

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Leonardo Lannes Vieira**

**Fadiga em olhais offshore**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
Graduação em Engenharia Mecânica

Rio de Janeiro, 09 de Julho de 2020

*Dedico este trabalho às pessoas mais importantes da minha vida, que são: meus pais Sergio e Elyane e minha irmã Danielle. Eles foram fundamentais durante toda a minha faculdade e também na realização deste trabalho. Muito obrigado pelo amor, carinho e por estarem ao meu lado em todos os momentos da minha vida.*

## **Agradecimentos**

Agradeço ao meu professor orientador Jaime Tupiassú de Castro por todo conhecimento passado durante esse período juntos. Além disso, por compreender e apoiar nos momentos de dificuldade desse projeto. Ele foi fundamental para que eu não desistisse desse projeto.

À PUC-RJ pelos recursos laboratoriais que me auxiliaram na realização dos testes.

Ao Julian, do laboratório de Fadiga e Mecânica da Fratura, pela paciência e suporte técnico no desenvolvimento das atividades deste trabalho.

Ao Sr. Euclides, do laboratório de Estruturas e Materiais, pela ajuda no setup dos ensaios e ao Prof. Flávio de Andrade Silva pela disponibilização da máquina de seu laboratório.

À Qualitech por fornecer os corpos de prova e contribuir no meu desenvolvimento profissional e acadêmico.

E a todos, que de alguma forma, contribuíram para o êxito desta dissertação.

## Resumo

Na indústria offshore, a preocupação com a segurança nas operações é muito evidente, pois a maioria delas envolve muito risco devido à constante movimentação de cargas. Os olhais de içamento são um dos componentes estruturais mais presentes nos navios e plataformas, e estes são dimensionados e montados de acordo com diversos fatores, como por exemplo, a resistência a fadiga. Por conta desse cuidado com a operação, há uma enorme demanda por inspeção nesses equipamentos para garantir uma confiabilidade até porque algumas falhas por fadiga não são visíveis a olho nu. Neste trabalho foi feita uma análise teórica das técnicas pós-soldagem, como o Hammer Peening e o esmerilhamento, para aprimoramento da resistência a fadiga de estruturas soldadas. Além disso, foi possível comprovar analiticamente o malefício causado pela corrosão sobre a resistência a fadiga. Para essa avaliação foram realizados testes de fadiga em olhais soldados em uma placa. Primeiramente foi feito um teste de aceitação no corpo de prova sem técnica pós-soldagem totalizando 5 milhões de ciclos realizados. Foi possível concluir que o olhal não teve qualquer dano nos pontos críticos durante o teste sob carga segura de trabalho. Em seguida, foi realizado o método de Degrau para análise de fadiga dos corpos de prova. Entretanto, não foram obtidos resultados satisfatórios devido à incorreta montagem do ensaio, podendo concluir que a montagem correta durante uma operação de içamento também é fundamental para o uso adequado dessa estrutura. Como não foi possível realizar novos testes devido à pandemia, a alternativa foi utilizar o Método de Elementos Finitos para obter algumas conclusões a respeito da fadiga e o efeito de concentração de tensões em estruturas soldadas. Por fim, é apresentado o método Hot spot para obtenção das tensões críticas na solda e fundamental para o cálculo do  $K_t$ .

**Palavras-chave:** Fadiga. Martelamento. Esmerilhamento. Método do Degrau. Olhal de içamento. Offshore. Método de Elementos Finitos. Concentração de Tensões. Método Hot spot.

## Abstract

In the offshore industry, the concern with safety in operations is very evident, as most of them involve a lot of risk due to the constant cargo handling. Pad eyes are one of the most common structural components in ships and platforms, and they are sized and assembled according to various factors, such as fatigue stress. Because of this care with operation, there is a huge demand for inspection on these equipment to ensure reliability even because some fatigue failures are not visible with the naked eye. In this work, a theoretical analysis of post welding techniques was performed, such as Hammer Peening and Grinding, to show the improvement of the fatigue stress of welded structures. In addition, it was possible to prove analytically the damage caused by corrosion in a fatigue strength. For this evaluation, fatigue tests were done on pad eyes welded to a plate. First, an acceptance test was executed on the specimen without post-welding technique totaling 5 million cycles performed. It was concluded that the pad eye was not damaged at the critical points during the test under safe working load. Then, the Step method was used to analyze the fatigue of the specimens. However, satisfactory results were not obtained due to incorrect assembly of the test, and it can be concluded that the correct assembly during a lifting operation is also fundamental for the proper use of this structure. As it was not possible to carry out new tests due to the pandemic, the alternative was to use the Finite Element Method to obtain some conclusions regarding fatigue and the stress concentration effect in welded structures. Finally, the Hot spot method for obtaining critical stresses in the weld and fundamental for the calculation of  $K_t$ .

**Key words:** Fatigue. Hammer Peening. Grinding. Step Method. Pad eyes. Off-shore. Finite Element Method. Stress Concentration. Hot spot method.

## Lista de ilustrações

Figura 1 – Análise microscópica de uma falha por fadiga (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009). . . . .	17
Figura 2 – Curvas S-N do estudo de Wöhler (DIETER, 1986) . . . . .	19
Figura 3 – Diagrama de Goodman (DIETER, 1986) . . . . .	19
Figura 4 – Exemplos típicos de carregamentos de fadiga (DIETER, 1986) . . . . .	21
Figura 5 – Carregamento onde a tensão varia senoidalmente. . . . .	21
Figura 6 – Esquema dos estágios I e II do processo de fadiga (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009). . . . .	23
Figura 7 – Conceito de micro-deformação causando a formação de trincas de fadiga. (a) Deformação estática; (b) deformação de fadiga causando o entalhe da superfície (intrusão); (c) deformação de fadiga causando banda de deslizamento de extrusão. (DIETER, 1986) . . . . .	24
Figura 8 – Mecanismo para o desenvolvimento (iniciação) de uma trinca de fadiga (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009) . . . . .	25
Figura 9 – Curvas típicas de fadiga para metais ferrosos e não-ferrosos (DIETER, 1986) . . . . .	28
Figura 10 – Exemplo de tabela retirada da (DNV GL, 2014) . . . . .	30
Figura 11 – Imagem de tabela com número de testes x desvio padrão (DNV GL, 2014) . . . . .	31
Figura 12 – Distribuições transversais de temperaturas e tensões residuais em uma deposição de material de solda (MASUBUCHI, 1980). . . . .	34
Figura 13 – Distribuição típica de tensões residuais em uma união de topo (OKUMURA; TANIGUCHI, 1982) . . . . .	35
Figura 14 – Distribuição de temperatura e zona plastificada de uma chapa soldada (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2014). . . . .	36
Figura 15 – Distribuição de tensões longitudinais e transversais ao longo de uma linha transversal ao cordão de solda (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2014). . . . .	36
Figura 16 – Variação das tensões residuais transversais ( $\sigma_t$ ) de uma chapa soldada (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2014). . . . .	38
Figura 17 – Ferramenta normalmente utilizada para o Hammer Peening (IIW, 2008)	40
Figura 18 – Procedimento para o Hammer Peening (IIW, 2008) . . . . .	41
Figura 19 – Esmeril recomendável de acordo com a IIW . . . . .	42
Figura 20 – Ângulos recomendados para uso do esmeril (IIW, 2008) . . . . .	43
Figura 21 – Máximo de profundidade permitido e o tamanho do entalhe (IIW, 2008)	43
Figura 22 – Tabela da norma DNV adaptada com textos realçados em amarelo com os fatores de melhoria (DNV GL, 2014) . . . . .	44
Figura 23 – Curva S-N para cada tipo de melhoria (DNV GL, 2014) . . . . .	44

Figura 24 – Tabela com melhorias para cada tipo de detalhe de solda (DNV GL, 2014) . . . . .	45
Figura 25 – Representação em 3D do corpo de prova no Solidworks . . . . .	51
Figura 26 – Montagem do ensaio no laboratório . . . . .	52
Figura 27 – Carregamento de amplitude: (a) constante e (b) variável (D’HUY, 1964). . . . .	53
Figura 28 – Dedução do método de Prot (D’HUY, 1964) . . . . .	53
Figura 29 – Curva $\sigma_f \times \sqrt{\alpha}$ (D’HUY, 1964) . . . . .	55
Figura 30 – Esquema representativo do método de Degrau para um corpo de prova (BHADURI, 2018) . . . . .	56
Figura 31 – Líquido Penetrante . . . . .	58
Figura 32 – Revelador . . . . .	58
Figura 33 – Furo do olhal deformado nas pontas e o centro sem deformação . . . . .	59
Figura 34 – Pino torto e pino fraturado . . . . .	59
Figura 35 – Exemplo de viga biapoiada com carga pontual no centro . . . . .	60
Figura 36 – Princípio de Saint-Venant (BEER; JOHNSTON JR., 1995) . . . . .	62
Figura 37 – Análise realizado no Solidworks . . . . .	63
Figura 38 – Vista superior do olhal . . . . .	63
Figura 39 – Recorte de tabela referente a categoria do detalhe de solda escolhido. (DNV GL, 2014) . . . . .	65
Figura 40 – Sistema olhal-chapa-pino modelados no Ansys . . . . .	71
Figura 41 – Malha escolhida e refinada na região da solda e do furo para as análises desse trabalho . . . . .	73
Figura 42 – Exemplo de içamento com força vertical aplicada no olhal . . . . .	74
Figura 43 – Análise de tensões no olhal e na solda . . . . .	75
Figura 44 – Detalhe da região crítica no olhal . . . . .	75
Figura 45 – Análise de tensões com foco na solda . . . . .	77
Figura 46 – Curva S-N extraídas da DNV de detalhes de solda sob efeito de contato apenas com o ar. . . . .	78
Figura 47 – Vida infinita em todos os pontos do corpo estudado . . . . .	79
Figura 48 – Erros na malha durante a análise de fadiga . . . . .	79
Figura 49 – Detalhes dos erros durante a análise de fadiga . . . . .	80
Figura 50 – Fatores de segurança relacionados à fadiga na região do furo e na solda . . . . .	81
Figura 51 – Exemplo de zona não recomendada para um tipo de olhal fornecido pela fabricante Crosby . . . . .	81
Figura 52 – Exemplo de montagem em içamento com força angular da lingada no olhal. . . . .	82
Figura 53 – Imagem ilustrativa da força aplicada a 60° com a horizontal . . . . .	83
Figura 54 – Tensão normal máxima no olhal com força de 30° . . . . .	84
Figura 55 – Vida a fadiga da estrutura sob uma força de 30° . . . . .	85

Figura 56 – Fator de segurança a fadiga na estrutura sob força com ângulo de 30°	85
Figura 57 – Tensão normal máxima no olhal com força de 45°	86
Figura 58 – Vida a fadiga da estrutura sob uma força de 45°	87
Figura 59 – Fator de segurança a fadiga na estrutura sob força com ângulo de 45°	87
Figura 60 – Concentração de tensões em um cordão de solda	89
Figura 61 – Decomposição do estado de tensão adaptado de Niemi, E. (2006)	89
Figura 62 – Tendências de formação de trincas x direção da tensão principal (DNV GL, 2014)	90
Figura 63 – Tipos de Hot spot estudados	92
Figura 64 – Exemplo de pontos extrapolados em uma malha t x t (NIEMI et al., 2006)	93
Figura 65 – Concentração de tensões - Elevação das tensões próximo ao furo	94
Figura 66 – Placa com furo sob tração	95
Figura 67 – Extensômetros em: (a) 1 direção; (b) 2 direções; (c) 3 direções	96
Figura 68 – Análise do tipo A localizada no centro simétrico da chapa carregada	98
Figura 69 – Análise do tipo B localizado na chapa soldada	99
Figura 70 – Análise do tipo A afastada do centro simétrico da chapa carregada.	100
Figura 71 – Corte lateral do olhal	101
Figura 72 – Áreas efetivas para dimensionamento da N-2683	107
Figura 73 – Dados do eletrodo E7018 utilizado na solda do olhal (WELDWIRE COMPANY, 2013)	109
Figura 74 – Tabela extraída do site Matweb	110
Figura 75 – Representação da montagem do ensaio realizada no Solidworks	111

## Lista de tabelas

Tabela 1 – Propriedades mecânicas do aço A-36 . . . . .	50
Tabela 2 – Número de ciclos por dia de testes realizados . . . . .	57
Tabela 3 – Tabela de curvas S-N para ambiente marítimo com proteção catódica (DNV GL, 2014). . . . .	65
Tabela 4 – Tabela de curvas S-N para ambiente marítimo sem proteção catódica (DNV GL, 2014) . . . . .	66
Tabela 5 – Tabela extraída com fatores de melhoria de acordo com cada tratamento (DNV GL, 2014) . . . . .	67
Tabela 6 – Tabela de curvas S-N para contato apenas com o ar (DNV GL, 2014)	68
Tabela 7 – Resultados da primeira análise . . . . .	99
Tabela 8 – Resultados na segunda análise . . . . .	100

## **Lista de abreviaturas e siglas**

ABS	American Bureau of Shipping
API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
AWS	American Welding Society
CP	Corpo de prova
DNV GL	Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd
FS	Fator de segurança
ISO	International Organization for Standardization
MEF	Método de Elementos Finitos
SWL	Safe working load
ZAC	Zona afetada pelo calor
ZF	Zona fundida

## Lista de símbolos

$A$	Área da seção
$A_t$	Área transversal
$b$	Interseção no eixo das tensões
$c$	Fator cujo valor depende número de testes pelo desvio padrão
$d$	Diâmetro do furo do olhal
$N_f$	Número de ciclos até a falha
$K_t$	Fator de concentração de tensão
$K_t$	Fator de concentração de tensões
$\log a$	Interseção do valor médio dos $n$ dados de teste com o eixo $\log N$
$m$	Inclinação da curva SN
$n$	Tamanho da amostra
$N_d$	Número de ciclos por degrau
$P$	Força aplicada
$SMF$	Fator de modificação de tensão
$\Delta\sigma_d$	Acréscimo de tensão por ciclo
$\sigma_b$	Tensão na solda referente ao momento
$\sigma_{ln}$	Tensão de entalhe
$\sigma_m$	Tensão na solda referente a tensão axial
$\sigma_{nlp}$	Pico de tensão não-linear referente a geometria da solda
$\sigma_{nom}$	Tensão nominal
$\sigma_o$	Tensão de fadiga do ciclo anterior à fratura
$da/dN$	Taxa de crescimento de trincas
$N$	Número de ciclos
$S$	Tensão de ensaio
$\Delta K$	Fator de intensidade de tensão

$\sigma_t$	Tensões residuais transversais
$\tau_{max}$	Tensão de cisalhamento máxima
$S_{L-est}$	Limite de fadiga estimado
$S_{logN}$	O desvio padrão do n dados de teste do log N
$S_L$	Limite de fadiga
$S_y$	Limite de escoamento do material
t	Espessura do olhal
w	Largura do olhal
$x_c$	Fator derivado da distribuição gaussiana
$\alpha$	Taxa de aumento no Método de Prot
$\Delta\varepsilon$	Gama de deformações
$\Delta\sigma$	Gama de tensões
$\mu_{SL}$	Média do limite de fadiga
$\sigma_a$	Tensão alternada
$\sigma_{f1}$	Tensão de ruptura sob amplitude constante
$\sigma_f$	Tensão de fratura
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima
$\sigma_{m'}$	Tensão mínima
$\sigma_m$	Tensão média
$\omega_{SL}$	Desvio padrão do limite de fadiga

## Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>Fadiga</b>	<b>17</b>
<b>2.1</b>	<b>Definição</b>	<b>18</b>
<b>2.2</b>	<b>Tipos de tensões cíclicas</b>	<b>20</b>
<b>2.3</b>	<b>Iniciação da trinca de fadiga</b>	<b>22</b>
<b>2.4</b>	<b>Fadigas de baixo, alto e giga ciclo</b>	<b>25</b>
<b>2.5</b>	<b>Determinação das tensões atuantes</b>	<b>26</b>
<b>2.6</b>	<b>Análise de fadiga</b>	<b>26</b>
2.6.1	Curva S-N nas Normas de Classificadoras	29
<b>2.7</b>	<b>Levantamento da Curva S-N</b>	<b>30</b>
<b>3</b>	<b>Tensões residuais</b>	<b>33</b>
<b>3.1</b>	<b>Tensões residuais na soldagem</b>	<b>33</b>
<b>3.2</b>	<b>Método de alívio de tensões</b>	<b>38</b>
3.2.1	Martelamento (Hammer Peening)	39
3.2.1.1	Equipamento	40
3.2.1.2	Procedimento	40
3.2.2	Esmerilhamento	41
3.2.2.1	Equipamento	42
3.2.2.2	Procedimento	42
<b>3.3</b>	<b>Procedimento para quantificar a melhoria com os tratamentos</b>	<b>43</b>
<b>4</b>	<b>Métodos de ensaio de fadiga</b>	<b>46</b>
<b>4.1</b>	<b>Método Padrão</b>	<b>46</b>
<b>4.2</b>	<b>Método do Nível de Tensão Constante</b>	<b>46</b>
<b>4.3</b>	<b>Método da Sobrevivência</b>	<b>47</b>
<b>4.4</b>	<b>Método do Degrau</b>	<b>47</b>
<b>4.5</b>	<b>Método de Prot</b>	<b>47</b>
<b>4.6</b>	<b>Método do Valor Extremo</b>	<b>48</b>
<b>4.7</b>	<b>Método de Nixon</b>	<b>48</b>
<b>5</b>	<b>Ensaio de Fadiga</b>	<b>50</b>
<b>5.1</b>	<b>Metodologia</b>	<b>50</b>
<b>5.2</b>	<b>Material</b>	<b>50</b>
<b>5.3</b>	<b>Corpos de prova</b>	<b>50</b>
<b>5.4</b>	<b>Montagem do ensaio</b>	<b>51</b>
<b>5.5</b>	<b>Método utilizado</b>	<b>52</b>

<b>5.6</b>	<b>Resultados</b>	<b>57</b>
5.6.1	Análise do pino fraturado	60
<b>6</b>	<b>Cálculos</b>	<b>62</b>
<b>6.1</b>	<b>Carregamento axial e análise de tensões</b>	<b>62</b>
<b>6.2</b>	<b>Análise da corrosão</b>	<b>64</b>
<b>6.3</b>	<b>Melhoria com os tratamentos pós-soldagem</b>	<b>67</b>
<b>7</b>	<b>Análise por Elementos Finitos</b>	<b>70</b>
<b>7.1</b>	<b>Abordagem Teórica</b>	<b>70</b>
<b>7.2</b>	<b>Modelagem</b>	<b>70</b>
<b>7.3</b>	<b>Geração da malha ou Pré-processamento</b>	<b>72</b>
<b>7.4</b>	<b>Pós-processamento</b>	<b>73</b>
7.4.1	Análise de tensões	73
7.4.1.1	Carregamento vertical	74
7.4.2	Análise de fadiga	77
7.4.2.1	Carregamento vertical	78
7.4.3	Análises sob carga excêntrica	81
7.4.3.1	Carga a 60°	83
7.4.3.2	Carga a 45°	86
<b>8</b>	<b>Metodologias Avançadas</b>	<b>88</b>
<b>8.1</b>	<b>Princípios gerais do método hot spot</b>	<b>88</b>
<b>8.2</b>	<b>Determinação das tensões</b>	<b>90</b>
<b>8.3</b>	<b>Metodologia no ANSYS</b>	<b>91</b>
<b>9</b>	<b>Concentração de Tensões e o <math>K_t</math></b>	<b>94</b>
<b>9.1</b>	<b>Obtenção da Concentração de Tensões</b>	<b>95</b>
9.1.1	Mecânica dos Sólidos	95
9.1.2	Extensometria	95
9.1.3	Fórmulas Empíricas	97
9.1.4	Análise por Elementos Finitos	97
9.1.5	Tabela das Normas	98
<b>9.2</b>	<b>Resultados via ANSYS</b>	<b>98</b>
<b>10</b>	<b>Conclusões</b>	<b>102</b>
<b>10.1</b>	<b>Sugestões para trabalhos futuros</b>	<b>103</b>
	<b>Referências</b>	<b>104</b>
	<b>APÊNDICE A – Dimensionamento do olhal (N-2683):</b>	<b>107</b>

<b>APÊNDICE B – Datasheet E-7018 . . . . .</b>	<b>109</b>
<b>APÊNDICE C – Datasheet ASTM A-36 . . . . .</b>	<b>110</b>
<b>APÊNDICE D – Montagem do ensaio . . . . .</b>	<b>111</b>

## 1 Introdução

Os olhais utilizados no segmento offshore são projetados para resistirem aos mais diversos esforços, sempre garantindo uma operação segura. Por estes motivos, estas estruturas soldadas são constantemente inspecionadas para assegurar que não tenham trincas e possibilidades de fraturas. Logo, é de suma importância que seja feito um dimensionamento correto, considerando os fatores externos competentes a estes locais.

A preocupação com a segurança do trabalho no ambiente offshore é elevada, pois há um grande número de operações de risco, por isso a necessidade de um controle adicional para reduzir a probabilidade de falhas nesses equipamentos. Os olhais normalmente estão envolvidos nas atividades de risco de fatalidade nas mais diversas utilizações e, a maioria dos acidentes podem ser evitados com uma boa gestão de montagem e manutenção destas estruturas.

Além disso, uma das causas de falha mais recorrente é a falha por fadiga. Atualmente, estima-se que a fadiga é responsável por cerca de 80% a 90% das falhas em serviço de componentes mecânicos. Além de causar prejuízos enormes, representa não só um perigo para os trabalhadores de indústrias, mas também para a sociedade em geral, visto que juntas soldadas sujeitas à fadiga estão presentes em pontes, automóveis e aeronaves.

Juntas soldadas apresentam microestrutura heterogênea, tensões residuais e concentradores de tensão, uma vez que a operação de soldagem modifica a estrutura do material de base, além de introduzir um material diferente na área a ser soldada. Dessa forma, a falha por fadiga em componentes soldados difere bastante daquela em componentes não soldados, apresentando menor resistência à fadiga (BRANCO, 1999).

Um dos métodos mais indicados para o alívio de tensões residuais produzidas na soldagem é o martelamento. Também conhecido como “Hammer Peening”, seja ele praticado de forma manual, utilizando um martelo bola, ou mediante martelete pneumático. A literatura relativa ao controle do processo é muito escassa, quase inexistente e o método permanece como uma “arte” aplicada de forma empírica pelos soldadores.

Os efeitos atribuídos ao martelamento são:

- Indução de tensões compressivas;
- Alívio de tensões residuais.

Ambos os efeitos são benéficos para os casos em que os componentes soldados são sujeitos a esforços dinâmicos, que possam resultar em falhas por fadiga. Também são nos casos de soldagem de aços temperáveis, nos quais são mais suscetíveis às

trincas a frio, e no comportamento em serviço de componentes sujeitos à corrosão sob tensão.

Além desta abordagem, este trabalho tem como objetivo apresentar o assunto concentração de tensões em estruturas soldadas, aplicada ao processo de fadiga dos materiais das mesmas. Com isso, ao longo do texto, são descritos o processo de fadiga dos materiais e a influência da concentração de tensões. No que diz respeito às concentrações de tensões, estas são definidas e descritas com os métodos de obtenção das mesmas.

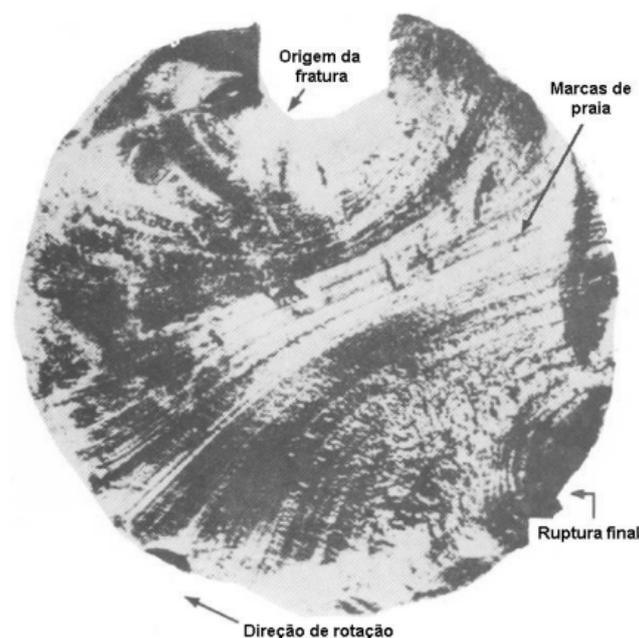
Por fim, é apresentado o método hot spot para obter a tensões críticas na solda para o cálculo do fator de concentração de tensões, bastante útil para uma análise de fadiga. O resultado obtido é comparado com a literatura e citado no documento.

## 2 Fadiga

É um fato reconhecido desde 1830 que um metal sujeito a uma tensão repetitiva ou flutuante irá falhar com uma tensão menor que aquela requerida para causar a fratura com uma simples aplicação de carga (DIETER, 1986). As falhas que ocorrem sob condições de carregamento dinâmico são chamadas falhas por fadiga, isto porque geralmente se observa que estes tipos de falhas ocorrem apenas após um considerável período de serviço. A fadiga tem se tornado progressivamente mais freqüente de acordo com o desenvolvimento de uma grande quantidade de equipamentos sujeitos a carregamentos cíclicos e vibração, como bombas, turbinas, automóveis, aviões, etc., chegando ao ponto de pelo menos 90 por cento de todas as falhas em serviço ocorrerem devido a essas causas (STEPHENS; FUCHS, 2000).

A falha por fadiga é particularmente perigosa porque em alguns casos pode ocorrer sem nenhuma indicação prévia muito evidente. Em uma escala macroscópica, a superfície da fratura é comumente normal à direção da tensão principal de tração. A falha por fadiga pode ser reconhecida normalmente a partir da aparência da superfície de fratura, que mostra uma região lisa (parte superior da Figura 1), e uma região grosseira, onde a peça falhou de maneira dúctil quando a seção restante não foi capaz de suportar o carregamento. Freqüentemente, o progresso da fratura é indicado por uma série de anéis, ou “marcas de praia”, avançando para o interior do material a partir do ponto de iniciação da falha. A Figura 1 também ilustra outra característica da fadiga, isto é, que a falha ocorre normalmente em um ponto de concentração de tensões tal como um canto vivo ou entalhe.

**Figura 1 – Análise microscópica de uma falha por fadiga (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009).**



Três fatores básicos são necessários para causar a falha por fadiga. São eles:

- 1) uma tensão de tração;
- 2) uma variação ou flutuação ampla o bastante na tensão aplicada;
- 3) e um número de ciclos suficiente com tensão aplicada.

Além destas, existem muitas outras variáveis, tais como concentração de tensões, corrosão, temperatura, sobrecarga, estrutura metalúrgica, tensão residual, e tensões combinadas, as quais tendem a alterar as condições para fadiga. Serão discutidos alguns destes fatores a partir de um ponto de vista essencialmente empírico. Devido a grande massa de dados sobre estes assuntos, serão descritos apenas os pontos mais importantes entre estes fatores e a fadiga.

## 2.1 Definição

Fadiga é uma falha que pode ocorrer sob solicitações bastante inferiores ao limite de resistência do metal ou outros materiais, isto é, na região elástica. É consequência de esforços alternados, que produzem trincas, em geral na superfície, devido à concentração de tensões. A grande maioria das falhas em serviço de componentes estruturais e mecânicos ocorrem devido a problemas de fadiga e embora não tenha dados brasileiros, estima-se que o custo associado a elas seja maior do que 4% do produto interno bruto (PIB) na Europa e nos Estados Unidos, (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009).

Fadiga é um tipo de falha mecânica que é caracterizada pela geração e pela propagação paulatina de uma trinca, causada primariamente pela aplicação repetida de cargas variáveis no tempo. Uma trinca é gerada pela gama de deformações  $\Delta\varepsilon$  ou das tensões  $\Delta\sigma$  atuantes no ponto crítico da peça, portanto a fadiga pode ser controlada por tensão ou deformação (AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, E1150-87, 1993).

Entende-se por fadiga, um processo de acúmulo de dano permanente de forma progressiva e localizada. A fadiga ocorre, em componentes ou materiais sujeitos a condições dinâmicas de carregamento que resultam na nucleação e propagação de trincas, que culminam numa fratura completa após um número suficiente de ciclos de carregamento. Como consequência, resultam falhas em serviço de componentes estruturais e mecânicos (ZERBST et al., 2005).

O limite de fadiga ( $S_L$ ) é uma importante propriedade de alguns materiais utilizada nos projetos contra a falha estrutural por fadiga. É o parâmetro que define o nível de tensão abaixo do qual o material não falha por fadiga, independente do número de ciclos de carregamento acumulado. Apesar de existir estimativas empíricas,

a determinação experimental dessa propriedade é primordial em projetos reais de dimensionamento mecânico à fadiga.

Fatores amplificadores também podem existir como o associado ao efeito coaxing, fenômeno caracterizado pelo aumento da resistência mecânica e de fadiga dos materiais quando esses são submetidos a carregamentos cíclicos menores, porém próximos, ao limite de fadiga do material, (NICHOLAS, 2006).

Quando se faz menção a metodologias adotadas em projeto de componentes sujeitos à fadiga durante serviço, se destaca a curva S-N, proposta por Wöhler no século XIX (Figura 2), e que em conjunto com os diagramas de Goodman (Figura 3) é considerada como uma ferramenta simples e eficiente na previsão da vida-fadiga de materiais estruturais sob carregamento uniaxial (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009).

Figura 2 – Curvas S-N do estudo de Wöhler (DIETER, 1986)

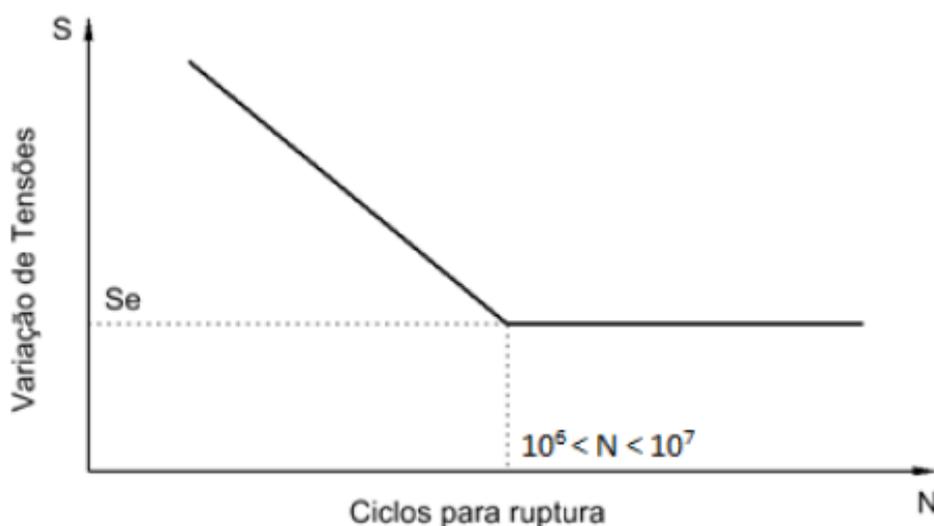
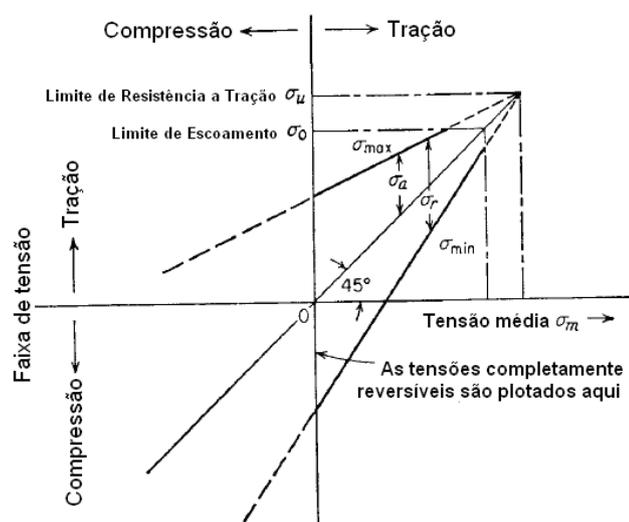


Figura 3 – Diagrama de Goodman (DIETER, 1986)



Devido aos avanços ligados à Mecânica do Dano e da Integridade Estrutural no século XX, deu-se início à filosofia de continuidade de operação em estruturas trincadas ou em falha controlada, pois passou a se observar que a presença de trincas, não significava uma estrutura perdida. Na década de 60 do século XX, apresentou-se a metodologia de Paris, que propôs pela primeira vez uma relação empírica entre a taxa de crescimento de trincas ( $da/dN$ ) e variações no fator intensidade de tensão na ponta da trinca ( $\Delta K$ ) na curva  $da/dN$  versus  $\Delta K$  (DIETER, 1986).

## 2.2 Tipos de tensões cíclicas

Um carregamento cíclico pode ser definido como uma função harmônica, sendo esta dotada de uma tensão máxima, uma tensão mínima e uma tensão média. Este tipo de carregamento leva os materiais metálicos à falha mecânica pelo mecanismo denominado fadiga. Para a determinação da vida em fadiga e de todos os parâmetros envolvidos no processo, utilizam-se os ensaios de fadiga (GARCIA, 2000).

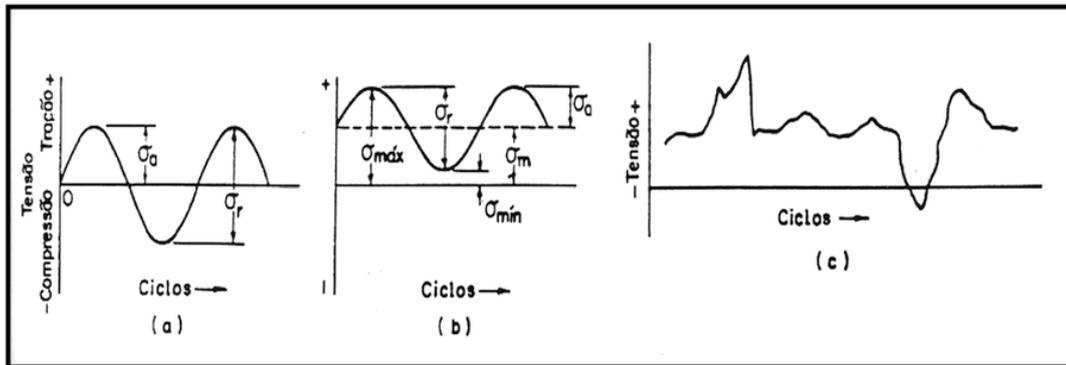
Segundo Fontes (2008), existem diferenças significativas entre as estruturas resultantes dos materiais solicitados ciclicamente e dos materiais solicitados monotonicamente, como nos ensaios de tração, por exemplo. As principais diferenças são:

- devido ao intervalo de tempo de deformação bastante superior na solicitação de fadiga, as estruturas de discordâncias geradas são muito mais próximas das condições de baixa energia do que a estrutura gerada no regime monotônico de deformação;
- a movimentação cíclica da solicitação de fadiga minimiza o unidirecionamento das deformações, o qual prevalece nos ensaios monotônicos;
- a densidade de discordâncias encontrada após a solicitação por fadiga é muito maior que após a solicitação monotônica.

