

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

JHOU MAIK TREVISAN TRAMPUSCH

ANÁLISE ESTRUTURAL NUMÉRICA DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA  
FLEXO ROTATIVA

Xanxerê

2022

JHOU MAIK TREVISAN TRAMPUSCH

ANÁLISE ESTRUTURAL NUMÉRICA DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA  
FLEXO ROTATIVA

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Câmpus Xanxerê do Instituto Federal de Santa Catarina para a obtenção do diploma de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr.  
Marcelo André Toso

Xanxerê

2022

Trampusch, Jhou Maik Trevisan  
T771a Análise estrutural numérica de uma máquina de ensaio de fadiga flexo rotativa. / Jhou Maik Trevisan Trampusch ; orientador : Marcelo André Toso. -- Xanxerê, SC, 2022.  
64 f.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação)-Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Curso de Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografias

1. Engenharia mecânica. 2. Análise estrutural. 3. Ensaio de fadiga.  
I. Toso, Marcelo André. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

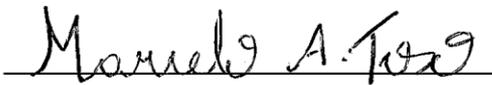
CDD 620.1

JHOU MAIK TREVISAN TRAMPUSCH

ANÁLISE ESTRUTURAL NUMÉRICA DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA  
FLEXO ROTATIVA

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

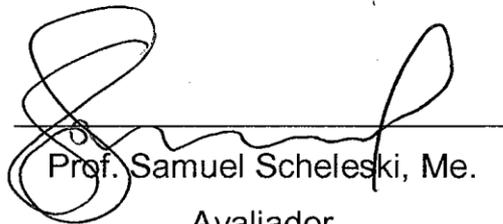
Xanxerê, 03 de março de 2022.



Prof. Marcelo André Toso, Dr

Orientador

Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Samuel Scheleski, Me.

Avaliador

Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Carlos Alfredo Gracioli Aita, Me.

Avaliador

Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço aos meus pais por proporcionarem, da melhor forma possível, as oportunidades que me fizeram atingir a conclusão deste trabalho e do curso como um todo.

Agradeço a todos os professores que me ajudaram nesta caminhada, pois foram eles que me passaram os conhecimentos necessários para a execução deste trabalho e de muitos outros. Com um agradecimento especial aos professores Marcelo Toso e Carlos Aita, que estiveram me orientando e auxiliando desde o início.

E gostaria de agradecer a mim mesmo, pois este trabalho não seria possível sem meu esforço, dedicação e perseverança.

## RESUMO

A fadiga é gerada devido a variações de tensões dinâmicas, sendo um fenômeno que altera de maneira irreversível, progressiva e localizada a estrutura do material. Esta tende a gerar e propagar trincas no material até a ruptura total do componente, em determinado número de ciclos. Devido a sua ruptura repentina inúmeros prejuízos são gerados por esta falha, o que a torna objeto de estudo muito visado e importante, tanto no meio industrial como acadêmico, principalmente no que se refere a fadiga flexo-rotativa, fadiga esta que geralmente ocorre em eixos de transmissão de movimento rotativo. Dito isto, este trabalho se concentra em apresentar as etapas construtivas de uma máquina ensaios de fadiga flexo-rotativa, bem como realizar uma análise estrutural numérica deste equipamento, assim verificando sua confiabilidade. No destarte a metodologia, primeiramente serão abordadas as etapas de projeto conceitual, dimensional e construção da máquina, em sequência serão realizadas análises numéricas, inicialmente com as análises modais dos principais itens que compõe a máquina de fadiga (estrutura, eixo e corpo de prova). Apresenta-se também uma curva numérica de tensão por número de ciclos para o aço ABNT 1020, após realiza-se uma análise de fadiga do corpo de prova; e finalmente um ensaio de fadiga experimental para apreciação das marcas características de uma falha por fadiga. A máquina demonstrou-se rígida através das análises modais, visto que as frequências da estrutura, eixo e corpo de prova são elevadas, 36,65 Hz, 1774,77 Hz, e 1446,93 Hz, respectivamente. Este mesmo ensaio prova que a estrutura é livre do fenômeno de ressonância visto que as frequências naturais não são de mesma ordem de magnitude. Portanto a estrutura é rígida o suficiente para fornecer um ensaio livre de vibrações indesejáveis, não influenciando nos resultados experimentais. No que diz respeito ao sistema de controle eletrônico por Arduino UNO, este se mostrou confiável tanto na contagem de ciclos quanto no ligar/desligar da máquina. A análise de vida dos mancais demonstra que os mesmos possuem vida útil elevada, sendo de aproximadamente 5500 ensaios de vida infinita. Desta forma a máquina construída apresenta-se confiável, precisa e segura para ensaios experimentais a curto e longo prazo, sendo possível a geração precisa de curvas S-N experimentais para diferentes materiais.

Palavras-Chave: Análise estrutural, Ensaio de fadiga, Projeto mecânico, Vibrações.

## ABSTRACT

Fatigue is generated due to dynamic stress variations, being a phenomenon that changes the material structure in an irreversible, progressive and localized way. This tends to generate and propagate cracks in the material until the total rupture of the component, in a certain number of cycles. Due to its sudden rupture, numerous damages are generated by this failure, which makes it a very targeted and important study object, both in the industrial and academic environments, especially with regard to flexo-rotary fatigue, fatigue that usually occurs in shafts. rotary motion transmission. That said, this work focuses on presenting the constructive steps of a flexo-rotating fatigue testing machine, as well as performing a numerical structural analysis of this equipment, thus verifying its reliability. In this way, the methodology will first address the conceptual, dimensional and construction design stages of the machine, then numerical analyzes will be carried out, initially with the modal analyzes of the main items that make up the fatigue machine (structure, axis and specimen) , a numerical curve of stress per number of cycles for ABNT 1020 steel is also presented, after a fatigue analysis of the specimen is performed; and finally an experimental fatigue test to assess the characteristic marks of a fatigue failure. The machine proved to be rigid through modal analysis, since the frequencies of the structure, axis and specimen are high, 36.65 Hz, 1774.77 Hz, and 1446.93 Hz, respectively. This same test proves that the structure is free from the phenomenon of resonance since the natural frequencies are not of the same order of magnitude. Therefore, the structure is rigid enough to provide a test free from undesirable vibrations, not influencing the experimental results. Regarding the electronic control system by Arduino UNO, it proved to be reliable both in counting cycles and in turning the machine on/off. The bearing life analysis shows that they have a long service life, with approximately 5500 infinite life tests. In this way, the built machine is reliable, accurate and safe for short and long-term experimental tests, making it possible to accurately generate experimental S-N curves for different materials.

Keywords: Structural analysis, Fatigue test, Mechanic project, Vibrations.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diagrama S/N (tensão x número de ciclos).....	22
Figura 2 - Estrias de fadiga na superfície de uma liga de alumínio ampliada 12000 vezes.....	24
Figura 3 - Eixo apresentando falha por fadiga e suas regiões. ....	24
Figura 4 - Representação das ondas senoidais típicas de tensão x tempo: a) tensão alternada; b) tensão repetida; e c) tensão pulsante. ....	25
Figura 5 - Diagrama S-N traçado com base em ensaios de fadiga axial completamente reversa (aço UNS G41 300 normalizado). ....	27
Figura 6 - Parâmetros para o fator modificador de superfície de Marin. ....	29
Figura 7 - Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço. ....	30
Figura 8 - Fatores de confiabilidade usuais correspondentes a um desvio padrão de 8%. ....	31
Figura 9 - Fluxograma do processo metodológico utilizado neste trabalho.....	35
Figura 10 - Projeto conceitual da máquina de fadiga. ....	36
Figura 11 - Desenho 2D da máquina de fadiga por flexão rotativa, visões frontal e lateral direita.....	37
Figura 12 – Montagem final da máquina de fadiga, em instalações do IFSC. ....	40
Figura 13 - Modelo simplificado da parte superior da máquina de fadiga, contendo apoios e esforços sobre o eixo.....	42
Figura 14 - Resultados fornecidos pelo Ftool®: a) reações de apoio; b) momento fletor resultante.....	43
Figura 15 - Modelo de amortecedor e acoplamento elástico utilizado neste trabalho. ....	47
Figura 16 – Modelo 3D CAD do dispositivo de fixação do corpo de prova.....	48
Figura 17 – Arduino Uno R3 e os módulos utilizados neste trabalho. ....	49
Figura 18 - Geometria de corpo de prova escolhida. ....	49

Figura 19 - Convergência da malha de elementos finitos utilizada na estrutura da máquina de fadiga.....	50
Figura 20 - Modos de vibração da estrutura da máquina de fadiga. ....	51
Figura 21 - Modos de vibração do eixo da máquina de fadiga. ....	53
Figura 22 - Modos de vibração do corpo de prova da máquina de fadiga.....	54
Figura 23 - Curva S-N padrão do aço ABNT 1020, gerada a partir do SolidWorks Simulation®.....	57
Figura 24 - Análise de fadiga finita do corpo de prova. ....	58
Figura 25 - Aspecto da superfície da fratura por fadiga. ....	59

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição do aço ABNT1020. ....	38
Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço ABNT 1020.....	38
Tabela 3 - Especificações técnicas do motor. ....	41
Tabela 4 - Especificações técnicas do inversor de frequência. ....	41
Tabela 5 - Composição do aço ABNT 1040. ....	42
Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço ABNT 1040.....	43
Tabela 7 - Frequências naturais da estrutura da máquina de fadiga. ....	52
Tabela 8 - Frequências naturais do eixo da máquina de fadiga. ....	53
Tabela 9 - Frequências naturais do corpo de prova da máquina de fadiga.....	55
Tabela 10 – Dados de entrada ( $N \times S_f^i$ ) para o aço ABNT 1020. ....	56

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASTM – *American Society for Testing and Materials*

CAD – *Computer Aided Design*

CP – Corpo de Prova

IFSC – Instituto Federal de Santa Catarina

MEF – Método de Elementos Finitos

NBR – Norma Brasileira Regulamentadora

RPM – Rotações Por Minuto

SAE – *Society of Automotive Engineers*

UNS – *United States Navy*

## LISTA DE SÍMBOLOS

% - Por cento

$\ddot{u}$  – Vetor de aceleração

$\ddot{x}$  – Aceleração

$\dot{x}$  – Velocidade

A – Ampere

A – Razão de amplitude

C – Carbono

C – Carga dinâmica básica de classificação

cv – Cavalo-vapor

d – Diâmetro

f – Fração da resistência a fadiga

GPa – Giga Pascal

Hz – Hertz

K – Matriz de rigidez

k – Rigidez do sistema

$K_a$  – Fator de modificação de 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 por efeitos variados

Kg – Quilograma

$L_{10}$  – Vida em fadiga do mancal expressa, com chance de 10% de falha

m – Massa

M – Matriz de massa

M – Momento fletor

mm – Milímetro

Mn – Manganês

MPa – Mega Pascal

N – Número de ciclos

P – Carga constante aplicada

P – Fósforo

$r$  – Raio

$R$  – Razão de tensão

$S$  – Enxofre

$S'e$  – Limite de resistência a fadiga teórico

$S'f$  – Resistência a fadiga

$Se$  – Limite de resistência a fadiga

$S_{ut}$  – Limite de resistência a tração

$T$  – Energia cinética

$t$  – Tempo

$T_c$  – Temperatura de operação

$U$  – Energia potencial

$u$  – Vetor de deslocamento

$x$  – Deslocamento

$z_a$  – Desvio da média

$\Delta\sigma$  – Variação de tensão

$\lambda$  –  $n$  frequências naturais ao quadrado do sistema

$\nu$  – Coeficiente de Poisson

$\pi$  – Energia cinética

$\rho$  – Densidade

$\sigma'_f$  – Tensão verdadeira

$\sigma_a$  – Tensão alternada

$\sigma_m$  – Tensão média

$\sigma_{m\acute{a}x}$  – Tensão máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$  – Tensão mínima

$\phi$  – Amplitude modal

$\omega$  – Frequências naturais

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>15</b>
<b>1.1 Justificativa</b> .....	<b>16</b>
<b>1.2 Objetivos</b> .....	<b>17</b>
1.2.1 Objetivo geral .....	17
1.2.2 Objetivo específico .....	17
<b>2.1 Fadiga estrutural, análise numérica e modal</b> .....	<b>18</b>
<b>2.2 Conceitos de fadiga</b> .....	<b>21</b>
<b>2.3 Falha por fadiga: início, propagação da trinca e fratura</b> .....	<b>22</b>
<b>2.4 Tipos de carregamentos dinâmicos</b> .....	<b>25</b>
<b>2.5 Curvas S-N</b> .....	<b>26</b>
<b>2.6 Fatores modificadores</b> .....	<b>27</b>
2.6.1 Fator de superfície $k_a$ .....	28
2.6.2 Fator de tamanho $k_b$ .....	29
2.6.3 Fator de carregamento $k_c$ .....	29
2.6.4 Fator de temperatura $k_d$ .....	29
2.6.5 Fator de confiabilidade $k_e$ .....	31
2.6.6 Fator de efeitos diversos $k_f$ .....	31
<b>2.7 Ensaio de fadiga por flexo-torção</b> .....	<b>32</b>
<b>2.8 Análise modal</b> .....	<b>32</b>
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>35</b>
<b>3.1 Fluxograma de trabalho</b> .....	<b>35</b>
<b>3.2 Características gerais da máquina de fadiga</b> .....	<b>36</b>
3.2.1 Layout da máquina de fadiga .....	36
3.2.2 Principais processos de fabricação utilizados para construção da máquina de fadiga .....	37
3.2.3 Material da máquina de fadiga .....	38

<b>3.3 Condições de contorno da análise numérica .....</b>	<b>38</b>
<b>4 RESULTADOS.....</b>	<b>39</b>
<b>4.1 Execução dos principais processos de fabricação .....</b>	<b>39</b>
<b>4.2 Máquina de fadiga flexo rotativa.....</b>	<b>40</b>
4.2.1 Seleção do motor e inversor de frequência .....	41
4.2.2 Dimensionamento do eixo da máquina de fadiga.....	41
4.2.3 Seleção dos mancais da máquina de fadiga .....	45
4.2.4 Seleção do elemento anti-vibração e acoplamento elástico.....	46
4.2.5 Projeto e desenvolvimento de um elemento fixador de corpo de prova .....	47
4.2.6 Componentes eletrônicos: contagem do número de ciclos e acionamento da máquina de fadiga.....	48
4.2.7 Confecção dos corpos de prova da máquina de fadiga .....	49
4.2.8 Análise modal numérica dos principais componentes da máquina de fadiga...50	
4.2.8.1 Análise modal numérica da estrutura da máquina de fadiga .....	50
4.2.8.2 Análise modal numérica do eixo da máquina de fadiga .....	52
4.2.8.3 Análise modal numérica do corpo de prova utilizado na máquina de fadiga .54	
4.2.9 Curva S-N numérica: aço ABNT 1020.....	55
4.2.10 Análise de fadiga numérica do corpo de prova .....	57
4.2.11 Ensaio experimental e análise macroscópica da falha do corpo de prova .....	58
<b>5 CONCLUSÃO .....</b>	<b>60</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>61</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A fadiga normalmente está relacionada a falhas em componentes mecânicos, caracterizando-se pela redução gradual da capacidade de carga do componente, muitas vezes levando o mesmo à ruptura. Essa ruptura, normalmente é repentina e ocorre mesmo quando a peça/componente está submetida a esforços menores do que o limite de escoamento do material. Alguns fatores como: características metalúrgicas, propriedades mecânicas do material, tipo de carregamento exercido e condições do ambiente de trabalho podem influenciar no comportamento quanto a fadiga em componentes em regime de serviço. Destaca-se que, a região de maior fragilidade estrutural de um componente mecânico submetido a esforços cíclicos não compreende, necessariamente, a região de aplicação do carregamento ou onde o momento fletor possui maior magnitude. Autores como Budynas e Nisbett (2011), Branco, Tavares e Fernandes (1986) e Anderson (2005) descrevem que a falha por fadiga é resultado da formação e propagação de trincas que, geralmente, se originam em descontinuidades do material, pois essas descontinuidades agem como acumuladores de tensão onde as tensões cíclicas atingem o seu pico.

