

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

VAGNER DEJAM DOLENKEI

**DESENVOLVIMENTO DE UM MÉTODO PARA ANÁLISE E
DIMENSIONAMENTO DE EIXO VEICULAR AUXILIAR PARA O
TRANSPORTE RODOVIÁRIO**

CAXIAS DO SUL
2013

VAGNER DEJAM DOLENKEI

**DESENVOLVIMENTO DE UM MÉTODO PARA ANÁLISE E
DIMENSIONAMENTO DE EIXO VEICULAR AUXILIAR PARA O
TRANSPORTE RODOVIÁRIO**

Trabalho de conclusão da disciplina de Estágio II (MEC 0258A), apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Supervisor: Prof. MSc. Eng. Vagner Grison

CAXIAS DO SUL
2013

VAGNER DEJAM DOLENKEI

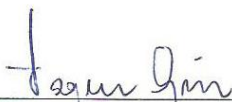
**DESENVOLVIMENTO DE UM MÉTODO PARA ANÁLISE E
DIMENSIONAMENTO DE EIXO VEICULAR AUXILIAR PARA O
TRANSPORTE RODOVIÁRIO**

Trabalho de conclusão da disciplina de Estágio II (MEC 0258A), apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

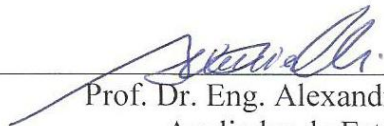
Supervisor: Prof. MSc. Eng. Vagner Grison

Avaliado pela banca examinadora em: 21 de novembro, 2013

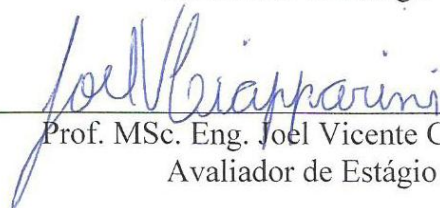
Comissão Examinadora:



Prof. MSc. Eng. Vagner Grison
Supervisor do estágio



Prof. Dr. Eng. Alexandre Viecelli
Avaliador de Estágio



Prof. MSc. Eng. Joel Vicente Ciapparini
Avaliador de Estágio



Sr. Angelo Soria Alvaro
Orientador de Estágio

RESUMO

As empresas, continuamente, procuram melhorar sua produtividade, produzindo mais em menos tempo, mantendo ou até melhorando a qualidade dos seus produtos. Com este intuito, o presente trabalho apresenta uma sistemática para dimensionamento de eixo veicular auxiliar (EVA) para o transporte rodoviário, tendo como base dois ensaios realizados perante a aplicação da norma de ensaios da ABNT. O trabalho foi desenvolvido contemplando as seguintes etapas: interpretação da norma para ensaios ABNT NBR 10961, simulações numéricas para identificação dos pontos críticos, cálculos analíticos para comparação dos resultados de tensão obtidos numericamente, após a comparação, os resultados foram utilizados nos procedimentos de cálculos para obtenção da vida sob fadiga. Por fim, foram realizadas análises comparativas entre os ensaios práticos e os resultados calculados analiticamente. O trabalho teve como um de seus principais objetivos a elaboração de um memorial de cálculos, tendo a incumbência de diminuir a demanda de tempo dispensada para o dimensionamento de futuros projetos de EVA.

Palavras-chave: Implementos Rodoviários. Eixo Veicular Auxiliar. Vida Sob Fadiga.

ABSTRACT

Companies aim continuously to improve their productivity, producing more in less time, keeping or even improving their products' quality. Therefore, this study presents a systematic for axle scaling in road transport in order to replace an axle model considered obsolete. This paper will be grounded in three main parts: the understanding of the Brazilian Technical Standards Organisation NBR 10961, analytical calculations (statical analyses to obtain critical tensions of the materials which will be used as source to verify the number of cycles) and numerical analyses. To assess the life under fatigue through the finite element method, specimens were tested to obtain the S-N curve of the material which will be linked to the software. Then, statical analyses will be carried out to measure the critical tensions. Next, these will be data for Solid Works. Finally, the number of cycles will be found. Based on the results, a comparison between the practical tests of the axle, the analytical analyses and the finite element method will be carried out.

Key-words: Road Implements. Axle Vehicle Auxiliary. Life under fatigue.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Esquema de suspensão mecânica e seus principais componentes | 13 |
| Figura 2 – Caminhão prancha, para o transporte de veículos | 14 |
| Figura 3 – Suspensão mecânica e seus principais componentes | 14 |
| Figura 4 – Esquema de ensaio de fadiga por flexão vertical..... | 18 |
| Figura 5 – Esquema de ensaio de fadiga dos elementos de fixação do freio | 18 |
| Figura 6 – Esquema de ensaio de fadiga da ponta do eixo veicular | 19 |
| Figura 7 – Variação da tensão de flexão | 19 |
| Figura 8 – Variação da tensão de flexão | 23 |
| Figura 9 – Teoria da energia de distorção para estado plano de tensões | 24 |
| Figura 10 – Relações tempo-tensão. (a) tensão repetida; (b) tensão senoidal completamente reversa | 31 |
| Figura 11 – Relação tensão alternada X tensão média..... | 32 |
| Figura 12 – Viga no caso mais geral..... | 34 |
| Figura 13 – Propriedade de ortogonalidade das linhas da malha ao longo do contorno: (a) malha ortogonal ao longo do contorno; e (b) malha não ortogonal ao contorno | 35 |
| Figura 14 – Fluxograma da metodologia de trabalho | 36 |
| Figura 15 – (a) Desenho representativo do processo de montagem da viga em bruto (b) Desenho representativo do eixo usinado..... | 38 |
| Figura 16 – Processo de usinagem do eixo | 38 |
| Figura 17 – Determinação das cargas e restrições para ensaio de flexão vertical..... | 39 |
| Figura 18 – Determinação das cargas e restrições para ensaio dos elementos de fixação do freio | 40 |
| Figura 19 – Determinação das cargas e restrições para ensaio de fadiga da ponteira | 40 |
| Figura 20 – Ensaio de flexão vertical | 41 |
| Figura 21 – Ensaio da ponteira do eixo..... | 42 |
| Figura 22 – Ensaio dos elementos de fixação do freio | 42 |
| Figura 23 – Malha de elementos finitos..... | 42 |
| Figura 24 – Propriedades da secção transversal | 44 |
| Figura 25 – Tensão obtida na análise de flexão vertical | 45 |
| Figura 26 – Tensão obtida na análise de fixação dos elementos do freio | 46 |
| Figura 27 – Volume do elemento com tensão acima de 188 <i>MPa</i> para o ensaio de fixação dos elementos de freio | 47 |
| Figura 28 – Tensão obtida na análise de fixação dos elementos do freio, levando em consideração o princípio de Saint-Venant..... | 48 |
| Figura 29 – Tensão obtida na análise de flexão da ponteira | 49 |

| | |
|--|----|
| Figura 30 – Volume dos elementos com tensão acima de 257 <i>MPa</i> para a análise de flexão da ponteira do eixo | 49 |
| Figura 31 – Tensão obtida na análise de flexão da ponteira com adição de raio | 50 |
| Figura 32 – Área 95% da tensão máxima | 51 |
| Figura 33 – Ruptura do eixo no ensaio de fixação dos elementos de freio com alavanca de 500 mm | 53 |
| Figura 34 – Análise da solda da viga ensaiada | 54 |
| Figura 35 – Modelo para análise da região soldada..... | 55 |
| Figura 36 – Resultados obtidos com alavanca de 388 mm | 55 |
| Figura 37 – Resultados obtidos com alavanca de 500 mm | 55 |
| Figura 38 – Zona de junta soldada..... | 57 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Deslocamento das vigas | 21 |
| Tabela 2 – Deformação das vigas | 22 |
| Tabela 3 – Fração de resistência à fadiga f | 25 |
| Tabela 4 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin | 26 |
| Tabela 5 – Fatores de confiabilidade | 28 |
| Tabela 6 – Equações para construção das linhas para os critérios e coeficientes de segurança | 32 |
| Tabela 7 – Ensaio de tração do material LNE 38 | 43 |
| Tabela 8 – Ensaio de tração do material SAE 1030 | 43 |
| Tabela 9 – Valores das variáveis necessárias para o cálculo do número de ciclos | 52 |
| Tabela 10 – Tensões críticas para os ensaios com braço de alavanca de 388 mm e 500 mm.. | 52 |
| Tabela 11 – Números de ciclos teóricos para o projeto de alavanca com 388 mm..... | 52 |
| Tabela 12 – Números de ciclos teóricos para o projeto de alavanca com 500 mm..... | 52 |
| Tabela 13 – Números de ciclos teóricos referentes análises das Figuras 32 e 33 para os ensaios de fixação dos elementos de freio..... | 56 |

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

| | |
|--------------|---|
| M | Momento Resultante |
| c | Distância Perpendicular Entre o Eixo Neutro e o Ponto Mais Afastado do Eixo |
| I | Momento de Inércia |
| σ | Tensão Normal |
| E | Módulo de Elasticidade |
| F | Carga Aplicada |
| q | Fluxo de Cisalhamento |
| t | Espessura do Material |
| $\tau_{méd}$ | Tensão de Cisalhamento Média |
| T | Torque |
| A_m | Área Média |
| L | Comprimento |
| G | Módulo de Elasticidade Transversal |
| \emptyset | Ângulo |
| A | Área |
| τ | Tensão de Cisalhamento |
| S_y | Limite de Escoamento |
| S_{sy} | Resistência ao Escoamento de Cisalhamento |
| S_f | Tensão de Fadiga |
| S_{ut} | Resistência a Tração |
| N | Número de Ciclos |
| a | Coefficiente do Material para Cálculo de Fadiga |
| b | Coefficiente do Material para Cálculo de Fadiga |
| f | Variável Utilizada no Cálculo da Curva de Fadiga do Material |
| S_e | Tensão de Resistência à Fadiga Modificada (do projeto peça) |
| σ_a | Tensão Alternante |

| | |
|-------------------|---|
| k_a | Fator de Modificação da Condição de Superfície |
| k_b | Fator de Modificação de Tamanho |
| k_c | Fator de Modificação de Carga |
| k_d | Fator de Modificação de Temperatura |
| k_e | Fator de Confiabilidade |
| k_f | Fator de Modificação de Efeitos Variados |
| S_e' | Tensão de Resistência à Fadiga do material |
| d | Diâmetro |
| d_e | Diâmetro Efetivo |
| $d_{equivalente}$ | Diâmetro Equivalente |
| S_T | Resistência à Tração na Temperatura de Operação |
| S_{RT} | Resistência à Tração na Temperatura Ambiente |
| K_T | Fator de Concentração de Tensão |
| K_F | Fator de Concentração de Tensão de Fadiga |
| F_m | Força Média |
| F_a | Amplitude da Componente de Força |
| σ_m | Tensão Média |
| σ_a | Tensão Alternada |
| r | Inclinação da Linha de Carga |
| S_a | Resistência Alternante |
| S_m | Resistência Média |
| EVA | Eixo Veicular Auxiliar |
| PBT | Peso Bruto Total |
| $PBTC$ | Peso Bruto Total Combinado |
| $ABNT$ | Associação Brasileira de Normas Técnicas |
| MEF | Método de Elementos Finitos |
| EPS | Especificação dos Processos de Soldagem |

SUMÁRIO

| | | |
|---------------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 12 |
| 1.1 | INFORMAÇÕES TÉCNICAS DO EIXO VEICULAR AUXILIAR..... | 13 |
| 1.1.1 | Aplicação do eixo veicular auxiliar | 14 |
| 1.2 | JUSTIFICATIVA..... | 15 |
| 1.3 | OBJETIVO GERAL..... | 15 |
| 1.4 | OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | 15 |
| 1.5 | HISTÓRICO DA EMPRESA | 16 |
| | | |
| 2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 17 |
| 2.1 | ESTUDO DA NORMA DE ENSAIO PARA EIXOS | 17 |
| 2.1.1 | Métodos de ensaio | 17 |
| 2.2 | FLEXÃO EM VIGAS | 19 |
| 2.3 | DEFLEXÃO EM VIGAS | 20 |
| 2.4 | TORÇÃO EM TUBOS NÃO CIRCULARES..... | 21 |
| 2.4.1 | Torção em barras de secção não-circular | 22 |
| 2.5 | TEORIA DA ENERGIA DE DISTORÇÃO PARA MATERIAIS DÚCTEIS | 23 |
| 2.6 | RESISTÊNCIA À FADIGA | 24 |
| 2.6.1 | Fatores modificadores de tensão | 25 |
| 2.6.2 | Fator de superfície k_a | 26 |
| 2.6.3 | Fator de tamanho k_b | 26 |
| 2.6.4 | Fator de carregamento k_c | 27 |
| 2.6.5 | Fator de temperatura k_d | 27 |
| 2.6.6 | Fator de confiabilidade k_e | 28 |
| 2.6.7 | Fator de efeitos diversos k_f | 28 |
| 2.6.8 | Concentração de tensão devido ao entalhe | 29 |
| 2.6.9 | Tensões flutuantes | 30 |
| 2.6.10 | Critérios de falha por fadiga | 31 |
| 2.7 | MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF) | 32 |
| 2.7.1 | Geometria dos elementos | 33 |
| 2.7.2 | Malha | 34 |
| 2.7.3 | Controle local de densidade | 35 |

| | | |
|--------------|---|-----------|
| 3 | DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO | 36 |
| 3.1 | PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR | 37 |
| 3.2 | MATERIAIS E MÉTODOS | 38 |
| 3.2.1 | Interpretação da norma | 39 |
| 3.2.2 | Análise de elementos finitos | 41 |
| 3.2.2.1 | Modelamento | 41 |
| 3.2.2.2 | Condições de contorno..... | 41 |
| 3.2.2.3 | Malha de elementos finitos | 42 |
| 3.2.2.4 | Ensaio dos corpos de prova..... | 43 |
| 3.2.3 | Comparação entre resultados analíticos e numéricos | 44 |
| 3.2.3.1 | Comparação entre resultados analíticos e numéricos para o ensaio de flexão vertical..... | 44 |
| 3.2.3.2 | Comparação entre resultados analíticos e numéricos para o ensaio de fixação dos elementos do freio..... | 45 |
| 3.2.3.3 | Comparação entre resultados analíticos e numéricos para o ensaio de flexão da ponteira..... | 48 |
| 3.2.4 | Determinação do limite de resistência à fadiga <i>Se</i> | 50 |
| 3.2.5 | Realização dos cálculos analíticos de fadiga | 51 |
| 3.2.6 | Investigações da falha decorrida..... | 53 |
| 3.2.6.1 | Análise numérica da região de fratura | 54 |
| | CONSIDERAÇÕES FINAIS..... | 57 |
| | REFERÊNCIAS..... | 59 |
| | ANEXO A – MEMORIAL DE CÁLCULOS..... | 61 |
| | ANEXO B – RELATÓRIO DE ENSAIO COM RAIOS DE PNEU 388 mm | 62 |
| | ANEXO C – RELATÓRIO DE ENSAIO COM RAIOS DE PNEU 500 mm | 64 |

1 INTRODUÇÃO

A indústria de caminhões se instalou no Brasil nos anos 50, com incentivo do parque fabril iniciado pelo governo de Juscelino Kubitschek. O primeiro caminhão feito no país foi o Ford F-600 em agosto de 1957, com motor V8, a gasolina, com 167 hp e com 40% de nacionalização.

Atualmente, a malha rodoviária brasileira possui cerca de 1,6 milhões de quilômetros de extensão entre rodovias pavimentadas e não pavimentadas, sendo o transporte rodoviário o principal meio de transporte de cargas. Hoje 56% de toda carga movimentada no país é feita por intermédio do transporte rodoviário.

As montadoras vêm investindo cada vez mais em tecnologias para aprimorar seus produtos e métodos de fabricação, sempre procurando maior durabilidade, mais conforto para seus usuários e, ao mesmo tempo, possibilitando maior retorno financeiro à empresa. Isto é possível com projetos mais elaborados, técnicas mais modernas de análise estrutural e a aplicação das normas específicas.

A grande frota de caminhões existente no Brasil naturalmente gera uma grande gama de fabricantes de implementos rodoviários em todas as regiões do país. Isto torna o ambiente muito competitivo, obrigando as empresas a investirem em seus produtos atuais, bem como desenvolver novos produtos e novos processos.

As montadoras de caminhões produzem modelos básicos, havendo a necessidade de adaptar os mesmos ao tipo de carga e operação do veículo. Esta adaptação pode ser feita com a instalação de um eixo auxiliar, objeto de estudo deste trabalho, que tem como função aumentar a capacidade de carga original, possibilitando extrair o máximo de aproveitamento do caminhão no que diz respeito à sua capacidade de carga.

A fabricação e montagem dos eixos auxiliares são realizadas por empresas fabricantes e adaptadoras deste tipo de produto, onde a atuação do engenheiro mecânico é de fundamental importância para o desenvolvimento dos projetos, dimensionamento, acompanhamento do processo fabril, dentre outras atividades de relevância técnica.

Uma fonte indispensável para o desenvolvimento dos eixos auxiliares é a norma para ensaio NBR 10961, a qual define os procedimentos de ensaio para o produto, simulando as condições reais de uso. A norma prevê um total de três ensaios distintos para a homologação do eixo, os quais são: ensaio de fadiga de flexão vertical do eixo; ensaio de fadiga de flexão da ponteira do eixo; e ensaio de fadiga dos elementos de fixação do freio.