A falha de materiais pela aplicação de esforços cíclicos foi reportada pela primeira vez por Albert, em 1838, porém a definição de fadiga como falha do material por esforços alternados surge no trabalho de Poncelet de 1839 (GARCIA, 2000); o estudo desta causa de falha por ensaios onde as tensões foram geradas em experimentos de flexão rotativa se deu pela primeira vez no trabalho de Wöhler, em 1860 (DIETER, 1986).

É importante caracterizar os possíveis tipos de tensões cíclicas que provocam o fenômeno de fadiga, sendo que as tensões aplicadas podem ser axiais (tração-compressão), de flexão (dobramento) ou de torção (carga rotativa), permitindo, de modo geral, a existência de três diferentes formas de tensões variáveis com o tempo.

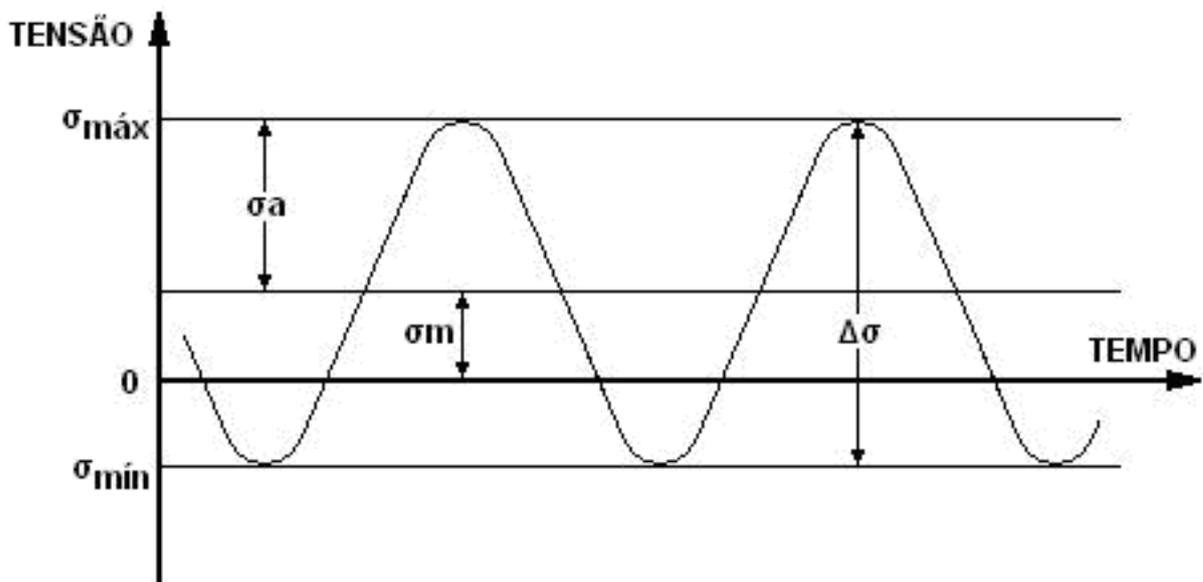
Figura 4 – Exemplos típicos de carregamentos de fadiga (DIETER, 1986)



Na Figura 4, a curva (a) apresenta um ciclo de tensões alternadas de forma senoidal, onde as tensões máximas e mínimas são iguais em módulo. A curva (b) apresenta um ciclo de tensões alternadas de forma também senoidal, onde as tensões máxima e mínima possuem valores diferentes. A curva (c) apresenta um espectro cujo componente está sujeito a cargas aleatórias.

A Figura 5 indica os parâmetros importantes para o estudo da fadiga:

Figura 5 – Carregamento onde a tensão varia senoidalmente.



Os parâmetros indicados são:

- Dupla amplitude de tensão:  $\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}$
- Tensão alternada:  $\sigma_a = (\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}) / 2 = \Delta\sigma / 2$
- Tensão média:  $\sigma_m = (\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}) / 2$
- Razão entre tensões:  $R = \sigma_{m\acute{i}n} / \sigma_{m\acute{a}x}$

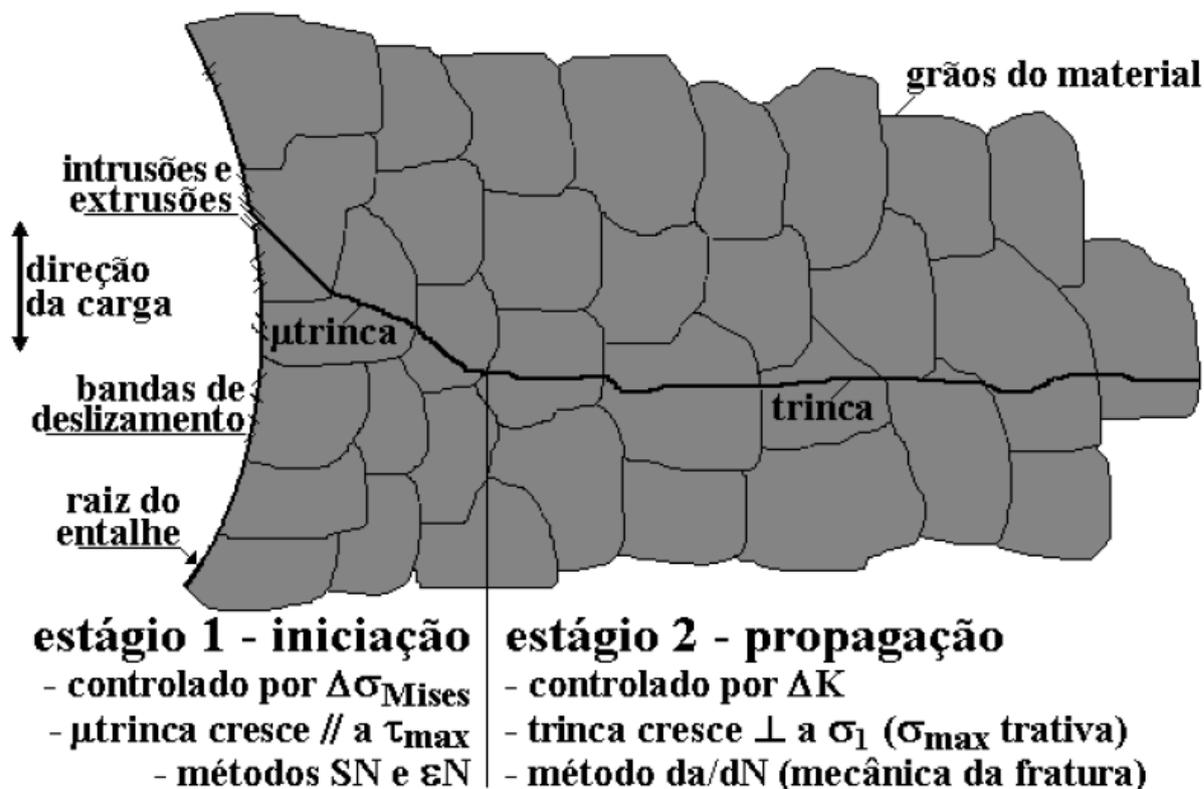
### 2.3 Iniciação da trinca de fadiga

Nos estudos das mudanças básicas estruturais que ocorrem quando um metal está sujeito à tensão cíclica, divide-se o processo de fadiga, por conveniência, nos seguintes estágios:

Estágio I - Corresponde à nucleação da trinca por deformação plástica cíclica localizada e o seu crescimento inicial, ao longo de bandas de deslizamento, sob a influência de tensões de cisalhamento. À medida que vão crescendo, elas formam extrusões e intrusões superficiais que dão origem a várias microtrincas, até que uma delas domina o processo e passa a concentrar as deformações subsequentes. A microtrinca dominante crítica então se propaga por alguns grãos do material numa direção paralela a da tensão de cisalhamento máxima ( $\tau_{max}$ ). Este estágio não é visível a olho nu na superfície da fratura pois, normalmente, não se estende por mais de 2 a 5 grãos. Pode corresponder até a 90% do número total de ciclos que o componente suporta antes de fraturar; a presença de entalhes e altas tensões localizadas reduz a duração deste estágio.

Estágio II - Quando esta microtrinca se torna efetivamente uma trinca, esta muda de direção e começa a se propagar num plano perpendicular à direção da máxima tensão normal ( $\sigma_{max}$ ). A transição do estágio I para o II se dá através da formação de numerosos degraus, também não visíveis a olho nu (ver figura 7). É sempre visível a olho nu e pode corresponder à maioria da área da superfície da fratura, ainda que não corresponda necessariamente à maior parte do número de ciclos total suportado pela peça. Este estágio vai do crescimento e propagação paulatina da trinca crítica dominante até a fratura final da peça.

Figura 6 – Esquema dos estágios I e II do processo de fadiga (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009).



Da observação destes estágios, é fácil compreender que duas condições são necessárias para ocorrer ruptura por fadiga:

a) tensões de tração: pois são estas tensões que provocam o crescimento da trinca no estágio II. É importante notar, entretanto, que embora tensões de compressão não provoquem fratura por fadiga, carregamento externo em compressão pode provocar.

b) deformação plástica localizada: embora, como foi dito anteriormente, fraturas por fadiga ocorram sob tensões nominais abaixo do limite de escoamento, é condição necessária que haja deformação plástica, pois, analogamente a qualquer tipo de fratura de metais, a fadiga é nucleada e acompanhada na propagação por deformação plástica.

Sendo um processo essencialmente localizado, é fácil de entender a importância, na fadiga, da concentração de tensões devido a variações de dimensões e estado de superfície (entalhes mecânicos, como raios de concordância, rasgos de chaveta, riscos de usinagem) ou a tensões residuais de tratamento mecânico, térmico ou soldagem.

Devido a isto, os resultados obtidos em corpos de prova usinados e ensaiados em laboratório têm um significado bastante restrito, sendo normalmente necessários ensaios do componente propriamente dito para se avaliar a resistência à fadiga.

De acordo com Dieter (1986), a proporção relativa do total de ciclos para a falha que está envolvida com cada estágio depende das condições do teste e do material. Entretanto, está bem estabelecido que uma trinca de fadiga pode ser formada

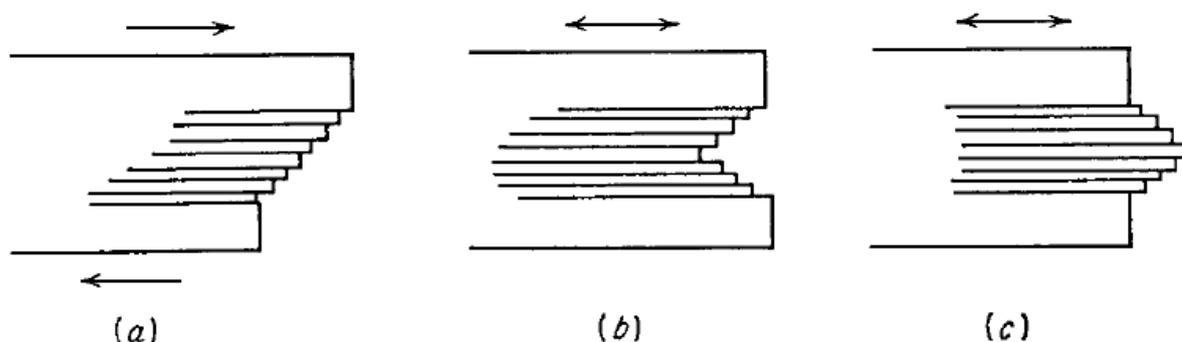
antes de 10 por cento da vida total do corpo de prova ter sido alcançada. Existe uma considerável ambigüidade para decidir quando uma banda de deslizamento profunda deve ser chamada de trinca. Em geral, grandes proporções do total de ciclos para a falha estão envolvidas com a propagação de trincas no estágio II em fadiga de baixo ciclo que em fadiga de longa vida, enquanto o crescimento de trincas no estágio I engloba o maior segmento para baixas tensões, fadiga de alto ciclo. Se a tensão de tração for alta, como na fadiga de corpos de prova com entalhes agudos, o crescimento das trincas do estágio I pode até mesmo não ser observado.

Uma consideração estrutural predominante em fadiga é o fato que trincas de fadiga normalmente são iniciadas em uma superfície livre. Naquelas raras ocasiões onde a trinca de fadiga inicia no interior existe sempre uma interface envolvida, como por exemplo a interface de uma camada superficial carbonetada e o metal de base.

Uma importante característica estrutural que parece ser única na deformação por fadiga, é a formação na superfície de saliências e reentrâncias chamadas de extrusões e intrusões, respectivamente. Metalografias extremamente cuidadosas feitas em seções de superfície têm demonstrado que trincas de fadiga iniciam em intrusões e extrusões.

O estágio inicial do processo de fadiga é a formação de bandas de deslizamento permanentes que são o resultado de um crescimento sistemático de pequenos movimentos de deslizamento, correspondendo a movimentos da ordem de 1 nm ao invés de passos de 100 a 1000 nm, que são observados para bandas de deslizamento estático. A Figura 8 ilustra o conceito de como deformações contínuas através de pequenos deslizamentos podem levar a uma trinca de fadiga.

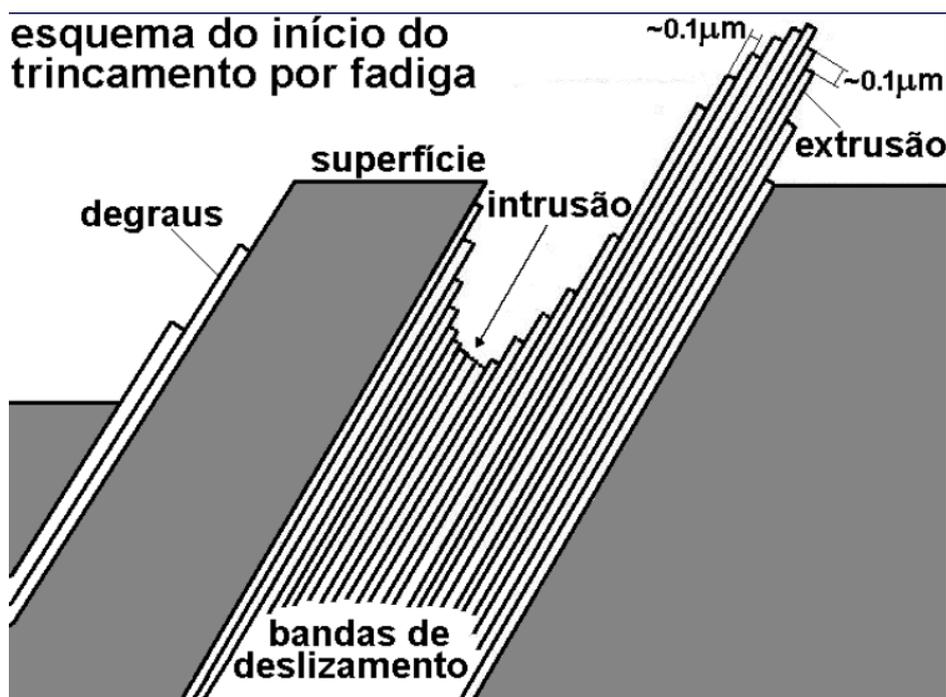
**Figura 7 – Conceito de micro-deformação causando a formação de trincas de fadiga. (a) Deformação estática; (b) deformação de fadiga causando o entalhe da superfície (intrusão); (c) deformação de fadiga causando banda de deslizamento de extrusão. (DIETER, 1986)**



A Figura 8 ilustra esquematicamente a fina estrutura de uma banda de deslizamento através de ampliações obtidas com o microscópio eletrônico. O deslizamento produzido pela deformação estática poderia produzir um contorno na superfície do metal similar aquela mostrada na Fig. 8a. Em contraste, os pequenos movimentos de vai-e-vem da fadiga poderiam desenvolver entalhes (Fig. 8b) ou saliências (Fig. 8c)

na superfície. O entalhe poderia ser um concentrador de tensão com a sua raiz de dimensões atômicas. Tal situação poderia ser o início de uma trinca de fadiga. Este mecanismo para a iniciação de uma trinca de fadiga está de acordo com o fato que trincas de fadiga iniciam na superfície e que o início destas trincas tem sido encontrados nas bandas de deslizamento de intrusões e extrusões (Figura 9).

Figura 8 – Mecanismo para o desenvolvimento (iniciação) de uma trinca de fadiga (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009)



## 2.4 Fadigas de baixo, alto e giga ciclo

A fadiga estrutural pode ser caracterizada pelo número de ciclos até a falha ( $N_f$ ), sendo de baixo ciclo se  $N_f \leq 10^3$  e de alto ciclo se  $N_f \geq 10^3$ , (BUDYNAS; NISBETT, 2014). No entanto, se o tempo de vida esperado for maior do que  $10^7$ , então a fadiga já é considerada de altíssimo ciclo (ou giga ciclo), podendo haver uma mudança no tipo de falha por fadiga do material, (NICHOLAS, 2006).

A fadiga de baixo ciclo está associada às vidas curtas, caracterizada pela presença de deformação plástica no ponto crítico da peça, o que reduz o número de ciclos necessários até a falha. Já a fadiga de alto ciclo está associada às vidas longas, caracterizada pelas deformações elásticas no ponto crítico da peça, mesmo majoradas por fatores de concentração de tensão ( $K_t$ ), que levam a um grande número de ciclos até a falha.

A fadiga de altíssimo ciclo (ou giga ciclo) é caracterizada por um fenômeno descoberto recentemente. Observou-se que alguns materiais quando submetidos a um elevado número de ciclos, falhavam sob um nível de tensão abaixo do limite de fadiga previamente determinado. Esse fenômeno é explicado pelo surgimento de trincas

internas no material, após um número de ciclos suficientemente grande, devido à presença de inclusões e/ou defeitos internos que se propagam até a falha, (NICHOLAS, 2006).

## 2.5 Determinação das tensões atuantes

Segundo a DNV GL RP-C203, a análise da fadiga pode ser baseada em diferentes metodologias, dependendo do que for mais eficiente para o detalhe estrutural considerado. Diferentes conceitos de curvas S-N são desenvolvidos e referidos na literatura e na norma. Assim, é importante que as tensões sejam calculadas de acordo com a definição das tensões a serem usadas em conjunto com uma curva S-N particular. Três conceitos diferentes de curvas S-N são definidos:

- Curva S-N de tensão nominal;
- Curva S-N de tensão hot spot para placas e juntas tubulares;
- Curva S-N de tensão em entalhe.

A tensão nominal é entendida como uma tensão em um componente que pode ser obtido pela teoria clássica, como a teoria de viga. Tomando como exemplo uma viga sujeita a flexão composta, esta tensão teria um valor que seria simplesmente

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} \quad (2.1)$$

A tensão geométrica, ou hot-spot, é definida como “tensão na zona termicamente afetada”, correspondendo ao máximo da tensão principal junto ao pé da solda e considera a concentração de tensões. Referente ao método Hot Spot, ele consiste em retirar valores de tensão nas proximidades da solda e assim utilizar a extrapolação até o local da raiz da solda.

A tensão de entalhe, ou Notch Stress, é definida como a tensão total resultante da geometria do detalhe e inclui o campo de tensão não linear devido ao entalhe na perna da solda.

O procedimento para a análise de fadiga é baseado na suposição de que é necessário considerar apenas as faixas de tensões cíclicas na determinação da resistência à fadiga, ou seja, as tensões médias são negligenciadas para avaliação da fadiga da conexão soldada devido à presença de tensões residuais.

## 2.6 Análise de fadiga

De acordo com Fontes (2008), normalmente a vida ou resistência à fadiga de um material pode ser visualizada na forma de uma curva S-N, e refere-se à capacidade

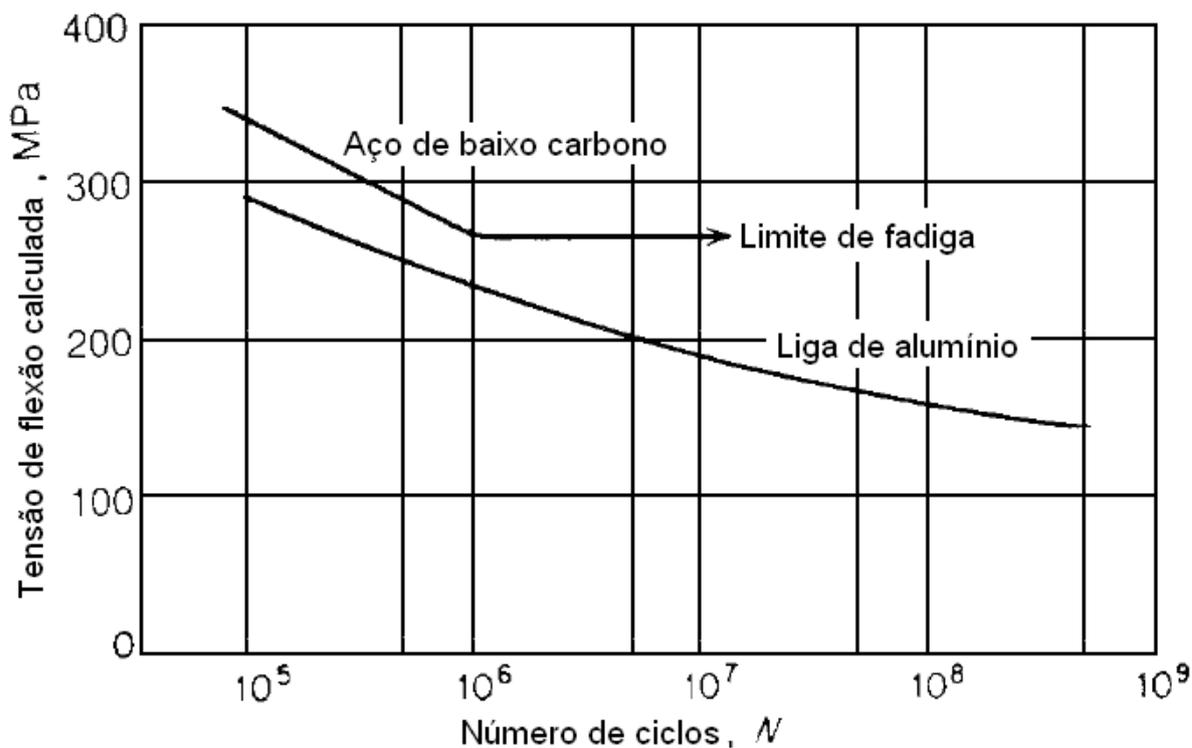
do material de resistir a condições de solicitação cíclica. A curva S-N pode ser considerada como uma ferramenta simples de apresentação de dados experimentais de fadiga dos materiais metálicos, onde o número de ciclos necessários para a falha (geralmente a fratura) do corpo de prova ( $N$ ) é plotada como função da tensão de ensaio ( $S$ ).

Normalmente, emprega-se uma escala logarítmica para os valores de  $N$ , enquanto que os valores de  $S$  são os próprios valores nominais das tensões de ensaio, isto é, não há correção das tensões atuantes nos corpos de prova em função de concentradores de tensão. As curvas S-N são adotadas, principalmente, para a estimativa de vida útil em fadiga que esteja relacionada com elevado número de ciclos para a falha.

Nestas condições, a tensão nominal é inferior ao limite de escoamento do material, isto é, predominantemente de ordem elástica, com o corpo de prova apresentando deformações plásticas localizadas e caracterizando uma fadiga de alto ciclo (DIETER, 1986). Para tensões maiores do que o limite de escoamento do material, os ciclos de fadiga são controlados por deformações plásticas generalizadas no corpo de prova, o que caracteriza uma fadiga de baixo ciclo. Entretanto, de uma maneira generalizada, a fronteira entre fadiga de baixo ciclo e de alto ciclo se situa em torno de  $10^4$  ciclos.

Para alguns importantes materiais de engenharia, tais como aço e titânio, a curva S-N se torna horizontal em uma certa tensão limite. Abaixo dessa tensão limite, que é chamada limite de fadiga, ou limite de resistência, o material pode presumivelmente resistir a um infinito número de ciclos sem falhar. A maioria dos metais não-ferrosos, como alumínio, magnésio e ligas de cobre, possuem uma curva S-N que inclina-se gradualmente para baixo com o aumento do número de ciclos (Figura 6). Esses materiais não possuem um limite de fadiga real porque a curva S-N nunca se torna horizontal. Nestes casos, é uma prática comum para caracterizar as propriedades de fadiga do material estipular a resistência à fadiga em um número de ciclos arbitrário, por exemplo,  $10^8$  ciclos (DIETER, 1986).

Figura 9 – Curvas típicas de fadiga para metais ferrosos e não-ferrosos (DIETER, 1986)



De acordo com a norma DNV GL-RP-C203, o dimensionamento a fadiga é baseado no uso das curvas S-N, as quais são obtidas a partir de testes de fadiga. As curvas S-N se baseiam no valor médio subtraindo duas vezes o valor do desvio padrão dos dados experimentais relevantes. Assim, estas curvas são associadas a 97.7% da probabilidade de sobrevivência.

As metodologias tradicionais de projeto à fadiga podem ser divididas em três grupos:

- Método S-N ou de Wöhler;
- Método de Mason Coffin ( $\epsilon$ -N) p/ baixo ciclo;
- Mecânica da Fratura: Linear Elástica ou Elastoplástica.

O método S-N deve ser aplicado quando as máximas tensões atuantes nos pontos críticos da peça forem menores que a resistência ao escoamento cíclico do material, i.e., no regime elástico do material.

As curvas S-N são gráficos onde são fornecidos os valores do números de ciclos do carregamento (vida à fadiga) em função das variações de tensões. A figura 2 apresentada anteriormente mostra um exemplo esquemático de uma curva S-N.

Analiticamente, elas podem ser representadas pela expressão conhecida como equação de Wohler:

$$\log \Delta \sigma_i = b - m \cdot \log N_i \quad (2.2)$$

onde:

$\Delta \sigma_i$  - Amplitude de tensão

b - interseção no eixo das tensões

m - inclinação da reta

$N_i$  - número de ciclos

Ao contrário do método -N, o S-N não considera de forma explícita os efeitos plásticos cíclicos eventualmente presentes nas raízes dos entalhes e, assim, não reconhece a presença de trincas. Logo, o método S-N só é apropriado às previsões das vidas longas (iniciação de trincas de fadiga).

Entretanto, o método S-N é simples e possui uma série de vantagens, que o tornam confiável na maioria dos casos práticos de dimensionamento mecânico à fadiga:

- Conta com um vasto banco de dados;
- Há uma boa experiência acumulada com seu uso;
- O princípio da superposição é válido;
- É computacionalmente simples e rápido;
- Pode ser sintetizado em uma única equação de projeto, que engloba todas as informações necessárias.

### 2.6.1 Curva S-N nas Normas de Classificadoras

As curvas presentes nas normas são traçadas a partir resultados de ensaios regidos pela ASTM E-466 (1996), realizados através de testes a carga constante ou a carga variável. As curvas são baseadas em técnicas experimentais e recebem um tratamento estatístico, sendo definidas pela média menos dois desvios padrão, como mostrado na Figura 2.6. Elas são traçadas com base em uma probabilidade de sobrevivência normalmente acima de 95%. A DNV RP C-203 (2014) adota uma probabilidade de 97,7%, a Norsok N-004 (2004), 97,6% e Hobbacher (2008), 95%, por exemplo.

As curvas nas normas ou regras de sociedades classificadoras podem ser apresentadas de três formas. São fornecidas através de dados em tabela, um gráfico ou com informações associadas a detalhes de juntas classificadas.

A Figura 10 apresenta uma tabela extraída da DNV RP C-203. Nela, são especificadas as curvas, a inclinação utilizada, o ponto onde a curva cortaria o eixo das

abscissas, o ponto correspondente ao limite de fadiga, o expoente de tamanho e o fator de concentração de tensões para cada detalhe de solda.

**Figura 10 – Exemplo de tabela retirada da (DNV GL, 2014)**

S-N curve	$N \leq 10^7$ cycles		$N > 10^7$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles *)	Thickness exponent $k$	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), ref. also equation (2.3.2)
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$				
B1	4.0	15.117	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.885	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.592	16.320	73.10	0.05	
C1	3.0	12.449	16.081	65.50	0.10	
C2	3.0	12.301	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	12.164	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	12.010	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.855	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.699	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.546	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	11.398	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	11.261	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	11.107	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.970	13.617	21.05	0.25	2.50
T	3.0	12.164	15.606	52.63	0.25 for SCF $\leq$ 10.0 0.30 for SCF $>$ 10.0	1.00

\*) see also [2.11]

Nem sempre é necessário calcular o fator de concentração de tensões. As normas apresentam tabelas, onde o engenheiro pode identificar o detalhe padrão e verificar a curva associada. Aqui, cabe a ressalva de que nem todos os detalhes possíveis são tabelados.

Nesse exemplo, a curva associada é a curva D, onde o fator de concentração de tensões é unitário. Ou seja, ao calcular o valor desse fator, o valor obtido deve estar próximo a 1,00. Nos detalhes categorizados na curva G, por exemplo, ao se calcular o fator de concentração de tensões estruturais, este deve estar próximo a 1,80.

## 2.7 Levantamento da Curva S-N

Para a realização dos testes de fadiga, devem ser utilizadas estruturas de tamanho real, pois as tensões residuais nas soldas de corpos de prova menores são pequenas em relação à realidade, ou seja, isso deve ser avaliado nos resultados do teste em termos de curva S-N.

Uma curva S-N de projeto deve fornecer uma probabilidade de sobrevivência de 97,7%. As curvas de projeto podem ser derivadas como média menos dois desvios padrão, obtidos a partir de um gráfico de dados experimentais, assumindo que siga uma distribuição gaussiana em formato logarítmico.

A incerteza estatística nos dados dos ensaios de fadiga deve ser contabilizada quando um número limitado de ensaios for realizado para estabelecer as curvas S-N de projeto. É necessário que a curva média seja estimada em pelo menos 75% de confiança. Quando um total de  $n$  observações do número de ciclos até a falha (N) estão disponíveis a partir de  $n$  ensaios de fadiga realizados na mesma faixa representativa de tensão S, depois o valor característico do projeto da curva S-N pode ser derivado como:

$$\log \bar{a} = \log a - c S_{\log N} \quad (2.3)$$

Onde,

$\log a$  = interseção do valor médio dos  $n$  dados de teste com o eixo  $\log N$

$S_{\log N}$  = o desvio padrão dos  $n$  dados de teste do  $\log N$

$C$  = fator cujo valor depende do número dos dados do teste de fadiga, mostrado na figura abaixo:

**Figura 11 – Imagem de tabela com número de testes x desvio padrão (DNV GL, 2014)**

<i>Number of tests</i>	<i>Standard deviation known</i>	<i>Standard deviation unknown</i>
3	2.39	9.24
5	2.30	5.01
10	2.21	3.45
15	2.17	3.07
20	2.15	2.88
30	2.12	2.65
50	2.10	2.48
100	2.07	2.32
$\infty$	2.00	2.00

A básica derivação da curva S-N é dada por:

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta \sigma \quad (2.4)$$

Seguindo uma abordagem estatística pura, uma curva S-N pode ser derivada de uma distribuição t-student, mas isso corresponde utilizar o desvio padrão desconhecido ao determinar os valores de  $c$  na tabela acima. Isso requer um número significativo de amostras de teste.

Ao fazer vários testes que resultam nos mesmos valores de desvio padrão, assim pode-se assumir o desvio padrão como conhecido. Esta é conhecida como uma abordagem de engenharia que se pode utilizar em testes bem definidos.

Assumindo que a curva S-N e o desvio padrão sejam conhecidos, e supondo que o teste de fadiga seja realizado até que a falha seja alcançada. Devido a um

número limitado de novos dados de teste, presume-se que a inclinação de uma curva S-N média para os novos dados são a mesma que para a curva S-N considerada. Com base nessa suposição, de um valor  $m$  fixo, um valor médio de  $\log N$  e  $\Delta\sigma$  pode ser estabelecido. Uma curva S-N média com base nos novos dados de teste pode ser descrita como:

$$\log N = \log a - m \log(\Delta\sigma SMF) + \frac{x_c}{\sqrt{n}} s_{\log N} \quad (2.5)$$

Onde:

$N$  = número de ciclos

$\log a$  = interseção da curva SN padrão considerada na norma com o eixo  $\log N$

$m$  = inclinação da curva SN padrão

$\Delta\sigma$  = variação da tensão aplicada

$SMF$  = fator de modificação de tensão

$n$  = número de ensaios

$x_c = 0.674$  para nível de confiança de 75% e 1.645 para 95% de confiança, derivados da distribuição gaussiana.

$s_{\log N}$  = desvio padrão na curva SN padrão.

De um número  $n$  de testes de fadiga, o SMF pode ser derivado como:

$$SMF = 10^{\left(\log a - \frac{1}{n} \sum_1^n \log N_i - \frac{m}{n} \sum_1^n \log \Delta\sigma_i + \frac{0.674}{\sqrt{n}} s_{\log N}\right) / m} \quad (2.6)$$

Portanto, o levantamento da curva S-N pode ser derivada de:

$$\log N = \log a - 2s_{\log N} - m \log(\Delta\sigma SMF) \quad (2.7)$$

### 3 Tensões residuais

O desenvolvimento das tensões residuais está associado à densidade e à distribuição dos defeitos cristalinos nos materiais, e as regiões onde se desenvolvem podem variar muito em escala, podendo ser classificadas em macroscópicas, microscópicas e submicroscópicas, conforme Masubuchi (1980). Estas tensões muitas vezes são chamadas de tensões internas e podem ser induzidas no material em quase todas as etapas de seu processamento, como por exemplo, fundição, laminação, flexão, corte à chama, forjamento, usinagem, soldagem, brazagem, aspersão térmica, eletrodeposição, tratamentos térmicos, termoquímicos e tratamentos superficiais.

As tensões macroscópicas (Tipo I) estendem-se sobre grandes volumes quando comparadas com o tamanho de grão do material e por isso as deformações originadas são praticamente uniformes para muitos grãos. Um exemplo típico é normalmente encontrado em uma união soldada.

As tensões residuais microscópicas (Tipo II) atuam numa área do tamanho de um grão ou parte de um grão, assim sua região de influência no equilíbrio estende-se a um número pequeno de grãos. Estas tensões são denominadas tensões intergranulares (WITHERS; BHADESHIA, 2001a) ou microtensões estruturais (LU, 1996) e ocorrem pela interação entre os grãos de uma mesma fase, entre fases diferentes, ou ainda entre partículas presentes no interior do material, como precipitados e inclusões, e a matriz. Desta forma, os níveis de tensões são mais significativos em materiais que apresentam microestruturas complexas, formadas por várias fases, ou nos que estão sujeitos à transformações de fases.

Tensões residuais submicroscópicas (Tipo III) são resultantes de imperfeições da rede cristalina, ocorrendo sempre em áreas próximas às discordâncias ou defeitos pontuais. A região de influência no equilíbrio destas tensões se estende ao longo de pequenas frações de um grão.

#### 3.1 Tensões residuais na soldagem

As tensões residuais na soldagem são tensões internas, em equilíbrio, que permanecem no material após a execução da operação de soldagem. Estas tensões são geradas por escoamentos parciais localizados, que ocorrem durante o ciclo térmico da soldagem. Podem ser tanto trativas como compressivas, dependendo da região considerada (zona fundida, zona afetada pelo calor, material de base) e de alguns fatores tais como aporte térmico, pré-aquecimento, grau de restrição da junta, quantidade de passes de solda, velocidade de soldagem, etc.

