

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**ÉVERTON AUGUSTO OMIZZOLO**

**ANÁLISE CRÍTICA OPERACIONAL DE UM EQUIPAMENTO PROTÓTIPO PARA  
ENSAIOS DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA**

**BENTO GONÇALVES**

**2023**

**ÉVERTON AUGUSTO OMIZZOLO**

**ANÁLISE CRÍTICA OPERACIONAL DE UM EQUIPAMENTO PROTÓTIPO PARA  
ENSAIOS DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

**BENTO GONÇALVES**

**2023**

**ÉVERTON AUGUSTO OMIZZOLO**

**ANÁLISE CRÍTICA OPERACIONAL DE UM EQUIPAMENTO PROTÓTIPO PARA  
ENSAIOS DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

**Aprovado em**

**Banca Examinadora**

---

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

---

Prof Dr. Eng. Civ. Alexandre Vieceli  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

---

Prof. Me. Eng. Mec. Paulo Roberto Linzmaier  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, agradeço ao meu pai Juarez e a minha mãe Maria pelos ensinamentos e pelos exemplos passados ao longo de toda vida e que são de suma importância para o meu desenvolvimento.

Agradeço à minha esposa Camila, por ser compreensiva e sempre me apoiar nos momentos de dificuldade.

Agradeço a todos docentes das disciplinas cursadas pelo conhecimento transmitido.

Agradeço em especial ao professor Vagner Grison, pela dedicação na orientação deste trabalho, pela paciência, pela grande ajuda no desenvolvimento deste trabalho e por todos os ensinamentos transmitidos ao longo da graduação e do desenvolvimento do trabalho de conclusão de curso.

Agradeço ao Andrei, técnico do laboratório da engenharia mecânica da UCS, pela imensa ajuda na construção do equipamento e ao Francisco, técnico do laboratório da engenharia elétrica da UCS pelo auxílio com os componentes elétricos.

## RESUMO

A aplicação de esforços flutuantes ou repetitivos em materiais faz com que a fratura aconteça a tensões muito inferiores às determinadas por ensaios estáticos de tração ou compressão. Essa falha ocasionada por forças alternantes é conhecida por fadiga. Os equipamentos para ensaio de fadiga aplicam carregamentos que variam ciclicamente em corpos de prova e, com isso, medem sua vida em fadiga sob diferentes condições de carregamento. O objeto de estudo deste trabalho consistiu em analisar criticamente um equipamento protótipo para ensaio de fadiga de flexão rotativa baseado no modelo de R. R. Moore, abrangendo aspectos como a vibração promovida pelo sistema, analisando o comportamento da carga transversal e verificando o sistema de fixação da carga ao corpo de prova. Além disso, foram realizados testes estáticos de tração e de rugosidade no corpo de prova, dando início a parte experimental. Após a realização das etapas anteriores foram elencados pontos com possíveis problemas no protótipo 1 e suas respectivas modificações, sendo as mesmas aplicadas conforme a disponibilidade de material, assim gerando o protótipo 2. A mola de compressão foi substituída por haste roscada, a barra de distribuição de carga e as buchas dos mancais foram remodeladas, para medição da carga foi adicionado célula de carga e o acionamento do motor que antes era direto, foi modificado com a adição de inversor de frequência. Com as modificações efetuadas foram realizados novos ensaios e análises para fim de comparação de protótipos. Os resultados obtidos durante os ensaios com as análises executadas, mostram que o equipamento protótipo 2 teve boas respostas às modificações empregadas, tendo uma redução na variabilidade da vida das amostras ensaiadas, contudo o nível de vibração aumentou em relação ao protótipo 1.

Palavras-chave: Fratura; R. R. Moore; Fadiga; Análise crítica; Testes; Rugosidade; Vibração.

## **ABSTRACT**

The application of fluctuating or repetitive stresses on materials causes fracture to occur at stresses much lower than those determined by static tensile or compression tests. This failure caused by alternating forces is known as fatigue. Fatigue testing equipment applies loads that vary cyclically to specimens and, therefore, measures their fatigue life under different loading conditions. The object of study of this work consisted of critically analyzing a prototype equipment for rotary bending fatigue testing based on the R. R. Moore model, covering aspects such as vibration promoted by the system, analyzing the behavior of the transverse load and verifying the load fixation system to the test body. In addition, static tensile and roughness tests were carried out on the specimen, starting the experimental part. After carrying out the previous steps, points with possible problems in prototype 1 and their respective modifications were listed, which were applied according to the availability of material, thus generating prototype 2. The compression spring was replaced by a threaded rod, the distribution bar of load and the bearing bushings were remodeled, a load cell was added to measure the load and the motor drive, which was previously direct, was modified with the addition of a frequency inverter. With the modifications made, new tests and analyzes were carried out to compare prototypes. The results obtained during the tests with the analyzes performed, show that the prototype equipment 2 had good responses to the modifications used, having a reduction in the variability of the life of the tested samples, however the level of vibration increased in relation to prototype 1.

**Keywords:** Fracture; R.R. Moore; Fatigue; Critical analysis; Tests; Roughness; Vibration.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama S – N.....	21
Figura 2– Máquina de ensaio de flexão rotativa de R. R. Moore.....	23
Figura 3 – Diagramas de força cortante (V) e momento fletor (M) de corpos de prova em ensaio de fadiga de flexão rotativa de R. R. Moore .....	23
Figura 4 – Corpo de prova para a realização de ensaio de fadiga .....	24
Figura 5 – Espectro de desalinhamento angular .....	26
Figura 6 – Espectro de desalinhamento paralelo .....	27
Figura 7 – Espectro relativo a folgas e atrito.....	27
Figura 8 – Equipamento de ensaio de fadiga rotativa .....	28
Figura 9 – Eixo de transmissão de potência .....	29
Figura 10 – Corpo de prova engastado .....	30
Figura 11 – Sistema de aplicação de carga.....	30
Figura 12 – Contador de ciclos magnético e display.....	31
Figura 13 – Corpo de prova utilizado .....	32
Figura 14 - Fluxograma de atividades .....	33
Figura 15 – Sistema de aplicação de carga do protótipo 1 .....	35
Figura 16 – Cilindro hidráulico e haste roscada.....	35
Figura 17 – Modelagem da haste roscada protótipo 2.....	36
Figura 18 – Modelagem da barra distribuidora de carga protótipo 1 .....	36
Figura 19– Modelagem da barra distribuidora de carga protótipo 2.....	37
Figura 20 – Conjunto de suporte aos mancais.....	37
Figura 21 – Pinça protótipo 1 .....	38
Figura 22 – Bucha protótipo 2.....	38
Figura 23 – Célula de carga.....	39
Figura 24 – Inversor de frequência.....	39
Figura 25 – Modelagem e protótipo final.....	40
Figura 26 – Valores típicos de rugosidade média $Ra$ .....	42
Figura 27 – Posicionamento dos pontos de aplicação de carga do protótipo 1 .....	43
Figura 28 – Distância entre forças e suportes do CP no protótipo 1 .....	43
Figura 29 – DCL barra distribuidora de carga.....	44
Figura 30 – Corpo de prova rompido .....	45
Figura 31 – Resultados de vibração medidos no equipamento protótipo 1.....	47
Figura 32 – Resultados de vibração medidos no equipamento protótipo 2.....	47
Figura 33 – Espectro de vibração do protótipo 1 na direção de x .....	49

Figura 34 – Espectro de vibração do protótipo 2 na direção de x .....	49
Figura 35 – Espectro de vibração protótipo 1 na direção de y .....	50
Figura 36 – Espectro de vibração protótipo 2 na direção de y .....	51
Figura 37 – Espectro de vibração protótipo 1 na direção de z .....	51
Figura 38 – Espectro de vibração protótipo 2 na direção de z .....	52



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores $Ra$ obtidos no ensaio de rugosidade .....	41
Tabela 2 – Resultado dos ensaios protótipo 1 .....	44
Tabela 3 – Resultado dos ensaios protótipo 2 .....	45

## LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
UCS	Universidade de Caxias do Sul
CARVI	Campus Universitário da Região dos Vinhedos
CP	Corpo de Prova
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Norma Brasileira
FFT	Transformada Rápida de Fourier
RMS	Raiz Média Quadrada
ASTM	Sociedade Americana de Testes e Materiais
RPM	Rotação por minuto
CV	Cavalo vapor
Hz	Hertz
DCL	Diagrama de corpo livre

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\pi$	Pi
$F$	Força (N)
$V$	Força cortante [N.m]
$M$	Momento fletor [N.m]
$N$	Newton
$S(N)$	Resistência à fadiga correspondente a um N qualquer
$N$	Vida do material (ciclos)
$\mu$	Micro
$Ra$	Rugosidade média [ $\mu\text{m}$ ]
$k$	Constante de mola [N/mm]
$W_a$	Peso das espiras ativas da mola [Kg]
$g$	Constante gravitacional [ $\text{m/s}^2$ ]
$S_{ut}$	Limite de resistência a tração [Pa]
$N_a$	Número de espiras ativas
$\gamma$	Densidade em peso do material [ $\text{kg/m}^3$ ]
$f_n$	Frequência linear natural da mola [Hz]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	15
1.2	OBJETIVOS .....	16
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral.....</b>	<b>16</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos .....</b>	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO TEÓRICA.....</b>	<b>17</b>
2.1	TENSÃO.....	17
<b>2.1.1</b>	<b>Tensões Flutuantes.....</b>	<b>17</b>
2.2	FADIGA .....	18
2.3	MECANISMOS FÍSICOS DE FRATURA .....	18
<b>2.3.1</b>	<b>Iniciação da trinca.....</b>	<b>18</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Propagação da trinca.....</b>	<b>19</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Falha catastrófica.....</b>	<b>20</b>
2.4	PRINCÍPIOS DE FALHA POR FADIGA .....	20
2.5	ENSAIOS DE FADIGA .....	22
<b>2.5.1</b>	<b>Ensaio de fadiga por flexão rotativa.....</b>	<b>22</b>
2.6	CORPOS DE PROVA .....	24
<b>2.6.1</b>	<b>Acabamento superficial e dimensões.....</b>	<b>24</b>
2.7	VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS MECÂNICOS .....	25
<b>3</b>	<b>MATERIAS E MÉTODOS.....</b>	<b>28</b>
3.1	EQUIPAMENTO PARA ENSAIO DE FADIGA ROTATIVA EM ANÁLISE .....	28
3.2	MATERIAIS.....	31
3.3	MÉTODOS .....	32
3.4	ANÁLISE CRÍTICA E MODIFICAÇÕES PROPOSTAS .....	34
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>41</b>
4.1	ENSAIO ESTÁTICO DE TRAÇÃO.....	41
4.2	ENSAIO DE RUGOSIDADE .....	41
4.3	ANÁLISE COMPORTAMENTAL DA CARGA TRANSVERSAL .....	42
4.4	ANÁLISE DA FIXAÇÃO DA CARGA AO CORPO DE PROVA .....	43
4.5	ENSAIO DE FADIGA .....	44
4.6	ANÁLISE DE VIBRAÇÃO .....	45

<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>54</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>55</b>
	<b>APÊNDICE A – RELATÓRIO DO ENSAIO DE TRAÇÃO.....</b>	<b>57</b>
	<b>APÊNDICE B – CÁLCULOS ANALÍTICOS REALIZADOS NO MATLAB.....</b>	<b>58</b>
	<b>APÊNDICE C – MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO .....</b>	<b>59</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Amostras, denominadas corpos de prova, são frequentemente rompidas ou deformadas intensamente durante testes mecânicos, os quais são empregados para avaliar propriedades dos materiais. Dentre os principais ensaios mecânicos estão os de tração, compressão, endentação (dureza por penetração), impacto, flexão e torção. Os resultados obtidos destes ensaios são utilizados nos projetos de engenharia e como uma base para comparação e seleção de materiais (DOWLING, 2017).

Grande parte das falhas geradas em máquinas ocorre devido a um conjunto de cargas que variam no tempo, tipicamente em níveis de tensão inferiores aos valores da resistência do material usado. Pode-se dizer que cerca de 80% a 90% dessas ocorrências são causadas pela fadiga, a qual é definida pela repetição localizada de carregamentos variáveis, ocorrendo assim propagação lenta e gradual de trincas, levando ao desgaste e ruptura repentina, após o componente ter executado certo número de ciclos (BRANDÃO, 2013).