1.1 INFORMAÇÕES TÉCNICAS DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

Eixo veicular é um conjunto de elementos mecânicos que faz a ligação entre as rodas ou conjunto de rodas situadas em lados opostos do veículo, sendo sempre integrados de componentes de freio ou rodagem, podendo ainda estar integrado a componentes estruturais de carroceria e suspensão (NORMA, 10961, p. 1).

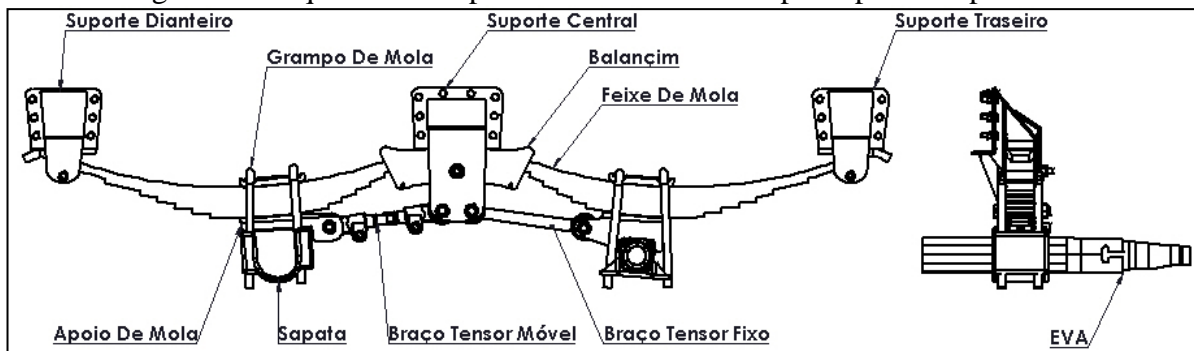
Segundo Gillespie (1992), o primeiro sistema de suspensão, utilizado em carruagens, possuía molas semi-elípticas (feixe de molas). As principais vantagens do uso de molas deste tipo são a simplicidade de construção, a robustez e o baixo custo. Foi utilizada até por volta de 1960 em veículos de passeio (suspensão traseira) e ainda hoje é utilizada em veículos de transporte rodoviário, caminhões leves e pesados. Normalmente, molas semi-elípticas eram aplicadas em eixos rígidos, sendo que a configuração mais conhecida é a HOTCHKISS, onde as molas eram montadas longitudinalmente sobre o eixo. Nas suspensões onde são usadas molas semi-elípticas, torna-se indispensável se fazer o uso de braços tensores, que tem como finalidade absorver o torque e evitar o enrolamento das molas.

O eixo auxiliar veicular é conhecido, popularmente, por terceiro eixo, e é aplicado nos mais diversos tipos de caminhões, auxiliando no transporte de cargas, e tem como principal utilidade o aumento do peso bruto total “PBT” do veículo.

O caminhão vem de fábrica com chassi reforçado, o qual permite que haja o aumento da capacidade de carga para a qual o eixo auxiliar é instalado. Para adaptação, é necessário alongar o chassi para a instalação de uma suspensão que, no caso em estudo, é mecânica e inclui a colocação de suportes, balancim e feixe de molas, como pode ser observado no esquema demonstrado na Figura 1.

Este tem como finalidade o ajuste da distribuição de carga entre os eixos, o que assegura maior segurança no transporte de cargas.

Figura 1 – Esquema de suspensão mecânica e seus principais componentes



Fonte: elaborado pelo autor

1.1.1 Aplicação do eixo veicular auxiliar

Este trabalho aborda no seu conteúdo a análise estrutural de um eixo veicular auxiliar para veículos leves, onde a aplicação do mesmo permite o aumento da capacidade de carga total original do veículo em aproximadamente 25%. Este valor varia de acordo com o modelo do veículo, já que existe uma limitação de tração máxima imposta pelo fabricante.

Por exemplo, o caminhão Ford CARGO 815e tem homologado um PBT (Peso Bruto Total) de 8.250 kg e a máxima capacidade de tração é de 11.000 kg, então tem-se um PBTC (Peso Bruto Total Combinado) limitado pela máxima capacidade de tração. Sendo assim, o valor do PBTC define o limite máximo de carga que pode ser atingido com o uso do eixo veicular auxiliar.

Abaixo, nas Figuras 2 e 3, pode ser observada a aplicação do eixo auxiliar em um caminhão prancha, para o transporte de veículos de médio e pequeno porte.

Figura 2 – Caminhão prancha, para o transporte de veículos



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 3 – Suspensão mecânica e seus principais componentes



Fonte: elaborado pelo autor

1.2 JUSTIFICATIVA

Este estudo surgiu da necessidade de redimensionamento de um produto já existente. Neste caso, o produto apresentava um alto custo e, por este motivo, tinha pouca demanda. Devido às reclamações do setor comercial da empresa, houve a necessidade de reavaliar os processos e o projeto.

Foram realizadas análises e, por meio disto, foi escolhida a opção de reformulação do projeto original, visando reduzir o custo do produto por meio da redução do seu peso e mudança nos processos de fabricação.

Essa atividade exige uma série de estudos baseados nos conceitos de mecânica dos sólidos, dinâmica veicular, fadiga, materiais e processos de fabricação. Além disso, é indispensável que o produto seja submetido aos ensaios definidos pela norma NBR 10961 para que seja homologado.

Deste estudo resultará uma sequência de procedimentos técnicos devidamente fundamentados, resultando na padronização de uma metodologia para o dimensionamento do Eixo Veicular Auxiliar (EVA). Esta sequência contempla os cálculos analíticos, as simulações numéricas e os ensaios físicos pertinentes ao produto em estudo.

1.3 OBJETIVO GERAL

Determinar um método (sistemática organizada), para análise e dimensionamento de eixos para o transporte rodoviário, com base em dois ensaios realizados nos parâmetros estabelecidos pela norma brasileira ABNT NBR 10961.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos a serem conseguidos com o desenvolvimento do trabalho são os seguintes:

- a) analisar e interpretar o método de ensaio da norma brasileira ABNT NBR 10961, para a correta modelagem de análise de tensões;
- b) revisar bibliografia sobre resistência dos materiais e fadiga estrutural;
- c) realizar análises pelo método de elementos finitos com o objetivo de definição dos pontos críticos e comparação dos resultados de tensão estática obtidos analiticamente;

- d) realizar cálculos analíticos, de modo a validar o projeto no âmbito de cálculo estrutural, tendo como meta comprovação dos resultados obtidos no ensaio realizado conforme a norma NBR 10961;
- e) elaborar um memorial de cálculos que vise facilitar e agilizar o dimensionamento de futuros projetos de EVA's.

1.5 HISTÓRICO DA EMPRESA

A Zurlo Implementos Rodoviários foi fundada em 1987 e está situada na cidade de Caxias do Sul, RS 453-Km 6.2.

A empresa é referência de qualidade e eficiência na fabricação de implementos rodoviários. Conta com uma estrutura eficaz, maquinário moderno e equipe qualificada, atendendo às necessidades de montadoras e autopeças - linha pesada.

Possui o sistema de gestão da qualidade ISO 9001 e atualmente se destaca no mercado brasileiro e vem conquistando espaço no mercado externo, já fornecendo seus produtos para mais de 15 países.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentado o referencial teórico, o qual servirá de apoio para realização de todas as etapas do trabalho, abordando detalhes técnicos do produto e aplicações, passando por uma revisão em mecânica dos sólidos, resistência dos materiais e fadiga estrutural.

2.1 ESTUDO DA NORMA DE ENSAIO PARA EIXOS

A norma para ensaio NBR 10961 indica três etapas para aprovação do eixo. São elas:

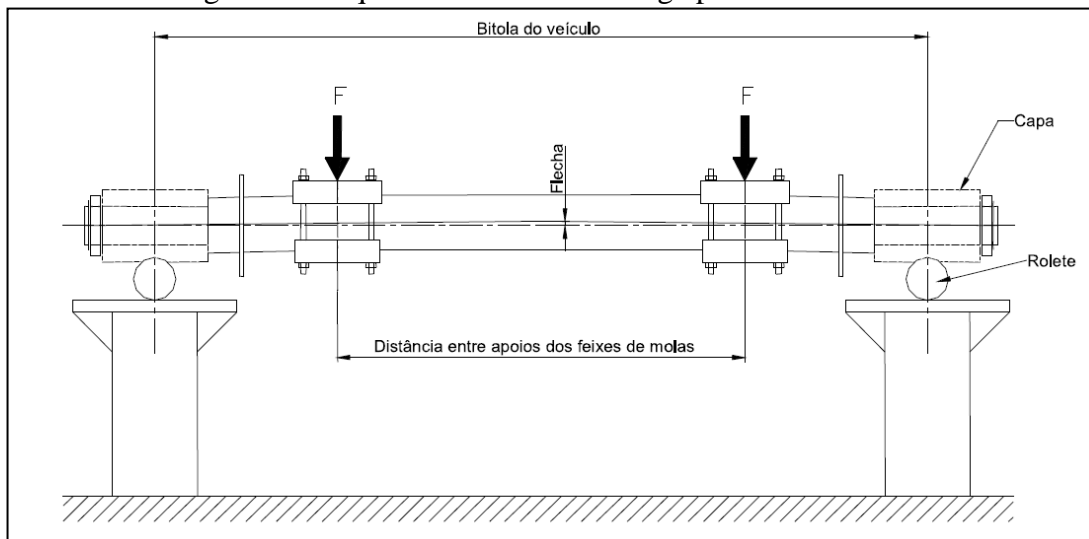
- a) fadiga por flexão vertical: o eixo veicular, quando ensaiado, não deve apresentar trincas até 250.000 ciclos. Deve ser inspecionado por líquido penetrante ou outro processo similar. Caso ocorram trincas quando executado o ensaio, deve-se prosseguir até o limite de 300.000 ciclos, não sendo permitida fratura;
- b) fadiga dos elementos de fixação do freio: o eixo veicular, quando ensaiado, não deve apresentar trincas até 30.000 ciclos para frente e 30.000 ciclos para trás. Deve ser inspecionado por líquido penetrante ou outro processo semelhante;
- c) fadiga da ponta do eixo veicular: o eixo veicular, quando ensaiado, não pode apresentar trincas após 40.000 ciclos. Deve ser inspecionado por líquido penetrante ou outro processo afim.

2.1.1 Métodos de ensaio

A norma diz que o corpo de prova deve ser constituído pelo próprio eixo veicular, completamente usinado e sem pintura, tendo montado sobre ele todos os componentes que são soldados ou fixados por outro meio que tenha geração localizada de calor. Não é necessário, para este ensaio, que o eixo contenha peças que lhes sejam fixadas por meios mecânicos (rosqueadas, parafusadas, etc.) sem geração localizada de calor, a exceção dos assentos das molas de lâminas. Os métodos para cada ensaio seguem abaixo:

- a) ensaio de flexão vertical: o ensaio deve simular o que ocorre na utilização do eixo veicular, o qual sofre esforços de compressão sobre os assentos da suspensão (molas de lâminas ou molas pneumáticas). As forças aplicadas “F” são senoidais, variando de 5 kN a capacidade nominal do eixo na frequência de 0,5 a 10 Hz. A força “F” deve ser aplicada em dois pontos conforme Figura 4;

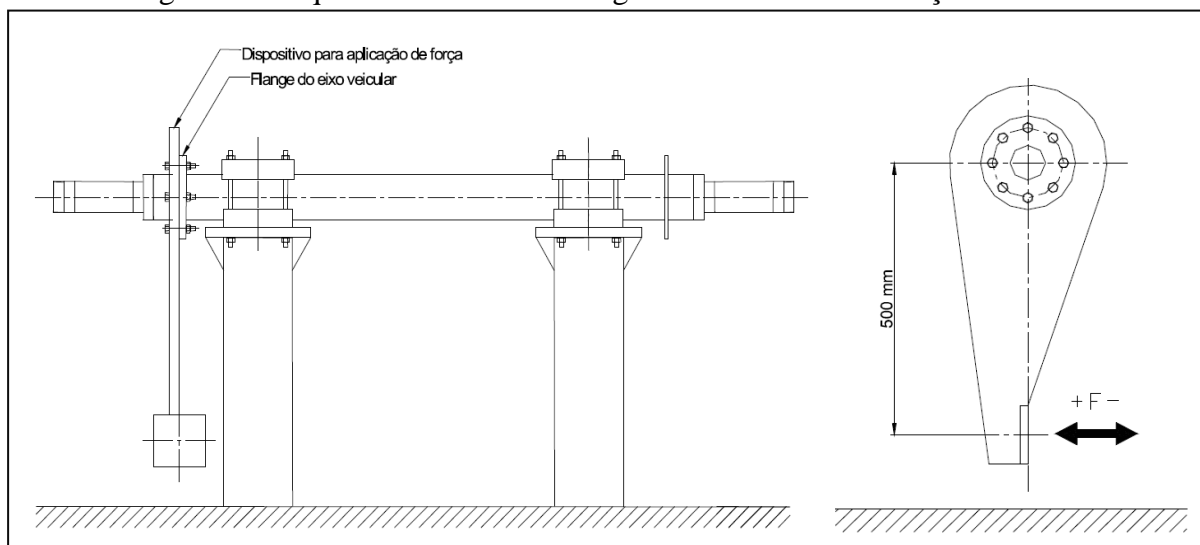
Figura 4 – Esquema de ensaio de fadiga por flexão vertical



Fonte: Norma NBR 10961

- b) ensaio dos elementos de fixação do freio: conforme a norma, é necessário ensaiar somente um lado do eixo. A força “F” é senoidal, variando de zero a “G”, sendo perpendicular à direção longitudinal do eixo. Após a aplicação do número especificado de ciclos de carregamento em uma direção, deve-se mudar o sentido de aplicação da carga de torção e repetir o número de ciclos especificados. Ao final, devem ser aplicados tantos ciclos de torção para um lado como para outro, ou seja, 30.000 para trás e 30.000 para frente, onde “G” representa 40% da capacidade nominal do eixo multiplicado pelo raio do pneu a ser utilizado (em mm) à frequência 0,5 a 10 Hz. O esquema de ensaio deve ser conforme Figura 5;

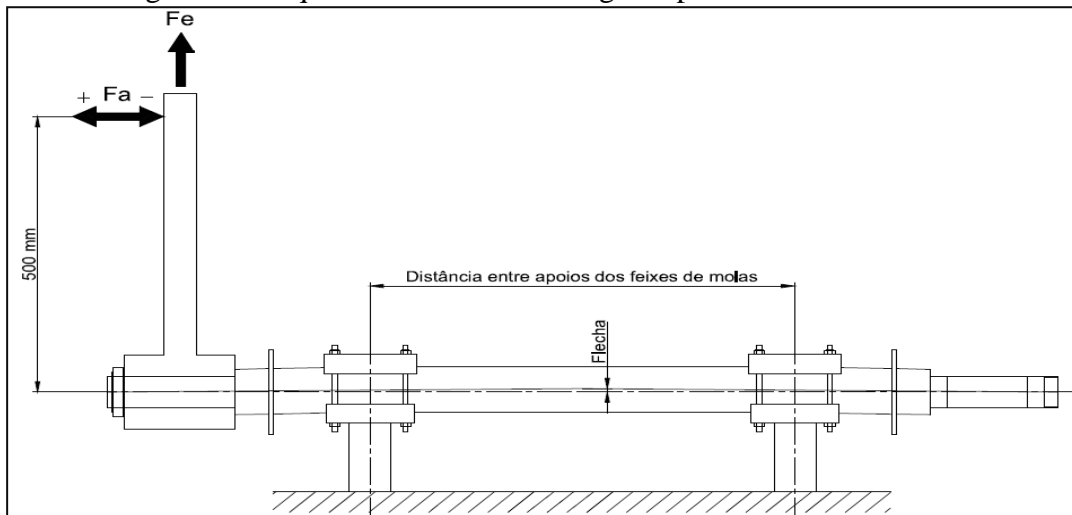
Figura 5 – Esquema de ensaio de fadiga dos elementos de fixação do freio



Fonte: Norma NBR 10961

- c) ensaio de fadiga da ponta do eixo: a norma diz que é necessário ensaiar apenas um dos lados do eixo, e que a força aplicada “Fe” deve ser de 50% da capacidade nominal do eixo veicular, no sentido real de trabalho do eixo. A força “Fa” é senoidal, variando de \pm “G” com frequência de 0,5 a 10 Hz, até atingir 40.000 ciclos. O esquema de ensaio deve ser conforme Figura 6.

Figura 6 – Esquema de ensaio de fadiga da ponta do eixo veicular

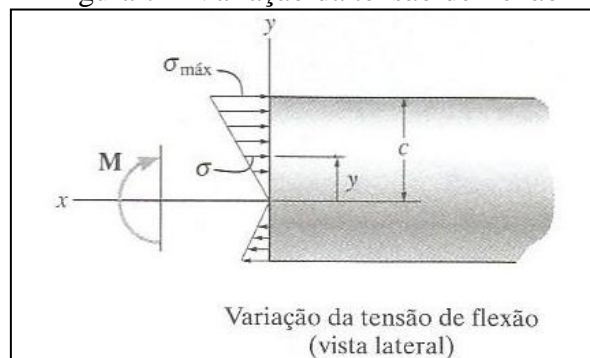


Fonte: Norma NBR 10961

2.2 FLEXÃO EM VIGAS

Para flexão, relaciona-se a distribuição das tensões normais de uma viga ao momento fletor resultante interno, atuando em sua seção transversal, assumindo que o material apresente um comportamento elástico linear. A tensão varia de zero, no eixo neutro do elemento, até um valor máximo, conforme equação 1. A distância c corresponde a fibra mais afastada do eixo neutro como mostrado na Figura 7.