A figura 12 apresenta um esquema mostrando as distribuições transversais de temperaturas e tensões residuais, originadas durante a deposição de material de solda, para vários pontos da chapa. Conforme se pode observar, estas tensões variam com a

distância ao centro do cordão, podendo ser trativas em algumas regiões e compressivas em outras. As figuras 13(a) e 13(b) mostram respectivamente, a distribuição típica de tensões residuais longitudinais e transversais ao cordão de solda em uma união de topo.

Figura 12 – Distribuições transversais de temperaturas e tensões residuais em uma deposição de material de solda (MASUBUCHI, 1980).

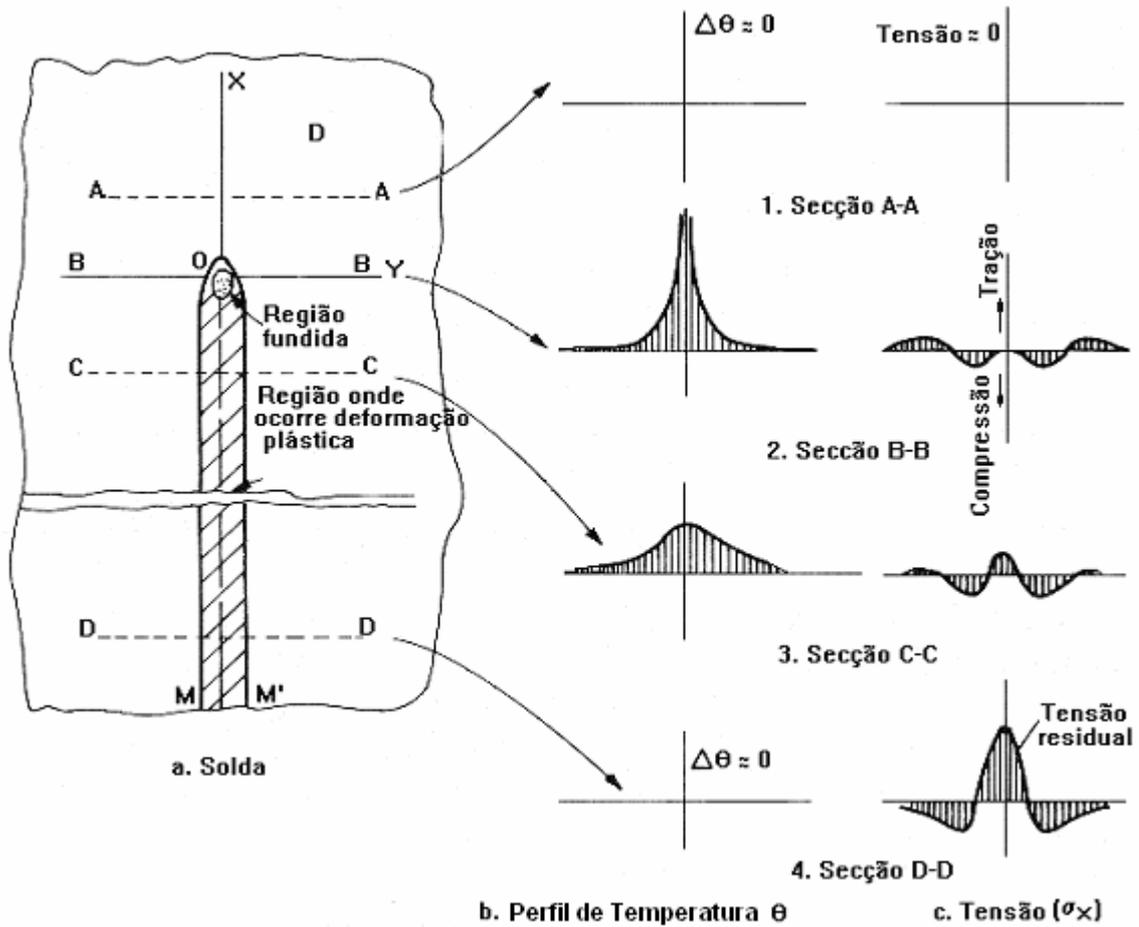
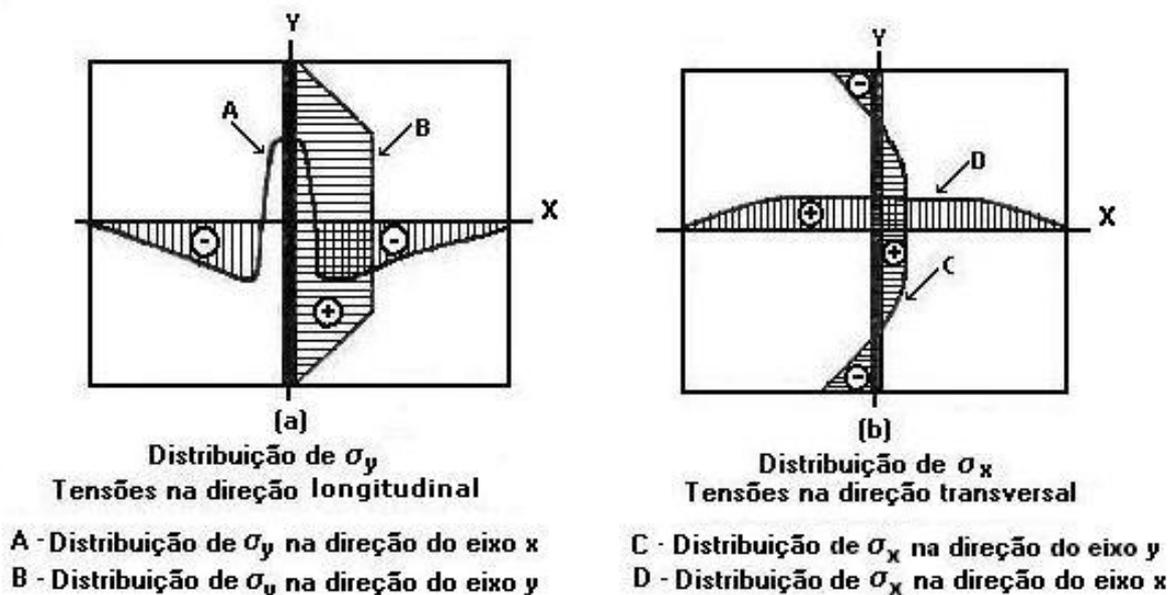


Figura 13 – Distribuição típica de tensões residuais em uma união de topo (OKUMURA; TANIGUCHI, 1982)



De acordo com a abordagem de Silveira e Barros (1982), as principais fontes de tensões residuais em uma junta soldada são:

(a) **Contração durante o resfriamento de regiões diferentemente aquecidas e plastificadas durante a soldagem.**

Esta é a principal fonte de tensão residual. Durante a realização da soldagem o aquecimento desigual da peça provoca tensões de compressão em alguns locais e tensões de tração em outros, devido às dilatações térmicas. O nível de tensões residuais depende do grau de restrição da estrutura na direção considerada. Se as tensões de contração atuam em duas ou três direções, dependendo da forma e dimensões da peça, as possibilidades de plastificação diminuem e as tensões residuais de contração podem atingir valores superiores ao limite de escoamento, determinado pelo ensaio de tração uniaxial. Na maioria dos casos a restrição é total na direção longitudinal do cordão de solda. Verificações experimentais confirmam que nesta direção as tensões são muito próximas do limite de escoamento.

A figura 14 mostra esquematicamente a distribuição de temperatura na chapa, transversalmente à solda. Mostra também que na região aquecida acima de  $\vartheta_1$  (temperatura acima da qual ocorre deformação plástica para o nível de tensão a que está submetido), surgem tensões residuais trativas. Pode-se observar pela figura 15 que as tensões trativas podem atingir valores da ordem da tensão de escoamento do material no centro do cordão. Esta imagem também mostra a distribuição de tensões residuais longitudinais e transversais ao cordão de solda.

Figura 14 – Distribuição de temperatura e zona plastificada de uma chapa soldada (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2014).

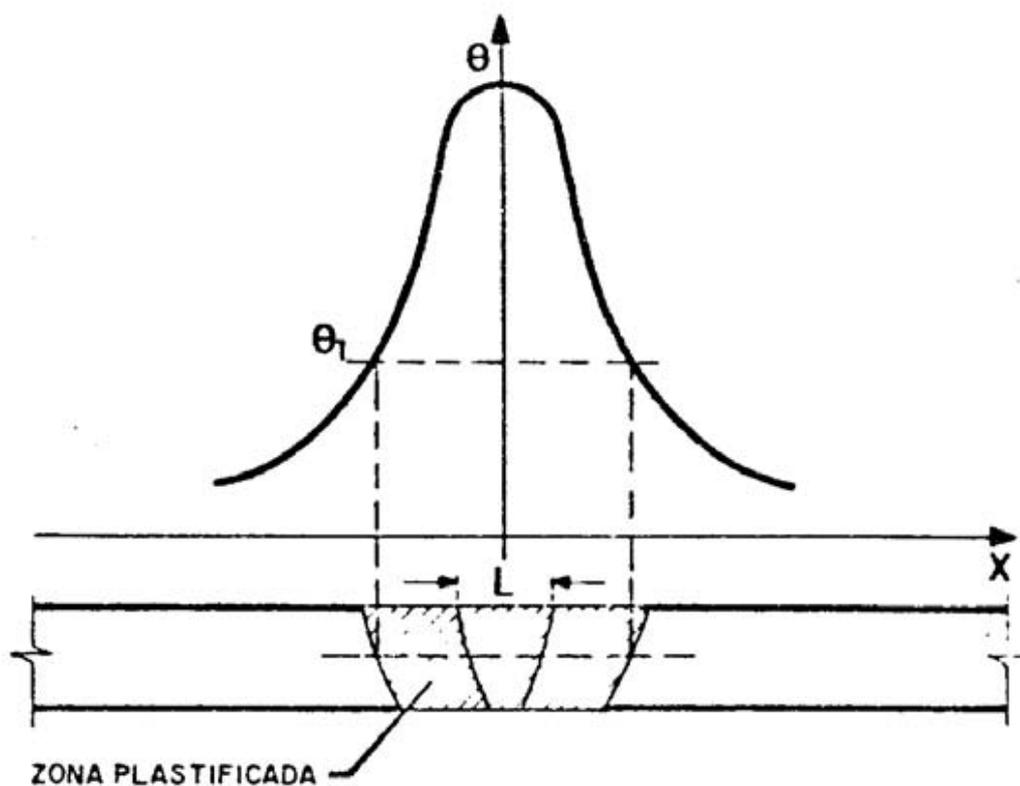
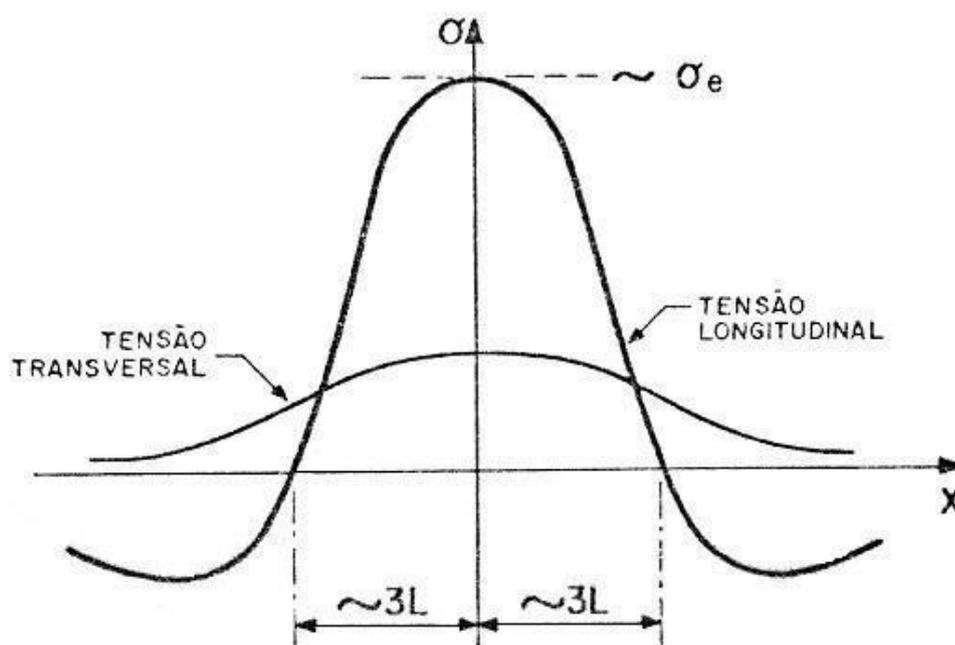


Figura 15 – Distribuição de tensões longitudinais e transversais ao longo de uma linha transversal ao cordão de solda (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2014).



(b) Resfriamento heterogêneo na superfície.

O resfriamento de uma chapa soldada não é uniforme ao longo de sua espessura. A superfície se resfria mais rapidamente que o seu interior, mesmo que o

resfriamento seja ao ar, por convecção natural. Assim, além do gradiente de temperatura ao longo da largura e do comprimento da chapa soldada, haverá também um gradiente ao longo da espessura, uma vez que a superfície está em contato direto com o ar à temperatura ambiente, e esta irá trocar calor e resfriar mais rapidamente que o interior do material. Este gradiente de temperatura irá ocasionar deformação plástica localizada e, conseqüentemente, tensões residuais. No caso de chapas espessas este gradiente de temperatura é bastante elevado resultando em maiores tensões residuais. Considerando o resfriamento superficial mais rápido como única fonte de tensão residual atuante, irá se obter uma distribuição de tensões residuais de compressão na superfície, em equilíbrio com tensões residuais de tração na região interna do cordão.

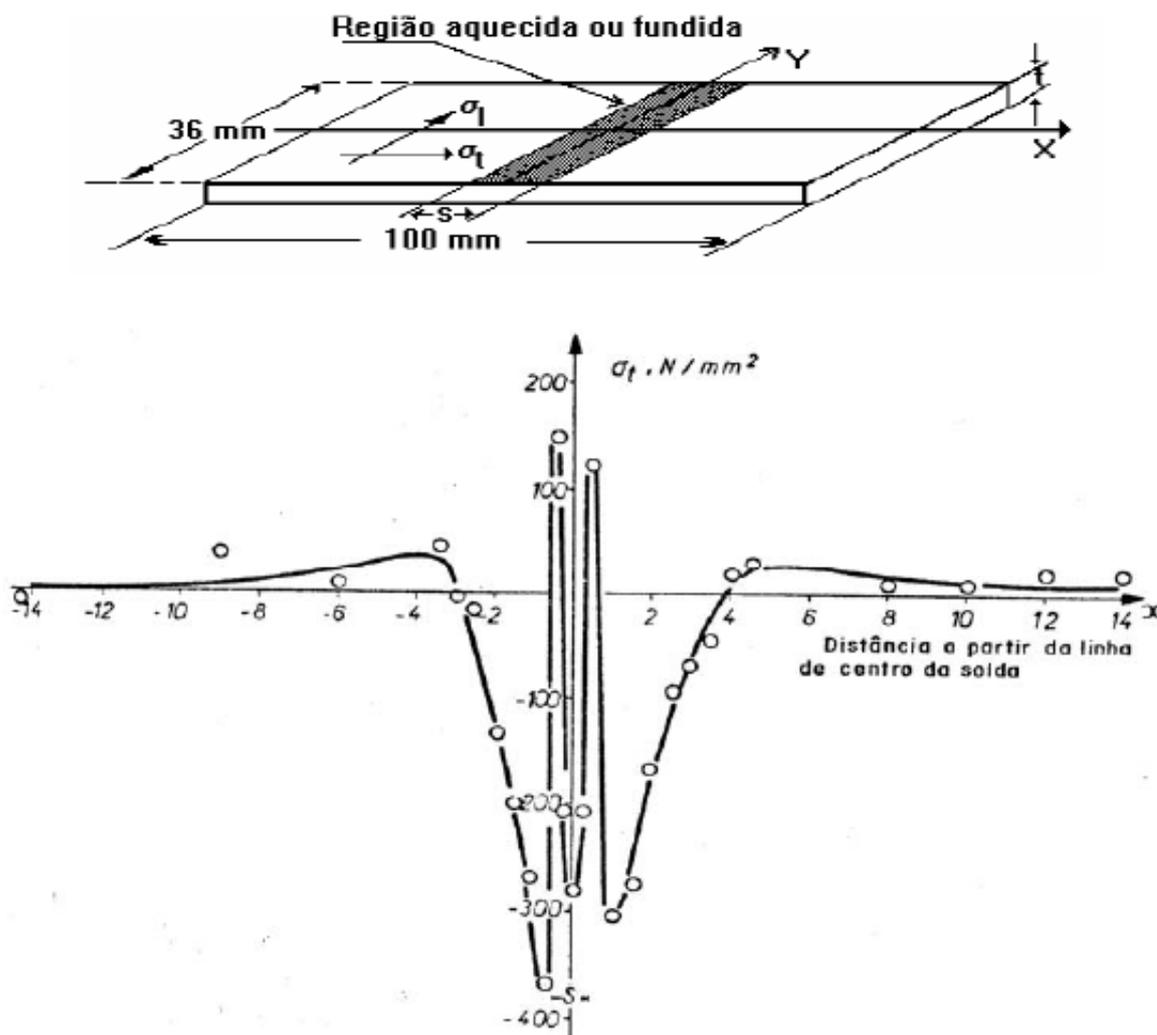
**(c) Transformação de fase.**

A transformação de fase da austenita para ferrita, bainita ou martensita ocorre com aumento de volume. Assim, em uma junta soldada, o material da zona fundida e da zona termicamente afetada que sofrem uma transformação de fase tende a se expandir, porém será impedido pelo restante do material mais frio e não transformado. Assim é explicada a geração de tensões de compressão na região transformada e tensões de tração na região não transformada durante o resfriamento.

Na soldagem, as duas regiões onde é provável a ocorrência de transformações de fase são a zona fundida (ZF) e a zona afetada pelo calor (ZAC). As transformações de fase nestas regiões dependem de diversos fatores, tais como composição química, tamanho de grão, pico de temperatura atingida e velocidade de resfriamento (EASTERLING, 1983).

Na prática, as três fontes principais de tensões residuais mostradas acima, que ocorrem durante a soldagem, não são independentes. Elas se superpõem gerando uma distribuição de tensões bastante complexa, conforme pode ser visto na figura 16. Esta figura mostra a distribuição de tensões residuais transversais ( $\sigma_t$ ), ao longo de uma linha transversal ao cordão de solda, em uma chapa de aço de 6 mm de espessura, soldada por feixe de elétrons.

Figura 16 – Variação das tensões residuais transversais ( $\sigma_t$ ) de uma chapa soldada (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2014).



### 3.2 Método de alívio de tensões

As tensões residuais em soldagem se originam de interações de natureza mecânica e/ou térmica; em função disso, as tensões podem ser reduzidas por métodos mecânicos ou térmicos, como serão descritos a seguir.

#### **Alívio de tensões por tratamento térmico:**

Entre os métodos de alívio de tensões por tratamento térmico, podem-se citar dois: (i) alívio de tensões por aquecimento localizado da estrutura e (ii) alívio pelo aquecimento de toda a estrutura.

No primeiro caso, é difícil controlar a temperatura ao longo das faixas localizadas aquecidas, tornando questionável a eficácia do processo. No segundo caso, que é o mais utilizado, a eficácia do processo é amplamente comprovada na prática.

#### **Alívio de tensões por processos mecânicos:**

O alívio de tensões por processos mecânicos consiste em induzir tensões de

compressão na estrutura, de forma que a solda escoe plasticamente (aliviando as tensões internas). Este nível de tensões pode ser introduzido de várias formas, entre as quais podemos citar: (i) tensionamento da estrutura soldada; (ii) vibrações; (iii) tratamentos superficiais como: Shot Peening (jateamento por granalha) e Hammer Peening (martelamento por martetele).

Nguyen & Wahab desenvolveram diversos trabalhos sobre o comportamento à fadiga de juntas soldadas buscando avaliar conjuntamente os efeitos da geometria da solda e das tensões residuais. Num destes trabalhos, os autores verificaram que tensões residuais compressivas na superfície aumentam a vida à fadiga somente no estágio inicial de propagação da trinca, e quando o comprimento da trinca corresponde à profundidade do campo de tensões compressivas. Após o comprimento da trinca ultrapassar a profundidade do campo de tensões residuais compressivas, estas não têm nenhum efeito significativo sobre a vida à fadiga (NGUYEN; M.A.WAHAB, 1995b).

### 3.2.1 Martelamento (Hammer Peening)

Hammer Peening é uma técnica de trabalho a frio no qual são induzidas tensões residuais compressivas nas superfícies por meios mecânicos, como martelos. Esse é um processo alternativo ao utilizado por granalhas e que confere bastante dureza e melhora algumas outras propriedades mecânicas do material.

Durante qualquer técnica de *peening*, a camada superficial tenta se expandir lateralmente, mas é impedida pela natureza elástica do material sub-superficial. Isso resulta no desenvolvimento de tensões residuais compressivas e benéficas na camada superficial, que são equilibradas por tensões residuais de tração em outros lugares. A camada de material de superfície comprimida produzida pelo *peening* resiste ao desenvolvimento e propagação de trincas e aumenta a resistência a falhas por fadiga, retardando a propagação da trinca.

O martelamento pode ser realizado manualmente, um trabalhador bate um martelo contra um ou ambos os lados de uma peça de trabalho em metal ou pode ser executado automaticamente usando um martelo motorizado assistido por uma máquina.

Quanto aos parâmetros do processo, Kirkhope et al. (1999) recomenda uma frequência de aproximadamente 83 Hz e avanço de 25 mm/s. Esses dados são importantes, pois o martelamento excessivo pode criar trincas na superfície, diminuindo a resistência à fadiga e causando um efeito contrário ao desejado. Essa técnica de acabamento costuma produzir tensões residuais mais profundas do que o jateamento (KIRKHOPE et al., 1999).

Entretanto de acordo com a norma AWS D1.1, o martelamento só pode ser usado em camadas de solda intermediárias para controle de tensões de retração em soldas espessas para prevenir trinca ou distorção, ou ambos. Nenhum martelamento

deve ser feito na raiz ou camada de superfície da solda ou do metal base metal nas arestas da solda (AMERICAN WELDING SOCIETY, 2010).

### 3.2.1.1 Equipamento

O equipamento normalmente utilizado está representado na foto abaixo. É uma ferramenta pneumática ou hidráulica e aplica uma energia de impacto em um intervalo de 5 a 15 Joules.

**Figura 17 – Ferramenta normalmente utilizada para o Hammer Peening (IIW, 2008)**

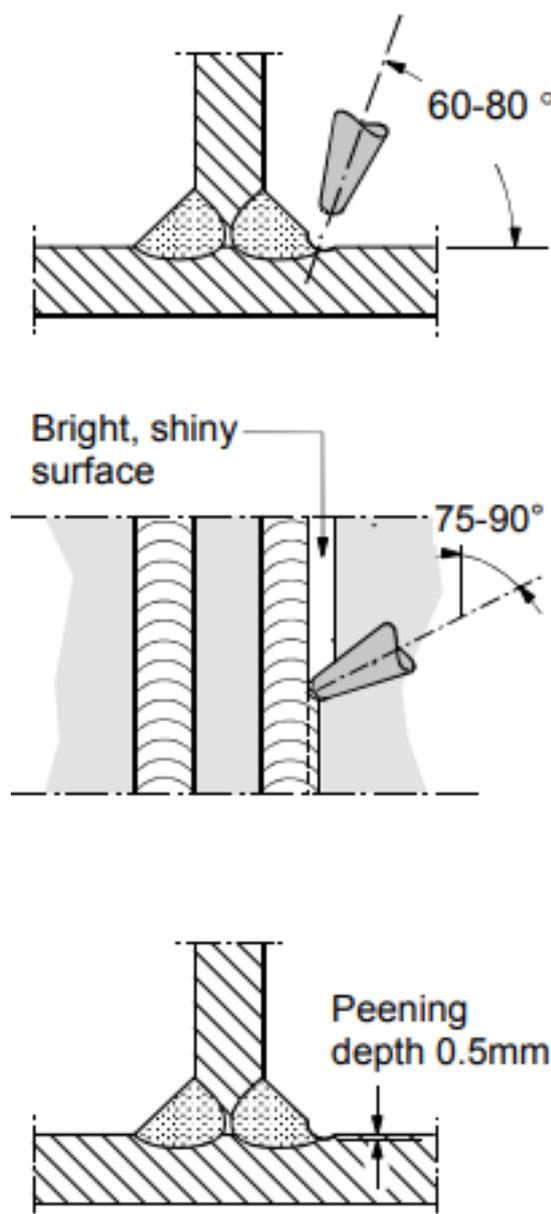


### 3.2.1.2 Procedimento

O tratamento eficaz requer um posicionamento razoavelmente preciso da ponta da ferramenta sobre a borda da solda, para que o metal da placa e o metal da solda sejam deformados. Isso normalmente é alcançado apoiando o martelo firmemente e mantendo a ferramenta próxima da região de contato. Seguem algumas recomendações da IIW:

- O martelo deve ser mantido a 45° da superfície da placa e aproximadamente perpendicular à direção do deslocamento.
- O entalhe deve ser o mais suave possível
- Quanto mais leve o martelo, mais fácil o deslocamento. A velocidade de deslocamento de 50 a 100mm/min semelhante às velocidades típicas de soldagem, deve ser o objetivo quando quiser alcançar a profundidade necessária em apenas um passe.

Figura 18 – Procedimento para o Hammer Peening (IIW, 2008)



### 3.2.2 Esmerilhamento

O esmerilhamento é uma técnica muito útil para a remoção de metais em um ritmo mais rápido e para o acabamento de alto nível dos produtos finais. Entretanto, muitos não sabem mas há estudos voltados ao aumento da resistência a fadiga devido a esse refino. O acabamento superficial obtido é muito melhor do que se alcançado através de um cinzel ou de uma lixa ou lima.

Não há muita bibliografia que fala a respeito dessa influência, porém sabe-se que com o esmerilhamento há uma diminuição das imperfeições superficiais do cordão de solda, portanto também reduz a probabilidade do surgimento de trincas. Além disso, também é utilizado para reduzir os pontos de concentração de tensão na região de transição entre a placa e a solda.

### 3.2.2.1 Equipamento

O equipamento recomendável a ser utilizado é um esmeril de alta velocidade (15000 a 40000 rpm) com lima tipo esférica.

**Figura 19 – Esmeril recomendável de acordo com a IIW**



### 3.2.2.2 Procedimento

A qualidade do esmerilhamento depende muito do operador e cada pessoa deve experimentar suas próprias técnicas para chegar o resultado desejado. Entretanto há algumas recomendações de acordo com a IIW.

- O eixo da ferramenta deve estar entre 45 e 60° em relação à placa e 45° na direção da solda.
- Em geral, a retificação deve ser de pelo menos 0,5mm abaixo de qualquer rebaixo visível. Para chapas de até 40mm de espessura, a profundidade máxima permitida é de 7% da espessura da chapa. Para chapas mais grossas, a profundidade máxima é de 3mm.

Figura 20 – Ângulos recomendados para uso do esmeril (IIW, 2008)

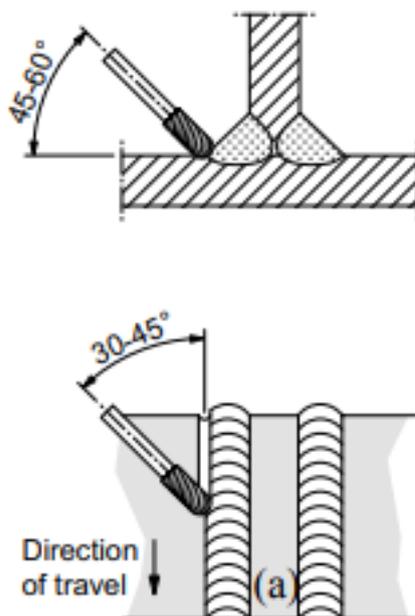
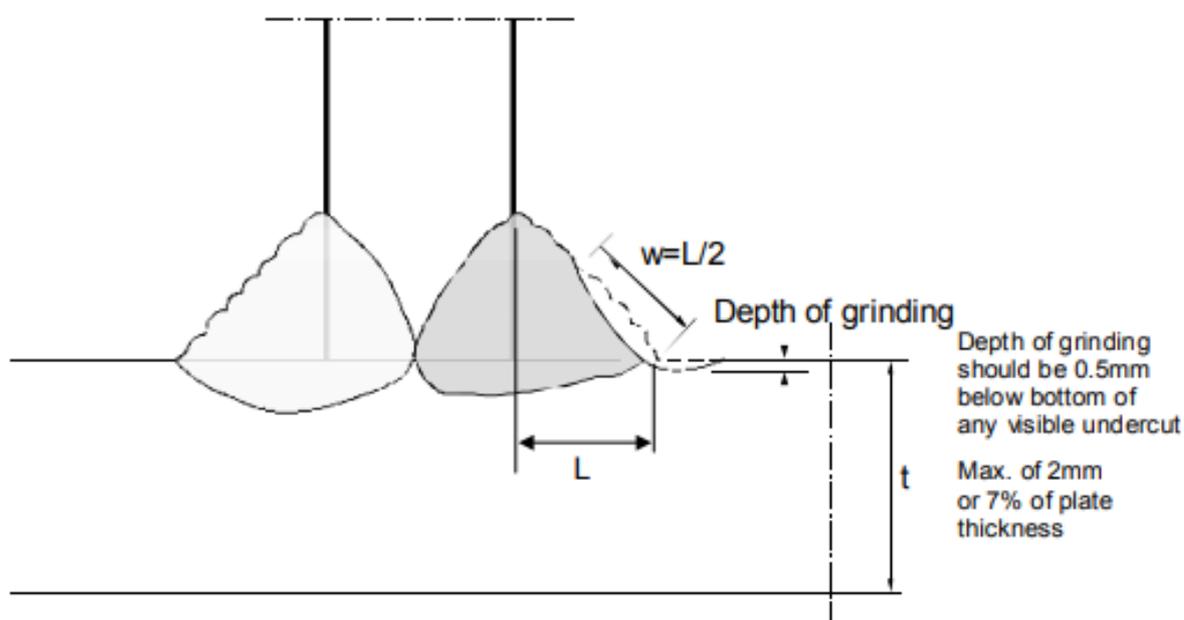


Figura 21 – Máximo de profundidade permitido e o tamanho do entalhe (IIW, 2008)



### 3.3 Procedimento para quantificar a melhoria com os tratamentos

Como pode-se ver na figura 22 da DNV GL, o texto realçado em amarelo mostra o aumento da vida em fadiga quando aplicadas as técnicas. Mas como também é observado, esta melhoria é dependente da ferramenta utilizada e da mão de obra. Caso o fabricante não seja experiente nesta técnica, é recomendável realizar teste de fadiga para extrair conclusões a respeito do fator de acréscimo (DNV GL, 2014). Os cálculos referentes ao aumento da resistência a fadiga se encontram na seção 7.3 deste trabalho.

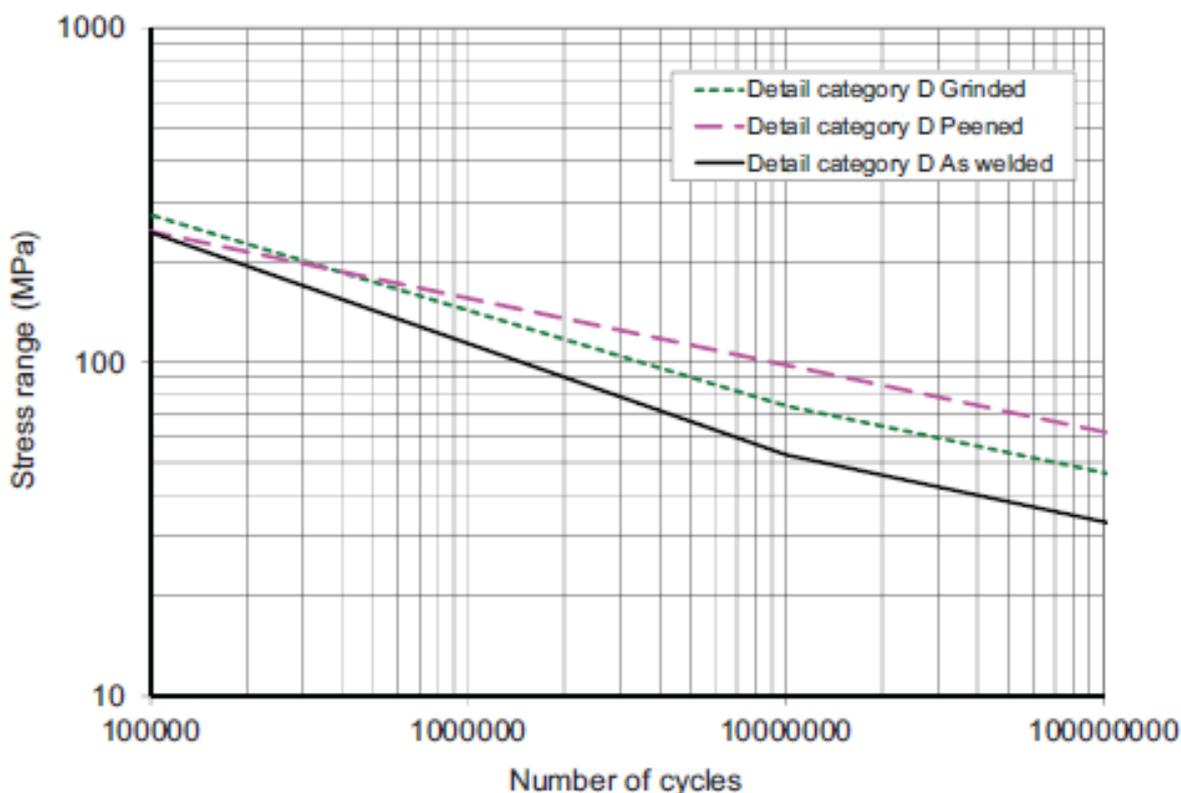
Figura 22 – Tabela da norma DNV adaptada com textos realçados em amarelo com os fatores de melhoria (DNV GL, 2014)

Improvement method	Minimum specified yield strength	Increase in fatigue life (factor on life) <sup>1)</sup>
Grinding	Less than 350 MPa	0.01f <sub>y</sub>
	Higher than 350 MPa	3.5
TIG dressing	Less than 350 MPa	0.01f <sub>y</sub>
	Higher than 350 MPa	3.5
Hammer peening <sup>3)</sup>	Less than 350 MPa	0.011f <sub>y</sub>
	Higher than 350 MPa	4.0

1) The maximum S-N class that can be claimed by weld improvement is C1 or C depending on NDE and quality assurance for execution see Table A-5 in Appendix A.  
 2) f<sub>y</sub> = characteristic yield strength for the actual material.  
 3) The improvement effect is dependent on tool used and workmanship. Therefore, if the fabricator is without experience with respect to hammer peening, it is recommended to perform fatigue testing of relevant detail (with and without hammer peening) before a factor on improvement is decided.  
 4) Improvement of welded connections provides S-N data that shows increased improvement in the high cycle region of the S-N curve as compared with that of low cycle region. Thus the slope factor m is increased by improvement. The factor on fatigue life after improvement in this table is based on a typical long term stress range distribution that corresponds to wave environment for a service life of 20 years or more. Thus the factor on improvement may be lower than this for low cycle fatigue in the region N < 10<sup>6</sup> cycles. In the high cycle region an alternative way of calculating fatigue life after improvement is by analysis of fatigue damage by using S-N curves representing better the improved state. Such S-N curves can be found in Appendix D, Commentary.