Diante disso, muitas indústrias realizam testes para determinar o limite à fadiga de seus componentes mecânicos, especialmente aços, na qual possuem curvas S-N (limite de resistência a fadiga x número de ciclos até a falha) definidas, considerando vida infinita, baseando-se em normas que regem os ensaios experimentais para a determinação de curvas do comportamento do material. Para tais ensaios são necessários equipamentos, normalmente projetados e construídos em laboratórios, especialmente desenvolvidos para o estudo da fadiga no componente mecânico ou em um corpo de prova, padronizado, de mesmo material. Tais máquinas devem gerar curvas S-N e definir a vida do componente com precisão, confiabilidade e segurança.

Tanto em máquinas para ensaios mecânicos como qualquer outra máquina devem ser realizadas análises quanto aos esforços dinâmicos, isso porque cada componente de um determinado equipamento possui uma frequência natural, a qual não pode ser atingida pela máquina em operação, pois isso poderá interferir no funcionamento da mesma ou até mesmo levar ao colapso da estrutura ou de um componente específico. Para análises de componentes simples, como vigas em balanço, esta análise pode ser efetuada através de cálculos analíticos, porém quando se trata de vários componentes unidos se faz necessária a utilização de algum

software de análise numérica através do método de elementos finitos. Budynas e Nisbett (2011), destacam que nestes softwares primeiramente obtém-se os modos de vibração da estrutura através de uma análise modal, que fornecerá a frequência natural da estrutura ou componente, posteriormente estes modos de vibração podem ser submetidos a análise de vibração forçada que determinará a reação quanto a esforços dinâmicas.

## 1.1 Justificativa

No contexto atual se torna mais nítido o fato de que uma máquina não pode ser projetada, construída ou modificada, sem a prévia realização de um criterioso estudo e/ou realização de uma análise estrutural. Seja devido à natureza do material que a constitui, ou o formato da máquina e de seus componentes, na qual podem ser produzidas vibrações indesejáveis, mau funcionamento do equipamento, existência de esforços excessivos entre outros.

Ainda neste sentido, os componentes que sofrem esforços cíclicos, como é o caso de eixos rotativos, devem ser analisados quanto a possibilidade de rompimento por fadiga. Sendo que, dependendo das condições superficiais e internas do material o seu limite a fadiga pode ser alterado e a vida do material diminuída. Logo, é cada vez mais comum que, para a realização de projetos mecânicos cujos componentes estejam sujeitos a esforços alternados, se realize a análise do material para determinar se o mesmo possuirá uma vida infinita ou se deverá ser substituído periodicamente.

A fim de garantir a estabilidade e integridade estrutural de uma máquina de fadiga, se faz necessária a realização de uma análise modal, que definirá as frequências naturais e modos de vibração da estrutura e identificará possíveis situações de ressonância durante a operação da máquina em questão.

Ainda, como a análise será feita em uma máquina de fadiga, é interessante observar, ainda que numericamente, se esta máquina gerará uma curva S-N satisfatória a partir do corpo de prova escolhido, o qual será de aço ABNT 1020 devido a sua disponibilidade de material no campus e de dados comparativos em livros e trabalhos acadêmicos.

Máquinas de ensaio flexo rotativo similares já existem no mercado, porém seu custo de aquisição é elevado (aproximadamente R\$ 100.000,00, conforme cotações

realizadas) tornando-se, muitas vezes, inviável sua utilização em pesquisas dentro de instituições de ensino. Deste modo se torna notável a necessidade de construção de uma máquina em laboratório de simples construção, eficiente e sobretudo de custo inferior (algo em torno de 5% do valor comercial do equipamento).

## **1.2 Objetivos**

### 1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em apresentar as principais etapas do projeto e dimensionamento de uma máquina de fadiga e realizar uma análise estrutural numérica deste equipamento mecânico.

### 1.2.2 Objetivo específico

- Realizar uma análise modal numérica de uma máquina de fadiga considerando seus principais componentes: eixo, corpo de prova e estrutura, para obter as frequências naturais e modos de vibração dos componentes mecânicos.
- Gerar uma curva S-N teórica para o aço ABNT 1020, através de simulação numérica.
- Realizar uma análise de fadiga numérica do corpo de prova utilizado nos ensaios experimentais.
- Realizar um ensaio experimental e analisar macroscopicamente a falha de um corpo de prova.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção do trabalho serão apresentados os principais conceitos e estudos relacionados ao tema abordado. Primeiramente com a apresentação de trabalhos relevantes sobre fadiga e análise estrutural, e na sequência apresentam-se conceitos relacionados a fadiga e vibrações mecânicas que servirão de base para a fase metodológica deste trabalho.

### 2.1 Fadiga estrutural, análise numérica e modal

Willmerding, Hackh e Radovicic (2011) produziram um estudo a respeito de uma turbina eólica, considerando cargas de natureza estática e dinâmica, considerando os esforços atuantes na estrutura provenientes dos ventos. Fatores de segurança foram utilizados na análise de fadiga. A padronização dos cálculos durante o dimensionamento estrutural se torna um fator útil e por vezes determinante para o sucesso do projeto mecânico.

Xiang, et al., (2012), efetuaram análises em um eixo de motor para trens de locomotivas. Considerando aspectos de falha por fadiga, o componente mecânico estava sobre a ação de extrema velocidade angular. Para o estudo do eixo em questão, utilizou-se o software Autodesk Nastran, um software que utiliza o Método de Elementos Finitos (MEF), através do qual se pôde estabelecer uma prévia para a vida do rotor, bem como a sua resistência estrutural.

Ainda neste contexto Feng, Liu e Xuan (2012), concluíram estudos sobre a solda em rotores de turbina a vapor considerando a vida em fadiga deste componente. Através do MEF, os pesquisadores obtiveram resultados de tensão residual satisfatoriamente próximos dos valores encontrados experimentalmente. Apesar do estudo não abordar questões extremamente importantes como os concentradores de tensões residuais da solda em si, os autores acreditam que elas possam ser a causa e origem das trincas iniciais que, com influência das tensões alternantes, posteriormente irá gerar a falha por fadiga.

Para a obtenção de curvas S-N do aço SAE 8640, Alvarenga Júnior, Mansur e Palma (2002) utilizaram uma metodologia pré-existente em ensaios de fadiga por flexo torção experimentais com e sem refrigeração auxiliar. Para ensaios com refrigeração utilizou-se o método *Staircase* que, submete o material a uma certa tensão até sua

ruptura e assim a tensão é diminuída e o ensaio é repetido. Os testes iniciaram com um valor acima da tensão de resistência a fadiga até a quebra do corpo de prova. Para o passo seguinte os autores modificaram as tensões de maneira crescente e decrescente e repetiram os ensaios. Por fim, os autores recomendam que seja utilizada refrigeração durante os ensaios a fim de que o comportamento dos materiais não sofra influência dado seu aquecimento durante a realização dos testes experimentais.

Em seu trabalho Abrahão et al. (2008), abordam o estudo da falha por fadiga em matérias que estão sendo submetidos a tensões e deformações cíclicas. No trabalho, os autores descreveram diversos mecanismos e geometrias de corpos de prova para ensaios de fadiga. Um aspecto importante ressaltado pelos autores é de que o estudo da fadiga, desde sua origem, até seu impacto final (falha) tem sido de grande valia para todas as áreas da engenharia, proporcionando soluções para as mais diversas situações na fabricação de componentes mecânicos. Os autores destacam que, as trincas em materiais de formato homogêneo têm seu início, na maioria das vezes, em inconformidades da cristalografia do grão, e em rugosidades provenientes dos processos de usinagem. Considerando componentes irregulares, as descontinuidades e entalhes são tratados como locais de concentradores de tensão. Portanto, onde se originam as trincas. Essa gama de fatores tem grande influência sobre a vida útil do componente, sendo que a realização de diversos ensaios de fadiga auxiliará na caracterização do material, através das curvas S-N (ALBUQUERQUE, 2004).

Toso et al (2016) compararam ensaios de fadiga de dois componentes automotivos, considerando corpos de prova de geometrias distintas. As condições do ensaio experimental têm semelhança com a real utilização dos componentes (suspensão veicular), submetidos a esforços fletores, enquanto que para o método numérico foi utilizado o MEF. Ao fim os autores concluíram que o ensaio numérico é útil para definição das curvas de fadiga para o material de estudo, enquanto que o experimental fornece dados suficientes para determinar a vida em fadiga do material.

Segundo Souza (1982) ensaios de fadiga permitem estabelecer e gerar o limite de resistência à fadiga para cada material, quando da sua submissão à tensões cíclicas em faixas superiores ao seu limite. Há uma grande variedade de métodos para ensaios experimentais a fim de determinar a fadiga de um material. Geralmente, os ensaios experimentais seguem a norma ASTM STP-566 (1974). Dados obtidos

através dos ensaios, normalmente são apresentados em gráficos, sendo dividido em três estágios distintos:

- Fadiga de baixo ciclo, inferior a  $10^3$  ciclos;
- Fadiga de alto ciclo, superior a  $10^3$  e inferior a  $10^6$  ciclos; e
- Limite de resistência a fadiga ( $S_e$ ), superior a  $10^6$  ciclos ou quando a curva atinge um nível estável, também chamada de vida infinita.

Considerando uma máquina para ensaios de fadiga, Àvila (2005) aponta que em máquinas de ensaio flexo rotativas, o corpo de prova como um todo está submetido a tensões alternadas puras em toda a sua extensão. O autor destaca para o fato de que neste tipo específico de ensaio a amplitude da tensão é a máxima solicitada, visto que a tensão média é igual a zero. De acordo com Padilha (2004) a região entre as partes flexionadas de um corpo de prova (CP) que se encontra em rotação está submetida a um momento fletor axial. Com isso toda a superfície do corpo de prova está sujeita a uma reversão de tensão completa com a revolução em  $180^\circ$  do mesmo. A parte superior do CP encontra-se em estado de tração o tempo todo, e de mesmo modo, a parte inferior encontra-se comprimida.

Teles (2015) aponta o aumento no estudo da fadiga flexo-rotativa devido a ampla ocorrência de falhas desta natureza em indústrias e equipamentos em que eixos sejam necessários. O mesmo apresenta o desenvolvimento de uma máquina para o ensaio de fadiga, assim como análises modais, e de fadiga através do método dos elementos finitos no software de simulação numérica Ansys, a fim de verificar a rigidez do conjunto pré-estabelecido. Também apresenta análises microscópicas de superfícies de CP's fraturados pela máquina. Ao final o mesmo verifica que a máquina atende ao princípio para o qual foi desenvolvida visto que gera uma fratura muito próxima ao modelo literário, e determina que algumas melhorias devem ser executadas a fim de facilitar a realização dos ensaios experimentais.

Silva et al (2016) apresentam uma análise computacional e analítica de fadiga para um eixo de transmissão através do método dos elementos finitos. Computacionalmente utilizando o software Ansys, primeiramente analisaram o componente estaticamente, verificando a discrepância entre resultados para tensão de von Misses com a variação da malha de elementos finitos, no elemento analisado. Após a análise computacional, comparou-se os resultados com os cálculos analíticos, verificando que em ambos os casos, o eixo não seria adequado ao esforço mecânico, visto que não atingiria vida infinita, também concluíram que existem diferenças entre

os cálculos analíticos e computacionais, por pequenas que sejam, mas que tornam os cálculos analíticos, instrumentos de aproximação, ainda mais para casos de carregamentos complexos.

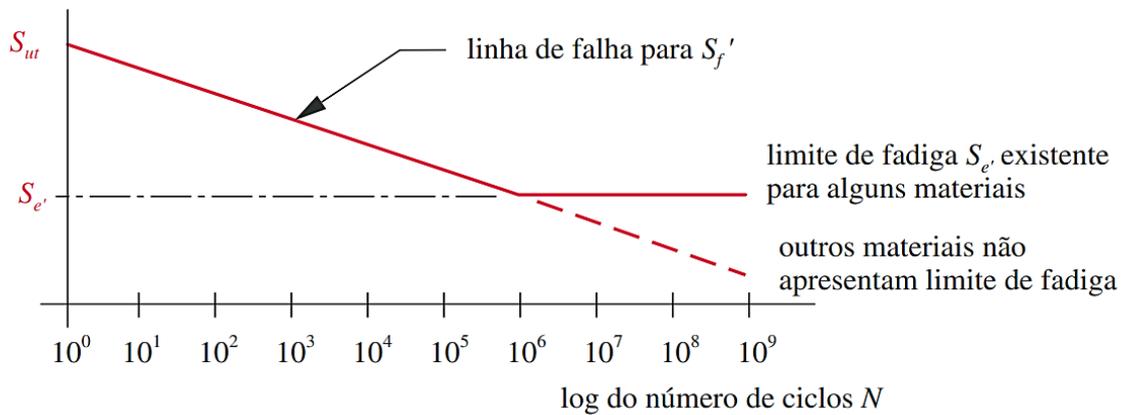
## **2.2 Conceitos de fadiga**

O termo fadiga é determinado por ASTM E 1823-96 (2002 apud TURATTI 2017), como um fenômeno de ruptura no material, alterando sua estrutura na localidade de forma irreversível e progressiva, como consequência de tensões dinâmicas e variáveis, que podem ser responsáveis pelo aparecimento de trincas e por sua propagação, gerando fraturas de maneira lenta e gradativa em detrimento de um número de ciclos. Como resultado, tem-se o rompimento do material e/ou componente mecânico.