O ensaio de fadiga por flexão rotativa é o método para análise de vida sob tensão (S-N) mais tradicional para alta ciclagem, tendo em vista sua simplicidade em várias aplicações. A utilização de um carregamento de flexão cíclico constante em um corpo de prova e a contagem do número de ciclos até sua ruptura destacam-se como suas características (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Quando são aplicadas tensões flutuantes ou repetitivas em componentes metálicos, os mesmos rompem-se a tensões inferiores às determinadas nos ensaios estáticos de tração e compressão. É possível determinar a resistência de um material segundo a curva S – N, sendo conhecida a tensão e analisando o número total de ciclos até a ruptura (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A execução de ensaios de fadiga, que são conduzidos em condições de carregamento dinâmico, podem variar por períodos de alguns minutos como também ter sua duração de dias. O tempo prolongado, a própria natureza do ensaio e da constituição interna dos materiais costuma promover resultados de vida em faixas amplas para um mesmo nível de carga aplicada (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A dispersão ocorre conforme a variabilidade de amostras nas propriedades dos materiais, na rugosidade superficial e nos tamanhos dos defeitos internos, assim como pelo motivo de não ter um controle perfeito das variáveis de teste. Quando executados vários testes

de fadiga com certo nível de tensão, os mesmos sempre apresentarão dispersão estatística considerável na vida de fadiga obtida. Se a dispersão estatística dos ciclos para a falha  $N_f$  é analisada, geralmente obtém-se uma distribuição distorcida (DOWLING, 2017).

O ensaio de fadiga por flexão rotativa ocorre de maneira rotacional em velocidade constante, consistindo em submeter um corpo de prova de seção circular a um esforço de flexão. Dessa forma, as tensões internas sofridas pelo corpo de prova alternam completamente entre compressão e tração na direção longitudinal a cada rotação efetuada (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Equipamentos comerciais destinados a ensaios de fadiga para caracterização e obtenção de propriedades mecânicas com certificação costumam ter um custo elevado. Entretanto, conforme De Toni (2021), para fins educacionais, equipamentos de baixo custo podem ser projetados e construídos, visando à prática do projeto mecânico na elaboração do conjunto, bem como a análise de resultados obtidos nos ensaios de corpos de prova, além da possibilidade de aprimoramento em trabalhos futuros. Sendo assim, o objetivo deste trabalho é fazer uma análise crítica do equipamento de bancada para ensaio de fadiga por flexão rotativa disponível no laboratório mecânico do Campus Universitário da Região dos Vinhedos (CARVI), projetar e implementar modificações cabíveis visando maior controle sobre as cargas aplicadas aos corpos de prova.

No atual equipamento estão presentes elementos de projeto como conjunto de transmissão de potência, no caso um motor assíncrono, acoplamento mecânico flexível. Na parte de transmissão de carga ao corpo de prova contempla, mancais com rolamentos auto compensadores de esfera elementos de suporte, pinça de fixação, sistema de aplicação de carga ao CP, constituído por mola, régua de calibração da carga e sistema automático de desligamento do equipamento (chave liga/desliga) (DE TONI, 2021).

## 1.1 JUSTIFICATIVA

A análise do equipamento de ensaio de fadiga para utilização em laboratório do CARVI da Universidade de Caxias do Sul (UCS) foi realizada para avaliar e propor melhorias ao atual protótipo. Os principais aspectos a serem analisados referem-se à vibração do conjunto ao controle, uniformidade e constância das cargas aplicadas ao corpo de prova ao longo do ensaio.

Massas excêntricas sobre corpos rotativos causam vibrações. O desbalanceamento de equipamentos pode-se dar por irregularidades, como erros na usinagem e variações no tamanho de parafusos, porcas, rebites e soldas (RAO, 2008).

O equipamento para ensaios de fadiga rotativa, que é objeto de estudo deste trabalho, é um protótipo. A avaliação dos aspectos relacionados ao nível de vibração do equipamento, sistema de fixação da carga ao corpo de prova e a constância da força transversal durante o ensaio deve ser executada para quantificar seus efeitos e propor melhorias.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Fazer uma análise crítica operacional de um equipamento protótipo para ensaios de fadiga por flexão rotativa.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- a) analisar o projeto atual e os componentes responsáveis pelo acionamento, transmissão, fixação e carga transversal do equipamento;
- b) avaliar o nível de vibração do equipamento e aplicar modificações para melhorias, medindo experimentalmente os resultados;
- c) analisar experimentalmente o comportamento da carga transversal aplicada ao corpo de prova ao longo do ensaio, medindo suas variações de carga;
- d) avaliar o sistema de fixação da carga ao corpo de prova visando eliminar deslocamentos axiais do mesmo em relação ao arranjo projetado.



## 2 REVISÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão tratados os conceitos necessários para compreensão do funcionamento do equipamento e como se caracteriza o mecanismo de falha em materiais.

### 2.1 TENSÃO

A tensão é geralmente distribuída conforme uma função continuamente variável dentro de uma fração contínua do material e é definida como uma força por unidade de área. Tensões atuam de duas maneiras diferentes: tensões normais e tensões cisalhantes. As tensões normais atuam na direção perpendicular (tensão normal de tração e tensão normal de compressão) e as tensões de cisalhamento atuam na direção paralela e em pares binários sobre faces opostas (NORTON, 2013).

O que diferencia uma situação de carregamento estático de um carregamento dinâmico é a atividade de acelerações ou não. O caso de carregamento estático é apenas uma ocorrência particular do dinâmico, no qual as acelerações são nulas. A tensão estável ou estática existe por causa de uma carga fixa ou pré-carga aplicada a determinado elemento, cuja a tensão criada inicial é chamada de componente estável, ou estática, da tensão (NORTON, 2013).

#### 2.1.1 Tensões Flutuantes

Tensões flutuantes se caracterizam por apresentarem variação ao longo do tempo. Máquinas rotativas costumam dar às tensões flutuantes, um padrão senoidal. Nestes casos,  $F_{m\acute{a}x}$  e  $F_{m\acute{i}n}$ , em um ciclo de força podem ser usados para caracterizar o padrão da força. Se a força maior é  $F_{m\acute{a}x}$  e a força menor é  $F_{m\acute{i}n}$ , então um componente estável e uma alternante podem ser determinados, em que  $F_m$  é a componente média estável da variação da força, e  $F_a$  é a amplitude do componente alternante de força, conforme Equação 1 e Equação 2 (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

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

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (2)$$

A falha de um componente mecânico promovida a partir de tensões flutuantes é denominada de falha por fadiga.

## 2.2 FADIGA

O uso do termo fadiga surgiu após a investigação de que as tensões cíclicas causavam uma mudança gradual na capacidade do material resistir à tensão. Materiais sujeitos a aplicação repetitiva de cargas e tensões cíclicas resultam em danos microscópicos, que, ao se acumularem com a alternância das tensões, tornam-se trincas ou danos macroscópicos que levam o componente a falha. Sua principal característica é a propagação lenta e gradual de trincas que levam à ruptura repentina dos componentes após um determinado número de ciclos (DOWLING, 2017).

## 2.3 MECANISMOS FÍSICOS DE FRATURA

A falha por fratura é uma mudança nas dimensões físicas causando trincamento ao ponto em que um componente é separado em dois ou mais pedaços (DOWLING, 2018). As falhas por fadiga têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde sua criação ou desenvolver-se com o passar do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões (NORTON, 2013).

O mecanismo de falha por fadiga pode ser dividido em três etapas: início de trinca, propagação da trinca e ruptura repentina do material.

### 2.3.1 Iniciação da trinca

A formação de trincas pode ser iniciada de dois modos distintos: por crescimento em planos de alta tensão de cisalhamento ou crescimento em planos de alta tensão de tração. Em tensões biaxiais ou uniaxiais, por exemplo, é mais provável que haja formação de trincas por tração do que por cisalhamento. A ocorrência de determinado modo é definida pelo tipo de carga e magnitude da deformação (DOWLING, 2017).

Uma trinca por fadiga se inicia de uma descontinuidade no material em que a tensão cíclica é máxima. Essas descontinuidades podem surgir devido a projetos de mudanças rápidas na seção transversal em que ocorrem concentrações de tensão; elementos que

rolam/deslizam uns contra outros, gerando tensões concentradas de contato subsuperficiais; descuidos e falhas de fabricação; ou composição do material (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Em escala microscópica, os metais são anisotrópicos e não homogêneos construídos de um agregado de pequenos grãos cristalinos. A variação da concentração de tensão em entalhes, em escala microscópica, pode ocasionar um escoamento local. Esta deformação plástica causa distorções, criando bandas de deslizamento ao longo dos contornos dos cristais do material, caracterizando-a como uma região de intensa deformação devido a movimentos cisalhantes (NORTON, 2013).

Conforme os ciclos de tensão ocorrem, bandas de deslizamento adicionais aparecem e agrupam-se em trincas microscópicas, mesmo na ausência de entalhes. Desde que se exceda o limite de escoamento em alguma região do material, novas trincas aparecerão (NORTON, 2013).

Materiais fundidos que não escoam podem avançar diretamente para o estágio de propagação da trinca em locais de existência de vazios ou inclusões, que atuam como trincas microscópicas (NORTON, 2013).

### **2.3.2 Propagação da trinca**

A trinca mais pontiaguda gera uma concentração de tensão maior que a do entalhe original, formando uma zona de deformação plástica local que se alonga conforme a tensão de tração, abrandando-se as tensões em suas pontas e reduzindo a concentração de tensão efetiva (NORTON, 2013).

Quando a tensão de tração é retirada ou introduzida uma tensão de compressão, a trinca se fecha e o escoamento cessa momentaneamente. A trinca avança a cada novo ciclo de tensão, enquanto a tensão local varia de valores abaixo da tensão de escoamento para outros acima da tensão de escoamento na ponta da trinca (NORTON, 2013).

A direção de propagação é controlada por tensões localizadas e pela estrutura do material na trinca. O meio ambiente, a temperatura e a frequência também são fatores que influenciam na continuidade da trinca (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A fratura progride de microtrinca para macrotrinca, formando bandas onduladas escuras e claras, conhecidas como marcas de praia. Durante o carregamento cíclico, as superfícies fissuradas abrem e fecham, e essas marcas começam a ser criadas. A aparência

dessas marcas depende das mudanças no nível e frequência do carregamento e da natureza corrosiva do meio (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

### 2.3.3 Falha catastrófica

O estágio final ocorre no ciclo de tensão final quando o material remanescente não consegue suportar as cargas, resultando em uma fratura rápida e repentina. Essa falha pode ser do tipo frágil, dúctil ou uma combinação das duas (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Com a constante aplicação das tensões de trações cíclicas, a trinca continua a crescer até que seja grande o suficiente para elevar o fator de intensidade de tensão do material na extremidade da trinca até o nível de tenacidade à fratura, o que resulta na ruptura repentina e instantânea do material (NORTON, 2013).

Essa falha pode ser observada macroscopicamente por exibir uma região polida, correspondente ao início da propagação da trinca, e uma região áspera, correspondente a ruptura (NORTON, 2013).

## 2.4 PRINCÍPIOS DE FALHA POR FADIGA

A fadiga é uma causa comum de fratura, a qual se caracteriza por ser uma falha causada pelo carregamento repetitivo. Se o número de repetições do carregamento for alto, escala de milhões, denomina-se fadiga de alto ciclo. De outro modo, se o número de ciclos for na escala de dezenas/centenas, nomeia-se fadiga de baixo ciclo. Enquanto a fadiga de baixo ciclo é caracterizada por diversas deformações plásticas, a de alto ciclo apresenta pequenas deformações elásticas (DOWLING, 2017).

O processo de fadiga possui três modelos: modelo tensão-número de ciclos, modelo deformação-número de ciclos e mecânica de fratura.

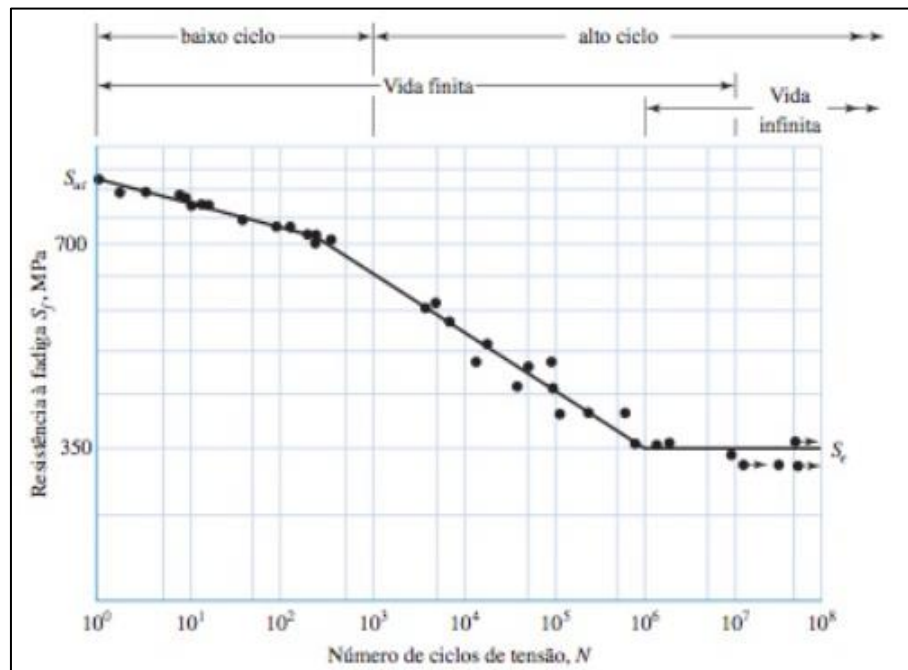
A abordagem tensão-número de ciclos é a mais utilizada nas aplicações que envolvem fadiga de alto ciclo, proporcionando melhores resultados quando as amplitudes das solicitações são conhecidas e consistentes ao longo da vida da peça (NORTON, 2013).

