

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DA REGIÃO DOS VINHEDOS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DOUGLAS VIEIRA

**ANÁLISE DE FALHA POR FADIGA DE PARAFUSO SOB CARGA
TRANSVERSAL APLICADO NA ARTICULAÇÃO DE UM MÓDULO DE ESTEIRA
COM ELEVAÇÃO**

BENTO GONÇALVES

2021

DOUGLAS VIEIRA

**ANÁLISE DE FALHA POR FADIGA DE PARAFUSO SOB CARGA
TRANSVERSAL APLICADO NA ARTICULAÇÃO DE UM MÓDULO DE ESTEIRA
COM ELEVAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Me. Vagner Grison

BENTO GONÇALVES

2021

DOUGLAS VIEIRA

**ANÁLISE DE FALHA POR FADIGA DE PARAFUSO SOB CARGA
TRANSVERSAL APLICADO NA ARTICULAÇÃO DE UM MÓDULO DE ESTEIRA
COM ELEVAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em ____/____/____

Banca examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Dr. Alexandre Viecelli
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul - UCS

RESUMO

Esteiras transportadoras de palete com elevação são equipamentos que relacionados às suas funções de projeto devem ter como premissa o atendimento de aplicações que requerem jornadas extensas de trabalho. Devido os componentes deste tipo de equipamento estarem sujeitos a carregamento variável, resultante do movimento do produto e suas características de funcionamento, projetos como estes devem estar seguros de falhas decorrentes do processo de fadiga. Para sanar rupturas oriundas do principal agente causador de falhas em elementos sob carregamento cíclico, o presente trabalho tem como proposta de estudo a análise da falha por fadiga de um parafuso aplicado na articulação de um mecanismo de elevação que compõe um módulo de esteira. Atrelando o colapso à falta de protensão adequada, o estudo é abordado e segmentado com a análise inicial da junta com e posteriormente sem pré-carga. Para determinar as tensões máximas no elemento de fixação, é efetuada uma simulação por MEF linear através do *software SolidWorks Simulation*. Posteriormente, a partir da execução de ensaios de tração, o método de Neuber é utilizado para conversão das tensões lineares em não-lineares. Com a validação analítica das tensões encontradas na análise numérica, percebe-se pela implementação dos métodos baseados em deformação, que as estimativas de vida em fadiga ficaram próximas do tempo médio estimado de falha.

Palavras-chave: Fadiga; Parafuso; MEF linear; Método de Neuber.

ABSTRACT

Pallet conveyors with lifting mechanism are equipment that related to their design functions must be premised on serving applications that require long working hours. The components of this type of equipment are subjected to variable loading, resulting from the movement of the product and its operating characteristics, projects like these must be safe from failures resulting from the fatigue process. To avoid ruptures from the main agent that causes failures in elements under cyclic loading, the present report has as proposal to study the fatigue failure analysis of a screw applied to the articulation of a lifting mechanism that makes up a conveyor module. Linking the collapse to the lack of adequate prestressing, the study is approached and segmented with an initial analysis of the joint with preload and later without. To determine the maximum stresses in the fastener, a linear MEF simulation is performed using the SolidWorks Simulation software. Subsequently, from the execution of tensile tests, the Neuber method is used to convert linear to non-linear stresses. With the analytical validation of the stresses found in the numerical analysis, it can be seen from the implementation of methods based on deformation, that the fatigue life estimates were close to the estimated mean time of failure.

Key-words: Fatigue; Screw; Linear FEM, Neuber's Method.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Teorias de falhas MSS e DE para materiais dúcteis. | 18 |
| Figura 2 - (a) Região de início da trinca. (b) Propagação da trinca. (c) Fratura final. | 18 |
| Figura 3 - Curva deformação versus vida. | 20 |
| Figura 4 - Ciclo de histerese da tensão-deformação com amolecimento cíclico. | 21 |
| Figura 5 - Curva deformação-vida para metais com diferentes propriedades. | 23 |
| Figura 6 - Efeito da tensão média no aço AISI 4340. | 24 |
| Figura 7 - Distribuição das linhas de forças através de um parafuso e uma porca. | 26 |
| Figura 8 - Distribuição da tensão em uma junta parafusada. | 27 |
| Figura 9 - Curva força x deformação de uma junta parafusada sob cisalhamento. | 29 |
| Figura 10 - Alguns dos elementos finitos existentes. | 32 |
| Figura 11 - Divisão de K_t em K_G e K_ϵ após o escoamento inicial ϵ_0 | 34 |
| Figura 12 - Intersecção das curvas de Neuber e Ramberg-Osgood. | 36 |
| Figura 13 – Modelo de Alavanca A na esquerda e Modelo B na direita. | 37 |
| Figura 14 - Tensões obtidas pela análise linear (esquerda) e não-linear (direita). | 38 |
| Figura 15 - Regra de Neuber aplicada em estudo de fadiga de parafuso. | 38 |
| Figura 16 - Curva ϵ -N do parafuso para diversos materiais selecionados. | 39 |
| Figura 17 - Distribuição das tensões nos parafusos da carcaça da turbina. | 39 |
| Figura 18 - Curva tensão-deformação do parafuso classe 8.8. | 40 |
| Figura 19 - Ponto de aplicação do parafuso no equipamento. | 41 |
| Figura 20 - Ciclo de operação do equipamento. | 43 |
| Figura 21 - Ponto da quebra do parafuso. | 44 |
| Figura 22 - Fluxograma da sequência de atividades. | 45 |
| Figura 23 - Diagrama de corpo livre do equipamento. | 46 |
| Figura 24 - Forças atuantes na junta parafusada. | 47 |
| Figura 25 - Etapas para produção dos corpos de prova NBR ISO 6892. | 48 |
| Figura 26 - Etapas para produção dos corpos de prova ASTM E646. | 49 |
| Figura 27 - Pontos para regressão linear. | 49 |
| Figura 28 - Simplificação do modelo numérico utilizado para análise MEF. | 50 |
| Figura 29 - Tipos de conexões utilizadas no modelo numérico. | 51 |
| Figura 30 - Tipos de acessórios de fixação utilizados. | 52 |
| Figura 31 - Ponto de aplicação da carga externa. | 52 |
| Figura 32 - Detalhes da malha gerada no filete de rosca do parafuso. | 54 |

| | |
|---|----|
| Figura 33 - Curva de Ramberg-Osgood gerada através dos coeficientes K e n. | 58 |
| Figura 34 - Níveis de tensão no modelo numérico. | 59 |
| Figura 35 - Ponto de máxima tensão nos filetes do parafuso. | 60 |
| Figura 36 - Conversão da máxima tensão MEF linear pelo método de Neuber. | 60 |
| Figura 37 - Amplitude de deformação obtida pelo método de Neuber. | 61 |
| Figura 38 - Diagrama do momento fletor e deflexão no parafuso. | 63 |
| Figura 39 - Análise MEF linear sem a bucha espaçadora. | 64 |
| Figura 40 - Curva deformação-vida pelo método da inclinação universal. | 65 |
| Figura 41 - Curva deformação-vida pelo método de Morrow. | 65 |
| Figura 42 - Curva deformação-vida pelo método de Morrow modificado. | 66 |
| Figura 43 - Curva deformação-vida pelo método de SWT. | 66 |

LISTA DE QUADROS

| | |
|--|----|
| Quadro 1 - Dados referentes ao parafuso utilizado no módulo de esteira. | 42 |
| Quadro 2 - Número de ciclos até a fratura do parafuso. | 44 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Refinamento da malha através da convergência de tensão..... | 53 |
| Tabela 2 - Propriedades de fadiga de diversos materiais ferrosos..... | 55 |
| Tabela 3 - Resultados dos ensaios NBR ISO 6892 para fixadores classe 8.8..... | 57 |
| Tabela 4 - Valores obtidos do expoente n e coeficiente K de encruamento..... | 58 |
| Tabela 5 - Vida em ciclos do parafuso obtida a partir da análise MEF inicial..... | 62 |
| Tabela 6 - Vida em ciclos do parafuso obtida a partir da nova análise MEF..... | 67 |

LISTA DE SIGLAS

| | |
|--------|---|
| ABIMAQ | Associação Brasileira da Indústria de Máquinas e Equipamentos |
| MEF | Método dos Elementos Finitos |
| FAC | Fadiga de Alto Ciclo |
| ASTM | <i>American Society for Testing and Materials</i> |
| VDI | <i>Verein Deutscher Ingenieure</i> |
| DCL | Diagrama de Corpo Livre |
| CAD | <i>Computer Aided Design</i> |
| CAE | <i>Computer Aided Engineering</i> |
| NBR | Norma Brasileira |
| ISO | <i>International Organization for Standardization</i> |
| SAE | <i>Society of Automotive Engineers</i> |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|------------------------------------|--|
| σ_e | Tensão equivalente (MPa) |
| σ_m | Tensão média (MPa) |
| σ_a | Tensão alternante (MPa) |
| $\sigma_{m\acute{a}x,m\acute{i}n}$ | Tensão máxima e mínima (MPa) |
| N | Número de ciclos |
| S_e | Resistência à fadiga (MPa) |
| S_{ut} | Resistência última  trao (MPa) |
| b | Expoente de resistência à fadiga |
| c | Expoente de ductilidade |
| ϵ'_f | Coefficiente de ductilidade |
| σ'_f | Coefficiente de resistência à fadiga (MPa) |
| $\Delta\epsilon$ | Intervalo de deformação total |
| $\Delta\sigma$ | Intervalo de tensão (MPa) |
| E | Módulo de elasticidade (MPa) |
| K' | Coefficiente de encruamento cíclico |
| n | Expoente de encruamento |
| $\Delta\epsilon_e$ | Intervalo de deformação elástica |
| $\Delta\epsilon_p$ | Intervalo de deformação plástica |
| σ_u | Resistência  tração (MPa) |
| D_u | Resistência à ductilidade |
| RA | Redução da área |
| ϵ_a | Deformação alternada |
| $\sigma_{m\acute{a}x}$ | Tensão máxima (MPa) |
| d | Diâmetro nominal do parafuso (mm) |
| T_i | Torque de aperto (N.mm) |

| | |
|-----------------|--|
| K | Fator de torque |
| F_{at} | Força de atrito (N) |
| L_x | Carregamento externo (N) |
| R_s | Capacidade da resistência de atrito ao deslizamento da junta (N) |
| μ_s | Coefficiente de atrito entre as superfícies da junta |
| N_b | Número de parafusos por linha de fixação |
| M | Número de superfícies deslizantes |
| K_t | Fator de concentração de tensão |
| K_σ | Fator de tensão |
| K_ε | Fator de deformação |
| S | Tensão nominal (MPa) |
| ε | Deformação |
| R_p | Limite de resistência ao escoamento |
| R_m | Limite de resistência à tração |

SUMÁRIO

| | | |
|--------------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 13 |
| 1.1 | TEMA | 15 |
| 1.2 | JUSTIFICATIVA | 15 |
| 1.3 | OBJETIVOS DO TRABALHO | 16 |
| 1.3.1 | Objetivo geral | 16 |
| 1.3.2 | Objetivos Específicos | 16 |
| | | |
| 2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 17 |
| 2.1 | TEORIA DAS FALHAS | 17 |
| 2.1.1 | Critérios de falhas estáticos para materiais dúcteis | 17 |
| 2.1.2 | Teoria de falha por fadiga | 18 |
| 2.1.2.1 | Método vida sob deformação | 19 |
| 2.1.2.1.1 | <i>Tensão média não nula</i> | 24 |
| 2.2 | PARAFUSOS | 25 |
| 2.2.1 | Distribuição da tensão em juntas parafusadas | 26 |
| 2.2.2 | Torque de aperto | 27 |
| 2.2.3 | Parafusos submetidos a carregamento transversal | 29 |
| 2.2.4 | Falhas em parafusos | 30 |
| 2.3 | MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS..... | 31 |
| 2.3.1 | Tipos de elementos | 32 |
| 2.3.2 | Geração da Malha | 32 |
| 2.3.3 | Aplicação de Cargas | 33 |
| 2.3.4 | Condições de contorno | 33 |
| 2.4 | OBTENÇÃO DE TENSÃO NÃO-LINEAR POR MÉTODO ANALÍTICO.... | 33 |
| 2.4.1 | Método de Neuber | 34 |
| 2.5 | TRABALHOS CORRELATOS | 36 |
| | | |
| 3 | OBJETO DE ESTUDO | 41 |
| 3.1 | DETALHAMENTO DO OBJETO DE ESTUDO..... | 41 |
| 3.2 | ETAPAS DE FUNCIONAMENTO DO EQUIPAMENTO | 42 |
| 3.3 | INFORMAÇÕES DA FALHA | 43 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4 | MATERIAIS E MÉTODO..... | 45 |
| 4.1 | FORÇA ATUANTE NO ELEMENTO DE FIXAÇÃO..... | 46 |
| 4.2 | RESISTÊNCIA AO DESLIZAMENTO DA JUNTA | 47 |
| 4.3 | ENSAIOS DE TRAÇÃO..... | 48 |
| 4.4 | ANÁLISE MEF..... | 50 |
| 4.5 | APLICAÇÃO DO MÉTODO DE NEUBER | 54 |
| 4.6 | VIDA EM FADIGA | 54 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÕES..... | 56 |
| 5.1 | RESISTÊNCIA AO DESLIZAMENTO DA JUNTA | 56 |
| 5.2 | ENSAIOS DE TRAÇÃO..... | 57 |
| 5.3 | ANÁLISE MEF..... | 59 |
| 5.4 | MÉTODO DE NEUBER..... | 60 |
| 5.5 | VIDA EM FADIGA | 61 |
| 6 | CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES | 68 |
| 6.1 | CONCLUSÕES | 68 |
| 6.2 | SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... | 69 |
| | REFERÊNCIAS..... | 70 |
| | ANEXO A – PLANILHA COM O MÉTODO DE NEUBER | 73 |
| | ANEXO B – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA INCLINAÇÃO UNIVERSAL | 74 |
| | ANEXO C – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA MORROW | 75 |
| | ANEXO D – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA MORROW MODIFICADO ... | 77 |
| | ANEXO E – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA SWT | 79 |
| | ANEXO F – RESULTADOS DOS ENSAIOS NBR ISO 6892 | 81 |
| | ANEXO G – RESULTADOS DOS ENSAIOS ASTM E646..... | 82 |

1 INTRODUÇÃO

A busca pela automatização dos processos produtivos no setor industrial nos últimos anos é evidente. De acordo com a Associação Brasileira da Indústria de Máquinas e Equipamentos (ABIMAQ), após cinco anos consecutivos de queda na receita de empresas fabricantes do segmento, período entre 2013 a 2017, fator que levou a desencadear uma retração de 47% no setor, em 2018 foi possível presenciar um crescimento de 7% em relação ao ano de 2017. Outro motivo que evidencia esse processo é o aumento no consumo aparente de máquinas e equipamentos de 13,9% no acumulado até outubro de 2018. Já no ano de 2019, a retomada do crescimento gradual da receita se manteve, totalizando em um aumento de 0,7% em relação a 2018 e de 15,1% no consumo aparente referente ao acumulado do ano (ABIMAQ, 2020).

Um dos principais fatores explicativos para o aumento no número de aquisição de máquinas e equipamentos pode ser atribuído à busca por aumento de produtividade das indústrias brasileiras, tornando conseqüentemente as mesmas mais competitivas para o mercado industrial. No entanto, para que o crescimento na produtividade seja fundamentado é necessário ter máquinas e equipamentos mais eficientes e que a manutenção dos equipamentos seja feita de forma eficaz (NETO; CAMPOS, 2016). Alguns outros dos principais motivos da crescente procura pela automatização da produção são: reduzir os custos de trabalho, melhorar a qualidade do produto, diminuir o tempo de produção e realizar processos que não podem ser executados manualmente (GROOVER, 2011).

Parte das indústrias trabalham com produção em massa, ou seja, os equipamentos são utilizados em tempo integral para suprir vendas que alocam toda capacidade produtiva, pois nestes casos a taxa de demanda é aproximadamente igual a taxa de produção (SELEME, 2013). Por isso, o projeto de máquinas sujeitas a jornadas extensas de trabalho precisa ser feito de forma condizente com a aplicação que a mesma está exposta, para que não ocorram paradas indesejáveis numa linha de produção contínua.

Segundo Almeida (2018), o colapso de um componente mecânico ou estrutural acontece quando não há o atendimento de uma das circunstâncias originais de projeto ou até mesmo de segurança. Existem casos onde determinados componentes em análise estão sujeitos a carregamentos estáticos, ou seja, que não

variam ao longo do tempo, diferentemente do carregamento dinâmico, onde as solicitações passam a variar de forma significativa com o tempo e que requerem condições de projetos diferenciadas das abordadas para o caso estático. As falhas observadas em elementos sujeitos a esforços dinâmicos podem ocorrer de forma repentina, sem a exibição de qualquer deformação e com tensões de ruptura inferior a de escoamento do material. Quando a quebra ocorre devido a um número finito de solicitações, percebe-se que o início da mesma acontece a partir do aparecimento de uma microtrinca, que com a manutenção do carregamento, estende-se ao longo da peça até o momento em que a área resistente seja pequena o suficiente para o rompimento do elemento. Situações como estas caracterizam o fenômeno da fadiga (ALMEIDA, 2018).

Esteiras modularizadas para transporte de paletes retratam claramente a presença de carregamento cíclico devido ao movimento da carga de produto durante trabalho. Com a finalidade de transferir o paleta pelo movimento de correntes ou roletes, ambos tracionados por um sistema com eixo e engrenagem acoplado diretamente a um motoredutor, este tipo de equipamento deve ser dimensionado de modo que esteja sob segurança à fadiga mecânica. A eventual falha de um componente em esteiras transportadoras pode resultar em paradas inesperadas de linhas contínuas de produção, o que define o aspecto requisitado para este tipo de projeto.

Diante dos fatos citados a respeito da principal causadora da quebra de componentes solicitados ciclicamente, este trabalho busca investigar por intermédio de conceitos que tangem às uniões parafusadas, a falha por fadiga de um parafuso utilizado na articulação de um mecanismo de elevação que compõe um módulo transportador de paleta. O conceito de elevação do equipamento é atribuído através do acionamento de cilindros pneumáticos fixos horizontalmente na esteira. Ao serem acionados, o levantamento do sistema acontece devido os garfos dos dispositivos pneumáticos estarem fixos em peças que transferem o movimento de avanço para direção vertical. Para que esta conversão de movimento seja executada, existem rótulas que compõem a articulação e que estão fixas pelo objeto de estudo.

Para uma análise pontual e verificação da capacidade do equipamento, o caso apresentado busca solucionar as quebras frequentes em conjunto com um cliente específico. Também consta, como etapas parciais, a verificação de segurança da junta para o carregamento máximo que o equipamento deve suportar

e por fim, através das tensões não-lineares obtidas pelo método de Neuber, a estimativa de vida em fadiga para uma condição sem pré-carga.

1.1 TEMA

O assunto discorrido no estudo de caso proposto trata principalmente de conceitos ligados a falha por fadiga de um parafuso submetido a carregamento transversal dinâmico.

1.2 JUSTIFICATIVA

Devido à variação de esforços ao longo do tempo que os componentes das esteiras de transporte são submetidos, o projeto deste tipo de equipamento deve ser feito com a análise de fatores críticos, como: peso máximo aplicado sobre o equipamento, capacidade produtiva exigida e tempo de uso diário requerido. Quando alguns destes fatores não forem levados em consideração durante a fase de projeto, podem-se esperar problemas futuros, como a falha de componentes.

Para aplicações onde o carregamento apresentado não é constante, além de suportar a carga do produto, deve-se avaliar principalmente a frequência de esforço que o componente é submetido. Isto, com o intuito de que fraturas ainda abaixo da tensão de escoamento não se desenvolvam devido à fadiga.

Como a pré-carga é a força responsável por manter a junta parafusada do estudo de caso unida, é fundamental realizar a análise da sua variação e o impacto causado na vida em fadiga.

Por fim, pelo fato de tornar o sistema de articulação do equipamento inoperante com a ocorrência de sua quebra, o parafuso utilizado na articulação da esteira com sistema de elevação é um componente crítico em sua aplicação. Por consequência do fator citado, a parada da linha de produção que o sistema está instalado será presenciada com eventuais fraturas.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Analisar a falha por fadiga de parafuso sob carga transversal aplicado na articulação de um módulo de esteira com elevação.

1.3.2 Objetivos Específicos

- a) obter o regime de carregamento aplicado no sistema de articulação junto ao cliente;
- b) verificar a força máxima suportada pela junta parafusada;
- c) avaliar pelo MEF linear a distribuição das tensões no parafuso sob a condição sem pré-carga;
- d) aplicar o método de Neuber para obtenção das tensões não-lineares;
- e) estimar a vida em fadiga do parafuso através da abordagem baseada em deformação.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste referencial serão tratados temas ligados diretamente ao objeto de estudo e os fenômenos existentes envolvidos que contribuem para a ocorrência do problema apresentado. De forma inicial, serão discutidos os critérios de falhas estáticas e os conceitos sobre fadiga. Posteriormente serão tratados assuntos específicos relacionados ao dimensionamento de parafusos, bem como a importância do torque de aperto nas juntas e alguns aspectos relevantes sobre elementos de fixação roscados sob carregamento transversal dinâmico. Também será feita a abordagem dos tipos de elementos, refinamento de malhas e condições de contorno do MEF. Por fim, será explicada a utilização da regra de Neuber e aplicações em trabalhos correlatos.

2.1 TEORIA DAS FALHAS

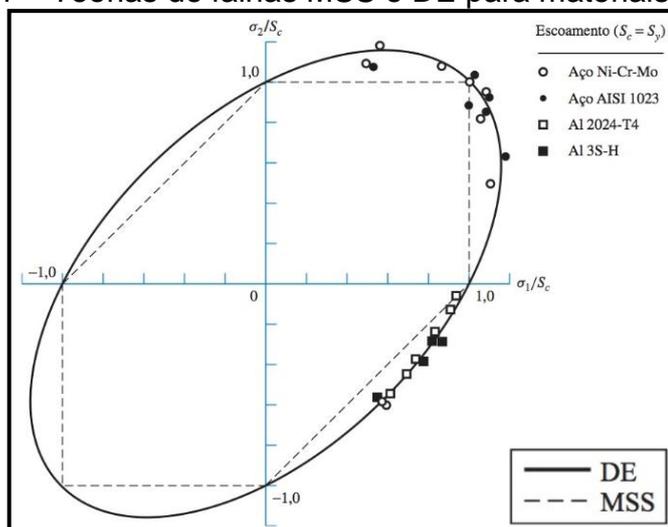
Para Juvinal e Marshek (2013) a falha pode ser definida como a incapacidade de um elemento de máquina em desempenhar a sua função devido ao carregamento que o mesmo é submetido. Para que a análise seja feita de forma adequada e por existir critérios de falhas para carregamentos estáticos e dinâmicos, deve-se ter o conhecimento da frequência de solicitação que um componente é submetido.

2.1.1 Critérios de falhas estáticos para materiais dúcteis

De acordo com Shigley (2004), as teorias de falhas aceitas para materiais dúcteis são as de tensão máxima de cisalhamento, energia de distorção e Coulomb-Mohr dúctil. Segundo Norton (2013), a teoria da tensão máxima de cisalhamento (MSS) consiste na comparação da tensão de cisalhamento máxima de um corpo de prova com a tensão máxima de cisalhamento em uma região determinada do componente. Já a teoria da energia de distorção máxima (DE) trata de que materiais sujeitos a deformação na forma ou volume podem ter uma quantidade de energia armazenada como forma de energia elástica. Neste critério deve-se trabalhar com a comparação de uma tensão equivalente σ_e e a tensão de escoamento do material. Por fim, para materiais com resistência à tração diferente da de compressão, Shigley (2004) afirma que o uso da teoria de Coulomb-Mohr é a mais adequada.

Apesar da teoria de cisalhamento máximo ser mais conservadora, por intermédio da Figura 1, é possível verificar que a teoria da energia de distorção é o modo de falha que melhor representa o comportamento de materiais dúcteis.

Figura 1 – Teorias de falhas MSS e DE para materiais dúcteis.

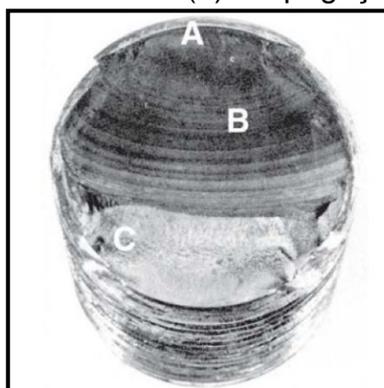


Fonte: Adaptado de Budynas (2016).

