Tabela VI.7. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador e o dano aplicado com compressão de 0,1 mm

Tabela VI.8. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 5 mm e compressão 1,0 mm

Tabela VI.9. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 10 mm e compressão 1,0 mm

Tabela VI.10. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 15 mm e compressão 1,0 mm

Tabela VI.11. Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador e o dano aplicado com compressão de 1,0 mm

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

Os últimos anos foram extremamente favoráveis para a indústria naval em todo o mundo. As encomendas nacionais se elevaram e os estaleiros tiveram sua capacidade de produção ocupada, mesmo após investimentos em estaleiros em vários países. No segmento de plataformas, situações similares estiveram presentes. No que tange à demanda, a elevação dos preços de petróleo ao longo das décadas, além de elevar as encomendas de petroleiros, acarretou em grande evolução nas aquisições de estruturas e equipamentos para produção *offshore*. Além disso, a grande busca por reservas de hidrocarbonetos levou as empresas petrolíferas a buscar fontes não convencionais de petróleo, especialmente reservatórios em águas profundas e ultra profundas. Esta evolução levou importante crescimento do uso de plataformas *offshore* em todo o mundo. O aumento da escala de operações no mar e uma relativa difusão da atividade exploratória em águas profundas por diversas províncias petrolíferas (Ásia, África, Oceania, América do Sul e Golfo do México) fizeram com que o mercado de estruturas flutuantes apresentasse uma das principais taxas de crescimento da indústria [1].

No Brasil, devido à importância do desenvolvimento das descobertas em lâminas d'água na fronteira de 1.000 metros no início dos anos 80, foi necessário o desenvolvimento de plataformas flutuantes. As plataformas flutuantes ganharam importância, conforme as buscas em águas profundas e ultra profundas foram se tornando uma realidade para a indústria petrolífera. Estas plataformas são encontradas em diversos tamanhos, formatos e capacidade de produção. Plataformas semisubmersíveis, TLP (*Tension Leg Platform*), Mini TLP, Spar e FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*) são algumas das principais estruturas que se desenvolveram, mas com impulso bastante amplo após os anos 90. Com flexibilidade para atuar em lâmina d'água pouco profunda (100 metros), ou viabilizar logísticas para atuar em mares mais revoltos, ultra profundos (3.000 metros de lâmina d'água) e/ou longe de infraestrutura fixa de transporte, as distintas opções de produção e perfuração flutuante ganharam grande espaço no *upstream* (exploração e produção de petróleo) da indústria petrolífera.

As descobertas na camada pré-sal da costa brasileira ampliaram o interesse pela indústria naval *offshore* no Brasil. O potencial das descobertas, em termos de volumes de encomendas e de possíveis impactos tecnológicos é considerado bastante expressivo. Do lado da demanda, as perspectivas são bastante favoráveis para a contratação de embarcações de apoios às plataformas de produção de petróleo e gás natural. Atualmente, os grandes desafios estão nas áreas do pré-sal, a 300 km da costa, em profundidades que variam de 2 a 6 mil metros de lâmina d'água (considerando o poço). Essa distância implica em uma demanda cada vez maior por embarcações mais velozes e de maior porte. Um dos impactos na alta do preço do petróleo foi a viabilização da exploração *offshore* distante da costa, uma vez que os custos de produção nessas regiões são elevados [2].

O Brasil torna-se então, um dos grandes exportadores de petróleo e um líder mundial da produção de energia. O cenário elaborado pelo Sindicato Nacional da Indústria da Construção e Reparação Naval e *Offshore* (Sinaval), leva em conta que

entre 2011 e 2018, a meta da Petrobras era ampliar a produção de petróleo no Brasil de 2,1 milhões de barris por dia para 3,07 milhões de barris diários. Há vários projetos listados que demandarão novas plataformas e embarcações de apoio. A Petrobras é responsável por 91% do volume extraído no Brasil, incluindo os campos onde são estabelecidas parcerias com empresas privadas. De acordo com as projeções da estatal, sua produção de petróleo cresceu em ritmo mais acelerado a partir de 2016, quando foi prevista a entrada de sete plataformas do pré-sal da Bacia de Santos. A companhia espera chegar a 2020 com um volume de 4,2 milhões de barris por dia, dobrando a produção no período, e serão necessários mais 35 sistemas de produção, e em 2035 deve atingir 6,0 milhões de barris por dia, ou seja, um terço do crescimento líquido da produção mundial de petróleo, fazendo do Brasil o sexto produtor mundial. A necessidade de compensar o declínio da produção dos campos de petróleo existentes é o que motiva principalmente os investimentos petrolíferos a montante até 2035 [3].

I.1 - Objetivos e Aplicações do Trabalho

O crescimento da produção *offshore* de petróleo e a tendência da exploração em águas profundas têm impactado diretamente o mercado de embarcações de apoio que, impulsionado pelo aumento da exploração e produção *offshore*, passa por um processo de crescimento da demanda global.

Os sucessivos avanços tecnológicos obtidos na exploração de petróleo em águas profundas tornaram necessária a expansão e modernização da frota de apoio às plataformas e embarcações voltadas à exploração de hidrocarbonetos. No final dos anos 90, foi lançado pela Petrobras o Programa de Renovação da Frota de Apoio Marítimo (PROREFAM), com o objetivo de reduzir a dependência dos afretamentos de embarcações estrangeiras e construir embarcações no Brasil com índice de nacionalização de 75%. O programa previu a construção de 146 embarcações entre 2008 e 2014, sendo 64 do tipo AHTS (*Anchor Handling Tug Supply*), que são rebocadores de plataformas de petróleo e operam com o manuseio de âncoras, 64 PSV (*Platform Supply Vessel*), que são embarcações que realizam o transporte de suprimentos para as unidades marítimas, e 18 ORSV (*Oil Spill Recovery Vessel*), que são as embarcações de suporte às atividades de contingência de derramamento de óleo. As perspectivas para o desenvolvimento da navegação de apoio marítimo no Brasil são ainda mais promissoras quando se leva em consideração a descoberta dos campos petrolíferos na região do pré-sal. De acordo com o plano estratégico da Petrobras, quase 300 novas embarcações de apoio marítimo serão necessárias até 2020 para atender à demanda criada pela exploração e produção das reservas de pré e pós-sal [4].

Além da idade média elevada da frota mundial (em torno de 25 anos), outro fator que estimula a sua renovação são as especificações das embarcações em atividade, uma vez que apenas um quarto da frota é apto a prestar serviços em águas profundas. O deslocamento da produção de petróleo para águas profundas e ultra profundas tem priorizado as embarcações de maior capacidade de carga, maior potência, mais recursos para operações de manobra, autonomia, segurança e rapidez no atendimento a plataformas em alto-mar.

Nas bacias de produção de petróleo na costa brasileira, existe uma grande concentração de plataformas, e conseqüente aumento do tráfego de embarcações nestas regiões do mar. Além disso, embarcações de apoio e navios aliviadores se aproximam muito destas plataformas, criando um quadro propício para colisões. Assim, o risco de colisão entre embarcações tem crescido bastante, acarretando em danos que resultam na formação de trincas na região danificada.

O presente trabalho aborda a colisão entre uma embarcação de apoio PSV (*Platform Supply Vessel*) e uma Plataforma de Petróleo do tipo FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*). O objetivo é avaliar a concentração de tensão na região danificada pela colisão. É então apresentado um estudo numérico-experimental com modelos em escala reduzida para avaliar danos [5].

Será apresentado um modelo numérico com a definição de seus parâmetros geométricos, propriedades do material, condições de contorno e carregamento e malha de elementos finitos. O modelo de elementos finitos reproduz a colisão, entre o painel de costado de um FPSO e uma embarcação de apoio do tipo PSV, a fim de avaliar o fator de concentração de tensão resultante no painel sob carregamento cíclico de tensão uniaxial.

Os fatores de concentração de tensão nas regiões danificadas podem acarretar a nucleação de trincas, já que essas embarcações operam por um longo período, sob carregamento dinâmico em função da flexão cíclica da viga-navio.

No Capítulo II, é apresentada a revisão bibliográfica realizada no desenvolvimento deste trabalho. Inicialmente, são apresentados conceitos e definições sobre o estudo da fadiga, apresentando os fatores que influenciam a vida à fadiga, concentração de tensão e danos mecânicos, exemplificando defeitos do tipo *mossa*.

O Capítulo III apresenta os testes experimentais realizados. Foram fabricados dois modelos em escala reduzida, representativos de um painel de costado de um FPSO, para que esses modelos fossem danificados e testados para avaliação do comportamento da deformação na região danificada ao longo dos processos de introdução do dano e compressão longitudinal.

No Capítulo IV, é realizado o desenvolvimento do modelo numérico, com base no método dos elementos finitos, com o objetivo do cálculo dos fatores de concentração de tensão em painéis danificados. É apresentado um estudo detalhado de cada modelo numérico desenvolvido, considerando as propriedades do material, condições de contorno e carregamento e propriedades de contato, e assim são avaliados os resultados numéricos obtidos.

No Capítulo V, é realizada a correção numérico-experimental com o objetivo de validar o modelo numérico desenvolvido.

O Capítulo VI é apresentado um estudo paramétrico, que foi realizado com o objetivo de avaliar os fatores de concentração de tensão em função de diferentes diâmetros do indentador, profundidades de dano e carga aplicada.

Por fim, no Capítulo VII são apresentadas as conclusões obtidas após o desenvolvimento do trabalho, e recomendações para trabalhos futuros.

I.2 - Plataformas de Petróleo do tipo FPSO

Os FPSOs (*Floating, Production, Storage and Offloading*) são navios com capacidade para processar e armazenar o petróleo, e prover a transferência do petróleo e/ou gás natural. No convés do navio, é instalada uma planta de processo para separar e tratar os fluidos produzidos pelos poços. Depois de separado da água e do gás, o petróleo é armazenado nos tanques do próprio navio, sendo transferido para um navio aliviador periodicamente, conforme Figura I.1.

Esses tipos de navios surgiram por causa da necessidade de exploração em águas profundas e o término de vida útil de navios petroleiros. São utilizados em locais de produção distantes da costa, normalmente com inviabilidade de ligação por oleodutos e gasodutos.



Figura I.1: FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*) e Navio Aliviador [6]

O aumento da escala de operações no mar e uma relativa difusão da atividade exploratória em águas profundas por diversas províncias petrolíferas (Ásia, África, Oceania, América do Sul e Golfo do México) fizeram com que o mercado de estruturas flutuantes apresentasse uma das principais taxas de crescimento da indústria [7]. Uma parte desse sucesso está associada à sua flexibilidade logística, que permite avanço da produção sem estruturas de transporte fixas, através de FPSOs [8].

A projeção de mercado para 2018, de plataformas de produção de petróleo *offshore*, é a estimativa de investimentos de US\$ 99 bilhões no período, com uma expansão de 138% em relação aos cinco anos anteriores [9]. As plataformas de

produção tipo FPSO representarão 80% do mercado, considerando quantidade de unidades instaladas e os investimentos de capital.

Relatório divulgado pelo Sindicato Nacional da Indústria da Construção e Reparação Naval e *Offshore* (SINAVAL, 2010) [6] aponta para um potencial destacável para a indústria local. Segundo o relatório, a demanda por estruturas para operação nas atividades de exploração e produção é estimada em cerca de 150 unidades até 2020. As encomendas estimadas da Petrobras atingem 95 unidades. Do total, as Plataformas tipo FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*) representam a maior parte, com 15 unidades [10].

I.3 - Embarcações de Apoio do tipo PSV

A navegação de apoio *offshore* fornece o apoio logístico às unidades de exploração e produção de petróleo. Esse apoio logístico é feito, também, pelo ar por helicópteros para transportar pessoas ou pequenas cargas, mas é pelo mar que se concentra a parte principal do apoio logístico, levando às unidades de exploração e produção os insumos necessários à operação destas. Esse tipo de embarcação necessita, geralmente, de alta capacidade de manobra próximo às plataformas a fim de evitar colisões. Além disso, faz-se necessário um sistema de posicionamento dinâmico eficiente devido às possíveis condições climáticas adversas que as embarcações possam vir a enfrentar em operação [11].

Os navios do tipo PSV (*Platform Supply Vessel*) são navios especializados no apoio às plataformas de perfuração ou produção. Sua principal função é transportar suprimentos para as plataformas e geralmente retornar com cargas para a costa. Este tipo de embarcação opera em mar aberto e em condições severas. Uma embarcação de apoio como o PSV é uma embarcação que opera 24 horas por dia. Geralmente, o PSV opera de forma fixa durante a maior parte do tempo (realizando operações de carga e descarga). Atualmente, essas embarcações estão se tornando maiores e mais complexas do que as antigas, e ainda incorporaram em seus projetos habilidades específicas como recuperação do derramamento de óleo e combate a incêndios, entre outros. Para operações de transferência de carga e descarga, o PSV se aproxima lateralmente da unidade marítima. Essa transferência ocorre normalmente através de estruturas auxiliares, como é o caso de mangotes, além de bombas, guindastes e equipamentos em geral. Na Figura I.2, tem-se um exemplo de um PSV.



Figura I.2: Embarcação do Tipo PSV [12]

As embarcações do tipo *Supply* possuem o maior quantitativo e constituem as principais embarcações efetivamente em operação no apoio marítimo no Brasil. As principais classes da frota brasileira são o PSV, o LH (*Line Handling*) e AHTS (*Anchor Handling Tug Supply*), conforme ilustrado na Tabela I.1, distribuído por classe, em 2012.

Tabela I.1: Quantidade de embarcações por classe em 2012 [12]

Classe	Quantidade
AHTS	17
CREWBOAT	2
DSV	3
FSV	1
LH	33
MPSV	2
ORSV	8
PLSV	2
PSV	83
RSV	4
SV	10
UT	14
WSV	2
Não informada	13
TOTAL	194

A frota brasileira de *Supply* passou de 56 para 121 embarcações entre 2006 e 2011, conforme ilustrado na Figura I.3. Com a incorporação das embarcações em construção no âmbito do PROREFAM, essa frota deverá atingir 267 embarcações [14]. Já a frota estrangeira afretada é composta por 223 embarcações. A Figura I.4 ilustra as embarcações construídas no Brasil nos últimos dez anos por tipo.

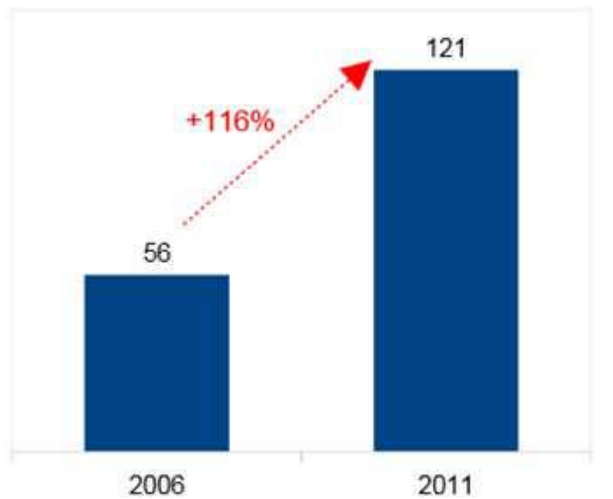


Figura I.3: Evolução da Frota Brasileira de *Supply* 2006 x 2011 [13]

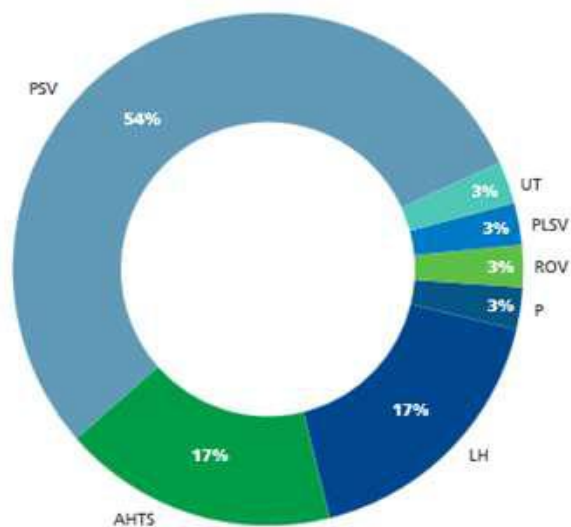


Figura I.4: Embarcações construídas no Brasil por tipo [15]

A despeito do maior quantitativo de rebocadores e empurradores autorizados para a navegação de apoio marítimo, os *Supply* constituem as principais embarcações efetivamente em operação no apoio marítimo no Brasil.

CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo é dividido em seis partes. A primeira parte (item II.1) aborda as colisões em operações *offshore*. O item (II.2) é dedicado à definição e conceitos dos modos de falha, com ênfase no fenômeno de fadiga. O item seguinte (II.3) aborda a falha por fadiga, apresentando conceitos importantes dentro do escopo do presente trabalho. A quarta parte (II.4) descreve o efeito de concentração de tensão na vida à fadiga e são apresentados os conceitos de fator de sensibilidade ao entalhe. O item (II.5) é dedicado aos danos mecânicos, com abordagens das variáveis associadas ao dano e a sua relação com a falha por fadiga, e com enfoque nos danos tipo *mossa*. Na última parte (II.6), foi o apresentado o método dos elementos finitos.

II.1 –Colisões em Operações *Offshore*

A colisão entre embarcações pode levar à nucleação de trincas ao longo da vida útil das embarcações, e representa um fator de risco, acarretando no comprometimento da integridade estrutural das embarcações.

Colisões com embarcações dedicadas ou embarcações passantes representam uma constante ameaça para as instalações *offshore*. As colisões mais frequentes, isto é, contato entre plataformas *offshore* e barcos de apoio, geralmente causam somente danos menores, embora impactos significantes terem sido reportados em casos raros. Impacto externo, não relacionado à plataforma e barcos/navios, tem o risco na maioria das vezes, dependente da sua localização. A Figura II.1 ilustra uma embarcação após uma colisão.



Figura II.1: Proa do *Big Orange XVIII* após uma colisão [16]

Além de conceber requisitos contra o colapso progressivo devido a uma carga de impacto, uma estrutura terá que preencher alguns outros requisitos. Isso deve governar as dimensões e a concepção de uma plataforma. Isso significa que a plataforma deve ter capacidade adicional extensiva em relação a um impacto por colisão, comparada a mínimos limites de concepção e assim, deve ter um excesso substancial de capacidade para resistir a colisões.

É relatada a existência de 6 casos de perda total de plataforma, desde 1980, devido a colisões. O mais completo estudo de colisões de navios foi o estudo do J. P. Kenny's,[17] relativo à proteção de instalações *offshore* contra impactos. Incidentes de colisão entre 1975 e 1986 foram analisados. Desde então, foram emitidas análises de todos os incidentes de colisão disponíveis. A Tabela II.1 mostra o número de incidentes por tipo de embarcação. Observa-se que as colisões envolvendo barcos de apoio correspondem a grande maioria do número de incidentes.

Tabela II.1: Incidentes por tipo de embarcação [13]

Tipo de Embarcações	Nº de Incidentes	%
Barcos de apoio	353	63,4
Bancos stand by	87	15,6
Outros atendimentos	74	13,3
Embarcações passantes	8	1,4
Não especificados	35	6,3
TOTAL	557	100

Em relação às causas dos incidentes de colisão, temos ilustrada a distribuição das principais categorias na Tabela II.2.

Tabela II.2: Principais causas de incidentes de colisão [15]

Causas	Nº de Incidentes	%
Fatores externos	82	14,7
Falha de controle mecânico	126	22,6
Falha humana	152	27,3
Falha assistida	15	2,7
Não especificada	182	32,7
TOTAL	557	100

Os diferentes tipos de embarcações que podem representar o perigo de colisão com uma plataforma *offshore* são mostrados na Tabela II.3, indicando o caso de embarcações de apoio.

Tabela II.3: Categoria de navios que podem causar colisão com plataformas offshore [18]

Traffic category	Vessel category	Remarks
Merchant	Merchant ships	Commercial traffic passing the area
Naval traffic	Surface vessels	Both warships and submarines
	Submerged vessels	Submerged submarines
Fishing vessels	Fishing vessels	Divided into vessels in transit and vessels operating in the area
Offshore traffic	Standby boats	Vessels going to and from other fields
	Supply vessels	Vessels going to and from other fields
	Offshore tankers	Vessels going to and from other fields
	Tugs	Towing of drilling rigs, flotels, etc.

Considerando o tráfego de embarcações de apoio relacionadas ao campo, a maioria das colisões ocorre a baixas velocidades enquanto as embarcações estão manobrando perto/em torno de uma plataforma. Esses impactos de baixa energia normalmente não irão ameaçar a integridade das plataformas. Embarcações podem também colidir com uma plataforma enquanto estão se aproximando desta. Isso pode ocorrer se, por exemplo, um barco de apoio está se dirigindo a uma plataforma, mas falha ao alterar o curso ou desacelera devido à falha de algum equipamento ou erro humano. O ponto é que às vezes o uso de sistemas de navegação baseado em satélite (GPS) significa que uma embarcação que fixa a rota em uma posição exata de uma instalação, irá inevitavelmente ir para cima desta, se tiver uma falha de controle e velocidade durante os estágios finais. Assim, muitos operadores requerem que barcos de apoio entrem na rota com pelo menos 500 metros da instalação (fora da zona de segurança), a fim de eliminar o potencial de colisão.

Como exemplo, em 2005, ocorreu uma colisão de um barco de apoio, iniciando um *blow out* (fluxo descontrolado de um poço de petróleo) e subsequente perda da Jaqueta Mumbai, causando redução de 25% da produção de óleo da Índia [19]. No Mar do Norte, a colisão entre a plataforma *West Venture* e o *Supply Vessel Far Symphony* (Figura II.2) resultou em uma energia cinética três vezes maior que a energia de projeto, portanto não ocorreu uma fatalidade.

Para manter o risco de colisão a um nível suficientemente baixo, regulamentações atuais especificam que uma instalação *offshore* deve ser projetada para impactos com navios de diversos tamanhos e velocidades.



Figura II.2: Proa do *Supply Vessel Far Symphony* após colisão com uma plataforma *offshore* [19]

No NCS (*Norwegian Continental Shelf*), 115 colisões foram reportadas no período de 1982 a 2010. Desde 2001, 26 colisões foram reportadas, correspondendo a 23% do total de colisões [20].

No transporte marítimo, muitas colisões ocorrem enquanto navios estão operando. Tendências indicam que embarcações *offshore* estão aumentando de tamanho, tal que uma colisão hoje é mais severa que as acontecidas em 1980. A introdução de proa bulbosa nos navios mais modernos resulta em um potencial de dano maior. A possibilidade de um impacto vertical é absolutamente grande em embarcações *offshore* operando perto/em torno de estruturas offshore se as condições ambientais foram desfavoráveis.

II.2 – Modos de Falha

Falha pode ser definida como a incapacidade de o componente corresponder à demanda que lhe é exigida. O desempenho do componente pode ser limitado de diversas maneiras, como um valor máximo de carga, acima do qual ocorre a ruptura do material, uma voltagem máxima, limitada pela capacidade de isolamento elétrico. As formas com que um componente estrutural pode falhar dependem do tipo de carregamento, tipo do material, condições ambientais, cuidados com a manutenção etc.

Os modos de falha podem ser distinguidos quanto à influência da idade do componente ou o tempo de aplicação da carga, quanto ao estudo da confiabilidade, a falha é definida pelo fato de que a funcionalidade do produto deixa de ser atendida em decorrência de algum evento.

O conceito de falha parte de uma definição funcional do sistema. A funcionalidade deve ficar bem definida no momento da definição dos requisitos de projeto. A falha é a situação em que o sistema deixa de atender e desempenhar a função para a qual foi projetado. Engloba uma falha por colapso total do sistema ou situações em que o sistema continua operando, mas fora da faixa tolerada.

Modos de falha independentes do tempo possuem igual probabilidade de ocorrer qualquer que seja a vida ou o tempo de uso do produto considerado. Ocorrem quando a estrutura sofre sobrecarga ou pico de solicitação. Falha por ruptura ou empenamento.