Esse método é empregado para determinar a resistência de materiais sob influência de cargas de fadiga a forças repetidas ou variáveis de magnitudes especificadas enquanto os ciclos ou reversões de tensão são contados até a destruição (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

É baseado na tensão e consiste em definir a resistência à fadiga e o limite de fadiga para o material em estudo, de forma que as tensões cíclicas se mantenham baixas nos entalhes, para que o estágio de iniciação de trinca não inicie. Pressupõe-se que as tensões e deformações permanecem no regime elástico e que não há ocorrência de escoamento local para a propagação de trinca. A abordagem tensão-número de ciclos permite o projeto de peças sob carregamento cíclico para uma vida infinita (NORTON, 2013).

A Figura 1 mostra as tensões de resistência à fadiga correspondente ao número de ciclos de tensão completamente invertida aplicados a um corpo de prova em ensaio de flexão rotativa.

Figura 1 – Diagrama S – N



Fonte: Budynas; Nisbett (2016).

O modelo de deformação-número de ciclos pode ser usado para estimar resistências à fadiga, explicando a natureza da falha. Essa abordagem é muito eficaz no estudo de fadiga de baixo ciclo, em que consiste no número de inversões relacionado com a amplitude da deformação do material, e em problemas de vida finita, nos quais as tensões cíclicas são elevadas o suficiente para causarem escoamento local. O modelo fornece dados sobre estágio de iniciação da trinca e danos cumulativos devido às variações na carga cíclica ao longo da vida da peça (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), o método de mecânica de fratura linear elástica é o melhor modelo para abordar o estágio de propagação da trinca, sendo aplicável em situações de baixo-ciclo e em problemas de vida finita. Budynas e Nisbett (2016) reforçam que esse método é utilizado para prever o crescimento da trinca em relação à intensidade de tensão.

## 2.5 ENSAIOS DE FADIGA

Os ensaios de fadiga consistem em simular os esforços mecânicos a cargas variáveis e que levem o material à ruptura após certo número de ciclos que é registrado. Esses ensaios são desenvolvidos para soluções específicas de problemas de engenharia, como identificar limites de tensão e de tempo de uso de uma peça/material e definir aplicações de diferentes tipos de materiais (MARQUES; AREVALOS, 2011; TELES, 2015).

Conforme Norton (2013), os ensaios de fadiga são classificados pelo tipo de solicitação mecânica imposta ao corpo de prova. O presente trabalho apresentará o ensaio por flexão rotativa.

### 2.5.1 Ensaio de fadiga por flexão rotativa

No teste de fadiga por flexão rotativa, um corpo de prova é carregado repetidamente em configurações como flexão enquanto rotaciona em torno de um eixo, por um sistema motriz, em uma rotação específica e constante, a fim de investigar o comportamento do material sob tensões cíclicas de tração (BOMIDI, 2013).

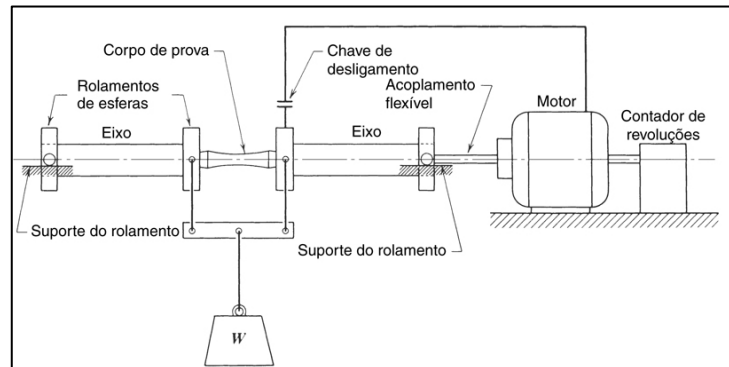
O ensaio é iniciado em uma determinada tensão, até a ocorrência de falha, então são registrados o número de ciclos até a ruptura e o nível de tensão. O ensaio é realizado repetidamente com diversos corpos de prova do mesmo material com níveis diferentes de tensão. Após a coleta dos dados, obtém-se o diagrama S – N (NORTON, 2013).

No ensaio de flexão rotativa, qualquer ponto na amostra é submetido a uma tensão variando de modo senoidal à medida que gira a partir do lado da tração para o lado de compressão, completando um ciclo cada vez que a amostra roda 360° (DOWLING, 2017).

O modelo de ensaio por flexão rotativa de R. R. Moore baseia-se em um corpo de prova de seção circular montado em um suporte de fixação, que permite a aplicação de um momento fletor de magnitude constante, enquanto é rotacionado. Isso gera tensões alternadas de flexão em qualquer ponto da circunferência do corpo de prova (NORTON, 2013).

A Figura 2 apresenta o modelo de equipamento de R. R. Moore, o qual possui o corpo de prova biapoiado e submetido a dois carregamentos equidistantes aos apoios. Os ensaios realizados nesse equipamento são os responsáveis pela maioria das informações disponíveis para falhas por fadiga devido a tensões alteradas (NORTON, 2013).

Figura 2– Máquina de ensaio de flexão rotativa de R. R. Moore

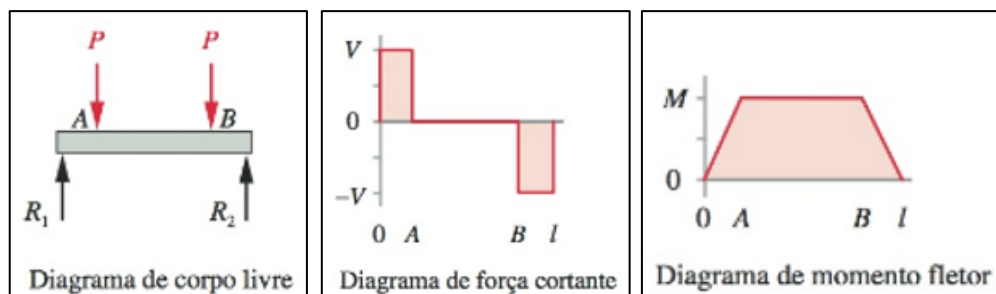


Fonte: Dowling (2018).

O conceito principal da máquina de teste de flexão rotativa de R.R. Moore consiste em submeter o corpo de prova à flexão pura alternada (sem cisalhamento) por meio de pesos ou qualquer sistema que aplique carga, ou seja, o único esforço interno atuante no corpo de prova é o carregamento por flexão (NORTON, 2013).

Conforme mostra a Figura 3, a flexão pura é obtida na região de interesse do corpo de prova sob carga transversal e apoio em quatro pontos.

Figura 3 – Diagramas de força cortante (V) e momento fletor (M) de corpos de prova em ensaio de fadiga de flexão rotativa de R. R. Moore

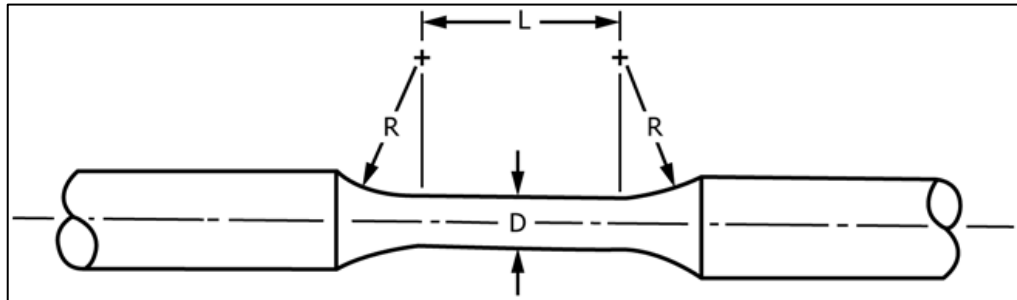


Fonte: Norton (2013).

## 2.6 CORPOS DE PROVA

O tipo de corpo de prova utilizado dependerá do objetivo do teste, o tipo de equipamento e sua capacidade além, da forma em que o material está disponível. No entanto, o projeto deve atender a certos critérios gerais como, a de que o corpo de prova deve se dar de tal forma em que a falha ocorra na seção de teste (L), no caso na área reduzida conforme mostrado na Figura 4. A proporção aceitável das áreas de fixação para que se garanta uma falha na seção de teste, dependendo do método de prensão do espécime, o que varia, como exemplares com extremidades rosqueadas, que podem mostra-se difíceis de alinhar, onde a falha geralmente se inicia nesse estresse (ASTM E466, 2015).

Figura 4 – Corpo de prova para a realização de ensaio de fadiga



Fonte: Norma ASTM E466 (2015).

Para garantir a falha da seção de teste em corpos de prova como o da Figura 4, as dimensões de um corpo de prova para a realização de ensaio de fadiga devem respeitar as dimensões de 5,08 a 25,4 mm de diâmetro para corpos de prova de seção circular e a garra a área da seção transversal deve ser de pelo menos 1,5 vezes, mas, de preferência para a maioria dos materiais e amostras, pelo menos quatro vezes o teste área da seção. Para corpos de prova de formato ampulheta, seu raio de curvatura deve ser superior a oito vezes o diâmetro da região de análise e o comprimento da curvatura deve ser superior a três vezes esse diâmetro (ASTM E466, 2015).

### 2.6.1 Acabamento superficial e dimensões

Conforme ASTM 566 (2016), no processo de fabricação devem-se executar cuidadosamente para garantir que as extremidades das garras sejam precisas e que o eixo em



ambas extremidades sejam perfeitamente alinhados para um ensaio de qualidade. A seguir está descrito o passo a passo aplicável para amostras de fadiga de vida rotativa:

- a) executar o corte a peça no comprimento exato e gira para (12,7 mm) de diâmetro em centros;
- b) recentralizar com profundidade controlada perfurando e revisando ambas as extremidades;
- c) executar tratamento térmico se necessário;
- d) desbaste ou retificação, até (0,65 mm);
- e) polimento da seção central (0,20 mm) ainda acima do tamanho;
- f) finalização de acabamento central de retificação para (0,05 mm) no qual a profundidade de corte não deve ultrapassar (0,025 mm);
- g) por fim executar polimento dos cones, parte central e raios (ASTM 566, 2016).

## 2.7 VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS MECÂNICOS

Análise de vibrações parte do princípio de que toda máquina em funcionamento produz vibração, e é utilizada principalmente para diagnosticar falhas em elementos girantes, normalmente motores ou componentes movidos por motores. Utilizando equipamentos que analisam vibração como medidores de frequência, detectam-se outras anomalias, como desalinhamentos, excentricidades, desbalanceamentos, falhas de rolamentos, entre outras possíveis de falhas em máquinas (NETO et al., 2021).

Normalmente, uma máquina vibra em várias frequências e amplitudes correspondentes, que são fenômenos de forças dinâmicas que a excitam e se propagam para todas as partes do equipamento. Na maioria das vezes, motores, mancais, rotores, engrenagens, polias, entre outros elementos, produzem excitação própria gerando uma perturbação conjunta e específica. Equipamentos mecânicos apresentam vibrações em determinadas frequências, decorrentes da própria vibração do equipamento e de seus elementos (NETO et al., 2021).

Na classificação de vibrações em sistemas mecânicos, há diferentes maneiras de identificação:

- a) quanto à excitação, na qual as vibrações podem ser livres ou forçadas;

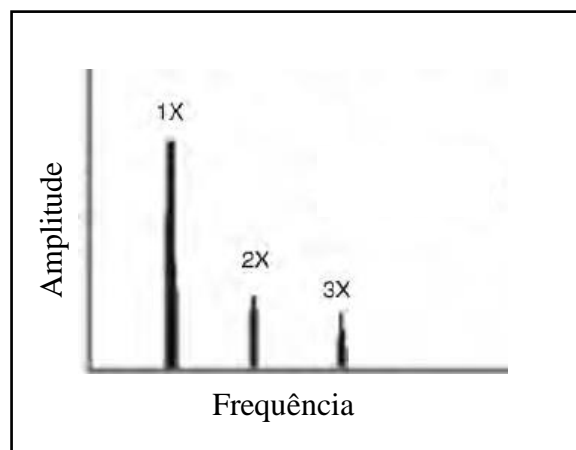
- b) em relação ao amortecimento, as vibrações podem ser amortecidas ou não amortecidas;
- c) no que se refere ao deslocamento podem ser retilíneas ou torsional, ou a combinação de ambas (NETO et al., 2021).