Figura 7 – Variação da tensão de flexão



Fonte: Hibbeler (2004)

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (1)$$

Sendo: σ_{max} = tensão normal máxima no elemento (MPa);

M = momento interno resultante (N·mm);

I = momento de inércia da área de secção transversal (mm⁴);

c = distância perpendicular entre o eixo neutro e o ponto mais afastado do eixo neutro onde atua a tensão máxima (mm).

2.3 DEFLEXÃO EM VIGAS

Uma viga prismática, dentro do seu regime elástico, se curva com a tendência de formação de um arco de circunferência, e a curvatura da superfície neutra deve ser descrita através da equação 2.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (2)$$

Sendo M o momento fletor, E o módulo de elasticidade e I o momento de inércia da secção transversal do material.

Quando uma viga fica submetida a carregamento transversal, a equação 2 continua sendo válida, mas o momento fletor e a curvatura variam de secção para secção. Para esta situação a fórmula utilizada é a equação 3.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3)$$

No entanto, as deflexões toleradas, na grande maioria das estruturas de engenharia, são bastante pequenas, a inclinação dv/dx da curva elástica também é pequena.

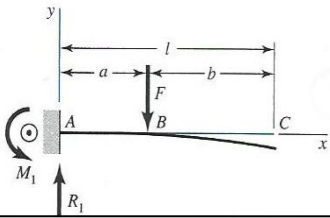
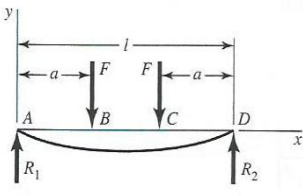
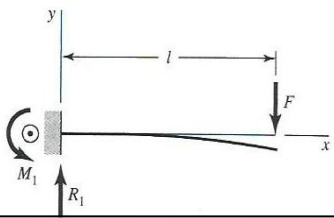
“Dessa forma o quadrado da inclinação v' é uma quantidade desprezível comparada com a unidade” (POPOV, 1978, p.363). Com base nisto, a equação diferencial para deflexão de uma viga elástica que deve ser utilizada é a equação 4.

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (4)$$

Esta é a equação diferencial de segunda ordem que rege o comportamento da linha neutra.

Considerando vigas estaticamente determinadas com carga de extremidade, carga de momento fletor (carga intermediária) e cargas gêmeas, pode se fazer uso da Tabela 1 para determinação da linha elástica, flecha e declividade.

Tabela 1 – Deslocamento das vigas

| Carga intermediária | Cargas gêmeas | Carga na extremidade |
|---|--|---|
|  |  |  |
| $R_1 = V = F \quad M_1 = Fa$ $M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$ $y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$ $y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3x)$ $y_{\max} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3l)$ | $R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$ $V_{CD} = -F$ $M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l - x)$ $y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$ $y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$ $y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$ | $R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$ $M = F(x - l)$ $y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$ $y_{\max} = \frac{Fl^3}{3EI}$ |

Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

2.4 TORÇÃO EM TUBOS NÃO CIRCULARES

Quando tubos de secção não circulares e paredes de mesma espessura em todos os lados são submetidos à torção, a tensão de cisalhamento fica distribuída de forma uniforme ao longo da espessura do tubo. Com isso, é possível determinar a tensão de cisalhamento média do tubo em qualquer ponto. O produto da tensão de cisalhamento média multiplicado pela espessura do tubo é denominado fluxo de cisalhamento, e é constante em toda a secção transversal do tubo, expressa pela equação 5.

$$q = t \tau_{méd} \quad (5)$$

Sendo: q = fluxo de cisalhamentos;

t = espessura da parede do tubo (mm);

$\tau_{méd}$ = tensão de cisalhamento média (MPa).

Segundo Hibbeler (2004, p. 175), “o torque faz com que o fluxo de cisalhamento e a tensão média sempre se direcionem tangencialmente à parede do tubo, de tal maneira que contribui para o torque resultante T ”.

Pela definição $q = T/2A_m$, onde T é torque (N·mm), A_m é a área média (mm^2) que se encontra na linha central entre a parede interna e a parede externa do tubo. Então a tensão de cisalhamento média pode ser representada pela equação 6.

$$\tau_{méd} = \frac{T}{2tA_m} \quad (6)$$

E o ângulo de torção de um tubo de comprimento L é determinado pelo método de energia. Sendo G o módulo de elasticidade ao cisalhamento e o ângulo ϕ , tem como resultado radianos e é expresso como mostra a equação 7.

$$\phi = \frac{TL}{4A_m^2 G} \oint \frac{ds}{dt} \quad (7)$$

2.4.1 Torção em barras de secção não-circular

Quando se tem barras de eixo reto e com secção retangular constante de comprimento L , submetida a um torque, pode-se fazer uso da equação 8 para determinação da tensão de cisalhamento.

$$\tau_{máx} = \frac{T}{c_1 a b^2} \quad (8)$$

O coeficiente c_1 é um dado da Tabela 2, o coeficiente a corresponde ao maior lado do retângulo e b ao menor lado do retângulo como pode ser observado na Figura 8.

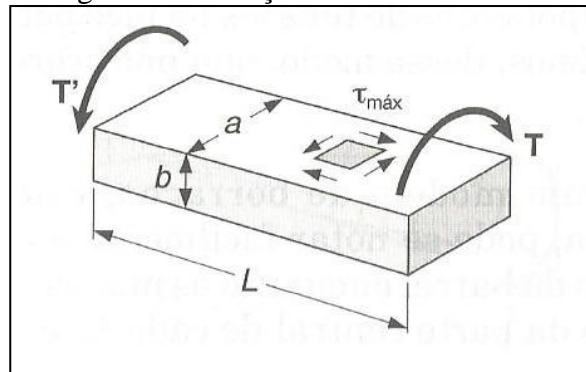
Tabela 2 – Deformação das vigas

| a/b | 1 | 1,2 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 10 | ∞ |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|
| c_1 | 0,208 | 0,219 | 0,231 | 0,246 | 0,258 | 0,267 | 0,282 | 0,291 | 0,312 | 0,333 |

Fonte: adaptado de Beer e Johnston (1995)

Esta teoria se baseia na teoria de membranas de Timoshenko –Teoria da Elasticidade. A máxima tensão sempre ocorrendo sobre a face maior.

Figura 8 – Variação da tensão de flexão



Fonte: Beer e Johnston (1995)

2.5 TEORIA DA ENERGIA DE DISTORÇÃO PARA MATERIAIS DÚCTEIS

Segundo Budynas e Nisbett (2011, p. 239), a teoria que se refere à energia de distorção prevê que “o escoamento ocorre quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede a energia de deformação por distorção por unidade de volume no escoamento sob tração ou compressão simples do mesmo material”. A teoria de distorção (DE) originou-se da observação de tensões hidrostáticas aplicadas em materiais dúcteis que exibiam resistência de escoamento bem acima dos valores dados pelo ensaio de tração simples.

A teoria da energia de distorção também pode ser chamada de teoria de Von Mises, teoria da energia e cisalhamento ou teoria da tensão de cisalhamento (MSS) octaédrica. A tensão de Von Mises, utilizando os componentes xyz do tensor tridimensional, pode ser escrita como na equação 9.

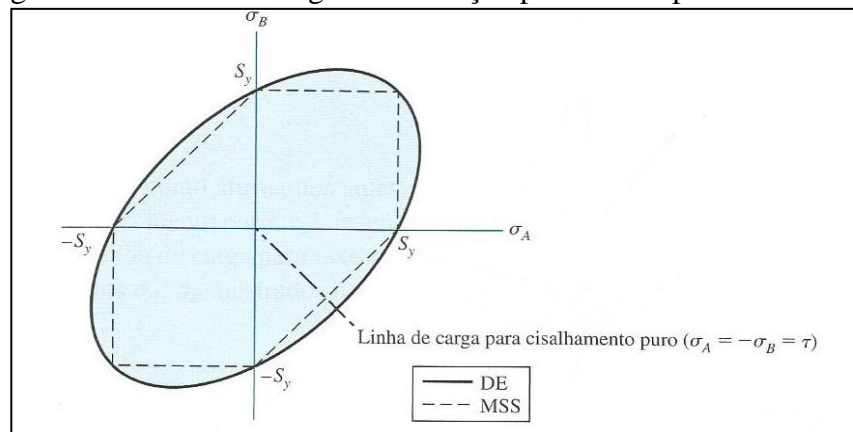
$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_{xy} - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

E para o estado plano de tensões, pode ser escrita como na equação 10, que representa a elipse rotativa da Figura 9.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

A Figura 9 representa um gráfico de pontos obtidos através desta equação. As linhas tracejadas da figura representam a teoria MSS, que pode ser vista como mais restritiva, desta forma, mais conservativa.

Figura 9 – Teoria da energia de distorção para estado plano de tensões



Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

A teoria de energia de distorção prediz a não ocorrência de falha sob tensão hidrostática e concorda bem com todos os dados para materiais dúcteis. Deste modo, esta é a teoria mais usada para materiais dúcteis e a mais recomendada para projetos, sendo a equação 11 utilizada para o cálculo do coeficiente de segurança.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (11)$$

A equação utilizada para cisalhamento puro, onde tem-se $\sigma_x = \sigma_y = 0$ pode ser escrita de acordo com a equação 12.

$$(3\tau_{xy})^2 = S_y^2 \quad \text{ou} \quad \tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0,577S_y \quad (12)$$

Deste modo, a resistência ao escoamento de cisalhamento, descrita pela energia de distorção, pode ser escrita pela equação 13.

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (13)$$

2.6 RESISTÊNCIA À FADIGA

De acordo com Ângelo (2007, p. 4), a fadiga pode ser definida como “uma falha que ocorre em componentes (estruturas e peças etc.) sujeitas a tensões dinâmicas flutuantes. Sob tais condições, a falha por fadiga pode ocorrer mesmo em níveis de tensões abaixo do limite de escoamento do material”.

Segundo Budynas e Nisbett (2011, p. 301), “por definição, uma região de fadiga de baixa ciclagem, entende-se de $N = 1$ até cerca de 10^3 ciclos. Desta forma, a resistência à fadiga S_f é apenas um pouco menor que a resistência à tração S_{ut} ”.

Para que haja o que é considerado fadiga de alta ciclagem, se faz necessário um número que seja cerca de 10^6 a 10^7 ciclos. Para definição do número de ciclos, a equação 14 pode ser descrita como $S_f = aN^b$, sendo N o número de ciclos até falhar e as constantes a e b são definidas pelos pontos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$ e 10^6 , S_e com $(S_f)_{10^6} = fS_{ut}$.

Para os valores das constantes a e b se adota as equações 15 e 16. E para a fração de resistência a fadiga f pode-se fazer o uso da Tabela 3.

Tabela 3 – Fração de resistência à fadiga f

| S_{ut} (MPa) | 414 | 620 | 827 | 1380 |
|----------------|------|------|------|------|
| f | 0,93 | 0,86 | 0,82 | 0,77 |

Fonte: adaptado de Shigley e Mischke (2001)

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (15)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad (16)$$

Se a tensão σ_a for dada, colocando-se $S_f = \sigma_a$ na equação 13, o número ciclos até falhar pode ser expresso de acordo com a equação 17.

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} \quad (17)$$

2.6.1 Fatores modificadores de tensão

Budynas e Nisbett (2011) afirmam que uma diferença é sempre esperada entre os limites do ensaio de S_e (fadiga para vida infinita) de um membro feito em laboratório, com um corpo de prova cuidadosamente preparado e em condições controladas perante as peças utilizadas na prática do dia-a-dia. Alguns fatores podem modificar os efeitos e condições do limite de S_e . Por este motivo, foram desenvolvidos fatores de modificação que podem trazer um ajuste das condições do material para trazê-lo mais próximo da realidade.

Para isto, se utiliza a equação 18, também conhecida como equação de Marin.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (18)$$

Sendo: k_a = fator de modificação de condições de superfície;

k_b = fator de modificação de tamanho;

k_c = fator de modificação de carga;

k_d = fator de modificação de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação de efeitos variados;

S_e' = limite de fadiga de espécie de teste da viga rotativa;

S_e = limite de fadiga no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso.

2.6.2 Fator de superfície k_a

Para encontrar expressões quantitativas para o acabamento de peças comumente usadas, pode-se utilizar a equação 19.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (19)$$

S_{ut} é a resistência à tração mínima e, a e b , são encontrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros para fator de modificação de superfície de Marin

| Acabamento superficial | Fator a , S_{ut} MPa | Expoente b |
|----------------------------|--------------------------|--------------|
| Retificado | 1,58 | -0,085 |
| Usinado ou laminado a frio | 4,51 | -0,265 |
| Laminado a quente | 57,7 | -0,718 |
| Forjado | 272 | -0,995 |

Fonte: adaptado de Budynas e Nisbett (2011)

2.6.3 Fator de tamanho k_b

A equação para o fator de tamanho pode ser usada para flexão e torção, e pode ser expressa na equação 20.

$$K_b = \begin{cases} (d/7,62)^2 = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (20)$$

Para carregamento axial não há efeito de tamanho. Assim $K_b = 1$.

A equação 20 é válida apenas para um sólido rotativo. Quando se tem uma barra que não está girando, ou quando se tem uma peça de secção não circular, é necessário achar um diâmetro equivalente através da equação 21 e, após, encontrar um diâmetro efetivo d_e através da equação 22. Para isto faz-se necessário obter a área acima de 95% da tensão máxima.

$$A_{95\sigma} = 0,0104d^2 \quad (21)$$

$$d_e = 0,370d \quad (22)$$

2.6.4 Fator de carregamento k_c

Abaixo na equação 23, seguem os valores médios para fator de carregamento.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (23)$$

$k_c = 0,59$ deve ser utilizado somente para carregamento de fadiga de torção pura. Quando a torção está combinada com outros carregamentos, tais como flexão, $k_c = 1$, o carregamento combinado é tratado usando a tensão efetiva de Von Mises.

2.6.5 Fator de temperatura k_d

Quando as temperaturas de operação estão abaixo da temperatura ambiente, a fratura frágil é a mais comum de acontecer e é o que deve ser investigado primeiro. E quando se tem a temperatura de operação mais alta do que a temperatura ambiente, a causa mais provável de falha é o escoamento, já que com temperaturas elevadas o limite de escoamento cai consideravelmente.

Utiliza-se a equação 24, de quarta ordem, para se encontrar o valor de k_d para temperaturas entre $37 \leq T_c \leq 540^\circ\text{C}$.

$$k_d = 0,9877 + 0,6507(10^{-3})T_c - 0,3414(10^{-5})T_c^2 + 0,562(10^{-8})T_c^3 - 6,246(10^{-12})T_c^4 \quad (24)$$

Ou, se o limite de fadiga for conhecido com a viga rodando a temperatura ambiente, a equação 25 pode ser utilizada.

$$K_d = S_T / S_{RT} \quad (25)$$

Sendo: S_T = resistência à tração na temperatura de operação;

S_{RT} = resistência à tração na temperatura ambiente.

Se o limite de fadiga não for conhecido, usa-se a equação 26.

$$S_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400MPa \\ 700MPa & S_{ut} > 1400MPa \end{cases} \quad (26)$$

2.6.6 Fator de confiabilidade k_e

O fator de confiabilidade corresponde a 8% de desvio padrão do limite S_e . Como se tem a maioria dos dados de resistência à fadiga relacionada a valores médios, a Tabela 5 apresenta os fatores para algumas confiabilidades-padrão especificadas.

Tabela 5 – Fatores de confiabilidade

| Confiabilidade % | Variante de transformação z_a | Fator de confiabilidade k_e |
|------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| 50 | 0 | 1,000 |
| 90 | 1,288 | 0,879 |
| 95 | 1,645 | 0,868 |
| 99 | 2,326 | 0,814 |
| 99,9 | 3,091 | 0,753 |
| 99,99 | 3,719 | 0,702 |
| 99,999 | 4,265 | 0,659 |
| 99,9999 | 4,753 | 0,620 |

Fonte: adaptado de Budynas e Nisbett (2011)

2.6.7 Fator de efeitos diversos k_f

Segundo Budynas e Nisbett (2011), os valores de k_f não estão sempre disponíveis, mas ele leva em conta a redução do limite S_e em razão de efeitos diversos que podem ser:

- a) tensões residuais: que podem melhorar o limite de fadiga para vida infinita ou afetá-lo de forma severa;
- b) características direcionais de operação: que se tem em materiais como chapas laminadas, repuxadas ou barras, assim como em peças forjadas;
- c) falha por endurecimento da superfície: peças que são endurecidas superficialmente podem falhar na superfície ou no raio máximo do núcleo, dependendo do gradiente de operação;
- d) corrosão: espera-se que peças em trabalho em atmosferas corrosivas tenham seu limite de resistência afetada e, conseqüentemente, sua vida;
- e) chapeamento eletrolítico: revestimentos como cromagem, cobertura de níquel ou de cádmio trazem como consequência a diminuição do limite S_e em até 50%;
- f) pulverização de metal: isto resulta em imperfeições na superfície do material que podem ocasionar início de trincas e podem diminuir a resistência à fadiga em até 14%;
- g) frequência cíclica: por condições normais, a falha por fadiga é independente da frequência, mas quando se tem outros meios de redução de S_e envolvidos, como corrosão ou altas temperaturas, a razão do ciclo se torna importante. Quanto menor a frequência e mais alta a temperatura, mais alta a taxa de propagação de trincas e mais curta a vida;
- h) corrosão de piezo-ciclofricção: fenômeno de corrosão resultante de movimentos microscópicos de peças ou estruturas montadas de forma muito justa. Exemplo: juntas parafusadas, ajuste mancal-pista e cubos de roda.