Uma alternativa à tabela com os fatores de melhoria apresentada anteriormente, é o uso das curvas S-N com uma inclinação representando estas melhorias nos detalhes de solda. Pode-se ver que o fator *m* da inclinação da curva S-N é aumentada pelas melhorias nos tratamentos na figura 23.

Figura 23 – Curva S-N para cada tipo de melhoria (DNV GL, 2014)



Algumas curvas características podem ser encontradas na tabela abaixo da figura 24, que foram relacionadas com a classificação do detalhe de solda dessa norma. Estas curvas podem ser utilizadas considerando ambientes com ar e água do mar com proteção catódica.

**Figura 24 – Tabela com melhorias para cada tipo de detalhe de solda (DNV GL, 2014)**

S-N curve	Improvement by grinding		Improvement by hammer peening
	$N \leq 10^7$ cycles $m_1 = 3.5$	$N > 10^7$ cycles $m_2 = 5.0$	For all N $m = 5.0$
	$\log \bar{a}_1$	$\log \bar{a}_2$	$\log \bar{a}$
D	13.540	16.343	16.953
E	13.360	16.086	16.696
F	13.179	15.828	16.438
F1	12.997	15.568	16.178
F3	12.819	15.313	15.923
G	12.646	15.066	15.676
W1	12.486	14.838	15.448
W2	12.307	14.581	15.191
W3	12.147	14.353	14.963

As curva S-N para melhoria estão alinhadas com as recomendações do IIW para aumento da faixa de tensão em  $2 \times 10^6$  ciclos, de um fator de 1,3 para esmerilhamento e 1,5 para hammer peening. E possivelmente essa melhoria será maior usando as curvas S-N do que os fatores da tabela, devido a maior contribuição do dano à fadiga estar acumulado próximo de  $2 \times 10^6$  ciclos na fadiga de alto ciclo.

Como pode-se observar, as curvas S-N acima de D devem ser utilizadas com cautela nas conexões soldadas, pois as trincas podem ser iniciadas por defeitos internos. Por isso, é importante que seja feito um NDT na solda para que possa ser mais bem avaliada a utilização desses métodos de melhoria e as curvas S-N correspondentes.

## 4 Métodos de ensaio de fadiga

A curva S-N é a ferramenta fundamental no método de fadiga controlada por tensão. Assim, existem vários métodos padronizados de ensaios de fadiga para a obtenção destas curvas.

Variáveis como o limite de resistência à fadiga, vida (número de ciclos até falha), sobrevida (número de ciclos em que o componente pode ser submetido a uma dada tensão sem que venha falhar) e curvas S-N-P são características essenciais no dimensionamento à fadiga.

Para isto, existem alguns métodos que poderão ser escolhidos de acordo com o objetivo da análise, custo, quantidade de corpos-de-prova disponíveis e tempo de execução. Para melhor seleção do método que deve ser utilizado, serão apresentados abaixo os métodos experimentais mais importantes na determinação da resistência à fadiga. A seguir serão explicados os métodos mais usados. Em Collins (1993) há uma detalhada revisão sobre estes métodos.

### 4.1 Método Padrão

O Método Padrão é normalmente utilizado em situações onde se dispõe de poucas peças ou corpos-de-prova e quando se deseja obter uma estimativa de toda a curva S-N.

Para este método, uma ou duas amostras devem ser ensaiadas para cada um dos níveis de amplitude de tensão previamente escolhidos, para determinar os pontos da curva S-N. Os dados são plotados em um gráfico S-N padrão e uma curva média é traçada através dos pontos obtidos. Além disso, uma família de curvas S-N-P pode ser estimada. No entanto, estas curvas não podem ser associadas com uma probabilidade de sobrevivência, pois, o tamanho da amostra é muito pequeno para a utilização de informações estatísticas.

### 4.2 Método do Nível de Tensão Constante

Este método baseia-se na determinação da vida em alguns níveis de tensões que variam entre o limite de resistência à fadiga e o limite de escoamento do material. Para cada nível de tensão, previamente escolhido, são ensaiados aproximadamente 15 corpos-de-prova.

Todos os dados obtidos em cada nível de tensão são plotados em um gráfico de distribuição de probabilidade log-normal, a fim de verificar a distribuição e determinar a média e o desvio-padrão para a log-vida em cada nível de tensão. Experiências têm indicado que este método é mais eficiente para os níveis de tensões maiores,

apresentando uma boa aproximação da família de curvas S-N-P na região de vida finita.

No entanto para níveis de tensões próximas ao limite de resistência à fadiga, este método não é recomendado, pois, apresenta uma alta dispersão dos resultados.

### 4.3 Método da Sobrevivência

Este método é usado para determinar a média e o desvio-padrão do limite de resistência à fadiga para uma vida prescrita. Vários grupos de corpos-de-prova são ensaiados em faixas estreitas de tensões, limitadas entre dois desvio-padrão acima e abaixo do limite de resistência à fadiga estimado empiricamente. A partir dos dados obtidos, pode-se construir um gráfico de probabilidade normal, onde o nível de tensão é uma variável aleatória plotada em relação à probabilidade de sobrevivência. Desta forma, é possível determinar o limite médio de resistência à fadiga e o seu desvio padrão.

Aliando o método de sobrevivência, que determina o limite de resistência à fadiga e sua distribuição, com o método de nível de tensão constante, o qual prescreve a vida em fadiga e sua distribuição na região de vida finita, pode-se construir, com confiabilidade, uma família de curvas S-N-P em toda a extensão de vida finita e infinita.

### 4.4 Método do Degrau

Em comparação ao método da sobrevivência, o Método do Degrau possui a vantagem de utilizar menos corpos-de-prova para determinar o limite médio de resistência à fadiga e seu desvio-padrão. Neste método, todos os corpos-de-prova são submetidos a níveis de tensões que são incrementados a cada número de ciclos até que seja atingida a falha.

O início do ensaio acontece em aproximadamente 70% do limite de fadiga estimado. O ensaio nesta tensão inicial é realizado até que o corpo-de-prova se rompa, ou até que ele alcance a vida prescrita (run-out). Se a vida estabelecida for alcançada, o mesmo corpo-de-prova é novamente ensaiado, porém com um nível de tensão aumentado de um incremento de aproximadamente 0,7 do desvio-padrão estimado.

Este procedimento se repete até que, o corpo-de-prova se rompa. Para que se tenha um bom resultado, um mínimo de dez a quinze corpos-de-prova é requerido.

### 4.5 Método de Prot

Em 1948, Prot desenvolveu um método mais rápido, a fim de determinar o limite de resistência à fadiga (D'HUY, 1964). O Método de "Prot" associa o aumento constante do nível de tensão ao número de ciclos até a falha do material. O início deste método

acontece em cerca de 70% do limite estimado de resistência fadiga. Posteriormente, o nível de tensão é aumentado de acordo com o aumento do número de ciclos, sob taxa de aumento constante ( $\alpha$ ). Um grupo de quinze a vinte corpos-de-prova são, normalmente, ensaiados para uma mesma taxa de aumento de tensão. Esta variação de tensão é definida como taxa de Prot, com dimensões em MPa/ciclo.

Os corpos-de-prova são ensaiados até falhar quando então, um novo grupo de corpos-de-prova é ensaiado utilizando uma taxa de Prot diferente, sem que as tensões atinjam o limite de escoamento do material ( $S_y$ ), verificando a tensão no instante da falha do CP ( $\sigma_f$ ).

O objetivo deste método é determinar o limite de resistência à fadiga através da equação de Prot. Esta equação relaciona o limite de resistência à fadiga com a tensão Prot de falha, com a taxa de Prot e com as constantes K e n do material. Uma vez que as constantes do material (K e n) forem determinadas, é possível determinar o limite de resistência à fadiga de cada corpo-de-prova ensaiado e conseqüentemente, o limite médio de resistência à fadiga e seu desvio-padrão.

Posteriormente, no capítulo referente à metodologia, este método será mais bem detalhado.

#### 4.6 Método do Valor Extremo

O Método do Valor Extremo é utilizado na determinação de valores extremos da probabilidade da curva S-N. Este método consiste em avaliar um grupo de n corpos-de-prova simultaneamente em n máquinas de ensaios de fadiga, todas com o mesmo nível de tensão. Quando ocorre a falha do primeiro corpo-de-prova, os dados de tensão e número de ciclos são armazenados e as demais amostras são descartadas. Este procedimento é repetido em diferentes níveis de tensões acima do limite de resistência à fadiga. Finalmente, após ensaiar todos os corpos-de-prova, os dados obtidos são plotados em uma curva S-N com probabilidade de sobrevivência pré-determinada. Esta probabilidade é função do tamanho da amostra (n) de cada grupo de corpos-de-prova.

Este método fornece valores extremos de probabilidade da vida para projeto, prevendo informações sem conhecimentos específicos da forma de distribuição.

#### 4.7 Método de Nixon

Outro método foi desenvolvido por Nixon em meados da década de 60, tradicionalmente conhecido como staircase (ou up-and-down). Sua ideia é bastante simples e caracteriza-se por carregar um CP com amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) próxima de um valor estimado para o limite de fadiga ( $S_{L-est}$ ) e, dependendo do resultado do ensaio (falha ou sobrevivência do CP), um próximo corpo de prova é então carregado sob  $\sigma_a$  menor ou maior do que o anterior de um dado incremento de amplitude de tensão

(s), (NICHOLAS, 2006). Após alguns corpos de prova serem ensaiados, um método estatístico desenvolvido por Dixon e Mood é então implementado sobre os resultados obtidos para estimar-se o valor médio ( $\mu_{SL}$ ) e o desvio padrão ( $\omega_{SL}$ ) do limite de fadiga, (POLLAK, 2005).

Embora este método seja mais rápido do que os propostos por Wöhler e Prot, ele também requer um grande número de corpos de prova para aumentar a precisão do resultado (desvio padrão baixo), além de durar um tempo elevado para ser concluído, pois um ensaio só termina quando um quebra ou quando atinge um número de ciclos ( $N$ ) suficientemente grande que, dependendo da frequência de carregamento, pode durar vários dias para ser atingido.

Collins (1993) recomenda um grupo de pelo menos 15 corpos-de-prova para o emprego deste método.

## 5 Ensaio de Fadiga

### 5.1 Metodologia

Segundo Castro e Meggiolaro (2009), não é recomendado o estudo da fadiga de juntas soldadas em corpos de prova representativos, pois, as extrações resultariam no alívio das tensões residuais, que são causadas pela soldagem, as quais apresentam ordem de grandeza similar a tensões de escoamento, que, por sua vez, têm importante influência na propagação das trincas, mascarando os resultados.

O trabalho experimental desenvolvido nesta dissertação foi dividido em duas etapas: uma referente à fabricação dos corpos-de-prova e outra referente aos ensaios de fadiga. Os ensaios realizados foram os seguintes: teste de aceitação e o método de Degrau.

Para a determinação da resistência à fadiga de cada condição de ensaio, foi utilizado o método de Degrau conforme detalhado nos itens 4.4 e 5.4. Para a fabricação, a Qualitech forneceu os olhais e foi contratada uma outra empresa para soldá-los na chapa, e também a realização do Hammer Peening e esmerilhamento da solda.

### 5.2 Material

Os corpos-de-prova foram fabricados em aço ASTM A-36, um aço muito utilizado para fins estruturais. Este apresenta uma boa soldabilidade e com pequenas quantidades de carbono. Geralmente utilizado na forma de barras, cantoneiras e vigas, o aço A36 é mais encontrado no mercado em forma de chapas, essas as quais variam de 4,76 a 15 mm. Além disso a solda foi realizada com penetração completa e eletrodo E-7018 com suas propriedades definidas no Apêndice B deste trabalho.

Na tabela 1 podemos ver as principais propriedades mecânicas do aço A-36:

**Tabela 1 – Propriedades mecânicas do aço A-36**

ASTM A36 - Mechanical Properties		
Density	7850	kg/m <sup>3</sup>
Young's Modulus	200	GPa
Poisson's ratio	0,28	
Yield Strength	250	MPa
Ultimate Tensile Strength	400	MPa

### 5.3 Corpos de prova

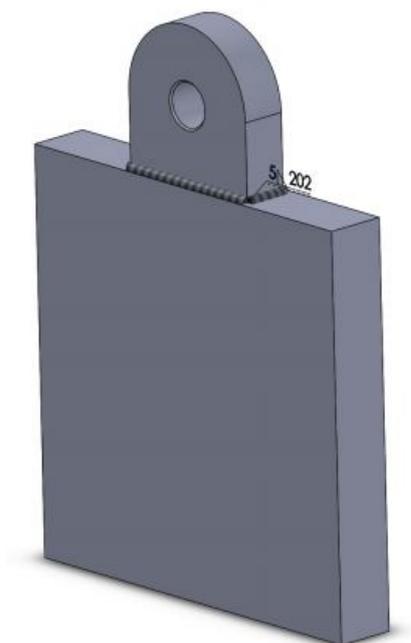
Os CPs utilizados no meu projeto são compostos basicamente de um olhal soldado no lado longitudinal de uma chapa. Por motivos de custo, para este presente

trabalho há disponível para teste somente um CP com solda esmerilhada e martelada, e outro CP com solda sem nenhum método de alívio de tensões.

Esta diferença entre os processos pós-soldagem dos CPs tem como objetivo obter uma comparação entre os limites de resistência a fadiga nos ensaios realizados.

Na figura 25 tem uma representação em 3D por meio do software Solidworks do corpo de prova.

**Figura 25 – Representação em 3D do corpo de prova no Solidworks**



#### **5.4 Montagem do ensaio**

Para a realização dos ensaios de fadiga foram utilizadas as máquinas MTS 810/250 do laboratório de Fadiga e Mecânica da Fratura do Departamento de Engenharia Mecânica e do laboratório de Estruturas e Materiais do Departamento de Engenharia Civil da PUC-RJ.

Figura 26 – Montagem do ensaio no laboratório



O corpo de prova foi adaptado para utilização nessa máquina e necessitou realizar um furo na parte de baixo da chapa para que as garras pudessem fixar o corpo de prova durante o ensaio. Entretanto, o furo das garras é de 15mm e o furo do olhal é de 22mm, o que resultou numa grande folga no pino de contato com o furo do olhal.

O princípio de funcionamento dessa máquina é basicamente o corpo de prova fixo nas duas extremidades e sob efeito de uma carga cíclica de tensão-tensão.

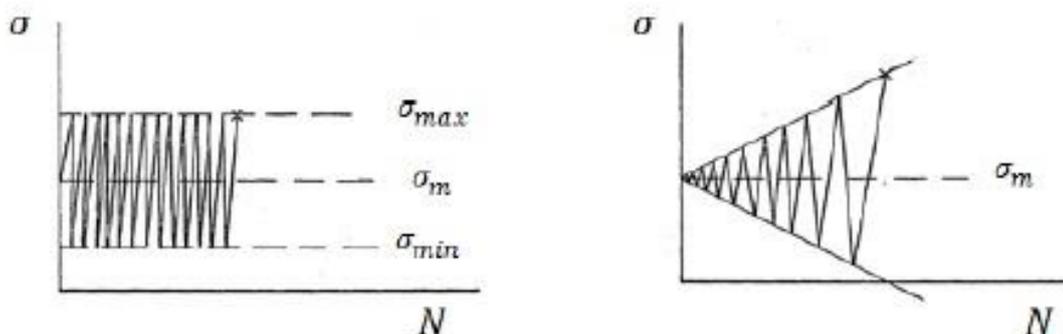
## 5.5 Método utilizado

Primeiramente foi realizado o teste de aceitação no CP sem tratamento pós soldagem, pois teoricamente este CP é o menos resistente. Foram 7 dias de teste totalizando mais de 5 milhões de ciclos em um corpo de prova sob tensão de 20kN, o equivalente a 2 toneladas, que estão estampadas no corpo do olhal como SWL<sup>1</sup> do equipamento.

Após o teste de aceitação foi pensado inicialmente em realizar o método de Prot nos dois corpos de prova para determinação do limite de resistência à fadiga. Este método foi desenvolvido em meados dos anos 40 para acelerar a obtenção do limite de fadiga dos materiais, caracterizado principalmente pela aplicação de carregamentos alternados com amplitude crescente (figura 27a), ao invés de amplitude constante (figura 27b), como foi proposto por Wöhler.

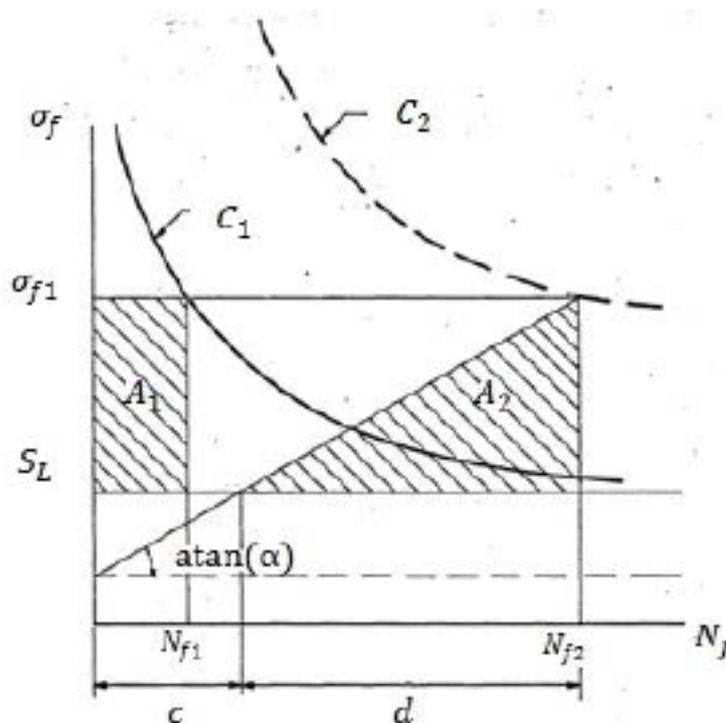
<sup>1</sup> SWL = “safe working load”, ou seja, é a carga máxima para içar cargas garantindo a segurança da operação.

Figura 27 – Carregamento de amplitude: (a) constante e (b) variável (D’HUY, 1964).



A dedução do método de Prot foi baseada na figura 28, adaptada de D’Huy (1964), que apresenta duas curvas de fadiga  $C_1$  e  $C_2$ , de tensão de fratura ( $\sigma_f$ ) por número de ciclos até a falha ( $N_f$ ).  $A_1$  é a área que representa o dano acumulado necessário para haver falha sob amplitude de tensão constante  $\sigma_{f1}$ , e  $A_2$  representa o mesmo dano só que para amplitude de tensão crescente sob taxa de aumento ( $\alpha$ ), calculadas pelas equações a seguir, (D’HUY, 1964).

Figura 28 – Dedução do método de Prot (D’HUY, 1964)



Da geometria da figura 28, temos que:

$$A_1 = (\sigma_{f1} - S_L)N_{f1} \tag{5.1}$$

$$A_2 = (\sigma_{f1} - S_L)\frac{d}{2} \tag{5.2}$$

Pela regra de Miner, o dano acumulado até a falha é o mesmo independente do tipo de carregamento, tornando  $A_1 = A_2$ . Desta forma:

$$(\sigma_{f1} - S_L)N_{f1} = (\sigma_{f1} - S_L)\frac{d}{2} \quad (5.3)$$

$$d = 2N_{f1} \quad (5.4)$$

Contudo, pela figura 29, determina-se a taxa de aumento de amplitude de tensão, correlacionando-a com o limite de fadiga  $S_L$ :

$$\alpha = \frac{(\sigma_{f1} - S_L)}{d} \quad (5.5)$$

$$N_{f1} = \frac{(\sigma_{f1} - S_L)}{2\alpha} \quad (5.6)$$

Assumindo que  $C_1$  é uma hipérbole, então podemos escrever  $K$  como uma constante:

$$K = (\sigma_f - S_L)N \quad (5.7)$$

$$N = \frac{K}{\sigma_f - S_L} \quad (5.8)$$

Igualando as equações 5.6 e 5.8, obtém-se que:

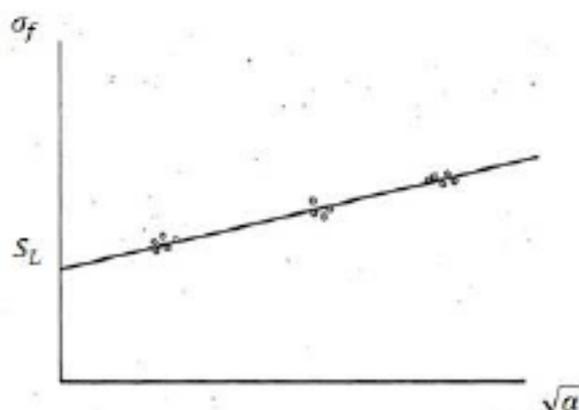
$$\frac{\sigma_f - S_L}{2\alpha} = \frac{K}{\sigma_f - S_L} \quad (5.9)$$

$$(\sigma_f - S_L)^2 = 2\alpha K \quad (5.10)$$

$$\sigma_f = S_L + \overline{K}\sqrt{\alpha} \quad (5.11)$$

, onde  $\overline{K} = \sqrt{2K}$

A equação 5.11 indica que a tensão de fratura  $\sigma_f$  varia linearmente com  $\alpha$ . Além disso, também mostra que o limite de fadiga é obtido quando  $\alpha = 0$ , ou seja, a interseção entre a reta e o eixo das ordenadas  $\sigma_f$  (Figura 29).

Figura 29 – Curva  $\sigma_f \times \sqrt{a}$  (D'HUY, 1964)

O carregamento aplicado nesse método inicia-se em uma amplitude de tensão de 60% a 70% do limite de fadiga estimado para o material ( $S_{L-est}$ ), aumentando sob taxa constante  $\alpha$  até a fratura do corpo de prova, sem haver plastificação (envelope de carregamento dentro do regime elástico  $\sigma_a < S_y$ ). O procedimento deve considerar, no mínimo, três taxas diferentes  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  e  $\alpha_3$  com  $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$ , além de ensaiar de 10 a 20 corpos de prova por taxa (WEIBULL, 1961).

Uma preocupação com esse método é o efeito *coaxing* que uma parte do carregamento pode causar, já que para taxas  $\alpha$  muito pequenas o CP pode ficar sob  $\sigma_a$  menor, porém próximo do  $S_L$  por um tempo consideravelmente grande, gerando um limite de fadiga para o material maior do que o real, (POLLAK, 2005).

Entretanto, devido ao tempo disponível para realizar o teste e pela bibliografia seria necessário um grande número de corpos de prova para obtermos um limite de resistência a fadiga aceitável estatisticamente. E também, havia uma dificuldade na programação da rampa da carga máxima durante o teste. Portanto, foi decidido realizar o método de Degrau para efeito de comparação entre os dois corpos de prova em relação ao limite de fadiga.

O método de Degrau é relativamente simples e como o nome já sugere, o corpo de prova é sujeito a uma série de níveis de tensões em um número determinado de ciclos, e cada nível de tensão é maior do que o precedente. No teste, a tensão inicial é uma tensão abaixo do limite de fadiga, cerca de 70% do limite de fadiga esperado. Durante o nível de tensão inicial, o CP é sujeito a um número grande de ciclos ( $N$ ), cujo usualmente é  $10^7$  ciclos. Se o CP não fraturar, o CP é submetido a um novo teste com um incremento na tensão, aproximadamente 5%, para o mesmo número de ciclos do teste anterior. Mais uma vez, se o CP não romper, é aumentada a tensão e assim sucessivamente, até a fratura dele (MAXWELL; NICHOLAS, 1999).

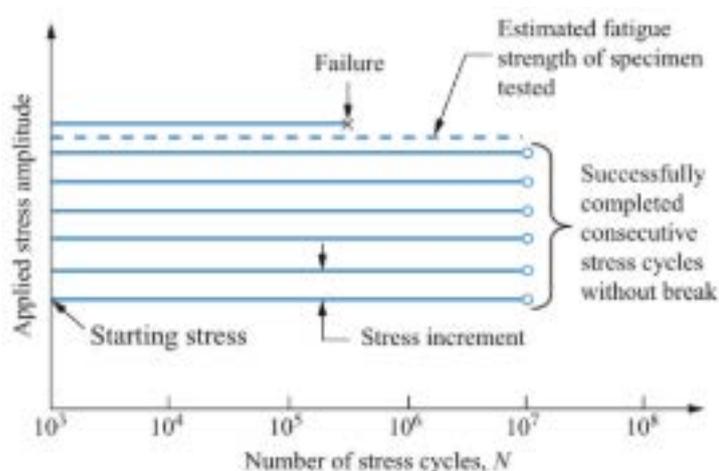
O limite de fadiga é obtido a partir da seguinte fórmula:

$$\sigma_f = \sigma_o + \Delta\sigma_d(N_f/N_d) \quad (5.12)$$

onde  $\sigma_f$  é a tensão de fadiga quando o material falha,  $\sigma_o$  é a tensão de fadiga do ciclo anterior à fratura,  $\Delta\sigma_d$  é o acréscimo da tensão por ciclo,  $N_f$  é quantidade de ciclos que a peça se rompeu e  $N_d$  é a quantidade de ciclos definidos por degrau (MAXWELL; NICHOLAS, 1999).

A vantagem desse método é a necessidade de poucos corpos de prova para obtenção do limite de fadiga. Entretanto, a desvantagem é que cada corpo de prova é sujeito a um número alto de ciclos por diversas vezes. Quando o método é realizado com vários corpos de prova, pode-se obter uma média entre os limites de fadiga, e assim, obter estatisticamente um valor aproximado. O procedimento do método de degrau é ilustrado no gráfico da figura 30.

Figura 30 – Esquema representativo do método de Degrau para um corpo de prova (BHADURI, 2018)



Como este trabalho tem como objetivo apenas a comparação entre os dois corpos de prova, foram feitas algumas adaptações no método de Degrau para obtenção do resultado. Devido ao pouco tempo disponível para realização dos testes, cada nível de tensão foi de 10<sup>5</sup> ciclos. Assim, a cada 10<sup>5</sup> ciclos, era acrescentado 2kN em relação a tensão anterior.

Para este método também há preocupação com o *coaxing*, pois de acordo com estudo de Gough (1926) foi notado que um material sujeito a degraus de aumento de amplitude da tensão durante período de ciclos, pode acarretar no aumento da tensão que ele suporta para acima da tensão de fadiga primitiva. Esse efeito está relacionado aos materiais sujeitos a tensões abaixo do limite de fadiga e pode resultar num longo período de teste sem o rompimento. Esse fenômeno foi primeiramente investigado por Smith (1910) e que foi chamado de “understressing”. Na época ele escreveu que o aumento do limite de resistência do material poderia ter relação com a baixa tensão aplicada nos testes.

## 5.6 Resultados

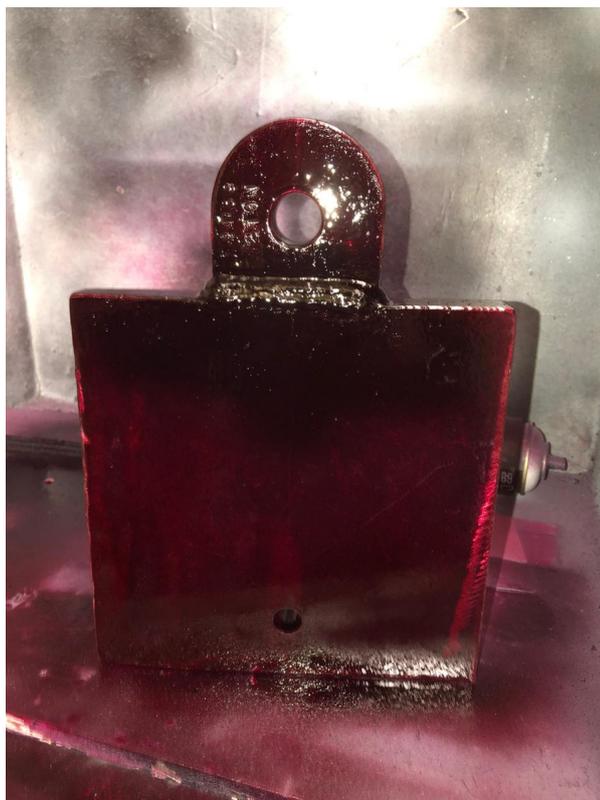
Nos primeiros testes foram realizados mais de 5 milhões de ciclos em um corpo de prova na máquina servohidráulica MTS 810/250 para comprovarmos o SWL de 2 ton do equipamento declarado pelo fornecedor. Na tabela 2 pode-se encontrar os números de ciclos por dia realizados no mesmo corpo de prova.

**Tabela 2 – Número de ciclos por dia de testes realizados**

<b>Dia</b>	<b>Número de ciclos</b>
1	1142967
2	628773
3	891016
4	312367
5	766398
6	833303
7	432283

Na soma de todos os ciclos, foi atingido o número total de 5007107 ciclos sem qualquer dano ao equipamento, tanto na área de solda quanto na área de contato dos pinos. Na figuras 31 e 32 temos o resultado comprovado por meio de inspeção por Líquido Penetrante de acordo a norma desta técnica. Após aplicarmos o líquido penetrante, esperou-se 15 minutos para lavar com água e aplicar o revelador.

**Figura 31 – Líquido Penetrante**



**Figura 32 – Revelador**



Após o término desse teste, foi iniciado o teste do Método do Degrau sob aumento de tensão de 2kN a cada  $10^5$  ciclos. Entretanto, no 1º dia de teste com 34kN

de força e mais de 1 milhão de ciclos, o pino de contato da garra com o olhal se rompeu. Isso se deve ao fato do pino ter uma folga muito grande em relação ao furo do olhal. Além disso, o pino ao sofrer muita carga foi ocorrendo o entortamento dele e a área de contato foi ovalizada. Esta folga e o pino entortado resultou na deformação do furo do olhal e favoreceu o rompimento do pino no centro. Abaixo estão algumas figuras do resultado desse ensaio (Figura 33 e 34).

**Figura 33 – Furo do olhal deformado nas pontas e o centro sem deformação**



**Figura 34 – Pino torto e pino fraturado**



Iniciamos novamente o teste do Método de Degrau com o CP sem martelamento e esmerilhamento, pois como ele já tinha sofrido cargas com amplitude constante durante 5 milhões de ciclos poderia favorecer ao aparecimento de trincas neste novo ensaio. Mas ao atingir 31kN, o pino de contato com o olhal se rompeu novamente, pelo mesmo motivo.

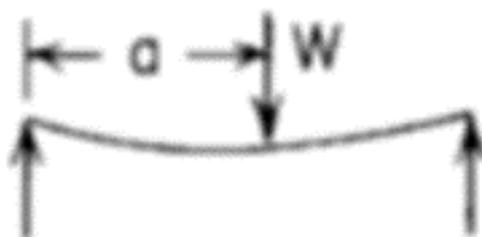
### 5.6.1 Análise do pino fraturado

O aço 4340, temperado e revenido utilizado no pino do teste possui um limite de escoamento de aproximadamente 1010 MPa. Mas estes aços podem atingir valores de resistência a tração da ordem de 1.900 MPa quando devidamente temperados e revenidos, como é o caso do aço AISI 4340 temperado e revenido entre 200°C e 230°C, usados em componentes de trem de aterrisagem de aviões.

Este pino tinha comprimento de 80mm, e este fraturou ao aumentar a carga do teste no método de Degrau. Para verificar o motivo foram realizados os cálculos abaixo:

A montagem do teste tinha a configuração que pode ser aproximada como uma viga bi-apoiada, pois há folgas laterais entre o olhal e a garra. A montagem do teste pode ser verificada no Apêndice D deste trabalho. Como o pino estava amassado no centro, podemos perceber que houve flexão no mesmo durante a realização do teste como ilustrado na figura abaixo.

**Figura 35 – Exemplo de viga biapoiada com carga pontual no centro**



O primeiro pino se rompeu na carga de 3,4 ton, ou seja, os cálculos abaixo serão baseados nesta carga aplicada para entendermos o motivo deste pino ter rompido. Logo, vamos considerar 34kN o valor de  $P_{cp}$ , ou seja, a carga para o colapso plástico.

Sabemos que o ponto de flexão máximo está no centro do pino, ou seja, o momento máximo é dado pela fórmula abaixo:

$$M = \frac{P * l}{4} \quad (5.13)$$

Onde, P é a carga aplicada e l é a distância entre os apoios é aproximadamente 50mm.

Considerando que o módulo de resistência plástica ( $Z$ ) é:

$$Z = \frac{d^3}{6} \quad (5.14)$$

Assim, é possível calcular a tensão de flexão no centro é:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = 755,5 \text{MPa} \quad (5.15)$$

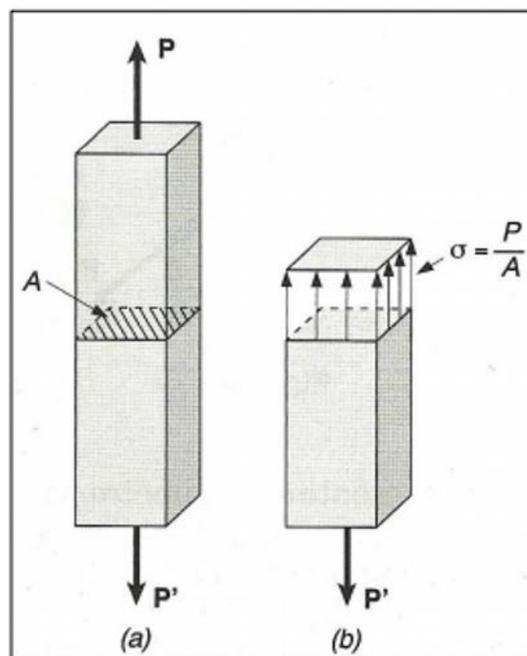
O valor encontrado está abaixo do limite de escoamento do aço 4340 temperado, entretanto não há certeza a respeito dos limites de escoamento e ruptura no pino devido ao temperamento. E como houve deformação plástica no furo, podemos comentar que houve concentração de tensão no local, e por isso, favoreceu para o pino se romper.

## 6 Cálculos

### 6.1 Carregamento axial e análise de tensões

Primeiramente é importante realizar a análise de tensões no corpo de prova para entender como age a força aplicada sobre a estrutura. Beer e Johnston Jr. (1995) explicam que o carregamento axial se caracteriza através de uma força de tração ou compressão atuando em uma seção qualquer, aplicada no centro da seção transversal em relação a direção da força. A Figura 36 mostra um exemplo de carregamento axial.

Figura 36 – Princípio de Saint-Venant (BEER; JOHNSTON JR., 1995)



Muitos estudos já foram realizados sobre o princípio de Saint-Venant em materiais elásticos. Este estabelece que nas regiões localizadas próximo à aplicação de carga ou restrições, o nível de tensão na peça atinge valores elevados e difunde na medida em que se afasta dessas regiões, tendendo ao valor médio de tensão (HORGAN, 1989).