2.1.2 Teoria de falha por fadiga

Budynas (2016) afirma que pelo fato de não haver estrição e as superfícies das fraturas serem planas e perpendiculares ao eixo de tensão, a falha por fadiga tem aspectos similares a de um material frágil. O processo da falha por fadiga pode ser definido por três estágios. O estágio 1 é determinado pela iniciação de uma ou mais microtrincas. O estágio 2 é quando ocorre a progressão das microtrincas para macrotrincas. Por fim, o estágio 3 é marcado pela fratura rápida e repentina, causada pelo ciclo final de tensão. Os pontos de início de cada estágio na superfície fraturada de um parafuso podem ser vistos na Figura 2.

Figura 2 - (a) Região de início da trinca. (b) Propagação da trinca. (c) Fratura final.



Fonte: Budynas (2016).

Segundo Almeida (2018), as tensões flutuantes são as responsáveis pela quebra por fadiga. Através da análise das solicitações com base em um padrão senoidal de amplitude constante, é possível determinar dados fundamentais para o projeto em fadiga, como a tensão média σ_m e tensão alternante σ_a , obtidas respectivamente pelas Equações (1) e (2).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (1)$$

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

onde,

σ_m = Tensão média (MPa);

σ_a = Tensão alternante (MPa);

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Tensão máxima (MPa);

$\sigma_{m\acute{i}n}$ = Tensão mínima (MPa).

Para Budynas (2016), além das tensões flutuantes citadas por Almeida (2018), condições relacionadas à ciclagem térmica, o meio corrosivo, às temperaturas elevadas, a ciclagem de alta frequência e tensões residuais de tração estão ligadas diretamente com o aparecimento e propagação de trincas durante o processo de fadiga.

2.1.2.1 Método vida sob deformação

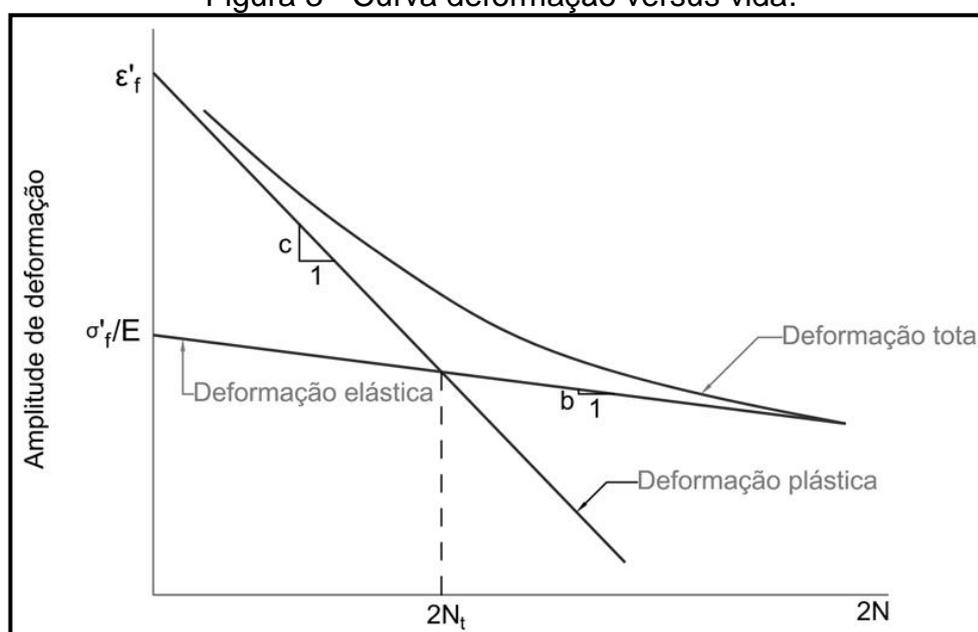
De acordo com Dowling (2013), a abordagem de fadiga sob deformação é direcionada para componentes com concentradores de tensão, pelo fato de considerar a plastificação local. Para estimativa de vida neste método, as tensões e deformações no entalhe são utilizadas para cálculo. Por isso, diferente da metodologia baseada em tensão, que utiliza as tensões nominais médias, esta abordagem é indicada para materiais com vida curta em fadiga, por levar em conta o escoamento localizado.

Para Budynas (2016), a falha por fadiga tem a tendência de iniciar em uma descontinuidade local, e devido a isso, se a tensão exceder o limite elástico neste

entalhe, deformações cíclicas ocorrerão. Desta forma, é necessária a investigação do comportamento do material sujeito a deformação cíclica.

Do mesmo modo que a curva S-N é utilizada no método tensão-vida para fazer estimativa de vida, no método baseado nas deformações emprega-se a curva ϵ -N (deformação versus o número de ciclos até a falha). Este tipo de curva é derivada de ensaios de fadiga sob carregamento cíclico completamente invertido, de acordo com os limites constantes de deformação, conforme a norma ASTM E606. Na Figura 3 é possível visualizar a curva da deformação total e sua derivação da parcela elástica e plástica.

Figura 3 - Curva deformação versus vida.

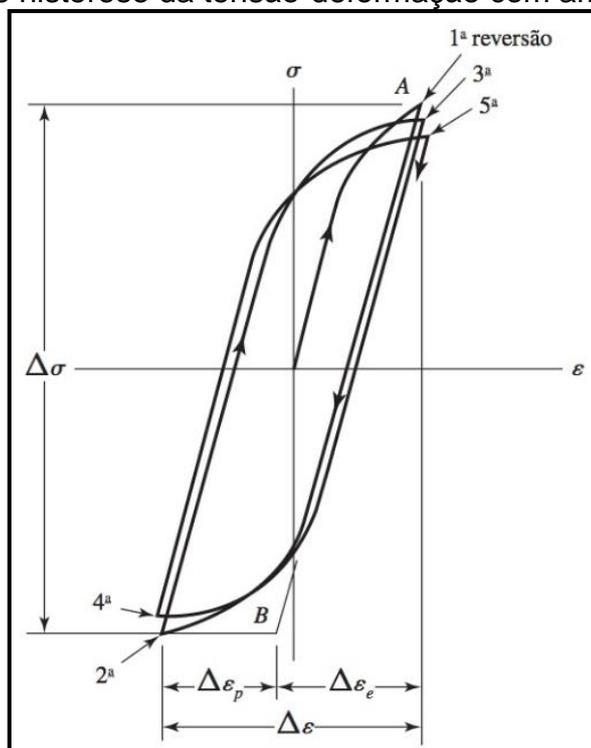


Fonte: Almeida (2018).

Os expoentes de ductilidade c e de resistência à fadiga b são encontrados a partir da inclinação das curvas de deformação plástica e elástica, respectivamente. Já os coeficientes de ductilidade ϵ'_f e resistência à fadiga σ'_f , representam a deformação verdadeira correspondente à fratura em uma reversão.

Budynas (2016) cita que R.W. Landgraf realizou um estudo do comportamento de fadiga de um grande número de aços. Durante este estudo, R. W. Landgraf fez diversos gráficos tensão-deformação cíclica. É possível observar na Figura 4 a representação do ciclo de histerese da tensão-deformação de um material com amolecimento cíclico. Além do amolecimento, alguns materiais também podem apresentar endurecimento cíclico.

Figura 4 - Ciclo de histerese da tensão-deformação com amolecimento cíclico.



Fonte: Budynas (2016).

Materiais com expoente de encruamento n maior que 0,15, tendem a apresentar endurecimento cíclico, de acordo com Almeida (2018). Já metais e outros tipos de materiais com expoente de encruamento n menor que 0,15, exibem amolecimento cíclico.

Outra forma de estabelecer as características do material neste contexto está ligada a relação do limite de resistência à tração e tensão de escoamento. Materiais com $\sigma_{tra}/\sigma_{esc} > 1,4$ demonstram endurecimento cíclico, enquanto materiais com $\sigma_{rup}/\sigma_{esc} < 1,2$ apresentam amaciamento cíclico. Relações que compõe o intervalo de 1,2 a 1,4 caracterizam a condição do material se manter estável, comenta Almeida (2018).

Através da adaptação da equação de Ramberg-Osgood, Almeida (2018) cita que a curva tensão-deformação cíclica pode ser aproximada de acordo com a Equação (3).

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} + \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta \sigma}{K'} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} \quad (3)$$

onde,

$\Delta\varepsilon$ = Intervalo de deformação total;

$\Delta\sigma$ = Intervalo de tensão (MPa);

E = Módulo de elasticidade (MPa);

K' = Coeficiente de encruamento;

n = Expoente de encruamento.

Como observado na Figura 6, a soma da deformação total é composta pela parcela da deformação elástica e plástica. Deste modo, pode-se dizer que a amplitude da deformação total é a metade do intervalo da deformação total, como mostra a Equação (4).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \quad (4)$$

Onde,

$\Delta\varepsilon_e$ = Intervalo de deformação elástica;

$\Delta\varepsilon_p$ = Intervalo de deformação plástica.

Pelo fato de que b e c determinam a potência à qual a vida $2N$ precisa ser elevada para que a amplitude da deformação plástica e elástica verdadeira seja proporcional, as equações referentes a linha de deformação plástica e elástica podem ser descritas respectivamente de acordo com a Equação (5) e Equação (6).

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N)^c \quad (5)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b \quad (6)$$

onde,

ε'_f = Coeficiente de ductilidade;

σ'_f = Coeficiente de resistência à fadiga (MPa);

c = Expoente de ductilidade;

b = Expoente de resistência à fadiga.

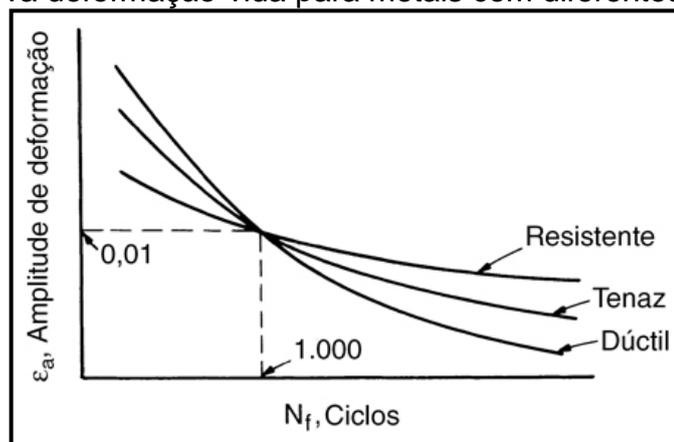
De acordo com Budynas (2016), incorporando a Equação (5) e Equação (6) na Equação (4), é possível obter a relação de Coffin-Manson, a qual relaciona a vida

de fadiga e deformação total. Esta relação pode ser vista por intermédio da Equação (7).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b + \varepsilon'_f(2N)^c \quad (7)$$

Como metais dúcteis tendem a ter o coeficiente de ductilidade ε'_f maior e o coeficiente de resistência à fadiga σ'_f menor, a inclinação da linha de deformação plástica para este tipo de material é maior, enquanto que a inclinação da linha de deformação elástica é menor. Estas características resultam numa curva de deformação total íngreme. Já para um metal resistente, por possuir características opostas aos dúcteis, Dowling (2013) comenta que a curva para este tipo de material tende a ser mais plana. O comportamento da curva deformação-vida para os metais citados pode ser visto na Figura 5.

Figura 5 - Curva deformação-vida para metais com diferentes propriedades.



Fonte: Dowling (2013).

Observando este tipo de tendência para os materiais de engenharia, Lemaitre e Chaboche (1990) estabeleceram uma equação para estimativa de vida denominada como inclinação universal, a qual foi criada a partir da equação de Coffin-Manson. A equação determinada por Lemaitre e Chaboche (1990) é descrita de acordo com a Equação (8).

$$\Delta\varepsilon = 3,5 \frac{\sigma_u}{E} N^{-0,12} + D_u^{0,6} N^{-0,6} \quad (8)$$

onde,

σ_u = Resistência à tração (MPa);

D_u = Resistência à ductilidade.

De modo que o coeficiente de resistência à ductilidade D_u é determinado através da Equação (9).

$$D_u = \ln\left(\frac{1}{1 - RA}\right) \quad (9)$$

onde,

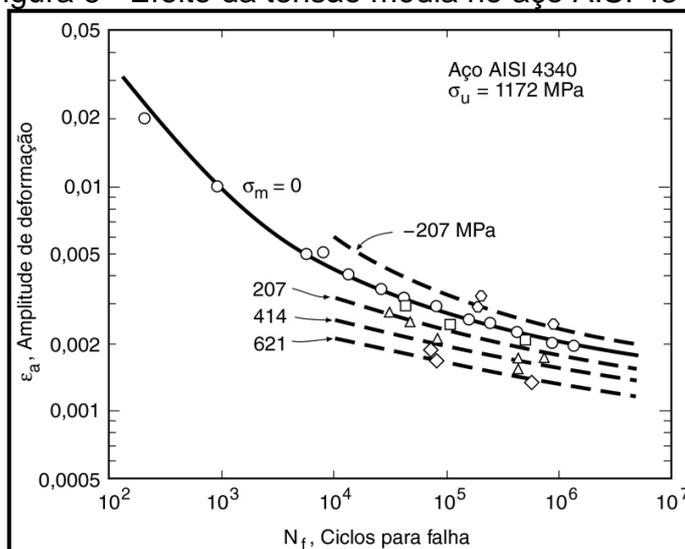
RA = Redução da área.

2.1.2.1.1 Tensão média não nula

Para condições onde existe tensão média, Dowling (2013) afirma que os efeitos não podem ser descartados na abordagem por deformação. Em especial, pelo fato da curva deformação-vida ser elaborada através de ensaios com carga completamente invertida, é preciso uma modificação nesta curva se houver uma tensão média não nula.

Como mostra a Figura 6, tensões médias compressivas são benéficas para vida em fadiga, enquanto tensões médias trativas acabam prejudicando a vida do componente. De acordo com Almeida (2018), esta relação se estabelece, pois tensões médias de compressão tendem a realizar o fechamento da trinca de fadiga, já de forma contrária, as tensões trativas tendem a abrir as trincas a cada ciclo completo.

Figura 6 - Efeito da tensão média no aço AISI 4340.



Fonte: Dowling (2013).

Segundo Almeida (2018), os modelos matemáticos mais utilizados que consideram os efeitos da tensão média no diagrama deformação-vida são o de Morrow e Morrow modificado. Ambos os métodos são descritos respectivamente pela Equação (10) e Equação (11).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right) (2N)^b + \varepsilon'_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right)^{c/b} (2N)^c \quad (10)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right) (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c \quad (11)$$

onde,

ε_a = Deformação alternante.

Percebe-se que o primeiro termo referente à deformação plástica é o mesmo em ambas as equações, no entanto, a dependência com a tensão média foi removida do segundo termo da Equação (11), termo referente à deformação plástica. Segundo Dowling (2013), por haver baixa influência estimada da tensão média em vidas relativamente curtas, houve essa modificação da equação de Morrow.

Outro método utilizado que inclui os efeitos da tensão média é o parâmetro de Smith, Watson e Topper, ou SWT. Este método consiste que a vida para qualquer situação de tensão média depende do produto $\sigma_{m\acute{a}x}\varepsilon_a$. O parâmetro de SWT é definido pela Equação (12).

$$\sigma_{m\acute{a}x}\varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b+c} \quad (12)$$

onde,

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Tensão máxima (MPa).

2.2 PARAFUSOS

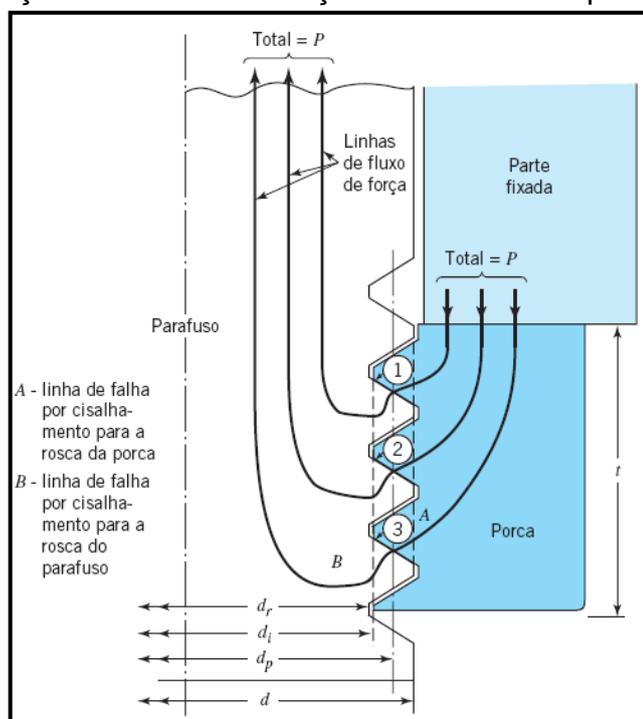
Niemann (1971) afirma que os parafusos são os elementos de máquinas mais utilizados em projetos devido sua vasta empregabilidade em equipamentos. Os parafusos podem ser utilizados como elementos de fixação, de protensão, de

obturação, de ajustagem, de transmissão de força, de movimento e ainda como componente micrométrico ou diferencial com rosca grossa. No entanto, uma de suas principais desvantagens está na concentração de tensão nas roscas. Existem dois modos de fabricação dos filetes de rosca de um parafuso, por conformação plástica ou por usinagem.

2.2.1 Distribuição da tensão em juntas parafusadas

Segundo Juvinall e Marshek (2013), o fluxo das linhas de forças através de um parafuso e uma porca, de modo que ambos são utilizados para fixar uma peça, pode ser representado pela Figura 7. Nesta ilustração é possível observar que os três filetes de roscas da porca são elementos redundantes para suportar a carga. Tendo em vista que o caminho da linha de força que passa pelo primeiro filete de rosca é o mais curto, pode-se atribuir desta forma que a maior parcela de carga também será suportada por este filete.

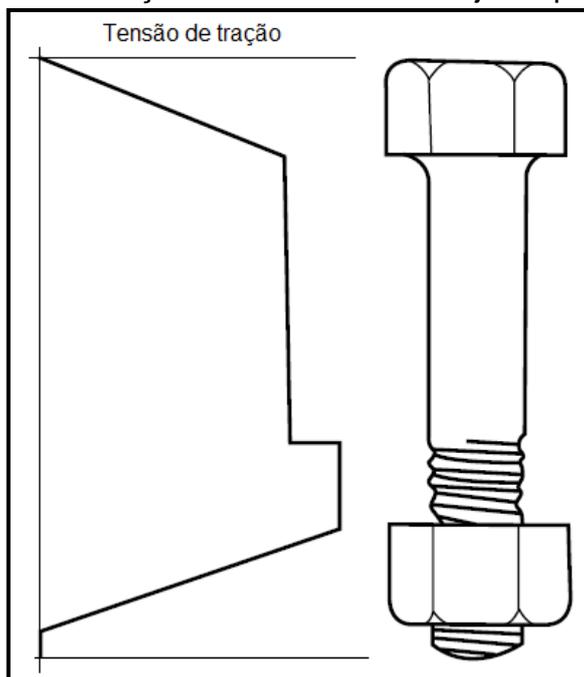
Figura 7 - Distribuição das linhas de forças através de um parafuso e uma porca.



Fonte: Juvinall e Marshek (2013).

Bickford (2008), a partir da Figura 8, ilustra o comportamento da tensão ao longo de uma junta parafusada, onde é possível observar o pico de tensão nos filetes iniciais em contato com a porca.

Figura 8 - Distribuição da tensão em uma junta parafusada.



Fonte: Adaptado de Bickford (2008).

Juvinall e Marshek (2013) também afirmam que existem formas de obter uma distribuição mais uniforme das cargas entre as roscas em contato. O uso de um material mais macio na rosca do que no parafuso, pode ser uma alternativa, pois com a deformação do primeiro filete de rosca, acontece a transferência de uma maior carga para os demais filetes. No entanto, para manter a resistência requerida, esta solução pode requerer o aumento do número de filetes em contato. A fabricação do passo da porca ligeiramente maior do que a do parafuso é outra melhoria que pode ser aplicada. De modo, que ambos os passos ficam teoricamente iguais após a aplicação da carga.

2.2.2 Torque de aperto

De acordo com Collins (2017), com o passar do tempo, a pré-carga inicial que um parafuso é submetido normalmente é relaxada. Os principais fatores que desencadeiam essa perda são a fluência, corrosão e desgaste. Mudanças cíclicas da temperatura, bem como temperatura elevadas, também são responsáveis por acelerar o processo da perda de protensão. Além de diminuir a vida em fadiga, a perda da pré-carga contribui diretamente para o afrouxamento do elemento de

fixação e conseqüentemente para uma possível separação da união. Por isso, plano de reaperto para fixadores roscados é uma prática comum, de modo com que a pré-carga seja restabelecida periodicamente.

Bickford (2018) afirma que existem muitos fatores que contribuem para o afrouxamento e que são difíceis de prevê-los. Apesar das tentativas feitas na criação de equações que estimassem a quantidade de desaperto da junta, na maioria dos casos esta quantidade de relaxamento deve ser estimada experimentalmente.

Da Silva (2017) cita que a probabilidade da ocorrência do afrouxamento de uma união parafusada aumenta consideravelmente quando a mesma estiver sob carregamento cíclico e com baixa pré-carga. Pelo fato da solicitação passar a atuar diretamente no parafuso, as chances de haver fadiga de baixo ciclo aumentam.

Quanto ao aproveitamento do trabalho aplicado, Bickford (2018), comenta que cerca de 90% do trabalho aplicado em uma porca é convertido em calor, devido ao atrito entre a superfície da porca e da junta, e entre a rosca da porca e do parafuso. Destes 90%, 50% são perdidos sob a área de contato da porca e junta, e 40% nos filetes da rosca. Somente 10% do trabalho de entrada terminam como energia potencial no parafuso, ou seja, apenas 10% acabam como pré-carga no elemento de fixação.

De acordo com Budynas (2016), uma das formas para obtenção do torque de aperto T_i , é através do uso da Equação (13).

$$T_i = KF_i d \quad (13)$$

onde,

T_i = Torque de aperto (N.mm);

K = Fator de torque;

d = Diâmetro nominal do parafuso (mm).

Apesar do coeficiente de torque K não sofrer mudança devido a variação do tamanho do parafuso ou no passo da rosca, o mesmo é influenciado diretamente pela rugosidade da superfície, precisão e grau de lubrificação. De forma genérica, alguns autores, como Norton (2013) e Budynas (2016), adotam-no como $K \approx 0,2$.

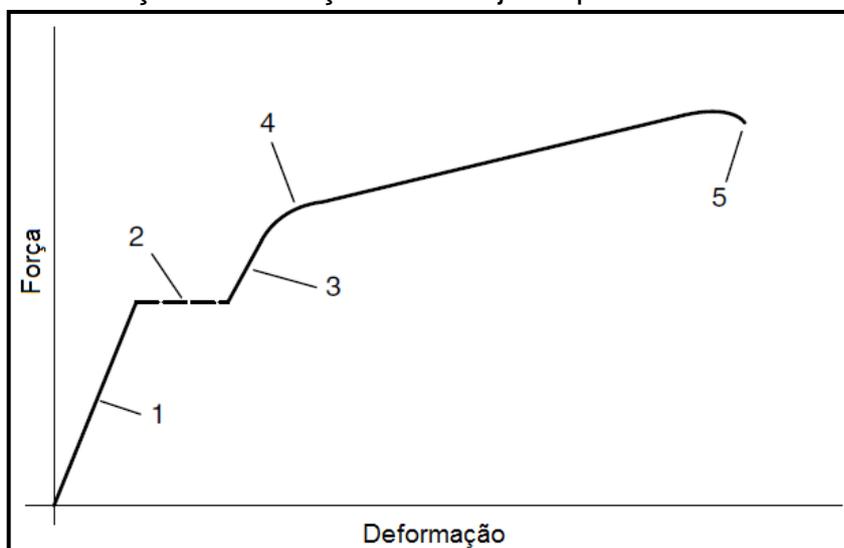
2.2.3 Parafusos submetidos a carregamento transversal

Quanto aos tipos de solicitações que os parafusos normalmente são submetidos, Andrade (2016, p. 51) afirma que carregamentos de cisalhamento são os mais comuns em parafusos.

Kulak (2001) indica que para elementos de fixação roscados, independentemente da classe, a resistência ao cisalhamento pode ser estimada como sendo igual a 62% da resistência à tração.