O fenômeno da fadiga foi observado pela primeira vez em meados de 1800, em eixos de um vagão ferroviário que, após pouco tempo de uso começaram a falhar em serviço. As características apresentadas pelas falhas eram semelhantes a fraturas frágeis, muito embora os eixos eram constituídos de material dúctil. Em seu artigo, Rankini (1843 apud NORTON, 2013) afirma que os munhões haviam sido “cristalizados” tornando-se frágeis em detrimento das tensões flutuantes. Havia sido empregado o conhecimento em engenharia que se tinha até o momento no projeto dos eixos, no entanto este conhecimento era baseado em estudos a partir de carregamentos estáticos, não contemplando os carregamentos dinâmicos aos quais os eixos eram submetidos.

August Wöhler, um engenheiro alemão, foi o pioneiro no estudo da falha por fadiga, estudando a mesma durante 12 anos de sua vida. Seus estudos se baseavam em testes laboratoriais, que submetiam eixos a carregamento alternado até sua falha. Wöhler publicou suas descobertas em 1870, identificando o número de ciclos de tensão variável no tempo como causa da falha e a existência de um limite de resistência à fadiga para aços, ou seja, um nível de tensão a que o material pudesse ser submetido de forma variável durante milhões de ciclos. Também produziu a Curva de Wohler (Figura 1), ou diagrama S-N, no qual representou os dados obtidos através das aplicações de tensão (S) e o número de ciclos (N) até o rompimento de um corpo de prova (NORTON, 2013).

Figura 1 - Diagrama S/N (tensão x número de ciclos).

log da resistência à fadiga  $S$ 

Fonte: Norton (2013, p. 305)

### 2.3 Falha por fadiga: início, propagação da trinca e fratura

As falhas estáticas, geralmente ocorrem com uma deflexão muito grande, isso porque a tensão excedeu o limite de resistência ao escoamento, sendo visível e possível a troca da peça/componente antes de sua ruptura. Diferentemente, a falha por fadiga não permite essa visualização, ocorrendo de forma repentina (normalmente sendo catastrófica). A falha por fadiga é semelhante a uma fratura frágil, isso porque as fraturas são planas e perpendiculares ao eixo de aplicação da tensão, sem a presença de estrição. No entanto, como são fraturas decorrentes de tensões oscilantes apresentam características heterogêneas. Budynas e Nisbett (2011) explicam que a superfície se divide em três estágios distintos:

- Estágio 1 – Início de uma ou mais microtrincas, como consequência de deformações plásticas cíclicas seguidas da propagação cristalográfica que se estende por cinco grãos a partir da origem.
- Estágio 2 – Propagação da ou das microtrincas, originando a superfície de fratura como platôs paralelos separados por sulcos.
- Estágio 3 – Fratura rápida e repentina que ocorre no ciclo final de tensão, quando o material restante não consegue suportar as cargas aplicadas.

As falhas por fadiga têm início em uma pequena trinca, propagando-se através das irregularidades e concentradores de tensão presentes. Segundo Fischer e Yen (1972 apud NORTON, 2013), materiais de forma absoluta, possuem descontinuidades estruturais de ordem microscópica ( $< 0.01$  in) e até mesmo macroscópica. As trincas

sempre estão presentes no material, contidas desde sua concepção, processos de fabricação, ou ainda, como consequência de tensões cíclicas nas regiões de concentradores de tensão (NORTON, 2013).

Teixeira (2004), afirma que as trincas são muito frequentes, podem acontecer naturalmente devido a heterogeneidades da estrutura que compõe o material, de modo que hajam vazios resultantes de desorganizações microestruturais. Esses vazios ou inclusões contribuem para a iniciação de trincas servindo como intensificadores de tensão. Materiais mais frágeis, especialmente fundidos, não apresentam facilidade para o escoamento, desenvolvendo trincas com maior rapidez, e tendem a não passar pelo estágio de iniciação da trinca passando diretamente para o estágio de propagação (NORTON, 2013).

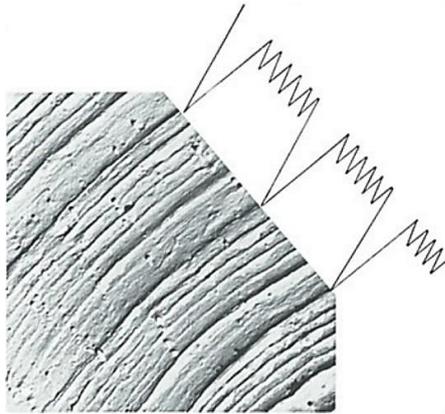
Logo que a trinca inicial é gerada, o carregamento tende a continuar atuando no material, resultando no crescimento e propagação da trinca ao longo dos contornos de grão da microestrutura. A propagação gerada pode ser dividida em dois estágios:

- 1º estágio: Propagação a aproximadamente 45° do eixo de tensão, e taxa de crescimento de ordem microestrutural.
- 2º estágio: Propagação aproximadamente perpendicular ao eixo de tensão, gerando aspecto de marcas de praia, correspondendo ao número de ciclos de carregamento.

Normalmente, a ponta de uma trinca age como um concentrador de tensões, tendo por consequência a deformação plástica local, esta tende a crescer até que atinja a espessura do componente. As tensões de compressão, como tendem a fechar a trinca, não influenciam em sua expansão. (BRANDÃO, 2013)

A taxa de propagação de uma trinca é da ordem de  $10^{-8}$  a  $10^{-10}$  polegadas por ciclo, tornando-se significativa após um grande número de ciclos. Com a devida ampliação da superfície da falha, é possível observar as estrias devido aos ciclos de tensão, tal como mostra a Figura 2, na qual é possível perceber que o espaçamento entre as estrias sugere a aplicação de um carregamento cíclico.

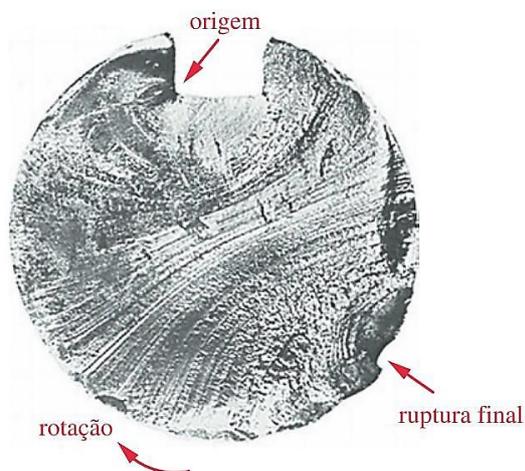
Figura 2 - Estrias de fadiga na superfície de uma liga de alumínio ampliada 12000 vezes.



Fonte: Norton (2013, p. 308)

O crescimento da trinca continuará enquanto houver tensões de tração cíclicas e/ou fatores de corrosão severos agindo sobre o material. Como consequência, haverá o aumento do fator de intensidade de tensão  $k$  ao ponto em que se igualará a tenacidade a fratura do material  $k_c$ , resultando na ruptura instantânea no próximo ciclo de tensão. Visualmente, a falha por fadiga apresentará duas regiões distintas: sendo uma de aparência lisa, correspondente a zona de propagação da microtrinca; e a outra com aspecto áspero como uma fratura frágil. A região aparentemente polida apresenta marcas de praia, que surgem devido aos ciclos de início e pausa do crescimento da trinca e circundam a origem da mesma, como pode-se ver na Figura 3 (um exemplo típico de falha por fadiga por flexão rotativa).

Figura 3 - Eixo apresentando falha por fadiga e suas regiões.



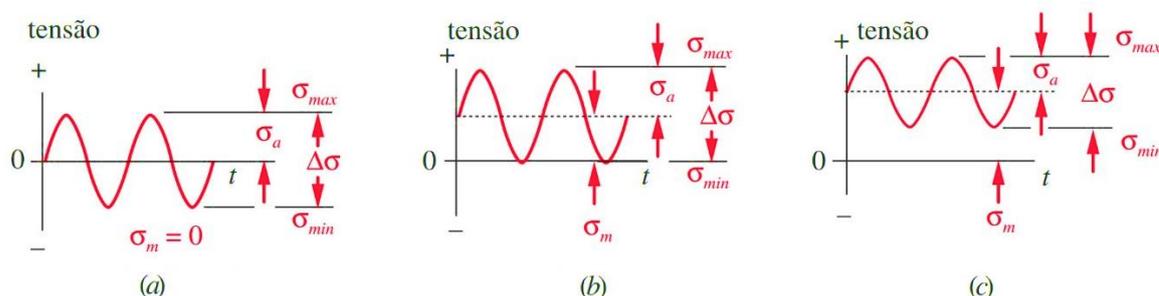
Fonte: Norton (2013, p. 309)

## 2.4 Tipos de carregamentos dinâmicos

Falhas por fadiga possuem ligação direta ou indireta com tensões oscilantes em relação ao tempo. Norton (2013) afirma que dependendo da aplicação, essas cargas podem ter comportamentos distintos pois, em máquinas rotativas as cargas tendem a ter amplitude constante e frequência definida, já em equipamentos de serviço, as cargas tendem a ter amplitudes e frequência variadas em relação ao tempo, por vezes assumindo comportamento aleatório. Segundo Norton (2013) “Os fatores significativos em análises de fadiga, são a amplitude e o valor médio da onda de tensão-tempo [...] e o número total de ciclos de tensão/deformação a que a peça é submetida.”

Quanto ao carregamento em máquinas de rotação, a Figura 4 apresenta as funções senoidais típicas de tensão versus tempo.

Figura 4 - Representação das ondas senoidais típicas de tensão x tempo: a) tensão alternada; b) tensão repetida; e c) tensão pulsante.



Fonte: Norton (2013, p. 313)

Os padrões de variação da Figura 4 podem ser resultado da aplicação de tensões de flexão, torção, normais ou ainda uma combinação destas tensões. E as funções nela descrita podem ser caracterizadas por meio de dois parâmetros: tensões média e alternada, ou máxima e mínima ou por meio da razão desses valores, conforme constam nas equações abaixo.

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (1)$$

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

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (3)$$

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (5)$$

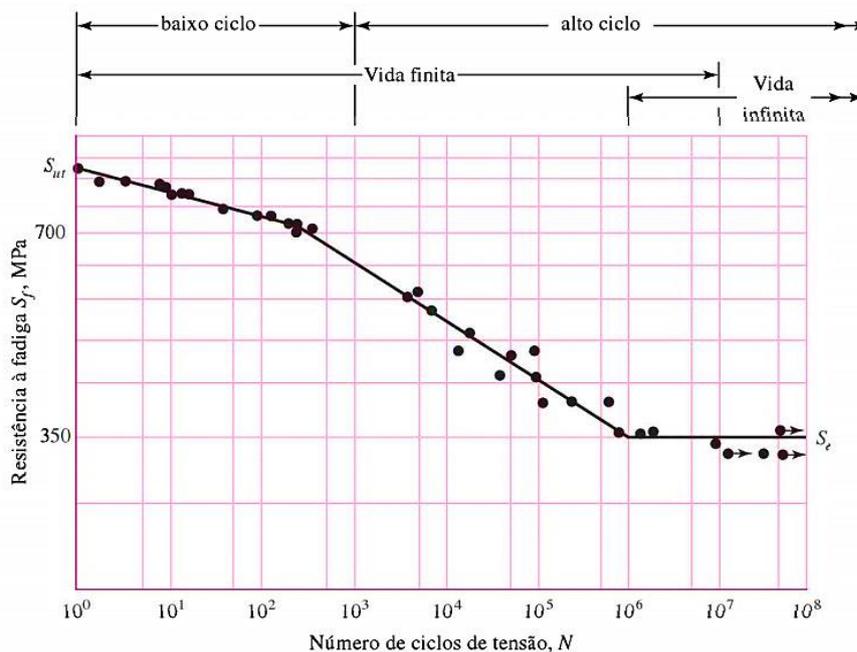
onde:  $\Delta\sigma$  é o intervalo de tensões,  $\sigma_{m\acute{a}x}$ ,  $\sigma_{m\acute{i}n}$  e  $\sigma_m$  representam, respectivamente as tensões máxima, mínima e média;  $\sigma_a$  é a amplitude de tensão, e  $R$  e  $A$  são as razões de tensão e amplitude.

## 2.5 Curvas S-N

Budynas e Nisbett (2011) expõe que para determinação da resistência a fadiga de um material são necessários um grande número de testes devido à natureza estatística da falha por fadiga. Os vários valores de resistência a fadiga ( $S'_f$ ) juntamente com seu respectivo número de ciclos (N) adquiridos, são plotados em um gráfico logarítmico, a fim de gerar a linha de falha, como mostra a Figura 1.

Na Figura 5 é possível observar que em dada amplitude de  $S'_f$ , o gráfico sofre uma inflexão, onde se torna constante, o Joelho formado é chamado de limite de resistência a fadiga ( $S_e$ ), pois a partir deste ponto não haverá mais falha por fadiga, independentemente do número de ciclos.

Figura 5 - Diagrama S-N traçado com base em ensaios de fadiga axial completamente reversa (aço UNS G41 300 normalizado).



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 292)

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), a linha de falha pode ser subdividida quanto a vida em fadiga de duas maneiras, como pode ser visualizado na Figura 5:

- Quanto a falha: sendo dividida em fadiga de baixo ciclo, quando a fratura acontece entre 1 e  $10^3$  ciclos; e fadiga de auto ciclo, quando o número de ciclos até o rompimento ultrapassa  $10^3$ ; e
- Quanto a vida: sendo diferenciada em vida finita, região em que ocorre o rompimento do material por fadiga, e vida infinita região em que o material não sofrerá falha por fadiga.

Sendo que a fronteira entre vida finita e infinita só pode ser definida para um material específico, normalmente sendo um valor próximo de  $10^6$  a  $10^7$  para aços.

## 2.6 Fatores modificadores

Ensaio com corpos de prova padronizados de excelente acabamento superficial, são utilizados para determinação do limite de resistência à fadiga de um material. No entanto existem muitas diferenças a serem consideradas quando da determinação do limite a fadiga para um componente real. (NORTON, 2013).

Segundo (BUDYNAS e NISBETT, 2011), as diferenças entre corpo de prova

padronizados e real incluem:

- Material: composição, base de falha, viabilidade.
- Manufatura: método, tratamento térmico, corrosão de piezo-ciclofritção, condição de superfície, concentração de tensão.
- Ambiente: corrosão, temperatura, estado de tensão, tempo de relaxamento.
- Projeto: tamanho, forma, vida, estado de tensão, concentração de tensão, velocidade, piezo-ciclofritção, esfolamento.

Marin (1962 apud. Budynas, Nisbett, 2011), identificou fatores quantificadores para superfície, tamanho, carregamento, temperatura e itens diversos, os quais funcionam como um fator multiplicador no cálculo do limite de resistência a fadiga, logo a equação de Marin pode ser escrita da seguinte forma, conforme Equação (6):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{ut} * 0,5, \quad (6)$$

onde:  $k_a$  = fator modificador de condições de superfície;

$k_b$  = fator modificador de tamanho

$k_c$  = fator modificador de carga;

$k_d$  = fator modificador de temperatura;

$k_e$  = fator de confiabilidade;

$k_f$  = fator modificador variado;

$S_{ut}$  = limite de resistência a tração;

$S_e$  = limite de resistência a fadiga.