Vibrações em motores elétricos podem ser de natureza mecânica ou elétrica, aparecem nas medições de vibração e podem fornecer informações sobre a natureza do problema. Alguns exemplos disso são problemas que ocorrem devido a forças magnéticas que atuam no rotor ou no estator, como enrolamentos abertos ou curtos do rotor ou estator, barra do rotor quebrada, rotor curvo e rotor excêntrico. Motores de indução, que apresentam problemas elétricos, farão com que a amplitude de vibração diminua de maneira cíclica (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

Segundo Scheffer e Girdhar (2004), desalinhamentos em máquinas são provenientes da angularidade e deslocamento, ou a combinação de ambos. Existem muitos métodos de alinhamento em equipamentos rotativos, basta selecionar os mais apropriados utilizando alguns parâmetros, como tipo de máquina, velocidade de rotação, importância da máquina na produção, política de manutenção e tolerâncias de alinhamento. Relógios comparadores são comumente usados para tal aplicação.

O desalinhamento angular conforme, Figura 5, aparecerá principalmente em eixos da máquina, a vibrações axiais na frequência de 1x rpm, mas, o desalinhamento raramente é visto apenas como pico de 1x rpm, normalmente, haverá alta vibração axial com 1x e 2x rpm. Contudo, não é incomum que 1x, 2x ou 3x sejam destacados, o que são sintomas de problemas de acoplamento, por exemplo, folgas (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

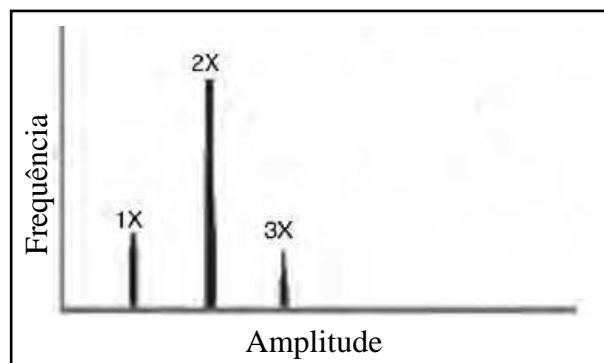
Figura 5 – Espectro de desalinhamento angular



Fonte: Scheffer; Girdhar (2004).

Como descrito por Scheffer e Girdhar (2004), o desalinhamento paralelo, resulta em uma vibração de 2x rpm na direção radial. Se o desalinhamento em paralelo é predominante, 2x rpm é frequentemente maior que 1x rpm, mas sua amplitude relativa a 1x rpm, pode por muitas vezes ser ditada pelo tipo de acoplamento e sua construção. Quando o desalinhamento angular ou paralelo se torna grave, pode gerar alta amplitude picos em harmônicos muito mais altos de três a oito vezes maior. A Figura 6 apresenta o espectro relativo ao desalinhamento paralelo.

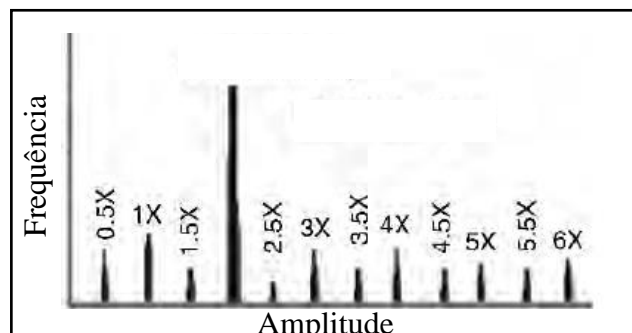
Figura 6 – Espectro de desalinhamento paralelo



Fonte: Scheffer; Girdhar (2004).

Casos de folgas e atrito no equipamento, são comumente associados, pois geram uma série de frequências e tendem a excitar uma ou mais frequências. Normalmente é causado por um ajuste inadequado entre componentes, o que produzirá muitos harmônicos na FFT devido a não linearidade da resposta das peças soltas às forças de excitação do rotor. Ambos apresentam múltiplos sub harmônicos, por exemplo, (1/2x, 1½x, 2½x) rpm e outros mais. A Figura 7 apresenta a ilustração de espectros com assinatura de atrito (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

Figura 7 – Espectro relativo a folgas e atrito



Fonte: Scheffer; Girdhar (2004).

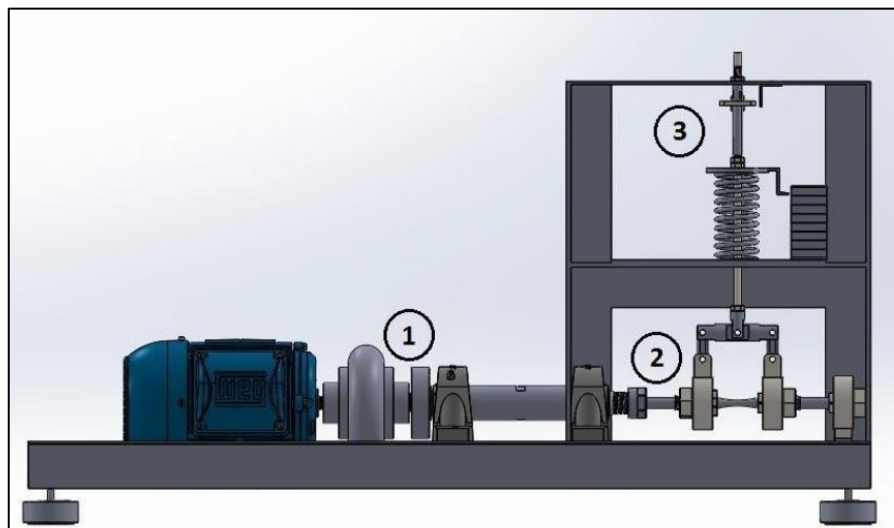
### 3 MATERIAS E MÉTODOS

Neste capítulo, primeiramente são apresentados os componentes principais do equipamento atual e materiais necessários para a respectiva análise. Em seguida, são mostrados os passos do desenvolvimento do estudo e os recursos utilizados.

#### 3.1 EQUIPAMENTO PARA ENSAIO DE FADIGA ROTATIVA EM ANÁLISE

O equipamento utilizado no presente trabalho é um protótipo para ensaios de flexão rotativa, projetado e construído por De Toni (2021). Os principais elementos do protótipo estão destacados na Figura 8, sendo: (1) conjunto de transmissão de potência, responsável pelo movimento angular do corpo de prova, composto basicamente pelo motor assíncrono, acoplamento mecânico flexível e o eixo de transmissão; (2) conjunto de transmissão de carga ao corpo de prova, constituído principalmente pelo corpo de prova, mancais com rolamentos auto compensadores de esfera e elementos de suporte; (3) conjunto de aplicação de carga ao CP, responsável pela aplicação do esforço, composto pela mola, régua de calibração da carga e sistema automático de desligamento do equipamento (chave liga/desliga) (DE TONI, 2021).

Figura 8 – Equipamento de ensaio de fadiga rotativa



Fonte: de Toni (2021).

O equipamento possui dois mancais de apoios UCP206 responsáveis pela diminuição do atrito gerado pela rotação e para suportar as cargas impostas ao eixo, contando com eixo para a execução da transmissão de potência, o qual é ligado ao motor pelo acoplamento e

fixado ao corpo de prova através de pinça mecânica. A Figura 9 apresenta o eixo de transmissão de potência (DE TONI, 2021).

Figura 9 – Eixo de transmissão de potência

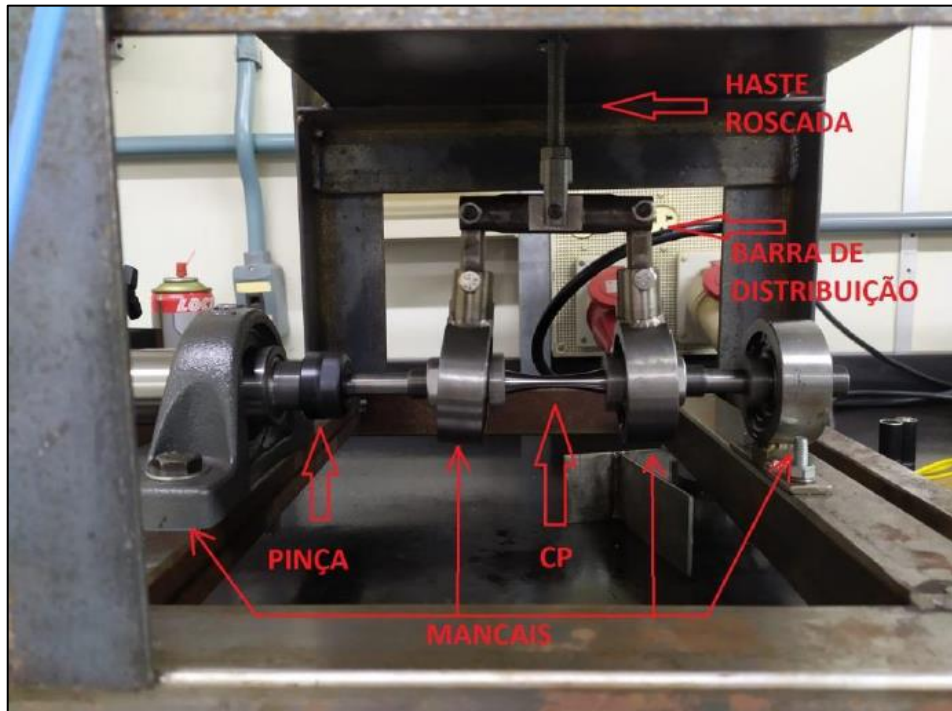


Fonte: de Toni (2021).

O regime de rotação exercido ao corpo de prova é realizado por um motor de indução trifásico de  $\frac{1}{4}$ cv com velocidade nominal de 1100 RPM da marca Metalcorte. Utiliza-se um acoplamento flexível para ligar o motor ao eixo de transmissão.

A Figura 10 apresenta o corpo de prova fixado na pinça mecânica do tipo mandril cônico da marca Clamping, modelo ER20A NUT, diretamente acoplada ao eixo de transmissão de potência. Para aplicação de carga, o equipamento está configurado com duas pinças fabricadas por de Toni (2021), sendo envolvidas por pares de rolamentos de esfera de tamanho 1204, com o intuito de possibilitar deslocamentos angulares do corpo de prova no momento da ruptura (DE TONI, 2021).

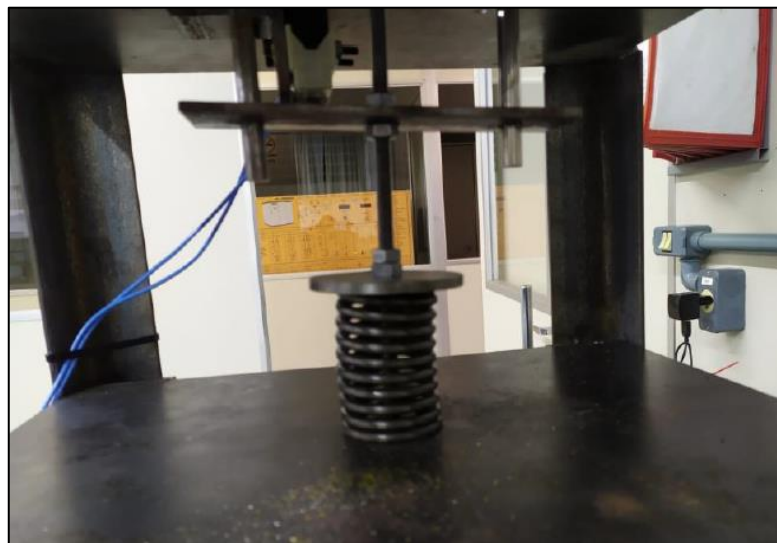
Figura 10 – Corpo de prova engastado



Fonte: de Toni (2021).

O sistema de aplicação de carga, representado na Figura 11 é constituído por uma mola, que está diretamente ligada ao CP através de uma barra roscada M8, a qual é fixada a barra de distribuição de carga.