2.6.8 Concentração de tensão devido ao entalhe

Segundo Budynas e Nisbett (2011), as peças onde se tem algum tipo de irregularidade ou descontinuidade, como entalhes, furações, etc., estas devem aumentar significativamente as tensões nas proximidades da descontinuidade. Por este motivo, foi criado o fator de concentração de tensão K_T , que é usado como a tensão nominal para obtenção da tensão resultante máxima por descontinuidade, e que é obtido através de gráficos conforme o tipo de irregularidade.

O fator K_F é o fator chamado de concentração de tensão de fadiga, e é um fator de concentração de tensão reduzido de K_T por causa da reduzida sensibilidade ao entalhe q , definida por cartas de sensibilidade ao entalhe, ou pela equação 27.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (27)$$

Em que \sqrt{a} é definido como constante de Neuber, que é uma constante do material.

Para cálculo de tensão K_F se faz uso da equação 28.

$$K_F = 1 + \frac{K_T - 1}{1 + \sqrt{a}/r} \quad (28)$$

2.6.9 Tensões flutuantes

Segundo Budynas e Nisbett (2011), quando se tem carregamentos que variam em função do tempo, o que é muito comum em máquinas e nos mais diversos tipos de estruturas e elementos mecânicos, a falha pode acontecer muito antes do previsto. As peças rotativas têm formato senoidal, mas também há outros tipos padrões bem irregulares. Padrões periódicos que exibem um único máximo e um único mínimo de força, a forma de onda não é importante, mas sim os picos em ambos os lados máximo e mínimo. Assim, a caracterização de forças em um ciclo pode ser escrita conforme equações 29 e 30.

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (29)$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (30)$$

Onde F_m é a força média, e F_a é a amplitude da componente de força.

A tensão estável ou estática não é a tensão média. Ela pode estar em qualquer valor entre σ_{max} e σ_{min} . Essa tensão estável, por exemplo, pode ser atribuída a uma pré-carga aplicada a uma peça. Para definição dos carregamentos, como o exemplificado na Figura 10, são necessárias algumas definições:

σ_{min} = tensão mínima (MPa);

σ_{max} = tensão máxima (MPa);

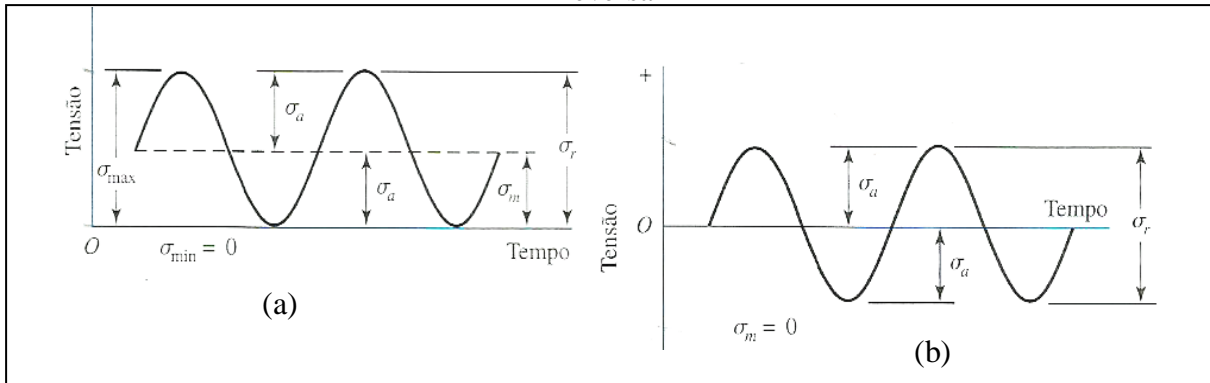
σ_m = tensão média (MPa);

σ_r = variação de tensão (MPa);

σ_s = tensão estática ou estável (MPa);

σ_a = tensão alternada (MPa).

Figura 10 – Relações tempo-tensão. (a) tensão repetida; (b) tensão senoidal completamente reversa



Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

A tensão alternante σ_a pode ser definida pela equação 31, e a tensão média pela equação 32.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (31)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (32)$$

2.6.10 Critérios de falha por fadiga

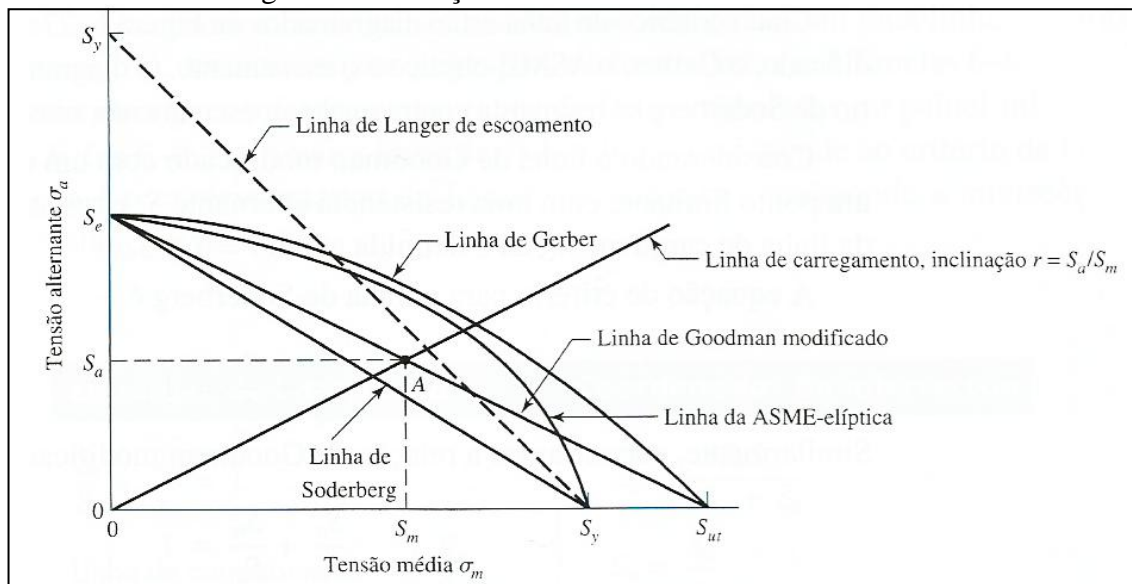
A Figura 11 mostra cinco critérios de falha por fadiga, sendo:

- Soderberg,
- Goodman modificado;
- Gerber;
- Asme-elíptico;
- escoamento de Langer.

Este diagrama é frequentemente construído com propósito de análise e projeto. Ele é fácil de utilizar e os resultados podem ser postos diretamente em escala.

Segundo o diagrama, somente Soderberg se mantém afastado o suficiente da linha de escoamento para ser considerado um critério demasiado conservador. Considerando que o ponto A apresenta um ponto limite com a resistência alternante S_a e a resistência média S_m . A inclinação da linha de carga é definida como $r = S_a/S_m$.

Figura 11 – Relação tensão alternada X tensão média



Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

A Tabela 6 relaciona as equações de construção da linha e coeficiente de segurança para cada um dos cinco critérios citados acima.

Tabela 6 – Equações para construção das linhas para os critérios e coeficientes de segurança

| Critério | Equação de construção da linha | Coefficiente de segurança |
|--------------------|---|---|
| Soderberg | $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ | $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$ |
| Goodman modificada | $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ | $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$ |
| Gerber | $\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ | $\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ |
| Asme-elíptico | $\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ | $\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$ |
| Langer | $S_a + S_m = S_y$ | $S_a + S_m = \frac{S_y}{n}$ |

Fonte: elaborado pelo autor

2.7 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Para Marim (2009), o uso de ferramentas computacionais de análise durante o projeto diminui os custos e o tempo de desenvolvimento do produto, permitindo inclusive que os projetistas avaliem os efeitos de diversos parâmetros, como mudança de geometria, escolha de material etc., sem a necessidade da construção de protótipo.

Para Spinelli (2010), a simulação é um caso de entrada de carga para um modelo com tentativa de reproduzir as condições de serviço, o que representaria o funcionamento real. Os resultados da simulação são, então, analisados pelo engenheiro visando descobrir a natureza e dar os resultados esperados, conclusões de desempenho do sistema ou alguma especificação que definam o seu desempenho.

O método de elemento finito possui vasta aplicação e goza de ampla aplicação nas áreas de análise estrutural, térmicas e fluidos. O método é composto de três etapas, fases principais: (1) pré-processamento. Em que o analista desenvolve uma malha de elementos finitos para dividir a geometria do assunto em subdomínios para análise matemática em que se aplicam as propriedades dos materiais e condições de contorno, (2) solução, durante o qual o programa deriva as governantes equações matriciais do modelo e resolve as quantidades primárias, e (3) pós-processamento, em que o analista verifica a validade da solução, examina os valores das quantidades primárias (por exemplo, deslocamentos e tensões) [...].

Disponível em: <http://www.articlesphere.com/pt/Article/Finite-Element-Analysis--Pre-processing/6511>

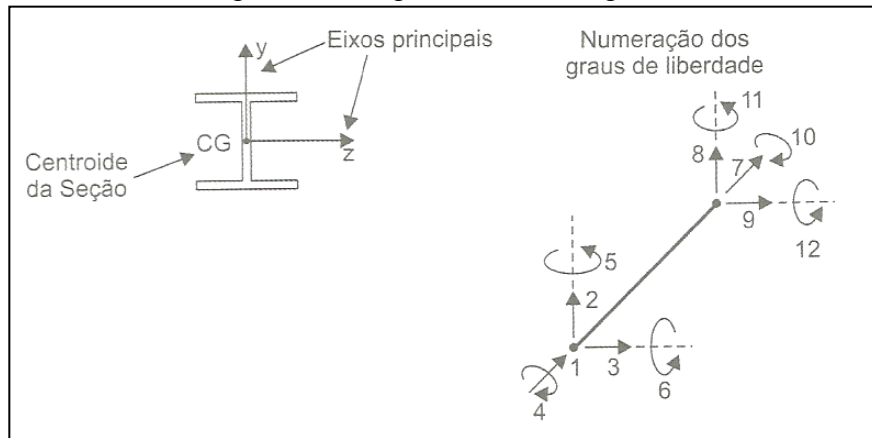
2.7.1 Geometria dos elementos

Para se obter resultados mais próximos da realidade, é necessário se avaliar qual tipo de elemento é mais adequado a análise a ser realizada.

Na sequência, alguns dos elementos mais utilizados em análise de estruturas em engenharia:

- a) elemento tipo barra: admitindo a hipótese de que a tensão ou deformação seja unidimensional, ou seja, componentes apenas em uma direção, então a teoria mais utilizada é a teoria de barras. Segundo Alves Filho (2007, p. 69), “Os elementos do tipo barras de treliças transmitem apenas forças axiais de tração e de compressão, isto é, na direção da barra. Para esse elemento não são contabilizados esforços decorrentes da ação de momentos fletores, torçores e forças cortantes”;
- b) elemento tipo viga: a deformação é caracterizada basicamente pela linha elástica. Uma viga consiste em uma linha reta, que tem seu comprimento muitas vezes maior do que a sua seção transversal, podendo transmitir forças axiais, momentos fletores no plano de seção transversal da viga, forças cortantes nos mesmos planos de ação dos momentos fletores, e momentos torçores em relação ao eixo dos centros de torção da viga como mostrado na Figura 12;

Figura 12 – Viga no caso mais geral



Fonte: adaptado de Alves Filho (2007)

- c) elemento tipo placa: segundo Fonseca (2002, p. 74), “Uma placa é uma estrutura caracterizada por uma dimensão muito pequena comparada com as outras duas dimensões, considerando-se um sistema de referência”. Para caracterizar o uso do elemento tipo placa, imaginam-se cargas atuando no sentido perpendicular ao seu plano, resultando em um deslocamento, tendo como resposta um comportamento de flexão;
- d) elemento tipo casca: de acordo com Alves Filho (2007, p. 3), “As chapas que são altamente usadas em engenharia estrutural, aviação, construção naval, mecânica automobilística, são estudadas pela teoria geral de placas e cascas que utiliza intensamente o recurso matemático das equações diferenciais”. Sendo o elemento de casca o mais adequado para análise detalhada de estruturas metálicas de chapas como, por exemplo, análise detalhada de chassis e travessas, pára-choques, caixa estrutural completa de ônibus, trens, aviões, etc.;
- e) elemento tipo sólido: é o mais indicado em análises onde se tem um maior detalhamento da peça, como exemplo a presença de chanfros, arredondamento, saliências, geometrias especiais como as de peças fundidas ou até mesmo condição de fixação como cordões de solda, etc.

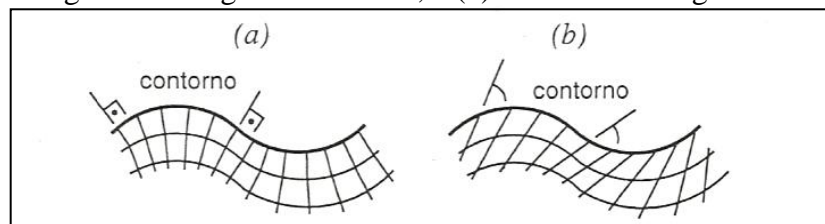
2.7.2 Malha

A malha de elementos finitos subdivide uma geometria em elementos e nós, onde os graus de liberdade são atribuídos aos nós, e o número de nós está ligado diretamente com a escolha do tipo de elemento.

O método de geração de malhas automático se divide em dois grupos, sendo os que geram malhas estruturadas que se caracterizam pela existência de uma lei de formação que exige a definição do contorno do domínio sob a forma de curvas paramétricas interconectadas, formando uma geometria de aspecto quadrilátero, e malhas não estruturadas, que emprega procedimentos que geram a malha sem necessidade de existirem geometrias específicas para o contorno do domínio a ser discretizado.

Segundo Castro Sobrinho (2006, p. 288), “A distorção dos elementos da malha influencia diretamente a precisão da solução do modelo e afeta a velocidade de convergência dos problemas [...]”. A não ortogonalidade da malha no contorno apresentará elementos distorcidos ao longo da curva, conforme ilustrado na Figura 13.

Figura 13 – Propriedade de ortogonalidade das linhas da malha ao longo do contorno: (a) malha ortogonal ao longo do contorno; e (b) malha não ortogonal ao contorno



Fonte: Castro Sobrinho (2006)

2.7.3 Controle local de densidade

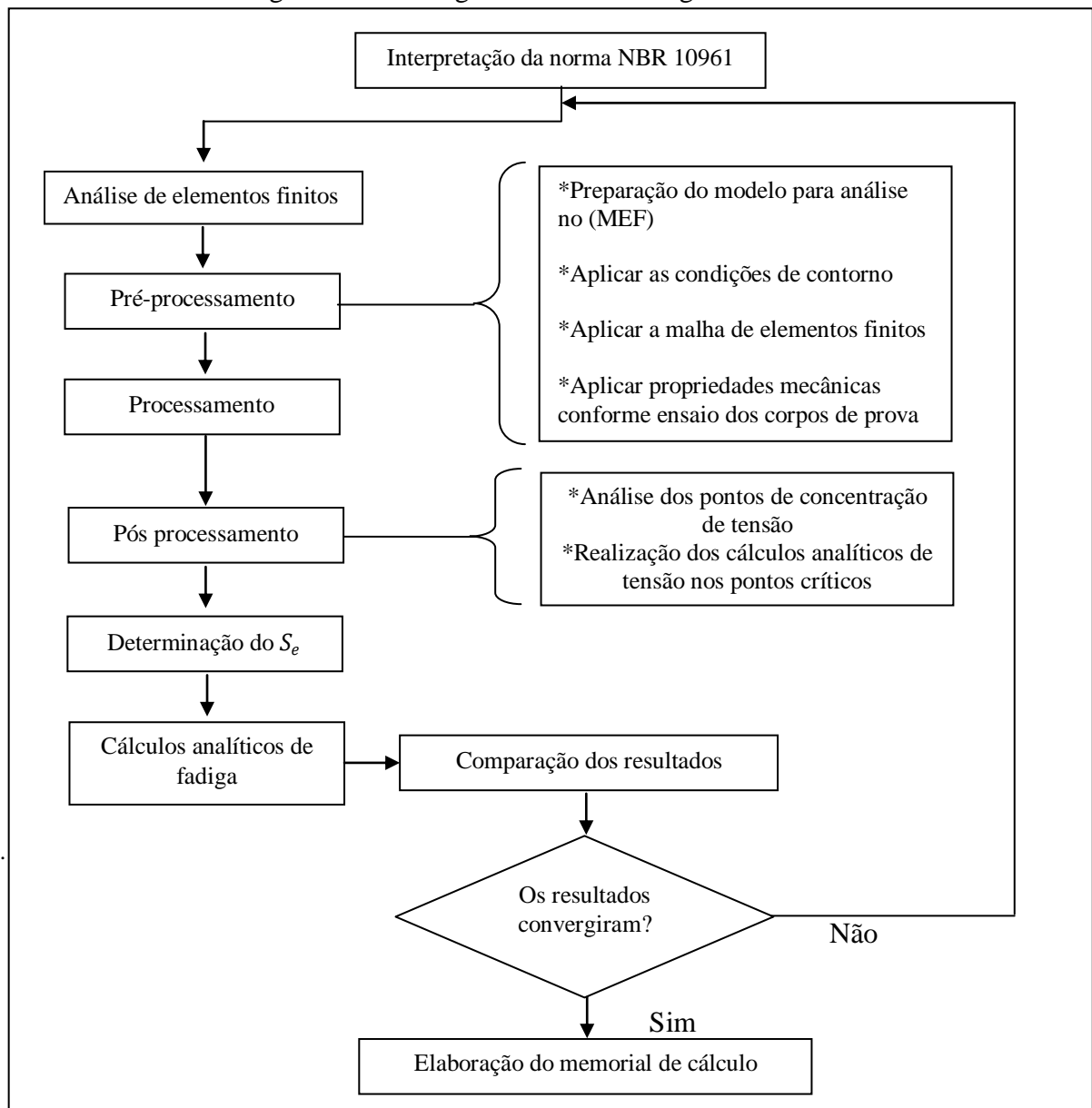
Para se obter resultados mais precisos, utiliza-se o procedimento de refinar a malha, mas, em problemas onde a extensão do domínio é muito grande, pode-se refinar a malha em regiões onde se deseja melhorar a precisão da solução, não aumentando muito o tempo do processamento.