### 2.6.1 Fator de superfície $k_a$

A superfície do corpo de prova de viga rotativa deve ser extremamente polida axialmente, a fim de garantir que não existam riscos circunferenciais. Assim o fator de superfície deve compensar a diferença entre o acabamento ideal e o acabamento real presente na peça. Para tanto, Lipson e Noll (1946 apud. Budynas e Nisbett, 2011) obtiveram dados para limite de resistência a fadiga versus resistência última a tração, podendo ser representados pela Equação (7):

$$k_a = a S_{ut}^b, \quad (7)$$

onde:  $S_{ut}$  representa a resistência de tração mínima e “a” e “b” coeficientes encontrados nos Figura 6, com base no acabamento superficial do componente.

Figura 6 - Parâmetros para o fator modificador de superfície de Marin.

<b>Acabamento superficial</b>	<b>Fator <math>a</math> <math>S_{utr}</math> MPa</b>	<b>Expoente <math>b</math></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: Budynas e Nisbett (2011, p. 306)

### 2.6.2 Fator de tamanho $k_b$

Mishke (1987 apud Budynas e Nisbett, 2011) avaliou 133 conjuntos de pontos de dados, a fim de definir quantificações para  $k_b$  e seus resultados podem ser expressos de acordo com a Equação (8):

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (8)$$

onde:  $d$  é o diâmetro do eixo rotativo.

Para carregamentos em vigas não rotativas e/ou de formato não circular  $d=d_e$ , sendo  $d_e$  o diâmetro equivalente. Para carregamento axial não há efeito de tamanho, portanto  $k_b = 1$ .

### 2.6.3 Fator de carregamento $k_c$

Ensaio de fadiga podem conter esforços de flexão rotativa, carregamento axial e carregamento torcional, portanto os limites de resistência a fadiga diferem entre si e em relação a  $S_{ut}$ , logo valores para correções podem ser obtidos pela Equação (9):

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (9)$$

### 2.6.4 Fator de temperatura $k_d$

Temperaturas abaixo da temperatura ambiente, podem ocasionar fraturas frágeis, mesmo em materiais dúcteis. Logo para essas temperaturas deve-se fazer

esta investigação primeiro. Com o aumento da temperatura, os materiais tornam-se mais dúcteis, havendo possibilidade de escoamento, que deve ser investigada, visto que a resistência ao escoamento varia muito rapidamente como apresenta a Figura 7.

Figura 7 - Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço.

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 309)

Os dados disponíveis até o presente momento, mostram que há um aumento significativo do limite de resistência a fadiga com o aumento da temperatura, mas que em 205°C a 370°C este limite tende a diminuir drasticamente. Porém, como a quantidade de dados é limitada, nada impede que seja considerada a temperatura alta assim como a ambiente. A influência da temperatura pode ser avaliada utilizando a Equação (10):

$$k_d = 0,9877 + 0,6507(10^{-3})T_c - 0,3414(10^{-5})T_c^2 + 0,5621(10^{-8})T_c^3 - 6,246(10^{-12})T_c^4 \quad (10)$$

onde:  $T_c$  é a temperatura de operação, entre 37°C e 540°C. Porém, se o limite de resistência a fadiga temperatura ambiente da viga for conhecida, deve-se utilizar a relação  $S_t/S_{rt}$  retirada da Figura 7, logo:

$$k_d = \frac{S_t}{S_{rt}} \quad (11)$$

### 2.6.5 Fator de confiabilidade $k_e$

Os valores típicos para  $k_e$  são apresentados na Figura 8 e consideram um desvio médio padrão próximo a 8% da resistência a fadiga, e são obtidos de acordo com a Equação (12):

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad (12)$$

onde:  $z_a$  é o desvio da média.

Figura 8 - Fatores de confiabilidade usuais correspondentes a um desvio padrão de 8%.

Confiabilidade, %	Variante de transformação $z_a$	Fator de confiabilidade $k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
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: Budynas e Nisbett (2011, p. 311)

### 2.6.6 Fator de efeitos diversos $k_f$

Segundo Budynas e Nisbett (2011), valores referentes a  $K_f$  nem sempre se encontram definidos, muito embora o mesmo tenha de representar uma série de efeitos. De acordo com os autores, alguns dos fatores a serem considerados neste multiplicador são:

- Corrosão;
- Chapeamento eletrolítico;
- Pulverização de metal;
- Frequência cíclica;
- Corrosão de piezo-ciclofricção.

## 2.7 Ensaio de fadiga por flexo-torção

Norton (2013) explica que, os dados disponíveis considerando fadiga sob tensões alternadas são oriundos de um ensaio de flexão rotativa de R. R. Moore. Neste ensaio, um corpo de prova (CP) altamente polido com diâmetro aproximado de 0,3 in é montado a um suporte, o qual permite aplicação de momento fletor constante ao CP, enquanto o mesmo encontra-se a 1725 rpm. Com isto, a circunferência do CP estará sujeita a tensões alternadas de flexão, exemplificadas na Figura 4a.

O ensaio é realizado inicialmente em um nível de tensão específico, até a falha do CP, quando o número de ciclos e a tensão são registrados. Este processo é repetido várias vezes com corpos de prova de mesmo material, mas submetidos a esforços de magnitudes diferentes. Assim os dados são coletados e plotados como resistência a fadiga normalizada  $S_i/S_{ut}$  em função do número de ciclos  $N$ , em um gráfico log-log. Os ensaios geram pontos dispersos que são aproximados por uma reta em que todos os corpos de prova rompidos fiquem acima da mesma, sendo caracterizada como uma curva conservadora.

## 2.8 Análise modal

A análise modal é um estudo na qual utilizam-se técnicas teóricas e/ou experimentais. A partir deste estudo podem ser determinadas as características dinâmicas de uma estrutura e/ou componente mecânico, com o objetivo de determinar as frequências naturais e modos de vibração estrutural. Normalmente, utiliza-se o Princípio da Conservação da Energia. Este princípio define que a energia pode ser transformada ou transferida, mas nunca criada ou destruída. O sistema é conservativo se nenhuma força externa atuar, por exemplo, atrito e membros não elásticos (exceto ação gravitacional e outras forças potenciais), com isso, a energia total do sistema se mantém constante (RAO, 2008). O Princípio da Conservação da Energia pode ser expresso pela Equação (13):

$$T + \Pi = \text{constante}. \quad (13)$$

ou

$$\frac{d}{dt}(T + U) = 0. \quad (14)$$

onde:  $d/dt$  representa a derivada temporal, enquanto que  $T$  e  $U$  representam energia cinética e potencial, respectivamente.

A energia cinética do sistema pode ser obtida pela Equação (15):

$$T = \frac{1}{2}m\dot{x}^2. \quad (15)$$

onde:  $m$  é a massa e  $\dot{x}$  é a velocidade.

A energia potencial pode ser calculada pela Equação (16):

$$U = \frac{1}{2}kx^2. \quad (16)$$

onde:  $k$  é a rigidez do sistema e o  $x$  é o deslocamento.

A Equação (17) é obtida através da inserção das Equações (15) e (16) e com a manipulação da Equação (14).

$$m\ddot{x} + kx = 0. \quad (17)$$

onde:  $\ddot{x}$  representa a aceleração.

Pode-se reescrever a equação anterior através de um sistema de  $n$  graus de liberdade, obtendo-se a Equação (18), pela qual é possível obter a análise modal do sistema em vibrações livres, sem amortecimento.

$$M\ddot{u} + Ku = 0. \quad (18)$$

onde:  $M$  é a matriz de massa,  $K$  é a matriz de rigidez,  $\ddot{u}$  e  $u$  são vetores de aceleração e deslocamento, respectivamente como apresentam as Equações (19) e (20):

$$u = \phi \text{sen}(\omega t). \quad (19)$$

$$\ddot{u} = -\omega^2 \phi \text{sen}(\omega t). \quad (20)$$

onde:  $\phi$  é a amplitude modal,  $\omega$  representa as frequências naturais e  $t$  é o tempo.

Através da inserção das Equações (19) e (20) na Equação (18), e realizando

simplificações matemáticas, obtém-se a Equação (21):

$$(K - \omega^2 M)\{\phi\} = 0. \quad (21)$$

Com a Equação (21), é possível obter duas soluções para o problema de autovalores, uma é a solução trivial (solução nula) dada por  $\phi = 0$ , e a outra é obtida igualando o primeiro termo a zero, ou seja:

$$\det[(K - \omega^2 M)] = 0. \quad (22)$$

Com o objetivo de gerar a forma mais usual do problema de autovalores, substitui-se  $\omega^2$  por  $\lambda$  conforme a Equação (23):

$$\det[(K - \lambda^2 M)] = 0. \quad (23)$$

onde:  $\lambda$  representa as  $n$  frequências naturais ao quadrado do sistema.

Em se tratando de uma análise modal numérica, com o objetivo de se obter frequências naturais e modos de vibração de componentes mecânicos complexos se faz necessária a consideração e utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF).

De acordo com Cook et al. (1989) o MEF é um método numérico utilizado para analisar estruturas e meios contínuos, onde se objetiva, normalmente, resolver problemas complexos, de difícil solução através de métodos clássicos analíticos. Como resultado, tem-se um conjunto de equações algébricas que são resolvidas com o auxílio de um computador (raramente esta solução é exata). Entretanto, os erros são minimizados pelo processamento de um elevado número de equações que geram resultados com satisfatória precisão para diversos problemas de Engenharia.

### 3 METODOLOGIA

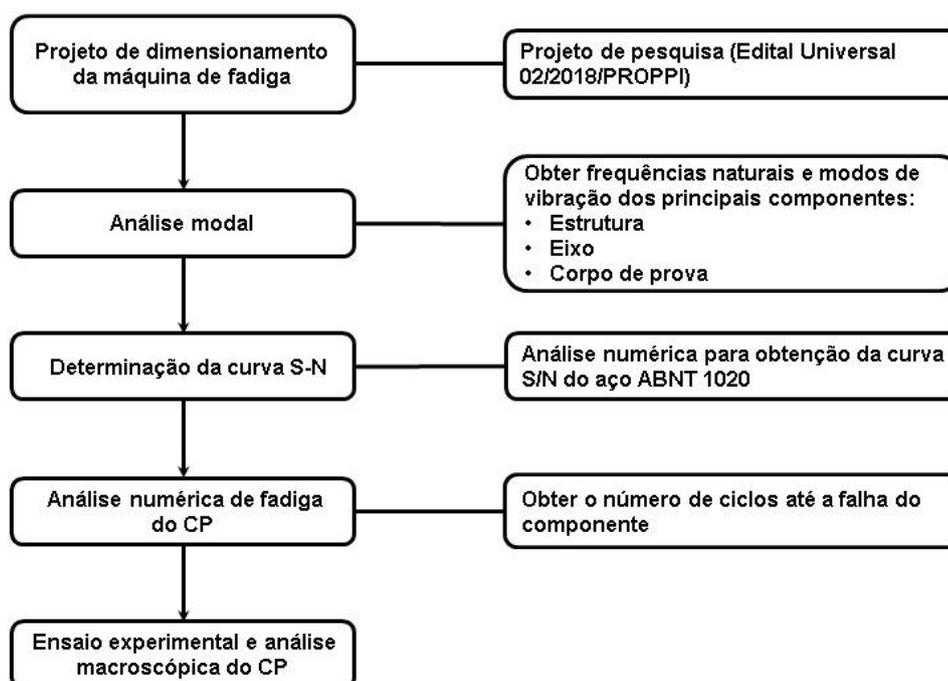
Neste capítulo apresentam-se as características gerais da máquina de fadiga, os materiais que a compõe, bem como os principais processos de fabricação e especificidades para obtenção da mesma. Na sequência, seguindo a metodologia deste trabalho, três análises numéricas serão realizadas, assim como um ensaio de fadiga experimental, considerando a máquina de fadiga previamente desenvolvida por (Trampusch, Müller et. al. 2018):

- Análise modal estrutural dos principais componentes da máquina de fadiga;
- Análise numérica para obtenção de uma curva S-N do aço SAE 1020;
- Análise de fadiga numérica do corpo de prova utilizado nos ensaios experimentais;
- Ensaio experimental e análise macroscópica da falha de um corpo de prova.

#### 3.1 Fluxograma de trabalho

As etapas a serem desenvolvidas neste trabalho encontram-se descritas no fluxograma da Figura 9.

Figura 9 - Fluxograma do processo metodológico utilizado neste trabalho.



Fonte: O autor.

### 3.2 Características gerais da máquina de fadiga

A máquina de fadiga está nas instalações do IFSC Câmpus Xanxerê, e foi projetada e construída a partir da realização de um Projeto de Pesquisa (Edital Universal 02/2018/PROPPI), dentro da própria instituição de ensino. A seguir estão dispostas algumas especificações da máquina em estudo:

- Material da estrutura: aço estrutural ABNT 1020;
- Dimensões: 1,098 m de altura, 1,026 m de comprimento e 0,626 m de largura;
- Massa total: 87,4 Kg;
- Potência do motor: 1 cv;
- Carga máxima de ensaio: 30 Kg.

#### 3.2.1 Layout da máquina de fadiga

O modelo conceitual da máquina de fadiga, apresentado na Figura 10, foi desenvolvido através do Software SolidWorks® versão 2018.

Figura 10 - Projeto conceitual da máquina de fadiga.

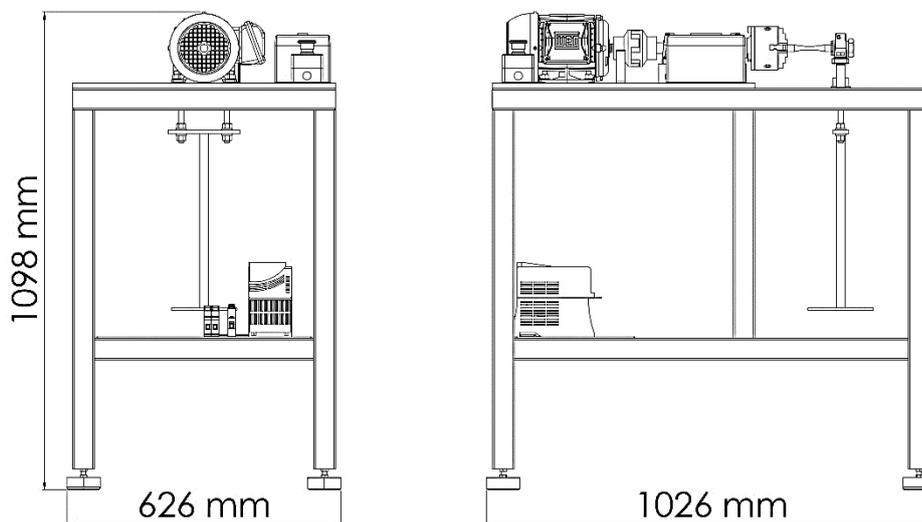


Fonte: O autor.