As falhas dependentes do tempo são caracterizadas por algum tipo de envelhecimento ou desgaste do material e perda gradativa das propriedades que tornam o material adequado ao uso. A fadiga é uma das principais falhas desse tipo, e nesse trabalho, será dado enfoque nesse assunto.

A fadiga é caracterizada pela redução da capacidade de carga de componentes estruturais pela ruptura lenta do material, através do avanço quase infinitesimal da trinca a cada ciclo. A fadiga ocorre pela presença de tensões que variam com o tempo, provocam deformações plásticas cíclicas localizadas. As deformações levam a uma deterioração do material, dando origem a uma trinca de fadiga, que cresce até atingir o tamanho suficiente para provocar a ruptura do material.

Existem relatados na literatura, fenômenos de ruptura por fadiga, que causaram acidentes em estruturas *offshore*, dentre eles pode-se citar o caso dos Navios *Liberty*, construídos nos Estados Unidos no início da Segunda Guerra Mundial. Os navios foram construídos utilizando-se a união de seções pré-fabricadas do casco por meio de solda. Ocorreram fraturas nos casos de 400 navios da frota, de um total de 2.700 navios do tipo *Liberty*. Em 20 navios, essas fraturas resultaram em perda total da embarcação.

Em alguns casos ocorreu fratura frágil ao longo das juntas soldadas, fazendo com que o navio se partisse em questão de segundos como pode ser visto na Figura II.3. As causas dos acidentes podem ser atribuídas à solda de má qualidade, à concentração de tensão nas escotilhas do convés e a materiais de construção inapropriados.



Figura II.3: Navio *Liberty* partido em dois [21]

II.3 – Fadiga de Metais

A fadiga é uma redução gradual da capacidade de carga do componente, pela ruptura lenta do material, consequência do avanço quase infinitesimal das fissuras que se formam no seu interior. Este crescimento ocorre para cada flutuação do estado de tensões. As cargas variáveis, sejam cíclicas ou não, fazem com que, ao menos em alguns pontos, tenhamos deformações plásticas também variáveis com o tempo. Estas deformações levam o material a uma deterioração progressiva, dando origem a uma macrotrinca, a qual cresce até atingir um tamanho crítico, suficiente para a ruptura final, em geral brusca, apresentando características macroscópicas de uma fratura frágil.

A resistência à falha por fadiga durante a sua vida útil é uma consideração importante, pois muitas estruturas estão sujeitas a cargas ou deflexões cíclicas. O acúmulo do dano provocado pela fadiga, que leva à falha final, é afetado por um número tão grande de variáveis que em geral é necessário testar a estrutura, seja em laboratório, seja no campo, para provar que ela é confiável.

O número de ciclos que o componente resiste depende do nível da solicitação, pois com uma maior carga dinâmica temos uma vida baixa, sensivelmente reduzida quando comparada com uma situação onde a solicitação cíclica é menor, o que leva a uma maior vida em fadiga.

Em componentes estruturais formados por materiais isentos de defeitos, no caso de existirem pontos com elevado nível de tensões, nestes irá desenvolver-se o processo de nucleação de trincas de fadiga, que pode levar à falha. Para que o processo de nucleação inicie é necessário (ao menos para os materiais dúcteis) que ocorram deformações plásticas, quer sejam estas generalizadas, quer sejam confinadas a um pequeno volume de material [22].

Nas estruturas bem projetadas, as tensões nominais devidas ao carregamento externo ficam dentro do regime elástico. No entanto, quer devido a descontinuidades geométricas, descontinuidades metalúrgicas ou ainda devido a sobrecargas quando em operação, o material não estará necessariamente respondendo, como um todo, de uma maneira elástica. Assim, uma análise plástica no estudo de fadiga torna-se necessária, ao menos para regiões do material próximas aos pontos onde temos concentração de tensão, pois nestes se desenvolve uma plastificação localizada, com o restante do material tendo ainda uma resposta elástica. Esses pontos com elevada concentração de tensão localizada (sob tensões acima do limite de escoamento), são mais favoráveis ao início do processo de nucleação das trincas de fadiga [23].

Toda ruptura de material tendo como sollicitação uma carga cíclica começa com a formação de micro trincas que, inicialmente, coalescem, ou crescem, propagando-se até atingir a tenacidade à fratura do material. Com isso, nota-se a importância de se estudar o mecanismo de formação de falha por fadiga em metais.

Entre os principais fatores para que ocorra a falha por fadiga nos materiais podem ser citados: a existência de tensões cíclicas ou flutuantes e o número de ciclos de aplicação de tensão suficientemente alto para que ocorram a nucleação e a propagação de uma trinca [24].

Para os ensaios de fadiga geralmente são utilizados ciclos de tensão senoidal. A Figura II.4 mostra três dos possíveis tipos de ciclos de tensão utilizados nesses ensaios. A Figura II.4 (a) ilustra o ciclo de tensão totalmente reverso de forma senoidal. A tensão média é nula, pois a tensão máxima de tração é igual a tensão mínima de compressão. Na Figura II.4 (b), a tensão mínima do ciclo é zero e, portanto, a tensão média é igual a tensão alternada. Neste caso, o ciclo de tensão é chamado pulsante. Qualquer outra combinação é conhecida como ciclo de tensão flutuante, conforme Figura II.4 (c).

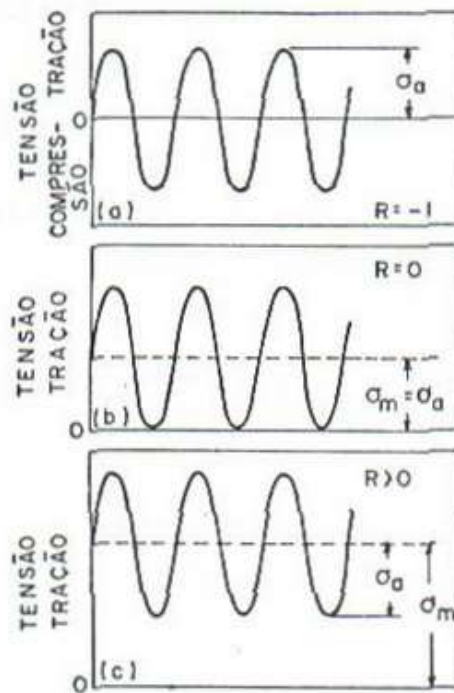


Figura II.4: Ciclos de tensão senoidal, geralmente utilizados em ensaios de fadiga (a) ciclo de tensão senoidal completamente reverso (b) ciclo de tensão senoidal flutuante (c) ciclo de tensão não senoidal [25]

Pode-se calcular a razão de tensões e a amplitude de tensões conforme definições e de acordo com a Figura II.5, e demais parâmetros que representam um carregamento cíclico:

$\Delta\sigma$ = diferença algébrica entre as tensões máxima e mínima, em um ciclo de tensão aplicado.

σ_a = diferença entre a tensão máxima e mínima dividido por 2, ou amplitude de tensões.

σ_m = média aritmética entre as tensões máxima e mínima, em um ciclo de tensão aplicado.

σ_{max} = tensão cujo valor algébrico é o maior possível, no ciclo de tensão aplicada. De tração, considerada positiva. De compressão, negativa.

σ_{min} = tensão cujo valor algébrico é o mais baixo no ciclo de tensão aplicada. De tração, positiva. De compressão, negativa.

R = razão entre a tensão mínima e a tensão máxima.

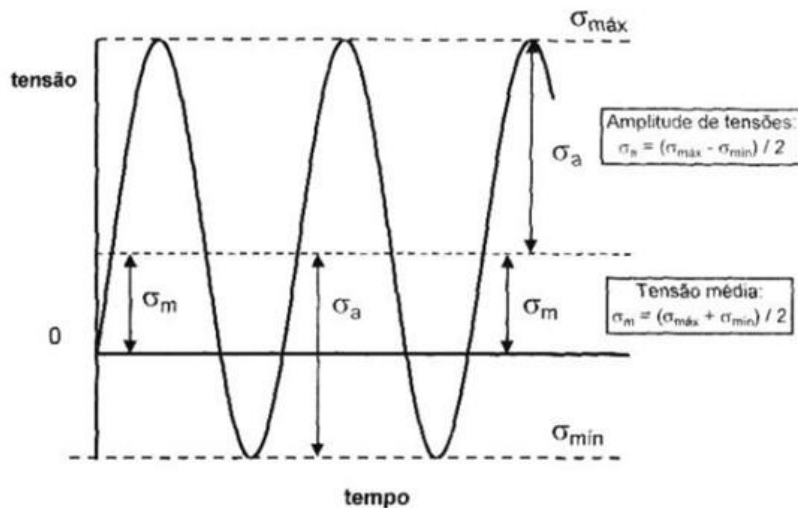


Figura II.5: Ciclo senoidal de tensões [25]

II.3.1 – Curva S-N

As Curvas S-N, ou Curvas de Wöhler, são diagramas que relacionam a amplitude de tensão aplicada (S) e o número de ciclos para a ruptura do material (N), conforme mostrado na Figura II.6. Wöhler constatou nestas curvas que a redução da amplitude de tensões aplicada nos corpos de prova aumentava o número de ciclos que o material é capaz de suportar antes de romper. Estas observações levaram-no ao conceito de limite de fadiga abaixo do qual, para uma determinada tensão, o material não romperá por fadiga. O patamar observado é observado para experimentos para materiais ferrosos.

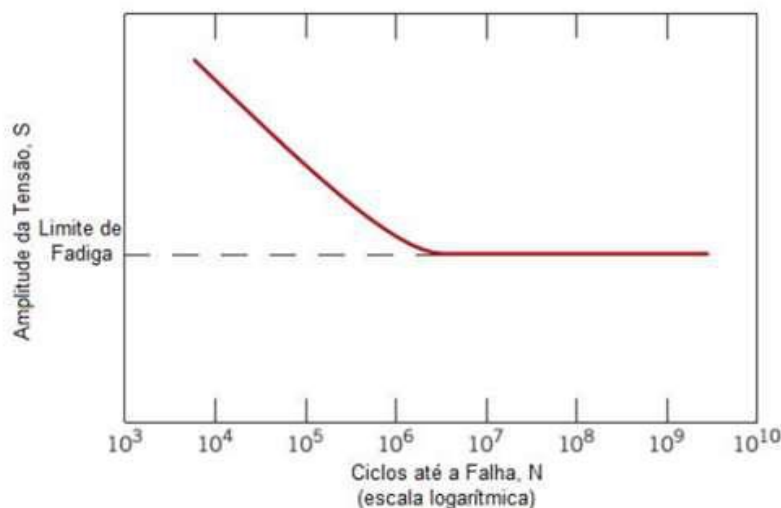


Figura II.6: Curva S-N de material que possui limite de fadiga [26]

Todavia, a utilização da metodologia proposta por Wöhler para ensaios de outros materiais, demonstrou que nem todos os materiais apresentam um limite de vida à fadiga, como o alumínio e suas ligas (metais não-ferrosos).

Em projetos e normas, o limite de fadiga pode admitir outro patamar ou tendência, a favor do conservadorismo, e também se adequando às condições mais severas, como por exemplo, em ambientes marinhos (mais corrosivos), com climas adversos, com mais solicitação da estrutura.

A curva S-N pode ser apresentada utilizando escalas nos eixos cartesianos S-N, S-logN e logS-LogN. A escala logarítmica é a mais utilizada uma vez que facilita a comparação dos dados, pois esta é capaz de representar curvas de diferentes materiais em uma mesma forma. Essa é dependente do material e pode ser representada de diferentes maneiras como mostrado na Figura II.7.

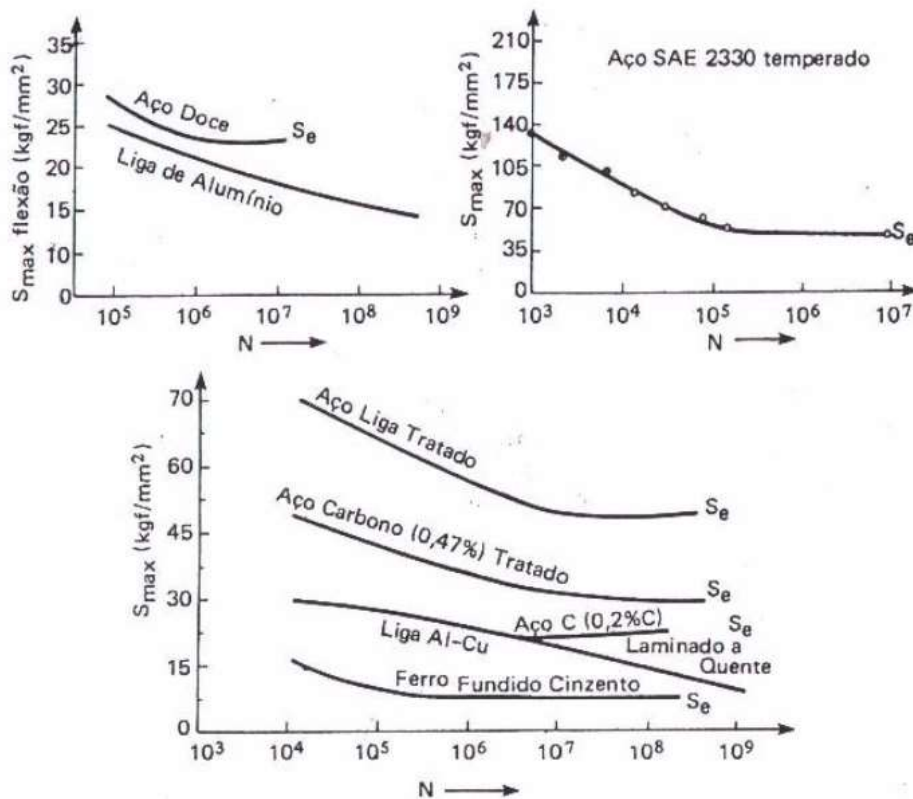


Figura II.7: Exemplos de diferentes curvas S-N para diversos materiais [26]

O método padrão é utilizado nos casos em que se dispõe de poucos corpos de prova, de forma que deve se ensaiar um ou dois corpos para a determinada tensão, de forma que no primeiro atinge-se a vida útil preestabelecida e no segundo há o ensaio para uma tensão superior. Nesses casos, utiliza-se, normalmente, a equação de Basquin (II.1) [27].

$$S_f = CN^b$$

(II.1)

onde S_f é a resistência à fadiga, N o número de ciclos para que a falha ocorra sob essa amplitude de tensão, e C e b são constantes características do material.

O método para levantamento da curva S-N sob amplitude de tensão constante, há a seleção de algumas tensões para as quais se ensaiam diversos corpos de prova de forma que se obtêm para cada tensão diversos pontos, como mostrado na Figura II.8. Assim, traça-se uma curva média que melhor se ajuste a esses pontos.

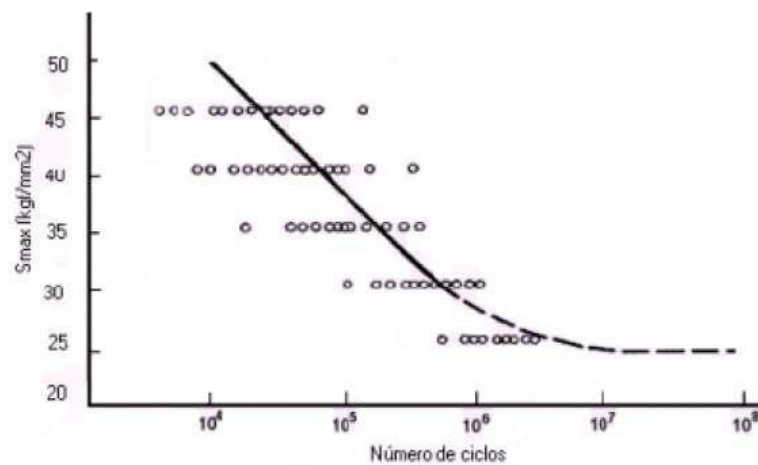


Figura II.8: Levantamento da curva para tensão constante [27]

Outro parâmetro que caracteriza o comportamento à fadiga de um material é a vida em fadiga. Esta é o número de ciclos que causará a falha para um determinado nível de variação de tensão. Os dados das curvas S-N podem ser obtidos tanto de curvas reais, como de curvas modeladas a partir de propriedades estatísticas do material, conforme Figura II.9.

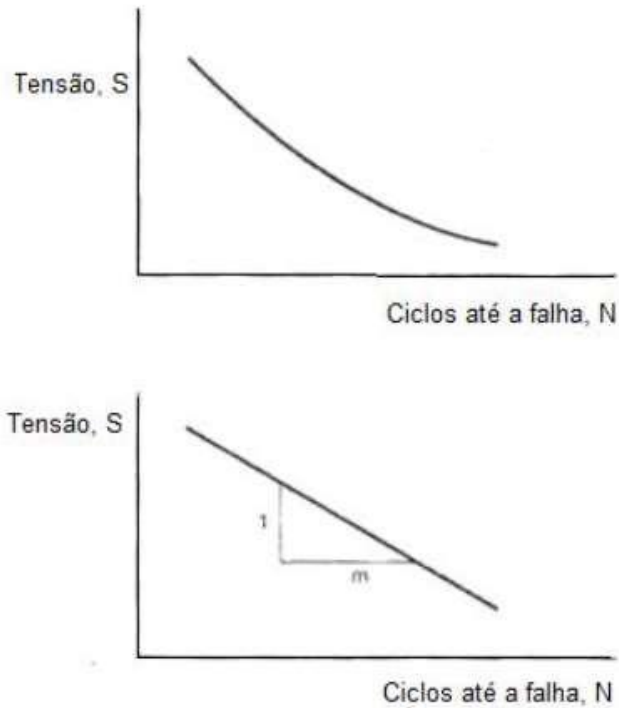


Figura II.9: Curva S-N real e modelada [27]

Devido à natureza probabilística do fenômeno de fadiga, técnicas estatísticas vêm sendo desenvolvidas para determinar o comportamento em fadiga em termos de técnicas de probabilidade. Uma destas técnicas é a representação das curvas S-N de um dado material com várias curvas, sendo que cada um representa uma probabilidade de falha. Na Figura II.10, é possível visualizar esta técnica, onde P é a probabilidade de falha.

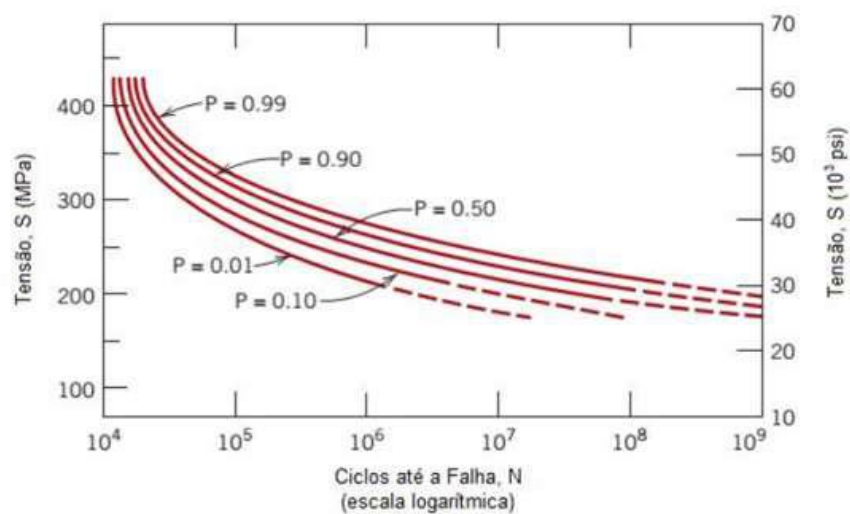


Figura II.10: Curva S-N utilizando probabilidade de falha [28]

Para a obtenção de uma curva S-N devem ser realizados um número elevado de testes de fadiga, em que os corpos de prova são submetidos a solicitações cíclicas de magnitudes especificadas e os números de ciclos até a falha são registrados.

A fadiga de alto ciclo normalmente é caracterizada a partir de 10^4 ciclos, envolvendo tensões globalmente elásticas, com deformações plásticas extremamente localizadas. No caso de fadiga de alto ciclo, os dados da curva S-N tendem a seguir uma relação linear, quando representados em uma escala log-log.

Vidas em fadiga abaixo de 10^3 ciclos caracterizam normalmente o regime de fadiga de baixo ciclo, onde são observadas deformações plásticas macroscópicas. Nesse caso, os testes de fadiga devem ser conduzidos com ciclos controlados de deformação, ao invés de ciclos de tensão e, os resultados são analisados em curvas ϵ -N. Para estruturas *offshore*, análise da fadiga de alto ciclo é mais relevante, de acordo com os critérios de projeto, que preveem longos períodos de operação.

Quando não são disponíveis dados experimentais para a determinação da curva S-N, é necessária a realização de aproximações baseadas em dados de ensaios de tração. Considerando a curva S-N em escala logarítmica, pode-se definir a resistência à fadiga (S_f) para números de ciclos entre 10^3 e 10^6 por meio de uma linha reta ligando ($f \cdot S_u$) em $N = 10^3$ ciclos e S_e em $N = 10^6$ ciclos. O valor de f varia com o valor do limite de resistência à tração (S_u), conforme mostrado na Tabela II.4 Para essa aproximação, as constantes C e b são dadas pelas equações II.2 e II.3:

$$C = \frac{(f \cdot S_u)^2}{S_e} \tag{II.2}$$

e

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_u}{S_e} \right) \tag{II.3}$$

Tabela II.4: Variação de f com o valor do limite de resistência à tração (S_u) [28]

S_u (MPa)	f
414	0,93
621	0,86
828	0,82
1380	0,77

Outra aproximação considera que a curva S-N, em escala log-log, pode ser obtida por uma linha reta ligando a tensão real de ruptura no ensaio de tração (σ'_f) em $N = 1$ ciclo e S_e em $N = 10^6$ ciclos. Nesse caso, as constantes C e b são obtidas pelas equações II.4 e II.5:

$$C = \sigma'_f \tag{II.4}$$

e

$$b = -\frac{1}{6} \log\left(\frac{\sigma'_f}{S_e}\right) \tag{II.5}$$

No caso de aços, a tensão real de ruptura no ensaio de tração (σ'_f) pode ser obtida, aproximadamente, pela equação II.6:

$$\sigma'_f = S_u + 345 \text{ MPa} \tag{II.6}$$

As curvas S-N apresentam a limitação de não fornecerem as contribuições relativas à iniciação e à propagação das trincas na vida total em fadiga. Tal limitação dificulta o entendimento do comportamento de estruturas com trincas pré-existentes ou com entalhes agudos. A mecânica da fratura linear elástica, através do conceito de fator de intensidade de tensões (K_{IC}), passou a ser uma alternativa para suprir as limitações apresentada pelas curvas S-N e tornou-se uma ferramenta de grande importância para a análise da propagação de trincas de fadiga.

II.3.2 – Tipos de Ensaio de Fadiga

Os ensaios convencionais têm sido feitos através do carregamento cíclico de um corpo de prova em determinadas faixas de tensão, registrando-se o número de ciclos até a falha. Os ensaios são realizados em equipamentos apropriados com corpos de prova padronizados pelas normas, conforme ilustrado na Figura II.11. Os resultados geralmente são plotados em uma curva S-N.

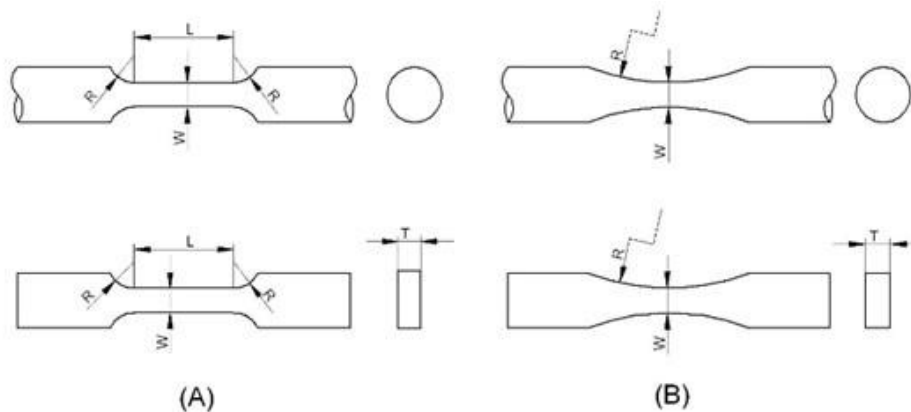


Figura II.11: Representação esquemática de corpos de prova para ensaios de fadiga [28]

Dos ensaios mecânicos, os mais aplicados em testes de fadiga, compreendem os seguintes carregamentos: axial (tração-compressão), quatro pontos, três pontos, flexo-rotativa, torção e flexão.