De acordo com Castro Sobrinho (2006), refinando a malha apenas em uma região específica, deve-se observar a mudança de densidade entre o local de refinamento e o restante da malha, de forma que a região de transição produza elementos pouco distorcidos. Por este motivo, alguns métodos para medir a distorção do elemento têm sido apresentados na literatura. Estes métodos medem a razão de aspecto entre um quadrado perfeito (razão de aspecto = 1:1) e limitam os ângulos internos do elemento à faixa de valores compreendidos entre 45 e 135 graus. Em problemas de elasticidade, para se obter resultados satisfatórios, deve-se ter uma razão de aspecto menor que (1:3) para análise de tensões e, quando se trabalha com análise de deformação, o ideal é ter uma razão de aspecto menor que (1:7).

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

A metodologia consiste em utilizar os resultados de dois ensaios já realizados em EVA's, de acordo com a norma NBR 10961, como parâmetros para validar cálculos analíticos e simulações pelo método dos elementos finitos, determinando tensões e o número de ciclos até a falha. A Figura 14 mostra as etapas nas quais o trabalho foi dividido.

Figura 14 – Fluxograma da metodologia de trabalho



Fonte: elaborado pelo autor

Os dois ensaios foram realizados na mesma configuração de produto e carga admissível, tendo como diferença somente o braço de alavanca que simula o raio do pneu do

veículo. Em um dos ensaios foi utilizada alavanca de 388 mm, ensaio o qual não apresentou qualquer problema e que foi homologado, conforme pode ser observado no Anexo B.

No outro ensaio a alavanca utilizada foi de 500 mm. Neste caso, o ensaio de flexão vertical e o ensaio de flexão da ponteira não apresentaram problemas. No entanto, o ensaio de fixação dos elementos de freio, veio a ocasionar a fratura do eixo com 24.807 ciclos para frente, como pode ser observado no Anexo C.

Os cálculos analíticos e as análises por meio do método dos elementos finitos visam à validação do projeto, e servirão de anteparo para a elaboração do memorial de cálculo, que tem como objetivo assegurar, desta forma, a aprovação de futuros projetos perante a aplicação da norma de ensaio de eixo veicular da ABNT.

3.1 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

A viga que constitui o eixo tem formato tubular e é fabricada em quatro partes principais, sendo duas chapas cortadas em plasma e que, posteriormente, são dobradas em “U”, feitas de aço estrutural do tipo LNE 38, e que passam ainda por um processo de conformação em suas extremidades para encaixe e montagem das ponteiras com diâmetro pré-determinado.

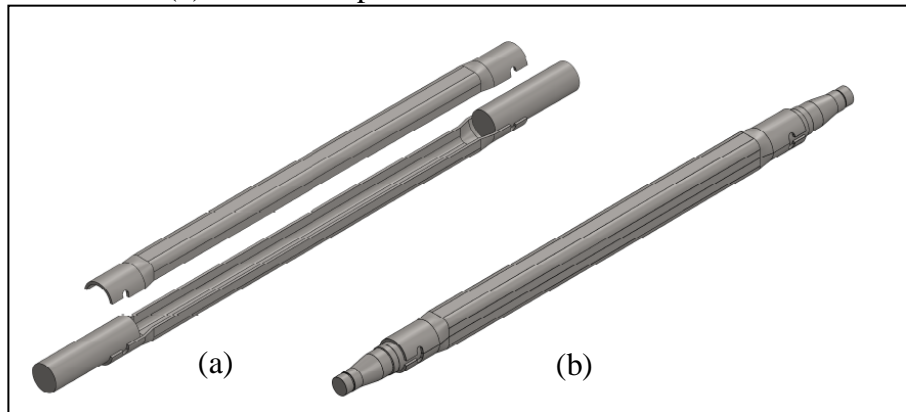
Segundo Faria et al. (2002, p. 1), “o aço LNE 38 é um material indicado para projetos onde o limite de escoamento (LE) é característica determinante e é utilizado em projetos de longarinas, eixos e suspensões automotivas”.

As ponteiras são feitas de perfil redondo de aço SAE 1030 e, inicialmente, são apenas cortadas com o comprimento apropriado. Após, é efetuada a montagem das chapas em “U” com as ponteiras em um dispositivo no qual se tem a garantia de alinhamento, conforme Figura 15 (a).

Depois do conjunto montado, é realizado o processo de união das chapas em “U” feita através do processo de solda em arco submerso, posteriormente são soldadas as ponteiras em processo de solda MIG-MAG.

Quando o conjunto estiver completamente montado e soldado, é realizada a usinagem conforme demonstrado na Figura 16, que garantirá o completo alinhamento entre as usinagens dos alojamentos dos rolamentos para a colocação dos cubos de roda, conforme Figura 15 (b).

Figura 15 – (a) Desenho representativo do processo de montagem da viga em bruto
(b) Desenho representativo do eixo usinado



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 16 – Processo de usinagem do eixo



Fonte: elaborado pelo autor

3.2 MATERIAIS E MÉTODOS

O desenvolvimento do trabalho se dará seguindo os passos:

- a) determinação das condições de contorno e carregamento (cargas e restrições) aplicadas ao produto em cada um dos ensaios, através da interpretação da norma NBR 10961;
- b) modelagem do produto, utilizando o software *Solidworks*;
- c) realização das análises de carregamento estático pelo método dos elementos finitos;

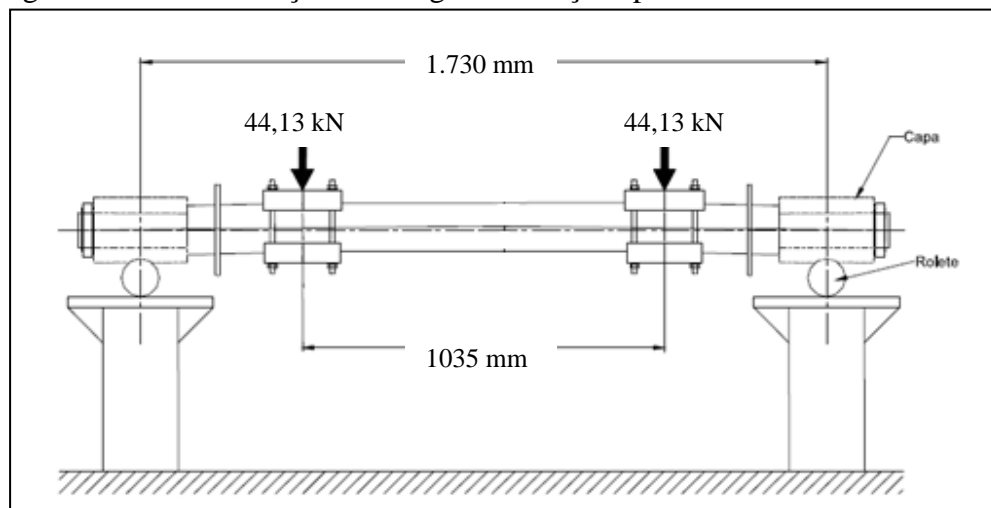
- d) realização de cálculos analíticos de tensão nos pontos críticos indicados pelo MEF;
- e) determinação do limite de resistência a fadiga S_e nos locais críticos conforme indicado pelo MEF;
- f) realização dos cálculos analíticos de fadiga, para determinar o número de ciclos teóricos até a falha do material em cada um dos ensaios;
- g) realização de comparações entre os ensaios realizados conforme a norma NBR 10961 e os cálculos analíticos realizados;
- h) elaboração de um memorial de cálculos, utilizando o software Microsoft Excel;
- i) investigação da causa da falha para o ensaio de elementos de fixação do freio com alavanca de 500 mm.

3.2.1 Interpretação da norma

As condições de contorno, cargas e restrições aplicadas a cada um dos ensaios foram determinadas a partir da interpretação da norma de ensaios NBR 10961 que, de acordo com o item 2.1.1, demonstra a forma como devem ser aplicados, o local e a intensidade das forças, também o local e como devem ser feitas as restrições. Foram aplicadas as cargas e restrições para o eixo, sendo que a capacidade nominal do produto é de 4.500 kg, e seguem abaixo especificadas.

A Figura 17 ilustra o ensaio de fadiga por flexão vertical identificando os pontos de aplicação de carga, sua intensidade e os pontos de apoio.

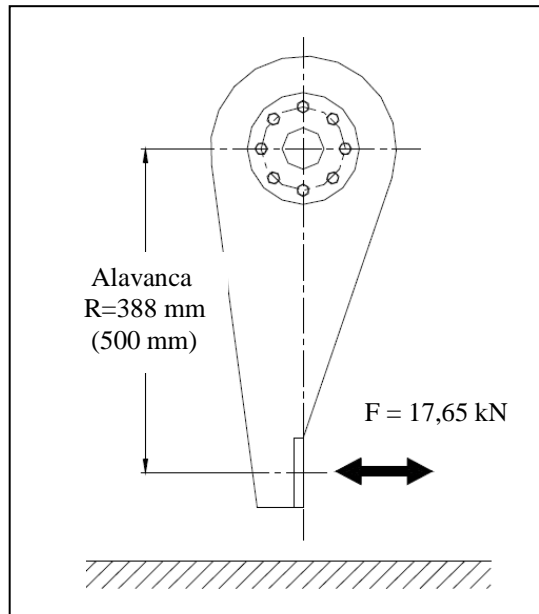
Figura 17 – Determinação das cargas e restrições para ensaio de flexão vertical



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 18 ilustra o ensaio de fadiga dos elementos de fixação do freio, identificando os pontos de aplicação de carga, sua intensidade e os pontos de apoio.

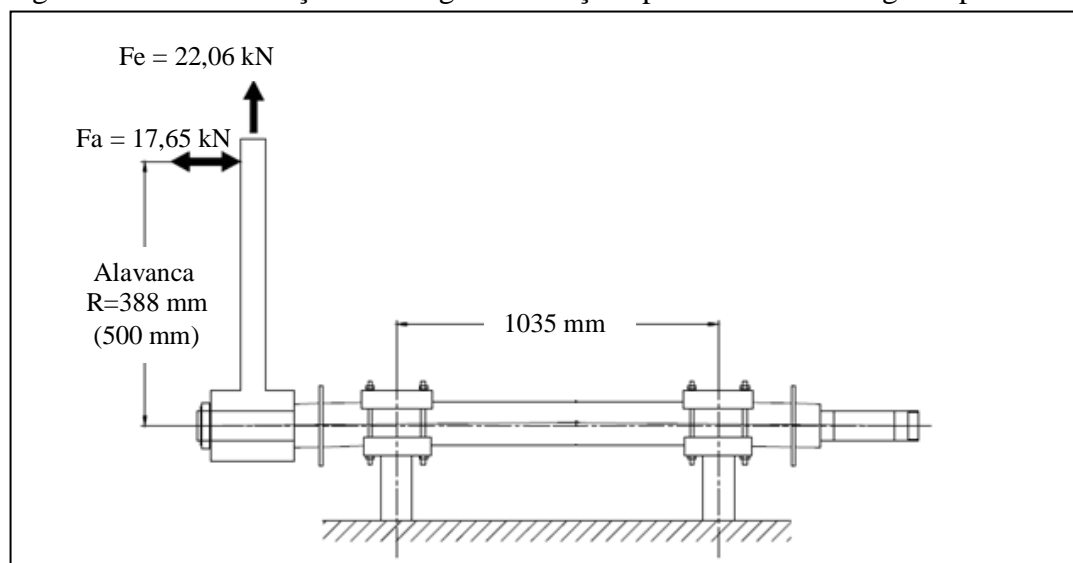
Figura 18 – Determinação das cargas e restrições para ensaio dos elementos de fixação do freio



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 19, por sua vez, ilustra o ensaio de fadiga por flexão da ponteira do eixo, identificando os pontos de aplicação de carga, sua intensidade e os pontos de apoio.

Figura 19 – Determinação das cargas e restrições para ensaio de fadiga da ponteira



Fonte: elaborado pelo autor

3.2.2 Análise de elementos finitos

Nas análises para o levantamento das tensões estáticas, se objetivou reproduzir os ensaios práticos de maneira fiel, com o objetivo de maior entendimento dos fenômenos decorridos.

3.2.2.1 Modelamento

O modelamento do produto foi feito considerando algumas simplificações, tais como a supressão de acessórios que não tem influência no comportamento estrutural. Nas análises iniciais não foram modeladas as regiões soldadas, tornando assim os modelos mais simples, considerando a união entre os componentes uma união perfeita.

Tomou-se o cuidado para evitar erros de singularidade (descontinuidade), não deixando interferência entre os componentes do modelo, evitado a presença de cantos vivos e atribuindo os contatos apropriados entre os componentes para uma geração de malha adequada.

3.2.2.2 Condições de contorno

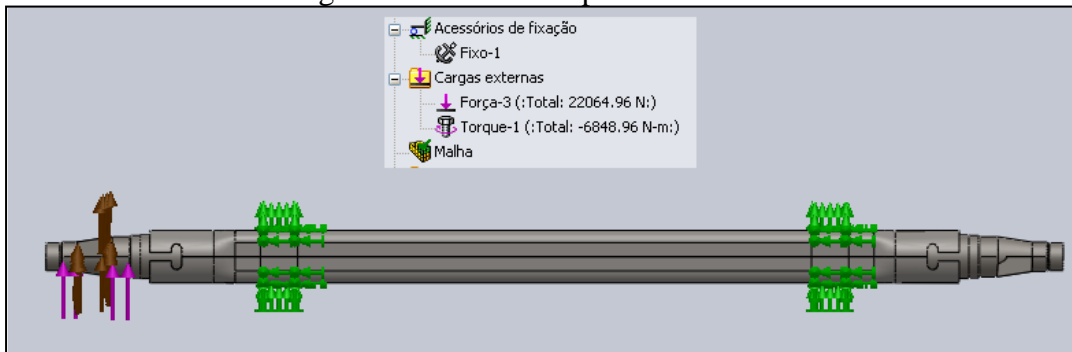
Conforme visto no item 3.2.1, cada uma das análises manteve as orientações seguindo as diretrizes vistas nas Figuras 16, 17 e 18, procurando ter maior aproximação dos ensaios práticos realizados. As restrições e cargas aplicadas nas análises de elementos finitos podem ser observadas na Figura 20 (ensaio de flexão vertical), Figura 21 (ensaio da ponteira do eixo), e na Figura 22 (ensaio dos elementos de fixação do freio).

Figura 20 – Ensaio de flexão vertical



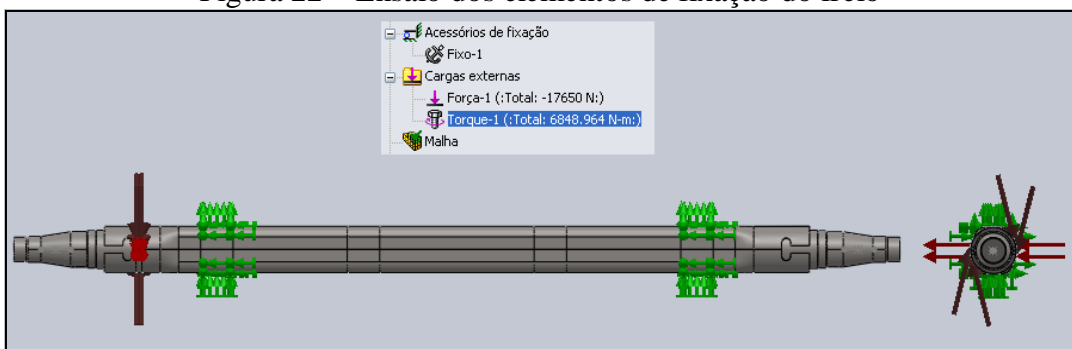
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 21 – Ensaio da ponteira do eixo



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 22 – Ensaio dos elementos de fixação do freio



Fonte: elaborado pelo autor

3.2.2.3 Malha de elementos finitos

Segundo Marin (2009, p 32), “o modelo mais simples e que forneça bons resultados é sempre o melhor”, e, por este motivo, a simplificação do modelo vem a diminuir a demanda de tempo na formação da malha de elementos finitos, como pode ser visto na Figura 23.

Figura 23 – Malha de elementos finitos

| | | |
|--|---|--|
| Nome do estudo | Copiar de [Copiar de [Estudo 1]] (Valor predeterminado) | |
| Tipo de malha | Malha sólida | |
| Gerador de malhas usado | Malha padrão | |
| Transição automática | Desativada | |
| Incluir loops de malha automáticos | Desativada | |
| Pontos Jacobianos | 4 pontos | |
| Tamanho do elemento | 22 mm | |
| Tolerância | 1.1 mm | |
| Qualidade da malha | Alta | |
| Total de nós | 18376 | |
| Total de elementos | 9934 | |
| Proporção máxima | 15.219 | |
| Porcentagem de elementos com Proporção < 3 | 74 | |
| Porcentagem de elementos com Proporção > 10 | 0.554 | |
| % de elementos distorcidos (Jacobiana) | 0 | |
| Refazer malha de peças falhas com malha incompatível | Desativada | |
| Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss) | 00:00:11 | |

Fonte: elaborado pelo autor

Como o modelo apresenta uma estrutura tubular de chapa grossa e ponteiros de aço maciço, a malha utilizada foi a sólida tetraédrica de quatro nós para chapa grossa, com tamanho de elemento de aproximadamente 22 mm, gerada de forma automática pelo software, com alta qualidade resultando em aproximadamente 18.000 nós em cada modelo.