A partir deste modelo CAD, serão realizadas as análises estruturais numéricas propostas neste trabalho. Para a realização destas análises o Método dos Elementos Finitos (MEF) será considerado.

A Figura 11 apresenta detalhes adicionais e as principais dimensões da máquina de fadiga.

Figura 11 - Desenho 2D da máquina de fadiga por flexão rotativa, visões frontal e lateral direita.



Fonte: O autor.

### 3.2.2 Principais processos de fabricação utilizados para construção da máquina de fadiga

Durante a fabricação da máquina de fadiga, vários processos foram utilizados. Todos os processos de fabricação foram realizados com maquinário presente no IFSC Câmpus Xanxerê. De forma coordenada e programada os seguintes processos foram utilizados:

- Corte;
- Soldagem;
- Usinagem;
- Furação e rosqueamento;
- Lixamento e pulverização;
- Montagem.

Informações adicionais quanto aos processos de fabricação previamente indicados serão apresentados no capítulo de resultados.

### 3.2.3 Material da máquina de fadiga

Para a construção da estrutura da máquina de fadiga foi utilizado aço estrutural ABNT 1020, material amplamente utilizado para a construção de uma infinidade de estruturas e máquinas. Também se utilizou o mesmo material para a confecção dos corpos de prova, em vista de sua disponibilidade no Câmpus, juntamente com o maior número de estudos e dados compilados a respeito deste material. Segundo (CHIAVERINI, 1988), este é um aço de baixo carbono, com boa resistência mecânica e tenacidade elevada, contendo elementos adicionais apenas de forma residual, como pode ser verificado nas Tabela 1 e Tabela 2.

Tabela 1 - Composição do aço ABNT1020.

Aço	Carbono (C)	Manganês (Mn)	Fósforo (P)	Enxofre (S)
1020	0,18-0,23%	0,30-0,60%	0,040%	0,050%

Fonte: NBR NM 87 (ABNT, 2000, p. 5).

Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço ABNT 1020.

Resistência a tração	Módulo de elasticidade	Coefficiente de Poisson	Dureza	Densidade
380 MPa	205 GPa	0,291	111 H <sub>B</sub>	7870 Kg/m <sup>3</sup>

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

### 3.3 Condições de contorno da análise numérica

A análise numérica foi desenvolvida através do software de CAD 3D SolidWorks Simulation® versão 2018. Desta forma, foram definidas as condições de contorno, ou seja, condições que tornariam as análises o mais próximo possível do modelo real. As principais condições de contorno iniciais definidas foram:

- Pés da máquina engastados ao chão;
- Aplicação dos contatos fixos entre os diversos elementos estruturais;
- Corpo de prova com carga em balanço aplicada em sua extremidade, bem como torque em seu eixo longitudinal.

## 4 RESULTADOS

Durante este capítulo serão apresentados resultados obtidos durante o projeto, dimensionamento e construção da máquina de fadiga, além de informações adicionais, frente ao que foi previamente publicado por (TRAMPUSCH, MÜLLER et al., 2019). Também serão apresentados os resultados referentes a análise modal numérica dos principais componentes da máquina de fadiga, geração da curva S-N para o aço ABNT 1020, resultados da análise de fadiga numérica do corpo e prova e por fim, resultados de um ensaio experimental.

### 4.1 Execução dos principais processos de fabricação

A seguir apresenta-se uma descrição sobre como foram executados os principais processos de fabricação da máquina de fadiga:

- Corte: início do processo de fabricação, foram utilizadas serras fita horizontais no corte dos perfis retangulares, e o processo de oxiacetileno para o corte de uma chapa metálica de espessura de 12,7mm (topo da estrutura). As proteções de acrílico, para os operadores e para os sensores, foram cortadas com o uso de uma serra circular de bancada.
- Soldagem: a soldagem da estrutura foi realizada em duas etapas: a primeira, foi a soldagem dos perfis do quadro superior em conjunto com a chapa, de 12,7 mm de espessura (essa espessura significativa, visa minimizar os possíveis efeitos indesejáveis de vibrações mecânicas), que serve como apoio ao motor e a todos os componentes superiores da máquina, e o bloco de aço 1020 maciço, com 50 mm de espessura, utilizado para a fixação dos mancais do eixo rotativo da máquina; a segunda etapa, foi a união das peças da parte inferior da máquina com a parte soldada anteriormente.
- Usinagem: a parte superior da máquina foi fixada a mesa de uma máquina fresadora, onde a mesma foi fresada utilizando uma fresa de facear, para deixá-la totalmente plana, e uma fresa de topo para esquadrejá-la. Também foram executadas as furações para a fixação do motor e dos mancais a fim de garantir maior nível de alinhamento entre motor e eixo principal da máquina.
- Furação e rosqueamento: operações de furação, através das furadeiras de bancada e manual, e de rosqueamento, foram efetuadas para fixação de

diversos itens como as sapatas de amortecimento da máquina, os componentes eletroeletrônicos, estruturas de sustentação de sensores e proteções da máquina.

- Lixamento e pulverização: dada a construção da estrutura principal, na etapa seguinte realizou-se o lixamento da mesma com lixadeira angular, e após, realizou-se a pintura por pulverização em duas camadas: fundo e tinta esmalte.
- Montagem: a montagem da máquina ocorreu em todas as etapas, pois em cada uma delas algum componente era adicionado. Porém, a montagem final da máquina ocorreu em duas partes: primeiramente a montagem mecânica, e após, a montagem da eletrônica embarcada. As uniões destes componentes finais, foram realizadas através de parafusos, rebites e cola acrílica (para as proteções).

## 4.2 Máquina de fadiga flexo rotativa

O equipamento em questão é uma máquina de fadiga por flexo rotação com carga em balanço (na extremidade do corpo de prova), a mesma pode ser observada em construção final a partir da Figura 12.

Figura 12 – Montagem final da máquina de fadiga, em instalações do IFSC.



Fonte: O autor.

#### 4.2.1 Seleção do motor e inversor de frequência

O motor utilizado foi definido como trifásico da marca WEG, devido a sua alta eficiência, custo acessível e robustez considerável. Também foi selecionado um inversor de frequência, para realização de duas funções: primeiro, manter a alimentação do motor monofásica, e segundo, possibilitar o controle da rotação do motor através da regulagem da frequência de rede. As Tabela 3 e Tabela 4 apresentam, respectivamente, as características do motor e inversor de frequência utilizados neste trabalho.

Tabela 3 - Especificações técnicas do motor.

<b>Fabricante</b>	<b>WEG</b>
Modelo	W22 IR3 Premium (11417378)
Tensão nominal	220/380 V (Trifásica)
Corrente nominal	2.89/1.67 A
Potência	1 cv
Rendimento	0,805
Torque máximo	4,03 N.m
Frequência de operação	60 Hz
Rotação máxima	1730 rpm
Número de polos	4 polos
Grau de proteção	IP55
Massa aproximada	14,8 Kg

Fonte: O autor.

Tabela 4 - Especificações técnicas do inversor de frequência.

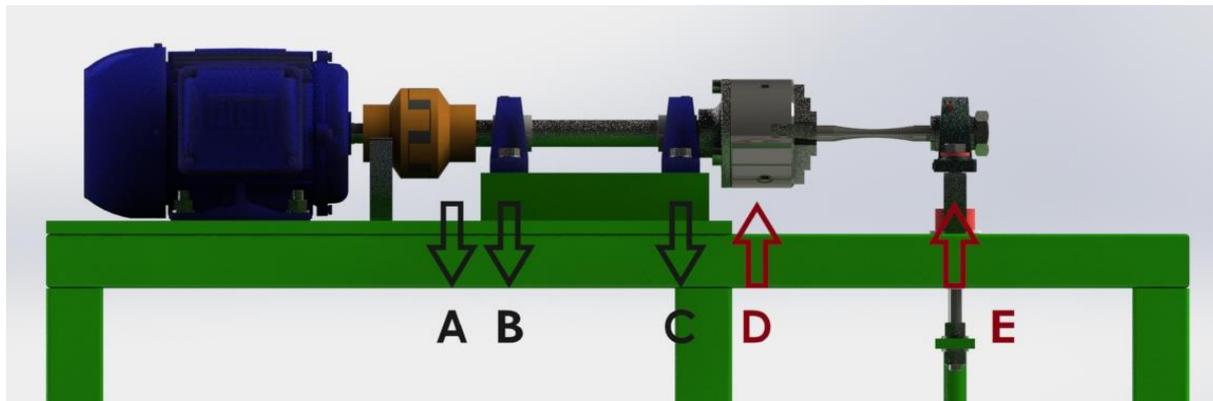
<b>Fabricante</b>	<b>WEG</b>
Modelo	CFW500
Tensão de alimentação	200-240 V (Monofásica)
Corrente de saída	1,0 a 105 A
Grau de proteção	IP20

Fonte: O autor.

#### 4.2.2 Dimensionamento do eixo da máquina de fadiga

Para o dimensionamento do eixo rotativo da máquina de fadiga, foram consideradas as cargas que o material deveria suportar, o qual se encontram demonstradas no esquema apresentado na Figura 13.

Figura 13 - Modelo simplificado da parte superior da máquina de fadiga, contendo apoios e esforços sobre o eixo.



Fonte: O autor.

O ponto “A” representa o início do eixo e a conexão com o eixo do motor. Os pontos “B” e “C” representam os apoios sobre mancais. Já os pontos “D” e “E” indicam os pontos de aplicação de carga.

As cargas que devem ser suportadas pelo eixo se concentram nos pontos “D” e “E” e são de 118,36 N/m (carga distribuída gerada pelo conjunto flange e placa de castanhas) e 294,3 N (carga correspondente a massa de 30 Kg; posicionada na extremidade do corpo de prova, arbitrada para a realização de testes experimentais e dimensionamento estrutural).

Para confecção do eixo utilizou-se aço ABNT 1040 laminado a quente, visto que é um material de comportamento dúctil e ao mesmo tempo elástico e linear. Este material também apresenta boa resistência mecânica e dureza considerável. Chiaverini (1998) afirma que aços ao carbono quando laminados tendem a diminuir e homogeneizar sua microestrutura através da reorientação de suas inclusões e segregações. A homogeneização causada por esse processo torna o material menos suscetível a falha por fadiga, visto que muitas falhas microscópicas são corrigidas. As Tabela 5 e Tabela 6 apresentam a composição e propriedades mecânicas para o aço em questão.

Tabela 5 - Composição do aço ABNT 1040.

Aço	Carbono (C)	Manganês (Mn)	Fósforo (P)	Enxofre (S)
1040	0,37-0,44%	0,60-0,90%	0,040%	0,050%

Fonte: NBR NM 87 (ABNT, 2000, p. 5).

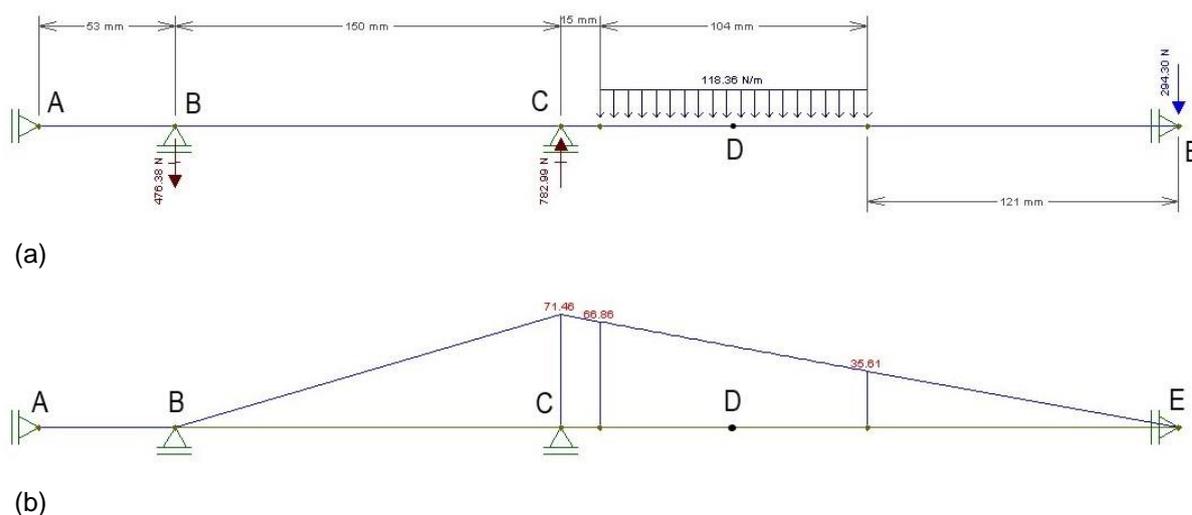
Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço ABNT 1040.

Resistência a tração	Módulo de elasticidade	Coefficiente de Poisson	Dureza	Densidade
520 MPa	190 GPa	0,291	149 H <sub>B</sub>	7845 Kg/m <sup>3</sup>

Fonte: (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Quanto as dimensões do eixo, a seleção foi realizada com base no diâmetro disponível comercialmente e comprimento necessário, sendo definido o comprimento de 250 mm e diâmetro de 25 mm. Posteriormente, estas informações foram adicionadas ao Software Ftool® para obtenção das reações de apoio correspondentes aos pontos “B” e “C”, apresentados na Figura 13, e momentos fletores aplicados ao eixo. A Figura 14 apresenta os resultados encontrados para esta análise de carregamentos estáticos.

Figura 14 - Resultados fornecidos pelo Ftool®: a) reações de apoio; b) momento fletor resultante.



Fonte: O autor.

Para determinação da vida em fadiga do eixo, foram utilizados os cálculos propostos por Budynas e Nisbett (2011). Primeiramente definiu-se que nem todos os fatores modificadores seriam utilizados:

- Fator de superfície: dada a superfície não polida do eixo, se faz necessário utilizá-lo.
- Fator de tamanho: utilizado pois o diâmetro tem grande influência quanto ao número de ciclos suportados pelo corpo de prova.
- Fator de carga: como se trata de um caso de flexão  $k_c=1$ .

- Fator de temperatura: como o eixo trabalhará a temperatura ambiente, temos que  $k_d = 1$ , como pode ser visualizado na Figura 7.
- Fator de confiabilidade: para definir que o eixo resistirá a eventuais falhas por fadiga com confiabilidade e segurança, considerou-se  $k_e = 99,9\%$ .
- Fator variado: não se torna necessário visto que em princípio não existem fatores diversos significativos atuantes no eixo.