Ao se referir às juntas sob cisalhamento, Bickford (2008), comenta que as mesmas resistem à solicitação de carga de duas maneiras. Primeiro, a pré-carga aplicada ao parafuso gera força de fricção que resiste ao deslizamento da junta. Em segundo lugar, os parafusos atuam como pinos para evitar o escorregamento. Por conta disso, uniões parafusadas sob cisalhamento são classificadas em duas categorias, tipo de atrito ou tipo de contato. A partir da Figura 9 pode-se observar o comportamento de uma junta parafusada sujeita a uma força transversal progressiva. Primeiro, na região 1, os membros da junta, placas de emendas e talvez o parafuso se deformarão elasticamente, considerando que a força de atrito os mantém fixados. Segundo, na região 2, os membros da junta sofrem deslizamento até que a mesma passe a atuar como uma junta do tipo de contato. Em seguida, na região 3, há a deformação elástica adicional nos componentes. Já na região 4, ocorre a deformação plástica do parafuso e dos membros da junta. Por fim, na região 5, algum componente entra em colapso.

Figura 9 - Curva força x deformação de uma junta parafusada sob cisalhamento.



Fonte: Adaptado de Bickford (2008).

Na sequência somente serão abordados procedimentos de projeto para juntas do tipo de fricção, já que o estudo de caso trata deste tipo de aplicação.

Em juntas do tipo de atrito, Bickford (2008) destaca que a união estará segura de um possível afrouxamento ou falha por fadiga, se a condição imposta pela Equação (14) for respeitada.

$$F_{at} \geq L_X \quad (14)$$

onde,

F_{at} = Força de atrito (N);

L_X = Carregamento externo (N).

Quanto à capacidade da resistência de atrito ao deslizamento da junta R_s criada pela força normal, Bickford (2018) afirma que esse valor é possível de ser obtido por intermédio da Equação (15).

$$R_s = \mu_s F_i N_b M \quad (15)$$

onde,

R_s = Capacidade da resistência de atrito ao deslizamento da junta (N);

μ_s = Coeficiente de atrito entre as superfícies da junta;

N_b = Número de parafusos por linha de fixação;

M = Número de superfícies deslizantes.

Para uma combinação de junta aço com aço ou aço com ferro fundido, a VDI 2230, indica um coeficiente de atrito μ_s de 0,1 até 0,23, para aplicação seca, sem lubrificação e 0,07 até 0,12 para uma condição com lubrificante.

2.2.4 Falhas em parafusos

Quanto as principais regiões de falhas dos parafusos, Almeida (2017) comenta que 15% das rupturas ocorrem no local de transição da cabeça, 20% na transição da rosca e 65% no primeiro filete da rosca em contato com a porca.

Levando em conta o modo de falha, Bickford (2008) cita que os parafusos também podem falhar devido a uma elevada pré-carga. O motivo desta característica está ligado ao aumento na tensão média no corpo do componente.

Ao tratar de fadiga, Juvinall e Marshek (2013) elencam os seguintes pontos que impactam em um aumento da resistência a carregamentos cíclicos: utilizar procedimentos de aperto que asseguram o valor da pré-carga especificada, assegurar que a rosca seja laminada em vez usinada, minimizar a flexão no parafuso, reaperto dos parafusos quando necessário e por fim, alterar a rigidez dos materiais para que ocorra uma diminuição do impacto da carga externa na junta.

2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

De acordo com Fish e Belytschko (2009), de forma sumária, o Método dos Elementos Finitos (MEF) consiste na divisão do corpo em elementos finitos, de modo que estejam conectados por nós. Neste sentido, o MEF fornece uma metodologia sistemática de modo com que a solução é obtida por intermédio de um *software*. Em problemas lineares, a solução é encontrada por meio de equações lineares, onde o número de incógnitas é o mesmo de nós. Por necessitar milhares de nós para a obtenção de um resultado razoável, os computadores são fundamentais para cálculo das equações. Com o aumento do número de nós, a exatidão da análise melhora, porém, o tempo de processamento computacional e conseqüentemente o custo, aumentam.

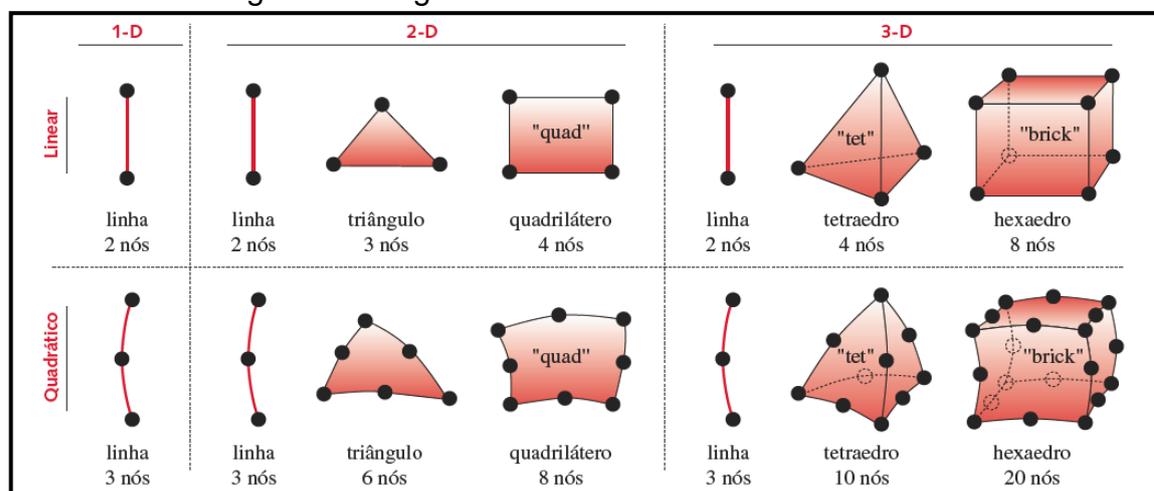
Chandrupatla e Belegundu (2014) afirmam que o método dos elementos finitos é composto por três níveis: pré-processamento, processamento e pós-processamento. Materiais, carregamentos, condições de contorno, bem como as coordenadas nodais e conectividade, fazem parte da etapa de pré-processamento. Antes de chegar à solução das equações e conseqüentemente na avaliação das variáveis nodais, objetivo principal deste estágio, a etapa de processamento refere-se a geração de rigidez e alteração de rigidez. Por fim, a apresentação dos resultados é abordada na etapa de pós-processamento.

2.3.1 Tipos de elementos

Norton (2013) cita que existem elementos de linha, área e volume, ou então de uma, duas ou três dimensões, respectivamente. Podendo ser de diferentes ordens, os elementos impactam diretamente na função utilizada pra interpolar o deslocamento no interior do elemento. O uso de elementos de ordens superiores requer um tempo computacional maior, por isso em determinadas aplicações deve-se levar em conta que o uso de elementos simples pode ser o suficiente para obtenção da informação desejada.

O número de graus de liberdade que cada elemento possui está relacionado com a dimensão do elemento, afirma Norton (2013), de modo que os mesmos são divididos em grupos de uma, duas ou três dimensões, denominados como 1-D, 2-D e 3-D, respectivamente. Elementos de linha 1-D apresentam dois graus de liberdade por nó. Enquanto elementos de linha 2-D possuem três graus de liberdade por nó. Já elementos de linha 3-D têm 6 graus de liberdade por nó. A Figura 10 demonstra alguns dos tipos de elementos existentes.

Figura 10 - Alguns dos elementos finitos existentes.



Fonte: Norton (2013).

2.3.2 Geração da Malha

Segundo Budynas (2016), a malha é a rede de elementos e nós que caracterizam uma determinada região. Quanto mais elementos forem adicionados em uma determinada área, maior será a densidade da malha. Quando se necessita de melhoras no resultado, geralmente é feito o refinamento da malha em pontos com mudanças elevadas de tensões. No entanto, nem sempre os resultados do MEF

convergem para resultados exatos. Por isso, para avaliar se existe melhora com o refinamento, é necessário analisar a variação da tensão sob uma malha ainda mais densa nesta região. Se a variação de tensão for mínima, a solução convergiu. Manualmente, semiautomaticamente ou automatizado, são os as formas existentes de geração de malha.

2.3.3 Aplicação de Cargas

De acordo com Norton (2013), existem diversos modelos de carregamentos dentre os programas existentes de CAE. Com a função escolhida, sob qualquer porção de área do modelo, é feita então a aplicação da carga nodal de acordo a magnitude e direção escolhida. Cargas uniformes ou então seguir uma função pré-definida, são os dois tipos de distribuição de força atrelados à função de carregamento. Em sistemas dinâmicos, também há a possibilidade da representação da gravidade ou forças inerciais, através do uso de acelerações que podem ser aplicadas com qualquer magnitude e direção.

2.3.4 Condições de contorno

Norton (2013) comenta que as condições de contorno são basicamente as restrições de movimento de um componente. Para manter a peça em equilíbrio estático, deve-se haver a aplicação mínima de restrições, de modo que a mesma não possua qualquer grau de liberdade cinemático. De certa forma, as conexões físicas do conjunto modelado devem ser aplicadas o mais próximo possível do projeto real. Deve-se evitar que as condições de contorno restrinjam ou permitam deformações não existentes. Diferentemente da restrição física, uma restrição no MEF, torna o nó fixo e infinitamente rígido e isto causa uma extrapolação do efeito de restrição física.

2.4 OBTENÇÃO DE TENSÃO NÃO-LINEAR POR MÉTODO ANALÍTICO

Componentes com descontinuidades geométricas são submetidos com frequência a carregamentos que ocasionam deformações plásticas localizadas. Além de serem evitadas em projetos, deve-se ter o conhecimento da deformação

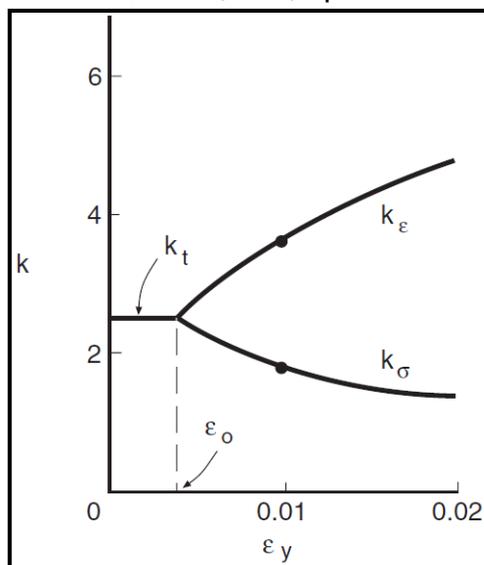
plástica bruta para estimar a vida em fadiga do componente na utilização de abordagem baseada em deformações, afirma Dowling (2013).

De acordo com Dowling (2013), a relação tensão-deformação no regime elastoplástico pode ser encontrada através de análises numéricas, no entanto, os custos computacionais demandados são maiores em comparação a análise linear-elástica. Devido a isso, métodos analíticos foram criados para obtenção das tensões e deformações não-lineares.

2.4.1 Método de Neuber

Quanto ao fator de concentração de tensão K_t em componentes entalhados, Bannantine (1989), afirma que após o escoamento do material a relação entre a tensão no entalhe e a tensão nominal e também a relação da deformação no entalhe e a deformação nominal, devem ser tratadas separadamente. De modo que, ao iniciar a deformação plástica no entalhe, a relação de tensão K_σ diminui em relação à K_t , já a relação de deformação K_ϵ demonstra comportamento oposto, como mostra a Figura 11.

Figura 11 - Divisão de K_t em K_σ e K_ϵ após o escoamento inicial ϵ_0 .



Fonte: Adaptado de Dowling (2013).

No início da década de 60, considerando os fatores de concentração de tensão e deformação separadamente, Heinz Neuber determinou um método para calcular as tensões e deformações em entalhes quando ultrapassado o limite de escoamento. A Regra de Neuber estabelece que durante a deformação plástica, a

média geométrica dos fatores de concentração de tensão e deformação se mantém igual a K_t , como mostra a Equação (16).

$$\sqrt{K_\sigma K_\varepsilon} = K_t \quad (16)$$

onde,

K_σ = Fator de tensão;

K_ε = Fator de deformação;

K_t = Fator de concentração de tensão.

De acordo com Dowling (2013), a partir da Equação (16) e com o uso da Lei de Hooke e dos fatores de tensão K_σ e deformação K_ε , é possível obter através de uma manipulação algébrica a Equação (17).

$$\sigma \varepsilon = \frac{(K_t S)^2}{E} \quad (17)$$

onde,

σ = Tensão local no entalhe (MPa);

ε = Deformação local no entalhe;

S = Tensão nominal (MPa).

Para que a Regra de Neuber seja possível de ser aplicada, deve-se utilizar juntamente com a Equação (17) a curva tensão-deformação de Ramberg-Osgood, a qual pode ser determinada pela Equação (18). De modo que o primeiro termo da equação refere-se à parcela elástica da deformação, e o segundo às deformações plásticas.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H}\right)^{1/n} \quad (18)$$

onde,

H = Coeficiente de encruamento monotônico;

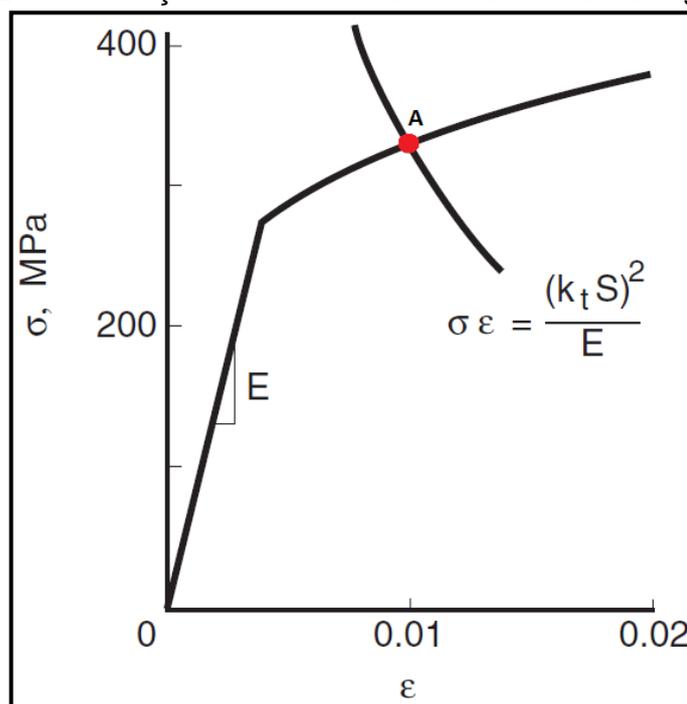
n = Expoente de encruamento monotônico.

Substituindo a equação de Ramberg-Osgood na Equação (17), tem-se então para a obtenção das tensões não-lineares a Equação (19).

$$K_t S = \sqrt{\sigma^2 + \sigma E \left(\frac{\sigma}{H}\right)^{1/n}} \quad (19)$$

Considerando a aplicação de um carregamento monotônico, a Figura 12 ilustra a aplicação do método de Neuber. O valor da tensão local estimada no entalhe é dado pela intersecção da curva de Neuber e de Ramberg-Osgood, definido na ilustração como ponto A.

Figura 12 - Intersecção das curvas de Neuber e Ramberg-Osgood.



Fonte: Adaptado de Dowling (2013).

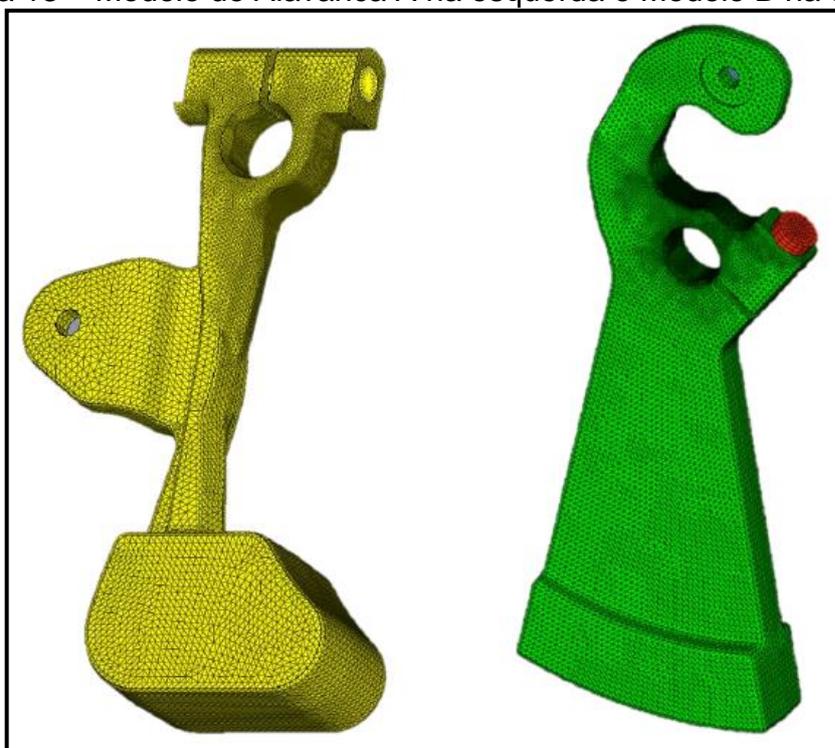
2.5 TRABALHOS CORRELATOS

Assano (2018), com o intuito de obter as tensões não-lineares em componentes automotivos que possuem discontinuidades geométricas, realizou um comparativo dos métodos de aplicação analítico e por elementos finitos. Com a

utilização da regra de Neuber para a obtenção analítica dos resultados de tensão no regime elastoplástico, a ideia de Assano (2018) destina-se na verificação da redução de tempo no uso deste meio em comparação ao MEF.

Todos dados de entrada obtidos por Assano (2018) para utilização no *software* de simulação *Hypermesh* e aplicação na regra de Neuber, foram obtidos por intermédio de ensaios de tração. Na Figura 13, é possível observar as alavancas de mudanças analisadas, as quais são constituídas em ferro fundido nodular do tipo GJS-400-15.

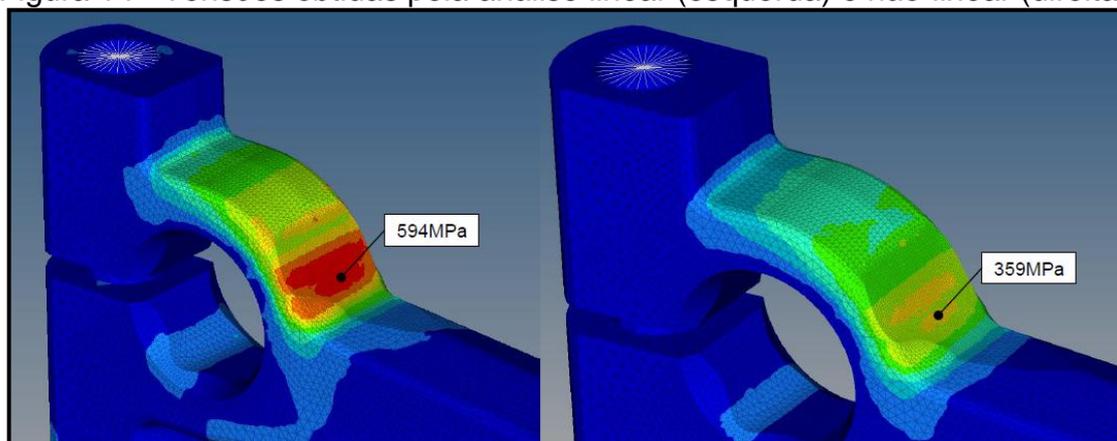
Figura 13 – Modelo de Alavanca A na esquerda e Modelo B na direita.



Fonte: Assano (2018).

Com o uso do método de Neuber, Assano (2018), conseguiu obter uma redução de 50% no ciclo de cálculos para componentes de transmissão, e comparado à análise não-linear feita pelo software, as tensões encontradas pelo método analítico apresentaram uma variação de 7,65% e 10,71%, respectivamente para as alavancas A e B. A Figura 14 demonstra a região de concentração de tensão da alavanca A e os resultados obtidos pelo MEF linear e não-linear.

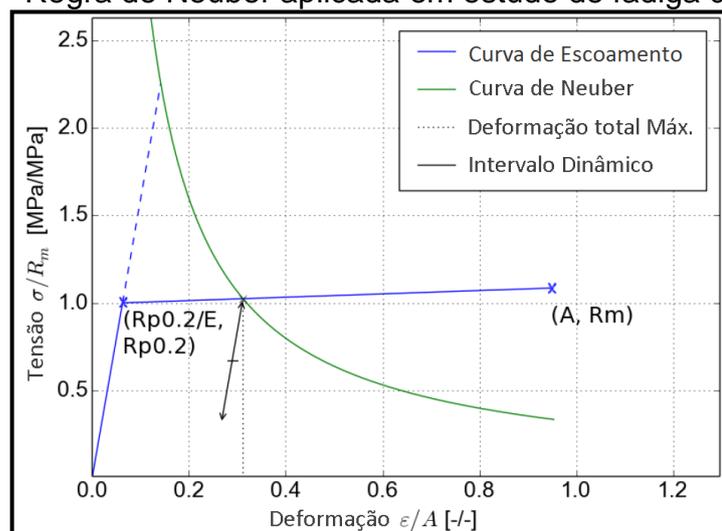
Figura 14 - Tensões obtidas pela análise linear (esquerda) e não-linear (direita).



Fonte: Adaptado de Assano (2018).

Lehmann e Hummel (2014), em um estudo de fadiga de parafusos aplicados em uma câmara de combustão de foguete, também fazem o uso da regra de Neuber. Devido o filete do parafuso ser um ponto de concentração de tensão, deformações plásticas locais podem ocorrer. Métodos analíticos para correção de tensões lineares como o de Neuber deverão ser aplicados se não houver soluções numéricas à disposição. A Figura 15 demonstra a curva de Neuber obtida por Lehmann e Hummel (2014), onde a curva de escoamento é obtida através de uma aproximação bilinear definida pelo ponto de escoamento $(Rp0.2/E, Rp0.2)$ e resistência última à tração (A, Rm) .

Figura 15 - Regra de Neuber aplicada em estudo de fadiga de parafuso.

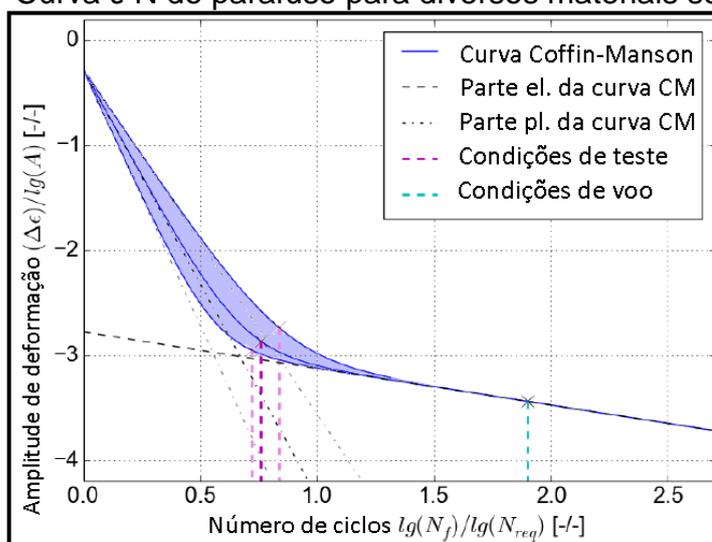


Fonte: Adaptado de Leahmann e Hummel (2014).

Para determinação da vida em fadiga do parafuso, Leahmann e Hummel (2014) utilizam a abordagem baseada em deformação de Coffin-Manson, de acordo com a inclinação universal proposta por Lemaitre e Chaboche (1990).

Variando as constantes da equação de Coffin-Manson, Leahmann e Hummel (2014), para diferentes materiais, construíram um gráfico da amplitude de deformação em relação ao número de ciclos até a falha, onde área da curva representa a variação dos coeficientes de diversos materiais. No gráfico também foi traçado o intervalo estabelecido para as condições de teste e de voo. A curva deformação-vida pode ser observada através da Figura 16.