3.2.2.4 Ensaio dos corpos de prova

Foram preparados corpos de prova para ensaio de tração dos materiais da ponteira e do corpo da viga, em um total de cinco amostras de cada um dos materiais. Abaixo, na Tabela 7, encontram-se as propriedades obtidas do material LNE 38 (corpo da viga) e, na Tabela 8, as propriedades obtidas para o material SAE 1030 (ponteira da viga).

Os limites de escoamento e ruptura necessários para os cálculos e criação de configuração de material, utilizadas no software para análise de elementos finitos, foram definidos a partir das médias dentre as cinco amostras como pode ser verificado abaixo.

Tabela 7 – Ensaio de tração do material LNE 38

| Identificação | Área | Tensão de escoamento (MPa) | Resistência à tração (MPa) | Alongamento | | Escala (ton) |
|---------------|------|----------------------------|----------------------------|-------------|-------------|--------------|
| | | | | L0 (mm) | (%) | |
| 1.1 | 483 | 423 | 520 | 70 | 33 | 30 |
| 1.2 | 481 | 435 | 524 | 70 | 32 | 30 |
| 1.3 | 486 | 436 | 521 | 70 | 33 | 30 |
| 1.4 | 476 | 422 | 500 | 70 | 33 | 30 |
| 1.5 | 475 | 425 | 500 | 70 | 34 | 30 |
| Média | | 428,2 | 513,0 | | 33,0 | |

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 8 – Ensaio de tração do material SAE 1030

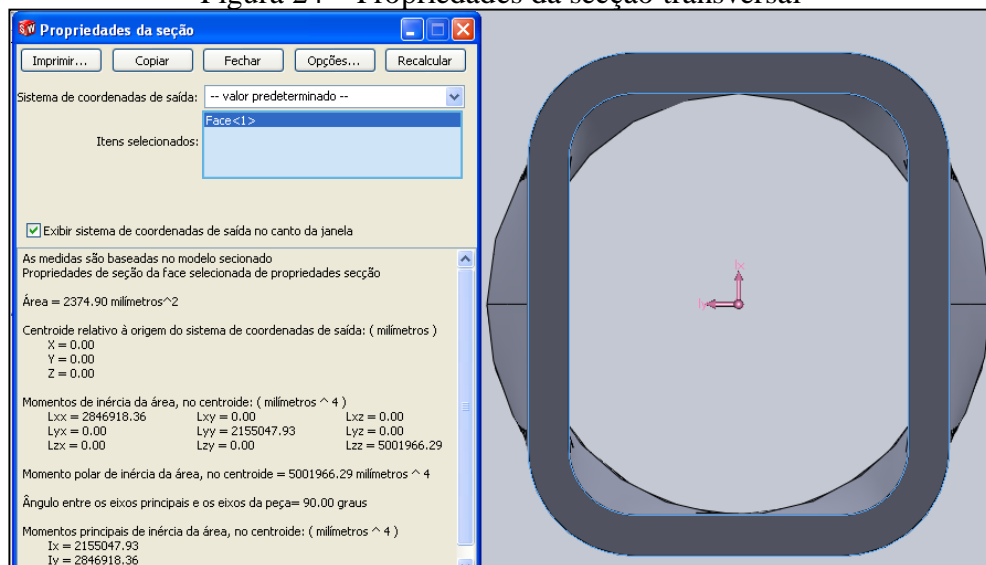
| Identificação | Área | Tensão de escoamento (MPa) | Resistência à tração (MPa) | Alongamento | | Escala (ton) |
|---------------|------|----------------------------|----------------------------|-------------|-------------|--------------|
| | | | | L0 (mm) | (%) | |
| 1.1 | 12 | 388,7 | 650,7 | 60 | 23 | 73,59 |
| 1.2 | 12 | 397,3 | 654,1 | 60 | 26 | 74,35 |
| 1.3 | 12 | 369,1 | 636,5 | 60 | 27 | 71,99 |
| 1.4 | 12 | 382,5 | 642,2 | 60 | 23 | 72,63 |
| 1.5 | 12 | 378,3 | 661,1 | 60 | 27 | 78,77 |
| Média | | 383,2 | 648,9 | | 25,2 | |

Fonte: elaborado pelo autor

3.2.3 Comparação entre resultados analíticos e numéricos

Para cada um dos ensaios realizados pelo MEF foram calculadas, analiticamente, as tensões nos pontos críticos, conforme indicado em cada análise, de modo a validar o modelo. Fazendo uso do software para conhecimento das propriedades de secção transversal em cada um dos pontos críticos, conforme pode ser visto na Figura 24.

Figura 24 – Propriedades da secção transversal



Fonte: elaborado pelo autor

3.2.3.1 Comparação entre resultados analíticos e numéricos para o ensaio de flexão vertical

De acordo com a revisão bibliográfica, a tensão de flexão foi calculada através da equação 1.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} = 264 \text{ MPa}$$

Onde:

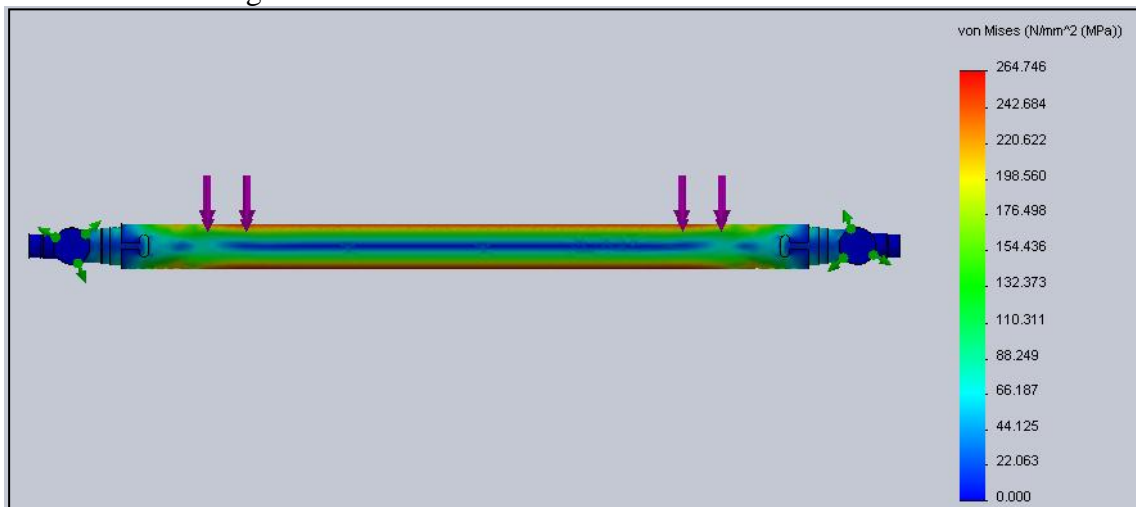
$$M = 15335150,68 \text{ N}\cdot\text{mm};$$

$$C = 49 \text{ mm};$$

$$I = 2846918,37 \text{ mm}^4.$$

O resultado obtido através da análise de elementos finitos segue especificado abaixo na Figura 25.

Figura 25 – Tensão obtida na análise de flexão vertical



Fonte: elaborado pelo autor

Comparando o resultado analítico com a análise numérica, verifica-se que os dois resultados são praticamente iguais. Nota-se também que na linha central do eixo, onde se tem a solda de união dos perfis, corresponde a linha neutra.

3.2.3.2 Comparação entre resultados analíticos e numéricos para o ensaio de fixação dos elementos do freio

Na primeira tentativa de validar a análise de torção, não foi obtido um resultado satisfatório. Quando calculada a tensão de cisalhamento através da equação 6, $\tau_{méd} = \frac{T}{2tA_m}$, (equação para tubos de paredes finas), não foi atingido um bom resultado comparado com uma análise realizada no software de elementos finitos simulando torção pura.

Tendo em vista esta divergência foram realizados alguns testes sendo que, foi preciso adaptar a equação 8, onde consta uma formulação para secção transversal não circular de barras maciças, obtendo, assim, a equação 33 que de acordo com testes realizados correspondeu de forma satisfatória para a geometria em questão.

$$\tau_{max} = \frac{T}{c_1(a_e b_e^2 - a_i b_i^2)} \quad (33)$$

Sendo que a_e = lado maior externo com valor de 98 mm, b_e = lado menor externo com valor de 82 mm, a_i = lado maior interno com valor de 82 mm e b_i = lado menor interno

com valor de 66,12 mm, sendo que $c_1 = 0,219$ e $T = 6848964,36 \text{ N} \cdot \text{mm}$, obtendo, desta forma, a tensão máxima de cisalhamento.

$$\tau_{m\acute{a}x} = 104,27 \text{ MPa}$$

A tensão resultante da flexão também foi obtida através da equação 1.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = 51,04 \text{ MPa}$$

Onde:

$$M = 2965530,96 \text{ N} \cdot \text{mm};$$

$$C = 49 \text{ mm};$$

$$I = 2846918,37 \text{ mm}^4.$$

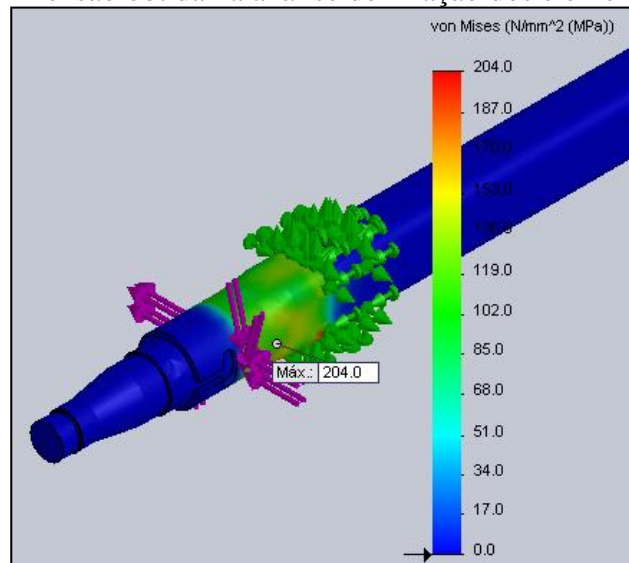
Fazendo o uso da equivalente de Von Mises através da equação 9, foi possível estabelecer um valor para a combinação de resultado entre a flexão e a torção existente nesta análise obtendo o resultado que segue abaixo.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 188 \text{ MPa}$$

O resultado obtido através da análise de elementos finitos segue abaixo na Figura 26.

Figura 26 – Tensão obtida na análise de fixação dos elementos do freio



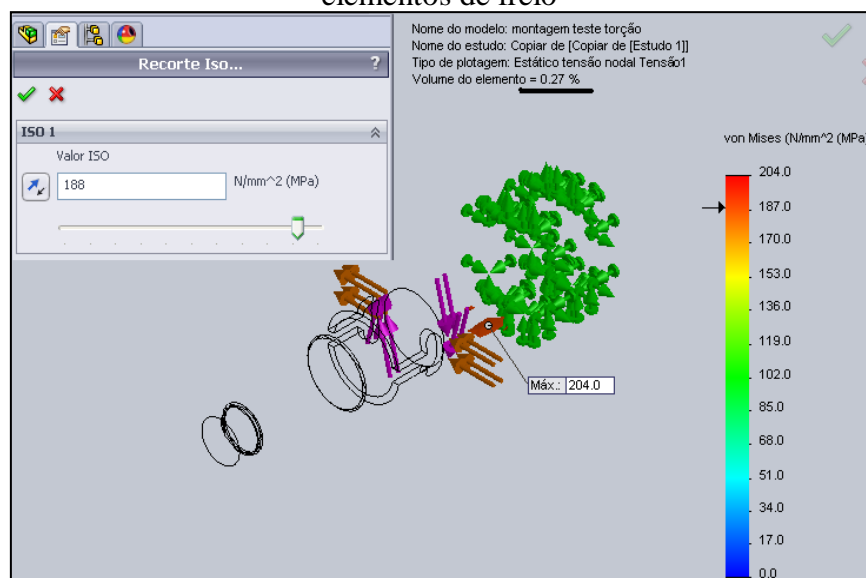
Fonte: elaborado pelo autor

Analisando os resultados da Figura 26, observou-se que em alguns pontos as tensões divergiram de forma significativa ao cálculo analítico, sendo que a tensão resultante do MEF é 8,5% maior que a obtida analiticamente.

É importante salientar que o método analítico para determinar a tensão de cisalhamento por torção corresponde ao módulo da tensão resultante no centro das maiores faces da viga.

Os picos de tensão resultantes da análise de elementos finitos estão localizados nos vértices da viga junto ao engaste, pontos estes que não são contemplados no método analítico. Na Figura 27 é possível verificar que o volume de tensões maior que 188 *MPa* é de 0,27%, concentradas apenas em uma região.

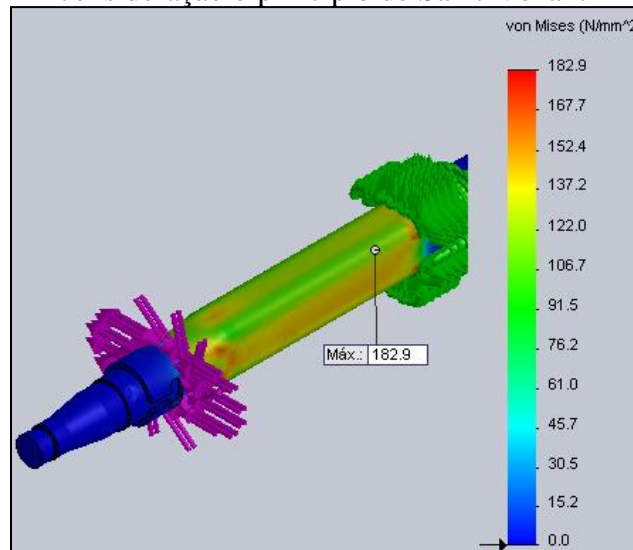
Figura 27 – Volume do elemento com tensão acima de 188 *MPa* para o ensaio de fixação dos elementos de freio



Fonte: elaborado pelo autor

Tendo em vista que na análise da Figura 26 a distância entre o engaste e o ponto de aplicação da carga corresponde a 168 mm, e lembrando-se do princípio de Saint-Venant, que diz que à medida que nos afastamos da força aplicada o diagrama de tensões tende a ficar uniforme, a diferença relativamente à solução exata é apenas significativa na vizinhança da fronteira, foi então realizada uma análise que corresponde exatamente às mesmas condições anteriores, mas respeitando uma maior distância entre o engaste e o ponto de aplicação da carga, que desta vez foi de 500 mm. Neste caso, como pode ser observado na Figura 28, foi obtido um resultado de 183 *MPa* que diverge em 2,66% do cálculo analítico, obtendo desta forma um resultado mais satisfatório.

Figura 28 – Tensão obtida na análise de fixação dos elementos do freio, levando em consideração o princípio de Saint-Venant



Fonte: elaborado pelo autor

3.2.3.3 Comparação entre resultados analíticos e numéricos para o ensaio de flexão da ponteira

Da mesma forma que no cálculo de flexão vertical, a equação utilizada para obtenção da tensão de flexão foi a equação 1, mas agora com o acréscimo da tensão normal, conforme equação 34.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} + \frac{F}{A} \quad (34)$$

Onde:

$$M = 14516537,96 \text{ N} \cdot \text{mm};$$

$$C = 49 \text{ mm};$$

$$I = 2846918,37 \text{ mm}^4;$$

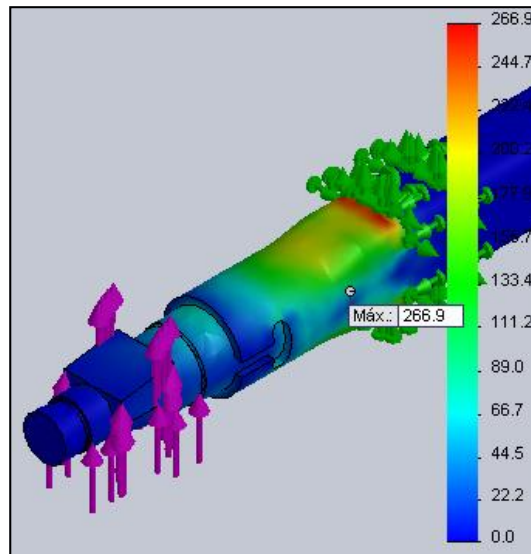
$$F = 17651,97 \text{ N};$$

$$A = 2374,90 \text{ mm}^2.$$

Que resultou em uma tensão máxima de: $\sigma_{max} = 257 \text{ MPa}$

O resultado obtido através da análise de elementos finitos pode ser visualizado na Figura 29.