Deste modo a equação de Marin se resume a Equação (24):

$$S_e = k_a k_b k_e S'_{ut} * 0,5 \quad (24)$$

substituindo as Equações (7) e (8) em na Equação (24), tem-se:

$$S_e = a S_{ut}^b * 1,24 d^{-0,107} * k_e * S_{ut} * 0,5 \quad (25)$$

onde:  $a$  e  $b$  equivalem respectivamente a 57,7 e -0,718, Figura 6;  $d = 25$  mm;  $k_e = 0,753$ , Figura 8; e  $S_{ut} = 520$  MPa, Tabela 6. Assim tem-se:

$$S_e = 57,7 * 520^{-0,718} * 1,24 * 25^{-0,107} * 0,753 * 520 * 0,5 \quad (26)$$

ou  $S_e = 111,6$  MPa.

Para o cálculo da vida útil do eixo, considerando o número de ciclos ( $N$ ) utiliza-se a Equação (27), definida por Budynas e Nisbett (2011):

$$N = \left( \frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (27)$$

onde:

$$a = \left( \frac{f * S_{ut}}{S_e} \right)^2 \quad (28)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f * S_{ut}}{S_e} \right) \quad (29)$$

$$\sigma_a = \frac{64 * M}{\pi * r^3} \quad (30)$$

onde:  $\sigma_a$  = tensão completamente reversa;  $M$  é maior momento fletor experimentado pelo eixo (obtido através da análise estática previamente realizada),  $r$  é raio do eixo.

Inserindo as Equações (28), (29) e (30), obtém-se a Equação (31):

$$N = \left( \frac{\frac{64 * M}{\pi * r^3}}{\left( \frac{f * S_{ut}}{S_e} \right)^2} \right)^{\frac{1}{-\frac{1}{3} \log \left( \frac{f * S_{ut}}{S_e} \right)}} \quad (31)$$

onde:  $M = 71,46$  N.m, Figura 14;  $r = 0,0125$  m, e  $f$  é 0,59 (Budynas e Nisbett (2011), figura 6-18, p. 303).

Através da resolução da Equação (31) obtém-se  $N = 6,96 * 10^7$ , sendo que a partir de  $10^6$  ciclos a relação tensão x número de ciclos se torna constante, caracterizando assim vida infinita para o componente analisado. Portanto, é possível afirmar que o eixo dimensionado não falhará por fadiga.

#### 4.2.3 Seleção dos mancais da máquina de fadiga

Como meio de garantir a estabilidade axial do eixo de transmissão de rotação, foram utilizados dois mancais de esferas. Durante a realização dos ensaios experimentais os mancais estão sujeitos a cargas estáticas, geradas pelas anilhas (aplicadas na extremidade do corpo de prova) e o peso do próprio sistema de transmissão, além de estarem em rotação, deste modo é possível afirmar que os mancais estarão sujeitos ao desgaste e possivelmente a falha por fadiga superficial. Desta forma, é preciso considerar a vida útil dos mancais enquanto estiverem sendo submetidos a tais esforços.

Norton (2013) sugere uma avaliação da porcentagem de chance de falha do componente para estimar a vida de mancais de esferas, onde considera um carregamento estático sobre o mancal que lhe geraria uma vida de um milhão de ciclos. Com estas informações é possível estimar qual será a vida de um mancal de esferas sujeito a um carregamento estático. Norton (2013) propõe a Equação (32) para avaliar a vida em fadiga de um mancal:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 \quad (32)$$

onde:  $L_{10}$  é a vida em fadiga do mancal expressa em milhões de revoluções, com chance de 10% de falha;  $P$  corresponde a carga constante aplicada; e  $C$  é a carga dinâmica básica de classificação, ou seja, a carga correspondente a 1 milhão de ciclos do mancal.

Os mancais selecionados para a máquina de fadiga foram do tipo Y com rolamento autocompensador de esferas (modelo YAR 205-100-2F da marca SKF), com rotação máxima de 7000 rpm. Para o cálculo da vida em fadiga foram utilizados os seguintes parâmetros:  $C = 14 \text{ KN}$  e  $P = 792,99 \text{ N}$  (condição extrema, baseada nas considerações do ensaio conforme disposto na Figura 14).

Com a resolução da Equação (32) obtém-se a vida estimada de  $L_{10} = 5502,76$  milhões de revoluções para o rolamento. Considerando a velocidade máxima do motor, chega-se à conclusão que o mancal tem uma vida estimada de 52407 horas, sendo possível a realização de 5500 ensaios de fadiga considerando vida infinita, antes de sua substituição.

#### 4.2.4 Seleção do elemento anti-vibração e acoplamento elástico

Eventuais vibrações mecânicas indesejáveis influenciam diretamente na realização dos testes de fadiga. Estas vibrações também são responsáveis pela integridade ou não-integridade da máquina de ensaios projetada. Segundo Rao (2008), “a vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e de energia cinética para energia potencial”. Em um sistema amortecido, parte da energia se dissipa em cada ciclo. Sendo que a máquina contém elementos giratórios e anilhas, responsáveis pela geração de tensões cíclicas no corpo de prova, podendo estar sujeita a vibrações mecânicas.

A adição de amortecedores as bases de máquinas e equipamentos mecânicos é uma das maneiras mais eficazes de controlar as vibrações mecânicas. Como consequência, tem-se uma significativa redução das vibrações estruturais a níveis muito baixos ou mesmo nulos. O elemento anti-vibração selecionado para esta máquina de fadiga possui a parte inferior confeccionada em borracha, o que o torna um ótimo dissipador de vibração, e de corpo metálico com parafuso para ajuste de altura, a fim de facilitar o nivelamento da máquina.

Ainda, levando em consideração as variáveis do processo produtivo da máquina, principalmente nas furações para fixação do motor e dos mancais, podem

existir pequenos desvios que geram vibrações de nível considerável. E, com a finalidade de diminuir este problema, a conexão entre eixo do motor e eixo da máquina é realizada por um acoplamento elástico do tipo mandíbula. Trampusch, Müller et al (2019) utilizaram um acoplamento tipo CM-4, podendo ser utilizado em eixos de até 35 mm de diâmetro, suportando torques e velocidades máximas de 98 N.mm e 4200 rpm respectivamente. A Figura 15 apresenta o tipo de amortecedor (marca Vibra Stop, modelo Mini) e acoplamento elástico utilizados neste trabalho.

Figura 15 - Modelo de amortecedor e acoplamento elástico utilizado neste trabalho.



Fonte: Trampusch, Müller et al (2019, p. 152)

#### 4.2.5 Projeto e desenvolvimento de um elemento fixador de corpo de prova

Visando garantir a fixação do corpo de prova (CP) nas duas extremidades, para que o mesmo receba total transferência de torque do motor e carga radial das anilhas sem escorregamentos, foram adicionados elementos fixadores nas duas extremidades do corpo de prova. Na extremidade que conecta o corpo de prova ao eixo, uma placa de castanhas foi utilizada para fixação do mesmo, o que facilita a colocação, aperto e retirada do CP. Já na outra extremidade foi necessário realizar o projeto e construção de um dispositivo de fixação para o corpo de prova. A peça foi projetada para ser inserida no rolamento do mancal em balanço, dotada de uma rosca para aperto na parte traseira, dois cortes em cruz na parte da frente, formato levemente cônico na superfície de contato radial com rolamento (a fim de gerar aperto ao corpo de prova quando em posição final) e folga radial entre o CP e a peça quando a mesma não estivesse na posição final. Algumas destas características descritas podem ser observadas na Figura 16, pois a mesma apresenta um modelo em 3D do dispositivo projetado para a fixação do CP.

Figura 16 – Modelo 3D CAD do dispositivo de fixação do corpo de prova.



Fonte: Trampusch, Müller et al (2019, p. 152)

O material do dispositivo de fixação do corpo de prova é um aço de baixo carbono, aço ABNT 1020, pela facilidade de usinagem e pela maleabilidade, visto que o dispositivo precisa deformar-se para atingir o aperto final. Durante sua fabricação, a peça passou por torneamento, para deixá-la com formato circular. Após realizou-se a fabricação da rosca e fresamento para usinar os encaixes para a chave de boca, corte, para efetuar os entalhes na parte dianteira, e lixamento, para eliminar a rugosidade das superfícies de contato com o rolamento e o corpo de prova.

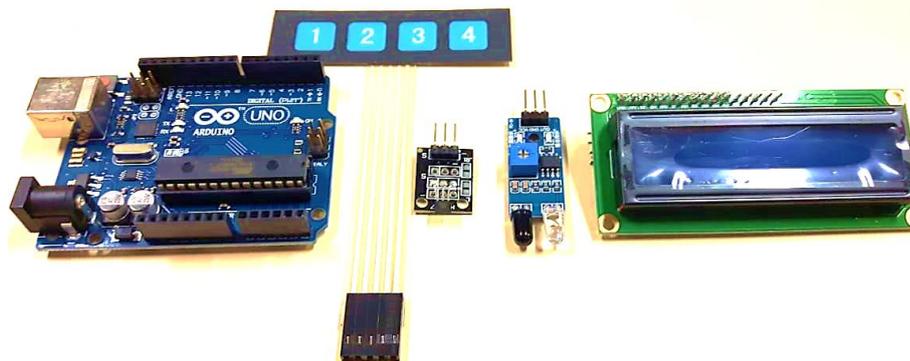
#### 4.2.6 Componentes eletrônicos: contagem do número de ciclos e acionamento da máquina de fadiga

Trampusch, Müller et al (2019) afirmam que, não há dúvidas quanto a essencialidade dos componentes mecânicos para realização de ensaios experimentais de fadiga com segurança e confiabilidade. Entretanto, para a contagem de ciclos, controle e acionamento do motor, a eletrônica se torna indispensável. Neste trabalho, utilizou-se um sistema eletrônico para:

- Contabilizar o número de ciclos durante os ensaios experimentais;
- Ligar a máquina e desligá-la em três casos distintos: primeiro, rompimento do corpo de prova, segundo, ao atingir vida infinita ( $10^6$  ciclos), e terceiro em caso de emergência (por desligamento manual).

Este sistema de controle eletrônico foi montado a partir de um dispositivo Arduino Uno R3 e alguns de seus módulos como apresentado na Figura 17.

Figura 17 – Arduino Uno R3 e os módulos utilizados neste trabalho.

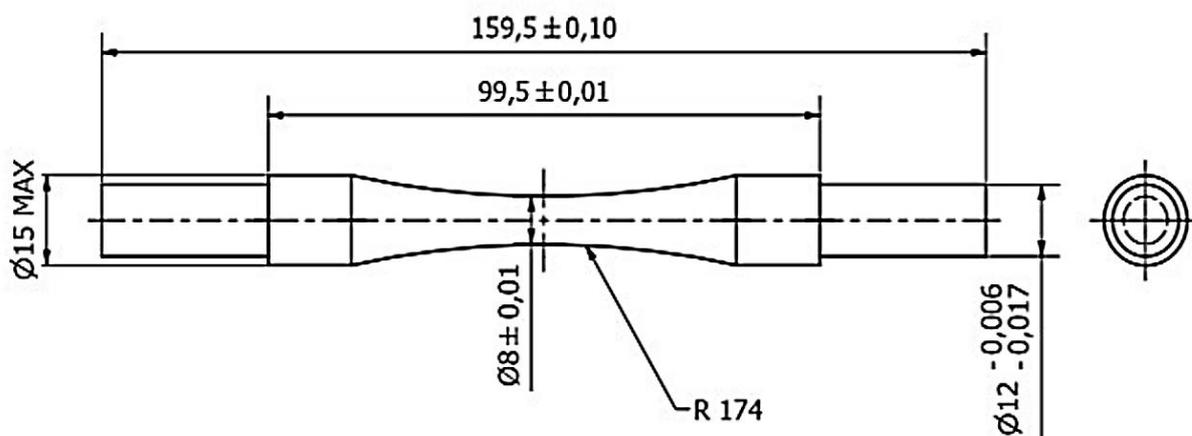


Fonte: O autor.

#### 4.2.7 Confeção dos corpos de prova da máquina de fadiga

Para a realização de ensaios de fadiga, diversos corpos de prova podem ser utilizados. Pode-se utilizar também até mesmo a própria peça final (componente mecânico) como corpo de prova. Destaca-se que existem modelos sugeridos de corpos de prova, baseados em normas internacionais e Handbooks da ASTM. Andersen (1997), apresenta corpos de prova para ensaios de fadiga, dentre eles, o caso específico para teste de fadiga flexo rotativa com extremidade em balanço, cuja adaptação é mostrada na Figura 18. Este é o modelo e geometria de corpo de prova utilizado neste trabalho.

Figura 18 - Geometria de corpo de prova escolhida.



Fonte: Trampusch, Müller et al (2019, p. 145).

#### 4.2.8 Análise modal numérica dos principais componentes da máquina de fadiga

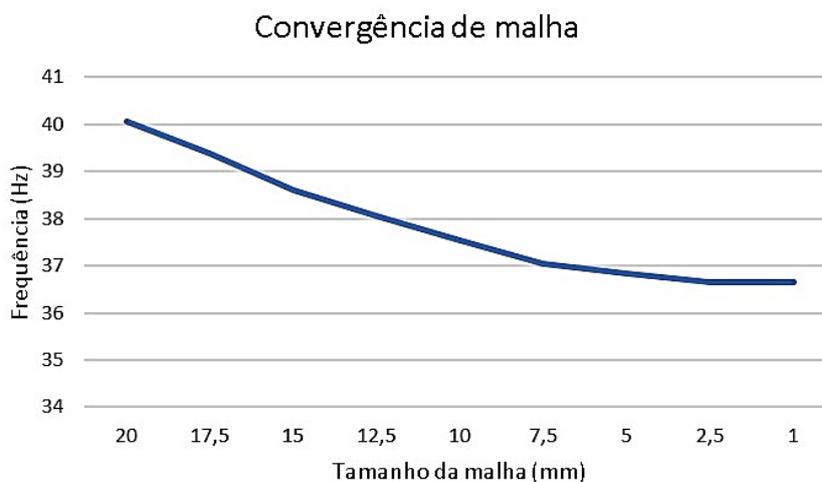
Nesta seção uma análise modal numérica é realizada na estrutura da máquina de fadiga, no eixo da máquina e no corpo de prova, através do software SolidWorks Simulation®. Nestas simulações computacionais são utilizados elementos finitos tetraédricos sólidos parabólicos. A análise numérica é realizada para verificar se a frequência natural dos componentes não coincide com as frequências naturais da estrutura. Além disso, pretende-se verificar se a estrutura e componentes projetados possuem rigidez suficiente para a realização dos ensaios de fadiga.

##### 4.2.8.1 Análise modal numérica da estrutura da máquina de fadiga

Para a realização desta análise, os contatos entre os elementos estruturais foram adicionados automaticamente pelo software. Quanto às condições de contorno, considerou-se que os pés da estrutura estão engastados ao chão.

Realizaram-se diversos refinamentos da malha de elementos finitos nesta análise modal, sendo que a convergência de resultados foi obtida com tamanho de elemento de 2,5 mm. Este estudo de convergência de malha (considerando a frequência fundamental da estrutura) é realizado para analisar a influência que os diferentes números de elementos finitos da malha têm sobre o resultado final da simulação computacional. Os resultados que corroboram a convergência de malha são apresentados na Figura 19.