O ensaio de fadiga axial é realizado em uma máquina de tração que possui um programa específico para controle da frequência e da carga aplicada durante o teste.

Devido ao tipo de distribuição de tensões, para propagação de trincas superficiais, utiliza-se o ensaio de fadiga por flexão em quatro pontos.

Quando se utilizam cargas mais elevadas no ensaio de fadiga por flexão em quatro pontos, esse ensaio é denominado ensaio de fadiga por flexão em três pontos. Sua desvantagem é que há necessidade de alinhamento entre o ponto de máxima tensão e o centro, pois, a tensão máxima ocorre entre os apoios e terá o maior valor no centro.

No ensaio de fadiga flexo-rotativa, a tensão média, σ_m , é nula e a amplitude de tensão, σ_a , é igual à máxima tensão aplicada. A região em rotação entre as partes submetidas à flexão fica sujeita a um momento fletor ao longo de todo o seu comprimento. Desse modo, qualquer ponto da superfície sofre uma reversão de tensão completa. Nesse caso, quando o corpo de prova está sob compressão máxima na posição superior, na posição inferior vai estar sob tração máxima. O ciclo é repetido na frequência de rotação da máquina e a tensão segue uma lei senoidal.

Além de ensaios mecânicos, simulações numéricas são aplicadas para o estudo de fadiga. As suas vantagens estão na diminuição dos custos e do tempo para simular os efeitos esperados.

II.3.3 – Fatores que Influenciam a Fadiga

A determinação das curvas de fadiga é dependente não somente do tipo de sollicitação aplicada, cuja amplitude pode ser cíclica ou não, como da frequência da

solicitação e de propriedade mecânicas e metalúrgicas que caracterizam o comportamento do material.

O limite de fadiga depende fortemente da composição química, estrutura granular, das condições de conformação mecânica e do tratamento térmico do material. Alguns resultados de curvas S-N obtidos com diversos materiais e tratamentos térmicos podem ser vistos na figura II.12.

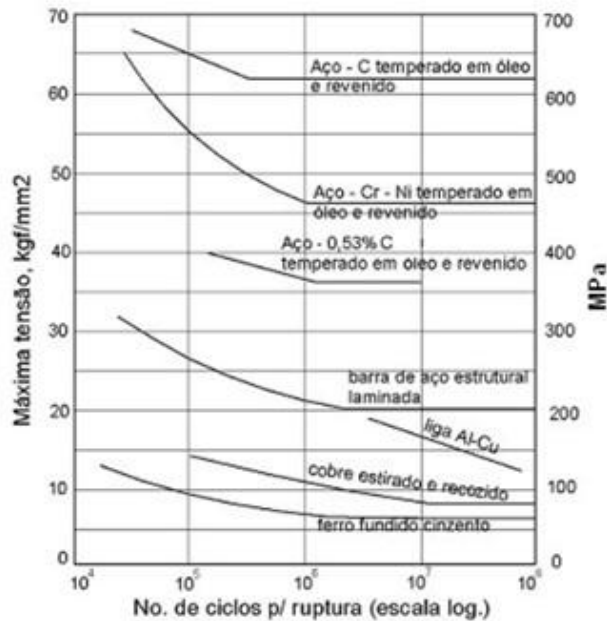


Figura II.12: Curvas S-N típicas para metais com diferentes tratamentos térmicos e composições químicas [29]

Os processos de iniciação e propagação da trinca são extremamente influenciados pela condição microestrutural do material. Descontinuidades e/ou vazios, por exemplo, podem se tornar pontos de iniciação de trincas. Os contornos de grãos podem agir como barreiras para a evolução de trincas. Estes e outros fatores relacionados à forma e composição da microestrutura do material terão influência fundamental na vida à fadiga da peça.

O aspecto mais importante quanto à geometria da peça é a presença de variações geométricas ao longo dessa, pois elas originam, nos pontos de mudança dimensional, principalmente bruscas, o aparecimento de regiões de concentração de tensões. A resistência à fadiga de componentes é seriamente reduzida pela introdução de concentradores macroscópicos, tais como furos e entalhes. Ensaios de fadiga têm demonstrado que a presença de pontos de concentração afeta acentuadamente a resistência à fadiga de componentes. A influência e os aspectos gerais envolvendo os concentradores de tensão serão discutidos com mais profundidade no item II.4.

Como já foi exposto anteriormente, o fenômeno de fadiga ocorre onde os componentes estão sujeitos a tensões cíclicas, originadas por carregamentos também cíclicos.

II.3.4 – Métodos de Avaliação da Vida à Fadiga

Uma vez que tenham sido determinadas as propriedades de resistência à fadiga do material utilizado, é necessário avaliar qual a resistência do componente ao fenômeno, levando em consideração os aspectos relativos ao carregamento real imposto. Para se determinar a vida à fadiga então é necessário primeiro extrair uma série de carregamentos de média e amplitude conhecidos, o que normalmente é realizado através da técnica *Rainflow Counting*. Com o carregamento estratificado então, usa-se a Regra do Acúmulo de Danos, ou Lei de Miner, que fará então o somatório dos danos acumulados em função de cada carregamento. Ambas as ferramentas serão discutidas a seguir.

O método de *Rainflow Counting* descreve como se devem determinar as tensões alternadas em um ciclo de carregamento irregular. Devem-se equacionar danos resultantes de ciclos de carregamentos irregulares, onde se tem a amplitude variando ao longo do tempo. Para aplicar a regra linear de acúmulo de danos, equação de Miner, é necessário identificar o valor da tensão alternada para cada evento (um evento é composto por várias cargas de intensidade diferentes aplicadas em um único ciclo).

Na Figura II.13 (a), tem-se um carregamento irregular aplicado a um corpo de prova com entalhe, Figura II.13 (b). O ciclo da deformação resultante do carregamento é mostrado na Figura II.13 (c). A identificação das tensões alternadas com a utilização do método *Rainflow Counting* inicia-se a partir do pico mais elevado de deformação (ponto 1), da Figura II.13 (c), até o ponto 2, onde se tem a primeira inversão no sentido da curva. Traça-se uma linha horizontal a partir do ponto 2 até a interseção com a primeira curva, ponto 2'. Segue-se novamente esta nova curva até a sua próxima inversão, isto é, até o ponto 4. Ao traçar uma linha horizontal a partir do ponto 4, da esquerda para a direita, não se tem mais nenhuma interseção com a curva de deformação. Então neste ponto, deve-se inverter o sentido, seguindo a curva do ponto 4 até o ponto 5. Traça-se uma linha horizontal a partir do ponto 5 até o ponto 5', primeira interseção desta linha, e a partir do ponto 5' segue-se a curva até o ponto 1'. Ao se realizar o procedimento descrito anteriormente completou-se o primeiro *loop* de histerese (1,4,1'), mostrado na Figura II.13 (d).

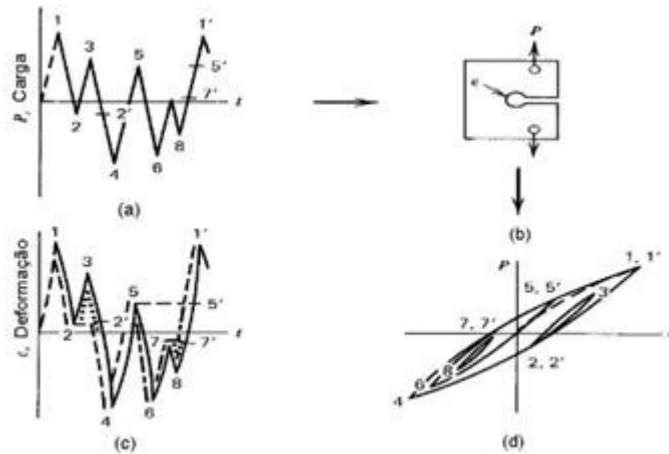


Figura II.13: Carregamento aleatório aplicado a um corpo de prova entalhado [29]

II.3.5 – Regra Linear de Acúmulo de Dano (Lei de *Miner*)

Já se discutiram aspectos relativos à fadiga restritos a condições de amplitude constante e frequência constante. Na verdade, a maioria dos componentes em uso experimenta situações de carregamento de amplitude e frequência variáveis. O fundamento desta avaliação se baseia no fato de que a fadiga é um processo de acúmulo de danos ao material, até que certo dano máximo tolerável seja atingido. Em outras palavras, o fenômeno de fadiga é considerado como a degradação da vida do material sob carregamento cíclico. O modelo de dano linear não se preocupa com o aspecto físico da fadiga, apenas fornece uma maneira empírica de prever a vida à fadiga após um carregamento complexo. Este método é geralmente conhecido com regra de Palmgren-Miner, ou simplesmente “Teoria do Dano Cumulativo Linear”. Pela regra de Miner [29], a soma de todas as frações de vida é igual à um (equação II.7), ou seja:

$$\sum_{i=1}^k n_i / N_i = 1, \text{ ou } n_1 / N_1 + n_2 / N_2 + n_3 / N_3 + \dots + n_k / N_k = 1, \quad (\text{II.7})$$

onde:

k = número de níveis de tensão no carregamento;

N_1, N_2, \dots, N_i = vida à fadiga correspondente ao nível de variação de tensão;

n_1, n_2, \dots, n_i = número de ciclos no correspondente nível de tensão;

n_i / N_i = dano.

Esta regra é capaz de representar com certa precisão vários materiais, mas premissas básicas devem ser consideradas. A principal suposição é que a taxa de acúmulo de dano em qualquer nível não depende do histórico de carregamento anterior do material, ou seja, o dano por ciclo é o mesmo no início ou no fim da vida à fadiga, a um dado nível de variação de tensão.

Apesar das limitações, a regra de Palmgren-Miner é muito usada como uma orientação preliminar, pois no momento não existe uma alternativa prática mais simples e versátil como a regra linear de acúmulo de dano. As outras teorias desenvolvidas são mais trabalhosas de usar, às vezes de aplicação limitada, e não existem dados experimentais seguros que indiquem que uma teoria seja melhor do que as outras. Assim é recomendada a regra de Palmgren-Miner, porém tendo-se em mente as limitações da regra e as dispersões inerentes do processo de fadiga.

II.3.6 – Efeito das Tensões Médias

A presença de uma tensão média altera a resistência à fadiga de um material conforme mostrado na Figura II.14, ou seja, o dano à fadiga está relacionado com a amplitude de tensão aplicada, assim como com a tensão média. Percebe-se uma diminuição da resistência à fadiga de um material quando há atuação de uma tensão média positiva sobre ele. Contrariamente, sob a atuação de uma tensão média negativa há o aumento da resistência à fadiga, uma vez que a tensão média atua de forma a fechar as trincas presentes.

Na região de fadiga de alto ciclo, as tensões médias têm um efeito significativo na vida à fadiga dos componentes.

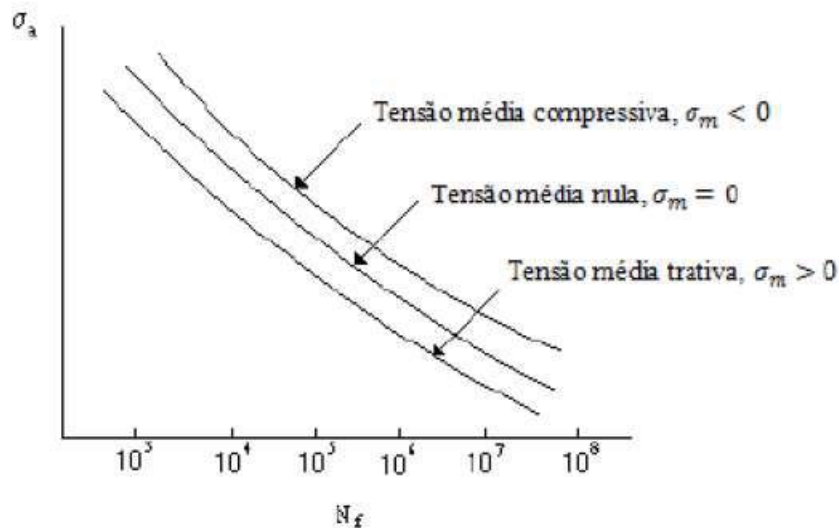


Figura II.14: Efeito da tensão média na vida em fadiga [29]

Os ensaios de fadiga são realizados com valores de R (razão de tensão) constantes, onde R é a razão entre a tensão mínima (σ_{\min}) e a tensão máxima (σ_{\max}). A curva de fadiga do material é determinada para um carregamento cíclico alternado, onde a tensão média normalmente é zero ($\sigma_m = 0$), caracterizado por ciclos de tensão completamente reversos, onde $R = -1$.

No caso de um carregamento intermitente, a tensão média varia a todo instante, sendo que quando a tensão média aumenta e a amplitude permanece constante, a

tensão máxima aumenta e, se esta tensão máxima for de tração, a vida à fadiga será severamente reduzida. Sendo assim é fundamental que em uma análise da vida de um componente seja considerada uma correção para a variação da tensão média. Três diagramas de vida constante, que representam a variação da amplitude de tensão com a tensão média para um ciclo N constante, são os modelos mais comuns para a correção da tensão média em materiais de engenharia, principalmente para fadiga de alto ciclo. A Figura II.15 mostra os diagramas, cujas fórmulas são dadas a seguir:

- Critério de Soderberg (1939)

$$\sigma_a = \sigma_{a/\sigma_m=0} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_e} \right] \quad (\text{II.8})$$

- Critério de Goodman modificado (1899)

$$\sigma_a = \sigma_{a/\sigma_m=0} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right] \quad (\text{II.9})$$

- Critério de Gerber (1874)

$$\sigma_a = \sigma_{a/\sigma_m=0} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^2 \right] \quad (\text{II.10})$$

onde:

σ_a = amplitude de tensão;

$\sigma_{a/\sigma_m=0}$ = amplitude de tensão para carregamento alternado ($\sigma_m = 0$ e $R = -1$);

σ_m = tensão média;

σ_e = limite de escoamento;

σ_R = limite de resistência.

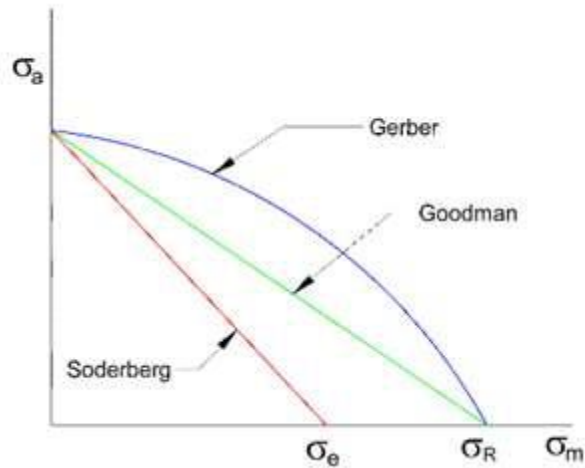


Figura II.15: Curvas de vida constante para fadiga constante com tensão média zero [30]

Soderberg dá uma estimativa conservadora para a maioria das ligas de engenharia existentes. A Curva de Goodman concorda com grande aproximação com as observações experimentais para materiais frágeis, mas é conservadora para materiais dúcteis. Entretanto, é não-conservadora para tensões médias compressivas, o que pode ser contornado ao se assumir que estas tensões médias não têm efeito benéfico na vida à fadiga. E o Modelo de Gerber é geralmente apropriado para materiais dúcteis sob tensão média de tração, mas não distingue as diferenças na vida à fadiga devida a tensões de tração ou de compressão.

Há também o critério de escoamento, que pode ser escrito pela equação II.11 como:

$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1, \text{ ou } \sigma_a + \sigma_m = \sigma_y \quad (\text{II.11})$$

A tensão média é observada por meio de uma reta a 45° a partir do eixo das abcissas, conforme mostrado na Figura II.16. A tensão de escoamento (S_y) é indicada em ambos os eixos, já que representa o critério de falha caso a tensão média seja maior que a tensão de escoamento.

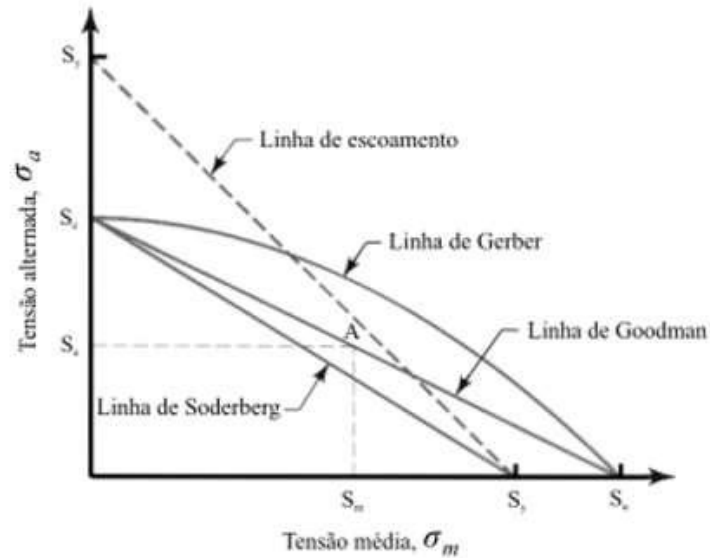


Figura II.16: Diagrama com quatro critérios de falha [30]

A linha de Gerber é utilizada normalmente para metais dúcteis e para elevados números de ciclos. No entanto, muitas vezes, o diagrama de Goodman é adotado, já que resultados de testes experimentais em corpos de prova com entalhes ficam próximos a essa linha, e visa a um maior conservadorismo.

II.3.7 – Limite de Resistência à Fadiga

A resistência à fadiga de um componente mecânico depende das propriedades do material e dos detalhes do ponto crítico da peça. O ideal é testar a peça sob cargas reais de trabalho, mas como isto raramente é possível, em geral é necessário se estimar a sua resistência à fadiga, conforme mostrado na Figura II.17, que sugere a existência de uma correlação entre o limite de resistência a fadiga (S'_e) com limite de resistência à tração (S_u).

Caso a resistência do material seja conhecida, avalia-se o efeito dos diversos parâmetros que afetam a vida à fadiga (do ponto crítico) da peça, senão também se estima a resistência do material.

A resistência à fadiga (S_e) não é uma constante do material, mas sim uma função não-linear de N , que é o número de ciclos de vida à fadiga. A vida à fadiga decresce muito com o aumento da sollicitação. Esse limite representa o maior valor de amplitude da tensão alternada que não causará falha no material, ainda que para um infinito número de ciclos.

No caso de um elemento estrutural, o limite à fadiga é referido como S_e , enquanto S'_e corresponde ao limite de resistência à fadiga do corpo de prova padronizado.

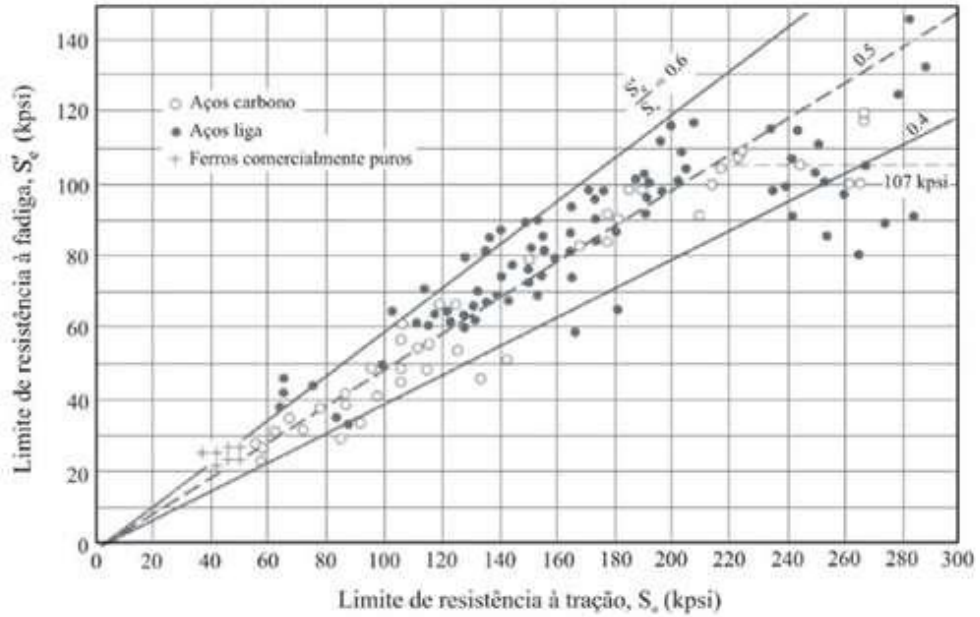


Figura II.17: Gráfico do limite de resistência à fadiga versus o limite de resistência à tração obtida a partir de resultados experimentais [31]

Na ausência de dados experimentais, o limite de resistência à fadiga dos aços pode ser obtido de forma aproximada. Normalmente, varia de 40 a 60% do limite de resistência à tração para aços com até, aproximadamente, 1.400 MPa (200 kpsi) de limite de resistência à tração. Para aços com limite de resistência à tração (S_u) maior que 1.400 MPa, o limite de resistência à fadiga pode ser adotado como aproximadamente 700 MPa (100 kpsi), conforme indicado nas equações abaixo.

$$S'_e = 0,5 S_u, \text{ para } S_u \leq 1400 \text{ MPa} \quad (\text{II.12})$$

e

$$S'_e = 700 \text{ MPa}, \text{ para } S_u > 1400 \text{ MPa} \quad (\text{II.13})$$

O limite de resistência à fadiga (S_e) de um elemento estrutural pode então ser obtido a partir de S'_e com a consideração de fatores que caracterizam as condições reais da peça em estudo como indicado na equação abaixo.

$$S_e = (k_a k_b k_c k_d k_e) S'_e \quad (\text{II.14})$$

onde K_a corresponde ao fator de acabamento superficial, K_b o fator de correção de tamanho, k_c o fator de correção de carregamento, K_d o fator de correção de temperatura e K_e o fator de correção devido a outros efeitos. O fator de correção de acabamento superficial pode ser estimado pela equação II.15:

$$k_a = a S_u^b \quad (II.15)$$

Os valores a e b podem ser obtidos na tabela abaixo para diversos acabamentos superficiais.

Tabela II.5: Parâmetros para o fator de correção de acabamento superficial (K_a) [31]

Acabamento Superficial	a		b
	(kpsi)	(MPa)	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou trefilado	2,70	4,51	-0,265
Laminado	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fator de correção de tamanho (K_b) associa o diâmetro do corpo de prova com a estrutura real, de forma que caso a peça apresente uma geometria específica, é necessária a aplicação do conceito de diâmetro efetivo, obtido pelo volume do material submetido a 95% da carga máxima para o mesmo volume do corpo de prova.

O fator de correção de carregamento (K_c) expressa a confiabilidade esperada no limite de resistência à fadiga da peça. Para uma confiabilidade de 50%, esse fator é igual a 1.

O fator de correção de temperatura (K_d) é utilizado quando uma peça é projetada para trabalhar em altas temperaturas. Geralmente, há uma ligeira queda da resistência à fadiga para temperaturas de 200 a 250 °C, e uma queda acentuada para valores acima de 250 °C. Quando se realizam ensaios com temperaturas inferiores à do ambiente, há um aumento da resistência à fadiga do material do corpo de prova.

O fator de correção devido a outros efeitos (K_e) pode ser aplicado, por exemplo, no caso de a peça possuir em sua geometria desvios que podem gerar concentradores de tensão como ângulos retos, cantos vivos, tratamentos térmicos e entalhes. Neste trabalho, esse fator de correção será abordado de forma a considerar o efeito da concentração de tensão na resistência à fadiga, definido pela equação II.16.