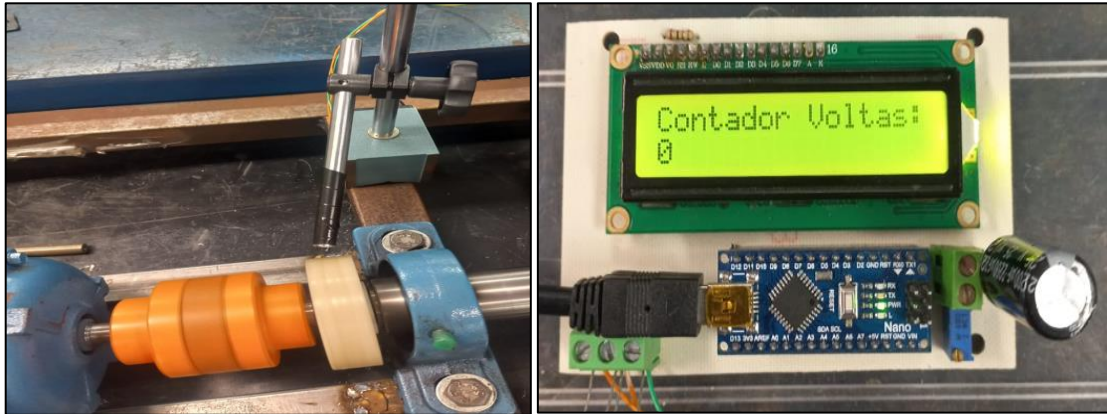
Figura 11 – Sistema de aplicação de carga



Fonte: de Toni (2021).

A Figura 12 apresenta o contador de ciclos magnético e o display para visualização. O conjunto efetua a contagem através de um sinal magnético a cada revolução efetuada, assim contando o número de ciclos executados com a ajuda do micro arduino.

Figura 12 – Contador de ciclos magnético e display



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.2 MATERIAIS

A fim de avaliar o nível de vibração do equipamento, foi utilizado acelerômetro linear disponível a partir de aplicativo de celular, cuja nomenclatura se dá por Phypbox, versão de 1.1.12 obtido no Google Play Store. O acelerômetro do celular Samsung A-32 tem uma faixa de captura de  $78,45 \text{ m/s}^2$ . O aplicativo conta com resolução de  $0,00239 \text{ m/s}^2$ , com um atraso mínimo de  $5000 \mu\text{s}$  e máximo de  $16000 \mu\text{s}$ , dados esse obtidos a partir do próprio aplicativo (PHYPHOX, 2023).

Um relógio comparador milesimal analógico da marca Mitutoyo, modelo NO.2048-10 resolução  $0.01-150\text{mm} / .00005'' - 6''$ , disponibilizado pelo laboratório da mecânica da UCS CARVI, foi adotado para medir a variação da deflexão da mola ao longo do ensaio.

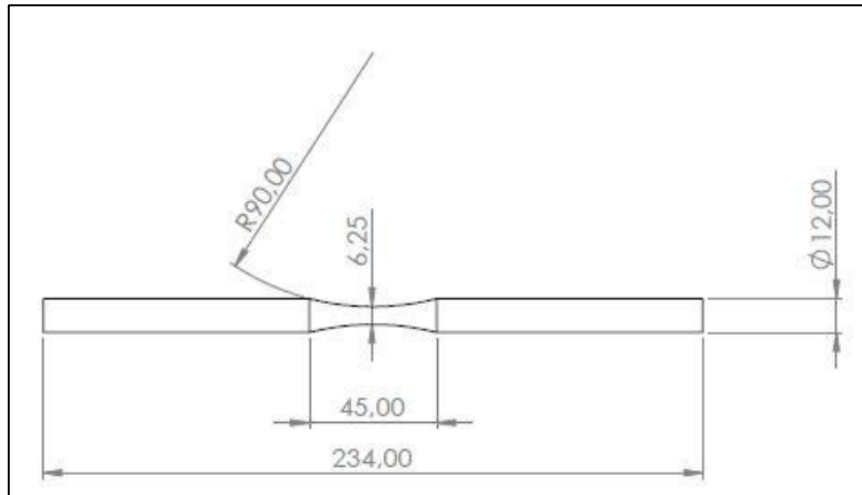
Um paquímetro digital da marca Mitutoyo modelo 500-144B, disponibilizado pelo laboratório da mecânica da UCS CARVI, foi utilizado para diversas medições das amostras e partes do equipamento.

Para a confecção do corpo de prova foi adotado o aço SAE 1020, devido ao seu custo e fácil obtenção. Porém, este material pode apresentar ampla variação de propriedades mecânicas entre barras comercializadas no mercado. Com a finalidade de conseguir um



resultado mais preciso e compensar essa variação nas propriedades mecânicas, definiu-se a fabricação de todos corpos de prova necessários de um mesmo lote de aço. A Figura 13 representa o corpo de prova utilizado e suas respectivas dimensões.

Figura 13 – Corpo de prova utilizado



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para modificação do sistema de aplicação de carga utilizou-se de um cilindro hidráulico da marca Mecason com capacidade de carga de 2 toneladas como opção (A) e uma haste roscada M18 como opção (B), além de célula de carga da marca Instrutherm mod DD-300 com capacidade máxima de medição de 1000N, os quais foram disponibilizados pelo laboratório da mecânica da UCS CARVI. Além disso foi confeccionado uma nova barra de distribuição de carga fabricada em aço SAE 1020.

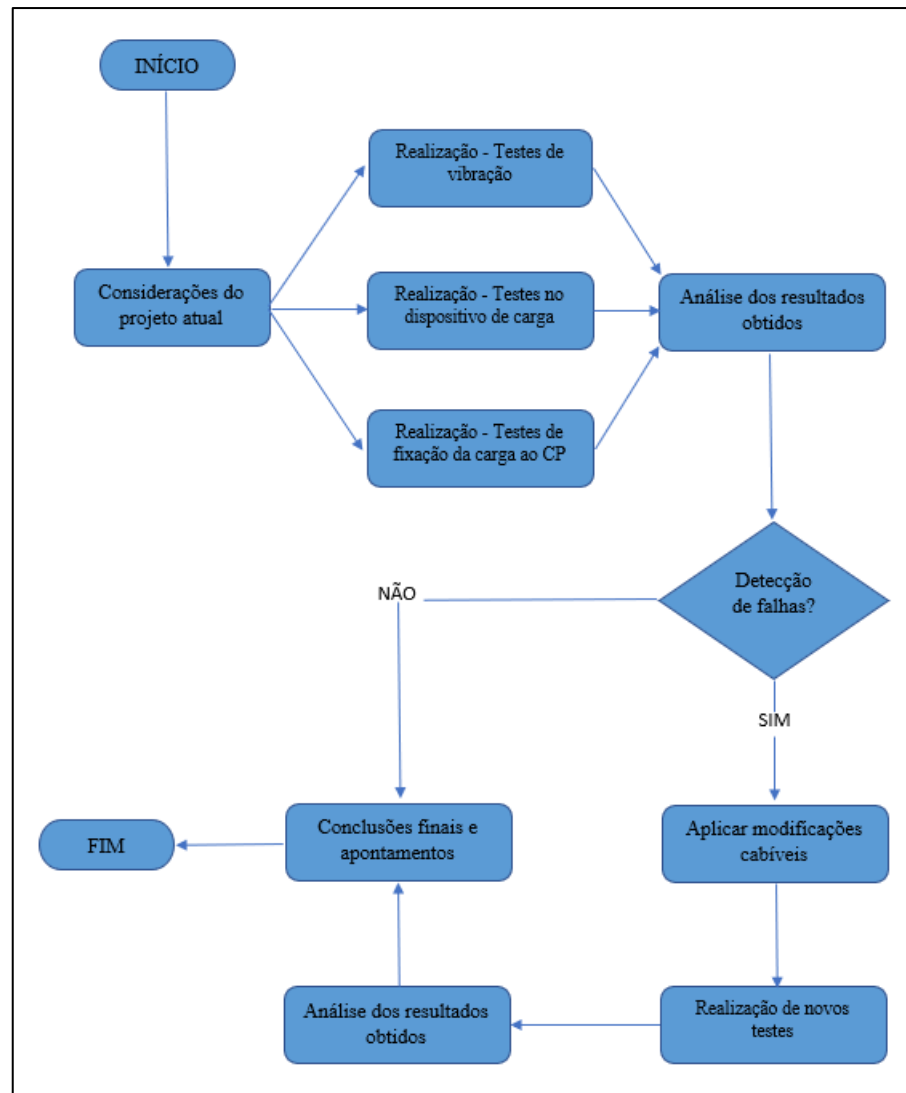
Com o intuito de reduzir a influência gerada pelo acionamento do motor no ensaio, foi optado em utilizar inversor de frequência com rampa de aceleração de 15 segundos até atingir rotação máxima, disponibilizado pelo laboratório de eletroeletrônica da UCS CARVI.

### 3.3 MÉTODOS

Inicialmente, foi compreendido o funcionamento do equipamento e a atuação de seus componentes. Posteriormente, foram realizados diferentes testes em áreas distintas, propondo identificar possíveis problemas em sua construção. Na Figura 14 está esquematizado fluxograma de atividades desenvolvidas.



Figura 14 - Fluxograma de atividades



Fonte: Elaborado pelo autor.

A vibração do equipamento foi medida em quatro condições distintas: i. motor acionado e desacoplado do restante do sistema; ii. motor acionado e acoplado ao eixo de transmissão; iii. motor acionado acoplado ao eixo de transmissão e ao corpo de prova; iv. motor acionado, acoplado ao eixo de transmissão e ao corpo de prova sob ação de carga transversal. Foram realizadas três coletas de dados pelo tempo de 15 s para cada condição de montagem. A média RMS das acelerações foram calculadas para avaliar o nível de vibração do sistema. Além disso, o espectro de vibração obtido pela transformada rápida de Fourier (FFT) foi obtido para identificação de padrões que podem ser relacionados com as possíveis fontes ou causas da vibração medida.

Com o intuito de analisar a variação da carga transversal aplicada ao corpo de prova, foi utilizado o relógio comparador, posicionado na extremidade livre do eixo da mola de compressão. A partir do deslocamento medido, foi possível calcular a variação da carga que a mola de compressão efetuou. Foram feitas três medições ao longo do ensaio.

O posicionamento do conjunto de transmissão de carga junto ao corpo de prova foi medido ao longo do ensaio, pois observou-se que a configuração original deste subsistema articulado permite uma movimentação gradual com a tendência de deslocamento dos pontos de apoio intermediários em direção ao centro. A aproximação dos pontos de aplicação de carga deve ser impedida pois promove um aumento do momento fletor especificado.

### 3.4 ANÁLISE CRÍTICA E MODIFICAÇÕES PROPOSTAS

Segundo a análise efetuada no modelo original, o qual será denominado de protótipo 1, foram identificados mecanismos com falhas em suas funções. O Quadro 1 apresenta os respectivos componentes analisados.

Quadro 1 – Componentes analisados

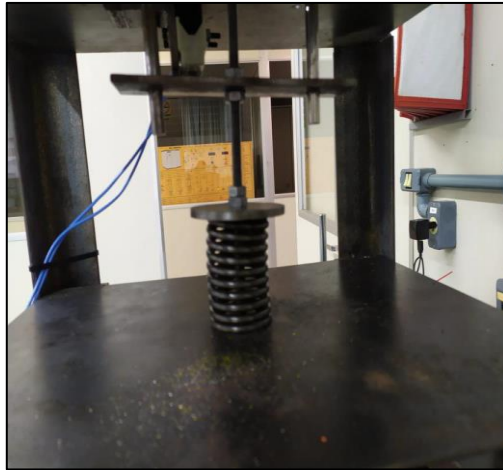
COMPONENTES	PONTO AVALIADO	MODIFICAÇÃO PROPOSTA
Mola de compressão	Estabilidade de carga	(A): Cilindro hidráulico (B): Haste roscada
Barra de distribuição de carga	Variação de posição	Remodelagem
Buchas dos mancais na barra de distribuição de carga	Área de contato	Remodelagem
Medidor de carga	Medição indireta da carga	Célula de carga
Acionamento motor	Dano ao CP na partida do motor	Inversor de frequência
Bancada	Comodidade	Nova bancada

Fonte: Elaborado pelo autor.

As modificações propostas e o equipamento final como um todo, serão mencionados como protótipo 2.

Em substituição à mola de compressão para aplicação de carga, foram avaliadas duas alternativas: cilindro hidráulico e haste roscada. A Figura 15 apresenta a mola no protótipo 1.

Figura 15 – Sistema de aplicação de carga do protótipo 1



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 16 apresenta cilindro hidráulico proposto (a) e a haste roscada (b), como segunda opção para o protótipo 2.