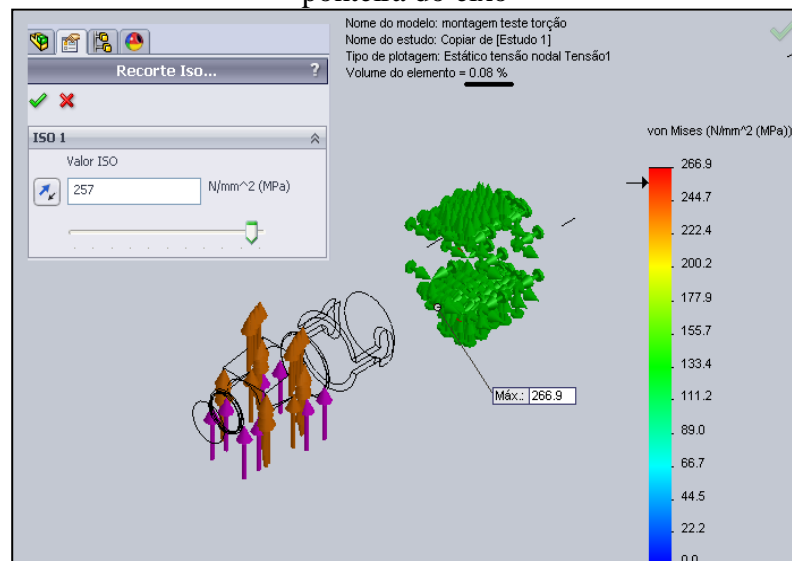
Figura 29 – Tensão obtida na análise de flexão da ponteira



Fonte: elaborado pelo autor

Analisando o resultado obtido na Figura 29, observou-se que a tensão divergiu em 3,89% do resultado obtido analiticamente. Percebe-se que a tensão ficou mais elevada em uma linha bem concentrada no final do engaste. Como pode ser observado na Figura 30, é possível verificar que a parcela de tensão maior que 257 MPa corresponde a 0,08% do volume total sob tensão na região que corresponde ao final do engaste.

Figura 30 – Volume dos elementos com tensão acima de 257 MPa para a análise de flexão da ponteira do eixo

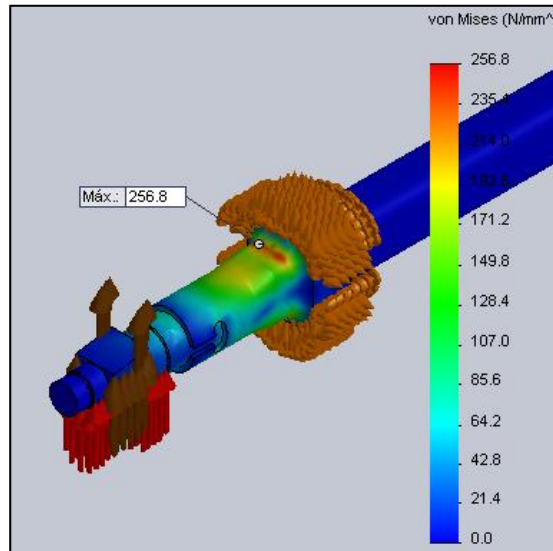


Fonte: elaborado pelo autor

Por esta razão, foi realizada outra análise, desta vez adicionando um pequeno raio no final do engaste, obtendo assim uma tensão praticamente igual à calculada analiticamente.

O resultado obtido através da análise de elementos finitos para condição de aplicação de raio segue abaixo na Figura 31.

Figura 31 – Tensão obtida na análise de flexão da ponteira com adição de raio



Fonte: elaborado pelo autor

3.2.4 Determinação do limite de resistência à fadiga S_e

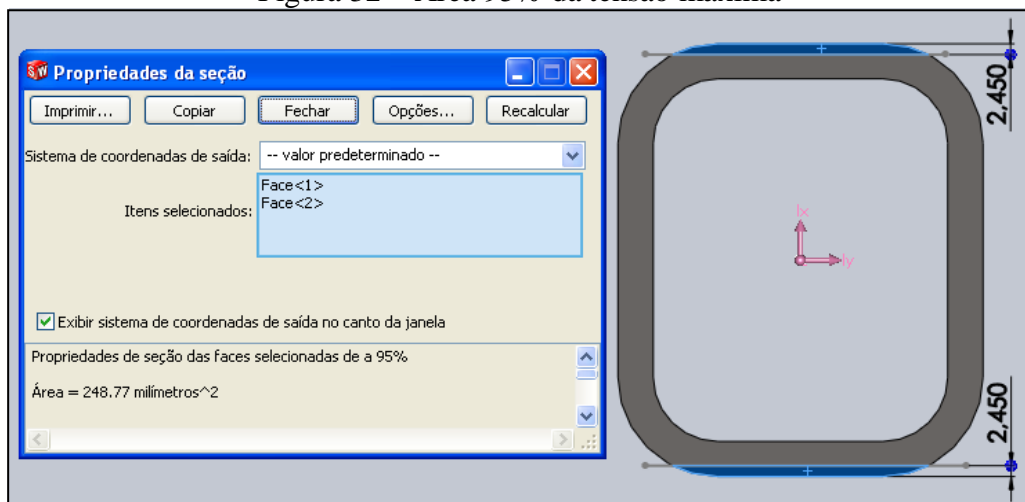
Para determinação do limite de resistência à fadiga, foi utilizada a equação 17 onde:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

- k_a foi obtido através da equação 18, com parâmetros das variáveis a e b retirados da Tabela 2 para acabamento superficial laminado a quente, que resultou em $k_a = 0,65$;
- k_b , como visto na revisão bibliográfica, a equação 19 é válida apenas para sólido rotativo e de secção circular, como não é o caso, foi necessário, primeiramente, estabelecer a área a 95% da tensão máxima, como pode ser observado abaixo na Figura 32. Aplicando este resultado na equação 21 foi possível estabelecer o diâmetro equivalente que resultou em $d_{equivalente} = 154,21 \text{ mm}$. Por fim, para se estabelecer o valor de diâmetro efetivo, foi necessário aplicar a equação 22, que resultou em $d_e = 57,06$. Com o valor do diâmetro efetivo determinado, foi possível, então, fazer o uso da equação 20, para estabelecer o valor de k_b que resultou em 0,8;

- c) k_c , como se tem em todos os ensaios realizados flexão ou flexo-torção, tem-se então $k_c = 1$;
- d) k_d , como não temos efeitos causados pela temperatura, $k_c = 1$;
- e) k_e , fator de confiabilidade foi considerado 1;
- f) S_e' , utilizando a equação 23, como temos material com $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$ então foi aplicado $0,5 S_{ut}$ que resultou em $258,55 \text{ MPa}$.

Figura 32 – Área 95% da tensão máxima



Fonte: elaborado pelo autor

Com base nos fatores de Marin, estabelecidos acima, o limite de resistência à fadiga do produto S_e resultou em $134,42 \text{ MPa}$ sendo válido para todos os ensaios realizados.

3.2.5 Realização dos cálculos analíticos de fadiga

De acordo com o objetivo principal deste trabalho, e com os resultados dos estudos acima, foi implementada uma planilha eletrônica para agilizar o processo de obtenção das tensões críticas e número de ciclos, conforme os critérios estabelecidos na revisão bibliográfica, utilizando os resultados obtidos analiticamente para continuação dos estudos.

Como já foi encontrado o limite de resistência S_e devidamente corrigido, foram estabelecidos os valores das variáveis f (através da Tabela 3), a (através da equação 15) e b (através da equação 16), valores estes que seguem descritos na Tabela 9. Substituindo os valores das variáveis f , a e b na equação 16, originou-se a equação 35 desenvolvida para obtenção do número de ciclos teórico até a falha.

Tabela 9 – Valores das variáveis necessárias para o cálculo do número de ciclos

| f | a | b |
|-------|---------|--------|
| 0,896 | 1562,28 | -0,177 |

Fonte: elaborado pelo autor

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{1562,68} \right)^{\frac{1}{-0,177}} \quad (35)$$

Abaixo, nas Tabelas 10, 11 e 12, respectivamente, encontram-se os resultados de tensão e números teóricos de ciclos, para os projetos com alavanca 388 mm e 500 mm de acordo com os critérios ASME, Gerber, Goodman e Sodeberg, nos locais críticos indicados pelas análises de elementos finitos.

Tabela 10 – Tensões críticas para os ensaios com braço de alavanca de 388 mm e 500 mm

| Alavanca | Flexão vertical MPa | Flexão da ponteira MPa | Elementos de fixação do freio MPa |
|----------|--------------------------|-----------------------------|--|
| 388 mm | 264 | 257 | 188 |
| 500 mm | 264 | 291 | 238 |

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 11 – Números de ciclos teóricos para o projeto de alavanca com 388 mm

| Critério | Flexão Vertical | Flexão da ponteira | Elementos de fixação do freio |
|----------|-----------------|--------------------|-------------------------------|
| ASME | 946.193 | 722.874 | 157.218 |
| Gerber | 779.885 | 620.228 | 157.218 |
| Goodman | 214.126 | 192.908 | 157.218 |
| Sodeberg | 143.192 | 136.640 | 157.218 |

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 12 – Números de ciclos teóricos para o projeto de alavanca com 500 mm

| Critério | Flexão Vertical | Flexão da ponteira | Elementos de fixação do freio |
|----------|-----------------|--------------------|-------------------------------|
| ASME | 946.193 | 650.214 | 40.856 |
| Gerber | 779.885 | 501.809 | 40.856 |
| Goodman | 214.126 | 116.017 | 40.856 |
| Sodeberg | 143.192 | 70.890 | 40.856 |

Fonte: elaborado pelo autor

Observação: no cálculo do número de ciclos para elementos de fixação do freio, mostrados Tabela 11 e 12 foi considerado ciclo completamente reverso, ou seja, com a tensão variando de $+188 \text{ MPa}$ a -188 MPa para alavanca de 388 mm e tensão de $+238$ a -238 para ensaio com alavanca 500 mm.

Como pode ser verificado nas Tabelas 11 e 12, somente nos cálculos de flexão vertical para os critérios de Goodman e Soderberg o número de ciclos não atingiu a quantidade mínima esperada nas regiões indicadas pelo método de elementos finitos, tanto para o projeto de alavanca 388 mm quanto para o projeto de alavanca 500 mm. Lembrando que para o ensaio de flexão vertical o número de ciclos exigido é de 250.000, para o ensaio de flexão da ponteira é de 40.000 e para elementos de fixação do freio é de 30.000 quando ciclo completamente reverso, ou de 30.000 para frente e 30.000 para trás quando o equipamento não tiver esta opção.

3.2.6 Investigações da falha decorrida

Comparativamente com base nos ensaios práticos realizados, o único que apresentou problema e veio a ocasionar a falha, ainda em uma região onde a tensão não era crítica, foi o ensaio de elementos de fixação de freio realizado com alavanca de 500 mm como pode ser visto na Figura 33.

Figura 33 – Ruptura do eixo no ensaio de fixação dos elementos de freio com alavanca de 500 mm



Fonte: elaborado pelo autor

Observando a ruptura ocorrida, notou-se que o processo iniciou na região de solda. Em busca de respostas a falha, foram realizados cortes no eixo ensaiado e preparadas

amostras que foram submetidas ao ataque químico de Nital 5%, com o propósito de se fazer uma análise macrográfica que pode ser vista na Figura 34, para verificar as condições em que se encontra a junta soldada, tendo em vista que foi utilizada solda ao arco submerso com arame tubular ER70s6.

Figura 34 – Análise da solda da viga ensaiada



Fonte: elaborado pelo autor

Como pode ser visto na Figura 34, pode-se observar o material de solda depositado, a zona termicamente afetada e também a falta de penetração de aproximadamente 4 mm.

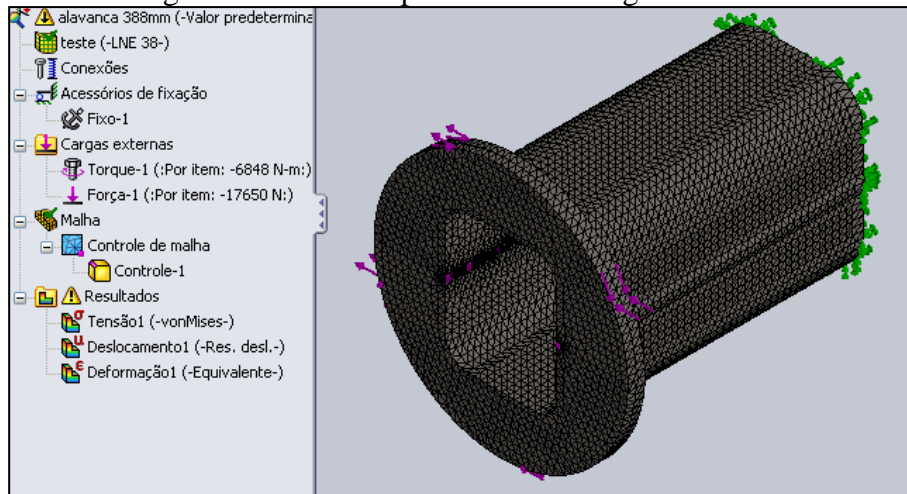
De maneira a tentar verificar o que acarreta e qual a influência desta falta de penetração, foram realizadas análises numéricas simulando o problema, tanto para a viga ensaiada com alavanca 388 mm quanto para a de 500 mm.

3.2.6.1 Análise numérica da região de fratura

Na tentativa de evidenciar a influência nos resultados devido à falta de penetração de solda, foi modelada uma amostra simplificada, desta vez, levando em consideração a evidenciada falta de penetração, modelando o cordão de solda podendo assim se fazer um refinamento de malha nesta região, como pode ser visto na Figura 35.

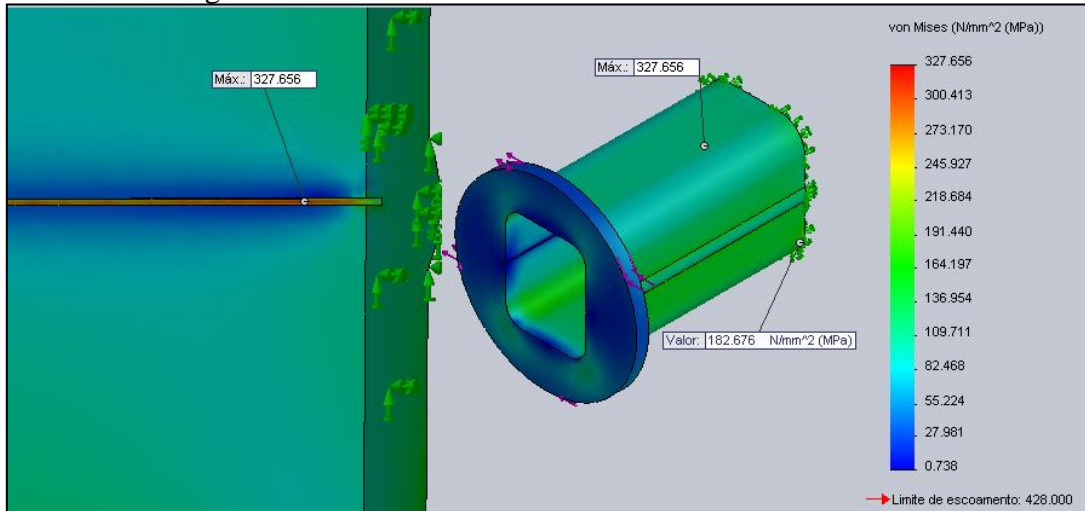
Nas Figuras 36 e 37, respectivamente, podem ser observados os resultados obtidos das análises para alavanca 388 mm e 500 mm, levando em consideração as mesmas condições de cargas das análises anteriores para o ensaio de fixação dos elementos do freio.

Figura 35 – Modelo para análise da região soldada



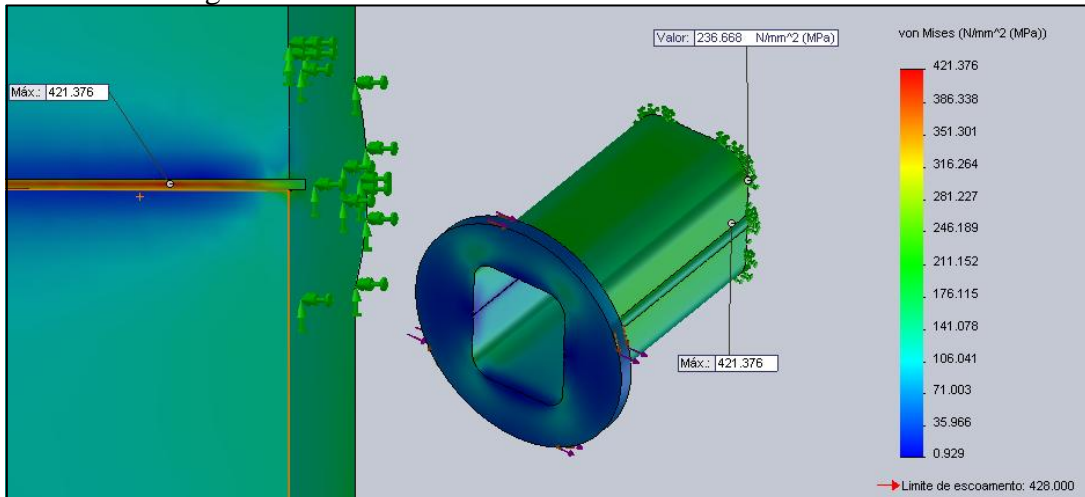
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 36 – Resultados obtidos com alavanca de 388 mm



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 37 – Resultados obtidos com alavanca de 500 mm



Fonte: elaborado pelo autor

Verificadas as tensões decorrentes da análise com alavanca 388 mm, pode-se observar que a tensão no local do engaste, como mostrado nas análises anteriores e também através dos cálculos analíticos na Tabela 10, se mantiveram semelhantes. Por outro lado, a falta de penetração na região soldada acabou gerando um concentrador de tensões na junta.