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (\text{II.16})$$

onde K_e equivale ao fator de correção devido a outros efeitos e K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga (ou fator de redução da resistência à fadiga). Assim, o limite de resistência à fadiga para elementos estruturais com as devidas correções é definido pela equação II.17:

$$S_e = \left(\frac{k_a k_b k_c k_d}{K_f} \right) S'_e \quad (\text{II.17})$$

II.3.8 – Tensões Residuais

São as tensões que permanecem nas peças quando todas as solicitações externas são removidas. Elas modificam a curva S-N. Normalmente, essas tensões aparecem em peças submetidas a diferentes processamentos mecânicos e/ou térmicos. Uma das principais causas do aparecimento das tensões residuais é a ocorrência de deformações plásticas na peça.

A tensão residual compressiva em relação à resistência por fadiga é muito similar ao comportamento das tensões estáticas presentes na superfície do material. Essa tensão estática aumenta a resistência à fadiga e retarda o surgimento de trincas, sendo benéfica.

Um exemplo típico é o aparecimento de tensões residuais próximo da superfície de uma peça submetida em processos de esmerilhamento ou jateamento que causam o escoamento plástico do material próximo à superfície.

II.4 – Concentração de Tensão e Fadiga

Os componentes mecânicos possuem normalmente variações geométricas, como furos, entalhes, arredondamento de arestas entre outros, em função de sua aplicação, que são necessários e não podem ser eliminados do projeto da peça. Estas variações geométricas, conhecidas como entalhes, geram na sua região um efeito conhecido com concentração de tensões, que introduz uma descontinuidade na distribuição das tensões na região do entalhe, principalmente um considerável aumento do valor da tensão e um gradiente de redução desta tensão a partir da raiz do entalhe, fatores estes que afetam, como será mostrado a seguir, as propriedades de resistência à fadiga da peça [32].

A tensão máxima na região próxima à descontinuidade é proporcional à tensão nominal atuante, assumindo-se o comportamento elástico do material.

O fator de concentração de tensão (K_t) é o fator de proporcionalidade entre a tensão máxima local próxima à descontinuidade (σ_{max}) e a tensão nominal (σ_{nom}), conforme equação II.18 abaixo.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (II.18)$$

Como esse fator é definido assumindo-se o comportamento do material no regime elástico, percebe-se a sua dependência em relação à geometria e ao modo de carregamento.

Para estruturas reais, o valor do fator de concentração deixa de ser teórico (K_t), como calculado anteriormente pela equação acima, e passa a assumir um valor efetivo (K_f), chamado de concentração de tensão na ruptura, que é dependente também das propriedades do material.

Nos experimentos de fadiga, os entalhes produzem um efeito de concentração de tensões menor do que o previsto pela análise elástica teórica de forma que K_f é menor do que K_t , sendo que esta diferença entre os dois aumenta com a diminuição do raio do entalhe e do limite de resistência do material. O valor de K_f se aproxima do valor de K_t , para um raio de entalhe maior ou para materiais de maior resistência mecânica.

Para aplicações de engenharia, o fator K_f pode ser relacionado empiricamente ao fator K_t , através do fator de sensibilidade ao entalhe (q), conforme a equação II.19 abaixo.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (II.19)$$

Se $q = 0$, então $K_f = 1$, indicando que a concentração de tensão não influencia a resistência à fadiga da estrutura. Se $q = 1$, então $K_t = K_f$, onde K_f é o fator de concentração de tensão no caso de avaliação de vida em fadiga, que é o tema desse trabalho. Nesse caso, o fator de concentração de tensão teórico será considerado exclusivamente, o que representa ainda um critério conservador.

Assim, o fator de concentração de tensão em fadiga (K_f) pode ser obtido pelas equações II.20 e II.21:

$$K_f = q(k_t - 1) + 1 \quad (II.20)$$

$$K_f = \frac{S_f}{S_{nf}} \quad (II.21)$$

onde S_f e S_{nf} são os limites de resistência à fadiga de corpos de prova sem e com entalhe, respectivamente.

O fator de sensibilidade ao entalhe (q) varia com a severidade e tipo do entalhe, tamanho do corpo de prova, tipo de material, tipo de carregamento e nível de tensão. Na Figura II.18, são mostradas curvas de fator de sensibilidade ao entalhe (q) versus raio do entalhe (r), limitando-se a situações em que a profundidade do entalhe é menor que quatro vezes o seu raio. Observa-se que o fator de sensibilidade ao entalhe aumenta com o aumento do limite de resistência à tração.

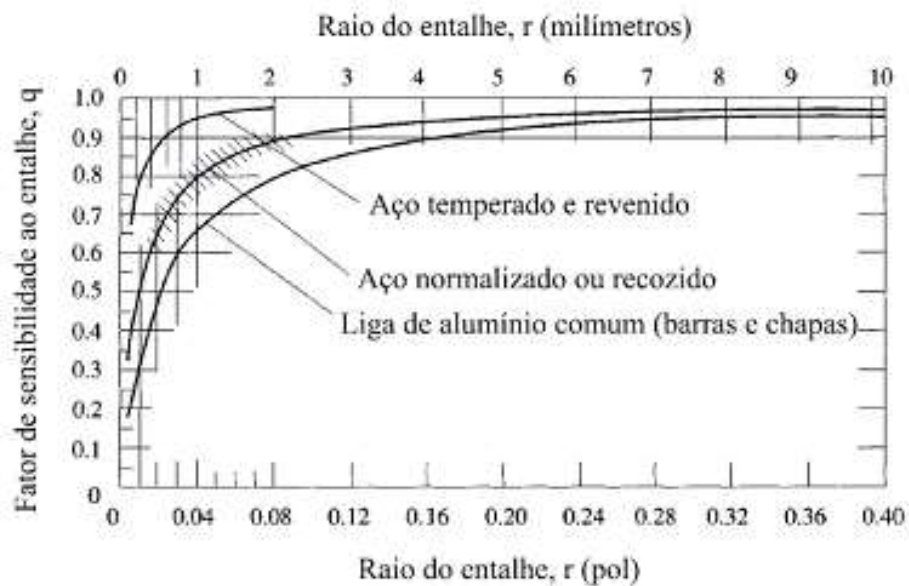


Figura II.18: Curvas para obtenção de valores médios do fator de sensibilidade ao entalhe [32]

II.5 – Danos Mecânicos

II.5.1 – Variáveis Associadas ao Dano

Os danos podem ser causados pelo impacto com vários tipos de objetos, em circunstâncias particulares, o que gera uma ampla faixa de defeitos resultantes. Os

atributos físicos do próprio dano – comprimento, largura, profundidade, direção etc. – podem variar amplamente. Os danos em painéis de costado de FPSO são, geralmente, causados pelo contato com outras embarcações, conforme descrito neste trabalho.

Um esforço significativo tem sido empenhado no estudo da causa de falhas decorrentes de danos mecânicos, incluindo trabalhos teóricos e experimentais, com o objetivo de desenvolver métodos de avaliação desses danos [33].

Seja um material submetido a tensões cíclicas, mesmo que estas tensões estejam abaixo do seu limite de ruptura, haverá um acúmulo de danos afetando a integridade física do componente, devido à ciclagem contínua. O acúmulo de danos conduz à formação de trincas que podem se propagar levando o material à fratura.

Para justificar a ruptura, precocemente observada de metais, em regime de deformação lenta, como consequência da existência de defeitos no material, foi considerado o dano, e foi definida uma variável escalar do material livre de defeitos, $D = 0$. Enquanto que, $D = 1$ corresponde a um estado de completa perda de integridade da estrutura interna do material.

Fisicamente, a degradação das propriedades mecânicas do material é resultado do surgimento e crescimento de micro defeitos, entre eles, micro poros, microfissuras e cavidades. Esses fatores associados com tensões aplicadas cíclicas são favoráveis ao aumento do dano por fadiga.

O modelo de dano supõe que o comportamento mecânico dos microporos e das microfissuras independe da orientação e dependem de uma variável escalar chamada variável de dano ou de degradação (D). Assim, a variável de dano é dada pela equação II.22:

$$D = \frac{A_D}{A} \tag{II.22}$$

onde A_D é a área com defeitos (fissuras) e A é a área total (nominal) da seção transversal, como apresentada na Figura II.19.

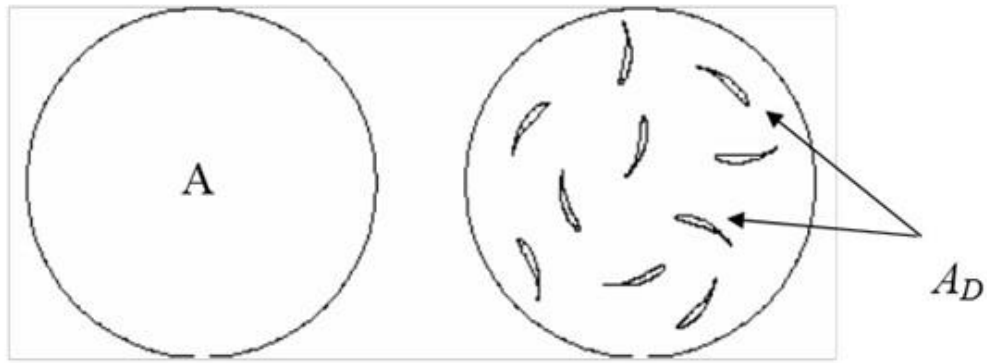


Figura II.19: Seção transversal nominal e degradada [34]

II.5.2 – Danos por Fadiga

Em um ensaio de fadiga, vê-se que o carregamento dinâmico é normalmente caracterizado por variações da amplitude de tensão, o que faz com que os danos provocados nos diversos ciclos devam ser somados para que a vida em fadiga do material seja avaliada.

Dessa maneira, a evolução linear do dano pode ser avaliada segundo a regra de Miner dos danos acumulados, admitindo-se que o dano por fadiga pode ser expresso em função da divisão do número de ciclos aplicados (n) pelo número de ciclos necessários para que a falha ocorra considerando a solitação correspondente (N). Essa regra é mostrada de acordo com a equação II.23, levando em consideração que a falha pelo acúmulo de danos por fadiga ocorre quando o valor de D é igual a um.

$$D = \sum_{i=1}^{N_c} \frac{n_i}{N_i} \quad \text{(II.23)}$$

onde n_i é o número de ciclos aplicado, N_i é o número de ciclos necessário para causar a falha para o carregamento i e N_c é o número total de carregamentos.

Essa regra tem como limitações o fato de que a taxa de acúmulo de dano em qualquer nível não depende do histórico do carregamento anterior do material, o que faz com o dano por ciclo no início ou no fim da vida à fadiga seja o mesmo, ou seja, há independência do nível de variação de tensão, da sequência do carregamento e desconsideração da interação dos danos. Mesmo com tais limitações, a regra de Miner aparece como a mais utilizada devido à sua facilidade de aplicação. Além disso, a regra de acúmulo linear pode ser aplicada tanto para evoluções de danos lineares como não lineares, quando o ensaio apresenta dois ou mais níveis de tensão, conforme mostra a Figura II.20.

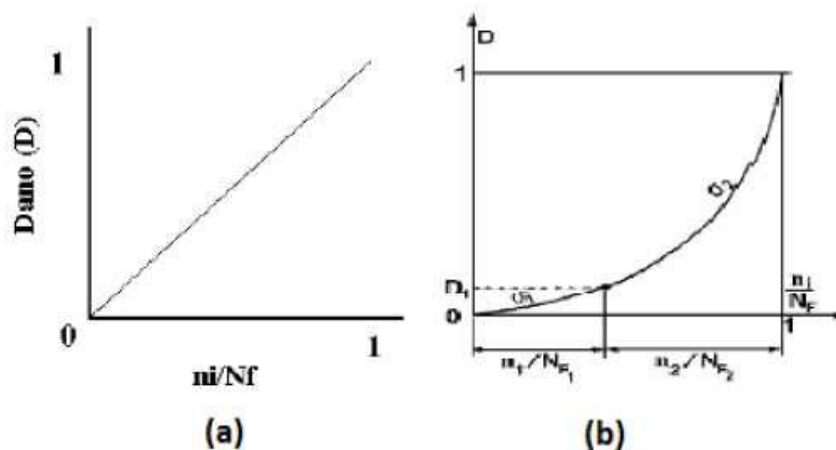


Figura II.20: (a) Evolução e acúmulo linear e (b) evolução não linear e acúmulo linear [35]

II.5.3 – Defeitos Tipo Mossa

Danos do tipo mossa estão associados a deformações plásticas permanentes. Uma mossa provoca uma concentração local de tensão e deformação na região danificada. A distribuição de tensões e deformações em uma mossa depende da sua profundidade, comprimento e largura.

O processo de introdução de uma mossa envolve tanto deformações elásticas como deformações plásticas. Com a remoção do objeto responsável pelo impacto (indentador), a mossa sofre um retorno elástico, chamado de “*springback*”, que consiste na redução da sua profundidade devido ao descarregamento elástico. Esse retorno elástico se deve tanto ao retorno local na região de contato com o objeto responsável pelo impacto, como ao retorno da ovalização induzida elasticamente durante a introdução da mossa [36].

A profundidade da mossa é o fator que exerce maior influência sobre a vida à fadiga de uma mossa simples. Quanto maior a profundidade da mossa, maior é a concentração de tensão e de deformação provocada, e menor a sua vida à fadiga. A profundidade da mossa é estipulada como a maior deformação provocada pelo contato com a embarcação de apoio. Em painéis de costado de FPSO, a introdução de uma mossa gerada pela colisão com uma embarcação de apoio pode reduzir a sua vida à fadiga. A profundidade relativa da mossa no painel pode ser obtida em relação à distância entre reforços do painel (d'/b), onde d' é a profundidade da mossa após retorno elástico (residual).

Tensões residuais são induzidas na região danificada devido às deformações plásticas atingidas no processo de introdução da mossa. Essas tensões são dependentes da história de carregamento e podem ter uma forte influência no crescimento de trincas por fadiga.

Finalmente, deve-se avaliar qual abordagem da vida à fadiga é mais apropriada ao estudo do fenômeno de fadiga de moedas. A vida em serviço de uma estrutura pode ser estimada com base no número de ciclos necessários para causar a iniciação da trinca por fadiga ou a propagação da trinca por fadiga até a falha. A abordagem da iniciação da trinca presume que a fadiga deve ocorrer em uma estrutura inicialmente livre de defeitos evidentes, como um resultado de um número suficiente de ciclos de tensão atuando em um concentrador local de tensão (geométrico). Assim, a abordagem associada à fadiga com base na iniciação da trinca é apropriada para moedas simples. Nesse caso, assume que uma grande fração do número de ciclos até a falha (N) é consumida para formar uma trinca, enquanto que a fração de N consumida na propagação da trinca através da estrutura pode ser ignorada. A abordagem da vida à fadiga com base na propagação da trinca é mais apropriada para moedas combinadas com outros defeitos [37].

II.6 – Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma análise matemática que consiste na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos, mantendo as mesmas propriedades do meio original por meio da subdivisão de um sistema complexo em múltiplos sistemas discretos interligados por “nós”. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos, para que sejam obtidos os resultados desejados.

A formulação do Método dos Elementos Finitos pode ser baseada no método dos deslocamentos, em modelos de equilíbrio, ou em métodos híbridos e mistos. De todos estes métodos, aquele que apresenta uma maior simplicidade e, conseqüentemente, uma maior versatilidade é o método dos deslocamentos [38].

A formulação do Método dos Elementos Finitos requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir a integral sobre um domínio complexo (de volume V) por um somatório de integrais estendidas a subdomínios de geometria simples (de volume V_i). Esta técnica é ilustrada com o seguinte exemplo, que corresponde ao integral de volume de uma função f

$$\int_V f \, dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f \, dV \quad (\text{II.24})$$

Na equação II.24, pressupõe-se que

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (\text{II.25})$$

Se for possível calcular todas as integrais estendidas aos subdomínios V_i , basta efetuar o somatório correspondente ao segundo membro da equação II.24 para se obter a integral estendida a todo o domínio. Cada subdomínio V_i corresponde a um elemento finito de geometria simples, isto é: segmento de reta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo.

CAPÍTULO III - TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais foram conduzidos no Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS), da COPPE/UFRJ. Inicialmente, os testes foram realizados para simular os danos em modelos reduzidos, com o objetivo de avaliar o comportamento da deformação ao longo do processo de carregamento, e assim calibrar o modelo numérico que foi desenvolvido e analisado (Capítulo IV). A partir dos resultados desses testes, o comportamento das deformações na região danificada foi avaliado.

III.1 - Introdução

Foram fabricados dois modelos, em escala reduzida, representativos da geometria de um painel de costado de um FPSO, de aço de alta resistência AH36 [39]. Esses modelos foram danificados e testados em ensaios sob carregamento compressivo cíclico.

Os modelos foram mapeados considerando as imperfeições geométricas iniciais a serem introduzidas no modelo de elementos finitos, para correlação numérico-experimental.

O modelo identificado anteriormente como P1A, foi submetido a um teste de compressão, após introdução do dano, que provocou, inesperadamente, rompimento do painel, com necessidade de reparo do mesmo. Esse painel foi soldado para que pudesse ser reaproveitado e testado novamente.

A geometria dos painéis P1A e P1B foram mapeadas de forma a analisar, e representar no modelo numérico, correspondente as imperfeições geométricas associadas ao processo de fabricação dos painéis. Ambos foram submetidos à indentação realizada na parte central entre reforços, para simular a colisão com uma embarcação. No modelo painel P1A, foi realizada uma indentação de 9,5 mm, e no modelo painel P1B, foi realizada um indentação de 2,6 mm, utilizando-se um indentador com extremidade semi-esférica de 17,5 mm de diâmetro.

Os testes foram realizados em uma máquina servo-hidráulica (Instron – série 8802) sob carregamento de compressão para avaliação dos fatores de concentração de tensão na região dos danos, prescrevendo-se cargas de 1,5 kN e 2,5 kN.

Nos modelos, foram fixados extensômetros elétricos (*strain gages*), para que as deformações, ao longo da aplicação do carregamento, fossem avaliadas na região do dano.

Os valores de deformações são os principais parâmetros de correlação entre os testes experimentais e simulações numéricas.

III.2 - Propriedades Geométricas dos Modelos Reduzidos

Os painéis em escala reduzida foram fabricados utilizando chapas de aço finas de 1,0 mm de espessura onde existem seis reforços do tipo “T”, igualmente espaçados, compostos por almas e flanges de 0,7 mm e 1,0 mm de espessuras nominais, respectivamente, soldados aos painéis, e a estrutura então é posicionada em uma base provisória com o uso de uma resina pastosa. Após a solidificação da resina, o painel é retirado da base provisória e posto em uma base definitiva, apropriada para encaixe na estrutura para a realização de testes de indentação e compressão [39]. O painel é ilustrado nas Figuras III.1 e III.2.



Figura III.1 – Painel com seus reforços fixados na base provisória para solidificação da resina

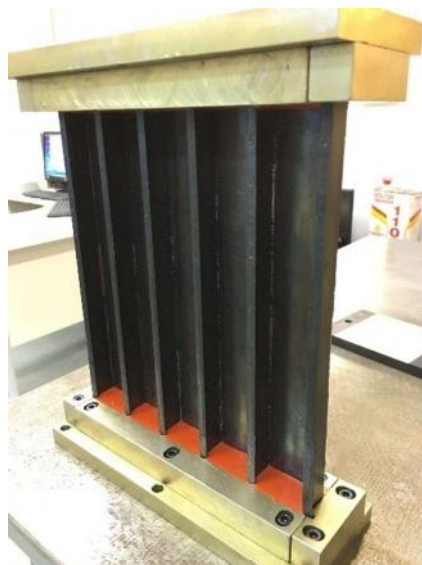


Figura III.2 – Painel fixado na base definitiva, pronto para a realização dos testes experimentais

O dimensionamento dos modelos de painéis utilizou como referência painéis de costado de FPSOs, estimando-se os valores médios para embarcações reais e então reduzidos conforme escala de 1:20. O comprimento médio nominal da seção transversal do painel é 220 mm, conforme mostrado na Figura III.3. As dimensões reais dos painéis diferem ligeiramente das dimensões nominais previstas, devido ao processo de fabricação.

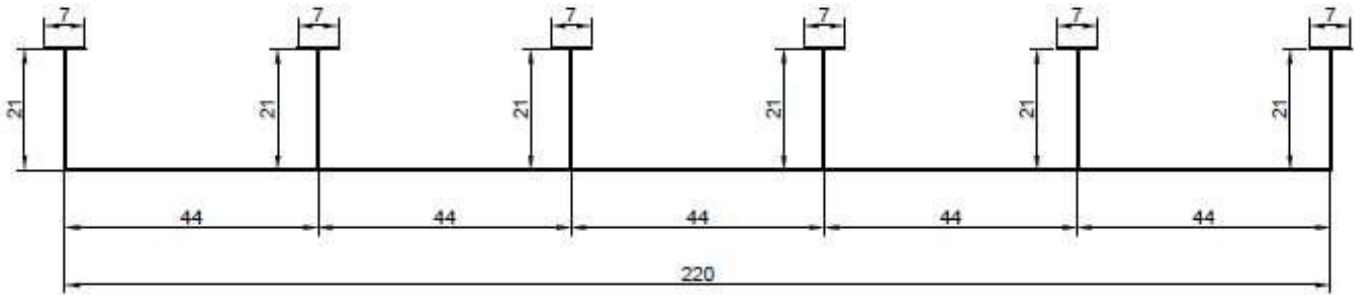


Figura III.3 – Esquema de uma seção transversal do painel em escala reduzida, com dimensões médias nominais (em mm)

III.3 - Propriedades do Material

O material utilizado na fabricação dos modelos foi o aço de alta resistência AH36. As propriedades médias do aço obtidas a partir de ensaios de tração são apresentadas na Tabela III.1 [40]. A Figura III.4 apresenta a curva média de tensão real versus deformação plástica logarítmica obtida.

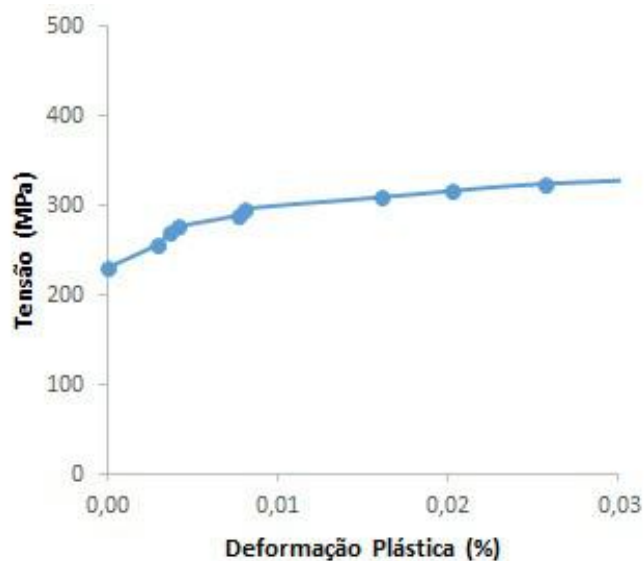


Figura III.4 – Gráfico tensão versus deformação plástica logarítmica do aço utilizado na fabricação dos painéis

Tabela III.1 – Propriedades mecânicas do aço utilizado na fabricação dos painéis

E (GPa)	ν	σ_p (MPa)	$\sigma_y^{(1)}$ (MPa)	σ_u (MPa)
207,8	0,3	230	410	582

⁽¹⁾ offset de 0,2%

III.4 - Instrumentação

Para que as deformações fossem levantadas com precisão, foram fixados extensômetros elétricos (*strain gages*) sobre a superfície externa dos modelos ao redor das regiões danificadas dos painéis P1A e P1B. Os extensômetros foram posicionados na seção central dos painéis, na parte externa, entre dois reforçadores, alinhado com o centro do painel.

Os modelos foram instrumentados com cinco extensômetros triaxiais (E1, E2, E3, E4 e E5) do tipo roseta, onde os três eixos formam ângulos de 45° entre si.