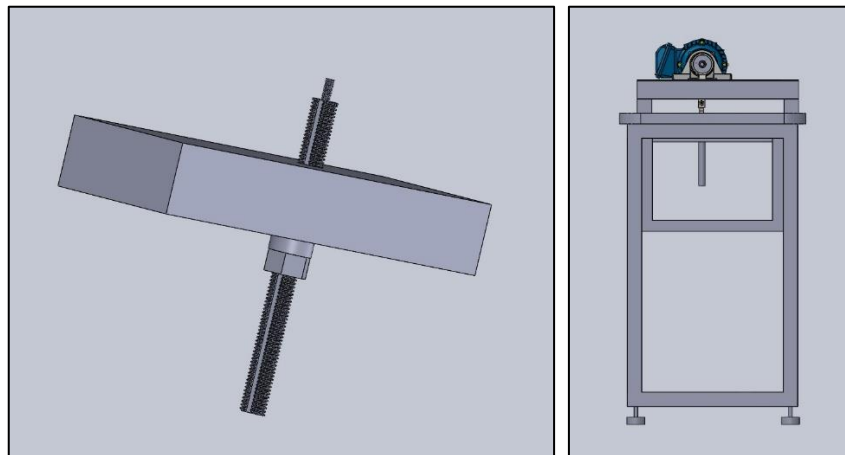
Figura 16 – Cilindro hidráulico e haste roscada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para melhor visualização da opção (b) na montagem do equipamento protótipo 2, a Figura 17 apresenta a modelagem da haste roscada em seu suporte de fixação e a montagem geral da mesma no protótipo2.

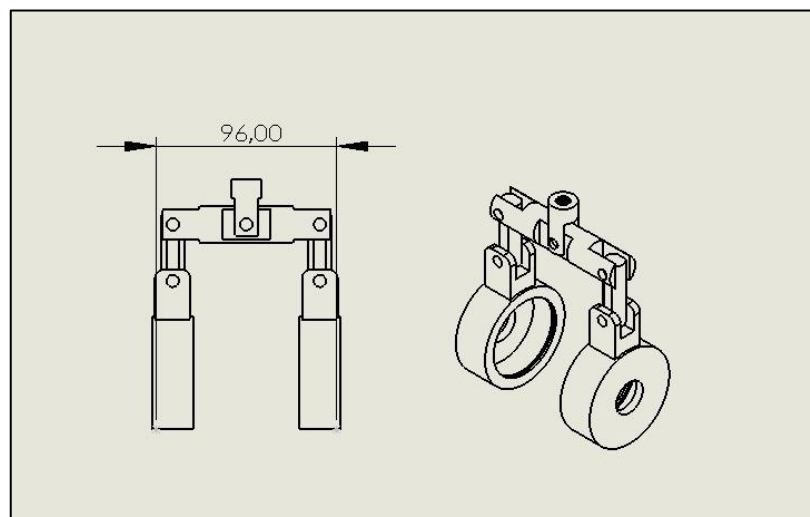
Figura 17 – Modelagem da haste roscada protótipo 2



Fonte: Elaborado pelo autor.

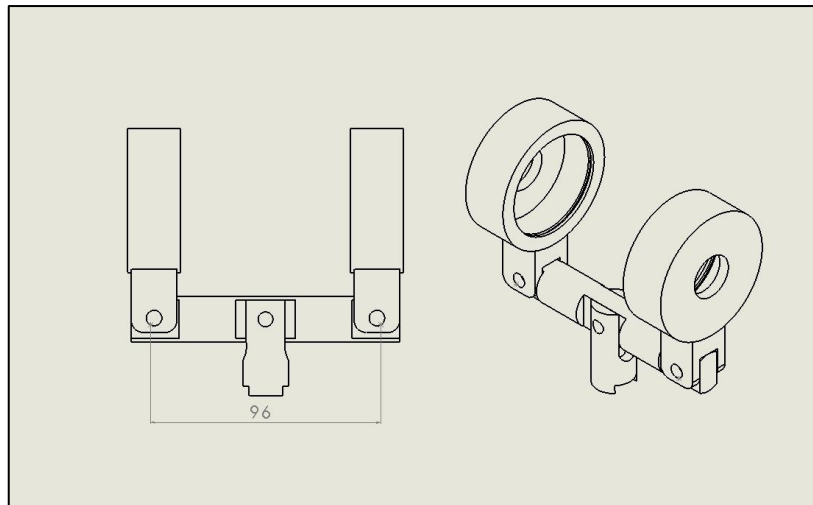
Na Figura 18 é apresentado a versão do protótipo 1 e na Figura 19 a proposta do protótipo 2 da barra de distribuição de carga. Na remodelagem do protótipo 1 foram retirados dois pontos de articulação, tendo em vista manter a posição dos mancais o mais estável possível, possibilitando apenas movimentos necessários para o ensaio.

Figura 18 – Modelagem da barra distribuidora de carga protótipo 1



Fonte: Elaborado pelo autor.

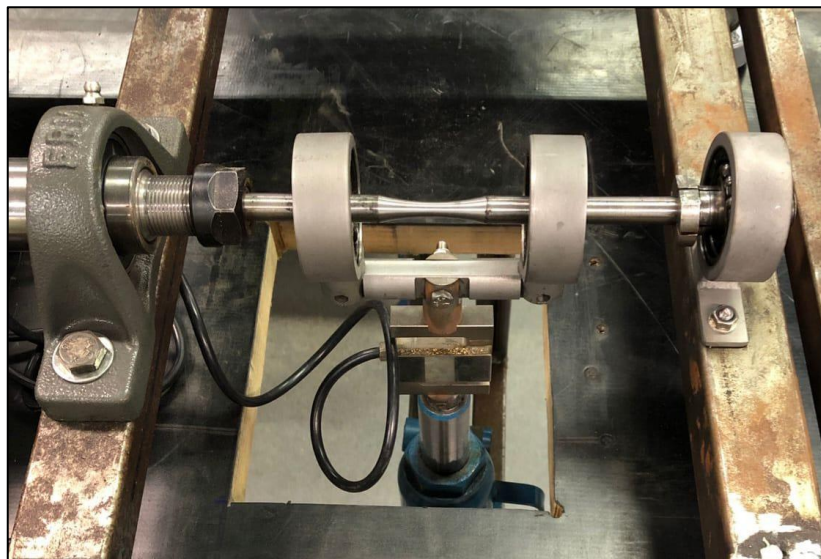
Figura 19– Modelagem da barra distribuidora de carga protótipo 2



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 20, está apresentado o sistema do suporte aos mancais aplicadores de carga do protótipo 2.

Figura 20 – Conjunto de suporte aos mancais

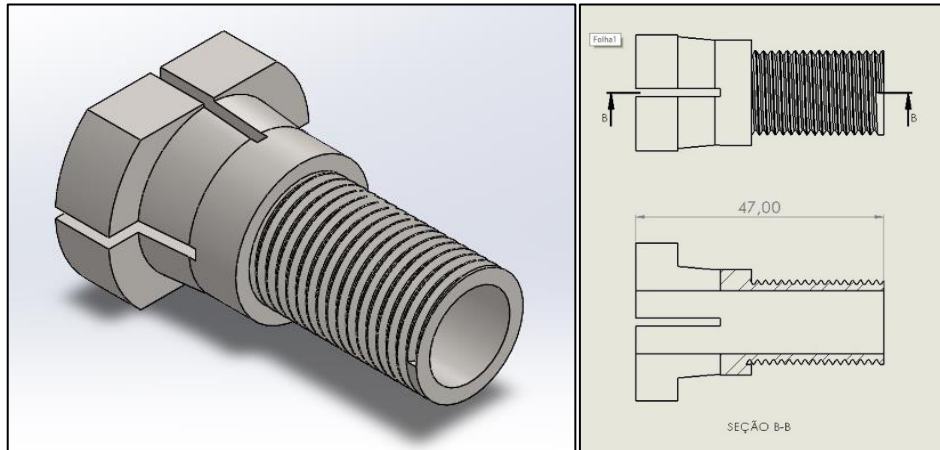


Fonte: Elaborado pelo autor.

Tendo em vista que no protótipo 1 a condução da carga ao CP era feita por pinças que faziam o papel de buchas, cujo o comprimento de contato com o CP era de 47 mm, optou-se pela confecção de novas buchas, com comprimento de contato de 2 mm, assim propondo a

redução da área total de contato ao CP. Na figura 21 é apresentado a modelagem da antiga pinça.

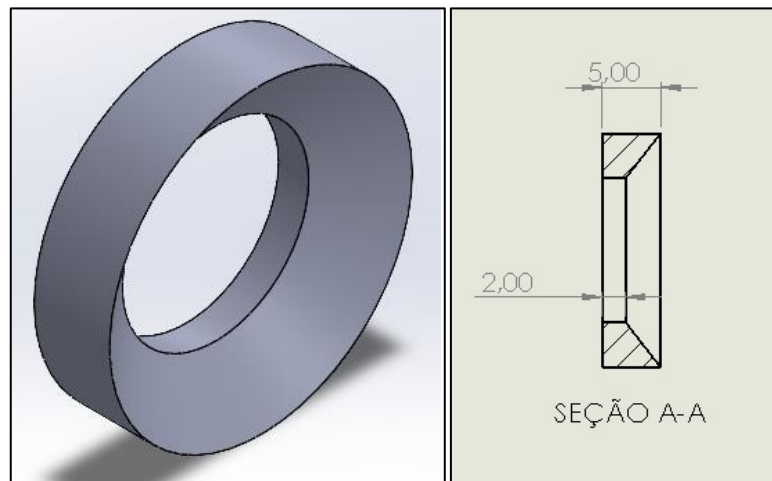
Figura 21 – Pinça protótipo 1



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 22 é apresentada a modelagem da bucha de rolamento proposta.

Figura 22 – Bucha protótipo 2

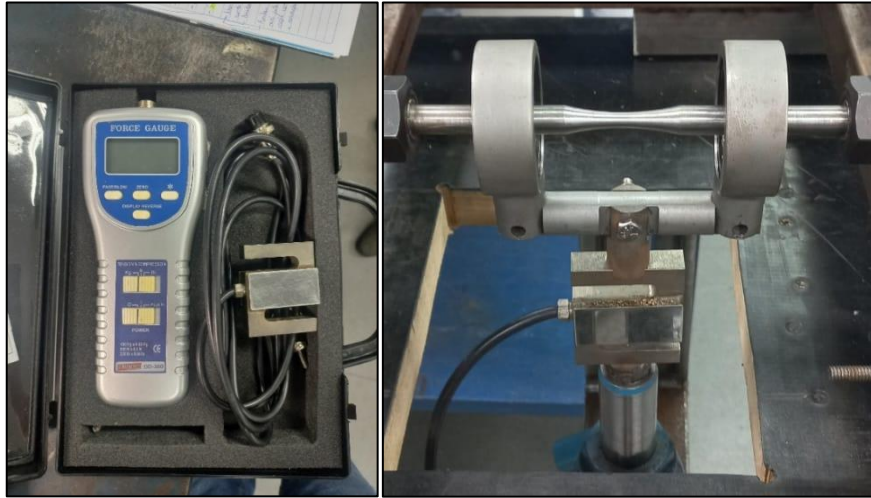


Fonte: Elaborado pelo autor.

Na análise do conjunto de medição de carga, constatou-se que a mesma se dava pela deflexão da mola de compressão, sendo assim, a medição era feita de forma indireta. Optou-se por acoplar a célula de carga ao cilindro hidráulico, sendo feita uma medição direta da força,

eliminando erros de interpretação, calibração ou conversão em cálculos. A Figura 23 apresenta a célula utilizada.

Figura 23 – Célula de carga



Fonte: Elaborado pelo autor.

O fornecimento de rotação imposto ao corpo de prova é realizado por um motor trifásico, ao qual foi adicionado um inversor de frequência, com rampa de aceleração de 15 segundos, partindo então de 0 rpm até atingir 1100 rpm ao final dos 15 segundos. A Figura 24 apresenta o inversor de frequência utilizado

Figura 24 – Inversor de frequência

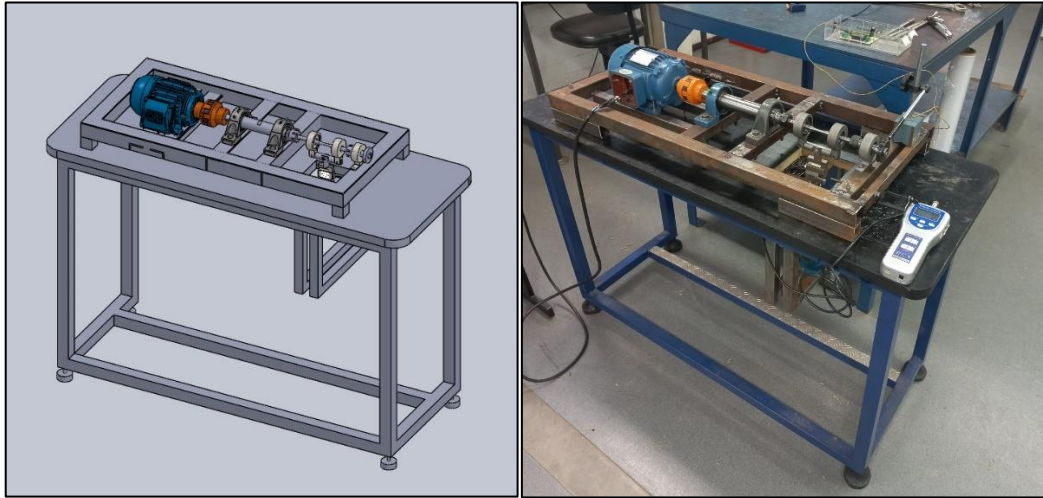


Fonte: Elaborado pelo autor.