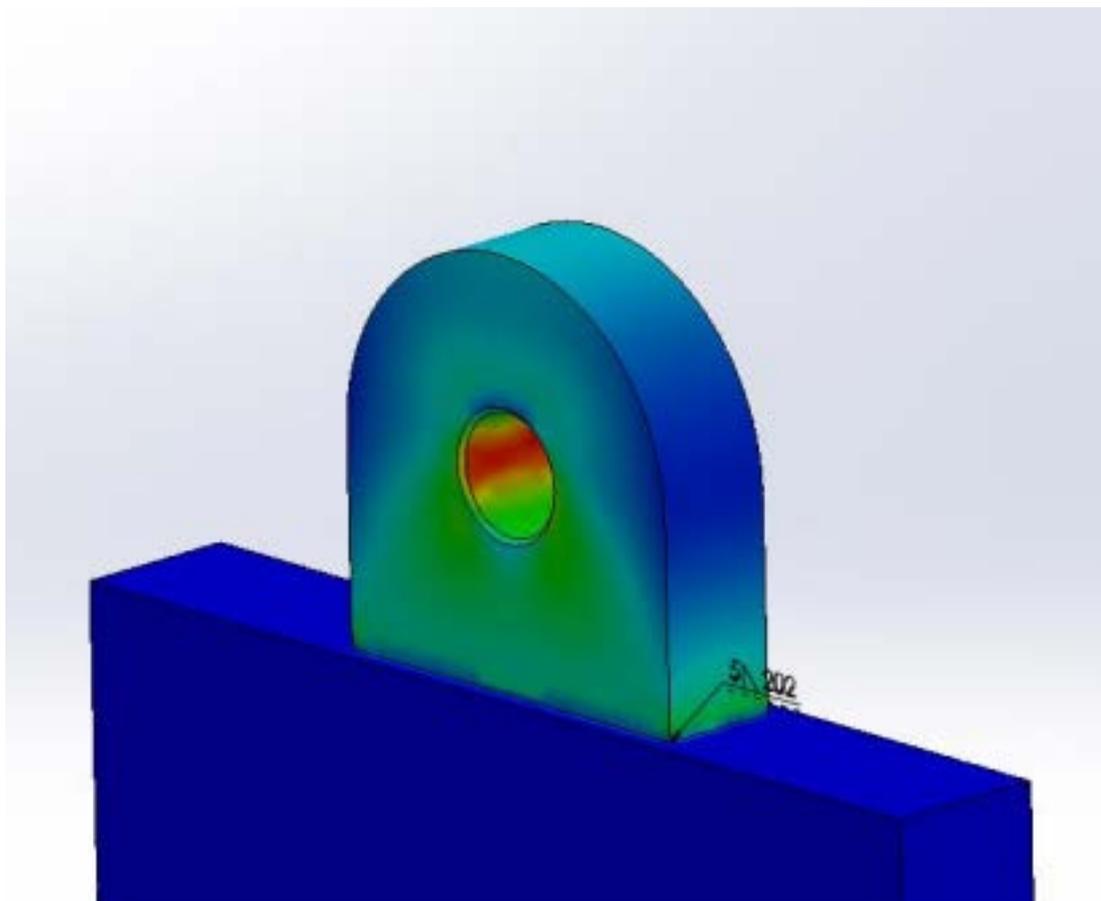
Portanto:

$$\sigma_m = \frac{P}{A_t} \quad (6.1)$$

Onde  $A_t$  é a área transversal e P é a força aplicada.

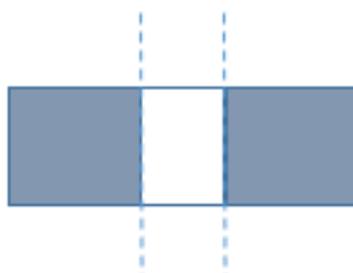
Para esse estudo foi analisado por meio do software Solidworks que a seção próxima ao furo é onde possui a maior tensão, como pode ver abaixo na figura 37.

Figura 37 – Análise realizado no Solidworks



Logo, para calcular esta tensão é preciso utilizar o princípio de Saint-Venant e para isso, foi determinada a área da seção de corte mostrada na figura 38.

Figura 38 – Vista superior do olhal



$$A = (w - d)t \quad (6.2)$$

Onde  $w$  é a largura do olhal,  $d$  é o diâmetro do furo e  $t$  é a espessura do olhal.

$$A = (78,5 - 22)22,5 = 1271,25mm^2$$

De acordo com a N-2683 e a fórmula A.1 de dimensionamento da força do pino relatada no Apêndice A deste trabalho. Esta fórmula considera um fator de consequência de 1,3 que leva em consideração a imprecisão da carga, efeitos dinâmicos locais e possíveis consequências de falha do olhal. Como não há acesso livre à norma ISO 19901-6 para obtenção de outros fatores para uso offshore, foi utilizado no trabalho apenas o fator de consequência dado na N-2683. Logo, considerando uma linga aplicando uma carga máxima de 2 toneladas, cujo é o SWL do olhal:

$$\sigma_{max} = \frac{P * 1,3}{A} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{max} = \frac{2000g*1,3}{1271,25} = 20,06MPa$$

Como a tensão de escoamento do A-36 é 250 MPa, temos que o Fator de Segurança (FS) encontrado pela equação 6.4 é 12,5 para o escoamento próximo ao furo do olhal.

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{max}} \quad (6.4)$$

Já para a tensão na solda, foi calculada a área aproximada do cordão de solda, obtendo-se 1766,25 mm<sup>2</sup>. Com isso, abaixo foi determinada a tensão aplicada na solda pelo princípio de Saint-Venant:

$$\sigma_n = \frac{2000g*1,3}{1766,25} = 14,4MPa$$

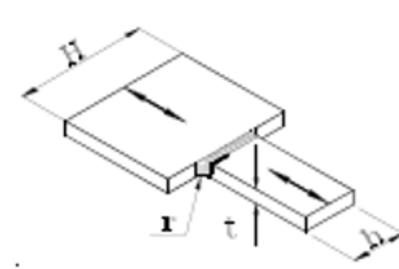
O fator de segurança encontrado com a equação 6.4 foi de 17,3.

É importante mencionar que estes cálculos não foram considerados os fatores de concentração em relação à geometria e furo, por isso com certeza estes valores calculados seriam maiores. Neste trabalho, nos capítulos a seguir, são mostrados na análise de MEF que sob um carregamento vertical, pode-se alcançar mais que o dobro da tensão e isso se deve aos fatores de concentração.

## 6.2 Análise da corrosão

De acordo com a DNV GL (2014), temos uma tabela que referencia diversas categorias do detalhe de solda e uma delas é muito parecida com a configuração do corpo de prova estudado. Nesta tabela é considerado que o olhal tenha solda com penetração completa e esta característica está presente no corpo de prova estudado.

Figura 39 – Recorte de tabela referente a categoria do detalhe de solda escolhido. (DNV GL, 2014)

		<p>8. Transverse splice between plates of unequal width, with the weld ends ground to a radius.</p>	<p>8.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– The stress concentration has been accounted for in the joint classification.</li> <li>– The width ratio H/h should be less than 2.</li> </ul>
F1	$\frac{r}{h} \geq 0.16$		
F3	$\frac{r}{h} \geq 0.11$		

Nesse caso temos duas opções, o detalhe teria categoria F1 caso  $\frac{r}{h} \geq 0.16$  e F3 caso  $\frac{r}{h} \geq 0.11$ . Como o corpo de prova estudado possui uma solda com vários passes, é difícil determinar o raio da solda, e portanto, os cálculos serão realizados baseados nos dois casos.

Por exemplo, se formos levar em consideração que há proteção catódica no olhal, temos a seguinte tabela de curva S-N retirada da DNV GL (2014).

Tabela 3 – Tabela de curvas S-N para ambiente marítimo com proteção catódica (DNV GL, 2014).

S-N curve	$N \leq 10^6$ cycles		$N > 10^6$ cycles	Fatigue limit at $10^7$ cycles*)	Thickness exponent k	Stress concentration in the S-N detail as derived by the hot spot method
	$m_1$	$\log \bar{\sigma}_1$	$\log \bar{\sigma}_2$ $m_2 = 5.0$			
B1	4.0	14.917	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.685	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.192	16.320	73.10	0.05	
C1	3.0	12.049	16.081	65.50	0.10	
C2	3.0	11.901	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	11.764	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	11.610	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.455	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.299	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.146	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	10.998	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	10.861	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	10.707	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.570	13.617	21.05	0.25	2.50
T	3.0	11.764	15.606	52.63	0.25 for SCF $\leq$ 10.0 0.30 for SCF $>$ 10.0	1.00

\*) see also [2.11]

Primeiramente, será analisado o comportamento de fadiga nos olhais com contato direto com a água do mar, sem corrosão. Logo, o limite de fadiga nesse caso

para o detalhe F1 é de 36,84 MPa e para o detalhe F3 é de 32,75 MPa, valores extraídos da tabela 3.

Pode-se ver na tabela 4 referente às curvas S-N características para cada detalhe de solda sem proteção catódica. É possível observar que para quaisquer número de ciclos, há uma mesma inclinação da curva S-N. Como a DNV não prevê limite de fadiga sob corrosão, pode-se calcular a vida prevista à fadiga e compararmos os valores obtidos. Para o cálculo da vida prevista sob corrosão, pode-se utilizar a equação 2.4:

**Tabela 4 – Tabela de curvas S-N para ambiente marítimo sem proteção catódica (DNV GL, 2014)**

S-N curve	$\log \bar{a}$ For all cycles $m = 3.0$	Thickness exponent k
B1	12.436	0
B2	12.262	0
C	12.115	0.15
C1	11.972	0.15
C2	11.824	0.15
D	11.687	0.20
E	11.533	0.20
F	11.378	0.25
F1	11.222	0.25
F3	11.068	0.25
G	10.921	0.25
W1	10.784	0.25
W2	10.630	0.25
W3	10.493	0.25
T	11.687	0.25 for SCF $\leq 10.0$ 0.30 for SCF $>10.0$

É possível utilizar o valor obtido anteriormente do limite de fadiga sob proteção catódica e aplicar este valor na fórmula para obter uma comparação entre a vida à fadiga sob proteção catódica e a vida prevista sob corrosão.

Assim, para o caso da categoria F1, a vida prevista sob corrosão é:

$$\log N = 11.222 - 3 * \log(36,84)$$

$$N = 3334580 \text{ ciclos}$$

Para o caso de F3 temos que:

$$\log N = 11.068 - 3 * \log(32,75)$$

$$N = 3329401 \text{ ciclos}$$

Para melhor entendimento, uma estrutura sob tensão de 36,84 MPa com detalhe F1 e proteção catódica levaria  $10^7$  ciclos para fadigar, já uma estrutura sem proteção catódica sob mesmas condições de tensão e detalhe de solda, levaria 3334580 ciclos como vida prevista à fadiga.

Comparando estes valores, pode-se ver que houve uma significativa queda da vida à fadiga em relação ao obtido com corrosão de aproximadamente 67% nos dois detalhes estudados. Portanto, para a segurança da estrutura é muito importante que haja a proteção catódica contra a corrosão.

### 6.3 Melhoria com os tratamentos pós-soldagem

Sabendo que o aço utilizado na estrutura é o A-36 com limite de escoamento de 250 MPa. Na tabela abaixo retirada da norma da DNV pode-se ver que para o esmerilhamento, há um fator de aumento na vida à fadiga de  $0.01 \cdot 250 = 2.5$  e para o martelamento há um fator de  $0.011 \cdot 250 = 2.75$ .

**Tabela 5 – Tabela extraída com fatores de melhoria de acordo com cada tratamento (DNV GL, 2014)**

**Table 7-1 Improvement on fatigue life by different methods <sup>4)</sup>**

Improvement method	Minimum specified yield strength	Increase in fatigue life (factor on life) <sup>1)</sup>
Grinding	Less than 350 MPa	$0.01f_y$
	Higher than 350 MPa	3.5
TIG dressing	Less than 350 MPa	$0.01f_y$
	Higher than 350 MPa	3.5
Hammer peening <sup>3)</sup>	Less than 350 MPa	$0.011f_y$
	Higher than 350 MPa	4.0

1) The maximum S-N class that can be claimed by weld improvement is C1 or C depending on NDE and quality assurance for execution see Table A-5 in Appendix A.

2)  $f_y$  = characteristic yield strength for the actual material.

3) The improvement effect is dependent on tool used and workmanship. Therefore, if the fabricator is without experience with respect to hammer peening, it is recommended to perform fatigue testing of relevant detail (with and without hammer peening) before a factor on improvement is decided.

4) Improvement of welded connections provides S-N data that shows increased improvement in the high cycle region of the S-N curve as compared with that of low cycle region. Thus the slope factor  $m$  is increased by improvement. The factor on fatigue life after improvement in this table is based on a typical long term stress range distribution that corresponds to wave environment for a service life of 20 years or more. Thus the factor on improvement may be lower than this for low cycle fatigue in the region  $N < 10^6$  cycles. In the high cycle region an alternative way of calculating fatigue life after improvement is by analysis of fatigue damage by using S-N curves representing better the improved state. Such S-N curves can be found in Appendix D, Commentary.

Como o corpo estudado neste trabalho não tem proteção catódica e não há contato direto com o mar. Então, serão considerados novos valores para estruturas com contato apenas com o ar, conforme tabela retirada da norma DNV GL (2014).

Tabela 6 – Tabela de curvas S-N para contato apenas com o ar (DNV GL, 2014)

S-N curve	$N \leq 10^7$ cycles		$N > 10^7$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles *)	Thickness exponent $k$	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), ref. also equation (2.3.2)
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$				
B1	4.0	15.117	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.885	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.592	16.320	73.10	0.05	
C1	3.0	12.449	16.081	65.50	0.10	
C2	3.0	12.301	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	12.164	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	12.010	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.855	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.699	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.546	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	11.398	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	11.261	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	11.107	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.970	13.617	21.05	0.25	2.50
T	3.0	12.164	15.606	52.63	0.25 for SCF $\leq$ 10.0 0.30 for SCF $>$ 10.0	1.00

\*) see also [2.11]

Por força de projeto de forma altamente conservativa, vamos considerar a melhoria apenas com esmerilhamento devido à falta de controle de qualidade nesses tratamentos, conforme também é mencionado na norma. Além disso, o Hammer Peening não é recomendado ser utilizado devido às incertezas da melhoria também por falta de controle de qualidade.

Assim, uma estrutura com o detalhe de solda F1 e contato apenas com o ar, sob tensão de fadiga de 36,84 MPa, sem tratamento por esmerilhamento possuía uma vida à fadiga de  $10^7$  ciclos. Após o tratamento pós soldagem, pode-se considerar por norma um aumento de fadiga de pelo menos 2.5, ou seja, essa mesma estrutura sob mesma tensão teria uma vida prevista à fadiga de  $2,5 \times 10^7$  ciclos.

Para o detalhe F1, aplicado na equação 7.5, tem-se que:

$$\log 25000000 = \log \bar{a} - 5 * \log(36,84) \quad (6.5)$$

$$\log \bar{a} = 15.229$$

Para o detalhe F3, com limite de fadiga de 32,75 MPa, o  $\log \bar{a}$  é calculado da mesma forma:

$$\log 25000000 = \log \bar{a} - 5 * \log(32.75) \quad (6.6)$$

$$\log \bar{a} = 14.974$$

Comparando estes valores do  $\log \bar{a}$  obtidos com a tabela 6, pode-se concluir que para o detalhe F1 o valor chega muito próximo do detalhe E e para o detalhe F3, o valor se aproxima do detalhe F. Ou seja, há uma melhoria de quase dois detalhes de solda com o esmerilhamento.

## 7 Análise por Elementos Finitos

### 7.1 Abordagem Teórica

Os fenômenos de natureza física, química e mecânica, na maioria das vezes, não podem ser descritos por equações analíticas, ou seja, equações algébricas que descrevem ou preveem um acontecimento. Sendo assim, muitas vezes esses fenômenos somente podem ser descritos por meio de equações diferenciais parciais, e solucionar essas equações via métodos numéricos clássicos, como o da separação de variáveis, é quase impossível (FISH; BELYTCHKO, 2009).

A resistência aerodinâmica, como por exemplo de um carro, envolve um número imenso de variáveis, tornando o seu cálculo e previsão impossíveis de serem encontrados de forma analítica. Dessa maneira, o Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método numérico no qual equações diferenciais podem representar, via solução aproximada, um fenômeno outrora considerado impossível de ser descrito matematicamente.

No entanto, a importância de se ter uma base teórica sobre o método está relacionada a um nível crítico de comparação entre o resultado esperado e aquele conseguido pelo software utilizado. O risco ocorre ao considerar que este software tem uma elevada qualidade, e os resultados são aceitos sem qualquer análise baseada em suas formulações. Como este problema tem sido o responsável por alguns acidentes estruturais, bem como pela quantidade de reparações necessárias em construções recentes, a transmissão aos alunos das formulações e fundamentos do Método dos Elementos Finitos se torna de alto valor e importância para que futuros projetistas possam utilizar os softwares de forma mais segura (AZEVEDO, 2003).

### 7.2 Modelagem

O olhal de içamento é uma estrutura que é soldada a uma outra estrutura com a finalidade de servir como um ponto de içamento. Uma vez que o objetivo desse trabalho é analisar o olhal disposto na espessura de uma chapa, foi preciso modelar a chapa mais o olhal.

O modelo 3D foi elaborado no SpaceClaim, pacote de modelagem 3D que faz interface com o ANSYS Workbench. O olhal e a chapa foram modelados, bem como o pino representativo da manilha, que faz o contato direto com o furo do olhal. É este pino que transfere todo o carregamento aplicado ao olhal, por isso o pino foi incluído na modelagem para trazer uma maior realidade à análise.

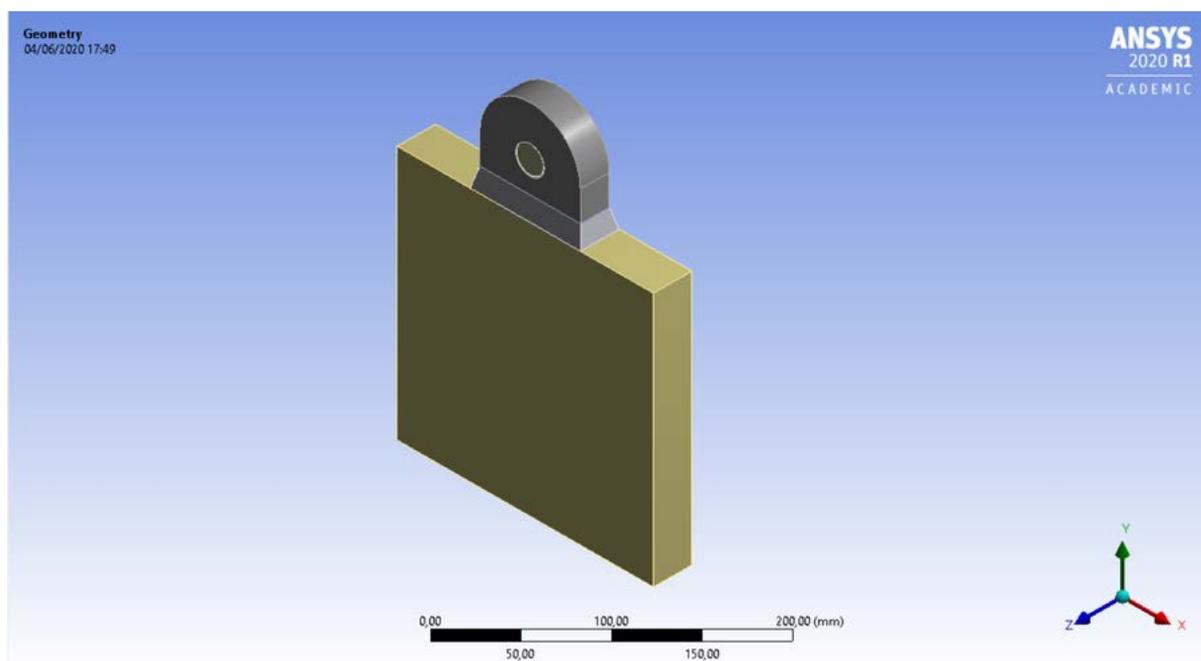
Mas como a análise deste pino não é o objetivo do trabalho, este foi dimensionado com o comprimento sendo o valor da espessura do olhal para que este não flexionasse e influenciar com tensões nas bordas do furo.

O cordão de solda foi modelado como um filete perfeito na forma de um prisma triangular, ao redor de toda a estrutura do olhal. A largura do filete foi de 3,75 mm com 15 mm de altura, representando um valor aproximado ao cordão de solda real, mostrado na figura 40.

A modelagem da penetração da solda não é necessária, visto que se considera um cordão de solda perfeito sem descontinuidades. Assim, a solda e as peças são modeladas como uma única peça sem comprometer a confiabilidade da simulação, pois a solução por meio do método dos elementos finitos independe da resistência dos materiais. Além disso, os valores de módulo de Young são muito próximos, visto que ele varia pouco para diferentes tipos de aço.

Também importante mencionar que a DNV também recomenda modelar um filete, segue o trecho retirado da norma: *“In cases where three-dimensional elements are used for the FE modelling it is recommended that also the fillet weld is modelled to achieve proper local stiffness and geometry.”* Os elementos 3D foram utilizados e o processo da geração da malha foi melhor explicada na próxima seção deste capítulo.

**Figura 40 – Sistema olhal-chapa-pino modelados no Ansys**



O tipo de contato entre o metal de base e o metal de solda foi definido como sendo “BONDED”. Essa condição de contorno considera que ambas as superfícies em contato estão “coladas”, não podendo se separar. As superfícies estarão unidas independente de vazios, penetração, carregamentos e comportamento de outras peças. Além disso foi definido que a parte fixa é a superfície inferior à placa.

E por último foram definidos os materiais de cada peça da modelagem, o ASTM A-36 para a chapa e o olhal, e para a solda foi o eletrodo E-7018 representando a

realidade do corpo de prova estudado. Todas as propriedades dos materiais inseridas no Ansys estão detalhadas em datasheets nos Apêndices 2 e 3 deste trabalho.

### 7.3 Geração da malha ou Pré-processamento

Sabe-se que a criação de malhas é um processo muito importante no estudo de elementos finitos. Nestes casos, a qualidade da malha é um fator que pode diferenciar um resultado aceitável de um desprezível.

Esta etapa, muita das vezes, é a mais demorada em uma análise por MEF, pois a estrutura precisa ser modelada e dividida em uma malha de elemento finitos, assim devendo ser escolhido o tipo de elemento mais apropriado para a modelação fiel do problema. A malha deve ser suficientemente refinada para garantir a precisão dos resultados, mas também sem comprometer demasiado o tempo necessário à obtenção de uma solução.

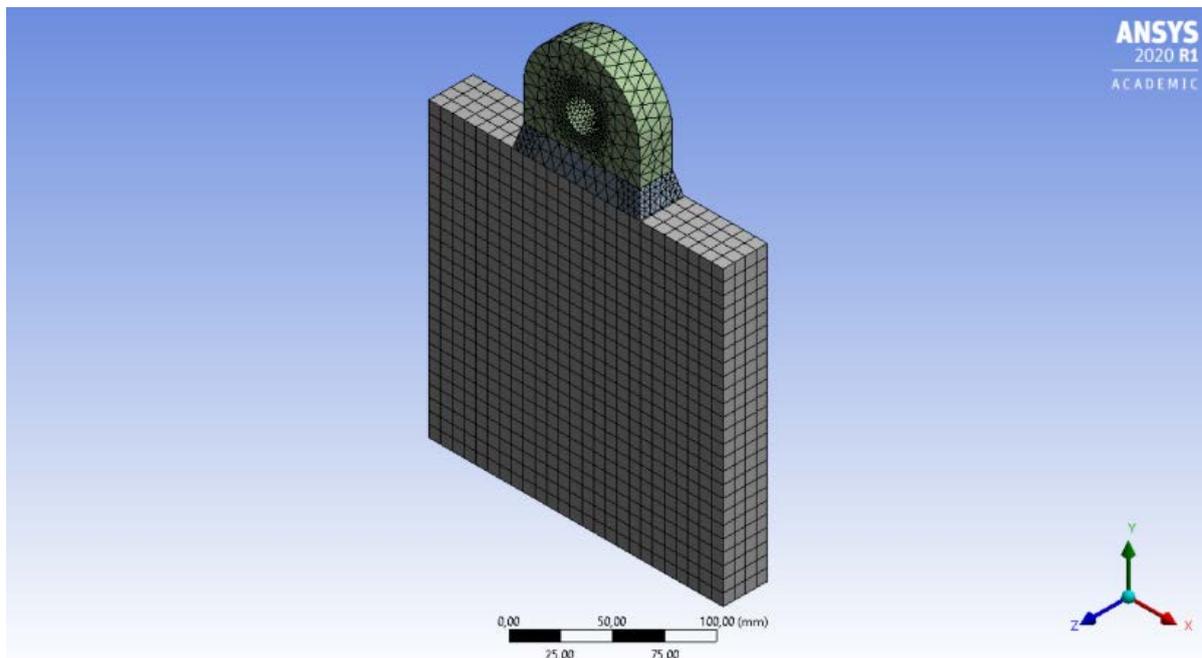
É importante mencionar que a versão estudantil do Ansys tem uma limitação para a geração de malha, pois essa versão é voltada para geometrias menos complexas. No caso deste trabalho, o olhal tem uma geometria complexa, ou seja, a versão estudantil não é a mais adequada para analisar essa estrutura. Porém, o software pago é muito caro, o que torna inviável para esse trabalho a escolha de uma malha extremamente refinada.

Portanto, para definir a escolha da malha, foi realizada uma análise de tensões na estrutura com 3 tipos diferentes de malha:

<b>Dimensão dos elementos</b>	<b>Qtd. de elementos</b>	<b>Refinamento</b>
12mm	1179	Não
8mm	3326	Não
8mm	14518	Sim

Por conta do refinamento da malha de 8mm na região da solda e do furo, foi gerada uma malha composta com muito mais elementos, o que traz uma maior confiabilidade à análise. O melhor resultado na análise de tensões comparando com o valor teórico do capítulo 6, foi obtido com esta malha composta de elementos hexaédricos de 20 nós com tamanho de 8mm e mais refinamento. Pode-se notar que esses elementos hexaédricos compõem a estrutura da chapa e quando foi realizado o refinamento automático do Ansys, o software também utilizou os elementos tetraédricos de 15 nós na região do olhal porque este se adapta melhor às curvas da estrutura.

**Figura 41 – Malha escolhida e refinada na região da solda e do furo para as análises desse trabalho**

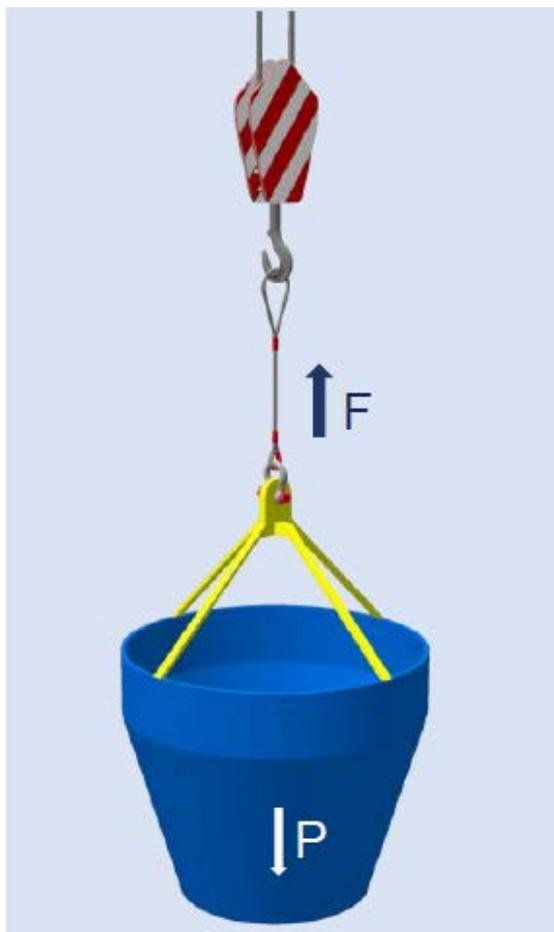


## 7.4 Pós-processamento

### 7.4.1 Análise de tensões

Primeiramente será analisado como se comporta a estrutura do olhal sob condições ideais de içamento, sem considerar uma excentricidade da carga, ou seja, aplicando uma carga vertical. Segue um exemplo de como é uma operação de içamento considerando estes fatores na figura X abaixo.

Figura 42 – Exemplo de içamento com força vertical aplicada no olhal



#### 7.4.1.1 Carregamento vertical

Para esta análise foi utilizado o modelo de malha com elementos de 8mm e refinamento conforme explicado na seção anterior. A força aplicada pelo pino foi de 25.506N, a mesma utilizada no cálculo da seção 6.1 deste trabalho, considerando o fator de consequência ( $f_c$ ). Desta solução, nas figuras 42 e 43, foram obtidos alguns resultados a fim de comparar com os valores teóricos anteriormente calculados.

Figura 43 – Análise de tensões no olhal e na solda

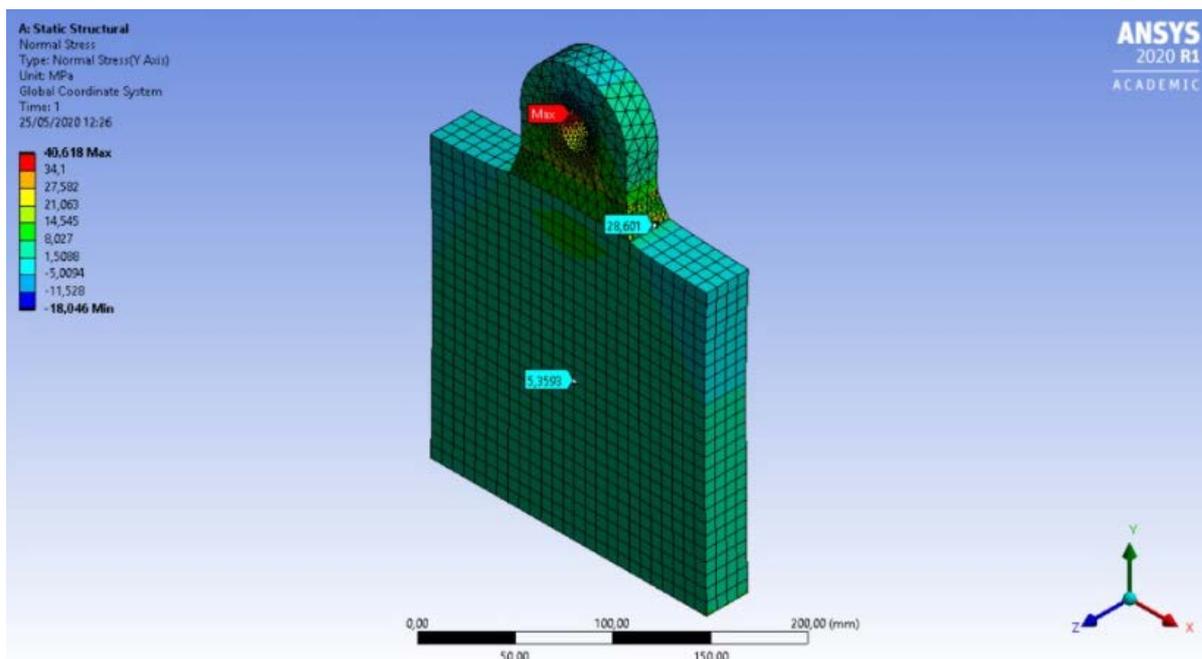
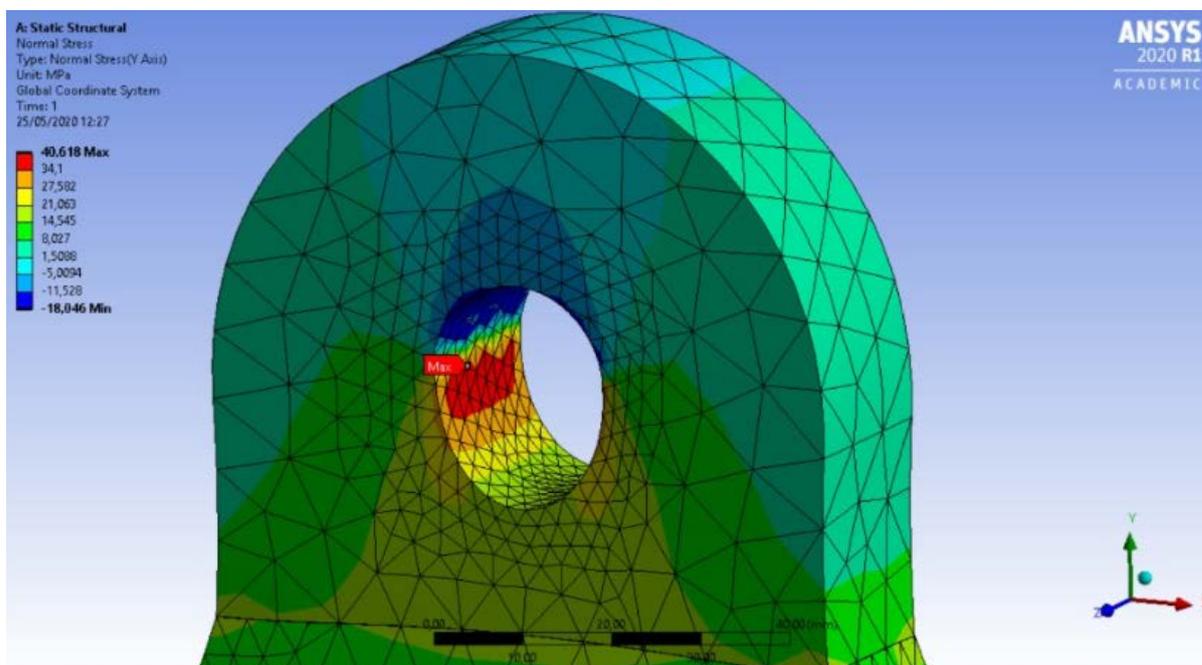


Figura 44 – Detalhe da região crítica no olhal



Primeiramente, é importante notar nesta análise que sob este carregamento no pino, os materiais do olhal e do eletrodo não ultrapassam o limite de escoamento. Devido às propriedades dos materiais desses componentes, pode-se considerar que esta análise é linear elástica.

Como pode ser visto na figura 44, conclui-se que a área crítica é confirmada sendo a área próxima ao furo, como já esperado no cálculo teórico da seção 6.1 deste trabalho. Nessa região a cor predominante é a vermelha, que de acordo com a escala

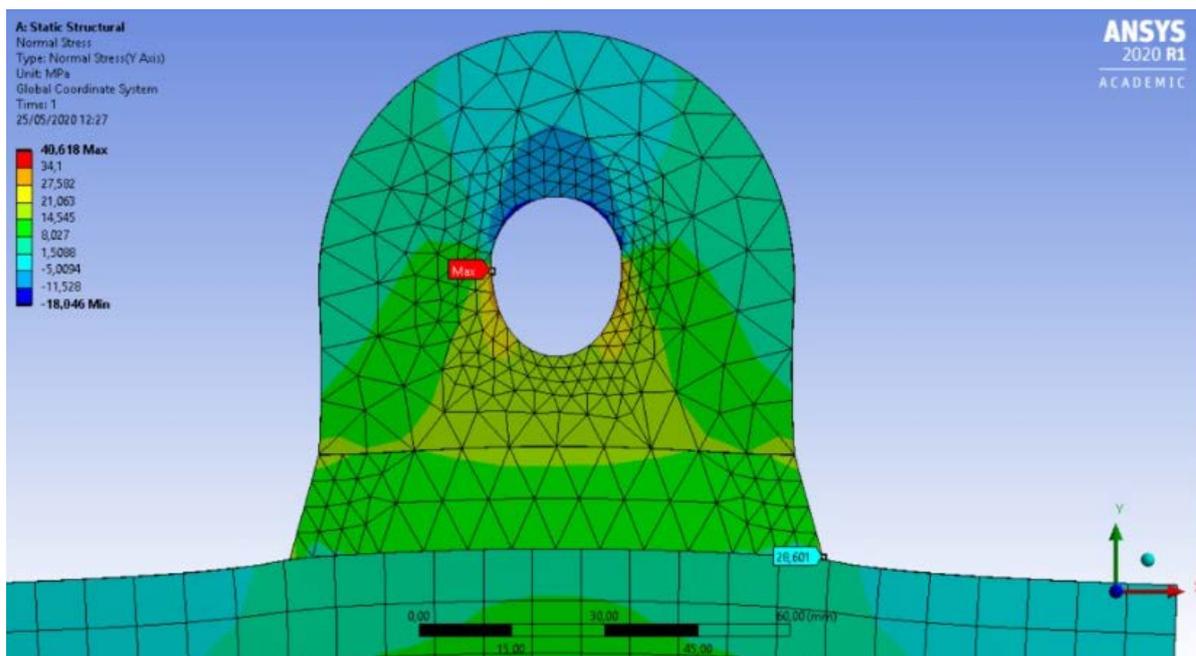
de cor é de 34MPa, chegando a atingir uma tensão máxima, de 40,6 MPa. Muitas vezes esses valores de tensão máxima são originados de possíveis falhas na geometria da malha. Como a versão estudantil é limitada no quesito geração de malhas, pode-se ocorrer algumas singularidades na malha que elevam muito a tensão, por isso muitas vezes estes pontos de tensão máxima são desconsiderados na análise.