Em ambos os modelos (painéis P1A e P1B), a instrumentação compreendeu quatro extensômetros (E1, E2, E3 e E4), na área ao redor da região central (danificada) posicionados simetricamente, a aproximadamente 21,2 mm em relação ao local do dano. Um quinto extensômetro (E5) foi posicionado simetricamente em relação ao centro da região do painel na parte externa entre os dois reforçadores. As Figuras III.5 e III.6 mostram a instrumentação dos modelos painel P1A e painel P1B.

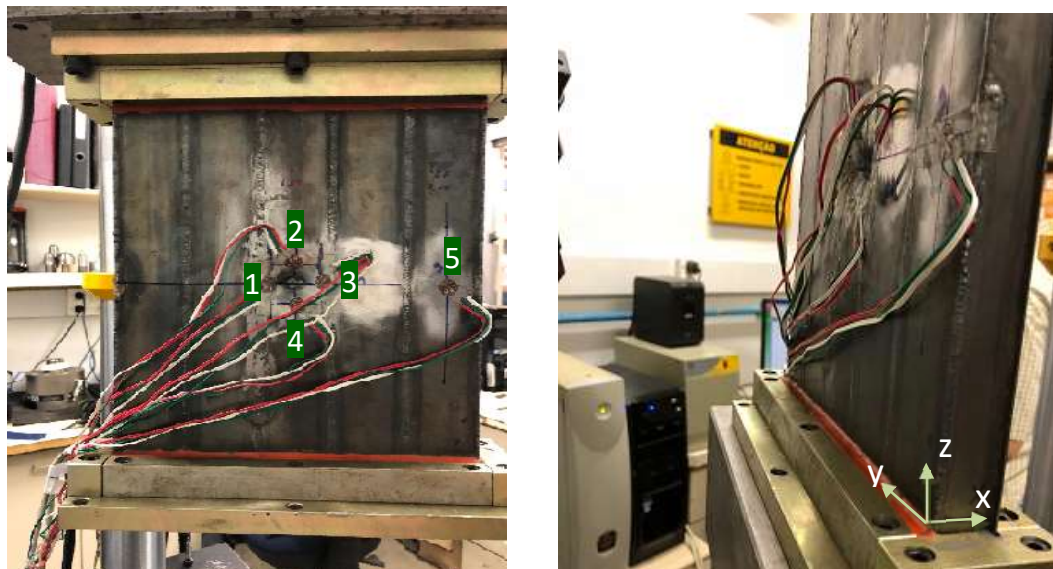


Figura III.5 – Instrumentação do modelo painel P1A já danificado: (a) vista do painel com a numeração e localização dos extensômetros triaxiais (b) vista lateral do painel com os eixos de referência

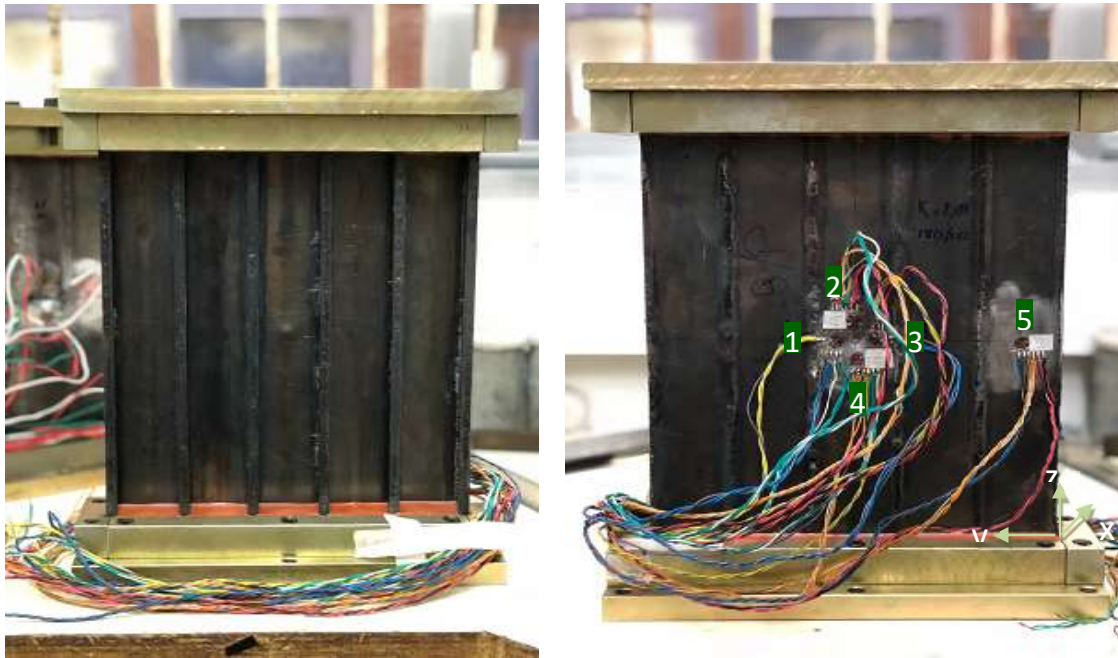


Figura III.6 – Instrumentação do modelo painel P1B após indentação: (a) vista do painel com os reforçadores (b) vista com a numeração e localização dos cinco extensômetros triaxiais e eixos de referência

Na Tabela III.2, são apresentadas as posições dos extensômetros que foram colados nos modelos para a realização dos testes.

Tabela III.2 – Posição dos extensômetros nos painéis P1A e P1B

<i>Strain gage</i>	<i>y (mm)</i>	<i>z (mm)</i>
E1	129,6	120,1
E2	112,2	141,1
E3	91,8	120,0
E4	112,2	99,0
E5	24,4	120,3

O objetivo dos testes experimentais foi calcular os valores dos fatores de concentração de tensão nos pontos onde os extensômetros (E1, E2, E3 e E4) foram colados.

Conforme mencionado anteriormente, o painel P1A foi reparado devido ao dano gerado inadvertidamente, durante um teste experimental. Após reparado, os painéis P1A e P1B foram submetidos à indentação realizada na parte central entre reforços, para simular a colisão com uma embarcação. No modelo painel P1A, foi realizada uma indentação de 9,5 mm, correspondente à razão escolhida (d'/b) = 21,5%, e no modelo painel P2, foi realizada uma indentação de 2,6 mm, correspondente à razão escolhida

$(d'/b) = 6\%$, onde b é a distância entre os reforçadores (44 mm), conforme mostrado na Figura III.3.

O dano de 9,5 mm, aplicado anteriormente ao teste de indentação no painel P1A, foi realizado com o objetivo de introduzir uma moossa similar à provocada pelo impacto de outra embarcação, como o bulbo de um PSV. No modelo painel P1B, foi introduzida uma moossa, durante o teste experimental, de 2,6 mm, utilizando-se um indentador com extremidade semi-esférica com 17,5 mm de diâmetro, apresentado na Figura III.7.



Figura III.7 – Indentador semi-esférico com 17,5 mm de diâmetro, utilizado para a indentação dos painéis P1A e P1B.

III.5 - Testes de compressão

Após a instrumentação, os modelos painel P1A e painel P1B foram submetidos a testes de compressão com o objetivo de investigação do comportamento das deformações na região danificada, para que fosse possível a obtenção das tensões máxima e nominal nos pontos indicados, para cálculo dos fatores de concentração de tensão do modelo danificado.

Para essa simulação, foi montado um aparato experimental composto de uma máquina servo-hidráulica (Instron – série 8802) com uma mesa de suporte rígido (Figura III.8). O modelo foi posicionado sobre essa mesa, com barras que o apoiam, de forma que a carga seja aplicada, com o objetivo de investigar o comportamento da deformação na região danificada.

Durante o teste, o deslocamento da mesa rígida foi controlado e monitorado pela máquina servo-hidráulica através de um transdutor eletrônico, e os sinais dos extensômetros foram transferidos para um sistema de aquisição de dados conectado a um computador.



Figura III.8 – Aparato utilizado para os testes nos painéis

O teste no painel P1A foi realizado com a aplicação de cinco ciclos de carga, com uma taxa de carregamento de 2,5 kN/min. A carga aplicada foi de 2,5 kN. No painel P1B, o teste foi realizado com a aplicação também de cinco ciclos de força, com a mesma taxa de carregamento aplicada no painel P1A, mas foram aplicadas cargas de 1,5 kN e 2,5 kN.

A partir dos sinais transferidos pelos extensômetros triaxiais ilustrados na Figura III.9, foram calculadas as deformações em cada uma das direções, dadas pelas equações seguintes, onde:

$$\varepsilon_{xx} = \varepsilon_a \quad (III.1)$$

$$\varepsilon_{yy} = \varepsilon_c \quad (III.2)$$

$$\varepsilon_{xy} = \varepsilon_b - \frac{(\varepsilon_a + \varepsilon_c)}{2} \quad (III.3)$$

ε_{xx} e ε_{yy} são as deformações longitudinal e transversal, respectivamente. ε_{xy} é a deformação de cisalhamento no plano xy.

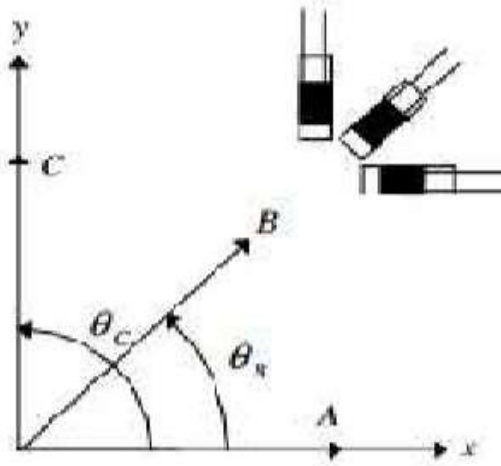


Figura III.9 - Esquema dos *strain gages* triaxiais [40]

Os fatores de concentração de tensão foram calculados com base nas tensões equivalentes de von Mises (tensão equivalente, que unidimensionaliza um estado multiaxial de tensão), assumindo um estado plano de tensões no painel, representado pelas equações:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}^2 + 3\sigma_{xy}^2} \quad (III.4)$$

onde

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu^2)}{(1+\nu)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} \quad (III.5)$$

E é o módulo de Young e ν , o coeficiente de Poisson, apresentados na Tabela III.3.

Tabela III.3 – Propriedades mecânicas do aço

E (GPa)	ν
207,8	0,3

Os fatores de concentração de tensão (K_t) devem ser calculados conforme apresentado na Equação II.18, em termos da tensão equivalente de von Mises, onde a tensão nominal média considerada, foi obtida pelo *strain gage* E5, e as tensões máximas foram obtidas pelos *strain gages* E1, E2, E3 e E4. As coordenadas desses pontos no modelo foram apresentadas na Tabela III.2, para ambos os painéis.

III.6 - Resultados Experimentais

A partir dos resultados do teste experimental realizado no painel P1A, são apresentadas, na Tabela III.4, as deformações, tensões e fatores de concentração de tensão para cada *strain gage*, sob a carga máxima de 2,5 kN, em cada um dos cinco ciclos aplicados.

Tabela III.4 – Deformações, Tensões e Fatores de Concentração de Tensão no painel P1A após a aplicação de carga de 2,5 kN

Strain Gage	ϵ_{xx} (%)	ϵ_{yy} (%)	ϵ_{xy} (%)	σ_{xx} (MPa)	σ_{yy} (MPa)	σ_{xy} (MPa)	σ_{eq} (MPa)	Kt_{exp}
E1	0,003	0,003	-0,001	9,02	8,19	-1,23	8,89	0,7
E1	0,003	0,002	-0,001	9,22	7,78	-1,11	8,80	0,7
E1	0,003	0,003	-0,001	8,86	8,20	-1,11	8,76	0,7
E1	0,003	0,003	-0,001	9,43	9,07	-1,25	9,51	0,7
E1	0,003	0,003	-0,001	9,94	9,83	-1,44	10,20	0,8
E2	0,000	-0,017	0,007	-10,83	-39,55	11,06	40,25	3,0
E2	0,001	-0,020	0,008	-11,21	-44,36	12,68	45,59	3,4
E2	0,001	-0,020	0,008	-8,92	-49,65	13,23	51,25	3,9
E2	0,002	-0,024	0,009	-11,47	-53,00	14,86	54,73	4,1
E2	0,001	-0,024	0,010	-13,31	-53,96	15,47	55,58	4,2
E3	0,004	0,008	-0,003	14,82	21,51	-4,71	20,74	1,6
E3	0,004	0,014	-0,006	19,32	34,33	-9,60	34,13	2,6
E3	0,005	0,023	-0,011	26,31	56,14	-17,69	57,50	4,3
E3	0,005	0,033	-0,016	33,96	79,57	-26,01	82,53	6,2
E3	0,005	0,038	-0,019	37,55	90,73	-29,96	94,48	7,1
E4	0,000	-0,002	0,000	-0,31	-3,86	0,32	3,76	0,3
E4	0,000	-0,002	0,000	-0,38	-3,29	0,04	3,12	0,2
E4	0,000	-0,001	0,000	-0,65	-3,07	-0,04	2,81	0,2
E4	0,000	-0,001	0,000	0,13	-2,11	-0,40	2,29	0,2
E4	0,001	-0,001	-0,001	1,24	-1,28	-1,06	2,86	0,2
E5	0,005	0,000	0,000	10,91	4,18	-0,56	9,58	-
E5	0,005	0,000	0,000	11,01	4,29	-0,59	9,67	-
E5	0,005	0,000	-0,001	11,17	4,12	-0,95	9,92	-
E5	0,005	0,001	-0,001	11,55	4,61	-0,98	10,21	-
E5	0,005	0,001	-0,001	11,67	4,72	-0,83	10,27	-

Na Figura III.10, é apresentado o gráfico da força imposta sobre o painel P1A versus o deslocamento compressivo, onde a força exercida é medida em kN, e o deslocamento em mm, para a carga aplicada de 2,5 kN, após a aplicação de cinco ciclos.

Observa-se que a resposta obtida (rigidez) no modelo testado, de acordo com os ciclos aplicados é muito próxima, e que durante o regime elástico, apresenta um comportamento estável. Há uma deformação progressiva devido ao grande deslocamento, pois o dano realizado nesse painel foi de 9,5 mm, de onde se conclui que o painel tendeu à uma acomodação durante o teste experimental. Além disso, foi observado no painel P1A um leve empenamento, já que esse painel já foi reparado anteriormente, devido ao dano ocorrido inadvertidamente e, além disso, na base inferior, observou-se também uma folga entre a base e o painel. Esses fatores podem ter influenciado o resultado experimental dos fatores de concentração de tensão.

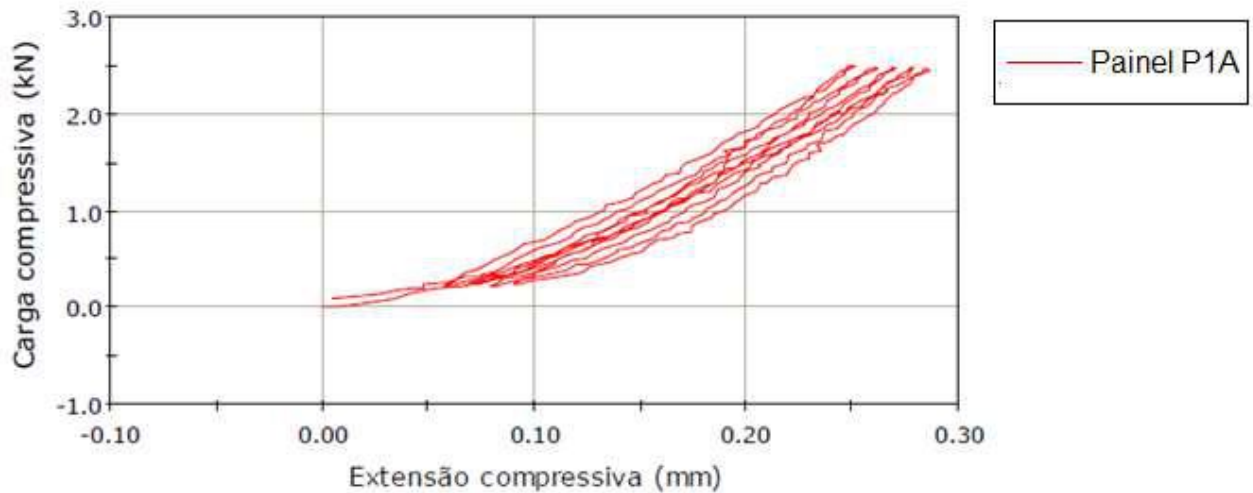


Figura III.10 – Força versus deslocamento para o teste no painel P1A para carga de 2,5 kN

Para os testes experimentais realizados no painel P1B, os resultados são apresentados nas Tabelas III.5 e III.6. São apresentadas as deformações, tensões e os fatores de concentração de tensão para cada *strain gage*, em cada um dos cinco ciclos aplicados, com cargas máximas de 1,5 kN e 2,5 kN, respectivamente.

Para os testes no painel P1B, o *strain gage* E5, que deveria ser utilizado para o cálculo da tensão nominal e dos concentradores de tensão (K_t), não adquiriu dados para a deformação a 45° (ϵ_b na Figura III.9), sendo desconsiderados os valores avaliados para este *strain gage* nos testes no painel P1B, para ambas as cargas aplicadas.

Devido a isso, para o cálculo dos fatores de concentração de tensão (K_{texp}), a tensão nominal utilizada foi a tensão nominal numérica, que é igual a 4,37 MPa, para o teste com aplicação de carga de 1,5 kN, e igual a 6,55 MPa para o teste com aplicação de carga de 2,5 kN.

A tensão nominal (tensão equivalente de von Mises) obtida no modelo numérico é a médias das tensões no ponto equivalente a mesma posição do *strain gage* E5 no teste experimental e no modelo numérico (posicionado simetricamente em relação ao centro da região do painel na parte externa entre os dois reforçadores), conforme mencionado no Item III.4. Essa tensão é utilizada para o cálculo dos concentradores de tensão experimentais (K_{texp}), conforme equação II.18.

Tabela III.5 – Deformações, Tensões e Fatores de Concentração de Tensão no painel P1B após a aplicação de carga de 1,5 kN

Strain Gage	ϵ_{xx} (%)	ϵ_{yy} (%)	ϵ_{xy} (%)	σ_{xx} (MPa)	σ_{yy} (MPa)	σ_{xy} (MPa)	σ_{eq} (MPa)	$K_{t_{exp}}$
E1	0,000	-0,001	0,000	-0,51	-1,39	-0,44	1,43	0,3
E1	0,000	-0,001	0,000	-0,94	-1,39	-0,64	1,66	0,4
E1	-0,002	-0,001	0,000	-4,34	-2,37	-0,29	3,79	0,9
E1	-0,002	-0,001	0,000	-4,43	-2,51	-0,51	3,95	0,9
E1	-0,002	-0,001	0,000	-4,50	-2,55	-0,75	4,12	0,9
E2	-0,002	0,000	0,000	-5,97	-2,82	0,22	5,19	1,2
E2	-0,004	0,000	0,001	-9,51	-3,85	1,86	8,89	2,0
E2	-0,011	-0,001	0,005	-25,68	-9,77	8,53	26,87	6,2
E2	-0,012	-0,001	0,006	-28,23	-10,59	9,22	29,41	6,7
E2	-0,013	-0,001	0,006	-29,51	-10,93	9,85	30,96	7,1
E3	-0,001	0,007	-0,003	2,32	15,52	-5,16	17,03	3,9
E3	0,000	0,011	-0,006	8,31	25,12	-9,31	27,41	6,3
E3	-0,002	0,014	-0,009	5,58	29,87	-14,03	36,70	8,4
E3	-0,004	0,013	-0,008	0,74	27,40	-12,03	34,14	7,8
E3	-0,005	0,013	-0,007	-3,07	25,69	-10,60	32,95	7,5
E4	-0,001	0,000	-0,002	-1,95	-1,51	-3,00	5,49	1,3
E4	-0,001	-0,001	-0,002	-2,53	-2,22	-2,75	5,33	1,2
E4	0,002	-0,001	-0,003	4,85	-0,08	-4,99	9,92	2,3
E4	0,002	-0,001	-0,003	4,69	-0,38	-4,79	9,63	2,2
E4	0,002	-0,001	-0,003	4,39	-0,69	-4,70	9,43	2,2

Tabela III.6 – Deformações, Tensões e Fatores de Concentração de Tensão no painel P1B após a aplicação de carga de 2,5 kN

Strain Gage	ϵ_{xx} (%)	ϵ_{yy} (%)	ϵ_{xy} (%)	σ_{xx} (MPa)	σ_{yy} (MPa)	σ_{xy} (MPa)	σ_{eq} (MPa)	Kt_{exp}
E1	0,000	-0,002	0,000	-1,15	-3,88	0,31	3,49	0,5
E1	0,000	-0,002	0,000	-1,36	-4,19	0,38	3,76	0,6
E1	0,000	-0,004	0,004	-2,97	-8,81	6,70	13,96	2,1
E1	0,000	-0,004	0,004	-3,23	-9,18	7,09	14,70	2,2
E1	0,000	-0,004	0,005	-3,52	-9,59	7,36	15,27	2,3
E2	-0,001	-0,001	-0,002	-2,28	-3,26	-2,83	5,69	0,9
E2	0,001	-0,001	-0,002	0,63	-2,30	-3,96	7,36	1,1
E2	0,001	-0,001	-0,003	2,72	-1,25	-4,82	9,05	1,4
E2	0,002	-0,001	-0,003	4,68	-0,45	-5,51	10,73	1,6
E2	0,003	-0,001	-0,004	6,35	-0,24	-6,03	12,29	1,9
E3	0,000	-0,001	-0,001	-0,61	-2,02	-1,55	3,23	0,5
E3	0,000	-0,001	-0,002	-0,55	-1,85	-2,55	4,71	0,7
E3	0,000	-0,001	-0,001	-0,50	-1,66	-2,16	4,03	0,6
E3	0,000	-0,001	-0,001	-0,43	-1,42	-1,84	3,42	0,5
E3	0,000	-0,001	-0,001	-0,41	-1,38	-1,48	2,84	0,4
E4	-0,001	-0,002	0,002	-4,00	-4,44	3,62	7,56	1,2
E4	-0,001	-0,001	0,002	-3,94	-3,87	3,24	6,84	1,0
E4	-0,001	-0,001	0,002	-2,81	-3,66	3,45	6,84	1,0
E4	-0,001	-0,001	0,002	-3,04	-3,41	3,46	6,81	1,0
E4	-0,001	-0,001	0,002	-3,34	-3,41	3,43	6,83	1,0

Na Figura III.11 é apresentado o gráfico da força imposta sobre o painel P1B versus o deslocamento compressivo, onde a força exercida é medida em kN, e o deslocamento em mm, após cinco ciclos realizados.

Observa-se que a resposta obtida (rigidez) no modelo testado, de acordo com os ciclos aplicados é muito próxima, e que não há uma acomodação significativa do painel, ou seja, não há deslocamento progressivo, pois a indentação no painel P1B foi de 2,6 mm, sendo um dano bem menor do que o aplicado no painel P1A.

A Tabela III.7 mostra a média dos fatores de concentração de tensão, por teste, apresentados nas Tabelas III.4 a III.6.