A Figura 25 apresenta a modelagem e o equipamento protótipo 2 concluído, com as modificações propostas empregadas.

Figura 25 – Modelagem e protótipo final



Fonte: Elaborado pelo autor.



## 4 RESULTADOS

### 4.1 ENSAIO ESTÁTICO DE TRAÇÃO

O aço utilizado nos corpos de prova foi o aço SAE 1020, que possui ampla variação das propriedades mecânicas e para contornar essa situação foram executados ensaios estáticos em corpos prova retirados da mesma barra dos corpos para ensaio de flexão.

O Anexo A mostra o relatório do ensaio de tração realizado no laboratório da mecânica da UCS CARVI. O valor de limite de resistência a tração  $S_{ut}$  encontrado foi de  $459,4 \pm 12,74$  MPa e limite de escoamento do material de  $343,6 \pm 16,3$  MPa.

### 4.2 ENSAIO DE RUGOSIDADE

Conforme a Tabela 1, foram extraídos os valores de rugosidade  $R_a$  ( $\mu\text{m}$ ) de cinco corpos de prova para ensaios de fadiga, afim de medir a qualidade do acabamento superficial.

Tabela 1 – Valores  $R_a$  obtidos no ensaio de rugosidade

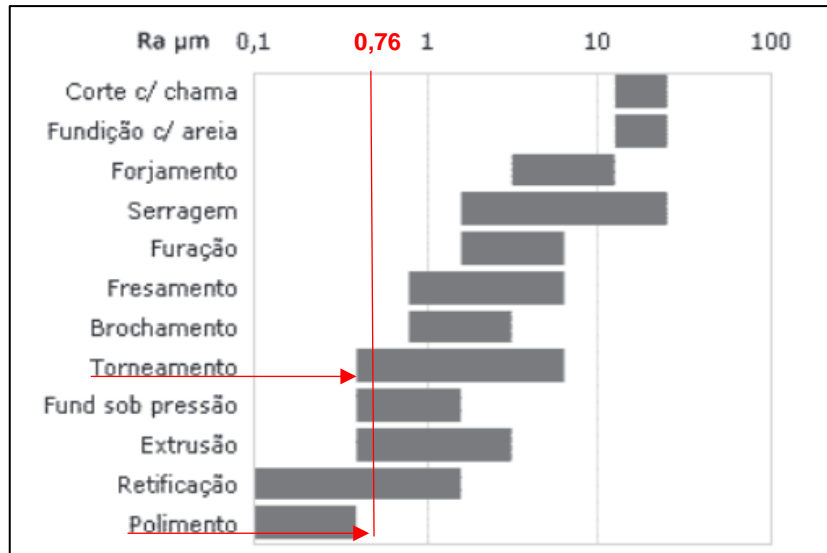
CORPO DE PROVA	MEDIÇÃO $R_a$ ( $\mu\text{m}$ )
CP1	0,74
CP2	0,72
CP3	0,79
CP4	0,78
CP5	0,78
Média	$0,762 \pm 0,05$

Fonte: Elaborado pelo autor.

A rugosidade média  $R_a$  é o método mais usado para indicação da rugosidade, tendo em vista que é a média da rugosidade da superfície do material. A Figura 26, mostra faixas de rugosidades médias típicas para alguns processos de usinagem. Observa-se que a rugosidade média obtida nos corpos de prova usinados atingiram resultados próximo aos melhores que poderiam ser obtidos com o processo de torneamento. Ainda assim, o nível de rugosidade do

processo de polimento que é o recomendado na produção de corpos de prova para ensaios de fadiga não foi alcançado.

Figura 26 – Valores típicos de rugosidade média  $R_a$



Fonte: Adaptado de Lima e Corrêa (2008).

#### 4.3 ANÁLISE COMPORTAMENTAL DA CARGA TRANSVERSAL

O ensaio de fadiga foi desenvolvido com a aplicação de carga transversal gerada pela compressão da mola, cuja constante elástica é de 14 N/mm. Foi aplicada uma deflexão de 45 mm, os quais resultaram numa força transversal de 639 N. Ao longo do ensaio a média das variações de deflexões medidas no protótipo 1 foram de  $\pm 0,407\text{mm}$ . Sendo assim, a força transmitida pela mola ficou estimada em  $639 \pm 5,69\text{ N}$ .

No protótipo 2 com a aplicação de carga transversal gerada pelo cilindro hidráulico, constatou-se que o mesmo não mantinha a carga estável e sofria uma perda gradativa, na casa de 2 N por segundo. Logo foi utilizada a opção (b) haste roscada, a qual demonstrou melhor estabilidade constatada pela célula de carga, sendo de aproximadamente  $639 \pm 2,5\text{ N}$ . Sendo assim, houve uma diminuição de 56% na variação de carga aplicada no protótipo 2 em relação ao protótipo 1.

#### 4.4 ANÁLISE DA FIXAÇÃO DA CARGA AO CORPO DE PROVA

Foi constatado durante os ensaios a variação de posição dos mancais aplicadores de carga. Ao final dos ensaios foi identificado que o posicionamento relativo dos pontos de apoio tendia a assumir uma distância relativa de 68 mm, conforme ilustrado na Figura 27.

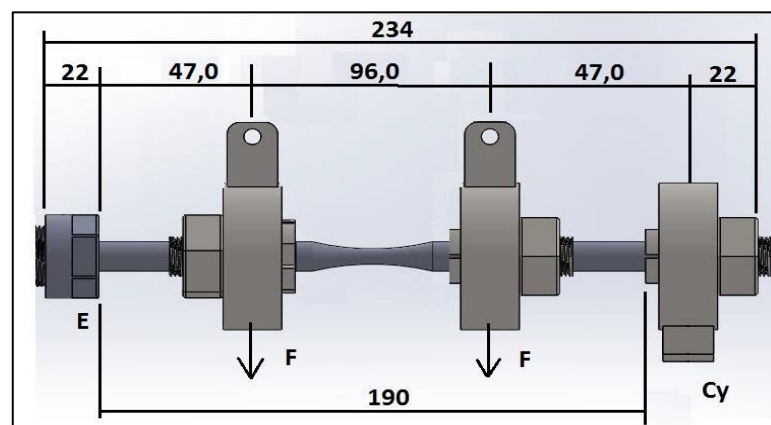
Figura 27 – Posicionamento dos pontos de aplicação de carga do protótipo 1



Fonte: Elaborado pelo autor.

O projeto original do equipamento considera a distância entre apoios igual a 96 mm. Sendo assim, há uma aproximação gradativa ao longo do ensaio que reduz em quase 50% a posição relativa, fazendo com que um aumento de até 30% aconteça no momento fletor, com base nas dimensões do protótipo 1 (Figura 28) e com o corpo de prova simplesmente apoiado.

Figura 28 – Distância entre forças e suportes do CP no protótipo 1

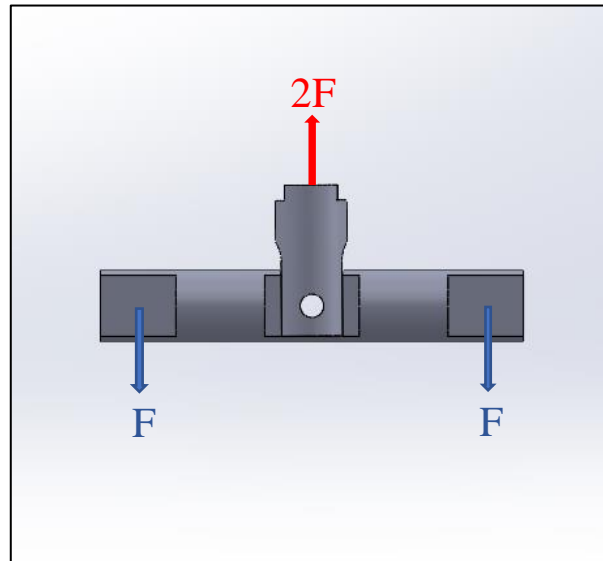


Fonte: de Toni (2021).

#### 4.5 ENSAIO DE FADIGA

Os ensaios foram desenvolvidos utilizando a mesma carga aplicada de  $2F$  (639N). A barra de distribuição de carga divide a força aplicada em duas  $F$  (319,5N), como mostra o DCL da Figura 29.

Figura 29 – DCL barra distribuidora de carga



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 2 apresenta os resultados de vida (ciclos), obtidos nos três ensaios realizados no protótipo1.

Tabela 2 – Resultado dos ensaios protótipo 1

ENSAIO	Vida [Ciclos] experimental ( $10^3$ )
1	58,6
2	62,3
3	84,6
Média	$68,5 \pm 16,31$

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 3 apresenta os resultados de vida (ciclos), obtidos nos três ensaios realizados no protótipo 2.

Tabela 3 – Resultado dos ensaios protótipo 2

ENSAIO	Vida [Ciclos] experimental (10 <sup>3</sup> )
1	119,8
2	131,2
3	127,5
Média	126,16 ± 8,17

Fonte: Elaborado pelo autor.

A relação de resultados dos ensaios de vida dos CPs, mostram que o protótipo 2 tem maior estabilidade na realização dos ensaios, tendo em vista que seu desvio padrão sofreu uma redução de 50,1 % em comparação ao protótipo 1.

A Figura 30 mostra um dos corpos de prova rompido após a realização do ensaio de fadiga por flexão rotativa realizado pelo protótipo 2.

Figura 30 – Corpo de prova rompido



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 4.6 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Foi desenvolvido o cálculo da frequência natural da mola utilizada no protótipo 1. Segundo Norton (2013), as forças resultantes das deflexões excessivas de espira e dos impactos farão com que a mola falhe, contudo a fim de evitar esse tipo de condição, a mola não deve

receber cargas cíclicas a uma frequência próxima à sua frequência natural. A frequência natural da mola deve ser preferencialmente treze vezes maior que frequência de excitação do equipamento (NORTON p.802, 2013)

Os cálculos analíticos da frequência natural da mola, foram efetuados a partir das Equações 3 e 4, conforme Budynas; Nisbett (2016, p.519) e Norton (2013, p.802), os quais estão disponíveis no Apêndice B.

$$W_a = \frac{\pi^2 \cdot d^2 \cdot D \cdot N_a \cdot \gamma}{4} \quad (3)$$

Onde:

$W_a$  = Peso das espiras ativas mola [N].

$d$  = Diâmetro de fio [mm].

$D$  = Diâmetro médio da espira [mm].

$N_a$  = Numero de espiras ativas.

$\gamma$  = Peso específico do material [N/m<sup>3</sup>]

$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K \cdot g}{w_a}} \quad (4)$$

Onde:

$f_n$  = Frequência linear natural da mola [Hz].

$K$  = Constante de mola [N/m].

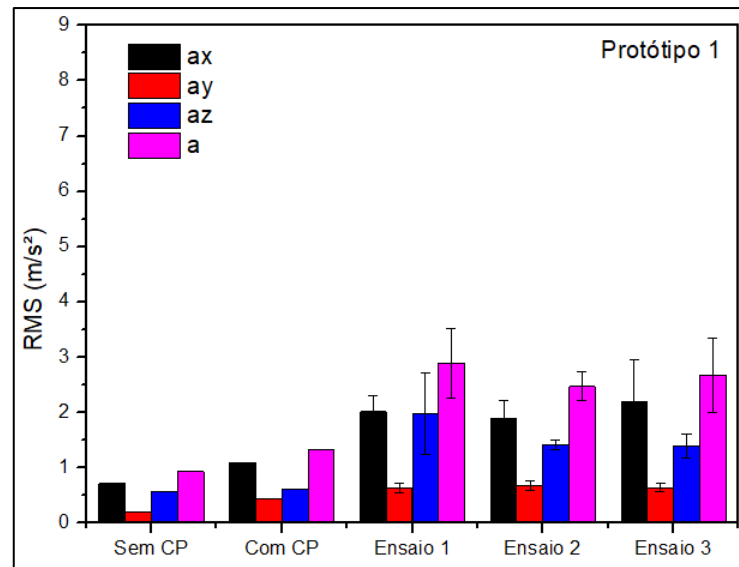
$g$  = Constante gravitacional [m/s<sup>2</sup>].

$W_a$  = Peso das espiras ativas da mola [N].

Foi encontrado o valor para  $W_a$  de 2,03 N. A frequência natural da mola resultou em  $f_n = 130,03$  Hz. O motor trabalha a 1100 RPM, gerando frequência de excitação de 18,33Hz, superior à frequência máxima recomendada de 10 Hz, descrita por Norton (2013), a qual pode ser considerada conservadora e 18,33 Hz é igual a 7 vezes menor que a frequência natural calculada da mola.