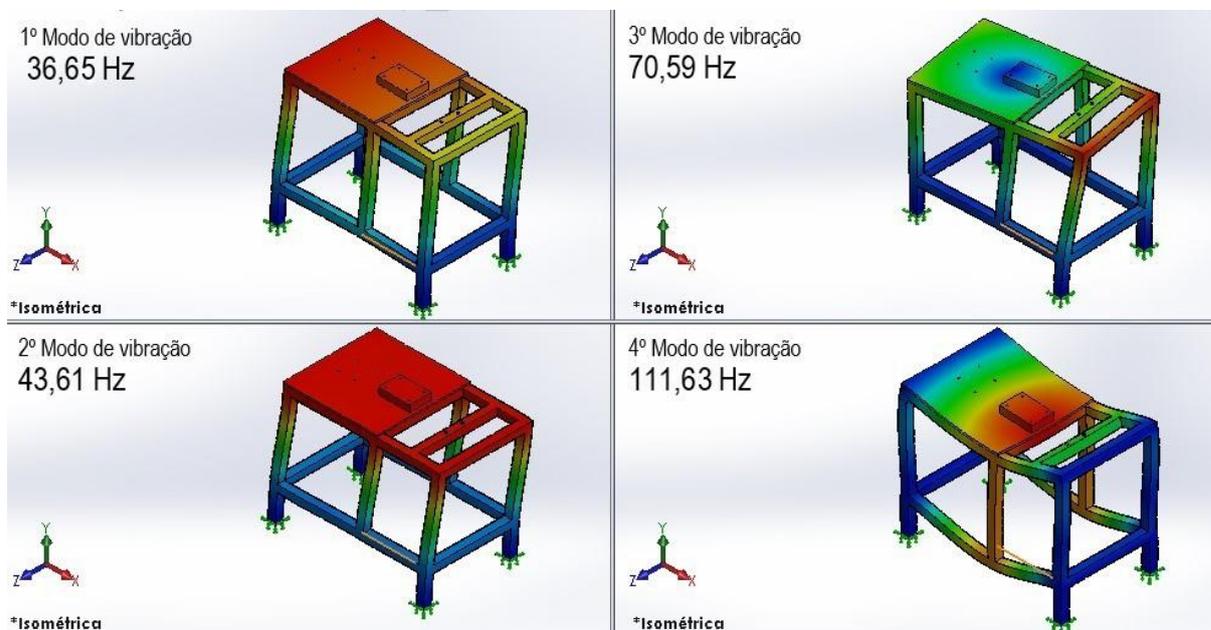
Figura 19 - Convergência da malha de elementos finitos utilizada na estrutura da máquina de fadiga.



Fonte: O autor.

A Figura 20 apresenta os resultados dos quatro primeiros modos de vibração da estrutura da máquina de fadiga obtidos através da análise modal.

Figura 20 - Modos de vibração da estrutura da máquina de fadiga.



Fonte: O autor.

O software executa cálculos de diversos modos de vibração com frequências naturais em ordem crescente, sendo que a primeira frequência natural não nula é denominada de frequência fundamental do componente, e a mais importante na análise. Para o caso da estrutura da máquina, a seguir descrevem-se os modos de vibração mais relevantes:

- 1º modo de vibração: é um movimento de translação ao longo do eixo transversal da estrutura (eixo z);
- 2º modo de vibração: é um movimento de translação ao longo do eixo longitudinal da estrutura (eixo x);
- 3º modo de vibração: trata-se do movimento de rotação da estrutura em torno do eixo vertical da mesma (eixo y); e
- 4º modo de vibração: trata-se de um modo de vibração de flexão ao longo do eixo longitudinal da estrutura (eixo x).

A Tabela 7 apresenta as 10 primeiras frequências naturais da estrutura da máquina de fadiga.

Tabela 7 - Frequências naturais da estrutura da máquina de fadiga.

<b>Número do modo</b>	<b>Frequência (Hz)</b>
1	36.65
2	43.61
3	70.59
4	111.63
5	185.67
6	205.07
7	208.64
8	276.23
9	297.36
10	328.69

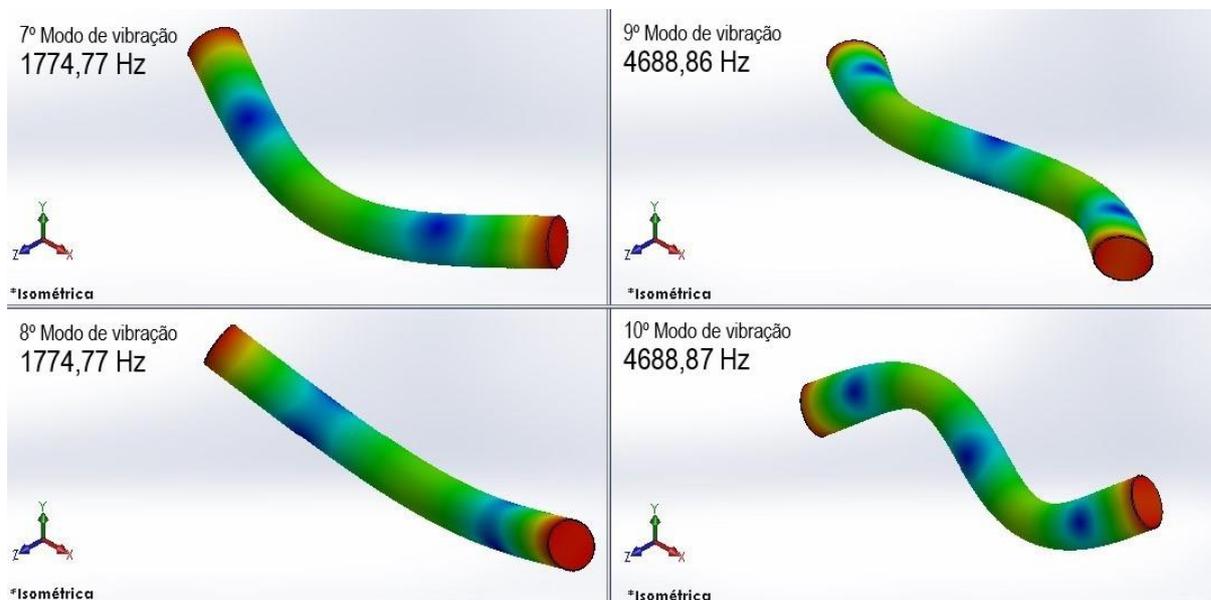
Fonte: O autor.

Os resultados da Tabela 7 mostram que a estrutura da máquina é rígida o suficiente para a realização dos ensaios de fadiga. A frequência fundamental da estrutura é 36,65 Hz. Trata-se de uma frequência natural elevada, quando comparado com protótipos de máquinas de fadiga e/ou modelos comerciais destes dispositivos, confirmando a adequação do projeto mecânico realizado.

#### 4.2.8.2 Análise modal numérica do eixo da máquina de fadiga

A Figura 21 apresenta os resultados dos modos de vibração do eixo da máquina de fadiga (7° ao 10° modo de vibração) obtidos através da análise modal, com tamanho de malha de elementos finitos de 1,25 mm (através do refinamento de malha de elementos finitos considerando metodologia idêntica a apresentada anteriormente).

Figura 21 - Modos de vibração do eixo da máquina de fadiga.



Fonte: O autor.

A Tabela 8 apresenta as 10 primeiras frequências naturais do eixo da máquina de fadiga.

Tabela 8 - Frequências naturais do eixo da máquina de fadiga.

Número do modo	Frequência (Hz)
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	1774,77
8	1774,77
9	4688,86
10	4688,87

Fonte: O autor.

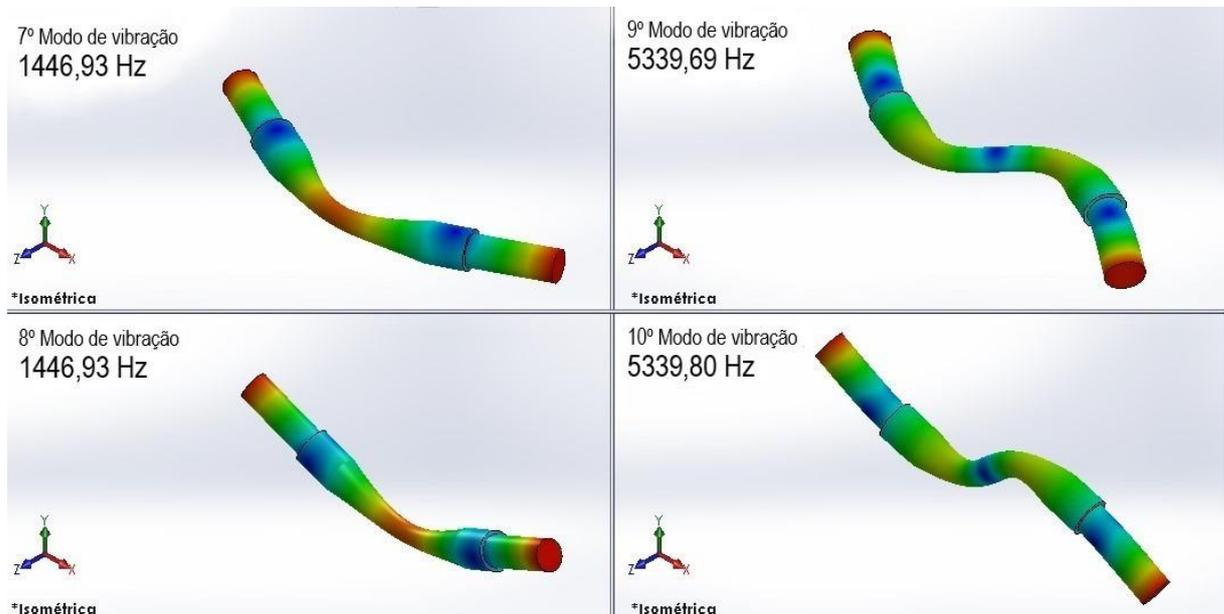
Com base nos resultados da Tabela 8, observa-se que as seis primeiras frequências naturais são nulas ou muito baixas, pois tratam-se de frequências de movimentos de corpo rígido do eixo. A simulação numérica foi realizada com o eixo livre (sem restrições de movimentos por meio de apoios). Destaca-se que a frequência fundamental do eixo é 1774,77 Hz. Trata-se de uma frequência natural elevada,

demonstrando que o eixo é rígido o suficiente para desempenhar as funções para a qual foi projetado.

#### 4.2.8.3 Análise modal numérica do corpo de prova utilizado na máquina de fadiga

A Figura 22 apresenta os resultados dos modos de vibração do corpo de prova utilizado na máquina de fadiga (7° ao 10° modo de vibração) obtidos através da análise modal. Realizaram-se diversos refinamentos da malha de elementos finitos desta análise modal, sendo que a convergência foi obtida com tamanho de elemento de 1 mm.

Figura 22 - Modos de vibração do corpo de prova da máquina de fadiga.



Fonte: O autor.

A Tabela 9 apresenta as 10 primeiras frequências naturais do corpo de prova da máquina de fadiga.

Tabela 9 - Frequências naturais do corpo de prova da máquina de fadiga.

<b>Número do modo</b>	<b>Frequência (Hz)</b>
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	1446,93
8	1446,93
9	5339,69
10	5339,80

Fonte: O autor.

Os resultados da Tabela 9, mostram que as 6 primeiras frequências são nulas ou muito baixas. Novamente, tratam-se de frequências de movimentos de corpo rígido do eixo. A simulação numérica foi realizada com o corpo de prova livre (sem restrições de movimentos por meio de apoios). A frequência fundamental do eixo é 1446,93 Hz. Trata-se de uma frequência natural elevada, demonstrando que o componente é rígido o suficiente para ser ensaiado experimentalmente.

Os resultados anteriores mostram que os componentes analisados numericamente (estrutura da máquina, eixo e corpo de prova) não apresentam problemas de ressonância para o regime de trabalho na qual foram projetados. A frequência fundamental do eixo e corpo de prova são valores distantes das frequências naturais da estrutura da máquina de fadiga, uma vez que a frequência das fontes de excitação (motor e eixo) não coincidem com nenhuma das frequências naturais da estrutura da máquina.

#### 4.2.9 Curva S-N numérica: aço ABNT 1020

Para plotagem da curva S-N para o aço ABNT 1020 foi utilizado o software SolidWorks Simulation® e para geração dos dados seguiu-se a metodologia proposta por Budynas e Nisbett (2011). Para geração de um gráfico teórico padrão, nenhum fator modificador foi adicionado, nem mesmo fatores de sensibilidade ao entalhe ( $Kt$ ), visto que a geometria do corpo de prova em região de fadiga possui uma relação raio/diâmetro muito elevada aproximando o valor deste coeficiente a 1. Para se avaliar

os dados de entrada da curva S-N utilizaram-se as seguintes equações: a equação de Marin, (sem modificadores) a fim de calcular a o limite de resistência a fadiga teórico, conforme Equação (33):

$$S_e = S_{ut} * 0,5, \quad (33)$$

e também a equação da Tensão verdadeira ( $\sigma'_f$ ), utilizada para materiais com dureza inferior a 500 HB, conforme Equação (34):

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \quad (34)$$

aplicando  $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$ , tem-se  $\sigma'_f = 725 \text{ MPa}$  e  $S_e = 190 \text{ MPa}$ .

Aplicando os valores de  $S_{ut}$ ,  $S_e$  e  $f = 0,9$  (Budynas e Nisbett (2011), figura 6-18, p. 303) na Equação (29) tem-se o valor de  $b = -0,0851$ . Finalmente aplicando o valor de  $\sigma'_f$ ,  $b$  e  $N$  (número de ciclos) na Equação (35) tem-se o valor da Resistência a fadiga teórica  $S'_f$ .

$$S'_f(N) = \sigma'_f * (2N)^b \quad (35)$$

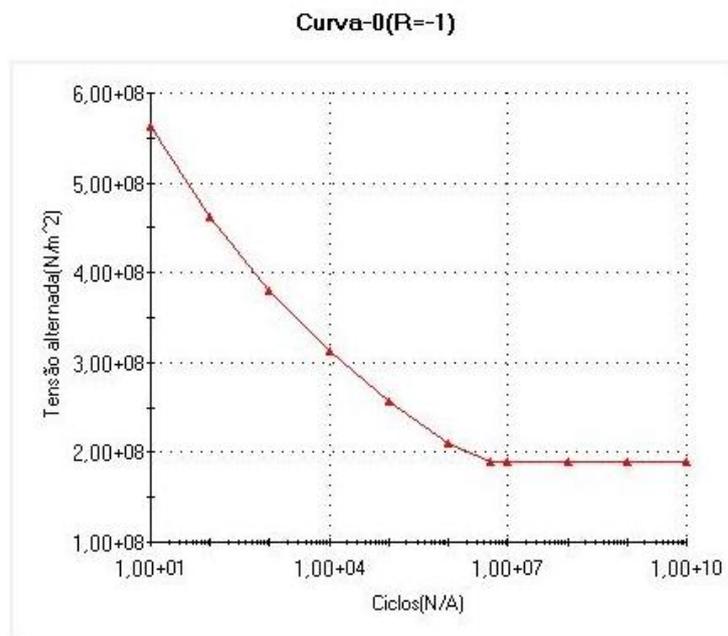
A Tabela 10 apresenta os dados de entrada inseridos no SolidWorks Simulation®, como pares de dados, para realização do ensaio de fadiga computacional, a partir do qual foi gerado os resultados da Figura 23.