Tabela III.7 – Média dos fatores de concentração de tensão nos painéis P1A e P1B com aplicação de carga de 1,5 kN e 2,5 kN

Média dos $K_{t_{exp}}$			
<i>Strain Gage</i>	P1A (2,5 kN)	P1B (1,5 kN)	P1B (2,5 kN)
E1	0,7	0,7	1,6
E2	3,7	4,0	1,4
E3	4,3	5,1	0,6
E4	0,2	1,8	1,1

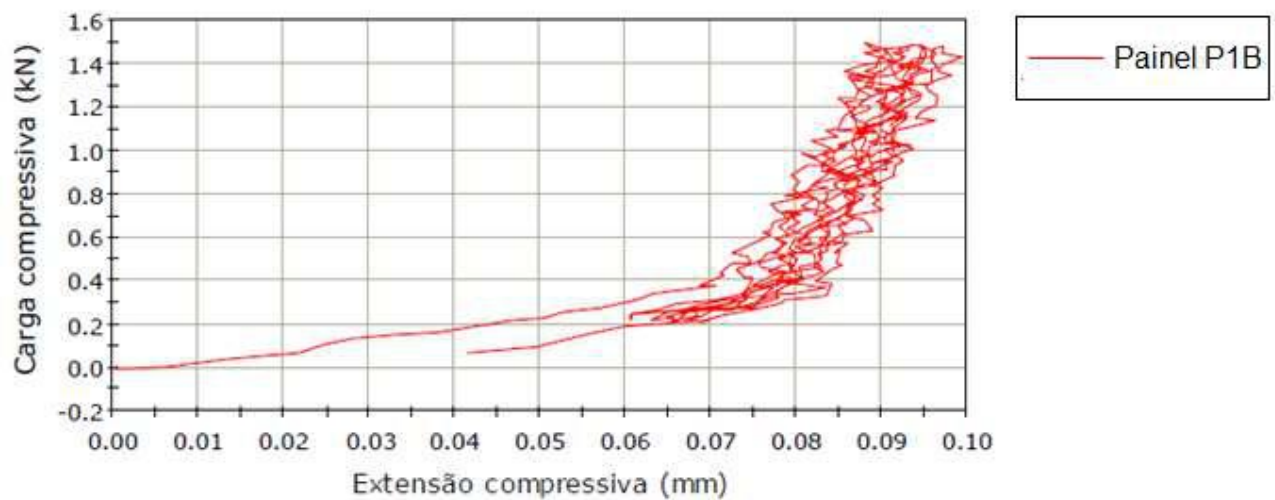


Figura III.11– Força versus deslocamento para o teste no painel P1B para carga de 1,5 kN

No gráfico da Figura III.12, são apresentados os três testes realizados nos painéis P1A e P1B. Observa-se que há deformação progressiva (acomodação do painel) no painel P1A, devido ao grande deslocamento, pois o dano realizado nesse painel foi de 9,5 mm, de onde conclui-se que o painel tendeu a uma acomodação durante o teste experimental. Além disso, foi observado no painel P1A um empenamento pequeno, já que esse painel já foi soldado anteriormente, devido ao dano ocorrido, e, além disso, na base inferior, observou-se também uma folga entre a base e o painel, o que pode ter sido um fator de importante influência nos resultados.

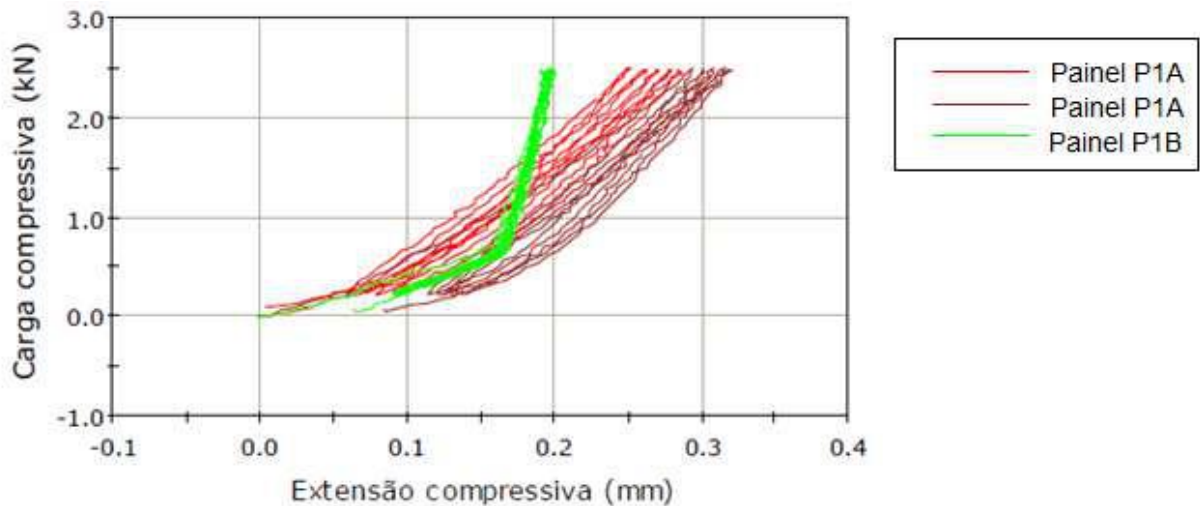


Figura III.12 – Força versus deslocamento para os três testes realizados nos painéis P1A e P1B para carga de 2,5 kN

Os testes experimentais de simulação de danos foram realizados com o objetivo de introduzir mostras similares às provocadas pela colisão por um bulbo de uma embarcação de apoio do tipo PSV (*Platform Supply Vessel*) sobre um painel de costado de um FPSO.

O painel P1A foi danificado com uma mocha de 9,5 mm e o painel P1B sofreu uma indentação de 2,6 mm. Foram observados níveis de deformação mais altos, na posição de colagem dos *strain gages*. Se os extensômetros fossem posicionados longe da região do dano evitaria essa situação, entretanto, as aquisições seriam realizadas em pontos com baixos níveis de deformação e tensão, o que não seria representativo para o presente trabalho. No painel P1B, não foram observados grandes deslocamentos (processo de acomodação), já que o dano provocado foi menor do que o dano no painel P1A.

O fato de haver variações nos valores dos fatores de concentração de tensão, para diferentes cargas (1,5 kN e 2,5 kN), pode ser devido ao fato de que cada carga leva a uma nova configuração danificada, devido ao deslocamento compressivo associado, o que causa a mudança da concentração de tensão nesses pontos.

Analisando os resultados experimentais, pode-se observar que quando avaliadas por extensômetros, as deformações equivalentes e tensões equivalentes de von Mises adquiridas, apresentam variações que influenciam no cálculo dos fatores de concentração de tensão. Os K_{ts} calculados, mesmo em *strain gages* dispostos simetricamente apresentam valores distintos, tanto para os testes realizados no painel P1A como no painel P1B.

Como os painéis apresentam imperfeições geométricas iniciais devido ao processo de fabricação, a concentração de tensão devido ao dano (indentação) não é simétrica. Em alguns pontos, onde estão sendo medidas as deformações pelos *strain gages*, a imperfeição pode estar em oposição ao dano induzido, de forma que o efeito

combinado da configuração danificada, junto com as imperfeições geométricas iniciais existentes, seja positiva (benéfica) em termos dos fatores de concentração de tensão.

Analisando as Tabelas III.4 a III.7, observamos K_{texp} com valores inferiores a 1. Para futuras verificações e ajustes, as razões para tais resultados serão analisadas com mais profundidade. Essas razões podem ser associadas às imperfeições geométricas do painel, que em alguns pontos podem aliviar/minimizar a concentração de tensão na região danificada (nestes casos, os valores do K_t mostram-se, entretanto, inconsistentes, já que os valores do K_t devem ser maiores que 1), Essa observação pode ser reforçada pela constatação de que, conforme Tabela III.7, as imperfeições geométricas do painel sofrem influência do carregamento compressivo. O painel P1B apresenta diferenças entre os valores de K_t , quando a carga compressiva é aumentada de 1,5 kN para 2,5 kN, nos quatro pontos instrumentados com *strain gages*.

Esses resultados ($K_t < 1$) devem ser verificados subsequentemente, no âmbito de trabalhos futuros. A aplicação de um número mais elevado de ciclos, e/ou de uma carga compressiva mais elevada (mantendo-se o comportamento no regime linear elástico), poderia indicar uma estabilização, ou acomodação, da resposta estrutural do painel, à ação do carregamento compressivo, de forma que o comportamento não linear observado nos gráficos das Figuras III.10, III.11 e III.12, entre 0,2 kN e 0,4 kN, em todos os 5 ciclos aplicados, seja eliminado, ou ao menos, minimizado.

CAPÍTULO IV - MODELO NUMÉRICO

Foi desenvolvido um modelo numérico tridimensional utilizando o método dos elementos finitos, com o apoio do *software* comercial ABAQUS [43], com a intenção de reproduzir a colisão por um bulbo de uma embarcação de apoio do tipo PSV (*Platform Supply Vessel*) sobre um painel de costado de um FPSO e estimar a concentração de tensão causada pelo dano mecânico resultante (Figura IV.1).

O indentador, responsável pela colisão e introdução da massa, foi modelado com as mesmas dimensões daquele usado nos testes experimentais (Figura III.7).

Depois de calibrado, o modelo numérico representativo do painel do costado de um FPSO real foi modelado para a realização de estudos paramétricos, com o objetivo de obter os fatores de concentração de tensão em função da posição e intensidade dos danos gerados.

IV.1 – Descrição do Modelo

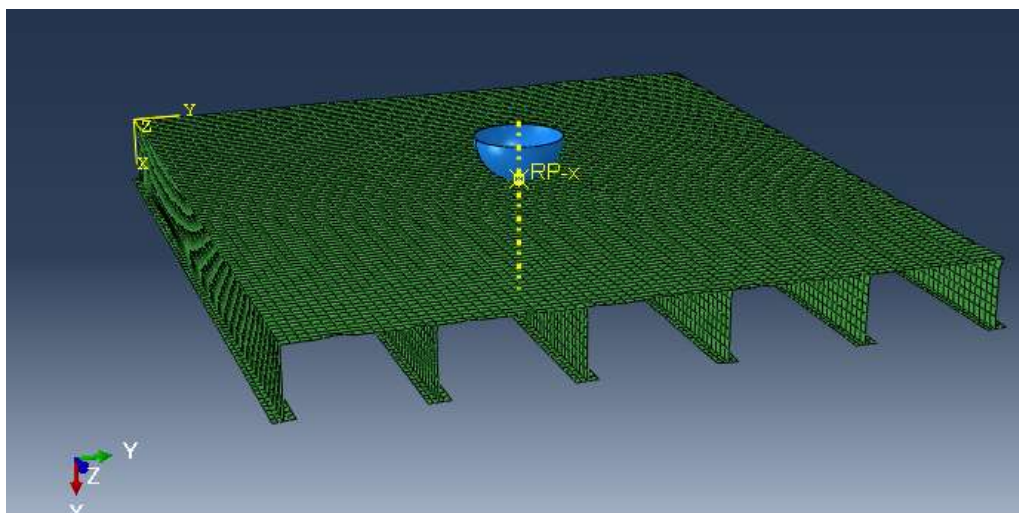


Figura IV.1 - Modelo numérico tridimensional desenvolvido com o software ABAQUS [44]

O modelo foi calibrado com base nos resultados experimentais, levando-se em consideração as imperfeições geométricas e distorções iniciais mapeadas, como as soldas dos painéis, e os danos gerados, em função dos carregamentos de compressão impostos.

Os fatores de concentração de tensão numéricos serão comparados com os fatores de concentração de tensão medidos nos modelos danificados painel P1A e P1B, com a realização de testes de indentação nos painéis P1A e P1B.

O mapeamento geométrico dos painéis foi realizado com um braço tridimensional a laser, possibilitando o processamento dos dados de saída do leitor 3D, obtendo a geometria de um painel real. O braço de mapeamento geométrico é um equipamento que realiza medição dos pontos tridimensionais necessários. Os dados são processados por um computador que consegue exportar os dados necessários para a geração da malha.

Como mapeamento geométrico processado pelo *software* é feito por partes, este apresenta vantagens no mapeamento de estruturas como o painel do costado, sendo possível a medição da geometria de chapas, almas e flanges de forma independente, tendo como resultado uma maior precisão e visualização, possibilitando uma interface entre a modelagem e a medição de um painel com base no método dos elementos finitos. Foi então previamente desenvolvido um código computacional, e foi realizada a interface entre o arquivo exportado após o mapeamento geométrico e o arquivo de entrada para o ABAQUS.

O modelo do painel é composto por uma placa de costado de 1,0 mm de espessura onde existem seis reforços do tipo “T”, igualmente espaçados, com espessuras nominais de 0,7 mm e 1,0 mm para as almas e flanges, respectivamente. O dimensionamento do modelo numérico utilizou como referência painéis de costado de FPSOs, estimando-se os valores médios para embarcações reais e então reduzidos em uma escala de 1:20. O comprimento médio nominal da seção transversal do painel é 220 mm. As dimensões nominais médias do modelo do painel foram mostradas na Figura III.3.

As propriedades do material considerado na composição do modelo (fabricação dos painéis) correspondem aquelas do aço de alta resistência AH36 (ASTM, 2011) [45], normalmente utilizado na fabricação de estruturas navais. As propriedades mecânicas foram caracterizadas por Estefen *et al* [40], a partir da realização de testes de tração uniaxiais, e foram apresentadas no gráfico da Figura III.4. e na Tabela IV.1, onde E é o módulo de Young, ν é o coeficiente de Poisson, σ_y é o limite de escoamento e σ_u é a tensão última ou limite de resistência à tração.

Tabela IV.1 – Propriedades mecânicas do aço utilizado na fabricação dos painéis

E (GPa)	ν	σ_p (MPa)	$\sigma_y^{(1)}$ (MPa)	σ_u (MPa)
207,8	0,3	230	410	582

⁽¹⁾ *offset* de 0,2%

IV.2 – Malha de Elementos Finitos

A malha de elementos finitos foi modelada com o uso de elementos de casca linear do tipo S4R, conforme mostra a Figura IV.2. Essa nomenclatura descreve o tipo de elemento (“S” corresponde a *shell* ou casca), e o número de nós por elemento, que no nosso estudo, é “4”, sendo “R” referente à integração reduzida, que utiliza

coordenadas gaussianas para solução de problemas que reduz o tempo de solução ao custo de precisão nos resultados, ou seja, segue formulação não linear (elementos quadráticos), possuindo 4 nós.

O refinamento da malha tem um efeito importante no desempenho computacional, tanto referente à precisão dos resultados como ao tempo computacional das análises. No caso de malhas menos refinadas, as análises numéricas têm um tempo consideravelmente menor. Para a definição do refinamento da malha foi realizado um estudo de sensibilidade, observando-se que quanto maior for o número de elementos no modelo, mais refinada é a malha.

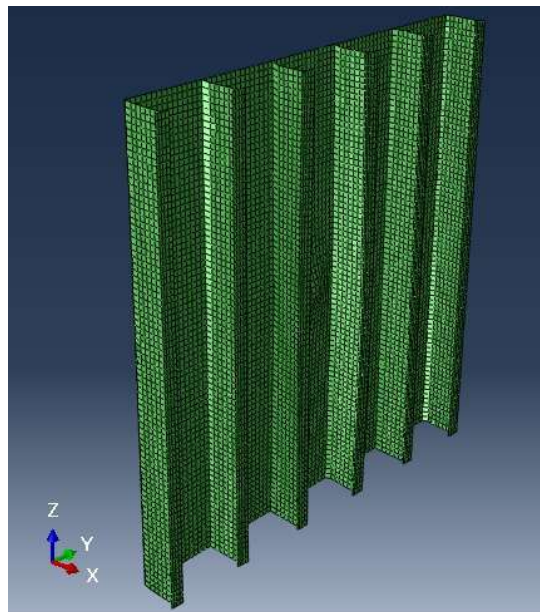


Figura IV.2 – Malha de elementos S4R do modelo em escala reduzida do painel do costado de um FPSO

A análise dos resultados de concentração de tensão numérica foi considerada para colisões a meia distância entre os reforços centrais do painel, no modelo painel P1A, com profundidade de indentação de 9,5 mm, e no modelo painel P1B com indentação de 2,6 mm, utilizando um indentador semi-esférico com diâmetro de 17,5 mm, na direção normal ao costado, conforme apresentados nas Figura IV.3 e IV.4.

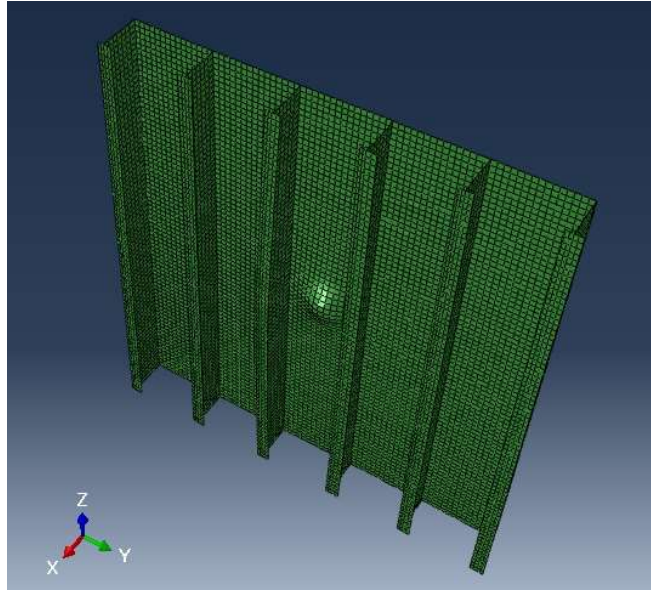


Figura IV.3 – Malha de elementos do modelo painel P1A em escala reduzida do painel do costado de um FPSO com dano de 9,5 mm

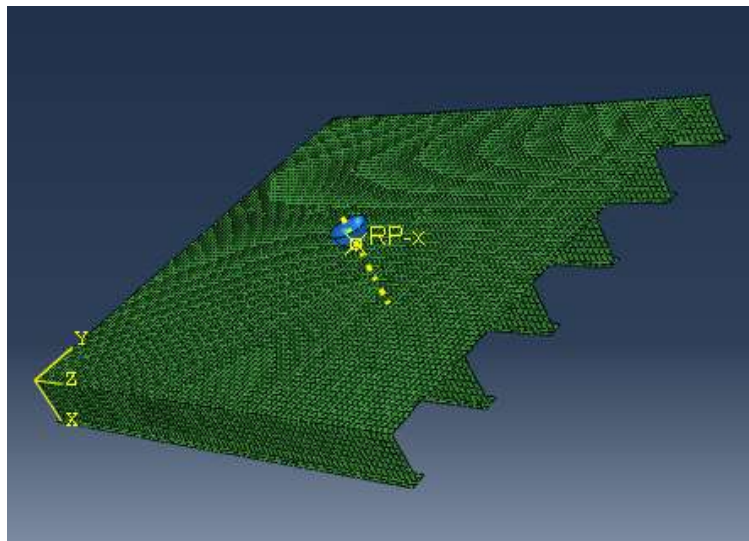


Figura IV.4 – Malha de elementos do modelo painel P1B em escala reduzida do painel do costado de um FPSO indentado em 2,6 mm

IV.3 – Modelo Constitutivo

O modelo constitutivo adotado, para modelagem de forma precisa em resposta ao processo de indentação (introdução do dano), considerou na análise retorno elástico (*springback*), e foi adotada a incorporação de plasticidade segundo a lei de fluxo potencial, que estabelece a relação tensão x incremento de deformação plástica durante o fluxo plástico, seguindo o critério de von Mises sob o encruamento combinado (isotrópico e cinemático), descrevendo as tensões posteriores ao limite de escoamento do material e à deformação plástica acumulada durante o carregamento anterior. Foi

considerado que o material no regime elástico se comporta linearmente. O comportamento do material no regime plástico foi definido em termos de tensão verdadeira real e deformação plástica logarítmica.

Assumiu-se que os fatores de concentração de tensão (K_t) podem ser obtidos a partir de análises elásticas lineares simples, desconsiderando-se as tensões residuais, a fim de simplificar as análises. Os fatores de concentração de tensão estão relacionados com os parâmetros geométricos do dano, dentro do regime elástico.

A análise elasto-plástica incorporou os passos de carga de indentação e retorno elástico da moosa. O efeito Bauschinger [46] é considerado no encruamento cinemático, adotando-se a simulação do comportamento de material submetido a carregamentos reversos na rotina do ABAQUS capaz de estimar esse efeito. O efeito Bauschinger ocorre quando os materiais carregados no regime plástico são descarregados, e em seguida, submetidos a um carregamento reverso. Esse efeito pode ser explicado segundo a teoria das tensões internas, que considera que a distribuição de tensões não é uniforme sob deformações plásticas, como resultado de tensões residuais após o descarregamento. No caso do encruamento isotrópico, os limites de escoamento em tensão e em compressão são considerados iguais, pois a superfície de escoamento aumenta em tamanho mantendo a sua forma original.

IV.4 – Propriedades do Contato

Foi estabelecida a relação entre as superfícies do indentador e do painel. A superfície do indentador foi definida como “mestre”, enquanto a superfície do painel foi definida como “escrava”. Mesmo que os corpos sofram grandes movimentos, a formulação considera que as superfícies de contato sofrem pequenos deslizamentos, uma em relação à outra.

Como a rigidez do indentador é muito superior à rigidez do painel, o painel se deforma localmente em relação à superfície do indentador.

Um modelo constitutivo governa o movimento relativo entre as superfícies. Esse modelo considera que a pressão de contato é definida por uma função exponencial da distância entre as superfícies. Essa função é determinada considerando a pressão de contato para uma distância nula entre as superfícies e uma distância de contato inicial, a partir da qual a pressão de contato passa a ser transmitida entre as superfícies, aumentando exponencialmente com a redução da distância normal entre as duas superfícies.

IV.5 – Condições de Contorno e Carregamento

O modelo numérico desenvolvido e analisado no ABAQUS simulou os testes experimentais que, por sua vez, visam reproduzir as condições de carregamentos reais estudadas neste trabalho.

O painel P1A foi modelado com a introdução de dano mecânico, considerando uma indentação de 9,5mm, do tipo mocha ao costado de um FPSO. Posteriormente, foi aplicada uma carga, pós-colisão, compressiva na direção longitudinal, representando os esforços que uma viga navio sofre normalmente, que podem se tornar um grande problema em áreas danificadas no costado.

Para o painel P1B, o modelo foi elaborado em quatro passos de carga: inicial, indentação, afastamento do indentador e compressão.

Os passos de carga de carregamento correspondem à indentação e à compressão. O descarregamento é o afastamento do indentador, e ocorre o retorno elástico da estrutura, mas o painel permanece ainda deformado, assumindo deformações plásticas.

Na indentação, foi gerado um dano do tipo mocha ao costado de um FPSO. A compressão axial dos painéis danificados simulou carregamentos que pudessem influenciar na estrutura devido aos danos causados. O afastamento do indentador é feito após sua completa penetração. Esse passo de carga, assim como o alívio após a compressão, foi realizado para estudo dos efeitos de deformação plástica e concentração de tensão na estrutura. A Figura IV.5 mostra o indentador semiesférico utilizado nas análises numéricas.

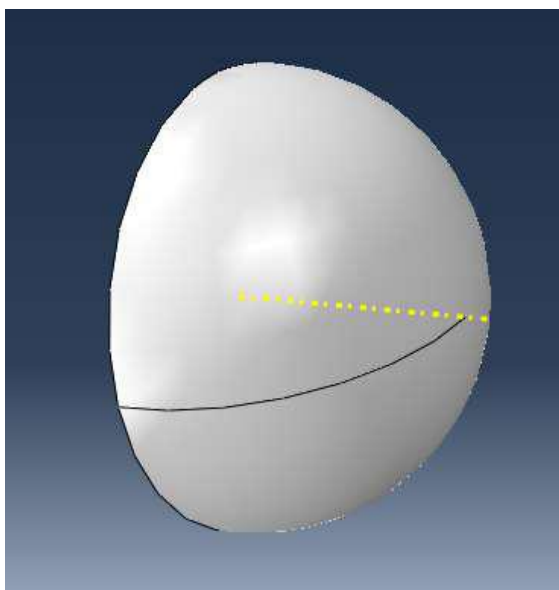


Figura IV.5 – Indentador semi-esférico com diâmetro de 17,5 mm [39]

O indentador modelado nas análises reproduz um dos indentadores disponíveis nos testes experimentais (Figura III.7). A modelação em 3D do indentador o considerou como um corpo rígido analítico semiesférico de diâmetro de 17,5 mm, o que equivale aproximadamente a uma razão de 2/5 da largura entre reforçadores do painel (44 mm).