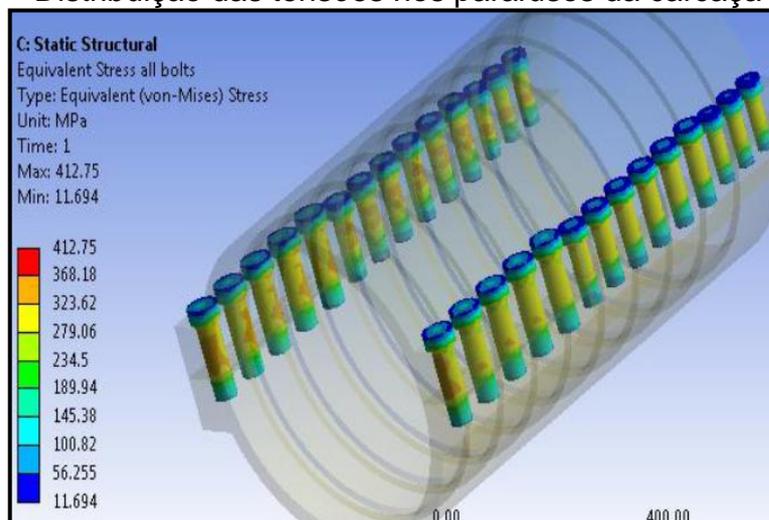
Figura 16 - Curva ϵ -N do parafuso para diversos materiais selecionados.



Fonte: Adaptado de Leahmann e Hummel (2014).

Jacob (2013), ao realizar um estudo de fadiga da carcaça de uma turbina a vapor e dos parafusos de fixação da mesma, utiliza em sua metodologia o *software* Ansys para obtenção das tensões e deformações máximas. A Figura 17 demonstra parte da simulação realizada.

Figura 17 - Distribuição das tensões nos parafusos da carcaça da turbina.



Fonte: Jacob (2013).

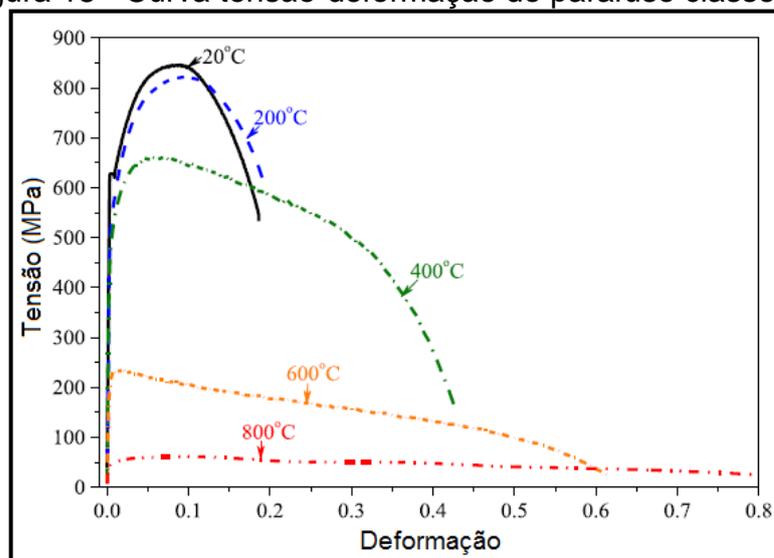
O principal intuito do estudo é estimar a vida útil da carcaça e dos parafusos utilizando *Ansys* e então comparar com a vida útil estimada através dos dados técnicos.

A partir dos valores obtidos, Jacob (2013) estima a vida em fadiga através da aplicação de Coffin-Manson. Após o cálculo da vida em fadiga utilizando os dados obtidos por MEF, Jacob (2013) também obtém o número de ciclos totais, somando as parcelas de vida referentes à partida a quente, a frio e temperatura intermediária. Por fim, de acordo com os critérios de aplicação estabelecidos, os parafusos e a carcaça devem estar seguros de falha por fadiga no intervalo de 20 anos.

Quanto a propriedade dos parafusos de alta resistência, Pang *et al.* (2019) desenvolveram um estudo da deterioração do módulo de elasticidade, resistência ao escoamento, resistência última à tração e a deformação referente a resistência à tração e ruptura. As classes de parafusos analisadas foram 8.8, 10.9 e 12.9 e o intervalo da variação da temperatura durante os ensaios foi de 20°C a 900°C.

A partir do gráfico tensão-deformação obtido através dos ensaios realizados por Pang *et al.* (2019), é possível observar por intermédio da Figura 18 a diminuição das propriedades mecânicas com o aumento da temperatura.

Figura 18 - Curva tensão-deformação do parafuso classe 8.8.



Fonte: Adaptado Pang *et al.* (2019).

A média do módulo de elasticidade, resistência ao escoamento e à tração dos ensaios do parafuso classe 8.8 para a temperatura ambiente foram respectivamente de 211,7 GPa, 668,2 MPa e 865,3 MPa.

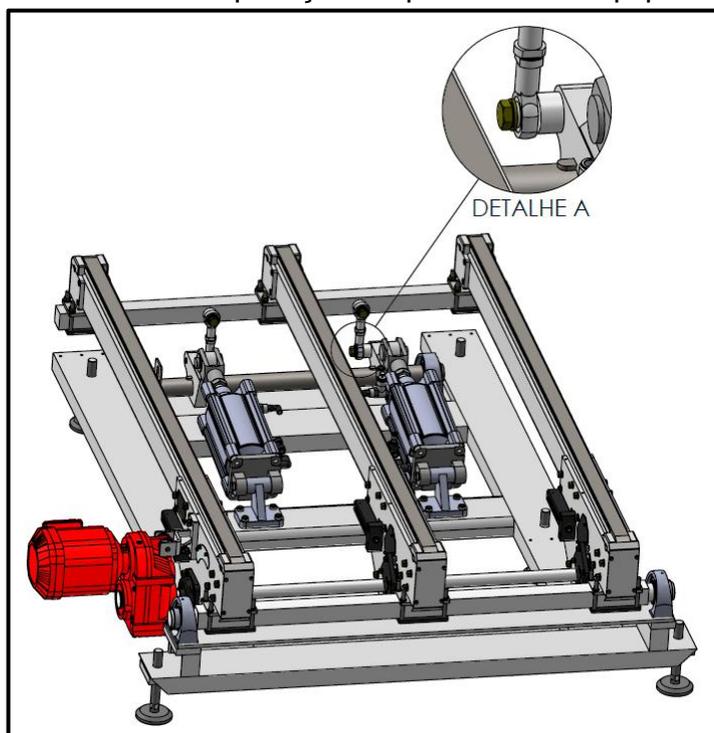
3 OBJETO DE ESTUDO

Na sequência serão descritas as principais características do objeto de estudo referente à sua aplicação e os estágios de funcionamento do equipamento. Posteriormente, o agente transmissor do carregamento que o elemento é submetido durante trabalho, bem como a capacidade máxima do equipamento serão apresentados. Por fim, o ponto e o histórico de falhas serão mencionados.

3.1 DETALHAMENTO DO OBJETO DE ESTUDO

Aplicado em um módulo de esteira transportadora com elevação, o parafuso sob a análise de falha por fadiga tem como função exercer a união da ponteira rotular que suporta os conjuntos das longarinas de correntes com a peça responsável por transmitir o movimento mecânico gerado pelo acionamento do cilindro pneumático. Através da Figura 19 é possível observar o ponto que o componente é instalado no equipamento.

Figura 19 - Ponto de aplicação do parafuso no equipamento.



Fonte: Autor (2021).

As principais características técnicas ligadas ao parafuso podem ser vistas no Quadro 1.

Quadro 1 - Dados referentes ao parafuso utilizado no módulo de esteira.

| | |
|----------------------------------|-------------------|
| Material | Aço Médio Carbono |
| Acabamento Superficial | Bicromatizado |
| Bitola | M16 |
| Comprimento | 80 mm |
| Classe | 8.8 |
| Resistência à Tração | 800 MPa |
| Resistência ao escoamento | 640 MPa |
| Norma Mecânica | ISO 898-1 |

Fonte: Ciser (2021).

3.2 ETAPAS DE FUNCIONAMENTO DO EQUIPAMENTO

Para o entendimento de como os carregamentos incidem no objeto de estudo, bem como a frequência que o elemento é solicitado, na sequência será descrito o ciclo de operação do equipamento, o qual é constituído por três etapas.

Antes que haja o avanço do palete de produto sobre o módulo de esteira com elevação, a primeira etapa é caracterizada pelo recuo do cilindro, que por consequência origina a elevação do sistema.

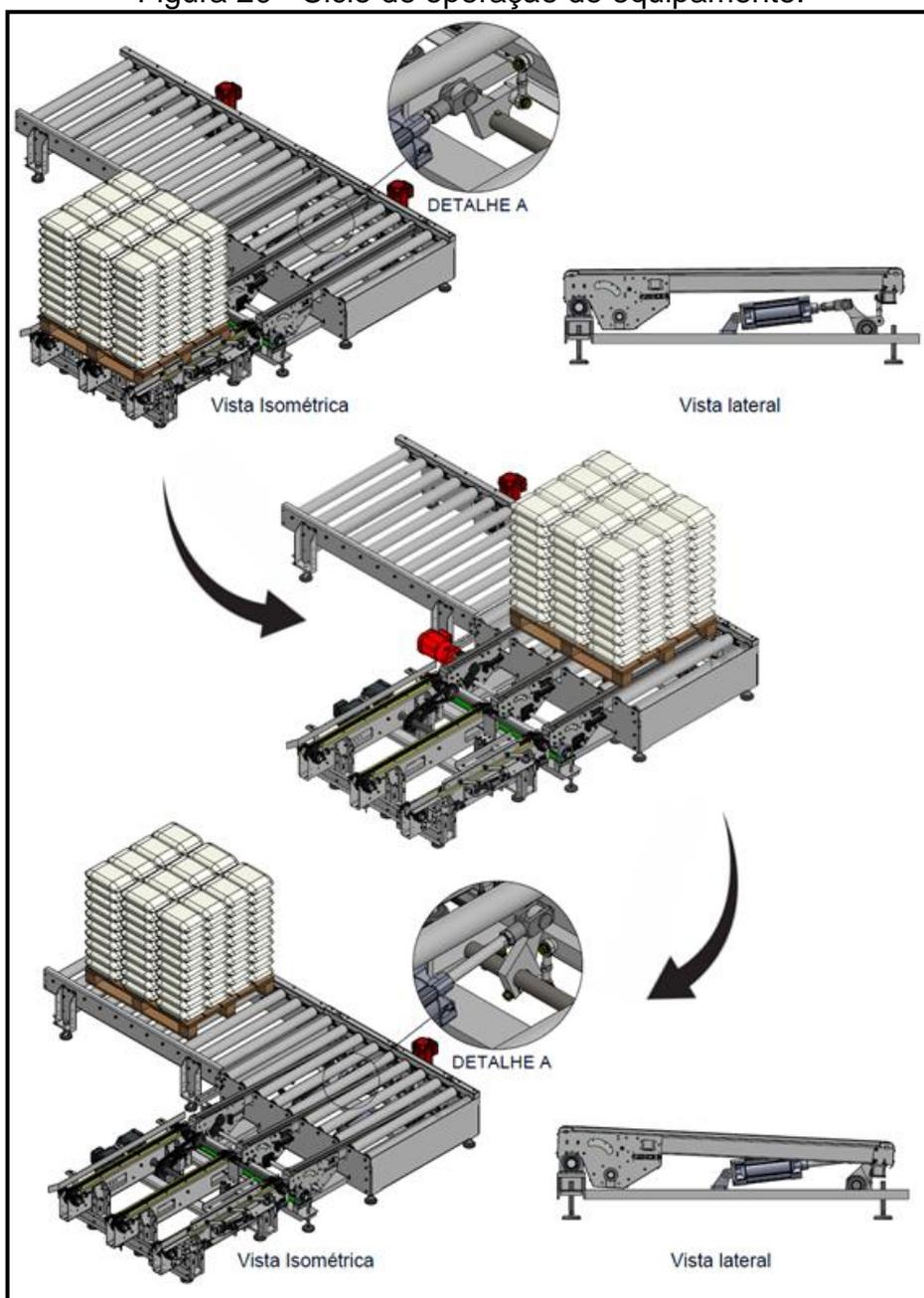
Com o módulo elevado, o palete é movimentado sobre o equipamento. Nesta etapa é quando o estrado com o produto do cliente atinge a posição mais crítica para o elemento de fixação em estudo, ou seja, a qual ocasiona o maior carregamento no parafuso.

Por fim, para que o palete avance novamente, é feito o descendimento do sistema através do acionamento do atuador pneumático. Deste modo, o palete toca os roletes e segue o fluxo de movimento para a próxima operação.

Todas as etapas citadas estão demonstradas de forma sequencial na Figura 20.

Conforme citado, o carregamento cíclico que o parafuso é submetido está ligado diretamente ao movimento do palete. Sua caracterização é feita pelo intervalo de tempo entre o avanço e recuo do cilindro pneumático, sendo que este tempo é definido de acordo com a capacidade produtiva solicitada pelo cliente. Por isso, maiores produções reduzem este intervalo de tempo, e consequentemente elevam a frequência dos esforços atuantes no parafuso. Produções menores aumentam esta diferença de tempo entre acionamento.

Figura 20 - Ciclo de operação do equipamento.

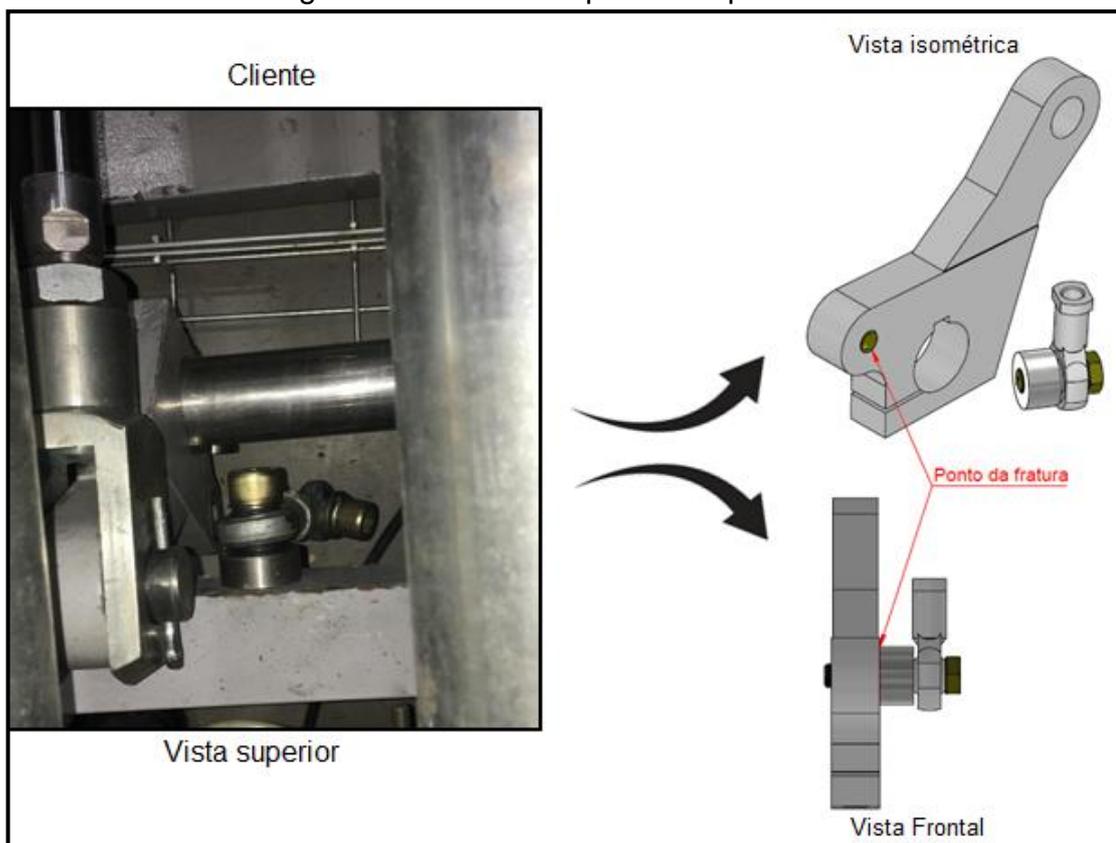


Fonte: Autor (2021).

3.3 INFORMAÇÕES DA FALHA

O ponto da quebra resultante do carregamento variável pode ser visto na Figura 21. Nota-se que a fratura acontece na seção transversal do primeiro filete de rosca, referente à superfície da peça que o parafuso está fixado. O colapso acontece nesta região por motivos já citados no capítulo anterior.

Figura 21 - Ponto da quebra do parafuso.



Fonte: Autor (2021).

No Quadro 2 é possível observar as variáveis de operação para este caso, bem como uma estimativa do número de ciclos até o colapso, de acordo com as informações recebidas pelo cliente. Sendo assim, o número de ciclos foi calculado de acordo com o tempo médio de falhas.

Quadro 2 - Número de ciclos até a fratura do parafuso.

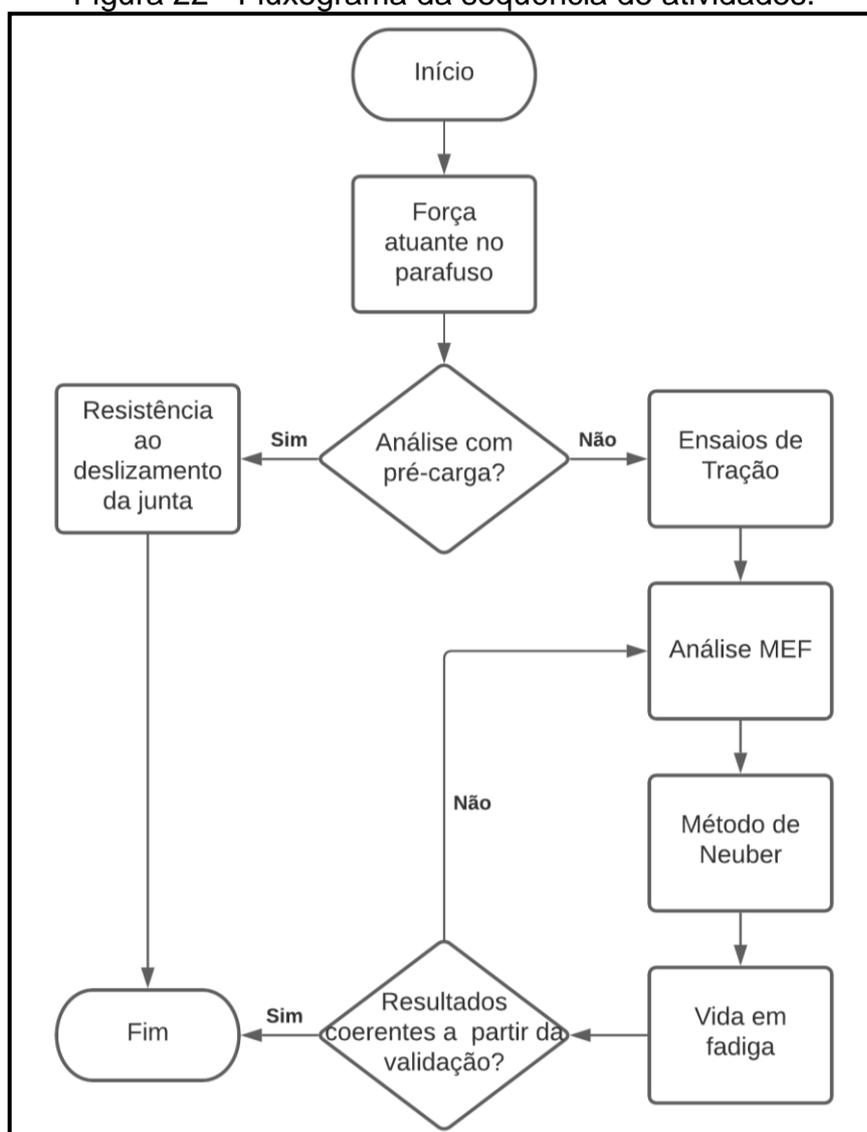
| | |
|--|------|
| Tempo entre acionamento (min) | 7 |
| Uso diário do equipamento (horas) | 24 |
| Tempo médio entre quebras (dias) | 10 |
| Números de ciclos | 2056 |

Fonte: Autor (2021).

4 MATERIAIS E MÉTODO

Neste tópico serão abordadas as etapas necessárias para atingir o objetivo deste trabalho. Primeiramente será descrita a maneira que a força atuante no objeto de estudo será obtida. Na sequência serão demonstrados os procedimentos realizados para execução dos ensaios de tração e obtenção das propriedades mecânicas do parafuso. Posteriormente será abordado o modelo numérico, a simplificação e a metodologia da convergência de tensão para refinamento da malha na análise por MEF. Por fim, será apresentada a aplicação do método de Neuber e a metodologia utilizada para estimar a vida em fadiga do parafuso. O fluxograma sequencial das atividades está demonstrado na Figura 22.

Figura 22 - Fluxograma da sequência de atividades.

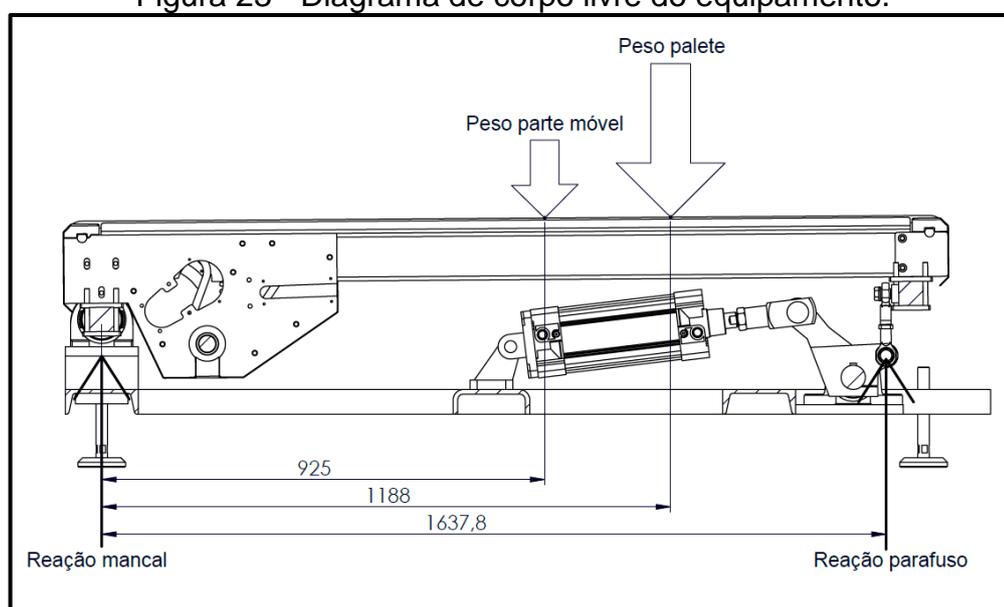


Fonte: Autor (2021).

4.1 FORÇA ATUANTE NO ELEMENTO DE FIXAÇÃO

A partir da posição máxima do palete sobre o módulo de esteira é possível determinar o carregamento aplicado no parafuso. Desta forma, o esforço atuante será obtido por intermédio do DCL da Figura 23, o qual permite observar os pontos de reação obtidos por meio da carga imposta pelo peso do palete e da parte móvel. Esta força será utilizada na modelagem do problema pelo MEF e para avaliar a resistência ao deslizamento da junta parafusada.

Figura 23 - Diagrama de corpo livre do equipamento.



Fonte: Autor (2021).

Com as dimensões estabelecidas, através do somatório de momentos no mancal $\sum M_M$, é possível determinar a reação no parafuso R_P .

Como visto na Figura 19, o módulo de esteira é composto por três conjuntos de longarinas com corrente. Para determinar o peso da parte móvel P_M , considerou-se também o peso dos elementos de fixação que compõem este conjunto, totalizando um P_M de 1750 N. Considerando que a carga máxima de palete C_p que o equipamento suporta é de 2000 kg, valor adotado internamente, através da Equação (20) é encontrado então o esforço no parafuso.

$$+\cup \sum M_M = C_p * 1188 + P_M * 925 - R_P * 1637 = 0 \quad (20)$$

Por haver duas ponteiros rotulares e conseqüentemente dois parafusos para fixá-las individualmente, a reação encontrada no elemento de fixação é dividida por dois. Este cálculo leva em consideração a simetria de montagem, peso uniforme do palete e da parte móvel. Desta forma, considerando as características citadas, o esforço que incide em cada parafuso é de 7,7 KN.