Verificando as tensões decorrentes da análise com alavanca 500 mm, pode-se observar que houve um acentuado aumento da tensão no entalhe de solda, devido ao aumento do torque decorrente da mudança do comprimento da alavanca. Observou-se também que, as tensões próximas ao engaste, se mantiveram semelhantes às obtidas nas análises numéricas anteriores e também no cálculo analítico realizado, conforme Tabela 10.

Segundo Goes (2007, p. 22), “a fadiga dos materiais é um processo muito complexo, que ainda nos dias de hoje não é totalmente conhecido [...]. Fadiga de juntas soldadas é um processo ainda mais complexo”. A soldagem envolve muitos problemas metalúrgicos, afetando o material através do aquecimento e resfriamento, ocasionando uma mudança no tamanho de grão e diferença de dureza do material na região soldada e suas redondezas.

Tendo em vista que o equipamento utilizado pelo laboratório certificador não possui capacidade para realização do ensaio de elementos de fixação do freio, trabalhando com ciclo completamente reverso (compressão e tração), o ensaio foi realizado em duas etapas ciclando o total de 30.000 ciclos para frente e posteriormente 30.000 ciclos para trás, lembrando que para o ensaio com alavanca de 388 mm não ocorreu falha, mas no ensaio com alavanca de 500 mm a ruptura ocorreu com somente 24.807 ciclos para frente.

Os resultados para o número de ciclos seguem na Tabela 13.

Tabela 13 – Números de ciclos teóricos referentes análises das Figuras 32 e 33 para os ensaios de fixação dos elementos de freio

| Critérios | Alavanca 388 mm Tensão (327 MPa) | Alavanca 500 mm Tensão (421 MPa) |
|-----------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| ASME | 253096 | 48863 |
| Gerber | 187049 | 29036 |
| Goodman | 39225 | 4167 |
| Sodeberg | 22618 | 1799 |

Fonte: elaborado pelo autor

Verificando os resultados da Tabela 13, pode-se observar que nos cálculos com alavanca de 388 mm somente para Sodeberg o ensaio seria reprovado. Para os cálculos realizados com alavanca de 500 mm o critério que mais se aproximou do número de ciclos que ocasionou a falha foi o critério de Gerber.

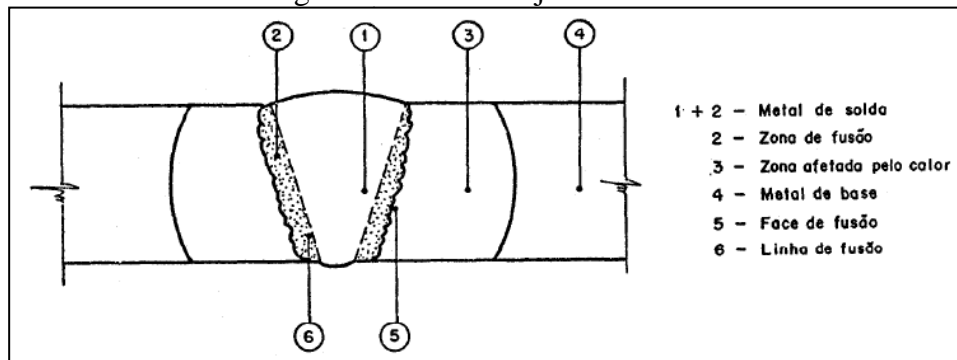
CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho apresentou dois métodos para levantamento das tensões estáticas, sendo que, o método de elementos finitos visou localizar e quantificar as tensões críticas em cada uma das análises, e o método analítico para comparação dos resultados. Comparações estas que, no decorrer do trabalho, se mostraram de fundamental importância para o bom andamento do mesmo, visto que no item 3.2.3.2 foi utilizado um equacionamento para tubos de paredes finas que não retornou um resultado satisfatório comparado com análises numéricas realizadas, sendo necessária a busca de novas bibliografias.

Tendo em vista os resultados para número de ciclos mostrados nas Tabelas 11 e 12, os únicos que não atingiram a quantidade mínima esperada foram aqueles calculados pelos critérios de Goodman e Sodeberg, tanto para os cálculos realizados com alavanca 388 mm como para alavanca 500 mm, sendo que para os cálculos de número de ciclos dos elementos de fixação do freio Tabela 12, realizados com alavanca de 500 mm, o número de ciclos ficou muito próximo do limite esperado de 30.000 ciclos.

Analisando os resultados da investigação da falha ocorrida, foi possível certificar-se que a falha ocorreu devido à falta de penetração de solda existente nos corpos de prova, ocasionando, desta forma, um concentrador de tensões no entalhe de solda não preenchido. Tendo em vista que este problema poderia ser facilmente solucionado, foi criada uma especificação do processo de soldagem (EPS), que visa estabelecer novos parâmetros para soldagem ao arco submerso para espessura de material utilizada, com objetivo de atingir total preenchimento de solda como mostra a Figura 38.

Figura 38 – Zona de junta soldada



Fonte: NBR 10474, p. 14

Analisando a Tabela 13 foi possível verificar que, para os cálculos realizados para obtenção do número de ciclos do projeto com alavanca 388 mm, somente para o critério de

Sodeberg, o número de ciclos não atingiu a quantidade mínima esperada, ensaio o qual não apresentou problemas. Por outro lado, verificando os resultados dos cálculos para o projeto com alavanca de 500 mm, foi possível identificar que o critério que mais se aproximou do número de ciclos de falha no ensaio foi o critério de Gerber. A diferença percentual entre estes dois resultados é de 17%. Embora seja uma diferença considerável, a própria natureza da junta soldada dos mecanismos de falha por fadiga e outros efeitos que não são contemplados neste trabalho, levam a crer que uma investigação mais minuciosa poderia aproximar ainda mais estes resultados.

Por fim, a elaboração do memorial de cálculos Anexo A, torna dispensável a utilização de elementos finitos para concepção de futuros projetos, tornando, desta forma, o processo para dimensionamento muito mais ágil e fácil, uma vez que o método analítico utilizado está bem definido.

Deixa-se como sugestões para trabalhos futuros:

- a) como fadiga de uniões soldadas é um processo bastante complexo, a elaboração de um método para analisar o processo de fadiga da solda levando em consideração a flexo-torção;
- b) validação experimental dos cálculos e análises com o uso de extensometria;
- c) Trabalhar com mais experimentos para criar dados estatísticos;
- d) Estudar mais critérios dos mecanismos de falha por fadiga;
- e) Estudo de confiabilidade e propagação de erros;

REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. 5.ed. São Paulo: Érica, 2007.

ANGELO, Clayton Mamedes. **Fadiga de amplitude variável como parâmetro de projeto para eixos traseiros automotivos: Uma análise do efeito das sobrecargas e da filtragem matemática na predição de vida em fadiga**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2007.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10961**: Implementos rodoviários: caminhão, caminhão-trator, ônibus, reboque e semi-reboque : eixo veicular : requisitos e métodos de ensaio. 3.ed. Rio de Janeiro, 2009.

_____. **NBR 10474**: Qualificação e soldagem. 3.ed. Rio de Janeiro, 2009.

BEER, Ferdinand Pierre; JOHNSTON JR., Elwood Russell. **Resistência dos materiais**. 3.ed. São Paulo: Makron Books, 1996.

BUDYNAS, Richard Gordon.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8.ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

CASTRO SOBRINHO, Antonio da Silva. **Introdução ao método dos elementos finitos**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 2006.

COLLOQUIUM INTERNACIONAL DE SUSPENSÕES E IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS & MOSTRA DE ENGENHARIA 4., 2006 maio 18-19, Caxias do Sul, RS). Anais ... Caxias do Sul, RS: SAE Brasil, 2006. 136 p.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992.

GOES, Keurrie Cipriano. **Um modelo para previsão de vida de juntas soldadas submetidas a carregamentos combinados**. 2010. 99f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. 5.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

MARIM, Michele; CARVALHO, Jonas de. **Fatigue life determination of mechanic components based on the finite elements methodology**, 2009.

POPOV, Egor Paul. **Introdução à mecânica dos sólidos**. São Paulo: E. Blücher, 1978.

ROENSCH, Steve. **Análise por elementos finitos**. Disponível em: <http://www.articlesphere.com/pt/Article/Finite-Element-Analysis--Pre-processing/6511>
Acesso em: 01 mai. 2013.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. **Mechanical engineering design**. 6.ed. New York, U.S.: McGraw-Hill, 2001.

SPINELLI, Daniel Muller. **Vehicle suspension beam reability analysism.** 2010.

ANEXO B – RELATÓRIO DE ENSAIO COM RAIOS DE PNEU 388 mm

1/3



Laboratório de Equipamentos Mecânicos e Estruturas /CINTEQ
Laboratório de Ensaio Credenciado pela Cgcre / Inmetro de acordo com a NBR ISO / IEC 17025 sob o nº CRL-0002

RELATÓRIO DE ENSAIO Nº 1 029 694-203

CLIENTE: Zurlo Implementos Rodoviários
Rua das Fruteiras, 477 – Santa Fé
CEP 95045-150 Caxias do Sul - RS

INTERESSADO: Núcleo de Pesq. Tecnológicas da Pontifícia Universidade Católica – NPT-PUC/SP
Rua Marquês de Paranaguá, 111
CEP 01303-050 – São Paulo – SP

MATERIAL: Eixo Veicular Auxiliar

NATUREZA DO TRABALHO: Ensaio de Flexão, torção e ponteira

REFERÊNCIA: Orçamento CINTEQ/LEME Nº 18.449/11 e OF NPT 00394/11 - REN 708

1. IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL

| | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| Fabricante: | Zurlo Implementos Rodoviários |
| Modelo: | Tubular retangular 8mm (41970) |
| Carga nominal: | 4,5 toneladas |
| Bitola / Distância suportes: | 1730 mm / 1035 mm |
| Raio do pneu: | 388 mm |
| Quantidade recebida: | 03 |

2. MÉTODO UTILIZADO

- 2.1. **Norma utilizada:** NBR 10961:2006
- 2.2. **Procedimentos utilizados:** CINTEQ-LEME-PE-AR01, CINTEQ-LEME-PE-AR02, CINTEQ-LEME-PE-AR22
- 2.3. **Identificação da amostra**

| Identificação do Laboratório | Identificação do cliente |
|------------------------------|--------------------------|
| CP 175-01/11 | 1110269918 |
| CP 175-02/11 | 1110269916 |
| CP 175-03/11 | 1110269917 |

Atenção: Este é um arquivo digital para consulta. O original deste Relatório impresso em papel e devidamente assinado, é o único documento referente ao assunto aqui abordado que possui validade legal. Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado. Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização. A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

Laboratório de Equipamentos Mecânicos e Estruturas / CINTEQ
Laboratório de Ensaio Credenciado pela Cgcre / Inmetro de acordo com a NBR ISO / IEC 17025 sob o nº CRL-0002

3. RESULTADOS

3.1. Ensaio de fadiga por flexão vertical.

| Corpo-de-prova | Nº de ciclos especificados pela norma | Nº de ciclos Executados durante o ensaio | Ocorrências |
|----------------|---------------------------------------|--|--|
| CP 175-01/11 | 250.000 | 250.000 | Não ocorreu falha (método líquido penetrante). |

- Força de flexão:
forma de onda: senoidal com frequência de $(2,30 \pm 0,04)$ Hz.
valor mínimo de compressão: $(5,00 \pm 0,02)$ kN.
valor máximo de compressão: $(88,26 \pm 1,9)$ kN.

3.2. Ensaio de fadiga dos elementos de fixação do freio.

| Corpo-de-prova | Nº de ciclos especificados pela norma | Nº de ciclos Executados durante o ensaio | Ocorrências |
|----------------|---------------------------------------|--|--|
| CP 175-02/11 | 30.000 à frente e 30.000 à ré | 30.000 à frente e 30.000 à ré | Não ocorreu falha (método líquido penetrante). |

- Força perpendicular à direção longitudinal do eixo:
forma de onda: senoidal com frequência de $(3,5 \pm 0,04)$ Hz.
valor mínimo de compressão: $(1,00 \pm 0,03)$ kN
valor máximo de compressão: $(13,7 \pm 0,45)$ kN
braço de aplicação da força: (500 ± 1) mm

3.3. Ensaio de fadiga da ponta do eixo.

| Corpo-de-prova | Nº de ciclos especificados pela norma | Nº de ciclos Executados durante o ensaio | Ocorrências |
|----------------|---------------------------------------|--|--|
| CP 175-03/11 | 40.000 | 40.000 | Não ocorreu falha (método líquido penetrante). |

- Força na direção longitudinal do eixo:
forma de onda: senoidal com frequência de $(3,50 \pm 0,04)$ Hz.
valor máximo de tração: $(13,7 \pm 0,10)$ kN
valor máximo de compressão: $(13,7 \pm 0,10)$ kN
braço de aplicação da força: (500 ± 1) mm
- Força estática perpendicular à ponta do eixo: $(22,06 \pm 0,14)$ kN

Atenção: Este é um arquivo digital para consulta. O original deste Relatório impresso em papel e devidamente assinado, é o único documento referente ao assunto aqui abordado que possui validade legal. Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado. Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização. A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

ANEXO C – RELATÓRIO DE ENSAIO COM RAIO DE PNEU 500 mm

1/3



Laboratório de Equipamentos Mecânicos e Estruturas /CINTEQ
Laboratório de Ensaio Credenciado pela Cgcre / Inmetro de acordo com a NBR ISO / IEC 17025 sob o nº CRL-0002

RELATÓRIO DE ENSAIO Nº 1 029 694-203 (1ª/ 3 vias)

CLIENTE: Zurlo Implementos Rodoviários
Rua das Fruteiras, 477 – Santa Fé
CEP 95045-150 Caxias do Sul - RS

INTERESSADO: Núcleo de Pesq. Tecnológicas da Pontifícia Universidade Católica – NPT-PUC/SP
Rua Marquês de Paranaguá, 111
CEP 01303-050 – São Paulo – SP

MATERIAL: Eixo Veicular Auxiliar

NATUREZA DO TRABALHO: Ensaio de Flexão, torção e ponteira

REFERÊNCIA: Orçamento CINTEQ/LEME Nº 18.449/11 e OF NPT 00394/11 - REN 708

1. IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL

| | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| Fabricante: | Zurlo Implementos Rodoviários |
| Modelo: | Tubular retangular 8mm (41970) |
| Carga nominal: | 4,5 toneladas |
| Bitola / Distância suportes: | 1730 mm / 1035 mm |
| Raio do pneu: | 500 mm |
| Quantidade recebida: | 03 |

2. MÉTODO UTILIZADO

- 2.1. **Norma utilizada:** NBR 10961:2006
- 2.2. **Procedimentos utilizados:** CINTEQ–LEME-PE-AR01, CINTEQ–LEME-PE-AR02, CINTEQ-LEME-PE-AR22
- 2.3. **Identificação da amostra**

| Identificação do Laboratório | Identificação do cliente |
|------------------------------|--------------------------|
| CP 175-01/11 | 1110269918 |
| CP 175-02/11 | 1110269916 |
| CP 175-03/11 | 1110269917 |

Atenção: Este é um arquivo digital para consulta. O original deste Relatório impresso em papel e devidamente assinado, é o único documento referente ao assunto aqui abordado que possui validade legal. Os resultados apresentados neste documento se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado. Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização. A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

Laboratório de Equipamentos Mecânicos e Estruturas / CINTEQ
Laboratório de Ensaio Credenciado pela Cgcre / Inmetro de acordo com a NBR ISO / IEC 17025 sob o nº CRL-0002

3. RESULTADOS

3.1. Ensaio de fadiga por flexão vertical.

| Corpo-de-prova | Nº de ciclos especificados pela norma | Nº de ciclos Executados durante o ensaio | Ocorrências |
|----------------|---------------------------------------|--|--|
| CP 175-01/11 | 250.000 | 250.000 | Não ocorreu falha (método líquido penetrante). |

- Força de flexão:
forma de onda: senoidal com frequência de $(2,30 \pm 0,04)$ Hz.
valor mínimo de compressão: $(5,00 \pm 0,02)$ kN.
valor máximo de compressão: $(88,26 \pm 1,9)$ kN.

3.2. Ensaio de fadiga dos elementos de fixação do freio.

| Corpo-de-prova | Nº de ciclos especificados pela norma | Nº de ciclos Executados durante o ensaio | Ocorrências |
|----------------|---------------------------------------|--|--------------------------------|
| CP 175-02/11 | 30.000 à frente e 30.000 à ré | 24.807 à frente | Ruptura do eixo (Ver foto A.3) |

- Força perpendicular à direção longitudinal do eixo:
forma de onda: senoidal com frequência de $(3,5 \pm 0,04)$ Hz.
valor mínimo de compressão: $(1,00 \pm 0,03)$ kN
valor máximo de compressão: $(17,65 \pm 0,45)$ kN
braço de aplicação da força: (500 ± 1) mm

3.3. Ensaio de fadiga da ponta do eixo.

| Corpo-de-prova | Nº de ciclos especificados pela norma | Nº de ciclos Executados durante o ensaio | Ocorrências |
|----------------|---------------------------------------|--|--|
| CP 175-03/11 | 40.000 | 40.000 | Não ocorreu falha (método líquido penetrante). |

- Força na direção longitudinal do eixo:
forma de onda: senoidal com frequência de $(3,50 \pm 0,04)$ Hz.
valor máximo de tração: $(17,65 \pm 0,10)$ kN
valor máximo de compressão: $(17,65 \pm 0,10)$ kN
braço de aplicação da força: (500 ± 1) mm
- Força estática perpendicular à ponta do eixo: $(22,06 \pm 0,14)$ kN