Neste trecho da DNV C-203 também é explicado que todo o cálculo realizado pelo Ansys é incluído os fatores de concentração de tensões, chamado de geométrico, devido ao efeito da geometria. Segue trecho retirado da DNV: *“The stress concentration due to the geometry effect of the actual detail is calculated by means of a fine mesh model using shell elements (or solid elements), resulting in a geometric SCF factor.”* Ou seja, por este motivo os valores obtidos pelo software foram bem mais elevados que o cálculo numérico.

Já a tensão da solda mostrada na figura 45 no valor de 28,6 MPa, é o da tensão de entalhe (Notch stress) que é o valor mais alto da solda. Este valor de tensão deve ser também desconsiderado nessa análise, pois esta tensão depende muito da geometria da solda, e por isso se torna muito complexo obtê-la por meio do Ansys. Logo, este valor mostrado na figura 45 não retrata a realidade desta tensão de entalhe. Para a região da solda foi analisado conforme a cor predominante da região. Por isso, como a predominância é verde, o valor da tensão na região da solda está em torno de 14 MPa, muito próximo do valor encontrado de forma numérica na seção 6.1.

Também é importante mencionar que a DNV C-203 também comenta a respeito da dificuldade em encontrar um valor da tensão de entalhe de forma factível com a realidade. Para isso, a solda deveria ter sido modelada com um raio aproximado para obter resultados próximos. Mas como a solda do corpo de prova possui vários passes, é difícil de aproximar um raio e modelá-la em 3d. Então por isso a geometria desta solda foi aproximada como um filete. Segue trecho retirado da DNV: *“It is realised that it is difficult to calculate the notch stress at a weld due to a significant scatter in local weld geometry and different types of imperfections. In this respect it should also be mentioned that the weld toe region has to be modelled with a radius in order to obtain reliable results for the notch stress.”*

Figura 45 – Análise de tensões com foco na solda

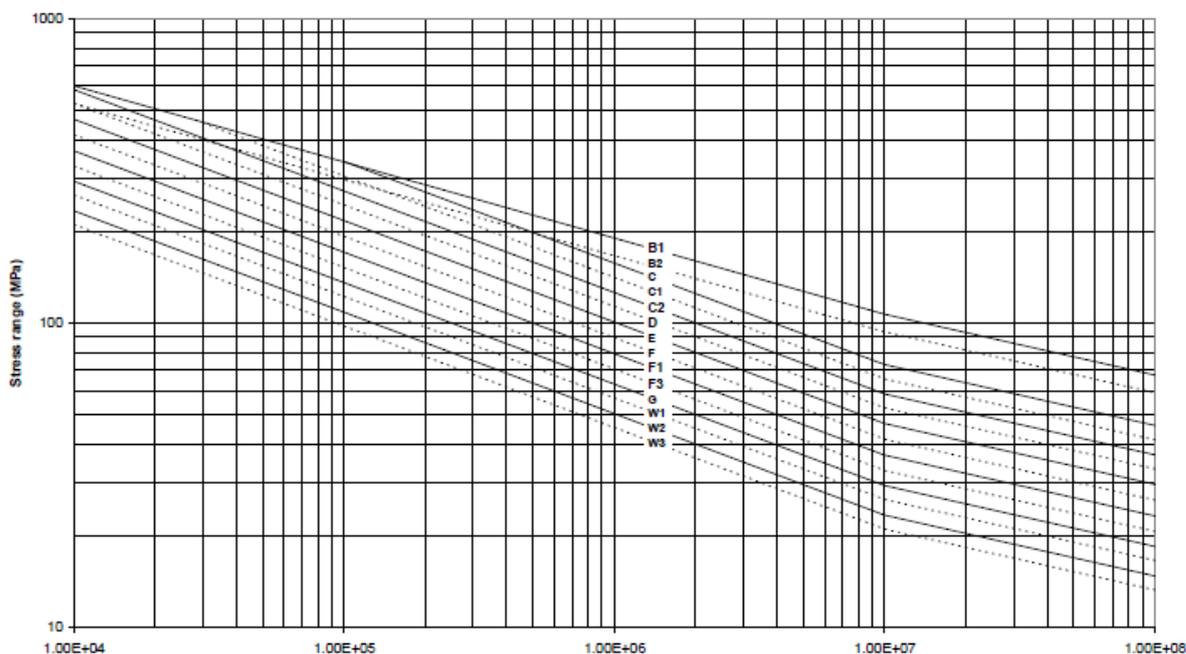


#### 7.4.2 Análise de fadiga

Teoricamente, uma união soldada pode ser analisada através do MEF. Porém, na prática, o resultado dessa análise irá requerer um modelo deveras detalhado (em termos de malha de elementos finitos) para poder reproduzir o campo de concentração de tensões na região da solda, o que torna tal análise quase que impraticável. Uma ferramenta amplamente empregada para tentar contornar esse problema é a geração de modelos numéricos enquadrados em algumas das diversas classes de solda normatizadas. Essas normatizações consistem em tabelas de curvas S-N de acordo com a classe da solda, que por sua vez depende do modo de carregamento e da geometria da união. A utilização de normas juntamente com análises numéricas de uniões soldadas é interessante, porém, muitas vezes torna-se difícil, ou até mesmo impossível enquadrar uma união soldada em um dos tipos que são apresentados pela norma (DONG, 2001).

No caso do corpo de prova deste trabalho, temos um detalhe bem próximo da realidade especificada na DNV como já mostrado na figura 39. Esta curva S-N já considera as tensões residuais inerentes ao detalhe de solda e também fatores de concentração de tensão, por isso a importância dessas curvas normatizadas no estudo. Com isso, para a análise de fadiga deste trabalho foram inseridos no próprio Ansys os pontos da curva S-N da figura 46, referentes aos detalhes F1 e F3.

Figura 46 – Curva S-N extraídas da DNV de detalhes de solda sob efeito de contato apenas com o ar.

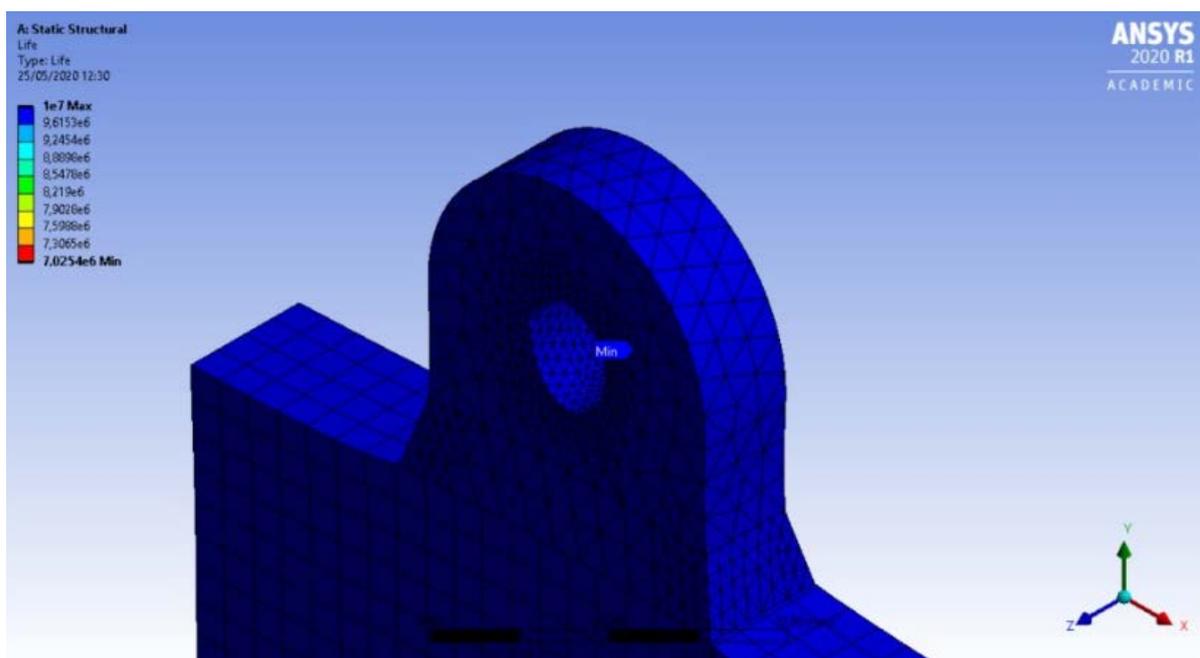


Em relação ao método das tensões nominais, esta metodologia apresentada acima apresenta muitas vantagens, e uma delas é aplicabilidade para geometrias mais complexas, onde este tipo método possui mais capacidade de apresentar resultado satisfatórios. A abordagem pela tensão nominal, que será adotada nesta pesquisa, consiste em comparar a amplitude de tensão que é aplicada no corpo de prova com curvas S-N (tensão x número de ciclos) possibilitando estimar o número de ciclos necessários para a iniciação de trincas. É importante destacar que elas independem da resistência do material de base, do tipo de eletrodo e da tensão média nominal, desde que as juntas soldadas estejam aprovadas por critérios de qualidade (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009).

#### 7.4.2.1 Carregamento vertical

Aplicando a mesma força da análise estática, no valor de 25.506N, foi realizado um ensaio de fadiga com 10 milhões de ciclos para os dois detalhes de solda F1 e F3, e os dois obtiveram o mesmo resultado. O olhal não rompe por fadiga sob carregamento do SWL dele e podemos concluir que esta força é realmente segura ao equipamento, em relação a fadiga. Como pode ser visto na figura 47, todos os componentes estão sob vida infinita.

Figura 47 – Vida infinita em todos os pontos do corpo estudado



Neste detalhe das figuras 48 e 49 abaixo pode-se ver que há um surgimento de pequenos pontos na região do furo. Isso também se deve a singularidade da malha e são pontos que podem ser desconsiderados devido a erros na geração. Além disso, os valores destes pontos são bem próximos de  $10^7$  ciclos. Mais uma vez é importante reafirmar que foi utilizada a versão estudantil do Ansys, e portanto, esta versão está sujeita a esses problemas na geração da malha, visto que a malha não é tão refinada quanto o desejado.

Figura 48 – Erros na malha durante a análise de fadiga

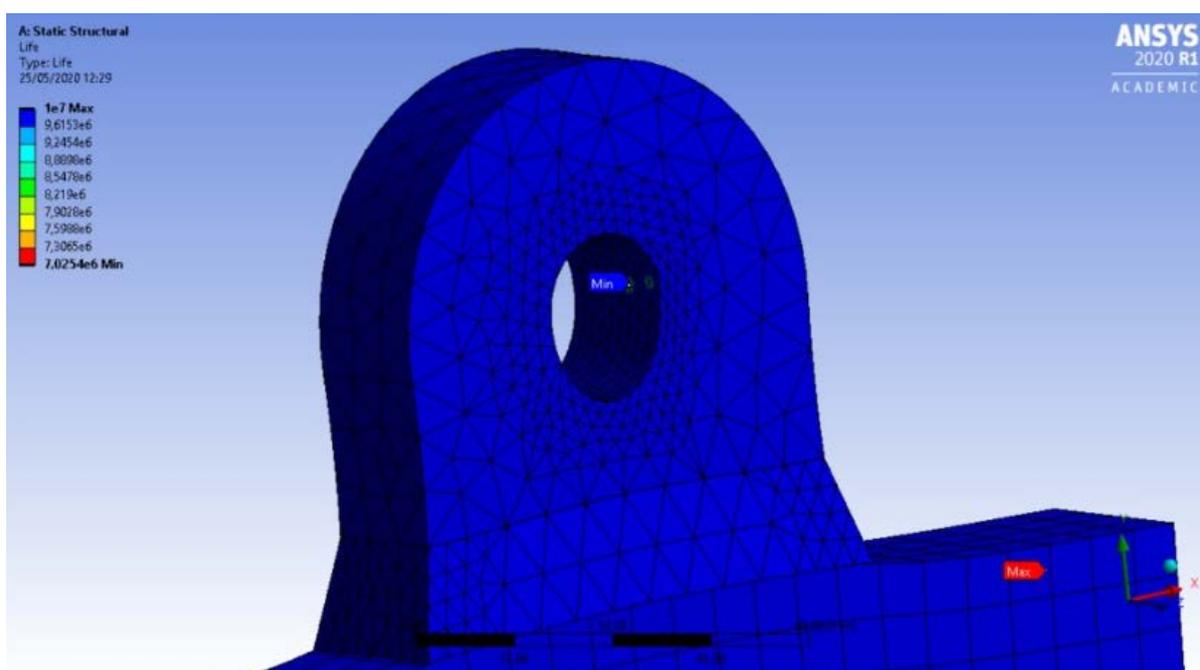
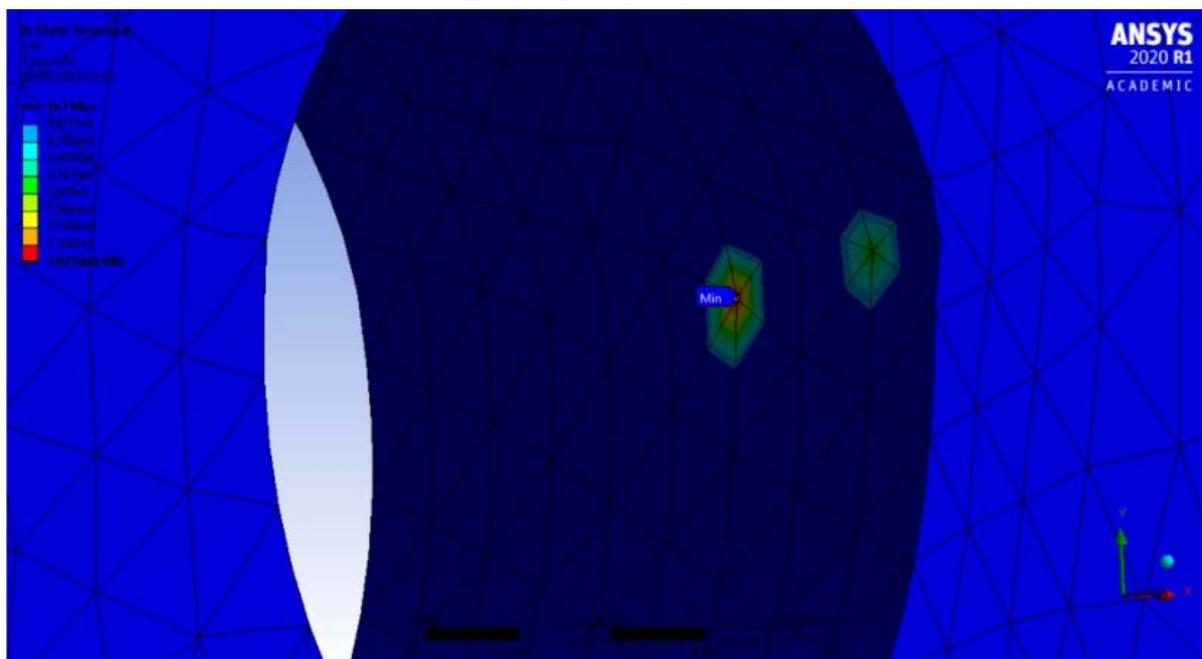
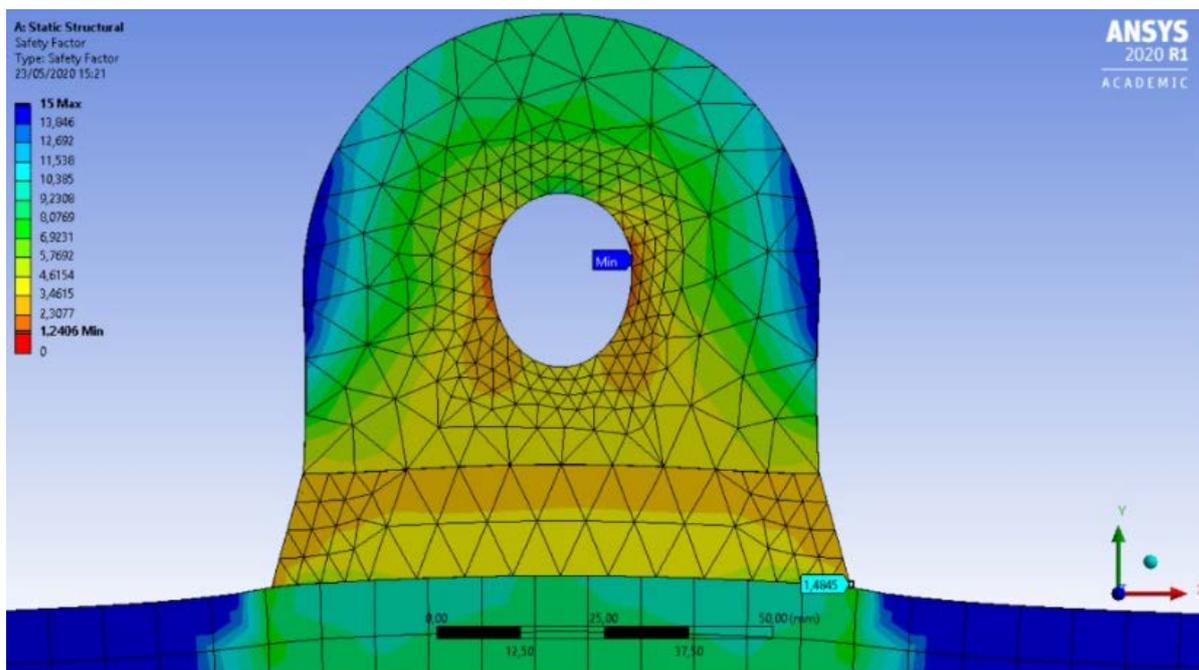


Figura 49 – Detalhes dos erros durante a análise de fadiga



Após o ensaio foi analisado o fator de segurança em relação a fadiga seguindo o critério de Goodman. Na figura 50, é possível ver também que em nenhum dos pontos o fator atinge o valor 1, ou seja, também confirmando que não há risco de rompimento por fadiga sob as condições estudadas. Na mesma figura, é possível observar que o fator de menor valor ocorre na região crítica próxima ao furo, ou seja, esta região é a mais propícia a surgir trincas caso haja um aumento da tensão nesta área. E também não podemos desconsiderar o valor mostrado na região de entalhe da solda, local também muito comum para a formação de trincas. O valor do fator de segurança deste local está muito próximo do valor encontrado na região do furo.

Figura 50 – Fatores de segurança relacionados à fadiga na região do furo e na solda



#### 7.4.3 Análises sob carga excêntrica

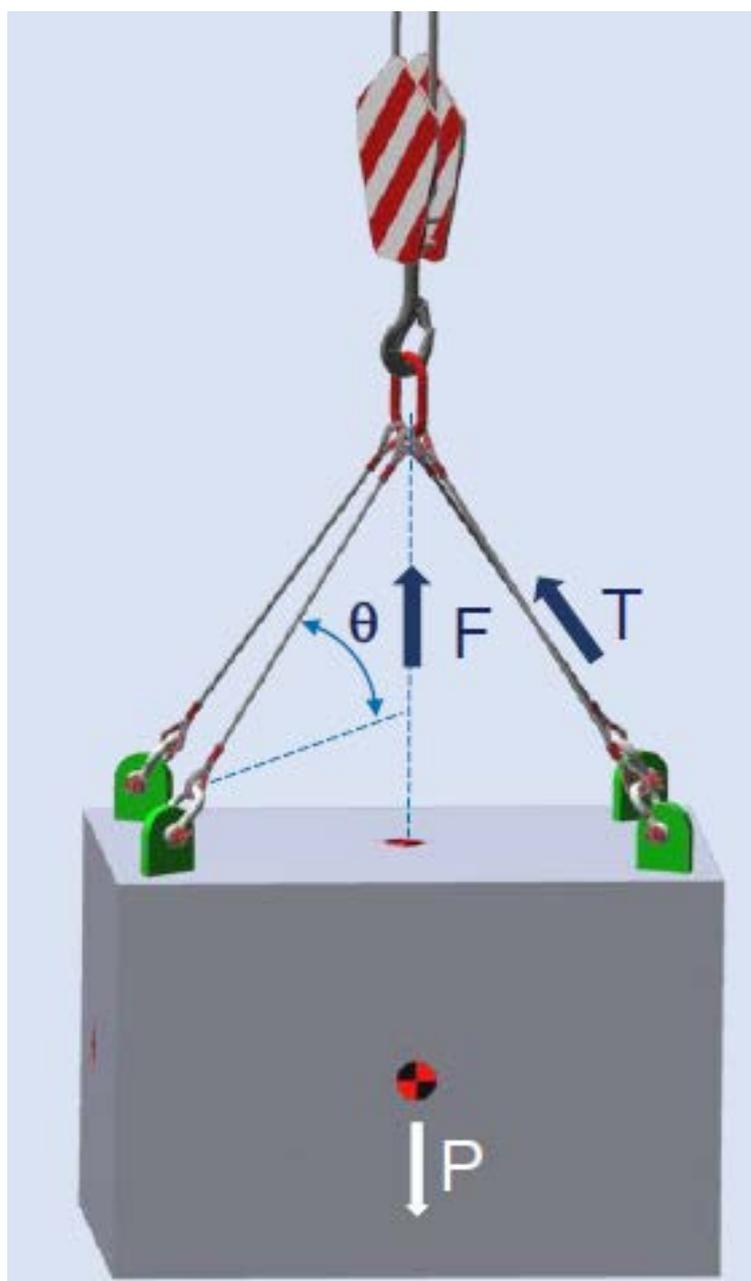
Sabe-se que em uma operação de içamento, normalmente as cargas aplicadas não são necessariamente verticais. Na maioria das vezes, existe a componente horizontal da força que aumenta muito a tensão aplicada no olhal. Não é o caso do nosso trabalho, mas por exemplo no caso de se utilizar um olhal roscado como na imagem 51, os fabricantes não recomendam utilizar com um ângulo superior a  $45^\circ$  em relação a vertical. A razão para esse requerimento reside na incidência de cargas compressivas na estrutura e no aumento do fator de utilização da lingada.

Figura 51 – Exemplo de zona não recomendada para um tipo de olhal fornecido pela fabricante Crosby



Por este motivo, é interessante analisar como se comporta a minha estrutura caso seja utilizada uma força angular e se a estrutura suporta essa carga compressiva. E para isso foi utilizado o mesmo corpo de prova sob as mesmas condições de material, malha e propriedades do pré-processamento das últimas análises. Em seguida, pode ser analisado essa estrutura sob uma carga aplicada por uma linga a 30° e 45° em relação a vertical. A aplicabilidade desse estudo tem como exemplo de içamento na figura 52 abaixo.

**Figura 52 – Exemplo de montagem em içamento com força angular da lingada no olhal.**



Também é importante mencionar que o ângulo da lingada em um projeto de içamento também favorece para reduzir a capacidade dessa linga. As normas técnicas de lingas permitem utilizar ângulos maiores ou iguais a 30° com a horizontal, nunca

menores. Por exemplo, Se vamos içar uma carga de 10t com uma linga de 2 pernas, vamos ter em cada perna as seguintes forças:

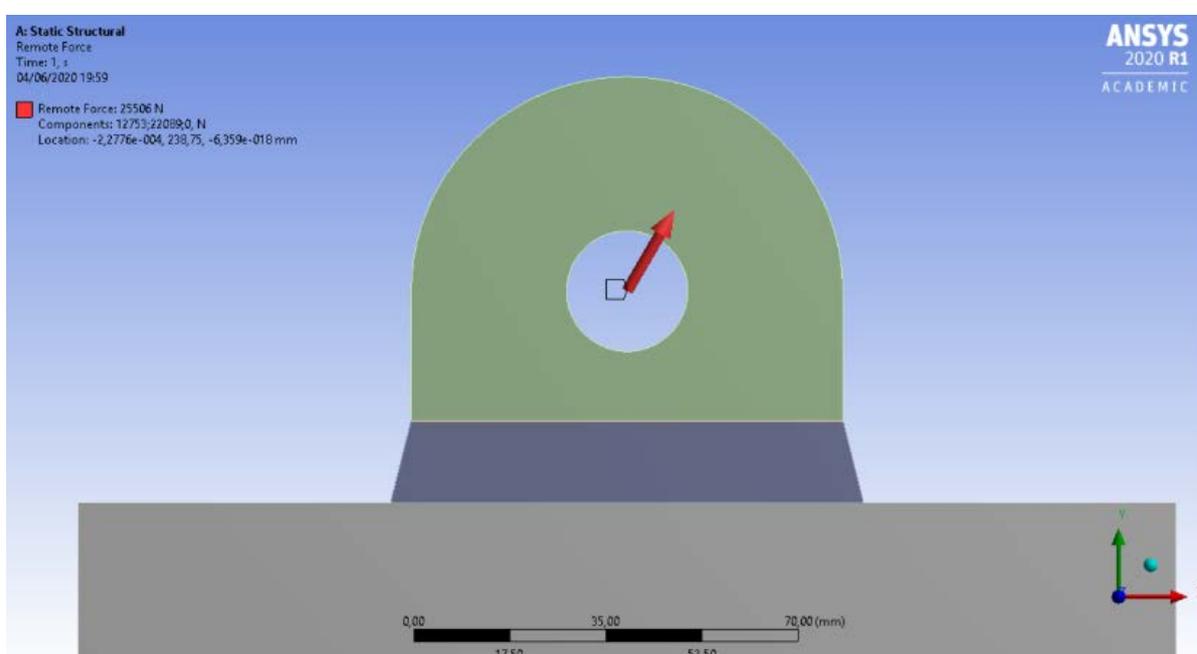
- $60^\circ = 5,75 \text{ t}$
- $45^\circ = 7,05 \text{ t}$
- $30^\circ = 10,0 \text{ t}$
- $10^\circ = 28,8 \text{ t}$

Mas o objetivo do trabalho não é entrar a fundo no estudo das eslingas e do dimensionamento de um içamento. Como pode-se ver se usarmos  $30^\circ$  vamos ter em cada perna, uma força equivalente ao peso total içado. Por isso é recomendado usar então ângulos entre  $45^\circ$  e  $60^\circ$ , com relação a horizontal. E por este motivo meu trabalho se baseará no estudo desses dois ângulos.

#### 7.4.3.1 Carga a $60^\circ$

Aplicando a mesma força de 25506N com um ângulo de  $60^\circ$  em relação a horizontal, conforme imagem 53 abaixo.

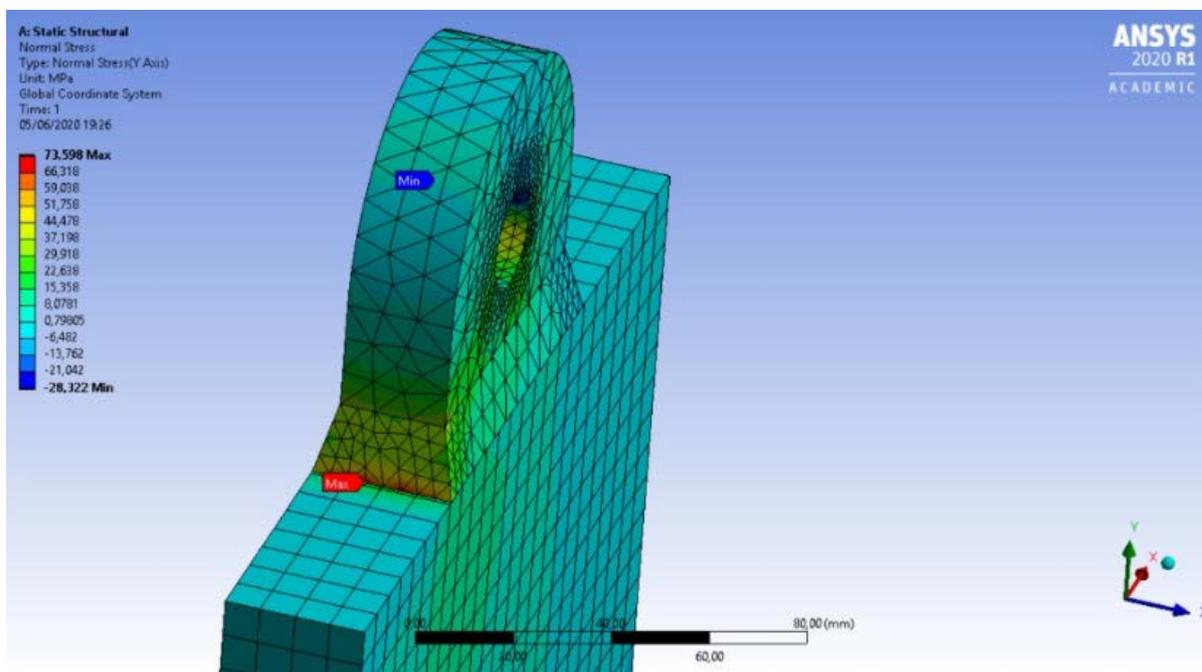
**Figura 53 – Imagem ilustrativa da força aplicada a  $60^\circ$  com a horizontal**



Na análise de tensões por MEF, a maior diferença foi que a tensão máxima não é mais na seção próxima ao furo, e sim na solda do lado oposto à força. Isso se deve a maior deformação naquela região e com isso a tensão de entalhe na solda subiu drasticamente, atingindo o valor de 73,6 MPa. Sabe-se que este valor não retrata a realidade visto que a geometria da solda modelada é diferente do corpo de prova.

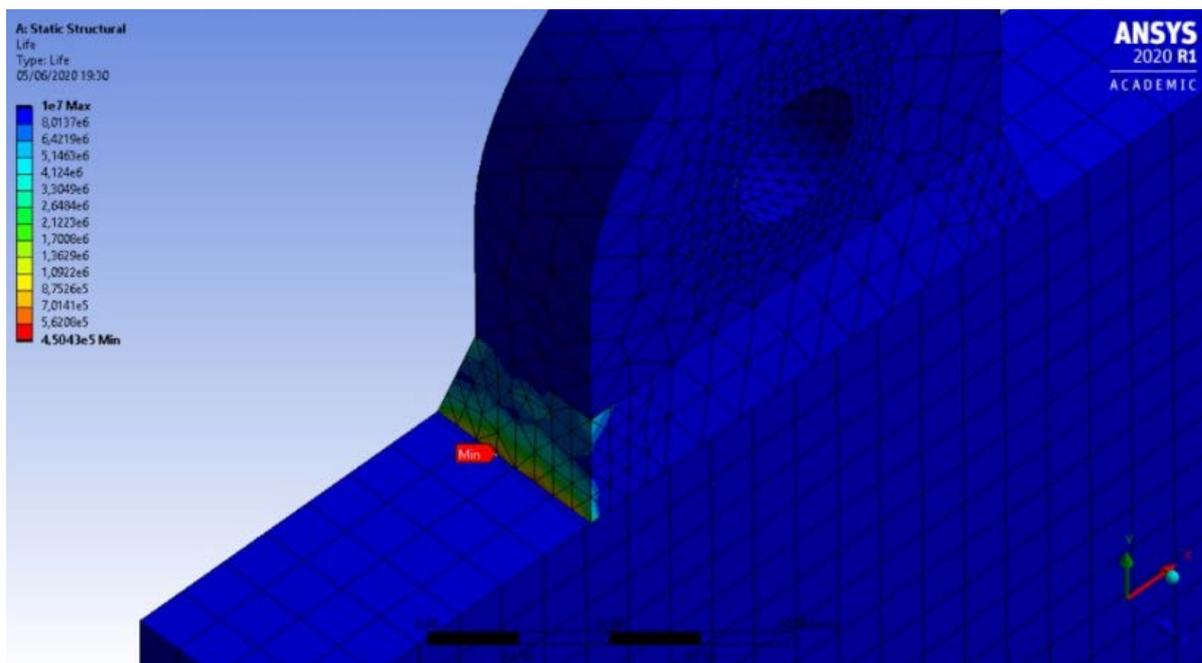
Entretanto, a análise é importante para avaliar o aumento da tensão que se dá na solda com a carga angular. Sob carregamento vertical a tensão de entalhe foi 28,6 MPa, pode-concluir que houve um aumento de um fator de pelo menos 2,6 nessa região.

Figura 54 – Tensão normal máxima no olhal com força de 30°



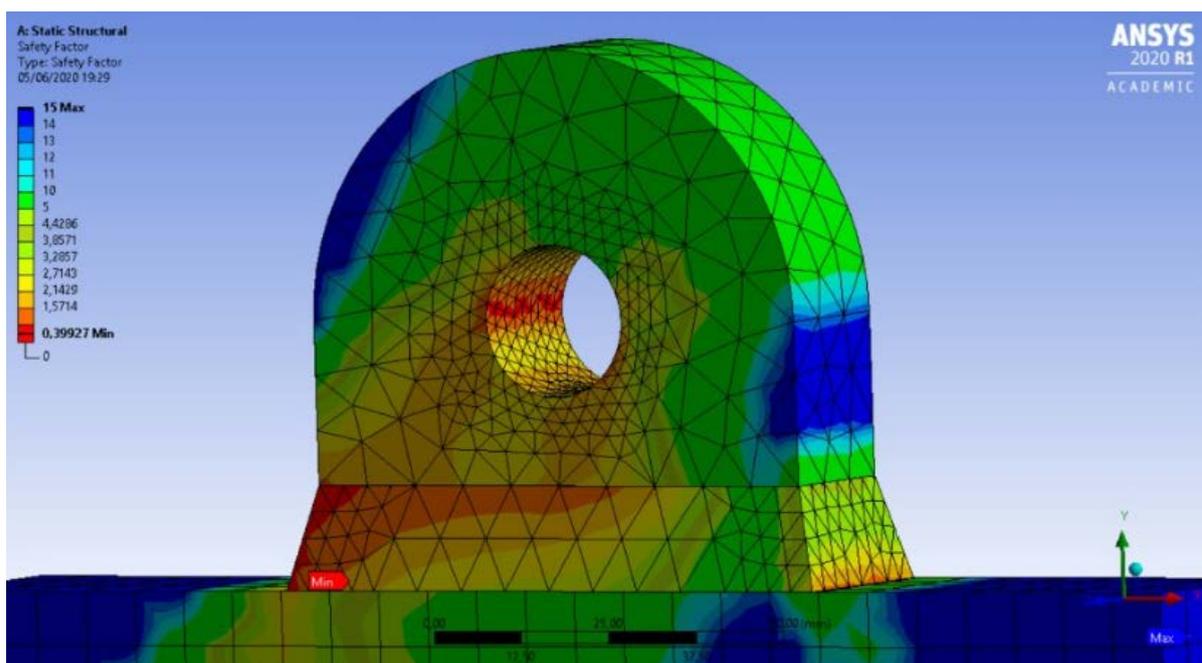
Com o aumento dessa tensão era de esperar que a vida a fadiga diminuisse e pode-se comprovar isso com a análise de fadiga. Assim pela figura 55 abaixo, confirma-se que o olhal não tem mais vida infinita sob essa carga e ângulo, e que o surgimento de trincas é mais propício na região da solda. Logo, a estrutura teria uma vida a fadiga de  $4,5 \times 10^5$  ciclos de acordo com a análise feita pelo Ansys.