4.2 RESISTÊNCIA AO DESLIZAMENTO DA JUNTA

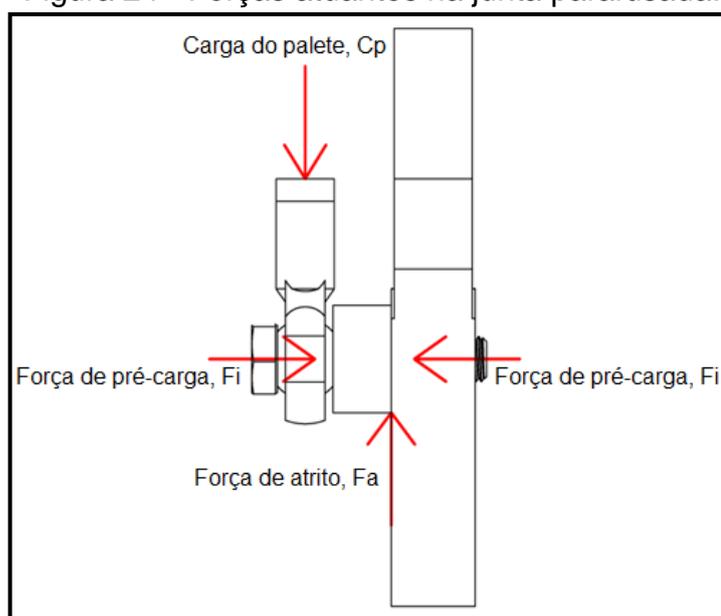
Para o cálculo da resistência da junta será utilizada a condição imposta por Bickford (2008), onde $F_{at} \geq L_X$.

Para determinação da capacidade de resistência ao deslizamento, encontrada a partir da Equação (15), o coeficiente de atrito utilizado será de 0,2, valor recomendado pelo *software Solid Works Simulation*, respeitando também a faixa estipulada pela VDI de 0,1 até 0,23 para aplicações de aço com aço.

Já a pré-carga utilizada será a recomendada pela fabricante de parafusos Ciser, onde em seu catálogo, para elementos de fixação M16 classe 8.8 o recomendado para atingir força de aperto igual a 80% da carga de prova é um torque de 210 N.m. A carga de prova utilizada pelo fornecedor é de 91.000 N.

Características como a direção dos vetores e as forças envolvidas para o cálculo da resistência ao deslizamento da junta estão demonstradas na Figura 24.

Figura 24 - Forças atuantes na junta parafusada.



Fonte: Do autor (2021).

4.3 ENSAIOS DE TRAÇÃO

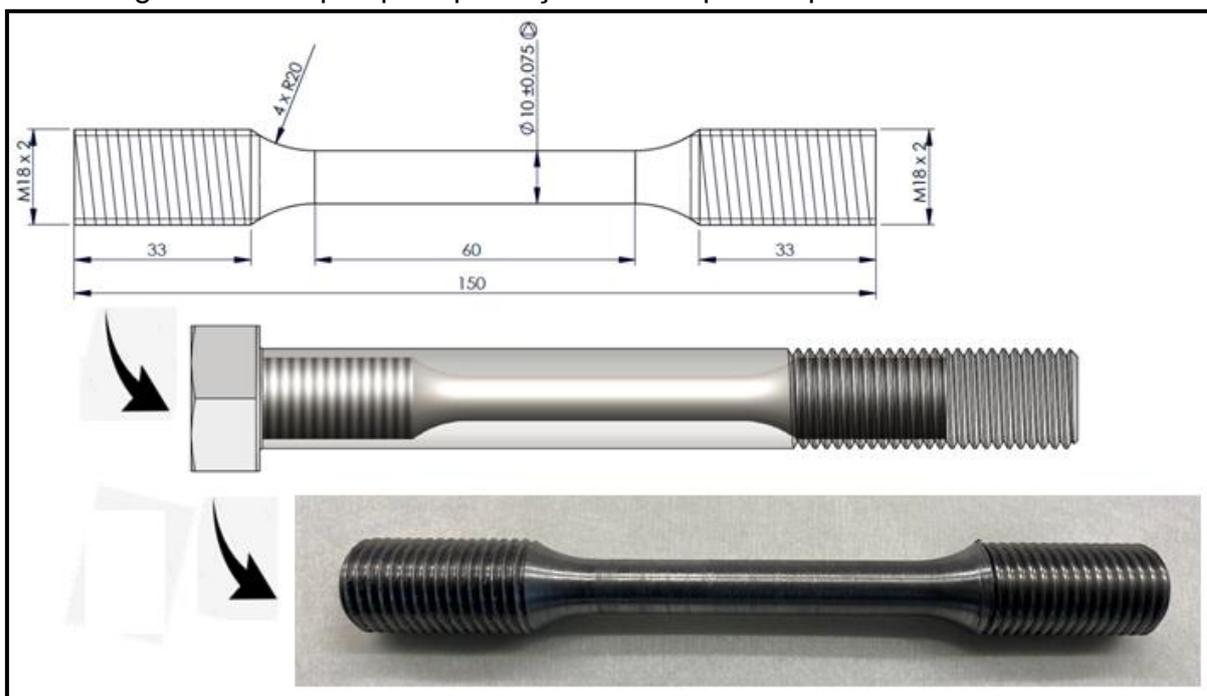
Com a finalidade da obtenção das propriedades mecânicas para aplicação do método de Neuber, foram realizados ensaios de tração de acordo com as normas NBR ISO 6892 e ASTM E646.

Os testes realizados de acordo com a norma NBR ISO 6892 tem por objetivo a obtenção do módulo de elasticidade, limite de escoamento e resistência última à tração, enquanto os ensaios efetuados por meio da normativa ASTM E646 tem como intuito determinar o coeficiente e expoente de encruamento do parafuso classe 8.8.

Para que fosse possível produzir os corpos de prova nas dimensões requeridas pelas normas de ambos os ensaios, os espécimes foram extraídos a partir da usinagem de parafusos com maiores dimensões, no entanto, da mesma classe do aplicado no estudo de caso.

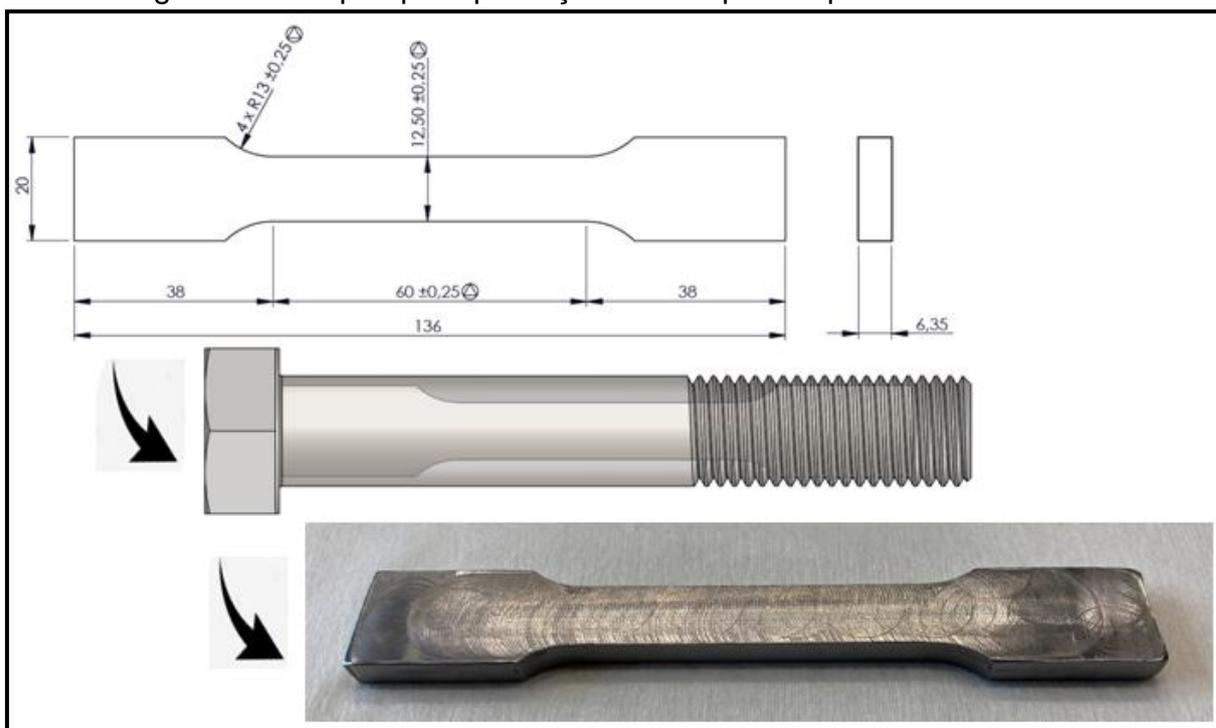
Foram adquiridos parafusos M22 x 180 para usinagem dos corpos de prova NBR ISO 6892 e M24 x 150 para os ensaios ASTM E646. As dimensões dos espécimes, a representação do aproveitamento do parafuso para usinagem e o corpo de prova usinado contemplam parte das etapas realizadas e podem ser vistas de maneira sequencial através das figuras Figura 25 e Figura 26.

Figura 25 - Etapas para produção dos corpos de prova NBR ISO 6892.



Fonte: Autor (2021).

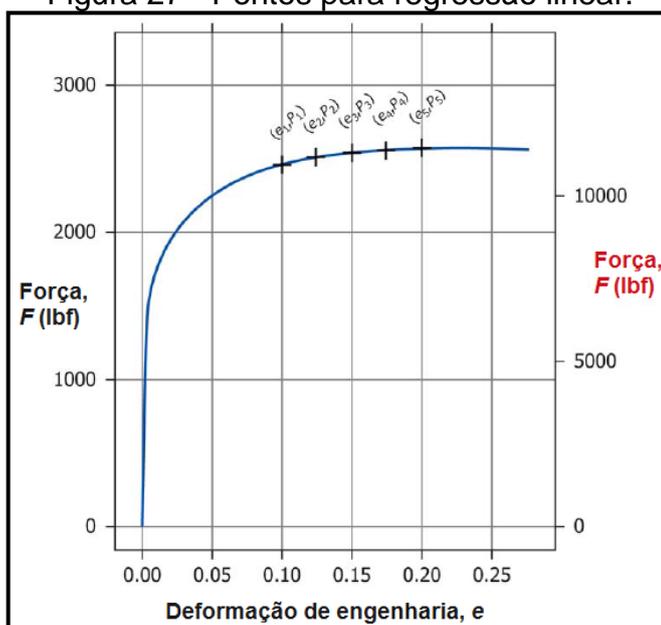
Figura 26 - Etapas para produção dos corpos de prova ASTM E646.



Fonte: Autor (2021).

Para obtenção do fator de encruamento n e o coeficiente de encruamento k , a ASTM determina que devem ser retirados ao menos cinco pontos da curva força versus deformação obtida nos ensaios, como mostra a Figura 27. Posteriormente, com os pontos determinados deve ser feita a regressão linear.

Figura 27 - Pontos para regressão linear.



Fonte: Adaptado de ASTM (2016).

Deste modo, respectivamente pela Equação (21) e Equação (22), é possível determinar o expoente e coeficiente de encruamento.

$$n = \frac{N \sum_{i=1}^N (\log \varepsilon_i \log \sigma_i) - (\sum_{i=1}^N \log \varepsilon_i) (\sum_{j=1}^N \log \sigma_j)}{N \sum_{i=1}^N (\log \varepsilon_i)^2 - (\sum_{i=1}^N \log \varepsilon_i)^2} \quad (21)$$

$$\log K = \frac{\sum_{i=1}^N (\log \sigma_i) - n \sum_{i=1}^N \log \varepsilon_i}{N} \quad (22)$$

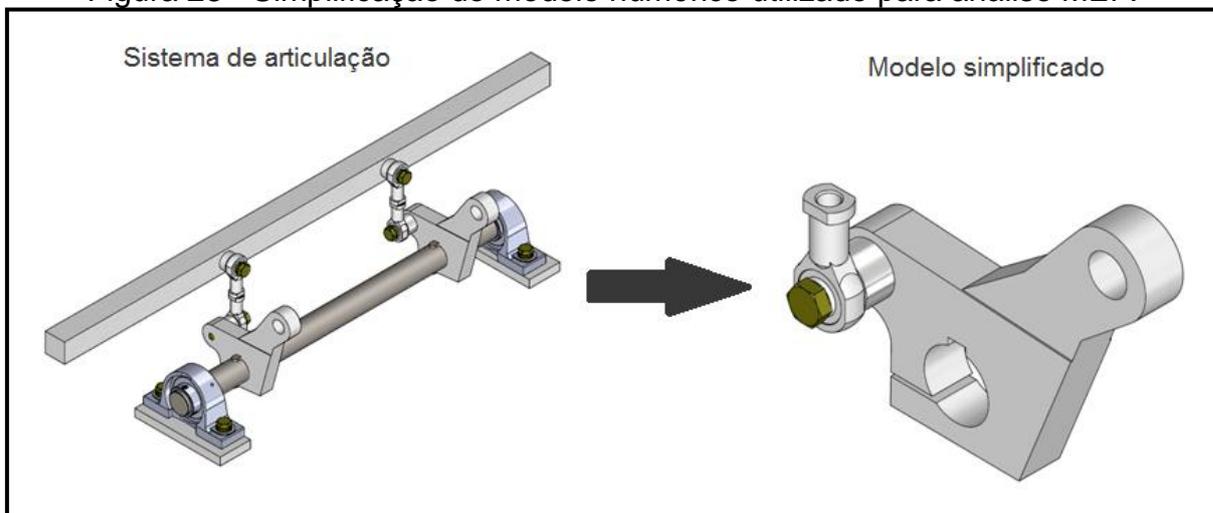
Sendo que N é o número de pontos selecionados da curva tensão-deformação. As variáveis ε e σ representam a deformação e tensão real, as quais são encontradas a partir da conversão da deformação e tensão de engenharia resultantes dos ensaios.

4.4 ANÁLISE MEF

Com o intuito da obtenção das tensões lineares nos filetes do parafuso através da análise linear estática, esta realizada por meio do programa *Solid Works Simulation*, este tópico consiste na simplificação, aplicação das conexões, dos acessórios de fixação, carregamentos e por fim, o refinamento da malha.

Para redução do tempo da etapa de processamento e pelo fato de existir a simetria de projeto do conjunto que compõe o sistema de articulação, foi realizada a simplificação do modelo numérico para análise. A simplificação do modelo por ser vista por meio da Figura 28.

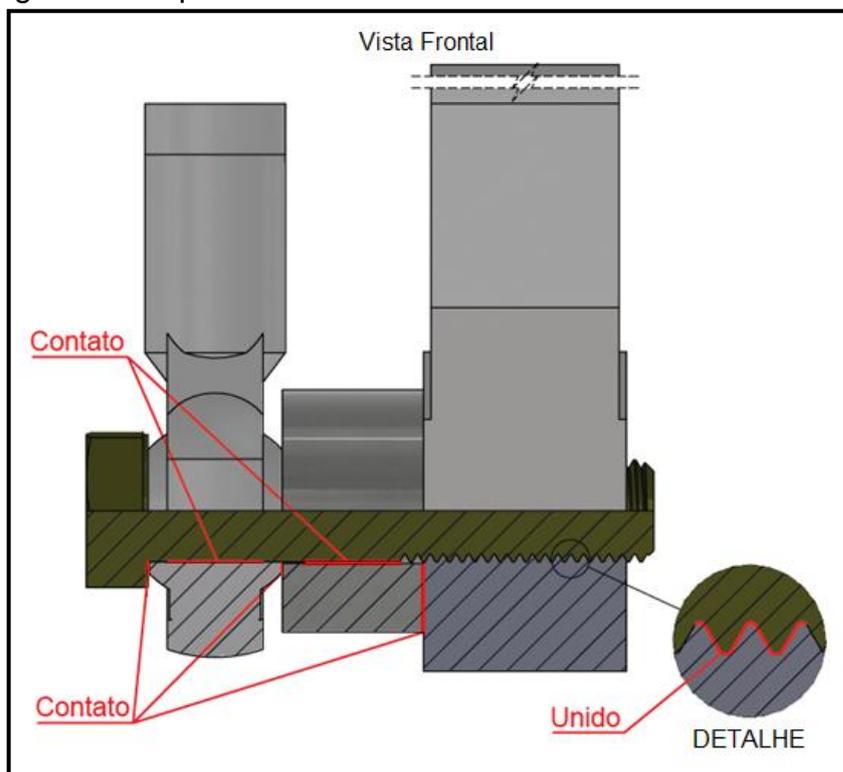
Figura 28 - Simplificação do modelo numérico utilizado para análise MEF.



Fonte: Do autor (2020).

Os tipos de conexões utilizadas no conjunto de simulação foram do tipo de contato e união. Para as conexões do tipo de contato aplicou-se um coeficiente de atrito de 0,2, respeitando o limite estabelecido pela VDI e a faixa recomendada pelo *software*. O uso da conexão do tipo unido somente nos filetes da rosca do parafuso, tem como objetivo a avaliação das tensões máximas com a perda total da pré-carga. A Figura 29 demonstra os tipos e pontos de aplicação das conexões.

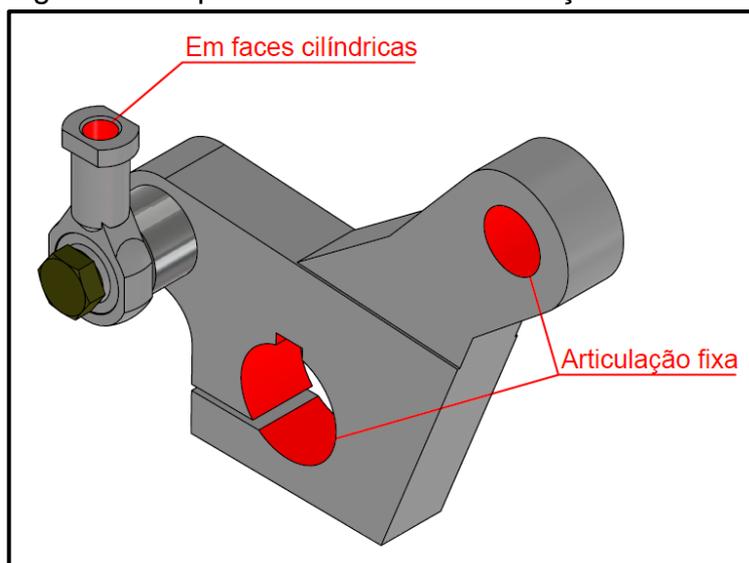
Figura 29 - Tipos de conexões utilizadas no modelo numérico.



Fonte: Autor (2021).

Com o propósito de efetuar a equivalência dos pontos de restrição do conjunto de simulação com o sistema original, utilizaram-se os acessórios de articulação fixa e em faces cilíndricas. O uso da articulação fixa limita a movimentação radial, da mesma forma do que ocorre no projeto original quando há o atingimento do fim de curso pelo atuador pneumático. Por fim, para manter somente a movimentação vertical da ponteira rotular, aplicou-se o acessório de fixação em faces cilíndricas com restrição de movimentação radial, como mostra a Figura 30.

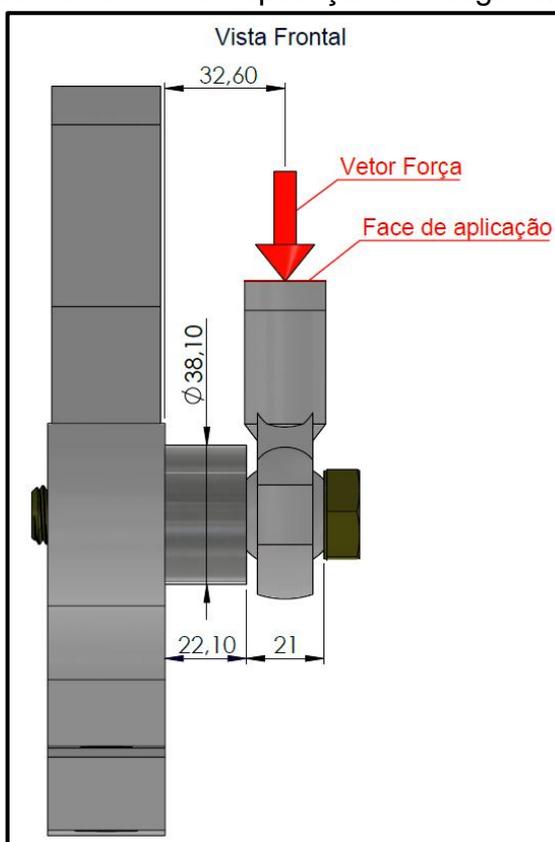
Figura 30 - Tipos de acessórios de fixação utilizados.



Fonte: Autor (2021).

Para aplicação da carga externa foi escolhida a face superior da ponteira rotular, componente responsável por transmitir todo peso do palete que incide no objeto de estudo. A superfície selecionada está ilustrada na Figura 31.

Figura 31 - Ponto de aplicação da carga externa.



Fonte: Autor (2021).

Com a aplicação das conexões, acessórios de fixação e força externa, a etapa da geração e refinamento da malha é então efetuada. Para esta fase, o próprio recurso de geração de malhas do *SolidWorks Simulation* foi utilizado. A malha criada foi do tipo sólido tetraédrico, baseada em curvaturas, com um tamanho máximo de elementos de 5 mm e mínimo de 0,25 mm.

Para uma malha com maior qualidade, nos filetes de rosca do parafuso aplicou-se o comando de controle de malha com elementos de menor dimensão. O refinamento da malha para determinar o tamanho adequado do elemento foi feito de acordo com a convergência de tensão máxima. A Tabela 1 demonstra a magnitude da tensão com a mudança do tamanho de elemento no filete de rosca do parafuso.

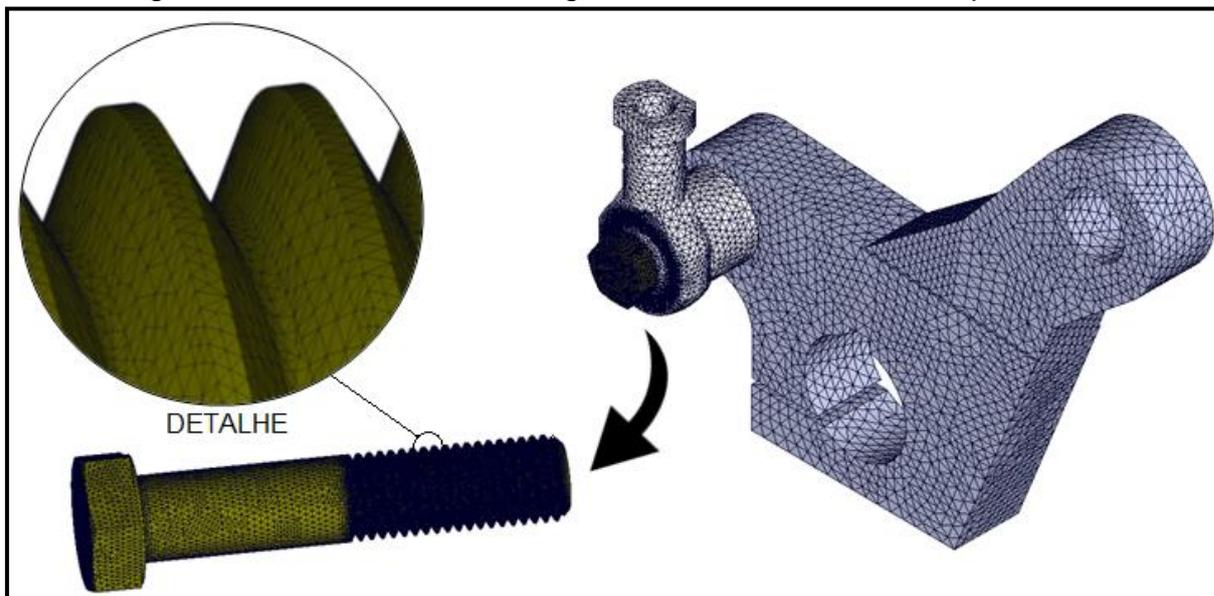
Tabela 1 - Refinamento da malha através da convergência de tensão.

| Tamanho de elemento (mm) | Número de elementos | Tensão máxima (MPa) | Variação da tensão (%) |
|---------------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------------|
| 0,5 | 537.974 | 847,7 | - |
| 0,45 | 588.235 | 875,4 | 3,3 |
| 0,40 | 635.384 | 902,6 | 3,1 |
| 0,35 | 800.471 | 857,8 | 5,0 |
| 0,30 | 988.726 | 774,3 | 9,7 |
| 0,25 | 1.702.687 | 771,5 | 0,4 |
| 0,20 | 2.189.056 | 778,4 | 0,9 |
| 0,15 | 2.881.850 | 782,1 | 0,5 |
| 0,10 | 5.193.085 | 776,2 | 0,8 |

Fonte: Autor (2021).