Na aplicação da carga de compressão, a borda transversal na direção dos reforços é engastada. A outra borda tem seus deslocamentos restritos em todos os graus de liberdade de deslocamento e rotação, exceto na direção paralela a dos reforços para permitir a simulação da carga de compressão axial. Foi aplicado deslocamento na direção longitudinal (direção z) no bordo transversal, conforme mostra a Figura IV.6, ou seja, a indentação foi na direção normal ao costado de uma posição de contato neutro tanto nos painéis P1A e P1B.

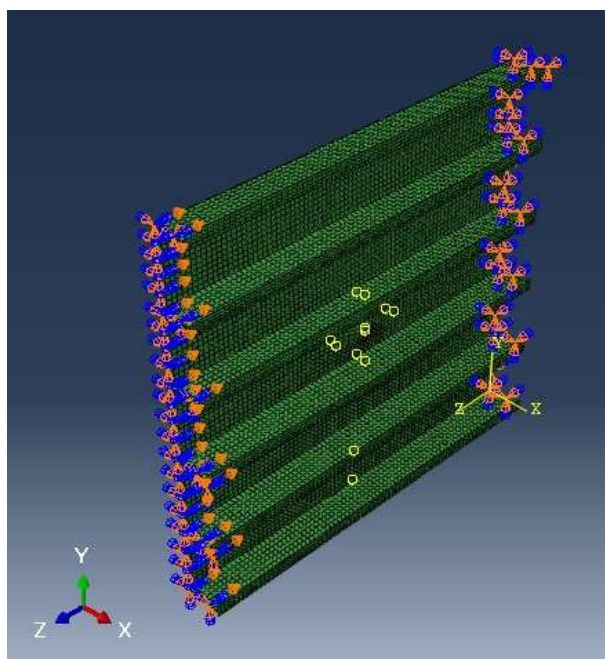


Figura IV.6 – Condição de contorno no passo de carga de compressão

O cálculo do fator de concentração de tensão (K_t) devido ao dano do tipo mosaico imposto pela indentação, é resultado da razão entre as tensões de von Mises sob compressão nos painéis danificado e intacto, como mostra a Equação IV.1.

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{painel danificado}}}{\sigma_{\text{painel intacto}}} \quad (\text{IV.1})$$

Como o modelo numérico é idealizado como uma casca fina, a indentação realizada no painel P1A com profundidade de 9,5mm, e a indentação de 2,6mm no painel P1B, nos testes experimentais, é analisada de forma a compensar a espessura da placa do costado. A indentação foi realizada com um indentador de forma semiesférica, no painel entre os dois reforçadores centrais, conforme Figura IV.5.

A fim de reproduzir os testes experimentais, as tensões máximas e nominais analisadas no modelo numérico foram obtidas nos pontos de colagem dos *strain gages*

(E1, E2, E3, E4 e E5), tanto no painel P1A e no painel P1B. As posições desses pontos foram apresentadas na Tabela III.2.

IV.6 – Resultados Numéricos

No ABAQUS, o modelo tem duas superfícies, que são a face externa e a face interna, nomeadas respectivamente, como SNEG e SPOS. Os maiores valores de tensões se dão na face externa. Para o cálculo dos fatores de concentração de tensão, os valores de tensão foram considerados na face externa. No entanto, observa-se que a espessura do painel é pequena, o que diminui as diferenças entre valores de tensão nas duas superfícies, em modelos em escalas reduzidas.

Nos modelos numéricos, (painéis P1A e P1B), na parte central (entre os dois reforçadores), os resultados de tensões máximas relevantes se encontram em torno desse ponto do painel, e os resultados em localizações extremas foram obtidos, já que o efeito nos bordos é pequeno. As tensões nominais foram consideradas como uma média obtida nas áreas de baixa tensão (região fora do dano), para uso no cálculo dos fatores de concentração de tensão.

Os testes experimentais no painel P1A, anteriormente já danificado com uma moosa de 9,5mm e reparado, foram realizados com aplicação de carga de 2,5 kN. De acordo com essa mesma carga, foram realizadas no modelo numérico análises a fim de obter o deslocamento (compressão) a ser considerado na modelação numérica para obtenção das tensões.

Observou-se que quando aplicada a compressão de 0,0039 mm na direção longitudinal (direção z) no bordo transversal, o somatório das forças na direção RF3 é 2,506 kN.

No painel P1A, para o cálculo dos fatores de concentração de tensão numéricos (K_{tnum}), as tensões obtidas nesses pontos são apresentadas na Tabela IV.2. A tensão nominal utilizada foi a tensão média obtida nas áreas de baixa tensão.

Tabela IV.2 – Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos K_t numéricos no modelo painel P1A com carga aplicada de 2,5 kN

Strain Gage	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	σ_{nom} (MPa)	K_{tnum}
E1	6,5	6,6	1,0
E2	1,7	6,6	0,3
E3	6,0	6,6	0,9
E4	1,6	6,6	0,2

Os testes experimentais no painel P1B, que foi indentado de 2,6 mm, foram realizados com aplicação de cargas de 1,5 kN e de 2,5 kN. De acordo com essas

mesmas cargas, foram realizadas, no modelo numérico, análises a fim de obter o deslocamento (compressão) a ser considerado na modelação numérica para obtenção das tensões.

Observou-se que quando aplicadas compressão de 0,00412 mm e 0,00565 mm, respectivamente na direção longitudinal (direção z) no bordo transversal, o somatório das forças na direção RF3 é 1,509 kN e 2,504 kN.

No painel P1B, para o cálculo dos fatores de concentração de tensão numéricos ($K_{t,num}$), as tensões obtidas nesses pontos são apresentadas nas Tabelas IV.3 e IV.4. A tensão nominal (tensão equivalente de von Mises) utilizada foi a tensão média obtida nas áreas de baixa tensão.

Tabela IV.3 – Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos K_t numéricos no painel P1B com carga aplicada de 1,5 kN

Strain Gage	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	σ_{nom} (MPa)	$K_{t,num}$
E1	206,8	4,4	1,5
E2	133,1	4,4	0,4
E3	56,8	4,4	1,5
E4	95,7	4,4	0,4

Tabela IV.4 – Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos K_t numéricos no painel P1B com carga aplicada de 2,5 kN

Strain Gage	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	σ_{nom} (MPa)	$K_{t,num}$
E1	205,1	6,6	1,0
E2	132,6	6,6	0,3
E3	55,0	6,6	1,0
E4	95,2	6,6	0,2

A tensão nominal utilizada foi considerada, para cálculo do $K_{t,num}$ como a média das tensões, nas áreas do centro do painel mais externas. Foram criados “sets” no ABAQUS considerando uma área quadrática, com as dimensões $b \times b$, nos dois bordos externos, ao centro, onde b é a distância entre reforçadores (44 mm). Na Figura IV.7, são apresentadas as áreas consideradas no modelo para cálculo da tensão nominal média.

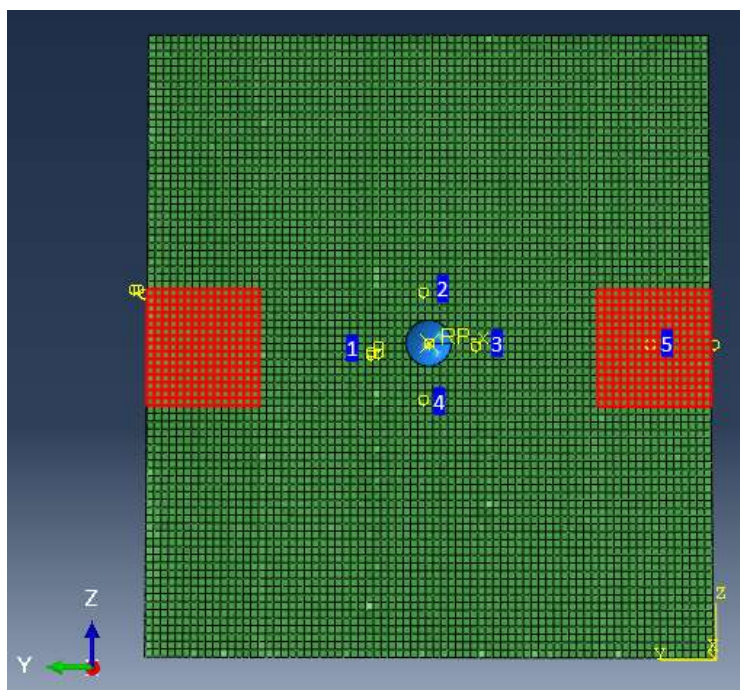


Figura IV.7 – Áreas consideradas no modelo para cálculo da tensão nominal

Na Figura IV.8, observa-se a distribuição da tensão de von Mises no painel P1A, com a aplicação de compressão de 0,0039 mm.

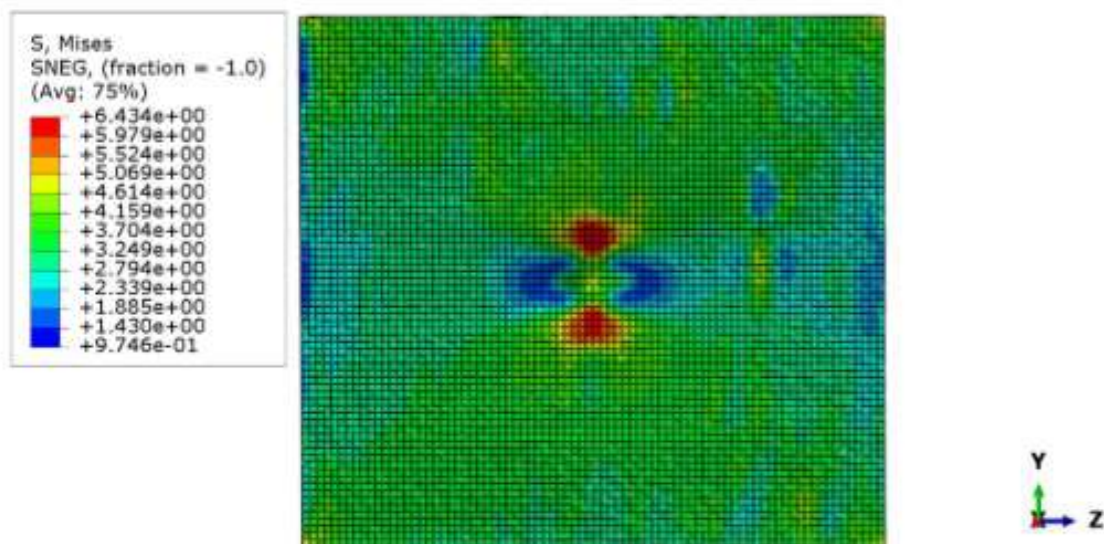


Figura IV.8 – Distribuição da tensão de von Mises no painel P1A (em MPa)

Nas Figuras IV.9 a IV.11, observa-se a distribuição da tensão de von Mises no painel P1B, com a aplicação de compressão de 0,00412 mm (carga de 1,5 kN) e 0,00565 mm (carga de 2,5 kN), respectivamente.

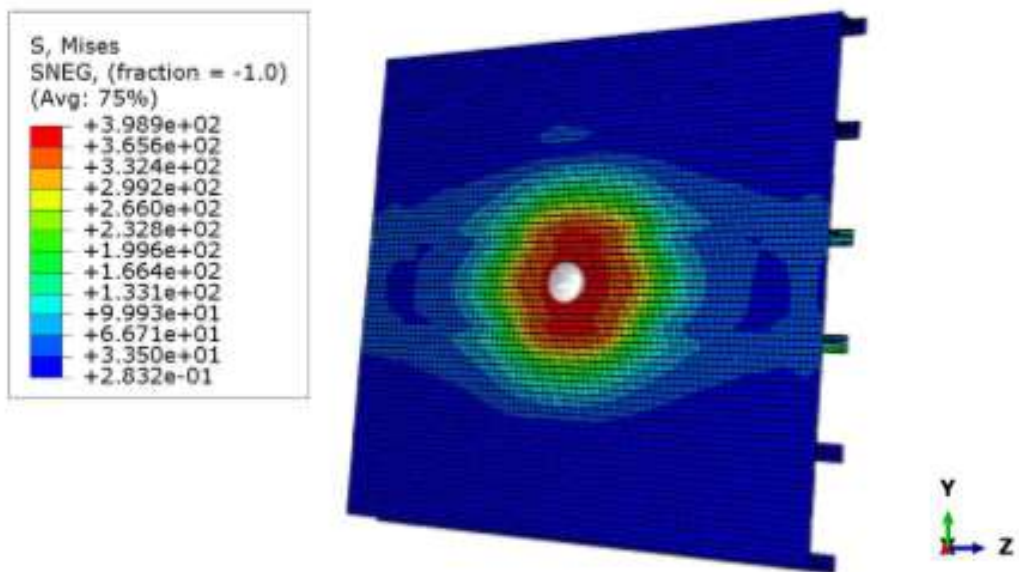


Figura IV.9 – Distribuição da tensão de von Mises no painel P1B no passo de indentação (em MPa)

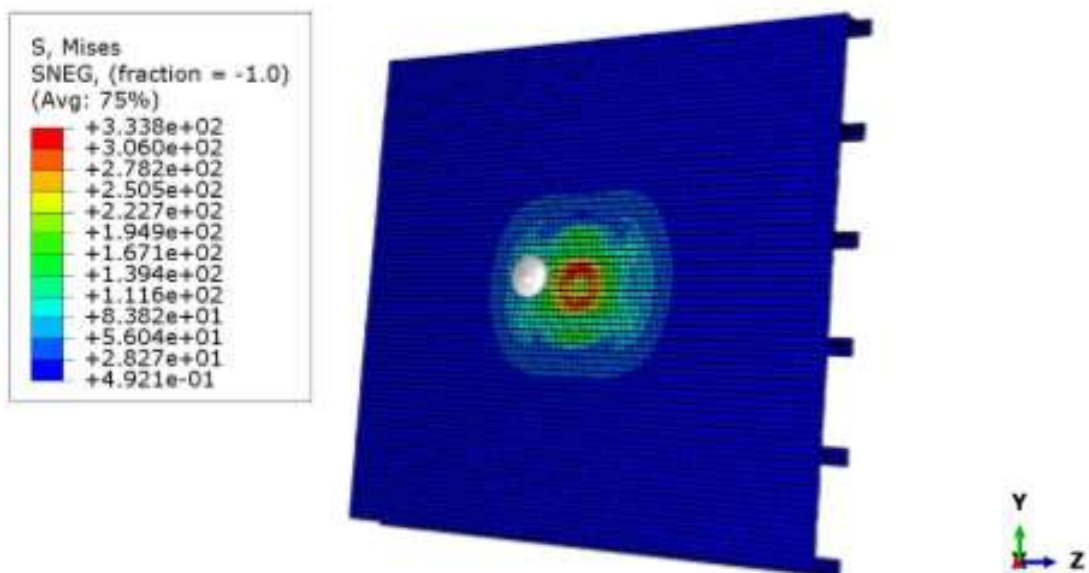


Figura IV.10 – Distribuição da tensão de von Mises no painel P1B no passo de afastamento do indentedor (em MPa)

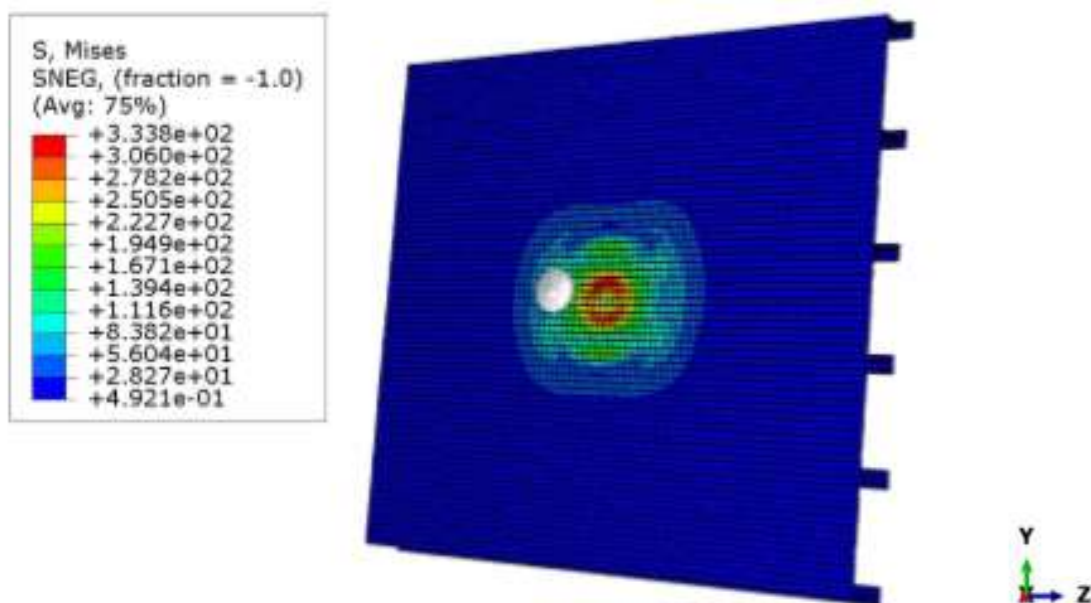


Figura IV.11 – Distribuição da tensão de von Mises no painel P1B no passo de compressão

Os valores de tensão para o painel P1B apresentam valores muito aproximados, tanto com a aplicação de carga de 1,5 kN como com a carga 2,5 kN.

Observa-se que os pontos de alta concentração de tensão são observados em torno do dano causado no painel, na parte central, obtendo-se nesses pontos as tensões máximas.

Tabela IV.5 – Valores de tensão nos *strain gages* para o cálculo dos K_t numéricos no painel P1A com carga aplicada de 50 kN

Strain Gage	$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	σ_{nom} (MPa)	$K_{t\text{num}}$
E1	13,1	6,0	2,2
E2	3,4	6,0	0,6
E3	9,7	6,0	1,6
E4	3,2	6,0	0,5

De forma a verificar o efeito da estabilização da resposta do painel, foram realizadas simulações numéricas com uma carga mais elevada (50 kN). Efetivamente, observam-se na Tabela IV.5, valores de K_t mais elevados, o que indica uma possível acomodação da resposta do painel, em função da carga aplicada. Esses resultados serão ainda observados experimentalmente em trabalhos futuros.

Deve-se observar que os níveis de tensão atingidos com a aplicação de carga de 50 kN não leva à plastificação do painel, pois as tensões se mantêm-se abaixo do limite de proporcionalidade (230 MPa).

CAPÍTULO V - CORRELAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL

A correlação entre os resultados numéricos e experimentais tem como objetivo calibrar e validar o modelo numérico desenvolvido. Além disso, foi feito também um estudo paramétrico dos fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador e a intensidade do dano resultante da colisão (Capítulo VI). A formulação analítica desenvolvida é apresentada com base nos resultados do estudo paramétrico, capaz de fornecer fatores de concentração de tensão em função das dimensões dos danos e do painel.

Foram considerados os testes experimentais descritos no Capítulo III, que envolveram a simulação de danos e a aplicação de ciclos de compressão com cargas aplicadas de 2,5 kN (painel P1A) e 1,5 kN e 2,5 kN (painel P1B), para avaliar os deslocamentos e tensões no modelo danificado.

Após a calibração do modelo (descrito no Capítulo IV), este foi então utilizado em um estudo paramétrico, apresentado no Capítulo VI.

V.1 – Ajuste do Modelo Numérico

O modelo numérico foi ajustado para que as análises numéricas reproduzissem com suficiente precisão os testes experimentais realizados. O modelo numérico descrito, no item IV, foi ajustado considerando-se as propriedades do material, as condições de contorno e carregamento, e as dimensões do modelo utilizados nos testes experimentais, e os passos de carga foram definidos de forma a reproduzir os experimentos realizados.

Para reprodução dos modelos reduzidos utilizados nos testes experimentais, o dimensionamento do modelo numérico utilizou como referência painéis de costado de FPSOs, estimando-se os valores médios para embarcações reais e então reduzidos em uma escala de 1:20.

A curva de tensão verdadeira versus deformação plástica logarítmica definida para representar o comportamento dos modelos no regime plástico foi apresentada no item III.3 (Figura III.4). Essa curva foi utilizada como dado de entrada no modelo numérico para a correlação numérico-experimental. O material foi assumido com um comportamento linear no regime elástico, adotando-se no modelo numérico as propriedades apresentadas na Tabela III.1, onde E é o módulo de Young, ν é o coeficiente de Poisson.

Para a correlação dos testes, foi prescrita no modelo numérico a força aplicada no teste experimental, para definição da compressão a ser utilizada, no passo de carga de introdução do dano. Para simular a introdução do dano nos painéis, o indentador foi definido com uma ponta semiesférica com um diâmetro de 17,5 mm, conforme apresentado anteriormente (Figura IV.5).

V.2 – Resultados da Correlação Numérico-Experimental

Foi realizada a comparação entre os resultados experimentais e numéricos, após a realização dos testes realizados.

Os resultados experimentais das componentes de deformações, foram obtidos através dos cinco extensômetros triaxiais (E1, E2, E3, E4 e E5), conforme descrito nos Capítulos III e IV. Os resultados numéricos correspondentes foram obtidos para as mesmas posições dos extensômetros.

Para os testes no modelo painel P1A, estão apresentados, na Tabela V.1, os resultados dos cálculos dos fatores de concentração de tensão experimental e numérico.

Tabela V.1 – Comparação dos fatores de concentração de tensão experimental e numérico no painel P1A

<i>Strain Gage</i>	K_{texp}	K_{tnum}	Dif. (%)
E1	0,7	1,0	47%
E2	3,7	0,3	-93%
E3	4,3	0,9	-79%
E4	0,2	0,2	10%

Para os testes no modelo painel P1B, estão apresentados, na Tabela V.2, os resultados do cálculo dos fatores de concentração de tensão, para os testes com aplicação de carga de 1,5 kN e 2,5 kN.

Tabela V.2 – Comparação dos fatores de concentração de tensão experimental e numérico no painel P1B

<i>Strain Gage</i>	Carga 1,5 kN			Carga 2,5 kN		
	K_{texp}	K_{tnum}	Dif. (%)	K_{texp}	K_{tnum}	Dif. (%)
E1	0,7	1,5	114%	1,6	1,0	-37%
E2	4,0	0,4	-90%	1,4	0,3	-81%
E3	5,1	1,5	-71%	0,6	1,0	67%
E4	1,8	0,4	-78%	1,1	0,3	-77%

Observa-se, pelas Tabelas III.4, III.5 e III.6, que os extensômetros E2 e E3, a partir do terceiro ciclo aplicado, apresentaram variação, com aumento significativo nos valores das tensões, com conseqüente aumento nos valores dos fatores de concentração de tensão nesses pontos.

Conforme mencionado no item III.6, para os testes no painel P1B, o *strain gage* E5, que deveria ser utilizado para o cálculo da tensão nominal e dos concentradores de tensão (K_t), não adquiriu dados para a deformação a 45° (ϵ_b na Figura III.9), sendo

desconsiderados os valores avaliados para este *strain gage* nos testes no painel P1B, para ambas as cargas aplicadas. Devido a isso, para o cálculo dos fatores de concentração de tensão (K_{texp}), a tensão nominal utilizada foi a tensão numérica média em torno do extensômetro E5, na área bxb de baixa tensão, que é igual a 4,37 MPa, para o teste com aplicação de carga de 1,5 kN, e igual a 6,55 MPa para o teste com aplicação de carga de 2,5 kN.

Os resultados numéricos para os fatores de concentração (K_{tnum}), tanto no painel P1A quanto no painel P1B, para ambas as cargas aplicadas, apresentaram valores aproximadamente simétricos entre os extensômetros, de acordo com as suas posições (colagem) nos modelos.

A adoção de tensão equivalente de von Mises pode não ser a mais adequada para representar um estado tensional multiaxial, gerado na região danificada do painel, e sua concentração de tensão resultante. Isso resulta do fato de que as tensões em tração e compressão, são consideradas igualmente no cálculo de tensão equivalente de von Mises, já que ambas são elevadas ao quadrado. Como trabalho futuro, podem ser analisados outros modelos matemáticos para a representação do estado de tensão multiaxial.

CAPÍTULO VI - ESTUDO PARAMÉTRICO

Com o objetivo de se realizar um estudo paramétrico para avaliação do fator de concentração de tensão em função de diferentes diâmetros do indentador, das profundidades do dano e da carga aplicada (deslocamento), utilizou-se o modelo numérico.