Tabela 10 – Dados de entrada (N x  $S'_f$ ) para o aço ABNT 1020.

Número de ciclos $N$	Resistência a fadiga $S'_f$ (MPa)
$1 \cdot 10^1$	561,87
$1 \cdot 10^2$	461,89
$1 \cdot 10^3$	379,71
$1 \cdot 10^4$	312,15
$1 \cdot 10^5$	256,61
$1 \cdot 10^6$	210,95
$3,5 \cdot 10^6$	189,62

Fonte: O autor.

Figura 23 - Curva S-N padrão do aço ABNT 1020, gerada a partir do SolidWorks Simulation®.



Fonte: O autor.

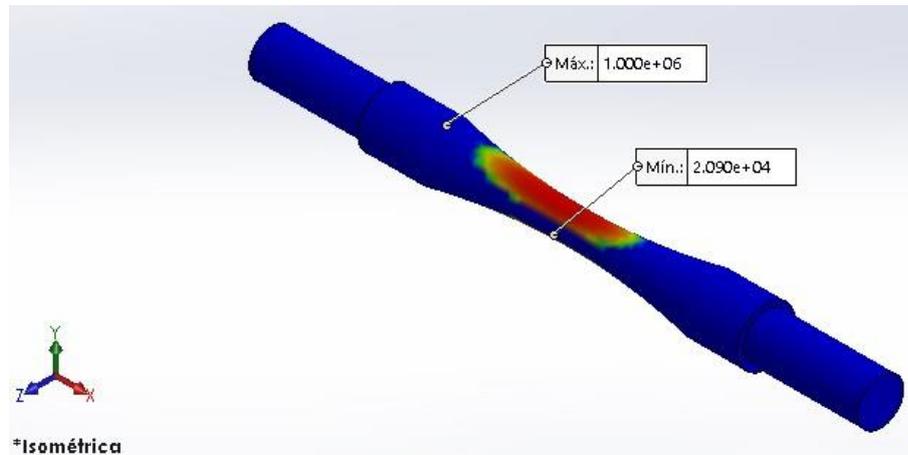
É possível observar nos resultados da Figura 23 que, a curva possui um ponto de inflexão (aproximadamente em 190 MPa e  $10^6$  ciclos), onde passa a ser horizontal, caracterizando um estado de vida infinita quanto a fadiga, assim como é o esperado para este material característico.

#### 4.2.10 Análise de fadiga numérica do corpo de prova

Estas simulações foram realizadas no software SolidWorks Simulation®, considerando fadiga linear e eventos de amplitude constante com ciclos definidos (todas as cargas e, portanto, todos os componentes de tensão invertem a direção ao mesmo tempo para o número especificado de ciclos no evento).

A Figura 24 ilustra o corpo de prova simulado quanto a fadiga para a carga de 150 N aplicada na extremidade do corpo de prova, assim como um torque de 2,1 N/m.

Figura 24 - Análise de fadiga finita do corpo de prova.



Fonte: O autor.

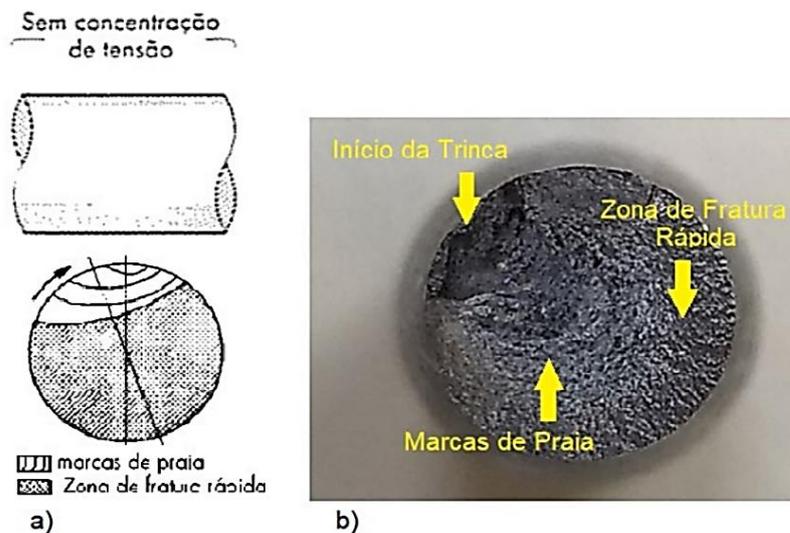
O resultado da simulação da Figura 24 mostra que com a carga de 150 N aplicada ao corpo de prova, é esperada a fratura no centro do arco do perfil do CP em um número de ciclos de  $2,09 \cdot 10^4$ , sendo que a trinca se iniciaria na parte externa devido a qualquer mínima imperfeição existente no corpo de prova, ou seja, considerando este carregamento aplicado o corpo de prova teria vida finita.

#### 4.2.11 Ensaio experimental e análise macroscópica da falha do corpo de prova

A conservação da superfície de fratura gerada a partir do rompimento do CP ensaiado deve se manter o mais fiel possível, a fim de garantir um estudo preciso das falhas de fadiga. Deste modo é imprescindível que a máquina de fadiga não cause marcas na superfície de fratura após o ensaio, pois existem marcas características geradas pelo ensaio de fadiga, as chamadas marcas de praia, que indicam a direção de propagação a partir do local de início da trinca, em contraste com uma zona de fratura rápida, marca do local onde o material resiste até a ruptura. Tanto o tipo da marca de praia como seu sentido de propagação são determinados através do tipo de carga aplicada.

A Figura 25 (a) ilustra a superfície de fratura típica para um carregamento flexo-rotativo, com tensão nominal elevada e sem concentrador de tensão, já a Figura 25 (b) demonstra a fratura da seção transversal do corpo de prova gerada após um ensaio experimental utilizando a máquina de fadiga de acordo com a geometria do CP.

Figura 25 - Aspecto da superfície da fratura por fadiga.



Fonte: O autor.

Através da Figura 25 podem ser notadas as três regiões características tanto na imagem teórica quanto na superfície gerada experimentalmente, ficando visíveis as zonas de: início de trinca, propagação (marcas de praia) e zona de fratura rápida.

## 5 CONCLUSÃO

A máquina de fadiga foi projetada e construída com êxito dentro das condições pré-estabelecidas se mantendo estável durante os experimentos de fadiga realizados no corpo de prova (CP). A parte eletrônica gerenciada pelo Arduino UNO também se demonstrou confiável na contagem de ciclos até a ruptura do CP e no acionamento e desligamento do motor, durante a realização dos ensaios experimentais. Ajustes de alinhamento entre motor e eixo de transmissão foram necessários para garantir o menor nível de vibração possível durante a realização dos experimentos.

Os resultados das análises modais numéricas dos componentes da máquina (estrutura, eixo e corpo de prova) comprovam que a estrutura é suficientemente estável, possuindo frequência natural elevada e não ressonante com frequências naturais do eixo e do corpo de prova, visto que ambas se encontram em faixas mais elevadas e também não são ressonantes entre si. Tal fato torna a máquina, como um todo, rígida e confiável, não influenciando negativamente os experimentos efetuados com a mesma. Já a curva de fadiga S-N, numericamente gerada, se mostrou adequada ao tipo de material analisado, sendo compatível com a literatura já existente sobre o assunto, o que não impossibilita a geração de curvas S-N pela máquina de fadiga projetada. A análise de fadiga numérica do CP considerando o carregamento aplicado resulta em vida finita do componente analisado. Já a análise macroscópica do CP ensaiado experimentalmente apresenta aspectos característicos de uma falha por fadiga por flexo-torção.

Conclui-se, portanto, que a máquina de fadiga construída é adequada a estudos de fadiga que venham a ser executados podendo não apenas gerar curvas S-N para o aço ABNT 1020 (corpo de prova utilizado neste estudo), bem como para outros materiais, de maneira confiável, precisa, segura e com grande durabilidade, visto também a grande vida útil dos mancais, eixo e demais componentes dimensionados neste trabalho.

## REFERÊNCIAS

ABRAHÃO, Rodrigo Rebello Ribeiro et al. **FADIGA DE MATERIAIS - UMA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**. In: XII SEMINÁRIO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA, 2008, Uberlândia. **Anais...** . Uberlândia: Ufu, 2008. p. 1 -10.

ALBUQUERQUE, Maria Cléa Soares de. **COMPORTAMENTO À FADIGA DE JUNTAS SOLDADAS DE TUBULAÇÕES MARÍTIMAS TRATADAS PELA TÉCNICA TIG DRESSING**. 2004. 210 f. Tese (Doutorado) - Curso de Doutorado em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2004.

ALVARENGA JÚNIOR, Álvaro; MANSUR, Tanius Rodrigues; PALMA, Ernani Sales. **INFLUÊNCIA DA REFRIGERAÇÃO E DA SEQÜÊNCIA DE APLICAÇÃO DE CARGAS EM ENSAIOS DE FADIGA FLEXO-ROTATIVOS NAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO SAE 8620**. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Procedding**. João Pessoa: Conem, 2002. p. 1 - 10.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E 1823-96**: Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing. 2002. 21 p.

ANDERSEN, Peter. L. et al. **ASM Handbook**: Fatigue and Fracture. ASM international. 1997. v. 19. ANDERSON, Ted L.. Fracture Mechanics. Texas: Crc Press, 2005. 640 p.

ARAÚJO, Bruno Allison; SILVA, Antonio Almeida; FARIAS, Marconi Andrade. **ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE ENSAIOS EM CORPOS DE PROVA DE FADIGA EM MATERIAIS PARA DUTOS API 5L X60**. In: PDPETRO, 4., 2007, Campinas. **Anais...** .Campinas: Abpg, 2007. p. 1 - 10.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR NM 87**: Aço carbono e ligados para construção mecânica - Designação e composição química. Rio de Janeiro, 2000. 19 p.

ÁVILA, Gabriele Grisolia de. **CÁLCULO DE FADIGA DE RISERS RÍGIDOS ATRAVÉS DA MECÂNICA DA FRATURA**. 2005. 237 f. Tese (Doutorado) - Curso de Mestrado em Ciências em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005.

BRANCO, Carlos A. G. de Mouro; TAVARES, Paulo Manuel Salgado; FERNANDES, Antônio Augusto. **Fadiga em Estruturas Soldadas**. Lisboa: Fundação Calouse, 1986. 902 p.

BRANDÃO, Rodrigo P. **Projeto mecânico de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa**. Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**: projeto de engenharia mecânica. Tradução de João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 8. ed. rev. Porto Alegre: AMGH, 2011. 1084 p., il. ISBN 9788563308207.

CHIAVERINI, Vicente. **Aços e ferros fundidos**: características gerais, tratamentos térmicos, principais tipos. 7. ed. ampl. e rev. São Paulo: ABM, 2008. 599 p., il. Inclui bibliografia. ISBN 9788586778483.

COOK, R. D.; MARKUS, D. S.; PLESHA, M. E. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**, 3ª ed. John Wiley & Sons, 1989. ISBN:

FENG, L.; LIU, X.; XUAN, F. **Simulation of Residual Stress in Welded Steam Turbine Rotor and its Effects on Fatigue Life**. CHINESE SOCIETY OF ELECTRICAL ENGINEERING. v. 34, issue 17, p. 2851-2860, june 2012.

**Handbook of Fatigue Testing**. Philadelphia: American Society For Testing And Materials, 1974.

MATHEUS, Tibério César Uchôa et al. **DISPOSITIVO PARA FLEXÃO ROTATIVA DE FIOS NiTi EM ENSAIO DE FADIGA**. Tecnologia em Metalurgia e Materiais, [s.l.], v. 4, n. 4, p.47-52, 2008. Editora Cubo Multimidia. <http://dx.doi.org/10.4322/tmm.00404009>.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. Tradução de Konstatinos Dimitriou Stavropoulos. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p., il., 28,5 cm. ISBN 9788582600221.

PADILHA, Rodolfo de Queiroz. **Influência na vida em fadiga da espessura das camadas de níquel e cromo duro em aço ABNT 4340**. 2004. 176 f. Tese (Doutorado) - Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2004.

RAO, Singiresu S. **Vibrações mecânicas**. Tradução de Arlete Simille Marques. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008. 423 p., il. ISBN 9788576052005.

SOUZA, Sérgio Augusto de. **Ensaio mecânicos de materiais metálicos: fundamentos teóricos e práticos**. 5. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982. 286 p., il. Inclui bibliografia. ISBN 9788521200123.

TEIXEIRA, Ricardo S. **Metodologia de análise de fadiga em componentes estruturais de aço baseada na mecânica da fratura**. 2004. 106f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

TELES, José Carlos de Souza. **PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA**. 2015. 125 f. Monografia de conclusão de curso - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade de Brasília, Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Disponível em: [https://fga.unb.br/articles/0001/2493/TCC\\_090043812\\_Jose\\_Carlos.pdf](https://fga.unb.br/articles/0001/2493/TCC_090043812_Jose_Carlos.pdf). Acesso em: 19 ago. 2021.

TOSO, Marcelo A. et al. **Ensaio de fadiga: um comparativo entre dois corpos de provas distintos para aplicação em molas de suspensão automotiva**. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 9, 2016. Anais... Fortaleza: ABCM, ago. 2016.

TRAMPUSCH, Jhou Maik Trevisan; MULLER, João Pedro. et. al. **PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA MÁQUINA DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA**. Revista Destaques Acadêmicos, Lajeado, v. 11, n. 4, p. 140-159, 30 dez. 2020. Editora Univates. <http://dx.doi.org/10.22410/issn.2176-3070.v11i4a2019.2379>. Disponível em: <http://univates.br/revistas/index.php/destaques/article/view/2379>. Acesso em: 19 ago. 2020.

SILVA, F. A.; CHAVES, C. A.; GUIDI, E. S. **Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos**. Exacta – EP, São Paulo, v. 14, n. 2, p. 207-219, 2016.

WILLMERDING, G.; HACKH, J.; RADOVCIC, Y.. **Fatigue Life Design for Wind Turbine Components Using WinLIFE**. In: NAFEMS WORLD CONGRESS, 1., 2011, Boston. Anais... . Boston: -, 2011. p. 1 - 16. XIANG, Hui Yu et al. Fatigue Analysis of

the Rotor Shaft on a High Speed Traction Motor. Advanced Materials Research, [s.l.], v. 482-484, p.722-725, fev. 2012. Trans Tech Publications.  
<http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.482-484.722>.