Nota-se que a convergência ocorreu próxima à faixa de 0,25 mm, região que apresentou pouca variação de tensão. Por haver a menor variação, a dimensão do elemento escolhido para a análise foi de 0,25 mm. A malha criada a partir do tamanho de elemento determinado pode ser vista na Figura 32.

Figura 32 - Detalhes da malha gerada no filete de rosca do parafuso.



Fonte: Autor (2021).

4.5 APLICAÇÃO DO MÉTODO DE NEUBER

A aplicação do método de Neuber tem como objetivo a conversão da tensão linear obtida na simulação por elementos finitos.

Para encontrar a tensão elastoplástica no entalhe do parafuso por meio desta regra, foi desenvolvido neste tópico uma planilha que contém todos os dados necessários para criação da curva de Neuber e de Ramberg-Osgood, ambas obtidas respectivamente pela Equação (17) e Equação (18).

Além da tensão linear, dados de entrada como o coeficiente e expoente de encruamento, bem como o módulo de elasticidade, também estão inseridos no documento, além da relação linear da tensão-deformação do material representada no gráfico com a curva de Neuber. A planilha com o método de Neuber preenchida com os valores obtidos no ensaio pode ser visualizada no Anexo A.

4.6 VIDA EM FADIGA

Para estimativa de vida do parafuso será realizada a abordagem de fadiga baseada em deformação, onde principal método aplicado será o da inclinação universal proposta por Lemaitre e Chaboche (1990), representado pela Equação (8).

Também serão utilizados para obter o número de ciclos os métodos que levam em consideração a tensão média não nula, como os métodos de Morrow, Morrow modificado e SWT. A curva deformação-vida obtida por estes métodos é determinada respectivamente pela Equação (10), Equação (11) e Equação (12).

Por não haver a disponibilidade das propriedades de fadiga referentes ao material do parafuso classe 8.8, para esta etapa do trabalho serão selecionados alguns materiais do relatório SAE J1099 que possuam propriedades próximas das encontradas nos ensaios de tração. A utilização deste relatório técnico sobre propriedades de fadiga de baixo ciclo de materiais ferrosos e não ferrosos tem como finalidade verificar o impacto da variação destas propriedades na curva tensão-deformação quando comparada com a curva da inclinação universal proposta por Lemaitre e Chaboche (1990).

Tabela 2 - Propriedades de fadiga de diversos materiais ferrosos.

| Material | $\sigma_{Escoamento}$(MPa) | $\sigma_{Tração}$(MPa) | σ'_f(MPa) | b | ϵ'_f | c |
|---------------------|--|--|------------------------------------|-----------------------|---------------------------------|-----------------------|
| 1010 ^{1,4} | 200 | 331 | 499 | -0,100 | 0,104 | -0,408 |
| 1015 ^{1,4} | 228 | 414 | 884 | -0,124 | 0,729 | -0,581 |
| 1025 ^{1,4} | 306 | 547 | 934 | -0,107 | 0,590 | -0,520 |
| 1035 ^{1,7} | 443 | 641 | 2034 | -0,172 | 3,670 | -0,860 |
| 1040 ^{6,7} | 637 | 759 | 1311 | -0,103 | 0,848 | -0,612 |
| HF 80 ¹ | 642 | 719 | 2008 | -0,131 | 7,185 | -0,985 |
| 80Y90T ⁵ | 603 | 747 | 2744 | -0,173 | 0,448 | -0,548 |
| 4130 ⁸ | 778 | 896 | 1261 | -0,077 | 0,985 | -0,648 |
| 4140 ⁸ | 848 | 938 | 1163 | -0,062 | 2,360 | -0,765 |
| 4340 ¹ | 634 | 827 | 1198 | -0,095 | 0,522 | -0,563 |
| 8630 ⁹ | 985 | 1144 | 1936 | -0,121 | 0,420 | -0,693 |

Fonte: Adaptado de SAE (2002).

- (1) Laminado a quente.
- (2) Fundição contínua.
- (3) Fundição de lingote.
- (4) Chapa.
- (5) Laminado a frio.
- (6) Extrudado a frio.
- (7) Barra.
- (8) Tratado termicamente.
- (9) Fundido.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

De forma a validar o modelo de construção atual da junta e definir as possíveis características que influenciam na quebra do parafuso, neste tópico apresentam-se os resultados referentes às análises com e sem pré-carga.

Além da resistência ao deslizamento da junta, também serão apresentados os resultados dos ensaios de tração, análise MEF e dos métodos utilizados para estimativa de vida em fadiga a partir das tensões não-lineares obtidas pelo método de Neuber.

Por fim, verificando a divergência dos resultados com o ocorrido na prática, faz-se necessário a validação analítica das tensões lineares determinadas pelo MEF. A partir disso, resultados de uma simulação com configuração distinta da análise inicial são demonstrados.

5.1 RESISTÊNCIA AO DESLIZAMENTO DA JUNTA

Utilizando uma força de aperto de 80% referente a uma carga de prova de 91.000 N, conforme indicação da fabricante de parafusos Ciser para elementos de fixação M16 rosca normal, e também considerando um coeficiente de atrito para aço-aço igual a 0,2, encontra-se através do uso da Equação (15) uma resistência ao deslizamento de 14.560 N. Nota-se na Figura (24), que existe somente uma superfície deslizante M que influencia na força de atrito.

De acordo com Bickford (2018), para que uma junta de atrito esteja segura ao deslizamento, a força de atrito deve ser maior que a carga externa. Como a força de atrito obtida é maior que a carga imposta pelo peso do palete e componentes móveis do equipamento, ou seja, $14.560 \text{ N} > 7.700 \text{ N}$, com a aplicação da pré-carga indicada, a união parafusada apresentada deve suportar a capacidade máxima para qual foi projetada.

Observa-se ainda que o coeficiente de segurança estático ao deslizamento da junta é igual a 1,9, desta forma a mesma deve suportar quase duas vezes a capacidade para qual foi modelada.

5.2 ENSAIOS DE TRAÇÃO

Nota-se através da realização dos ensaios de tração NBR ISO 6892 para espécimes de corpos cilíndricos, que os valores obtidos para o parafuso classe 8.8 encontram-se dentro dos limites estabelecidos pela ISO 898-1. De acordo com a normativa que rege as propriedades mecânicas de fixadores feitos de aço carbono e aço liga, parafusos classe 8.8 devem apresentar no mínimo 800 MPa de resistência à tração e conseqüentemente 640 MPa de resistência ao escoamento. Os valores destas propriedades extraídas do relatório do ensaio, documento disponível no Anexo F, estão demonstrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Resultados dos ensaios NBR ISO 6892 para fixadores classe 8.8.

| | Tensão de escoamento (MPa) | Resistência à tração (MPa) | RA (%) |
|--------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------|
| CP1 | 783,2 | 843,5 | 74 |
| CP2 | 784,7 | 847,0 | 74 |
| CP3 | 857,4 | 926,7 | 74 |
| CP4 | 765,0 | 832,9 | 34 |
| CP5 | 766,3 | 830,6 | 73 |
| Média | 791,3 | 856,2 | 66 |

Fonte: Autor (2021).

Os valores encontrados para o módulo de elasticidade apresentaram divergência dos dados teóricos para esta classe de parafuso. Devido a isso, para cálculos posteriores utilizaram-se dados disponíveis na literatura, onde Pang *et al.* (2019), afirma que fixadores classe 8.8 devem apresentar cerca de 211.700 MPa quando expostos a temperatura ambiente.

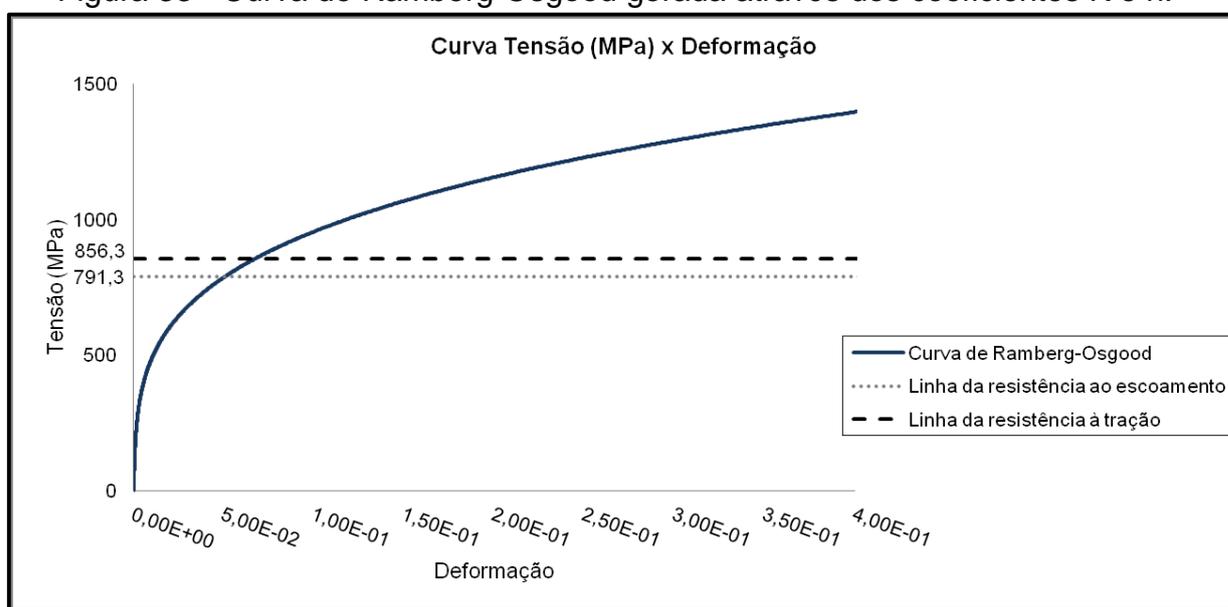
Para realizar a regressão linear a partir dos resultados obtidos dos ensaios dos corpos de seção retangular apresentados no Anexo G, utilizaram-se cinco pontos da curva tensão-deformação de cada espécime, como indica a norma ASTM E646. Com o uso da Equação (25) e Equação (26), os resultados obtidos para o expoente de encruamento n e o coeficiente de encruamento K após a regressão podem ser vistos na Tabela 4.

Tabela 4 - Valores obtidos do expoente n e coeficiente K de encruamento.

| | Expoente de encruamento n | Coeficiente de encruamento K |
|--------------|-----------------------------|--------------------------------|
| CP1 | 0,2685 | 1771 |
| CP2 | 0,2674 | 1797 |
| CP3 | 0,2387 | 1736 |
| CP4 | 0,3064 | 1888 |
| CP5 | 0,2604 | 1781 |
| Média | 0,2683 | 1794 |

Fonte: Autor (2021).

Como os pontos extraídos para determinação dos fatores de encruamento fazem parte do regime plástico, região qual o equipamento apresenta maior confiabilidade, depende-se que para esta etapa os dados não foram afetados. Deste modo, com os fatores encontrados, a curva de Ramberg-Osgood gerada por intermédio do expoente n e coeficiente de encruamento K pode ser vista na Figura 33.

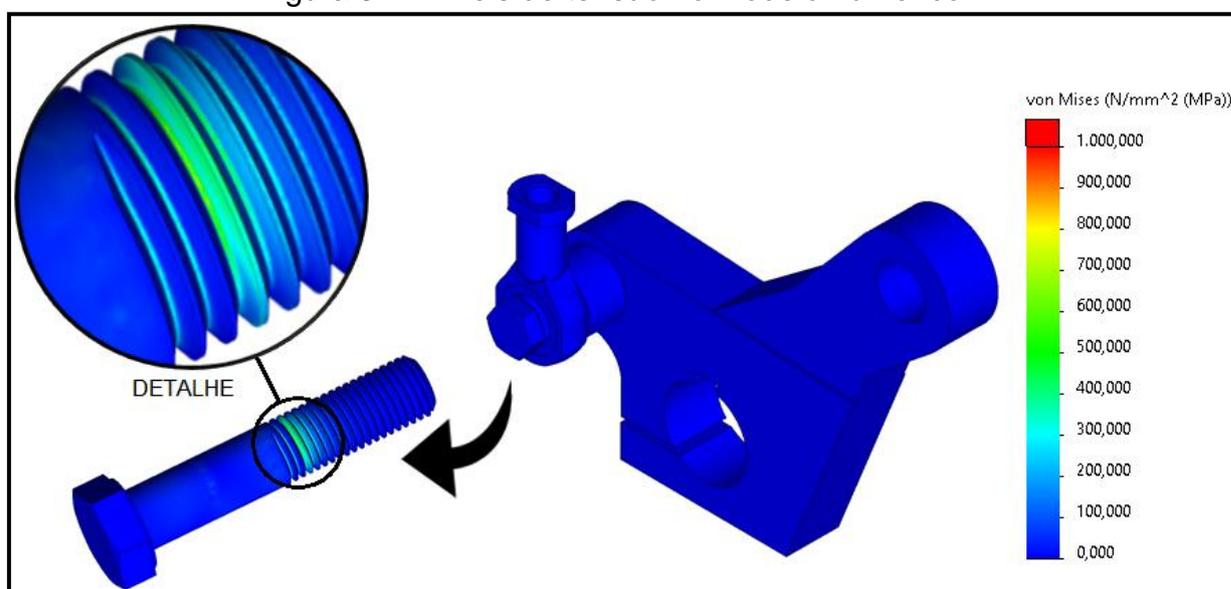
Figura 33 - Curva de Ramberg-Osgood gerada através dos coeficientes K e n .

Fonte: Autor (2021).

5.3 ANÁLISE MEF

Através da análise linear estática, percebe-se por intermédio da Figura 34 que os maiores níveis de tensão encontram-se justamente nos primeiros filetes roscados na peça responsável por transmitir o movimento de acionamento do atuador pneumático. Pelo fato do modelo numérico ter sido construído com o intuito da verificação dos efeitos da ausência da pré-carga na junta, a região de maior tensão apresentada nos resultados da análise tem coerência, visto que o ponto da falha também é presenciado neste local.

Figura 34 - Níveis de tensão no modelo numérico.

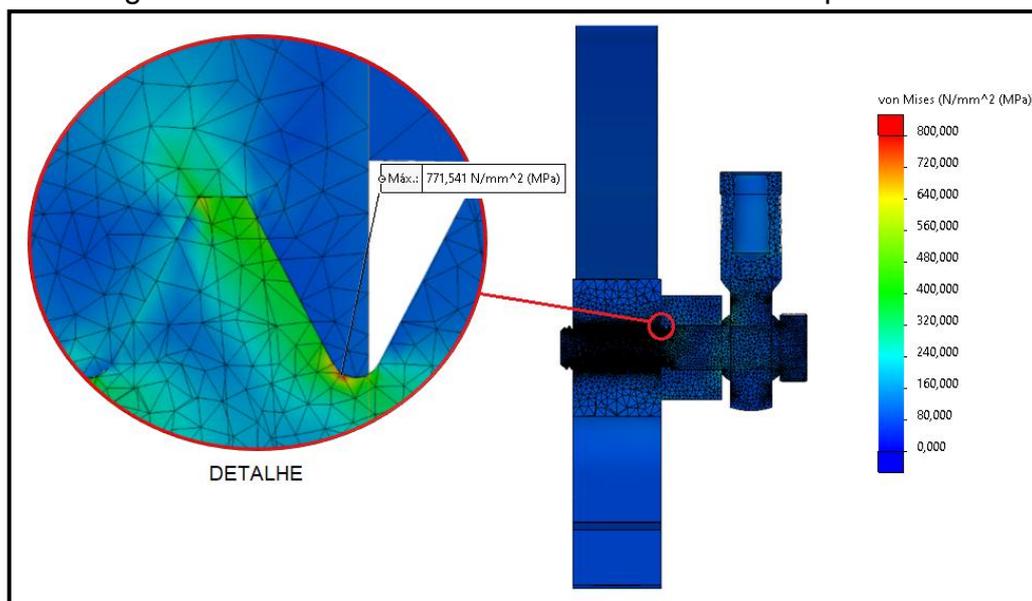


Fonte: Autor (2021).

Para que a visualização do ponto de ocorrência da máxima tensão seja possível de ser feita, através da Figura 35 observa-se o modelo numérico seccionado pelo plano médio do parafuso. Com a exibição da malha no plano de visualização, verifica-se que o ponto de maior tensão ocorre no primeiro filete do elemento de fixação, região com o menor tamanho de elemento e com efeitos de concentração de tensão caracterizadas pela geometria do corpo do parafuso.

Percebe-se ainda mediante a observação do detalhe da Figura 35, que apesar do elemento de tamanho 0,25 mm ser próximo da dimensão do raio do filete do parafuso, houve a disposição de mais de um elemento ao longo do filete devido à utilização do gerador de malhas baseado em curvatura.

Figura 35 - Ponto de máxima tensão nos filetes do parafuso.



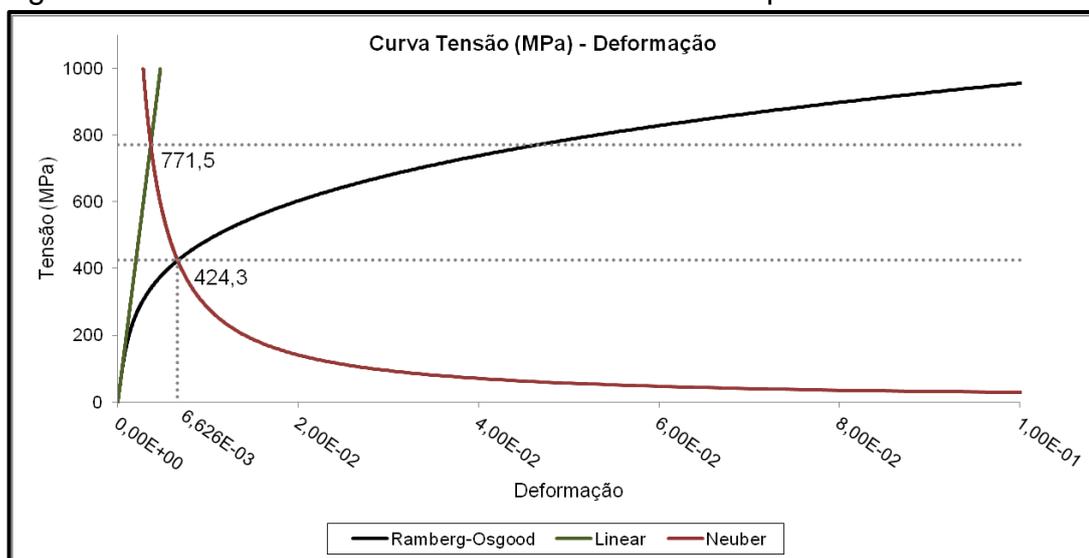
Fonte: Autor (2021).

5.4 MÉTODO DE NEUBER

Introduzindo o módulo de elasticidade e as propriedades de encruamento do parafuso na planilha do Anexo A, observa-se na intersecção das curvas de Ramberg-Osgood e Neuber, que a tensão MEF linear de 771,5 MPa resulta em um valor corrigido de tensão igual a 424,3 MPa, com uma deformação de $6,626 \times 10^{-3}$.

Pode-se perceber através dos valores corrigidos da Figura 36, que devido ao início do escoamento local no entalhe do parafuso, deformações maiores das estimadas pelo comportamento elástico são presenciadas.

Figura 36 - Conversão da máxima tensão MEF linear pelo método de Neuber.



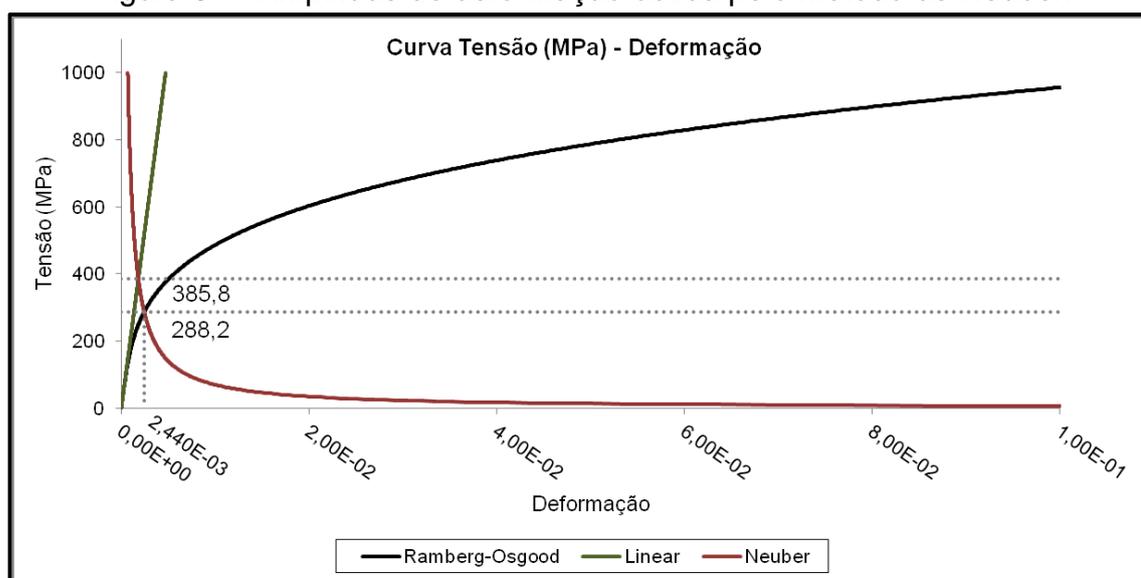
Fonte: Autor (2021).

A ocorrência deste efeito está ligada com o aumento do fator de concentração de deformação após o início da deformação plástica, comportamento contrário do que é visto com a relação de tensão de entalhe e nominal.

Nota-se também que o ponto de correção da tensão linear ficou em uma região afastada da qual foram extraídos os pontos utilizados para obtenção dos fatores n e K , ou seja, uma região obtida por extrapolação. Esta característica afeta diretamente na confiabilidade dos valores de vida em fadiga demonstrados posteriormente.

Quanto à obtenção da amplitude de deformação utilizada na estimativa de vida em fadiga sob deformação, observa-se na Figura 37 que a partir da tensão média corrigida, a amplitude encontrada é igual a $2,440 \times 10^{-3}$.

Figura 37 - Amplitude de deformação obtida pelo método de Neuber.



Fonte: Autor (2021).

5.5 VIDA EM FADIGA

Inicialmente, os métodos utilizados para estimativa de vida em fadiga foram baseados na tensão máxima corrigida de 424,3 MPa, deformação máxima de $6,626 \times 10^{-3}$, amplitude de deformação igual a $2,440 \times 10^{-3}$, valor mínimo estipulado pela ISO 898-1 para resistência última à tração de 800 MPa e módulo de elasticidade de 211.700 MPa. Posteriormente, com a validação analítica das tensões obtidas por análise numérica, demonstram-se os novos resultados encontrados.

Com os resultados da estimativa de vida em fadiga referente à análise inicial pelos diferentes métodos implementados da abordagem deformação-vida, percebe-se que em todas as ocasiões os valores encontrados ficaram com uma grande diferença em relação à vida média de 2.056 ciclos apresentada no histórico de falha, como mostra a Tabela 5.