Foram realizadas análises de elementos finitos, considerando-se diferentes localizações de colisão entre os reforços centrais de painel e diferentes profundidades de indentação do bulbo sobre o painel. Os resultados são apresentados na Tabela VI.1.

É estimada a aplicação de carga compressiva na direção longitudinal da estrutura, representando os esforços atuantes na viga navio, para estimativa da concentração de tensão resultante.

Tabela VI.1 – Profundidades de penetração no painel considerando o impacto de outra embarcação no costado do FPSO

d (mm)	d/b (%)
0,0	0,0
5,0	11,4
10,0	22,7
15,0	34,1
20,0	45,5

As profundidades de penetração, para introdução do dano, estudadas, foram de 5 mm, 10 mm, 15 mm e 20 mm. b é a distância entre reforçadores, que é 44 mm, conforme já mencionado anteriormente.

Pode-se considerar que, após o primeiro ciclo de aplicação de carga, a região do dano passa a se comportar elasticamente, caso não se exceda o valor máximo aplicado. Então, podemos obter os fatores de concentração de tensão a partir de análises elásticas. Assim, o estudo paramétrico foi realizado através dessas análises. Nas análises foram envolvidos os passos de carga de indentação (introdução do dano) e afastamento do indentador.

Para o cálculo dos fatores de concentração de tensão, foi considerado o estudo variando-se o diâmetro do indentador, de acordo com os diâmetros disponíveis no teste experimental. A análise foi feita com D , $D/2$ e $2D$ e aplicando-se a indentação de 5 mm, 10 mm, 15 mm e 20 mm. Os deslocamentos compressivos aplicados foram 0,1 mm e 1,0 mm. A Tabela VI.2 mostra os valores dos diâmetros do indentador.

Tabela VI.2 – Diâmetros considerados para o indentador

Diâmetro do Indentador (mm)	
D/2	17,5
D	35,0
2D	70,0

O fator de concentração de tensão é calculado conforme equação VI.1.

$$K_t = \frac{\bar{\sigma}_{\max}}{\bar{\sigma}_{\text{nom}}} \quad \text{(VI.1)}$$

onde $\bar{\sigma}_{\max}$ é a máxima tensão de von Mises no painel danificado, ou seja, é a tensão máxima obtida no modelo numérico e, $\bar{\sigma}_{\text{nom}}$ é a tensão equivalente nominal de no painel intacto (sem dano). Os fatores de concentração de tensão foram considerados na região central, em torno do dano realizado, desprezando os efeitos de bordo.

Os valores das tensões consideradas na simulação numérica, e os resultados do estudo paramétrico, com um deslocamento aplicado de 0,1 mm, são apresentados nas Tabelas VI.3 a VI.6.

Tabela VI.3 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 5 mm e compressão 0,1 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	367,5	165,9	2,2
D	375,6	165,9	2,3
2D	360,8	165,9	2,2

Tabela VI.4 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 10 mm e compressão 0,1 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	469,3	165,9	2,8
D	401,8	165,9	2,4
2D	388,6	165,9	2,3

Tabela VI.5 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 15 mm e compressão 0,1 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	527,9	165,9	3,2
D	429,4	165,9	2,6
2D	429,9	165,9	2,6

Tabela VI.6 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 20 mm e compressão 0,1 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	582,0	165,9	3,5
D	476,2	165,9	2,9
2D	474,6	165,9	2,9

A Tabela VI.7 apresenta o resumo dessas análises. Observa-se que quanto maior o dano, maiores são os fatores de concentração de tensão. O diâmetro do indentador influencia diretamente esses valores. Quando a indentação é realizada com o diâmetro do indentador igual a 70 mm (2D), os K_{ts} são menores se comparados a indentação com os outros diâmetros do indentador. Conclui-se que como o contato com o painel fica sobre os reforçadores, estes acabam absorvendo as tensões nesses pontos, e os fatores de concentração de tensão no painel são menores do que os obtidos com os diâmetros menores do indentador. Os indentadores com diâmetros menores ficam posicionados entre os reforçadores, e as tensões acabam se concentrando diretamente no painel.

Tabela VI.7 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador e o dano aplicado com compressão de 0,1 mm

	K_t			
	5 mm	10 mm	15 mm	20 mm
D/2	2,2	2,8	3,2	3,5
D	2,3	2,4	2,6	2,9
2D	2,2	2,3	2,6	2,9

Os valores das tensões consideradas na simulação numérica, e os resultados do estudo paramétrico, com um deslocamento aplicado de 1,0 mm, são apresentados nas Tabelas VI.8 a VI.10. Para a compressão de 1,0 mm não foram analisados os dados com o diâmetro do indentador de 20 mm.

Tabela VI.8 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 5 mm e compressão 1,0 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	496,5	497,4	1,0
D	500,1	497,4	1,0
2D	493,9	497,4	1,0

Tabela VI.9 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 10 mm e compressão 1,0 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	570,7	497,4	1,1
D	522,6	497,4	1,1
2D	513,9	497,4	1,0

Tabela VI.10 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador com aplicação de dano de 15 mm e compressão 1,0 mm

	Danificado	Intacto	K_t
D/2	582,0	497,4	1,2
D	554,8	497,4	1,1
2D	529,0	497,4	1,1

A Tabela VI.11 apresenta o resumo dessas análises. Observa-se que quanto maior o dano, maiores são os fatores de concentração de tensão. O diâmetro do indentador influencia diretamente esses valores. Quando a indentação é realizada com o diâmetro do indentador igual a 70 mm (2D), os K_t são menores se comparados à indentação com os outros diâmetros do indentador. Conclui-se que, como o contato com o painel fica sobre os reforçadores, estes acabam absorvendo as tensões nesses pontos, e os fatores de concentração de tensão no painel são menores do que os obtidos com os diâmetros menores do indentador. Os indentadores com diâmetros menores ficam posicionados entre os reforçadores, e as tensões acabam se concentrando diretamente no painel.

Tabela VI.11 – Fatores de concentração de tensão variando-se o diâmetro do indentador e o dano aplicado com compressão de 1,0 mm

	K_t		
	5 mm	10 mm	15 mm
D/2	1,0	1,1	1,2
D	1,0	1,1	1,1
2D	1,0	1,0	1,1

Para os deslocamentos de 0,1 mm e 1,0 mm aplicados no modelo numérico, os fatores de concentração de tensão não apresentaram variação significativa quando variados os diâmetros do indentador e a magnitude do dano.

Quando comparados os resultados obtidos no estudo paramétrico com os testes realizados, nos painéis P1A e P1B, há diferenças significativas entre os valores dos fatores de concentração de tensão. Os resultados obtidos no painel P1A se aproximaram mais dos fatores de concentração de tensão apresentados no estudo paramétrico, já que no modelo numérico, as tensões residuais não foram consideradas, pois não foi realizado o passo de indentação, só a compressão, já que o painel havia sido danificado e reparado. Já para o painel P1B, no modelo numérico, os valores dos fatores de concentração de tensão são muito influenciados pelas tensões residuais, com resultados para os K_{ts} mais elevados, com difícil correlação, se comparados com os resultados obtidos numericamente.

CAPÍTULO VII - CONCLUSÃO

VII.1 – Sumário

Foi realizado um estudo teórico e experimental com o objetivo de avaliar o efeito da concentração de tensão. O presente trabalho fez a abordagem de colisão entre uma embarcação de apoio PSV (*Platform Supply Vessel*) e uma Plataforma de Petróleo do tipo FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*).

A proposta de metodologia de avaliação dos fatores de concentração de tensão da estrutura danificada a fim de evitar a formação de trincas que possam acarretar no comprometimento da integridade estrutural, visam à diminuição dos custos de manutenção e a prevenção de falhas. Foi então apresentado um estudo numérico-experimental com modelos em escala reduzida para avaliar os danos.

Foram desenvolvidos modelos numéricos com a definição de seus parâmetros geométricos, propriedades do material, condições de contorno e carregamento e malha de elementos finitos. O modelo de elementos finitos reproduziu a colisão, entre o painel de costado de um FPSO e uma embarcação de apoio do tipo PSV, a fim de avaliar o fator de concentração de tensão resultante no painel sob carregamento cíclico de tensão uniaxial compressiva.

Os fatores de concentração de tensão nas regiões danificadas podem acarretar a nucleação de trincas, já que essas embarcações operam por um longo período.

Foram fabricados dois modelos em escala reduzida, representativos de um painel de costado de um FPSO. Foram realizados testes experimentais nesses modelos. Eles foram danificados e testados em ensaios de tensão sob carregamento compressivo cíclico.

Finalmente, foi mostrada a correlação entre os resultados numéricos e experimentais com o objetivo de validar o modelo numérico desenvolvido. Além disso, foi apresentado também um estudo paramétrico dos fatores de concentração de tensão variando-se a intensidade da colisão e o dano resultante da colisão. A concentração de tensão resultante é estimada sob a aplicação de carga compressiva na direção longitudinal da estrutura, representando os esforços atuantes na viga navio.

VII.2 – Conclusões

O comportamento da deformação na região danificada foi investigado a partir de estudos e resultados numéricos e experimentais. Observou-se que a região danificada se deforma elasticamente se os valores de tensão se mantiveram abaixo do limite de proporcionalidade.

Para a correlação numérico-experimental com o modelo painel P1A, com aplicação de carga de 2,5 kN, foram obtidos resultados numéricos, para os fatores de

concentração de tensão, com valores correspondentes com a simetria entre os *strain gages* de acordo com a sua disposição (colagem) no modelo.

O modelo numérico gerado para o painel P1A utilizou a geometria já danificada, e para os testes nesse painel, não foi realizada indentação no modelo numérico, só foi aplicada compressão. As tensões residuais não foram consideradas no modelo numérico, e com isso, os valores obtidos para os fatores de concentração de tensão apresentaram valores mais próximos. Durante o teste numérico, para o painel P1B, houve a indentação na simulação realizada, ou seja, as tensões residuais foram consideradas nesse modelo, obtendo em alguns pontos, valores para os fatores de concentração de tensão com difícil correlação.

As tensões residuais devido ao processo de fabricação dos painéis foram subtraídas na análise da concentração de tensão numéricas, mas no modelo experimental, esse fator não é eliminado. O efeito de encruamento e endurecimento do material não são representados na resposta dos extensômetros. No painel P1A, na região das soldas, por exemplo, essas tensões são consideradas.

Analisando os resultados experimentais obtidos nos testes realizados nos painéis P1A e P1B, observam-se variações significativas nos valores dos fatores de concentração de tensão, com diferenças percentuais significativas.

Essas diferenças podem ser explicadas pela geometria do painel P1A, que fora já danificada e reparada anteriormente, pois além da própria configuração de imperfeição geométrica inicial, há também o efeito da perda de resistência estática estrutural, o que pode ter levado a maiores valores de tensão, e conseqüentemente aos maiores fatores de concentração de tensão, em comparação com o modelo numérico.

Quando analisados os resultados obtidos no painel P1B, observamos uma resposta mais comportada, com bons resultados, quando comparado ao painel P1A (Figura III.13). Isso é sugerido pela maior magnitude de deslocamento (encurtamento) do painel P1A no teste experimental, com perda de resistência devido aos danos, na região de soldagem, e problemas no processo de fabricação, pois é considerado o encruamento do material.

Conclui-se que algumas das diferenças significativas, nos valores das tensões e dos fatores de concentração de tensão, observadas também podem ser atribuídas às imprecisões envolvidas no posicionamento dos extensômetros sobre a superfície dos modelos dos testes experimentais.

Outras discrepâncias podem estar associadas à rigidez da estrutura no modelo numérico, que está diretamente relacionada ao refinamento da malha de elementos finitos, e ao tamanho reduzido da amostragem de dados também pode ser considerado um fator que contribui para a diferença nos resultados experimentais e numéricos.

VII.3 – Recomendações para trabalhos futuros

Como perspectivas, pode-se desenvolver uma formulação analítica para apresentar os resultados do estudo paramétrico, capaz de fornecer fatores de

concentração de tensão em função das dimensões dos danos e do painel, e ser analisada a vida em fadiga para comparação dos resultados numéricos analíticos com resultados experimentais realizados. O número de ciclos à fadiga deve ser comparado à uma curva S-N teórica corrigida em função dos fatores de concentração de tensão.

Assim, a partir de uma estimativa da frequência de solicitação uniaxial de um painel de costado é possível estimar a duração residual de sua vida em fadiga em função da magnitude do dano introduzido, e contribuir para o aumento de sua confiabilidade, uma vez que a concentração de tensão afeta diretamente a vida em fadiga de uma estrutura.

Pode-se também avaliar o estudo de outras condições de contorno, de forma a evitar alta concentração de tensão que foi observada em algumas condições impostas nos modelos.

O modelo numérico desenvolvido pode ainda ser ajustado, com um maior refinamento da malha, de forma a considerar diferentes geometrias de objeto responsável pelo impacto, permitindo a estimativa dos fatores de concentração de tensão devido a diversos tipos de defeitos associados a danos mecânicos, e da mesma forma, as equações analíticas podem ser obtidas para outros tipos de defeitos resultantes dos danos mecânicos.

Podem ser realizados testes experimentais de fadiga para comprovar que os fatores de concentração de tensão estimados através do modelo numérico estão adequados para a correlação da curva S-N.

Em relação à amostragem de dados, para trabalhos futuros, podem ser testados mais modelos. Existem mais quatro painéis a serem testados (em fabricação), e pode-se obter mais resultados, com uma pesquisa promissora, e provavelmente, haverá uma redução das discrepâncias entre os resultados experimentais e numéricos, com uma consequente correlação numérico-experimental mais confiável, obtendo-se uma estimativa mais precisa dos parâmetros avaliados.

Para futuras verificações e ajustes, as razões para tais resultados serão analisadas com mais profundidade. Essas razões podem ser associadas às imperfeições geométricas do painel, que em alguns pontos podem aliviar/minimizar a concentração de tensão na região danificada (nestes casos, os valores do K_t mostram-se, entretanto, inconsistentes, já que os valores do K_t devem ser maiores que 1), Essa observação pode ser reforçada pela constatação de que, conforme Tabela III.7, as imperfeições geométricas do painel sofrem influência do carregamento compressivo. O painel P1B apresenta diferenças entre os valores de K_t , quando a carga compressiva é aumentada de 1,5 kN para 2,5 kN, nos quatro pontos instrumentados com *strain gages*.

Esses resultados ($K_t < 1$) devem ser verificados subsequentemente, no âmbito de trabalhos futuros. A aplicação de um número mais elevado de ciclos, e/ou uma carga compressiva mais elevada (mantendo-se o comportamento no regime linear elástico), poderia indicar uma estabilização, ou acomodação da resposta estrutural do painel, à ação do carregamento compressivo, de forma que o comportamento não linear inicial observado em algumas tensões, em todos os 5 ciclos aplicados, seja eliminado, ou ao menos, minimizado.

De forma a verificar o efeito da estabilização da resposta do painel, foram realizadas simulações numéricas com uma carga mais elevada (50 kN), obtendo-se, valores de K_t mais elevados, o que indica uma possível acomodação da resposta do painel, em função da carga aplicada. Esses resultados serão ainda observados experimentalmente em trabalhos futuros.

Finalmente, a adoção da tensão equivalente de von Mises pode não ser a mais adequada para representar um estado tensional multiaxial, gerado na região danificada do painel, e a sua concentração de tensão resultante. Isso resulta do fato de que as tensões em tração e compressão, são consideradas igualmente no cálculo de tensão equivalente de von Mises, já que ambas são elevadas ao quadrado. Como trabalho futuro, podem ser analisados outros modelos matemáticos para a representação do estado de tensão multiaxial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] *International Energy Agency IEA, 2002, Energy Statistics*. Disponível em: http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2013_Executive_Summary_Portuguese. Acesso em: 05 ago.2015.
- [2] ALVEAL, C., 2001, *Petróleo e Gás na Próxima Década Brasileira: Mitos e Realidades sobre a Competitividade da Indústria*. In Almeida E. Ed., *Petróleo & Gás Brasil*, IE/UFRJ, 2001.
- [3] FILHO, J. A. R. Gontijo, 2011, *Retomada da Indústria Naval no Brasil. Características e Potencialidades na Construção de Plataformas Offshore*, Campinas, São Paulo.
- [4] da COSTA, Ricardo Cunha, PIRES, Victor Hugo e de LIMA, Guilherme Penin Santos, 2008, *Mercado de Embarcações de Apoio Marítimo às Plataformas de Petróleo: Oportunidades e Desafios*.
- [5] FERREIRA, Carolina F. C., 2014, *Fadiga de Painéis Planos Danificados de Navios Plataformas de Produção*. Projeto de Graduação do Curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [6] SINAVAL, *Demanda por plataformas de produção de petróleo*, 2010. Disponível em: <https://www.sinaval.org.br/docs/SINAVAL-Cenario2011-4tri>. Acesso em: 25 ago. 2015.
- [7] ORTIZ NETO, José Benedito, *O processo de aprendizado tecnológico na trajetória do Sistema de Produção Flutuante empreendido pela Petrobras em seu programa de capacitação tecnológica em águas profundas*. Tese de M.Sc., apresentada ao Departamento de Pós-Graduação em Desenvolvimento Econômico, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR, 2006.
- [8] ORTIZ NETO, José Benedito; SHIMA, Walter Tadahiro, 2008, *Trajetórias Tecnológicas no Segmento Offshore: Ambiente e Oportunidades*. Revista de Economia Contemporânea, v. 12, pp. 301-332.
- [9] RUAS, J. A. G., 2008, *Boletim de conjuntura industrial, acompanhamento setorial, panorama da indústria e análise da política industrial. Relatório de acompanhamento setorial, nº3: Construção Naval*. Convênio: ABDI e NEIT/IE/UNICAMP.
- [10] Net Marinha/SINAVAL, 2013, *SINAVAL informa construção local em seis das sete plataformas da Petrobras previstas para 2013*. Disponível em: <http://www.portalnaval.com.br/noticia/bacia-de-campos-tera-area-restrita-a-navegacao>. Acesso em: 01 jul. 2015.
- [11] de ANDRADE, R. H. R., NASSAR, R. M., *Relatórios 1 e 2, PSV: Platform SupplyVessel*, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, 2010.

- [12] PIMENTEL, Luiz Felipe P., Engenharia Naval e Oceânica. *Projeto de Sistemas Oceânicos II. Platform SupplyVessel Relatório I*, UFRJ, Rio de Janeiro, 2008.
- [13] Antaq – Agência Nacional de Transportes Aquaviários. Disponível em: http://www.antaq.gov.br/portal/pdf/BoletimPortuario/Frota_Apoio_Mar%C3%ADtimo_O_utubro_2012.pdf., 2012. Acesso em: 31 ago. 2015.
- [14] LOUREIRO, Aluizio. Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Tecnologia em Construção Naval. *Análise Geral de um PSV*, UEZO, Rio de Janeiro, RJ, 2011.
- [15] ABEAM – Associação Brasileira das Empresas de Apoio Marítimo. Cenário Atual, Desafios e Perspectivas para o Segmento de Apoio *Offshore*, 2013. Disponível em: www.abeam.org.br/upload/ABEAM_NAVALSHORE_12AGO2013. Acesso em: 27 ago. 2015.
- [16] SAETRE, Jan. B. Mork, 2013, *Collision Between Platform Deck and Service Vessel Wheelhouse. Norwegian University of Science and Technology. Department of Marine Technology*.
- [17] KENNY, J. P., 1988, *Protection of Offshore Installations against Impact, Background Report, OTI-88-535, Department of Energy*.
- [18] RAUSAND, Marvin; HOYLAN Arnljot, 2004, *System Reliability Theorie, Models, Statistical Methods, and Applications. Wiley Series in probability and statistics - second edition 2004, p. 88*.
- [19] *Practical Failure Analysis. In: Journal of American Society for Materials – ASM, Materials park, 2001*.
- [20] ANDERSON, T. L., 1995, *Fracture mechanics: fundamentals and applications. 2 ed. United States, CRC*.
- [21] OKUMOTO, Y., TAKEDA, Y., MANO, M., OKADA, T., *Design of Ship Hull Structures: a practical guide for engineers. 2 ed. Japão, Springer, 2009*.
- [22] Castro, C., *Estudo do Comportamento à Fadiga de Metais Dentro e Fora da Água na Presença de Pressão Hidrostática*, D. Sc., Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 2007.
- [23] Da Rosa, E., *Análise de Resistência Mecânica – Mecânica da Fratura e Fadiga*, Grupo de Análise e Projeto Mecânico, In: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, Brasil, 2002.
- [24] ASTM E912-83a, 1983, *Definitions of Terms Relating to Fatigue Loading, ASTM International*.
- [25] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., 2001, *Mechanical Engineering Design. 6 ed. New York, McGraw-Hill*.

- [26] DIETER, G. E., 1986, *Mechanical Metallurgy*. 3 ed. Boston, McGraw-Hill.
- [27] PILKEY, W. D., 1997, *Peterson's Stress Concentration Factors*. 2 ed. John Wiley & Sons, New York.
- [28] De Souza, E., *Análise do Efeito da tensão Média sobre a Resistência à Fadiga do Aço ASTM A743 CA6NM*, G. Sc., Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasil, 2011.
- [29] MEYERS, M., Chawla, K. *Mechanical Behavior of Materials*. Cambridge, 1999.
- [30] DE AZEVEDO, N. *Avaliação de Fadiga em Risers Rígidos com Dano Mecânico Tipo Mossa*, Projeto de Graduação, UFRJ, Brasil, 2015.
- [31] SCHIJVE, J., *Fatigue of Structures and Materials*. 2 ed., Springer, 2009.
- [32] BASTIAN, F. L., CAMINHA, H. M., MORAES, M., 1989, Apostila Mecânica da Fratura, PEMM – COPPE.
- [33] PINHEIRO, B., *Avaliação de Dutos de Transporte de Hidrocarbonetos Submetidos a Danos Mecânicos*. Tese de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, 2006.
- [34] ROCHA, P. C. F. *Estudo dos Efeitos no Comportamento em Fadiga em Aços de Alta Resistência*, Dissertação de Mestrado, pp.103, USP-Guaratinguetá, SP, 2005.
- [35] PROENÇA, S. P. B. *Introdução à Mecânica do Dano e Fratura*, p.300, São Carlos. SP, 2000.
- [36] FATEMI, A. and Vangt, L., 1998, *Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials*. *International journal of fatigue* Vol. 20.
- [37] MANSUR, T. R. *Avaliação e Desenvolvimento de Modelos de Determinação de Acúmulo de Danos por Fadiga em um Aço Estrutural*, pp 185, Dissertação de Doutorado, UFMG, Belo Horizonte, MG, 2003.
- [38] COOK, R. D.; Malkus, D. S.; Plesha, M. E., et al, 2002, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, Fourth Edition, John Wiley & Sons”, Inc.
- [39] FIGUEIREDO, Rodrigo B. de., *Avaliação Quanto à Fadiga de Danos em Modelos de Painéis de Navios FPSO*, Projeto de Graduação do Curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2017.
- [40] ESTEFEN, T. P., *Influência das distorções de fabricação no comportamento estrutural de painéis enrigecidos de plataforma semi-submersível sob compressão axial*, Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Brasil, 2009.
- [41] PINHEIRO, Bianca de C., PASQUALINO, Ilson P., *International Journal of Fatigue*, Volume 31, Issue 5, Pages 962-973, May 2009.

[42] SILVA, A.V.J.D., *Apostila de Introdução à Extensometria Elétrica de Resistência*, 1997.

[43] ABAQUS, *User's and Theory Manuals, Release 6.11*, Hibbitt, Karlsson, Sorensen, Inc, USA, 2001.

[44] AZEVEDO, Nathalia F. de., *Avaliação de Fadiga em Rises Rígidos com Dano Mecânico do Tipo Mossa*, Projeto de Graduação do Curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2015.

[45] ASTM, American Society for Testing and Materials, 2011.

[46] Mendelson, A., *Plasticity: Theory and Application*, McMillan, New York, 1968.