Figura 55 – Vida a fadiga da estrutura sob uma força de 30°



E por último o fator de segurança pelo critério de Goodman mostra onde na estrutura é mais provável que surja as trincas por fadiga. Na imagem abaixo, pode-se concluir que a região da solda se tornou o lugar com menor fator, mas também não podemos menosprezar a seção próxima ao furo do lado oposto à força. São as duas regiões mais solicitadas na estrutura aplicando a força com este ângulo de 30°.

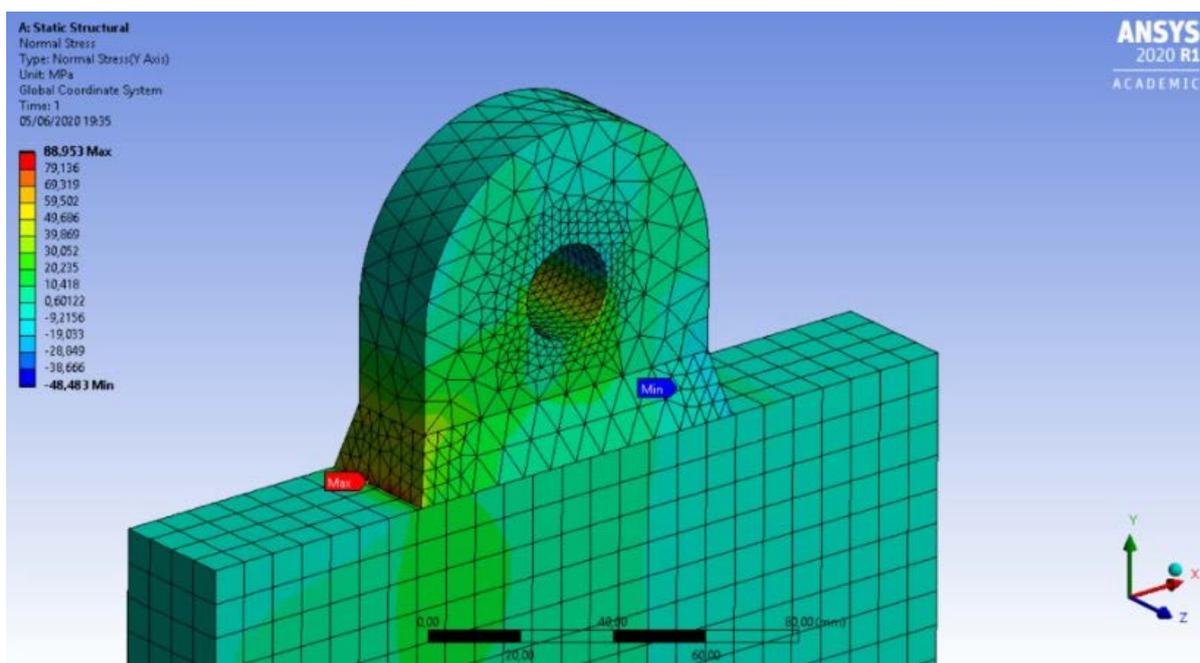
Figura 56 – Fator de segurança a fadiga na estrutura sob força com ângulo de 30°



### 7.4.3.2 Carga a 45°

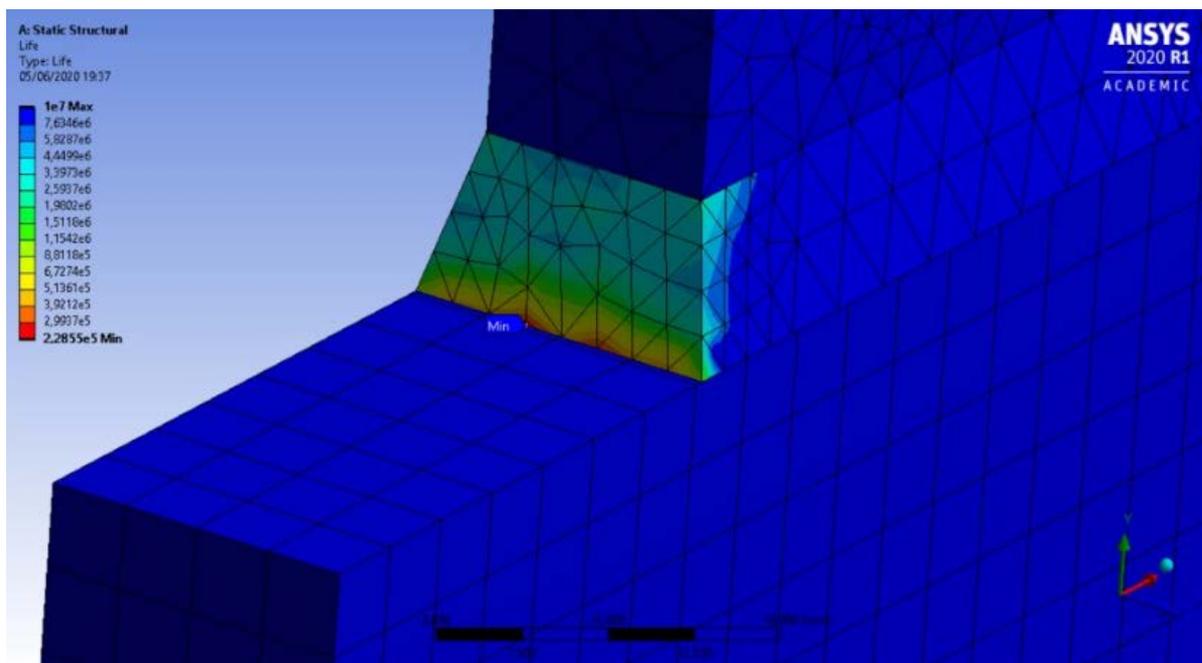
Aplicando a mesma força de 25506N com um ângulo de 45° em relação a vertical. Conforme imagem 57 abaixo, pode-se ver que há um aumento de um fator de 3,1 na tensão máxima de entalhe da solda.

**Figura 57 – Tensão normal máxima no olhal com força de 45°**



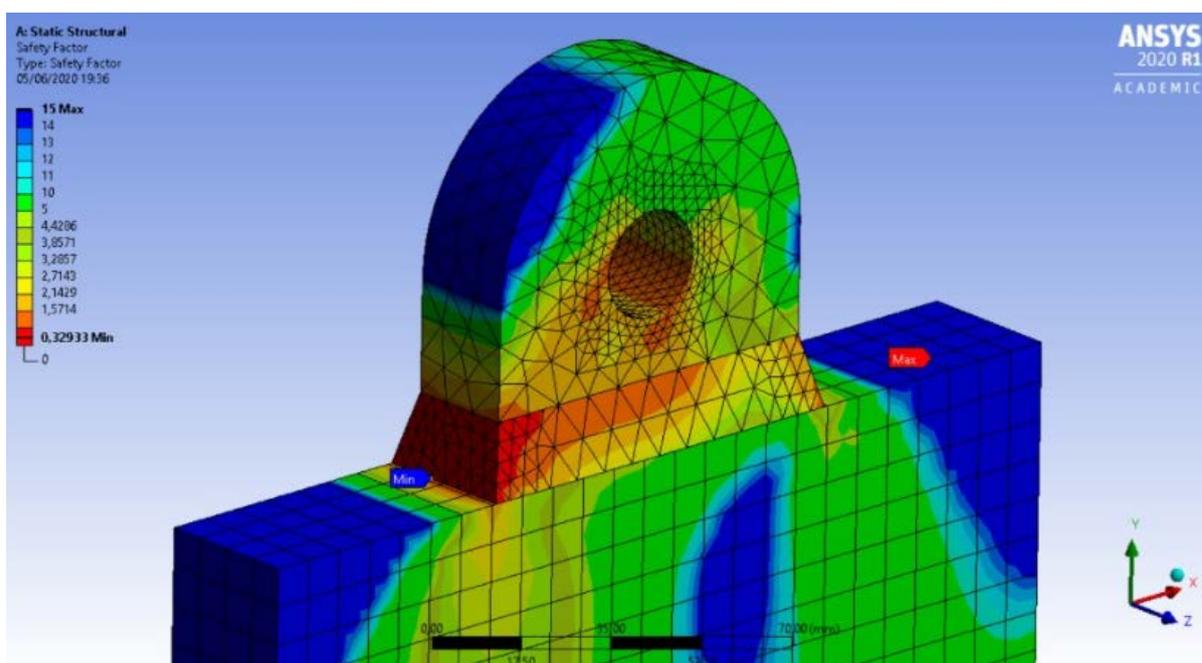
Com este aumento da tensão na solda, também foi observado uma vida a fadiga ainda menor da estrutura, como pode-se ver na figura 58. A vida a fadiga no detalhe de solda atingiu o valor de  $2,28 \times 10^5$  ciclos. Em relação a vida sob força de 30°, a vida diminuiu quase 50%.

Figura 58 – Vida a fadiga da estrutura sob uma força de 45°



E para o fator de segurança a fadiga seguindo critério de Goodman também é possível chegar a mesma conclusão sob uma força de 30°. A região de maior possibilidade para surgimento de trincas é a solda, pois a região está com a cor vermelha predominante e um fator muito baixo, como pode-se ver na figura 59 abaixo.

Figura 59 – Fator de segurança a fadiga na estrutura sob força com ângulo de 45°



## 8 Metodologias Avançadas

### 8.1 Princípios gerais do método hot spot

Segundo Radaj et al. (2006), o hot spot é o ponto crítico no pé da solda ou no fim da mesma onde se espera que a trinca inicie. Nesse local, ocorrem deformações plásticas anteriormente à formação da trinca e, como consequência, há um aumento de temperatura naquela região, e é por isso que este é chamado de hot spot.

Dentre as avaliações de vida em fadiga presentes na literatura há diversas abordagens, dentre elas, a de tensão nominal e a de tensão estrutural (Hot-spot stress). A abordagem de tensão nominal utiliza a variação de tensão calculada por esforços internos na seção transversal, obtidos através da análise estrutural. Já a abordagem de tensão estrutural utiliza a variação de tensão estrutural nas proximidades do cordão de solda, considerando o aumento de tensão devido às mudanças de geometria da estrutura.

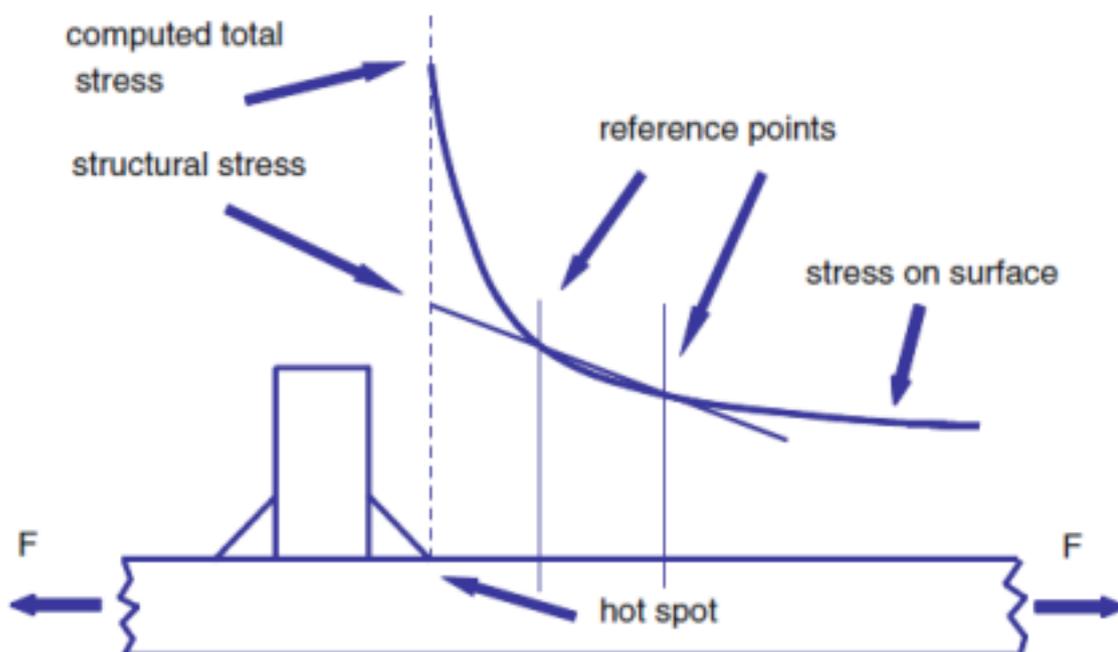
A abordagem baseada na tensão nominal é utilizada por diversas normas e códigos, e comumente possui uma classe de fadiga associada a cada tipo de conexão soldada. Apesar de prática, essa técnica possui como limitação o número de detalhes presentes nas normas e manuais, e avaliar uma maior quantidade de detalhes requer ensaios e validações, acarretando tempo e custos elevados.

Além disso, se a geometria for muito complexa, é difícil definir a tensão nominal. Com o aumento da utilização de análises numéricas baseadas no método dos elementos finitos, uma questão é a de que, por definição, se obtém em tais análises a tensão considerando toda a geometria, e não somente a tensão nominal, dificultando ou inviabilizando utilizar diretamente a abordagem de tensão nominal. A abordagem de tensão estrutural propicia a utilização de softwares de simulação numérica como ferramentas práticas para abrangência de detalhes não relacionados em normas e recomendações.

A definição das tensões nominais apenas tem em consideração os efeitos globais e locais macrogeométricos, admitindo somente comportamento linear elástico. Para considerar efeitos de concentração de tensões junto ao pé da solda, local de potencial início de trinca, pode calcular-se a tensão hot-spot. O nome que se dá a esta tensão deriva do fato de ocorrer um acréscimo de temperatura devido à deformação plástica do material.

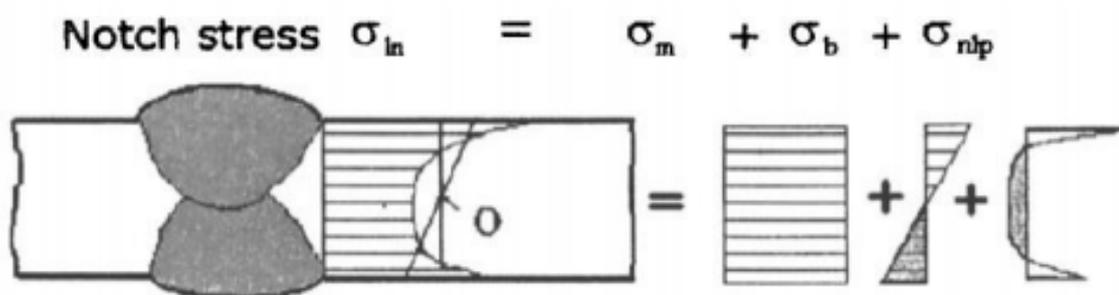
Para melhor compreensão, a figura 60 apresenta o perfil de tensão próximo à região da solda e a indicação dos diferentes tipos de tensão presentes no detalhe (HESHMATI et al., 2012). De acordo com Santos et al. (2017) pesquisas por métodos com a abordagem da tensão de Hot Spot podem aumentar a capacidade de se avaliar fadiga em estruturas sob esforços cíclicos.

Figura 60 – Concentração de tensões em um cordão de solda



Junto ao pé da solda, o valor da tensão é elevado, devido à existência simultânea de esforço axial (que origina  $\sigma_m$  membrane), momento (que origina  $\sigma_b$ , de bending) e um pico de tensão não-linear ( $\sigma_{nlp}$ ) (Fig. 61). Este efeito deve-se ao efeito de entalhe no pé da solda (*notch effect*)

Figura 61 – Decomposição do estado de tensão adaptado de Niemi, E. (2006)



O âmbito da tensão hot-spot é excluir a participação da tensão não-linear, pois esta componente depende exclusivamente das características geométricas e mecânicas da solda, sendo, portanto, uma variável bastante complexa e desconhecida durante a fase do projeto.

Ao desconsiderar a componente relacionada às tensões provenientes da presença

da solda, a tensão estrutural no hot spot é a soma das tensões de membrana com a tensão de flexão:

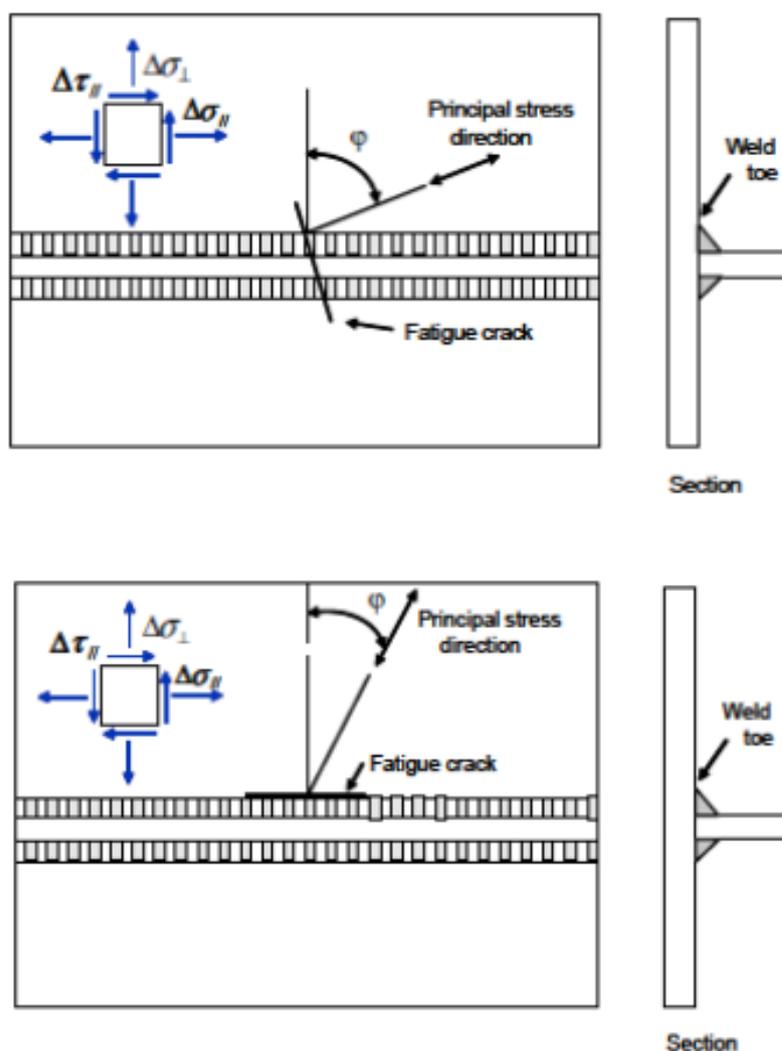
$$\sigma_{hs} = \sigma_{mem} + \sigma_{ben} \tag{8.1}$$

## 8.2 Determinação das tensões

A tensão hot-spot pode ser obtida através de um modelo de elementos finitos, no qual são indicados pontos de referência através dos quais se pode efetuar uma extrapolação. Em estruturas já existentes, a tensão hot-spot pode ser extrapolada através da medição de extensões superficiais, com extensômetros colocados em posições semelhantes às indicadas anteriormente.

Nos casos de estado de tensão multiaxial, o procedimento mais correto é extrapolar cada componente ( $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\tau_{xy}$ ) e só então determinar a tensão principal. Contudo, na generalidade dos casos correntes, é suficiente partir logo da tensão principal nos pontos de extrapolação. De acordo com a direção da tensão principal, na chapa principal da junta soldada, pode haver diferentes tendências de formação de trincas, conforme ilustra abaixo.

Figura 62 – Tendências de formação de trincas x direção da tensão principal (DNV GL, 2014)



Para levar em conta este efeito, a tensão hot spot efetiva é calculada a partir de um dos métodos a seguir:

- Método A:

$$\Delta\sigma_{eff} = \max \begin{cases} \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + 0.81\Delta\tau_{\parallel}^2} \\ \alpha |\Delta\sigma_1| \\ \alpha |\Delta\sigma_2| \end{cases} \quad (8.2)$$

- Método B:

$$\Delta\sigma_{eff} = \max \begin{cases} 1.12\sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + 0.81\Delta\tau_{\parallel}^2} \\ 1.12 |\Delta\sigma_1| \\ 1.12 |\Delta\sigma_2| \end{cases} \quad (8.3)$$

Onde:

$\Delta\sigma_1$  e  $\Delta\sigma_2$  são as tensões principais 1 e 2, calculadas a partir das equações a seguir:

- $$\Delta\sigma_1 = \frac{\Delta\sigma_{\perp} + \Delta\sigma_{\parallel}}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(\Delta\sigma_{\perp} - \Delta\sigma_{\parallel})^2 + 4\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (8.4)$$

- $$\Delta\sigma_2 = \frac{\Delta\sigma_{\perp} + \Delta\sigma_{\parallel}}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{(\Delta\sigma_{\perp} - \Delta\sigma_{\parallel})^2 + 4\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (8.5)$$

$\Delta\sigma_{\perp}$  é a tensão normal na direção perpendicular à solda.

$\Delta\sigma_{\parallel}$  é a tensão normal na direção paralela à solda.

$\Delta\tau_{\perp}$  é a cisalhante na direção paralela à solda.

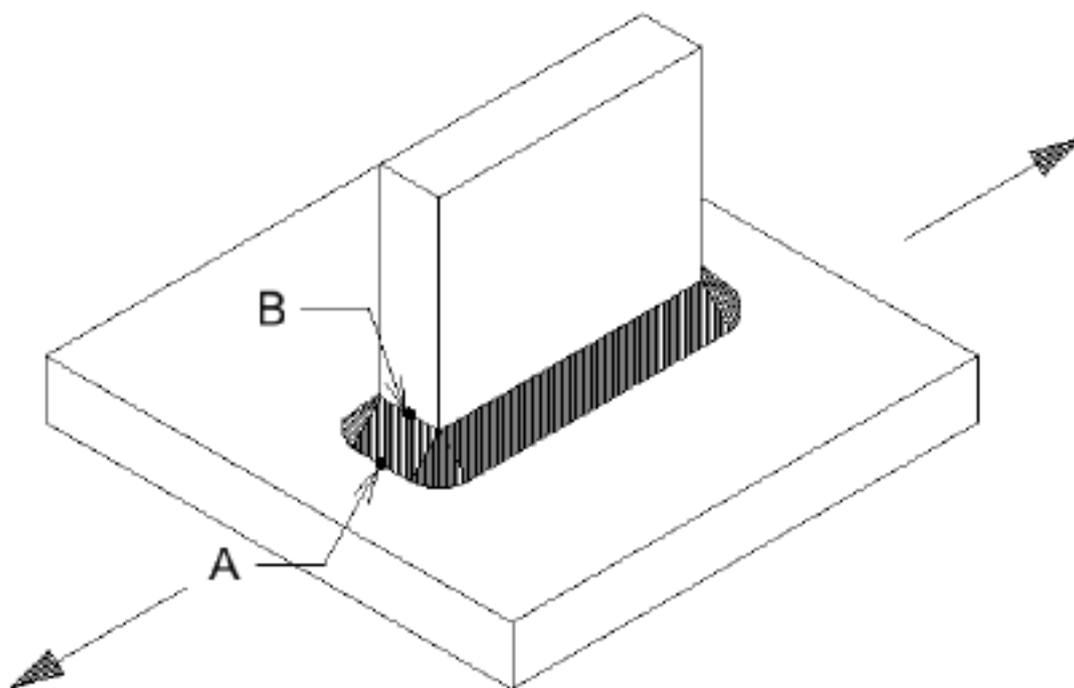
$\alpha$  é um fator que varia entre 0.72 e 0.90, conforme a classificação do detalhe soldado.

### 8.3 Metodologia no ANSYS

É importante mencionar que métodos computacionais baseados na análise em elementos finitos normalmente são bastante sensíveis às técnicas de modelagem uma vez que as tensões se encontram em áreas de deformações elevadas. Embora muito úteis, esses métodos apresentam algumas imprecisões. Os resultados obtidos para o método das tensões estruturais no hot spot, por exemplo, apresentam uma precisão de  $\pm 10\%$  (NIEMI; MARQUIS, 2003).

Na DNV, é possível encontrar até três tipos, porém um deles acaba sendo redundante. Sendo assim, nesse trabalho, são identificados dois tipos de hot spot, conforme definido por Niemi et al. (2006). Ambos são ilustrados na Figura 63.

Figura 63 – Tipos de Hot spot estudados



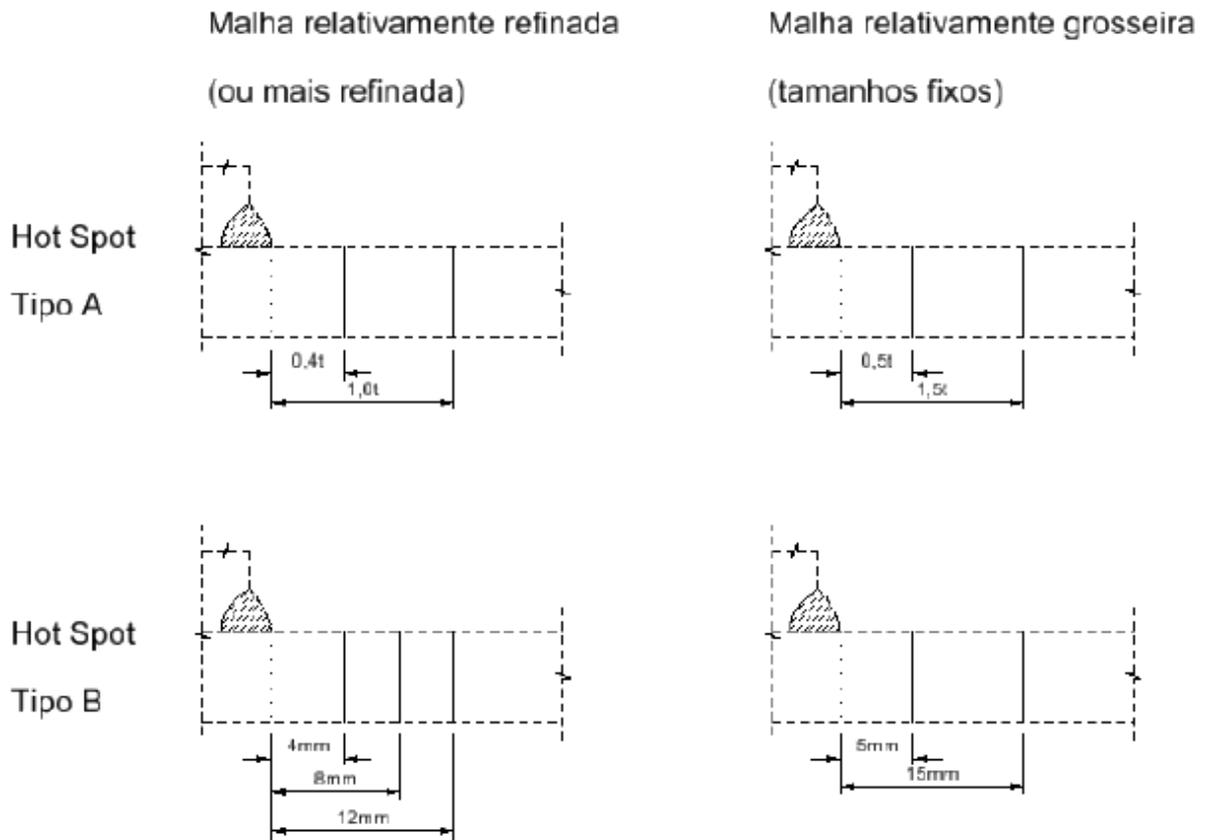
- 1) Tipo A - Pé da solda, localizado na superfície da chapa principal ou carregada;
- 2) Tipo B - Pé da solda, localizado na chapa soldada.

No que diz respeito ao comportamento do material, assume-se que ele se encontra no regime linear elástico, tendo em vista que apenas pequenas deformações localizadas são permitidas pela maioria das normas e regras de sociedades classificadoras (NIEMI et al., 2006).

Segundo recomendações da DNV , a malha próxima ao hotspot deve ser refinada de tal forma que as tensões e seus gradientes possam ser calculados com precisão comparável às das medições experimentais. A transição entre a malha fina e a malha grosseira deve ser a mais suave e contínua possível.

Como já foi explicado anteriormente na seção 7.3, a malha escolhida foi  $t \times t$  (8mm x 8mm), e devido ao software estudantil ser limitado considera-se a malha gerada neste projeto como grosseira, mas sem diminuir a confiabilidade do projeto. De acordo com Niemi et al. (2006) há diferentes formas de extrapolação de acordo com cada tipo de malha, conforme figura 64:

Figura 64 – Exemplo de pontos extrapolados em uma malha t x t (NIEMI et al., 2006)



- 1) Para malhas grosseiras, a extrapolação das tensões hot spot do Tipo A e do Tipo B deve ser realizada em pontos localizados em 0,5t e 1,5t de distância do pé da solda. E estas tensões aplicadas na fórmula ((DNV GL, 2014):

$$\sigma_{hs} = 1,50 \cdot \sigma_{0,5t} - 0,5 \cdot \sigma_{1,5t} \quad (8.6)$$

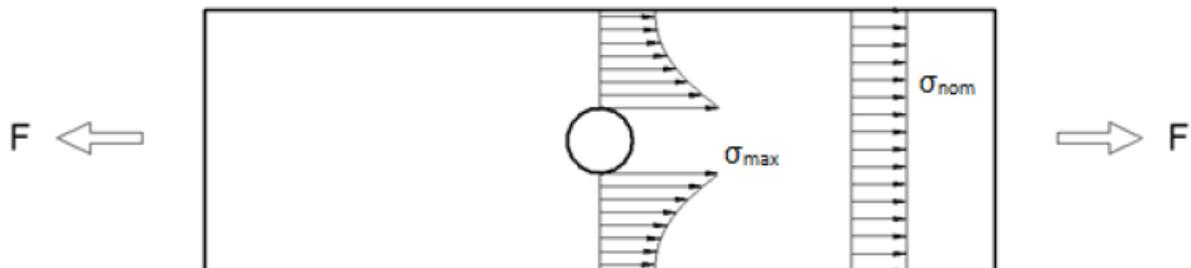
Neste trabalho serão calculadas as tensões hot spot próximas à solda com o intuito de calcular o  $K_t$  do cordão de solda. Para isso nesse próximo capítulo serão abordadas as teorias referentes à obtenção do  $K_t$  e o resultado obtido via Ansys.

## 9 Concentração de Tensões e o $K_t$

A presença de ombros, sulcos, furos, chanfros, ranhuras e assim por diante, resulta em uma modificação na distribuição de tensões, ocasionando elevações localizadas de tensões. Essa elevação de tensões localizada é conhecida como concentração de tensões e é medida pelo fator de concentração de tensões (PILKEY; PILKEY, 2008).

A figura 65 ilustra de forma bastante elucidativa o mecanismo de concentração de tensões.

**Figura 65 – Concentração de tensões - Elevação das tensões próximo ao furo**



Para fins práticos, é de grande interesse que se defina o fator de concentração de tensões. Este será utilizado nas análises como um multiplicador das tensões nominais a fim de se obter a tensão total em um determinado ponto. O fator é definido da seguinte forma (PILKEY; PILKEY, 2008):

- Tensões Normais (Tração/Compressão ou Flexão)

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (9.1)$$

- Tensões Cisalhantes (Torção)

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} \quad (9.2)$$

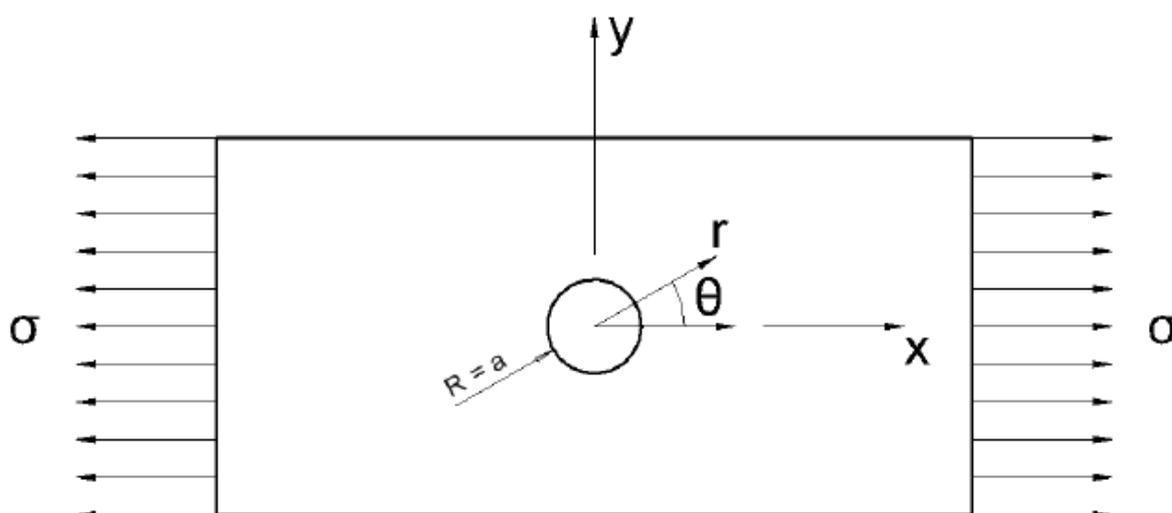
A seguir são apresentadas algumas das técnicas para se obter o valor da tensão na região onde ocorre concentração.

## 9.1 Obtenção da Concentração de Tensões

### 9.1.1 Mecânica dos Sólidos

A partir da mecânica dos sólidos, é possível encontrar o campo de tensões e, conseqüentemente, o fator de concentração de tensões em componentes estruturais, para alguns casos específicos, como da figura 66.

Figura 66 – Placa com furo sob tração



Através da equação a seguir é possível obter a tensão máxima que ocorre em qualquer ponto do corpo.

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma}{2} \left[ 1 + \frac{a^2}{r^2} - \left( 1 + 3\frac{a^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \right] \quad (9.3)$$

O valor máximo de tensão é de três vezes o valor da tensão atuante no contorno ( $\sigma_{\theta, \max} = 3\sigma$ ), para  $r=a$ ,  $\theta = \pm 90$  e  $H/r \gg 1$ . Para se obter o fator de concentração de tensões neste ponto, divide-se o valor de pico pela nominal. Portanto,  $K_t = 3$ , no ponto em questão.

A mecânica dos sólidos é útil, porém não é capaz de fornecer boas estimativas para casos de geometrias mais complexas.