Tabela 5 - Vida em ciclos do parafuso obtida a partir da análise MEF inicial.

| Método | | | | | | |
|----------------------------|---------------|--------|--------------------------|--------|------------|-----------|
| Lemaitre e Chaboche | Morrow | | Morrow modificado | | SWT | |
| Vida | Aço | Vida | Aço | Vida | Aço | Vida |
| 13.243 | SAE 1040 | 41.759 | SAE 1040 | 41.760 | SAE 1040 | 79.596 |
| | 80Y90T | 50.481 | 80Y90T | 50.498 | 80Y90T | 58.392 |
| | SAE 4130 | 70.827 | SAE 4130 | 70.827 | SAE 4130 | 668.328 |
| | SAE 4140 | 67.493 | SAE 4140 | 67.493 | SAE 4140 | 3.826.179 |
| | SAE 4340 | 43.846 | SAE 4340 | 43.848 | SAE 4340 | 89.186 |

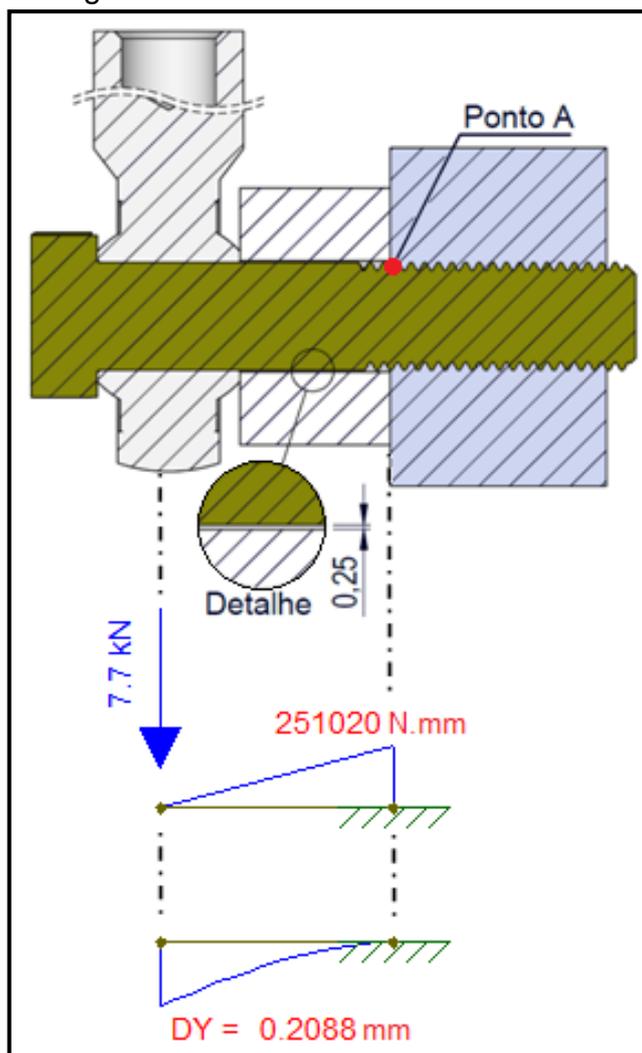
Fonte: Autor (2021).

Nota-se que por ser a abordagem indicada para aplicações onde ocorre a plastificação local e mesmo assim a vida estimada pelos diferentes métodos ficar acima do valor observado pelo histórico de falha, atribui-se que o principal fator causador desta divergência pode estar atrelado a utilização de uma tensão inferior e consequentemente uma menor deformação para os cálculos de vida em fadiga.

Desta forma, com a necessidade da validação das tensões encontradas inicialmente, a representação da junta sem pré-carga faz com que o parafuso possa ser modelado como uma viga em balanço engastada em uma das extremidades. A partir desta consideração dados como deflexão máxima, momento máximo podem ser extraídos, bem como a máxima tensão no ponto mais crítico da seção transversal do primeiro filete roscado.

Certificando-se desta forma dos valores de tensão obtidos pela análise MEF inicial, nota-se através do diagrama de momento fletor e deflexão, ambos obtidos por intermédio do *software* Ftool, que a máxima deflexão e momento fletor no parafuso é igual a 0,2088 mm e 251.020 N.mm, conforme Figura 38. Por isso, devido à folga na bucha ser igual a 0,25 mm no raio e 0,5 mm no diâmetro, todo momento fletor é suportado pelo parafuso.

Figura 38 - Diagrama do momento fletor e deflexão no parafuso.

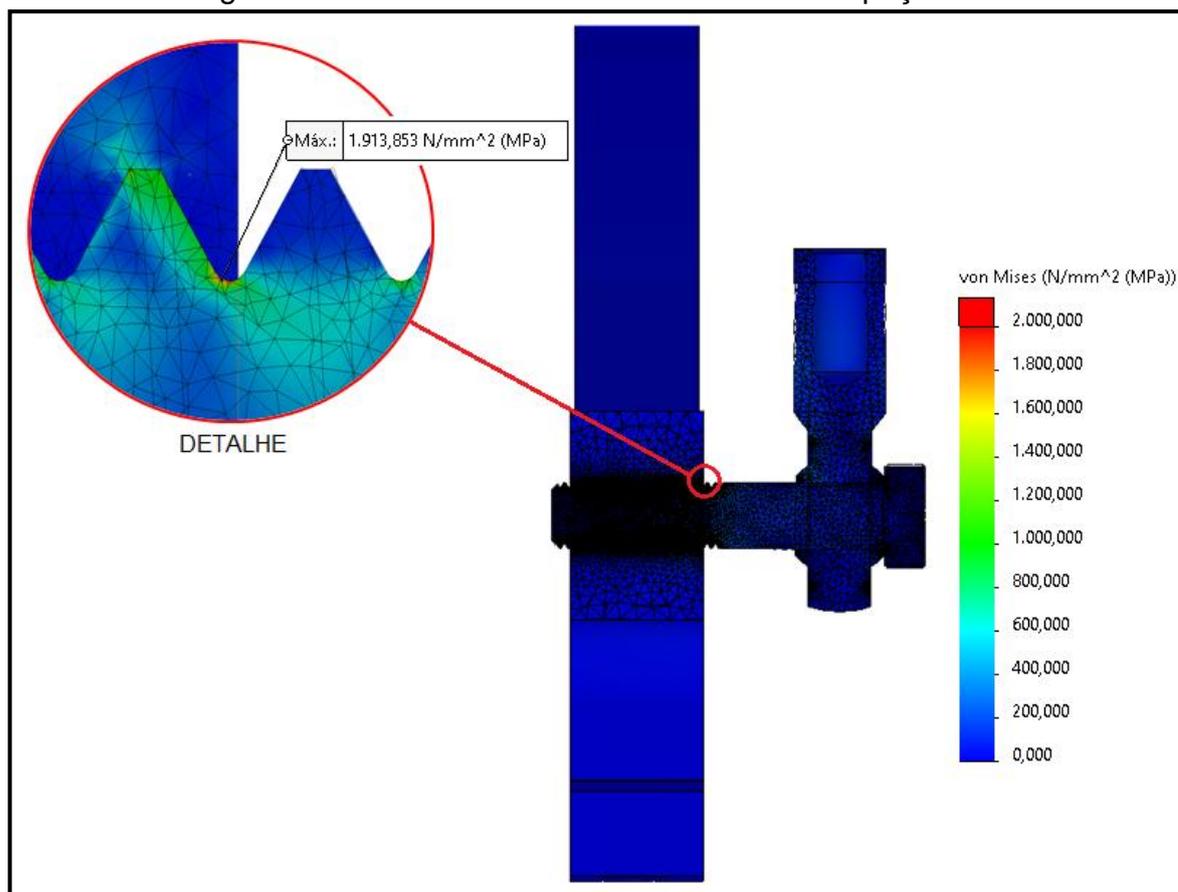


Fonte: Autor (2021).

Considerando a área trativa do parafuso igual a 157 mm^2 , valor encontrado no catálogo da fabricante Ciser, obtém-se para o ponto A da Figura 38 uma tensão de $904,4 \text{ MPa}$. Nota-se também que este valor de tensão linear obtido analiticamente não leva em consideração o efeito de concentração de tensão que existe nos filetes do parafuso.

Deste modo, conclui-se que alguma condição de contato da análise MEF realizada inicialmente seja a responsável por restringir parte da transmissão da carga ao parafuso. Por isso, atribuindo o efeito de inibição de deslocamento a iteração local do tipo contato do parafuso com a bucha, o que consequentemente faz com que a bucha suporte parte da carga, outra simulação sem este componente foi realizada. Os novos níveis de tensão estão demonstrados na Figura 39.

Figura 39 - Análise MEF linear sem a bucha espaçadora.



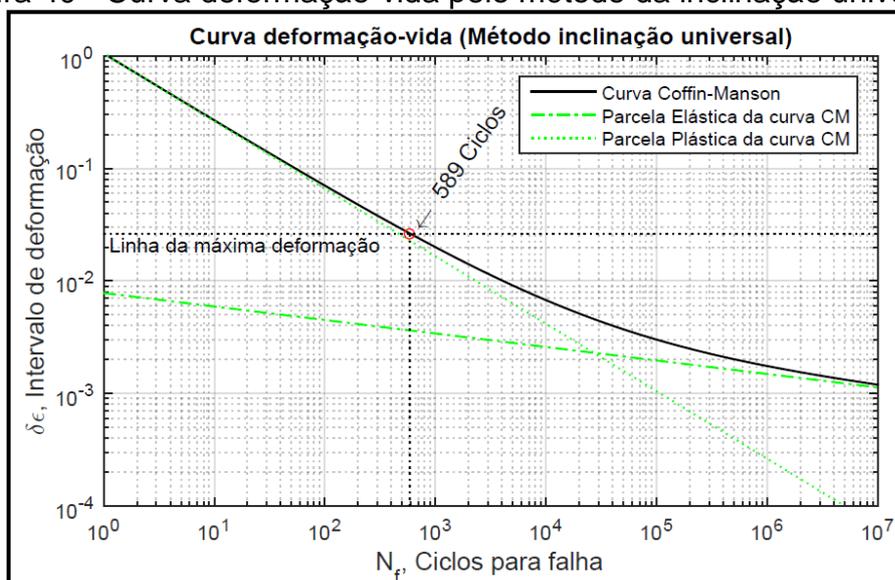
Fonte: Autor (2021).

Com a conversão da nova tensão linear obtida de 1.913,8 MPa, têm-se pelo método de Neuber a tensão corrigida de 655,5 MPa, com um intervalo de deformação igual a $2,639 \times 10^{-2}$ e uma amplitude de deformação de $9,141 \times 10^{-3}$.

A seguir, com os novos dados encontrados, demonstram-se as novas estimativas de vida em fadiga, bem como a curva deformação-vida obtida para cada método utilizado.

A partir da implementação da Equação (8) e da execução do código do Anexo B, o qual foi criado de acordo com o método da inclinação universal proposto por Lemaître e Chaboche (1990), pode-se observar na Figura 40 que uma vida em fadiga de 589 ciclos é obtida.

Figura 40 - Curva deformação-vida pelo método da inclinação universal.

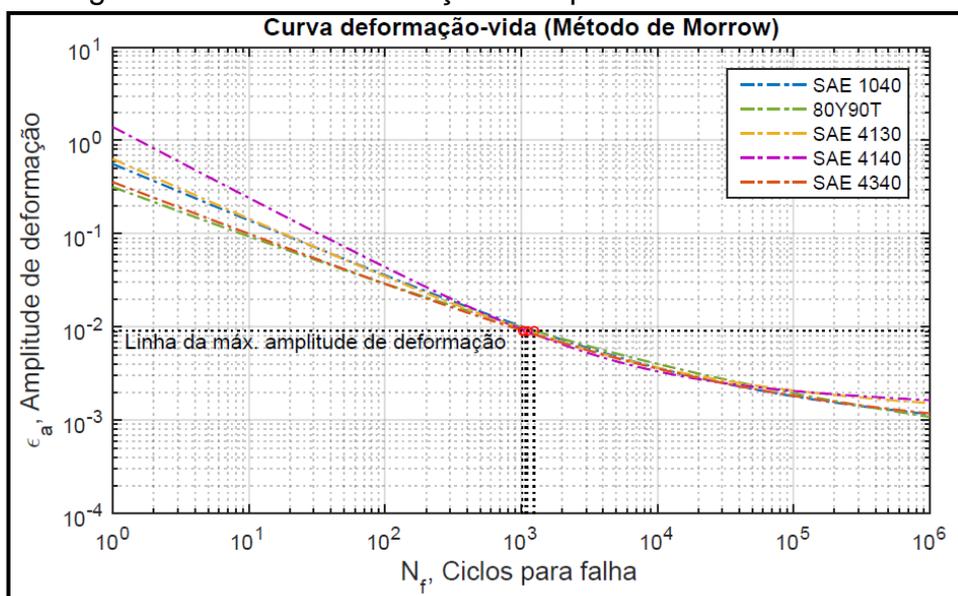


Fonte: Autor (2021).

Para a aplicação dos métodos de Morrow, Morrow modificado e SWT, foram selecionados da Tabela 2 os aços SAE 1040, 80Y90T, SAE 4130, SAE 4140 e SAE 4340. A escolha destes materiais foi baseada de acordo com os aços que apresentam uma resistência à tração e ao escoamento próximas a do parafuso.

Para o método de Morrow, variando as propriedades em fadiga dos aços selecionados, obtém-se uma faixa de vida de $1,0 \times 10^3$ até $1,2 \times 10^3$ ciclos. A curva deformação-vida para cada aço pode ser vista na Figura 41, a qual foi gerada com a execução do código do Anexo C, este criado através da Equação (10).

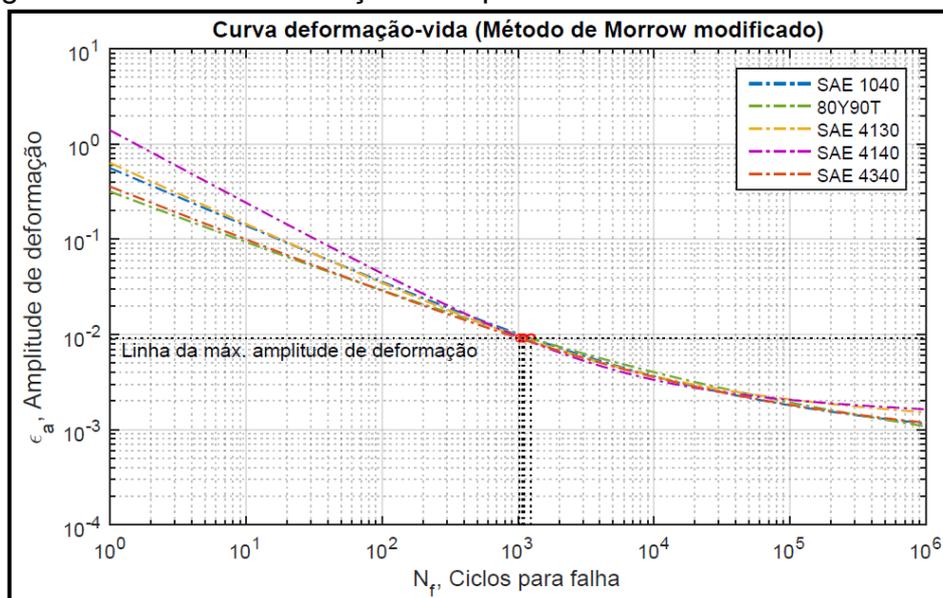
Figura 41 - Curva deformação-vida pelo método de Morrow.



Fonte: Autor (2021).

Por intermédio da aplicação do método de Morrow modificado, novamente encontra-se um intervalo de $1,0 \times 10^3$ até $1,2 \times 10^3$ ciclos. A Figura 42 demonstra a vida em fadiga encontrada para cada aço.

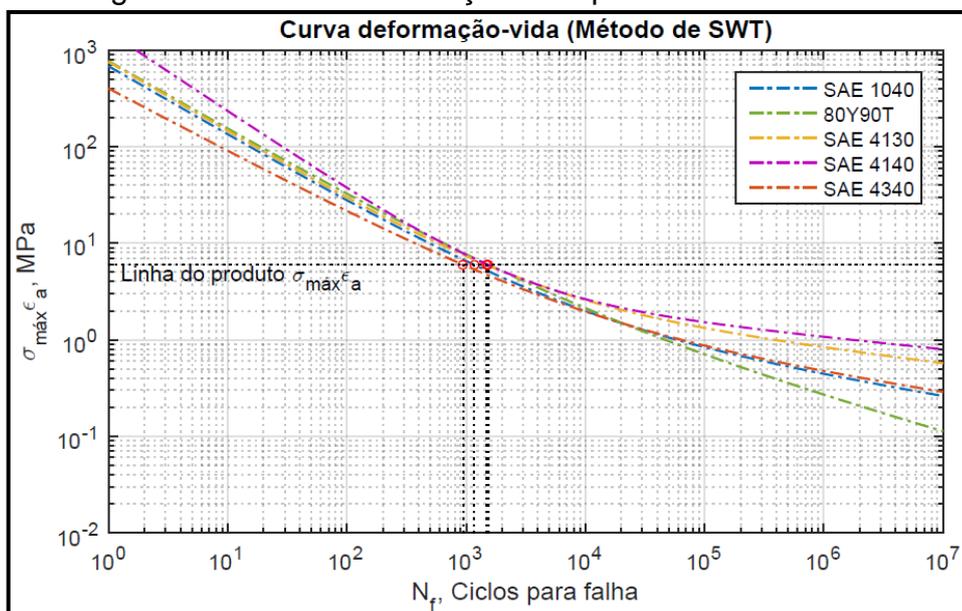
Figura 42 - Curva deformação-vida pelo método de Morrow modificado.



Fonte: Autor (2021).

Por fim, utilizando o método de SWT, uma faixa de vida em fadiga de 9×10^2 até $1,5 \times 10^3$ ciclos é encontrada a partir da execução do código do Anexo E. Na Figura 43 estão demonstradas as curvas deformação-vida para cada aço, de modo que as mesmas foram obtidas através do uso da Equação (12).

Figura 43 - Curva deformação-vida pelo método de SWT.



Fonte: Autor (2021).

De forma geral, a estimativa de vida em fadiga do elemento de fixação para cada método implementado pode ser visualizada na Tabela 6.

Tabela 6 - Vida em ciclos do parafuso obtida a partir da nova análise MEF.

| Método | | | | | | |
|----------------------------|---------------|-------|--------------------------|-------|------------|-------|
| Lemaitre e Chaboche | Morrow | | Morrow modificado | | SWT | |
| Vida | Aço | Vida | Aço | Vida | Aço | Vida |
| 589 | SAE 1040 | 1.248 | SAE 1040 | 1.249 | SAE 1040 | 1.166 |
| | 80Y90T | 1.236 | 80Y90T | 1.238 | 80Y90T | 1.527 |
| | SAE 4130 | 1.105 | SAE 4130 | 1.105 | SAE 4130 | 1.472 |
| | SAE 4140 | 1.069 | SAE 4140 | 1.069 | SAE 4140 | 1.515 |
| | SAE 4340 | 1.020 | SAE 4340 | 1.021 | SAE 4340 | 943 |

Fonte: Autor (2021).

Nota-se quanto ao método da inclinação universal, que devido o mesmo ser baseado no comportamento em geral dos materiais de engenharia, as constantes universais adotadas são de carácter aproximado, e por isso os resultados podem divergir do que realmente ocorre na prática.

Percebe-se também que há pouca variação no número de ciclos estimado do método Morrow em relação ao Morrow modificado. Esta semelhança nos resultados ocorre devido a segunda parte da Equação (13), ligada à deformação plástica, possuir o termo de dependência da tensão média próximo a 1.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 CONCLUSÕES

Com a determinação da força atuante no elemento de fixação, análise por MEF para obtenção das tensões lineares e realização dos ensaios NBR ISO 6892 e ASTM E646, foi possível fazer a implementação do método de Neuber para conversão das tensões lineares em não-lineares.

Percebe-se que por ser um método analítico que leva em consideração coeficientes obtidos por meio de ensaios de tração e pelo fato da regra de Neuber ser indicada para situações onde ocorrem carregamentos uniaxiais, sua utilização para a presente aplicação atribui incertezas nos resultados obtidos. O carregamento multiaxial que o parafuso é submetido, além da superioridade na deformação estimada quando comparada com a análise não-linear numérica, são fatores que justificam esta aproximação.

Verificou-se também a partir do estudo desenvolvido, que o peso do palete de 20.000 N não é o suficiente para causar a separação da junta parafusada, visto que a mesma com a aplicação do parafuso M16 apresenta um coeficiente de segurança contra o deslizamento de 1,9, tornando válido o dimensionamento atual. Desta forma, depreende-se que a não utilização da pré-carga adequada é o principal fator para fazer com que o conjunto esteja suscetível à fadiga ainda no baixo ciclo.

Apesar de ter sido obtida uma elevada vida em fadiga na análise numérica inicial, foi possível perceber e então alcançar resultados próximos da vida estimada pelo histórico de falha através da comprovação analítica. Caracterizando por fim, a atuação de uma iteração local no parafuso e bucha como fator responsável por atenuar parte da carga transferida para o fixador.

Vale ressaltar que a utilização do expoente e coeficiente de encruamento monotônico, além do coeficiente de atrito estipulado pelo *software* de simulação, são fatores que atrelados à aproximação da aplicação do método de inclinação universal, concedem incertezas nos resultados. Salientam-se também os valores encontrados pelos métodos de Morrow, Morrow modificado e SWT, já que estes últimos foram determinados a partir de aços com propriedades mecânicas próximas as do parafuso.

Nesta contextualização, observa-se que apesar do método dos elementos finitos ser uma ferramenta essencial no desenvolvimento de componentes, estes com geometria simples, até os mais complexos, quando comparado ao método analítico, o MEF pode prever facilmente se um componente foi modelado de acordo para sua aplicação. No entanto, seus dados de saída podem ser comprometidos com a configuração inapropriada do conjunto de análise.

Por fim, com a realização de todas as análises, conclui-se por intermédio do estudo de fadiga e capacidade da junta, que é de extrema necessidade a adoção de procedimentos ou então a utilização de ferramentas adequadas para aperto, como o uso de torquímetros e planos periódicos de reaperto, visto a influência da pré-carga na vida em fadiga da união parafusada. Devido o não emprego internamente de ferramentas e procedimentos de aperto até então para a aplicação abordada, as características citadas corroboram a falha ocorrida.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar análise dinâmica para avaliar a perda de pré-carga.
- Realizar análise numérica de fadiga.
- Realizar simulação não-linear para obtenção das tensões.
- Aplicar a teoria da mecânica da fratura para estimar a vida em fadiga.
- Reprojeto do sistema de articulação.
- Utilizar outro método analítico para obtenção das tensões não-lineares além do método de Neuber.
- Verificar a influência de diferentes procedimentos e ferramentas de aperto na pré-carga.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, Júlio C. **Projeto Mecânico: Enfoque Baseado na Fadiga e na Mecânica da Fratura**. 1. ed. Rio de Janeiro:Elsevier, 2018. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/9788595153004>>. Acesso em: 15 Ago. 2020.
- ALMEIDA, Júlio C. **Elementos de Máquinas: Projeto de Sistemas Mecânicos**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2017. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/9788595152991>>. Acesso em: 01 Out. 2020.
- ANDRADE, Sebastião. **Comportamento e Projeto de Estruturas de Aço**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier: Editora Puc Rio, 2016.
- ASSANO, Luiz Henrique de Moraes. **Aplicação do método de Neuber para obtenção de tensões não-lineares em componentes automotivos fabricados em ferro fundido nodular**. 2018. 81 f. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Centro de Engenharia Automotiva, 2018.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS. **Receita líquida de máquinas e equipamentos cresce após 5 anos de quedas consecutivas**. 2019. Disponível em: <<http://www.abimaq.org.br/site.aspx/Abimaq-Informativo-Mensal-Infomaq?DetalheClipping=96&CodigoClipping=2106>>. Acesso em: 15 Ago. 2020.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS. **Investimentos produtivos no Brasil mantêm tendência de recuperação**. 2019. Disponível em: <<http://www.abimaq.org.br/site.aspx/Abimaq-Informativo-Mensal-Infomaq?DetalheClipping=95&CodigoClipping=2078>>. Acesso em: 15 Ago. 2020.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS. **Retomada gradual da receita em 2019**. Disponível em: <<http://www.abimaq.org.br/site.aspx/Abimaq-Informativo-Mensal-Infomaq?DetalheClipping=107&CodigoClipping=2423>>. Acesso em: 15 Ago. 2020.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Materiais metálicos – Ensaio de tração à temperatura ambiente**. Rio de Janeiro: ABNT, 2002. 34 p.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Standard Test Method for Tensile Strain-Hardening Exponents (n -Values) of Metallic Sheet Materials**. West Conshohocken: ASTM International, 2016. doi: 10.1520/E0646-16.
- BANNANTINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. L. **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**. New Jersey: Prentice Hall, 1989.

BICKFORD, John H. **Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints**. 4 ed. Boca Raton: CRC Press, 2008.

BEER, Ferdinand P. *et al.* **Mecânica dos Materiais**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2015.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.

CHANDRUPATLA, Tirupathi R.; BELEGUNDU, Ashok D. **Elementos Finitos**. 4 ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2014. Disponível em: <<https://plataforma.bvirtual.com.br/Leitor/Publicacao/10209/pdf/4>>. Acesso em: 13 de Nov.

CISER. **Catálogo de Produtos**. Joinville. 388 p. Disponível em: <<https://www.ciser.com.br/userfiles/paginas/catalogo-de-produtos.pdf>>. Acesso em: 18 Out. 2020.

COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**. Rio de Janeiro: LTC, 2017. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/978-85-216-1935-2>>. Acesso em: 29 Out. 2020.

COLLINS, Jack A.; BUSBY, Henry R.; STAAB, George H. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/9788521636243>>. Acesso em: 12 Set. 2020.

DA ROSA, Edison. **Análise de Resistência Mecânica: Mecânica da Fratura e Fadiga**, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

DA SILVA, Marcio E. G. **Efeito do Comprimento do Parafuso e da Rigidez da União no Limite de Fadiga de Uniões Parafusadas**. 2013. 69 f. Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia de Materiais) – Universidade Federal de Sergipe, 2013.

DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue**. 4. ed. Westford: Pearson Education, 2013.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2009. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/978-85-216-1941-3>>. Acesso em: 12 Nov. 2020.

GROOVER, Mikell P. **Automação Industrial e Sistemas de Manufatura**. 3. ed. São Paulo: Pearson Education, 2011. 596 p. Disponível em:

<<https://plataforma.bvirtual.com.br/Acervo/Publicacao/2378>>. Acesso em: 15 Ago. 2020.

JACOB; KUMAR, K.; MARUTHI, B. H. Low Cycle Fatigue Life Estimation of Steam Turbine Casing. **International Journal of Engineering Research & Technology (UERT)**, Vol. 2, 2278-0181, 2013.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

KULAK, Geoffrey L. **Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints**. 2 ed. Nova York: John Wiley & Sons, 1987.

LEHMANN, M; DIETER, H. **Fatigue Verification of High Loaded Bolts of a Rocker Combustion Chamber**. *In: Weimar Optimization and Stochastic Days*. 11th. 2014

LEMAITRE, Jean, CHABOCHE, Jean-Louis. **Mechanics of Solid Materials**. 1 ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1990.

NETO, Alexandre S.; CAMPOS, Letícia M. F.. **Introdução à Gestão da Qualidade e Produtividade**. 1. ed. Curitiba: InterSaberes, 2016. 168 p. Disponível em: <<https://plataforma.bvirtual.com.br/Acervo/Publicacao/37158>>. Acesso em: 15 Ago. 2020.

NEUBER, H. **Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies With Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law**. ASME J. Appl. Mech, v. 28, p. 544-550, 1961.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas Vol. 1**. São Paulo: Editora Blucher, 1971. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/9788521214250>>. Acesso em: 01 Out. 2020.

NORTON, Robert L. **Projeto de Maquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

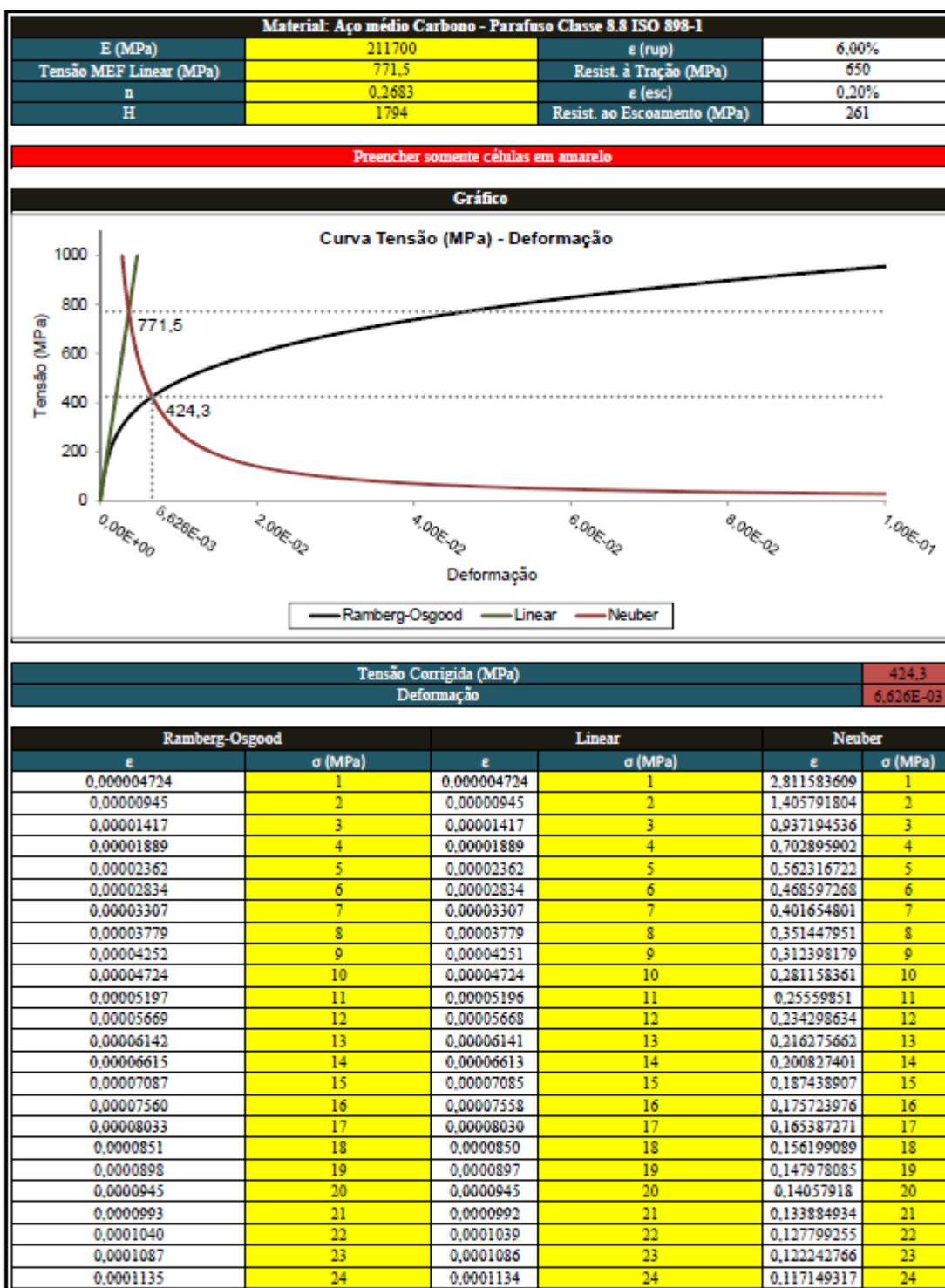
PANG, X, -P. *et. al.* **Physical properties of high-strength bolt materials at elevated temperatures**. *In: Results in Physics*. v. 13. 2019

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Technical Report on Low Cycle Fatigue Properties Ferrous and Non-Ferrous Materials**. Warrendale: SAE International, 2002.

SELEME, Robson. **Automação da Produção: Uma Abordagem Gerencial**. 1. ed. Curitiba: InterSaberes, 2013. 216 p.

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. VDI 2230. **Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints**. Düsseldorf, 2003.

ANEXO A – PLANILHA COM O MÉTODO DE NEUBER



ANEXO B – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA INCLINAÇÃO UNIVERSAL

```

clc, clear all, close all
%Autor: Douglas Vieira
%Data: 24/04/2021
%Nome: Curva deformação-vida - Estimativa da vida em fadiga

%Dados de entrada
TMAX = 655.5; %Tensão máxima em MPa
DMAX 2.639E-2; %Deformação máxima
RT = 800; %Resistência à tração em Mpa
ME = 211700; %Módulo de elasticidade em MPa
RA = 65.9; %Redução da área

%Processamento
TMED = TMAX/2; %Tensão média
DU = log(1/(1-(RA/100))); %Coeficiente de resistência à ductilidade
N = 0:10000000;
DEF = 3.5*((RT-TMED)/ME)*(N.^-0.12)+((DU^0.6)*(N.^-0.6)); %Equação de Coffin-Manson com o método da inclinação universal
DEF1 = 3.5*((RT)/ME)*(N.^-0.12)+((DU^0.6)*(N.^-0.6)); %Equação de Coffin-Manson com o método da inclinação universal
DE = 3.5*((RT-TMED)/ME)*(N.^-0.12); %Parcela elástica da curva CM
DP = ((DU^0.6)*(N.^-0.6)); %Parcela plástica da curva CM

%Saída
loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color','k')
hold on
plot(N,DE,'LineWidth',1,'color','g','linestyle','-')
plot(N,DP,'LineWidth',1,'color','g','linestyle',':')
grid
title('Curva deformação-vida (Método inclinação universal)')
xlabel('N_{f}, Ciclos para falha','fontsize',12)
ylabel('\delta\epsilon, Intervalo de deformação','fontsize',12)
legend('Curva Coffin-Manson','Parcela Elástica da curva CM','Parcela Plástica da curva CM')
axis([0 10000000 0.0001 1]);

syms N
ciclos = vpasolve((3.5*((RT-TMED)/ME)*(N.^-0.12)+((DU^0.6)*(N.^-0.6))) == DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga é de %.f ciclos. \n', double(ciclos));

r=num2str(double(ciclos),'% 10.0f');
seta=' \leftarrow';
h=text(double(ciclos),DMAX,seta,'fontsize',12);
set(h,'rotation',55)
space=' ';
str=[space,r,' Ciclos'];
h=text(double(ciclos),DMAX,str,'fontsize',11);
set(h,'rotation',55)
plot([1,10000000],[DMAX,],'k:')
plot([double(ciclos),double(ciclos)],[0.0001,DMAX],'k:')
plot(double(ciclos),DMAX,'ro','markersize',5)
space=' ';
str=[space,'Linha da máxima deformação'];
h=text(1,DMAX-0.001,str,'FontSize',10);
plot([1,10000000],[DMAX,DMAX],'k:')
hold off

```

ANEXO C – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA MORROW

```

clc, clear all, close all
%Autor: Douglas Vieira
%Data: 09/05/2021
%Nome: Curva deformação-vida (Método de Morrow) - Estimativa da vida em
fadiga
%Dados de entrada
TMAX = 655.3; %Tensão máxima em MPa
DMAX = 9.141E-3; %Amplitude máxima de deformação
RT = 800; %Resistência à tração em Mpa
ME = 211700; %Módulo de elasticidade em MPa

%Processamento
TMED = TMAX/2; %Tensão média

%%Para 1040
RF = 1311;
CD = 0.848;
b = -0.103;
c = -0.612;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 -
(TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)); %Equação de Coffin-Manson com o método da
inclinação universal
h1 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0, 0.4470, 0.7410],'LineStyle','-
.', 'displayname','SAE 1040');
hold on
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 -
(TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)) == DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 1040 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX], 'k:')
plot(double(ciclos),DMAX, 'ro', 'markersize', 4)

%%Para 80Y90T
RF = 2744;
CD = 0.448;
b = -0.173;
c = -0.548;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 -
(TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)); %Equação de Coffin-Manson com o método da
inclinação universal
h2 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.4660, 0.6740,
0.1880], 'LineStyle', '-.', 'displayname','80Y90T');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 -
(TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)) == DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 80Y90T é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX], 'k:')
plot(double(ciclos),DMAX, 'ro', 'markersize', 4)

%%Para 4130
RF = 1261;
CD = 0.985;
b = -0.077;
c = -0.648;

```

```

N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 - (TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)); %Equação de Coffin-Manson com o método da
inclinação universal
h3 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.9290, 0.6940,
0.1250],'LineStyle','-','displayname','SAE 4130');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 - (TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)) == DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4130 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX],'k:')
plot(double(ciclos),DMAX,'ro','markersize',4)

%%Para 4140
RF = 1163;
CD = 2.36;
b = -0.062;
c = -0.765;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 - (TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)); %Equação de
Coffin-Manson com o método da inclinação universal
h4 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.75, 0, 0.75],'LineStyle','-
.','displayname','SAE 4140');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 - (TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)) == DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4140 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX],'k:')
plot(double(ciclos),DMAX,'ro','markersize',4)

%%Para 4340
RF = 1198;
CD = 0.522;
b = -0.095;
c = -0.563;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 - (TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)); %Equação de Coffin-Manson com o método da
inclinação universal
h5 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.8500, 0.3250,
0.0980],'LineStyle','-','displayname','SAE 4340');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((1 - (TMED/RF)^(c/b))) * ((2*N).^c)) == DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4340 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX],'k:')
plot(double(ciclos),DMAX,'ro','markersize',4)

grid
plot([1,1000000], [DMAX,DMAX],'k:')
title('Curva deformação-vida (Método de Morrow)')
xlabel('N_{f}, Ciclos para falha','fontsize',12)
ylabel('\epsilon_{a}, Amplitude de deformação','fontsize',12)
space='  ';
str=[space,'Linha da máxima amplitude de deformação'];
h=text(1,DMAX+0.001,str,'FontSize',10);
legend([h1 h2 h3 h4 h5])

```

ANEXO D – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA MORROW MODIFICADO

```

clc, clear all, close all
%Autor: Douglas Vieira
%Data: 09/05/2021
%Nome: Curva de deformação-vida (Método de Morrow Modificado) - Estimativa da
vida em fadiga

%Dados de entrada
TMAX = 655.3; %Tensão máxima em MPa
DMAX = 9.141E-3; %Amplitude máxima de deformação
RT = 800; %Resistência à tração em Mpa
ME = 211700; %Módulo de elasticidade em MPa

%Processamento
TMED = TMAX/2; %Tensão média

%%Para 1040
RF = 1311;
CD = 0.848;
b = -0.103;
c = -0.612;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((2*N).^c)); %Equação de
Coffin-Manson com o método da inclinação universal
h1 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0, 0.4470, 0.7410],'LineStyle','-
.','displayname','SAE 1040');
hold on
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((2*N).^c)) ==
DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o 1040 é de %.f ciclos. \n',
double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)],[0.0001,DMAX],'k:')
plot(double(ciclos),DMAX,'ro','markersize',4)

%%Para 80Y90T
RF = 2744;
CD = 0.448;
b = -0.173;
c = -0.548;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((2*N).^c)); %Equação de
Coffin-Manson com o método da inclinação universal
h2 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.4660, 0.6740,
0.1880],'LineStyle','-.','displayname','80Y90T');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME) * (1 - (TMED/RF))) * ((2*N).^b)) + (CD * ((2*N).^c)) ==
DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 80Y90T é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)],[0.0001,DMAX],'k:')
plot(double(ciclos),DMAX,'ro','markersize',4)

%%Para 4130
RF = 1261;
CD = 0.985;
b = -0.077;
c = -0.648;

```

```

N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME)*(1-(TMED/RF)))*((2*N).^b))+(CD*((2*N).^c)); %Equação de
Coffin-Manson com o método da inclinação universal
h3 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.9290, 0.6940,
0.1250],'LineStyle','-','displayname','SAE 4130');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME)*(1-(TMED/RF)))*((2*N).^b))+(CD*((2*N).^c)) ==
DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4130 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX], 'k:')
plot(double(ciclos),DMAX, 'ro', 'markersize',4)

%%Para 4140
RF = 1163;
CD = 2.36;
b = -0.062;
c = -0.765;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME)*(1-(TMED/RF)))*((2*N).^b))+(CD*((2*N).^c)); %Equação de
Coffin-Manson com o método da inclinação universal
h4 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.75, 0, 0.75],'LineStyle','-
.','displayname','SAE 4140');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME)*(1-(TMED/RF)))*((2*N).^b))+(CD*((2*N).^c)) ==
DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4140 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX], 'k:')
plot(double(ciclos),DMAX, 'ro', 'markersize',4)

%%Para 4340
RF = 1198;
CD = 0.522;
b = -0.095;
c = -0.563;
N = 0:1000000;
DEF = (((RF/ME)*(1-(TMED/RF)))*((2*N).^b))+(CD*((2*N).^c)); %Equação de
Coffin-Manson com o método da inclinação universal
h5 = loglog(N,DEF,'LineWidth',1,'color',[0.8500, 0.3250,
0.0980],'LineStyle','-','displayname','SAE 4340');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF/ME)*(1-(TMED/RF)))*((2*N).^b))+(CD*((2*N).^c)) ==
DMAX);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4340 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,DMAX], 'k:')
plot(double(ciclos),DMAX, 'ro', 'markersize',4)

grid
plot([1,1000000], [DMAX,DMAX], 'k:')

title ('Curva deformação-vida (Método de Morrow modificado)')
xlabel ('N_{f}, Ciclos para falha')
ylabel ('\epsilon_{a}, Amplitude de deformação','fontsize',12)
space='  ';
str=[space,'Linha da máxima amplitude de deformação'];
h=text(1,DMAX+0.001,str,'FontSize',10);
legend([h1 h2 h3 h4 h5])

```

ANEXO E – CÓDIGO CURVA DEFORMAÇÃO-VIDA SWT

```

clc, clear all, close all
%Autor: Douglas Vieira
%Data: 09/05/2021
%Nome: Curva de formação-vida (Método de SWT) - Estimativa da vida em fadiga

%Dados de entrada
TMAX = 655.3; %Tensão máxima em MPa
DMAX = 9.141E-3; %Amplitude máxima de deformação
RT = 856; %Resistência à tração em Mpa
ME = 211700; %Módulo de elasticidade em MPa

%Processamento

TMDM = TMAX*DMAX;

%%Para 1040
RF = 1311;
CD = 0.848;
b = -0.103;
c = -0.612;
N = 0:10000000;
TD = (((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c))); %Equação de SWT
h1 = loglog(N,TD,'LineWidth',1,'color',[0, 0.4470, 0.7410],'LineStyle','-
.', 'displayname', 'SAE 1040');
hold on
syms N
ciclos = vpasolve((((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c)))) ==
TMDM);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o 1040 é de %.f ciclos. \n',
double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)],[0.0001,TMDM],'k:')
plot(double(ciclos),TMDM,'ro','markersize',4)

%%Para 80Y90T
RF = 2744;
CD = 0.448;
b = -0.173;
c = -0.548;
N = 0:10000000;
TD = (((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c))); %Equação de SWT
h2 = loglog(N,TD,'LineWidth',1,'color',[0.4660, 0.6740,
0.1880],'LineStyle','-.','displayname','80Y90T');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c)))) ==
TMDM);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 80Y90T é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)],[0.0001,TMDM],'k:')
plot(double(ciclos),TMDM,'ro','markersize',4)

%%Para 4130
RF = 1261;
CD = 0.985;
b = -0.077;
c = -0.648;
N = 0:10000000;

```

```

TD = (((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c))); %Equação de SWT
h3 = loglog(N,TD,'LineWidth',1,'color',[0.9290, 0.6940,
0.1250],'LineStyle','-','displayname','SAE 4130');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c)))) ==
TMDM);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4130 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,TMDM], 'k:')
plot(double(ciclos),TMDM, 'ro', 'markersize',4)

%%Para 4140
RF = 1163;
CD = 2.36;
b = -0.062;
c = -0.765;
N = 0:10000000;
TD = (((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c))); %Equação de SWT
h4 = loglog(N,TD,'LineWidth',1,'color',[0.75, 0, 0.75],'LineStyle','-
.','displayname','SAE 4140');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c)))) ==
TMDM);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4140 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,TMDM], 'k:')
plot(double(ciclos),TMDM, 'ro', 'markersize',4)

%%Para 4340
RF = 1198;
CD = 0.522;
b = -0.095;
c = -0.563;
N = 0:10000000;
TD = (((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c))); %Equação de SWT
h5 = loglog(N,TD,'LineWidth',1,'color',[0.8500, 0.3250,
0.0980],'LineStyle','-','displayname','SAE 4340');
syms N
ciclos = vpasolve((((RF)^2)/ME)*((2*N)^(2*b))+((RF*CD)*((2*N)^(b+c)))) ==
TMDM);
fprintf('A estimativa da vida em fadiga para o aço 4340 é de %.f ciclos.
\n', double(ciclos));
plot([double(ciclos),double(ciclos)], [0.0001,TMDM], 'k:')
plot(double(ciclos),TMDM, 'ro', 'markersize',4)

grid
plot([1,10000000], [TMDM,TMDM], 'k:')
axis ([0 10000000 0.01 1000]);

title ('Curva deformação-vida (Método de SWT)')
xlabel ('N_{f}, Ciclos para falha')
ylabel ('\sigma_{máx}\epsilon_{a}, MPa')
space='  ';
str=[space,'Linha do produto \sigma_{máx}\epsilon_{a}'];
h=text(1,TMDM+0.5,str,'FontSize',10);
legend([h1 h2 h3 h4 h5])

```


ANEXO G – RESULTADOS DOS ENSAIOS ASTM E646

UCS - Laboratório de Ensaios Mecânicos

REGISTRO DE ENSAIO LAMEC - FE102 REVISÃO - 01 (DEZ/2016)

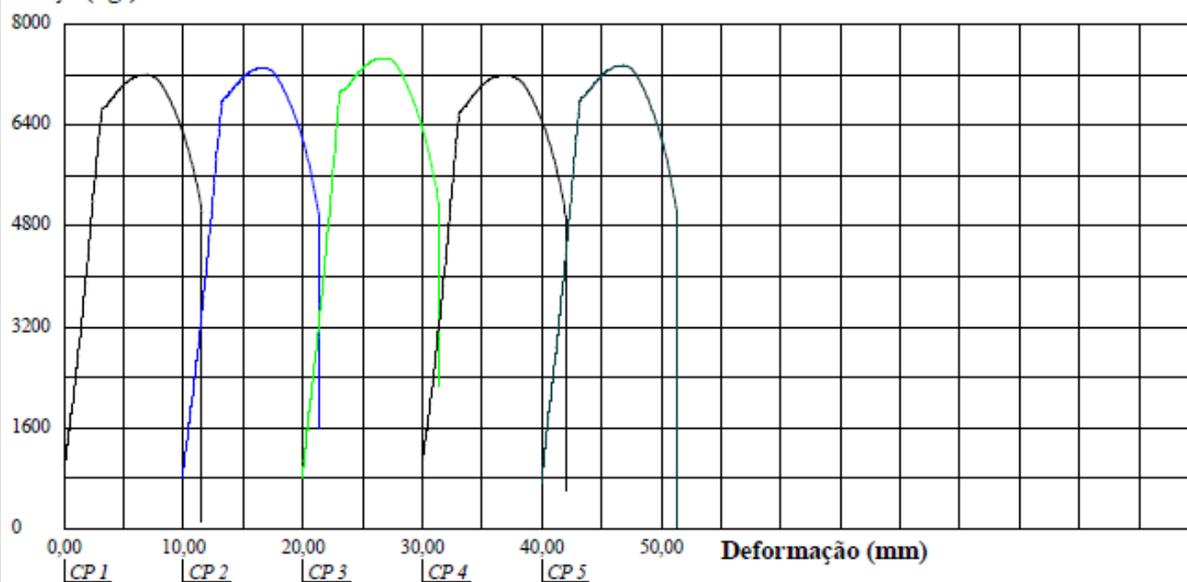
Relatório de Ensaio

Máquina: Emic DL20000 Célula: Trd 12 Extensômetro: - Data: 26/03/2021 Hora: 16:40:18 Trabalho nº 2810
 Programa: Tesc versão 3.01 Método de Ensaio: 20T_TRAÇÃO RETANGULAR
 Ident. Amostra: >>>>>>>> Cliente: TCC Douglas Vieira Temp.(°C): 21,0 Ident. nº: 06 à 10 S.S.: - Folha: 02 de 02

| Corpo de Prova | Ident. nº: | Larg. (mm) | Esp. (mm) | Velocidade de Ensaio (mm/min) | Força *Escoam. (kgf) | Força Máxima (kgf) | Comp. Inicial (Lo) (mm) | Comp. Final (Lf) (mm) |
|----------------|------------|------------|-----------|-------------------------------|----------------------|--------------------|-------------------------|-----------------------|
| CP 1 | 06 | 12,48 | 6,21 | 8 | 6681 | 7202 | 50 | 58,76 |
| CP 2 | 07 | 12,50 | 6,27 | 8 | 6804 | 7315 | 50 | 58,46 |
| CP 3 | 08 | 12,49 | 6,23 | 8 | 6938 | 7464 | 50 | 59,01 |
| CP 4 | 09 | 12,50 | 6,25 | 8 | 6616 | 7193 | 50 | 59,15 |
| CP 5 | 10 | 12,49 | 6,24 | 8 | 6818 | 7350 | 50 | 58,28 |

*Escoam. - ponto da curva correspondente ao escoamento convencional: 0,2%: 0
 Método de ensaio segundo norma NBR 6673/81: 0
 Paquímetro utilizado P(): 0

Força (kgf)



Observação:

IDENTIFICAÇÃO DO CLIENTE: 05 corpos de prova retangulares; Identificados por: 06 à 10.