### 9.1.2 Extensometria

A extensometria é a metodologia utilizada para a medição experimental de deformações e, a partir delas, obter as tensões atuantes em um determinado corpo de prova.

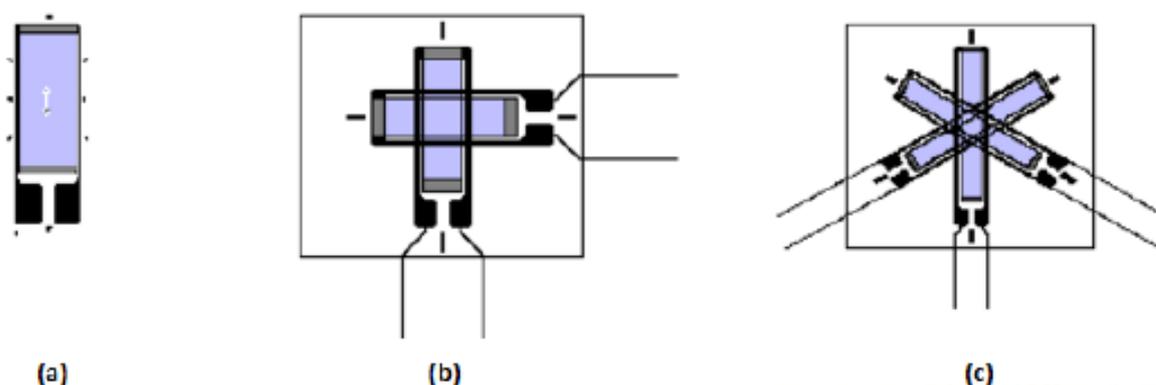
Na extensometria, existem diferentes técnicas de medição como: relógio comparador, detector eletrônico de deslocamento, por camada frágil, por fotoelasticidade ou

por extensômetros eletrônicos (strain gauges). Dentre elas, as que mais se destacam são a fotoelasticidade e a medição com strain gauges, sendo esta última a mais versátil e de alta precisão, sendo, portanto, a mais utilizada.

Os extensômetros elétricos podem ser feitos de material metálico ou semicondutor. A grande diferença entre eles, no que diz respeito à qualidade das medições, é a relação entre a deformação medida e o sinal de saída (fator do extensômetro). Nos semicondutores, o fator do extensômetro é cerca de cinquenta vezes maior que nos metálicos. No entanto, nos supercondutores esse fator varia com a deformação, em uma relação não linear, enquanto que nos metálicos o fator é permanece constante. Além disso, os extensômetros feitos com material semicondutor possuem grande sensibilidade, são mais caros e são de difícil manuseio. Por esses motivos, embora tenha a uma vantagem relacionada à medição em si, os extensômetros de supercondutor são preteridos diante daqueles confeccionados com material metálico.

Os strain gauges são capazes de medir deformações em apenas uma única direção. Para medir deformações em outras direções são necessários igual número de medidores. Por exemplo, caso se pretenda medir as deformações em três direções, devem ser utilizados três strain gauges com um formato de roseta. Na Figura 67, são apresentadas algumas possíveis disposições de acordo com o número de direções desejadas.

Figura 67 – Extensômetros em: (a) 1 direção; (b) 2 direções; (c) 3 direções



Os strain gauges são designados para trabalhar como uma resistência de uma ponte de Wheatestone. Dessa forma, é possível medir sua resistência elétrica e, por fim, determinar a deformação axial em cada um deles pela equação a seguir.

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{f}\right) \cdot \left(\frac{\Delta(R)}{R}\right) \quad (9.4)$$

Onde:

$\varepsilon$  - deformação axial

$f$  - fator de extensômetro

$R$  - resistência elétrica

### 9.1.3 Fórmulas Empíricas

As fórmulas empíricas são expressões matemáticas que visam estimar o valor do fator de concentração de tensões, de acordo com os parâmetros geométricos de uma determinada junta. Essas formulações são propostas e ajustadas a partir de testes laboratoriais com modelos em escala real ou através de resultados obtidos de modelos em elementos finitos.

Fórmulas empíricas são bastante úteis pela sua praticidade, uma vez que é possível substituir horas de execução de modelos em elementos finitos ou até mesmo de modelos reais, e conseqüentemente, recursos financeiros.

Não existe uma fórmula empírica universal, com a qual se possa estimar razoavelmente o fator de concentração de tensões para todo e qualquer tipo de junta. Sendo assim, ao longo dos anos, muito tem investido no desenvolvimento e aperfeiçoamento de fórmulas, cada uma com suas particularidades, vantagens e restrições.

Diversas normas e sociedades classificadoras, como a DNV, IIW, Eurocode 3, ABS e Norsok, a exemplo da ISO e da API, recomendam e disponibilizam as equações em suas produções textuais.

Essas equações empíricas, apresentam uma grande utilidade, mas assim como as equações da mecânica dos sólidos possuem restrições e em muitos casos é necessário recorrer a outra solução. Todas as normas e recomendações de projetos, assim como as classificadoras, aceitam muito bem as estimativas feitas através das análises de tensões com modelos computacionais em elementos finitos para o cálculo das tensões concentradas.

### 9.1.4 Análise por Elementos Finitos

Os modelos em elementos finitos podem ser utilizados para a geração de fórmulas empíricas, bem como no cálculo de fatores de concentração de tensões diretamente. No segundo caso, são calculadas as tensões em um determinado ponto do componente estrutural com uma análise em elementos finitos. A razão entre esse valor e o valor da tensão nominal atuante na estrutura é o fator de concentração de tensões. Para isso, é preciso extrair os pontos hot spot próximos à solda para aplicar na equação 9.1.

### 9.1.5 Tabela das Normas

Uma forma de simplificar o trabalho do engenheiro durante o projeto, é apresentar o fator de concentração de tensões para cada detalhe estrutural. No entanto, não é possível apresentar esses valores para as infinitas configurações de juntas. No entanto, muito esforço tem sido gasto nesse sentido e algumas normas apresentam esses valores em formas de tabelas como a Tabela 6 deste trabalho, extraída da DNV RP C-203.

Nesta tabela é apresentada o detalhe da solda e o fator de concentração de tensões geométrico específico para cada detalhe.

## 9.2 Resultados via ANSYS

Primeiramente extraí os pontos hot spots de Tipo A e de Tipo B, de acordo com a metodologia explicada na seção anterior deste trabalho. Como pode-se ver nas figuras 68 e 69 abaixo:

**Figura 68 – Análise do tipo A localizada no centro simétrico da chapa carregada**

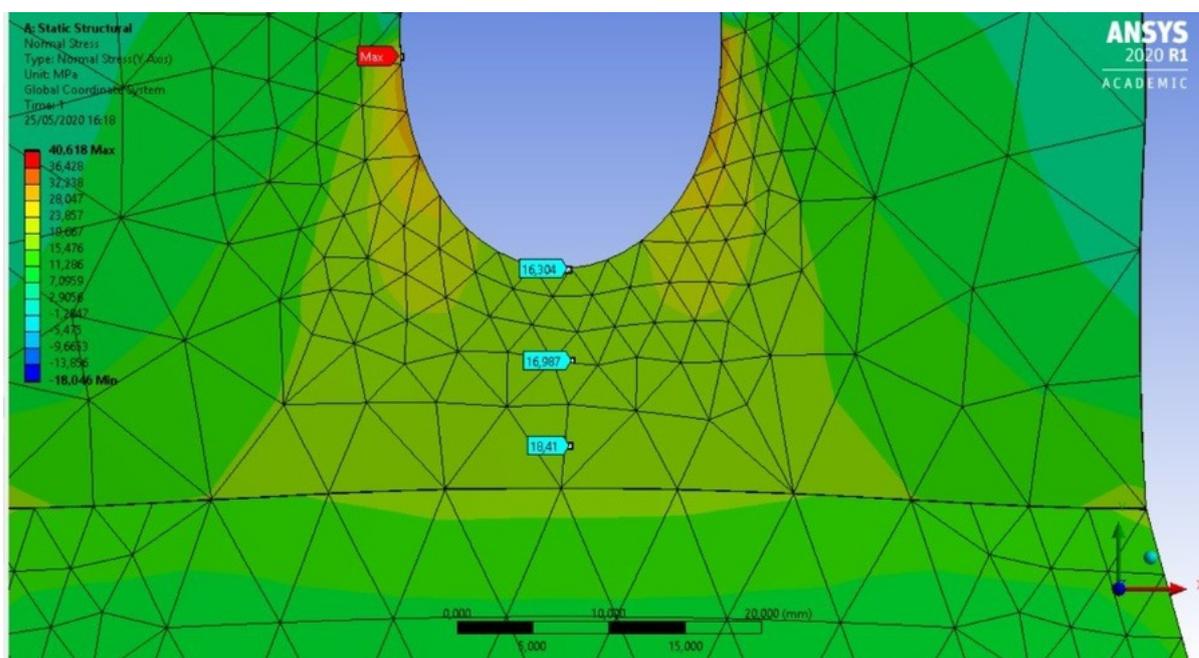
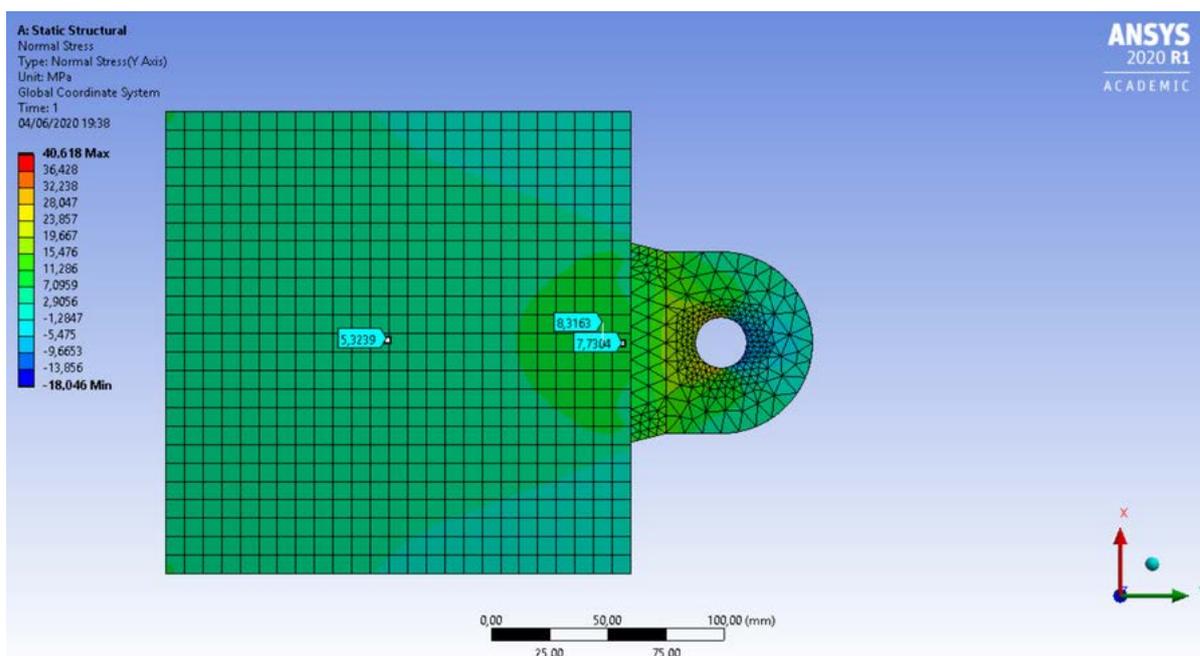


Figura 69 – Análise do tipo B localizado na chapa soldada



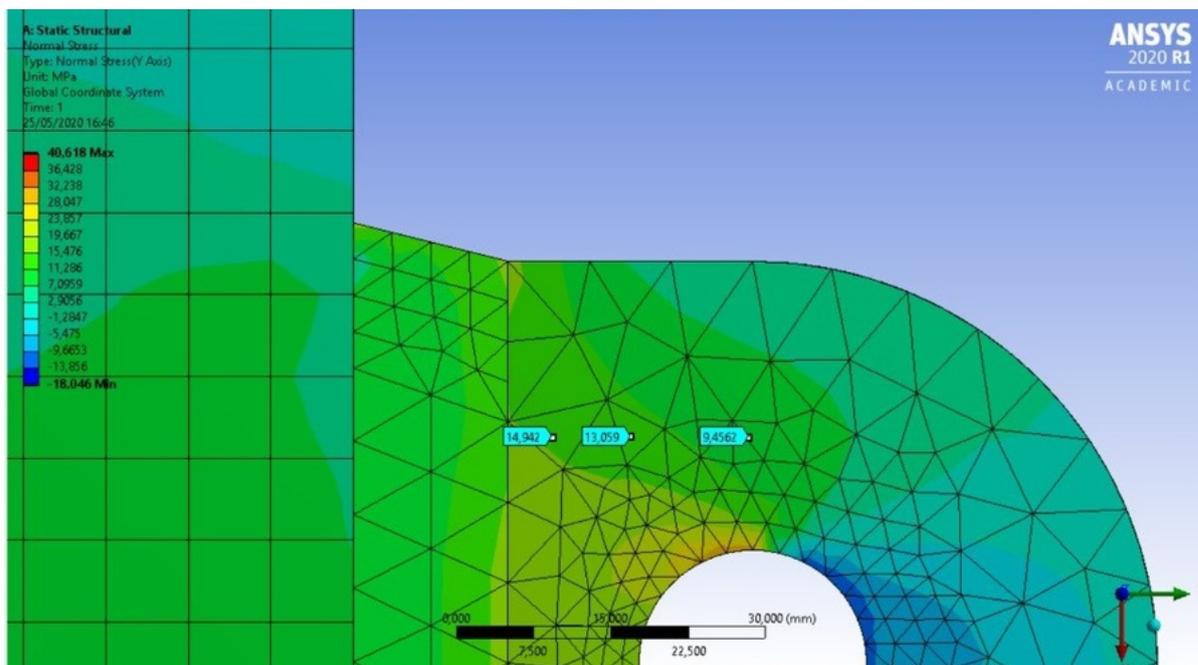
Seguem resultados abaixo que calculei, utilizando a fórmula 8.6 para obtenção da tensão hot spot para o tipo A e tipo B, e a equação 9.1 para obter o  $K_t$  para cada tipo de hot spot estudado.

Tabela 7 – Resultados da primeira análise

Tipo A (figura 58)					Tipo B (figura 59)				
0,5t	1,5t	Tensão Hot spot	Tensão Nominal	$K_t$	4 mm	12 mm	Tensão Hot spot	Tensão Nominal	$K_t$
18,410	16,987	19,121	16,304	1,17	7,7304	8,3163	7,43745	5,3239	1.40

Mas como pode-se ver o valor do  $K_t$  que obtive foi muito diferente entre os dois tipos estudados. Isso se deve ao efeito de concentração de tensões próximo ao furo, o que ocasionou no aumento da tensão nominal. Por isso, realizei uma nova análise, extraindo os pontos hot spots mais afastados do furo, para evitar esse efeito de concentração de tensão geométrica, como observado na figura 70.

Figura 70 – Análise do tipo A afastada do centro simétrico da chapa carregada.



O novo resultado do  $K_t$  do tipo A está na seguinte tabela:

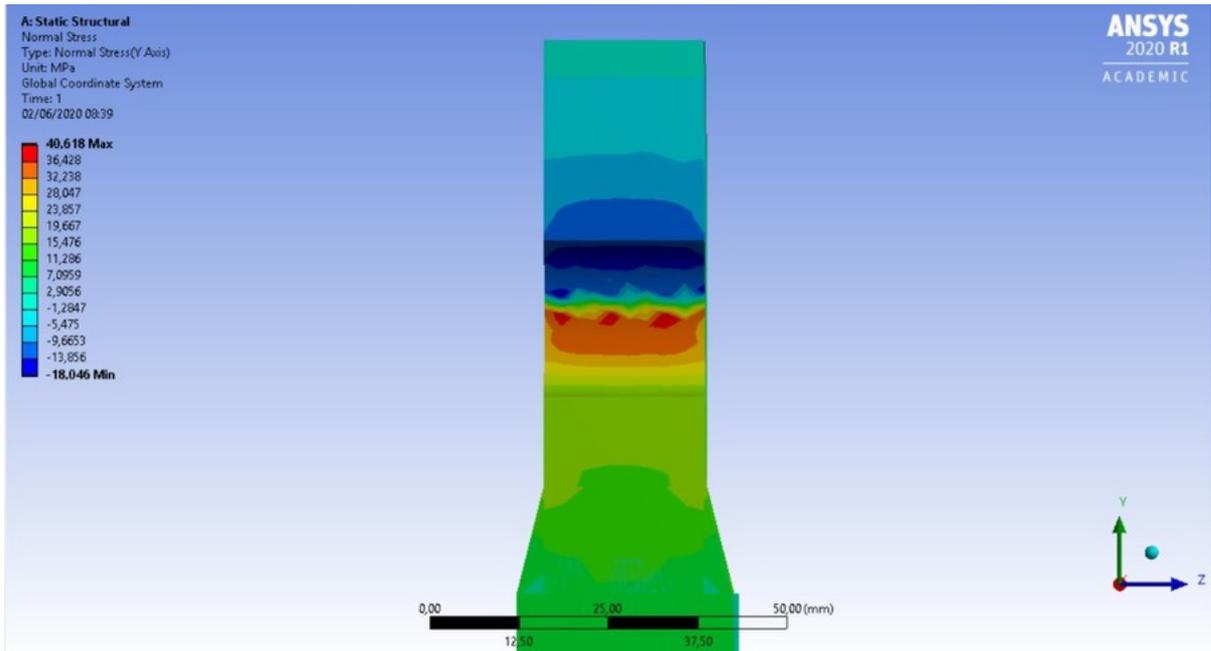
Tabela 8 – Resultados na segunda análise

Tipo A (figura 60)					Tipo B (figura 59)				
0,5t	1,5t	Tensão Hot spot	Tensão Nominal	$K_t$	4 mm	12 mm	Tensão Hot spot	Tensão Nominal	$K_t$
14,942	13,059	15,8835	9,4562	1,68	7,7304	8,3163	7,43745	5,3239	1.40

Logo, nessa região obtive valores, por meio do cálculo, mais próximos ao do Tipo B e portanto chegou-se em um resultado mais coerente. Nesse momento é muito importante comparar os valores obtidos por meio do cálculo, que foram inseridos na tabela 8, com os valores fornecidos na literatura. Na tabela 6 extraída da DNV, mencionada anteriormente neste trabalho, pode-se obter os valores de  $K_t$  para cada tipo de detalhe. Para o detalhe F1, o  $K_t$  informado é 1.43, e para o detalhe F3, o  $K_t$  é 1.61. Logo, os valores calculados são muito próximos para os dois detalhes de solda se considerada a precisão de  $\pm 10\%$  no método de extração dos pontos hot spot.

É importante frisar que o  $K_t$  é constante em relação à espessura do olhal, porque se observar no corte realizado no olhal na figura 71, tem-se caracterizadas as chamadas isolinhas. Elas representam as curvas de nível e significa que são simétricas ao longo do eixo.

Figura 71 – Corte lateral do olhal



## 10 Conclusões

Pela ineficiência do ensaio fica evidente a importância a ser dada na montagem tanto ao realizar testes, como também na realidade da operação. Em um içamento é muito importante que seja escolhida a correta manilha para ser conectada ao olhal. Esta manilha tem o pino que será conectado no furo e a norma brasileira N-2683 estabelece parâmetros para a escolha correta desse equipamento. Portanto, durante a montagem, essa norma deveria ter sido considerada antes de efetuarmos o ensaio, como também em qualquer operação realizada com olhais.

Pelos cálculos realizados da vida a fadiga sob corrosão chegou-se a conclusão que um olhal soldado em uma estrutura com contato direto com mar e sem proteção catódica, teria uma redução de pelo menos 67% da sua vida a fadiga. Por isso, essas estruturas devem receber uma pintura anticorrosiva para que não influencie na sua vida útil.

Sob uma carga vertical, o olhal possui um fator de segurança muito alto sob ruptura, tanto para seção crítica próxima ao furo quanto na solda. Para uma análise de fadiga, sob condições ideais, é visto que possui vida infinita e não há possibilidade de surgimento de trincas. Mas estas são condições ideais e não foi levado em conta outros fatores para uso offshore que são referenciados na norma ISO 19901-6, portanto é de esperar que esse fator de segurança diminua ainda mais.

Entretanto, como sabemos que as cargas muitas das vezes não são verticais e há uma excentricidade, foi realizada uma análise de tensões e de fadiga sob a mesma carga, mas com angulação de 60° e 45°, em relação a horizontal. Foi muito interessante analisar que uma força sob angulação, são alterados todos os resultados obtidos com a carga vertical. Pode-se ver que a região mais solicitada no olhal se torna a solda no lado oposto à força devido a maior deformação naquele local. E por isso a vida a fadiga naquela região é muito afetada, diminuindo muito o fator de segurança na região da solda e propiciando o surgimento de trincas com uma vida bem menor.

Pela análise do fator de segurança pelo critério de Goodman, pode-se ver os pontos da estrutura mais solicitados. Importante mencionar que sob uma carga excêntrica, que na realidade é mais comum na operação, a região mais afetada é no entalhe da solda e por isso essa região normalmente é onde aparecem mais trincas.

Para a análise do  $K_t$  foram obtidos os pontos hot spots via Ansys e teve como resultado um valor muito próximo do fornecido pela literatura. Portanto, como é esperada uma precisão de  $\pm 10\%$ , é razoável recomendar o uso do valor de 1,50 para o fator de concentração do detalhe de solda desse olhal.

### 10.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Continuar os testes para obtenção do fator de aumento do limite de resistência devido ao Hammer Peening e esmerilhamento. Se possível, obter novos corpos de prova, cada um com uma técnica diferente para obter o fator de aumento para cada método de alívio de tensões;
- Realizar a montagem adequada do ensaio com pinos de folga máxima de 1mm de acordo com a norma referenciada na conclusão deste trabalho. Além disso, diminuir a folga lateral entre a garra e o olhal para que reduza a flexão no pino de contato.
- Realizar o cálculo do  $K_t$  por método experimental, utilizando a extensometria para obter os pontos hot spot, e poder comparar com o valor obtido pelo Ansys.

## Referências

- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, E1150-87. **Standard Definitions of Terms Relation to Fatigue**. 1993.
- AMERICAN WELDING SOCIETY. **AWS D1.1: Structural Welding Code - Steel**. 2010.
- AMERICAN WELDING SOCIETY. **Welding Handbook**. 2014.
- AZEVEDO, A. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. [S.l.: s.n.], 2003.
- BEER, F. P.; JOHNSTON JR., E. R. **Resistência dos Materiais**. [S.l.]: McGraw Hill, 1995.
- BHADURI, A. **Mechanical Properties and Working of Metals and Alloys**. [S.l.]: Springer Singapore, 2018.
- BRANCO, C. M. **Fadiga de estruturas soldadas**. [S.l.]: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. [S.l.]: McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2014.
- CASTRO, J. T. P. de; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço**. [S.l.]: Createspace Independent Publishing Platform, 2009.
- COLLINS, J. A. **Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention**. 1993.
- D'HUY, G. J. **Fatigue tests of fillet-welded tees in bending**. 1964. 52 p. Dissertação (Master of Science) — Lehigh University.
- DIETER, G. **Mechanical metallurgy**. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 1986.
- DNV GL. **DNVGL-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures**. 2014.
- DONG, P. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints. **International Journal of Fatigue**, v. 23, n. 10, p. 865 – 876, 11 2001.
- EASTERLING, K. E. **Introduction to the Physical Metallurgy of Welding**. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 1983.
- FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **Um primeiro curso em Elementos Finitos**. [S.l.]: FTD, 2009.
- FONTES, F. A. **Previsão do Desempenho de Componentes para Sistemas de Ancoragem Sob Carregamentos Monotônicos e Cíclicos**. 2008. 78 p. Dissertação (Pós Graduação em Engenharia Metalúrgica) — PUC-RJ.
- GARCIA, A. **Ensaio dos Materiais**. [S.l.]: LTC, 2000.
- GOUGH, H. J. **The Fatigue of Metals**. 1926.
- HESHMATI, M. et al. **Fatigue-Prone Details in Steel Bridges**. 2012.

- HORGAN, C. **Recent Developments Concerning Saint-Venant's Principle: An Update.** 1989.
- IIW. **Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components.** 2008.
- KIRKHOPE, K. J. et al. **Weld detail fatigue life improvement techniques.** 1999.
- LU, J. **Handbook of measurement of residual stresses.** [S.I.]: Fairmont Press, 1996.
- MASUBUCHI, K. **Analysis of Welded Structures – International Series on Materials and Tecnology.** [S.I.]: Pergamon Press, 1980.
- MAXWELL, D. C.; NICHOLAS, T. **A Rapid Method for Generation of a Haigh Diagram for High Cycle Fatigue.** 1999.
- NGUYEN, T. N.; M.A.WAHAB. **A theoretical study of the effect of weld geometry parameters on fatigue crack propagation life.** 1995b.
- NICHOLAS, T. **High Cycle Fatigue: A Mechanics of Materials Perspective.** [S.I.]: Elsevier Science, 2006.
- NIEMI, E. et al. **Fatigue Analysis of Welded Components: Designer's Guide to the Hot-Spot Stress Approach.** [S.I.]: Cambridge: Woodhead Publ., 2006.
- NIEMI, E. J.; MARQUIS, G. B. Structural hot spot stress method for fatigue analysis of welded components. In: **International Conference on Metal Structures.** Miskolc: [s.n.], 2003. p. 39 – 44.
- OKUMURA, T.; TANIGUCHI, C. **Engenharia de Soldagem e Aplicações.** [S.I.]: LTC, 1982.
- PILKEY, W. D.; PILKEY, D. F. **Petersons Stress Concentration Factors.** 3rd. ed. [S.I.]: John Wiley & Sons, 2008.
- POLLAK, R. D. **Analysis of Methods for Determining High Cycle Fatigue Strength of a Material With Investigation of Ti-6Al-4V Gigacycle Fatigue Behavior.** 2005.
- RADAJ, D. et al. **Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches.** [S.I.]: Woodhead Publishing, 2006.
- SANTOS, R. et al. Assessing the consistency of hotspot and hot-moment patterns of wildlife road mortality over time. **Perspectives in Ecology and Conservation**, v. 15, p. 56 – 60, 2017.
- SILVEIRA, J. P.; BARROS, S. M. **Tensões residuais e deformações em soldagem.** 1982.
- SMITH, J. H. **Some Experiments on Fatigue of Materials.** 1910.
- STEPHENS, R. I.; FUCHS, H. O. **Metal Fatigue in Engineering.** 2nd. ed. [S.I.]: Wiley-Interscience, 2000.
- WEIBULL, W. **Fatigue Testing and Analysis of Results.** 1961.

WELDWIRE COMPANY. **DATA SHEET MILD STEEL ELECTRODES - E7018**. 2013. Disponível em: <http://www.weldwire.net/wp-content/uploads/2013/05/E7018.pdf>. Acesso em: 31/05/2020.

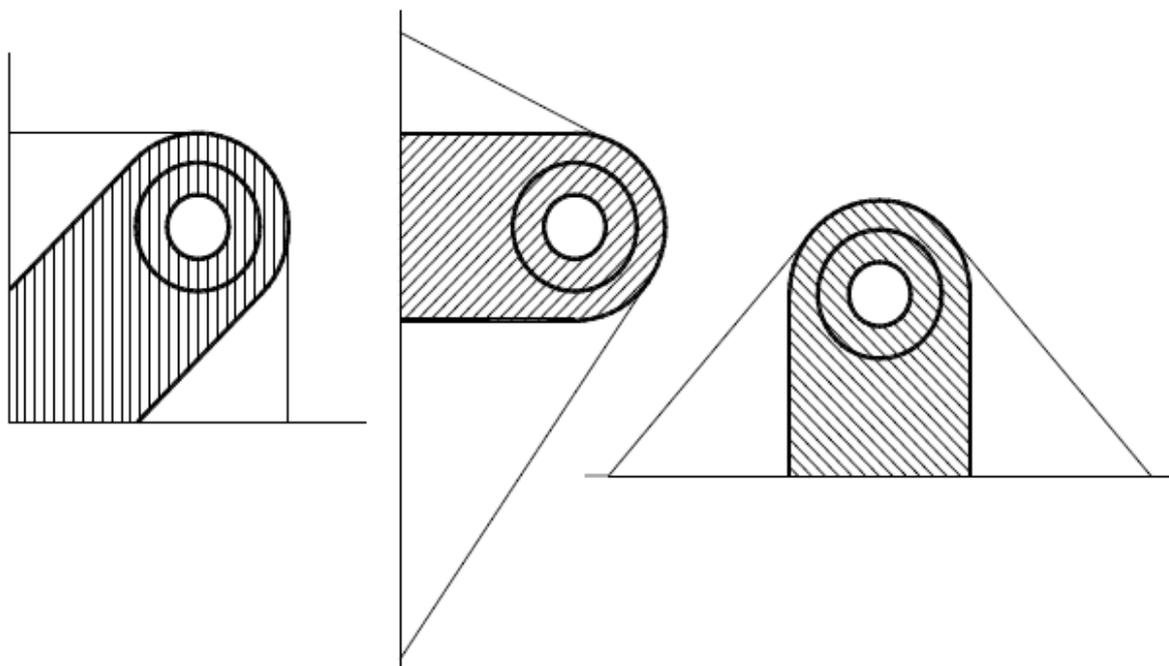
WITHERS, P. J.; BHADESHIA, H. K. D. H. **Residual Stress**. 2001a.

ZERBST, U. et al. Fracture mechanics in railway applications – an overview. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 72, n. 2, p. 163 – 194, January 2005.

## APÊNDICE A – Dimensionamento do olhal (N-2683):

O dimensionamento do olhal nesta norma considera como áreas efetivas para cálculo as partes hachuradas na Figura 72, independentemente do formato e condições de apoio.

Figura 72 – Áreas efetivas para dimensionamento da N-2683



Para fixação dos olhais com a espessura da chapa principal maior ou igual a 12,7 mm, a soldagem deve ser preferencialmente executada com penetração completa.

A força na linga para dimensionamento dos olhais deve ser calculada e considerados alguns fatores importantes:

- a reação do olhal deve ser multiplicada pelo fator de consequência ( $f_c$ ) de 1,30 que leva em consideração a imprecisão da carga, os efeitos dinâmicos locais e possíveis consequências de falha em olhais de içamento.
- multiplicar também por uma fator de desvio de carga ( $f_{dc}$ ), por um fator de contingência de peso ( $f_{cp}$ ), por uma fator de incerteza no CG do içamento ( $f_{cg}$ ) e por um fator de amplificação dinâmica (FAD). Valores típicos para içamento no mar são obtidos na ISO 19901-6.

Assim, a força da linga no pino da manilha usada para dimensionar o olhal deve ser calcula pela equação a seguir:

$$F_{pino} = 1,30.F_{linga} \quad (A.1)$$

onde  $F_{linga}$  é a força resultante da linga no olhal calculada por:

$$F_{linga} = f_{dc} \cdot f_{cp} \cdot f_{cg} \cdot FAD \cdot F_{olhal} \quad (A.2)$$

onde  $F_{olhal}$  é a reação teórica no olhal.

Além do cálculo da força da linga, há ainda os cálculos do diâmetro do furo ( $d_{furo}$ ) e a espessura total do olhal (T):

$$d_{furo} = d_{pino} + folga \quad (A.3)$$

onde  $d_{pino}$  é o diâmetro do pino da manilha e folga igual a 1mm para  $d_{pino} \leq 33\text{mm}$ .

$$T = \frac{F_{pino}}{0,9 \cdot F_y \cdot d_{pino}} \quad (A.4)$$

onde  $F_y$  é a tensão de escoamento do material.

A folga máxima de montagem entre a espessura do olhal e a abertura da manilha deve ser de 25% da abertura da manilha ou de 12mm, o que for menor. Caso o cálculo indique um valor superior, deve ser escolhida uma chapa de aço com maior tensão de escoamento ou selecionada uma manilha de maior tamanho.

## APÊNDICE B – Datasheet E-7018

Figura 73 – Dados do eletrodo E7018 utilizado na solda do olhal (WELDWIRE COMPANY, 2013)

	<b>DATA SHEET</b> <b>MILD STEEL ELECTRODES</b>	Page: 1 of 1 Date: 11/6/2013 Product: E7018 Class: AWS A5.1-04
---	---	---

### Classifications

AWS A5.1-04	: E7018		
EN ISO 2560-A:2006	: E 42 3 B 32 H10	KS D 7006	: E5016
EN ISO 2560-B:2006	: E 49 18 A U H10	JIS Z 3211	: E4918

### Description

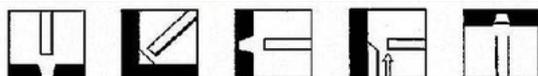
\*Covering is low hydrogen, iron powder type for welding of 490MPa class high tensile steel in ships, bridges, storage tanks, building and industrial machinery.

\*Excellent mechanical properties and radiographic soundness.

\*Satisfactory bead appearance and slag removal.

\*Redry the electrode at 300~400°C for 1~2 hours prior to use.

### Welding positions



### Typical chemical composition of all-weld metal

C	Si	Mn*	P	S	Ni*	Cr*	Mo*	V*	*Sum
0.07	0.61	0.87	0.015	0.011	0.02	0.03	0.01	0.01	0.94

### Typical mechanical properties of all-weld metal

	Y.S. (MPa)	T.S. (MPa)	El. (%)	IV (J)		Remarks
				-20°C	-30°C	
AWS A5.1	min. 400	min. 490	min. 22	≥ 27		
EN ISO 2560-A	min. 420	500~640	min. 20	≥ 47		
Example	480	570	30	100	70	AW

\*AW: As-Welded

### Sizes available and recommended currents (AC or DC+)

Dia.	inches	3/32	1/8	5/32	3/16	1/4
Amp.	F	60~100	90~130	130~180	200~250	250~310
(A)	V * OH	50~80	80~120	110~170	160~210	----

### Approvals

ABS	BV	DNV	GL	KR	LR	NK
3YH10,E7018	3YHH	3YH10	3YH10	3YH15	3YmH15	KMW53H

\*Others : KS, JIS, CWB, CE

If additional information is needed Contact Weldwire Company, Inc. 800-523-1266

## APÊNDICE C – Datasheet ASTM A-36

Figura 74 – Tabela extraída do site Matweb

Physical Properties		Metric	English	Comments
Density		7.80 g/cc	0.282 lb/in <sup>3</sup>	Typical of ASTM Steel
Mechanical Properties		Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate		400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi	
Tensile Strength, Yield		250 MPa	36300 psi	
Elongation at Break		20 %	20 %	in 200 mm
		23 %	23 %	in 50 mm.
Modulus of Elasticity		200 GPa	29000 ksi	
Bulk Modulus		160 GPa	23200 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio		0.26	0.26	
Shear Modulus		79.3 GPa	11500 ksi	
Component Elements Properties		Metric	English	Comments
Carbon, C		0.25 - 0.29 %	0.25 - 0.29 %	
Copper, Cu		0.20 %	0.20 %	
Iron, Fe		98 %	98 %	
Manganese, Mn		1.03 %	1.03 %	
Phosphorous, P		<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Silicon, Si		0.28 %	0.28 %	
Sulfur, S		<= 0.050 %	<= 0.050 %	

## APÊNDICE D – Montagem do ensaio

Figura 75 – Representação da montagem do ensaio realizada no Solidworks