As medições do sinal de vibração foram realizadas com o eixo x alinhado ao eixo axial do corpo de prova e os eixos y e z ao plano transversal horizontal e vertical, respectivamente. A Figura 31 mostra os resultados da média RMS da aceleração medidas no equipamento original (protótipo1).

Figura 31 – Resultados de vibração medidos no equipamento protótipo 1

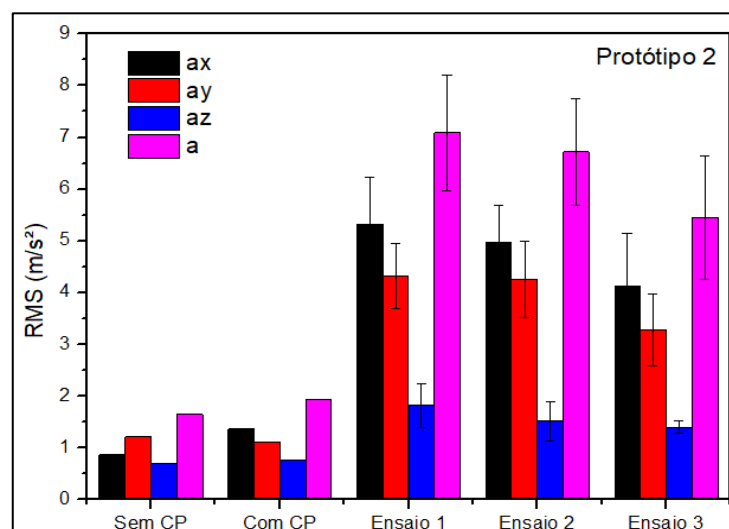


Fonte: Elaborado pelo autor.

No gráfico da Figura 31, há um aumento do nível de vibração da condição sem CP para com CP, mostrando que a própria montagem do CP ao equipamento já promove efeito na vibração, o que pode estar relacionado com desalinhamentos ou folgas e atritos. Também foi observado que não há mudanças significativas entre as acelerações dos três ensaios.

A Figura 32 mostra os resultados da média RMS da aceleração medidas no equipamento protótipo 2.

Figura 32 – Resultados de vibração medidos no equipamento protótipo 2



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir dos resultados obtidos, pode-se observar aumento do nível de vibração do protótipo 1 para o protótipo 2, principalmente no decorrer do ensaio e nos eixos x e y. Isso pode estar relacionado com a flexibilidade da mola no protótipo1, a qual absorvia parte da vibração que seria transmitida para a estrutura do equipamento, enquanto a haste roscada com maior rigidez transmite níveis mais elevados de vibração para a estrutura do protótipo 2. Sendo assim houve um aumento de vibração em média de cerca de 16% no eixo x e de 68% no eixo y.

Foi detectado um aumento das acelerações nas medições sem CP e com CP sem carga em relação ao protótipo 1, levando a crer que esteja relacionado à nova bancada onde o equipamento foi fixado.

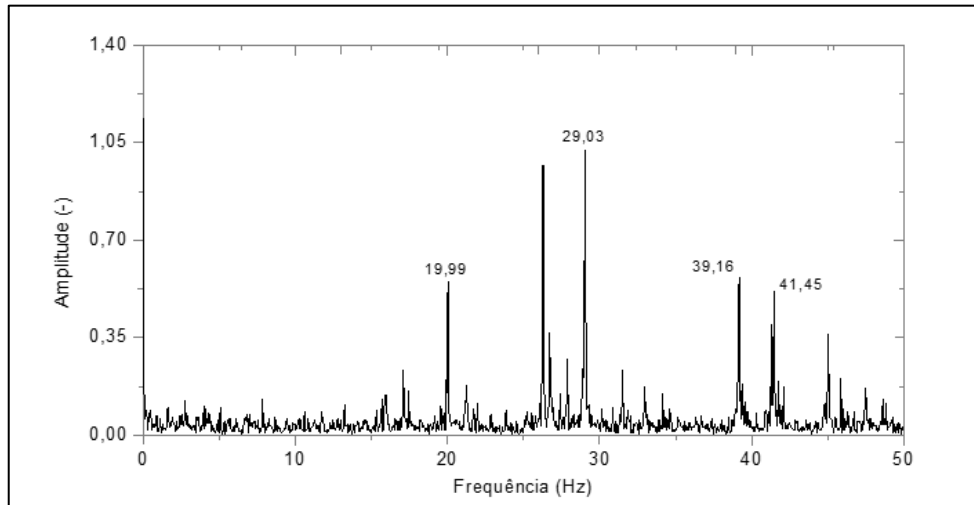
O nível de vibração do eixo z, que é o transversal vertical, durante o ensaio não aumentou. Isso pode estar associado à maior estabilidade da estrutura no eixo vertical do que no plano horizontal. Segundo Brady e Mais (2002), medições verticais normalmente mostram menos vibração do que as medições horizontais (axiais), pois a rigidez é causada pela montagem e pela gravidade. Além disso medições axiais baixas mostram um equipamento sob condições ideais, pois a maioria das forças são geradas perpendicularmente ao eixo, no entanto problemas como desalinhamento e flexão de eixos criam vibrações axiais mais elevadas.

As medições de vibração realizadas ao longo da execução dos ensaios estão disponíveis no Apêndice C. Na análise dos dados do protótipo 1, não foi possível identificar nenhum tipo de padrão ou fonte relacionada com o aumento ou redução da vibração ao longo do tempo, porém no protótipo 2 houve um padrão de aumento na amplitude por volta dos 40 a 50 min de ensaio, os quais tinham uma duração total de aproximadamente 120 min, o que nos leva a escolher esta faixa para a análise de espectros do respectivo protótipo.

A Figura 33, está apresentando o espectro na direção axial de x no modo com CP com carga do protótipo 1, identificando desalinhamento angular  $1x$  rpm(19,99Hz) e  $2x$  rpm (39,46 – 41,45 Hz). Também apresenta sintomas de folgas em acoplamentos  $1\frac{1}{2}x$  rpm (29,03Hz).



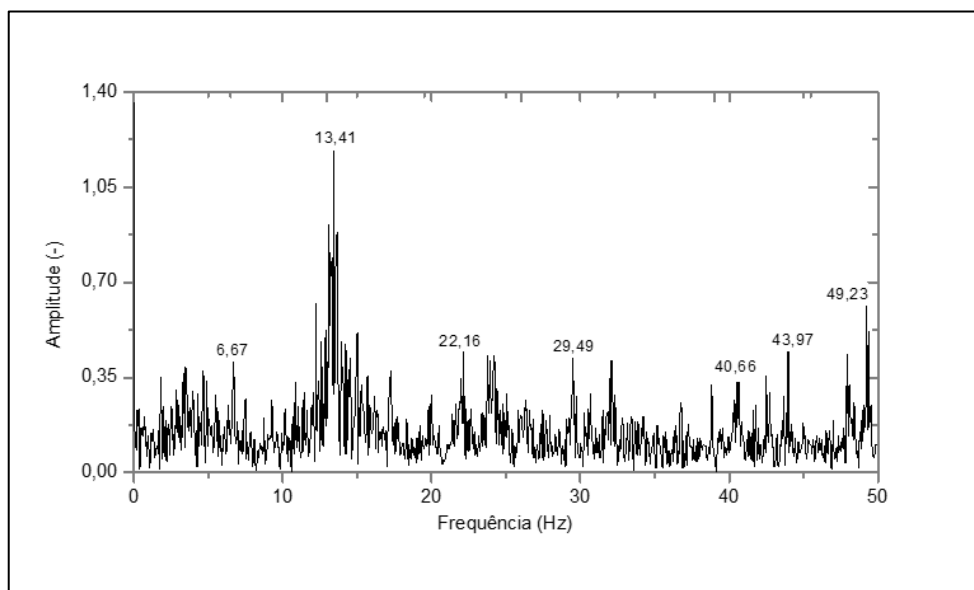
Figura 33 – Espectro de vibração do protótipo 1 na direção de x



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 34, apresenta o espectro na direção axial de x no modo com CP com carga do protótipo 2 na faixa dos 50 min de ensaio, no qual estão destacados múltiplos harmônicos (6,67 – 22,16 – 29,49 – 40,66 – 43,97 – 49,23) Hz que indicam um aumento significativo no atrito gerado pelo protótipo 2 em relação ao protótipo 1. Destaca-se o harmônico de 13,41 Hz, o qual pode ser o causador da mudança no padrão de vibração na faixa dos 40 ~ 50 min do protótipo 2, indicando variação no comportamento do ensaio ao atingir determinada faixa de tempo.

Figura 34 – Espectro de vibração do protótipo 2 na direção de x

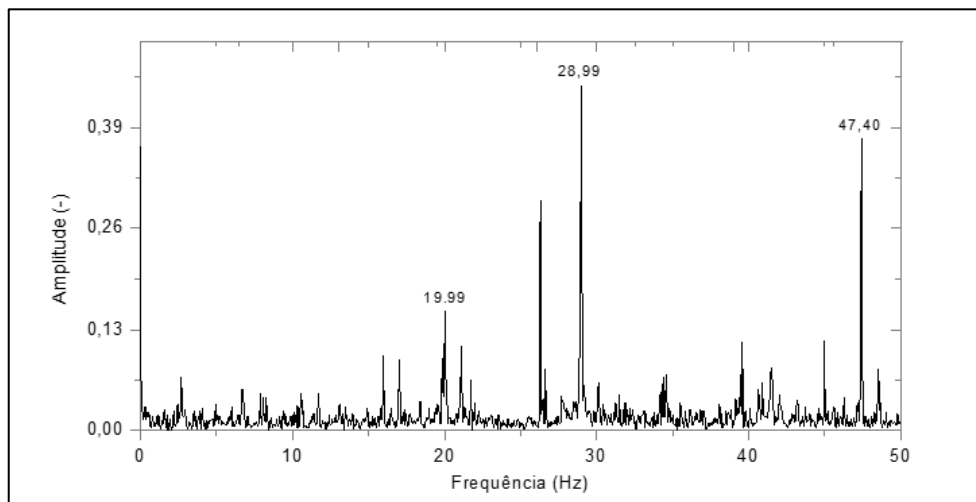


Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode-se observar também no espectro da Figura 34, uma leve diminuição no padrão de desalinhamento angular (40,66 – 43,97) Hz.

A Figura 35 apresenta o espectro de vibração na direção radial de y no modo com CP com carga do protótipo 1, no qual estão presentes múltiplas excitações, com picos em  $1x$  (19,99Hz),  $1\frac{1}{2}x$  (28,99Hz) e  $2\frac{1}{2}x$  (47,40Hz), supondo a um espectro com a presença de folga e atrito.

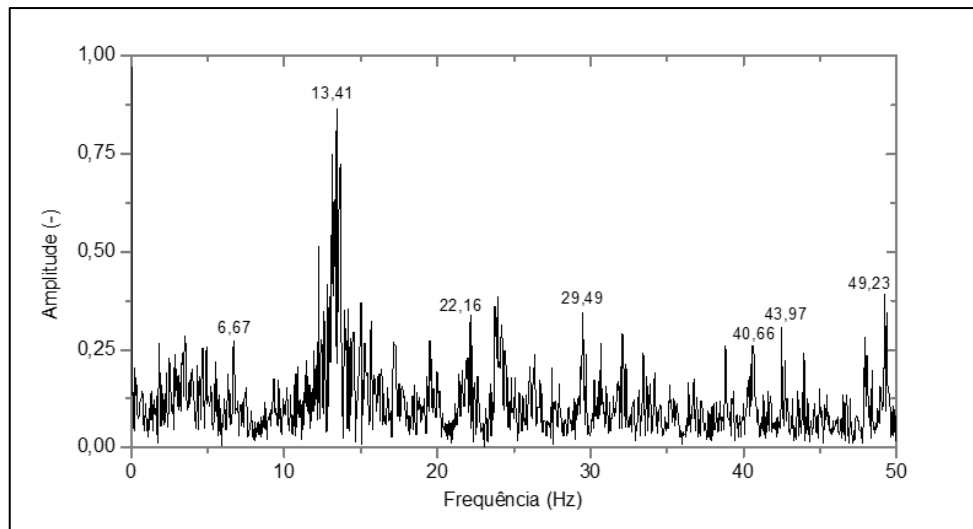
Figura 35 – Espectro de vibração protótipo 1 na direção de y



Fonte: Elaborado pelo autor.

O aumento do nível de atrito se mantém presente nos espectros na direção radial y do protótipo 2 conforme Figura 36, além do pico de 13,41Hz se manter como harmônico principal, indicando que esse desvio acontece tanto no plano x como no plano y do protótipo 2.

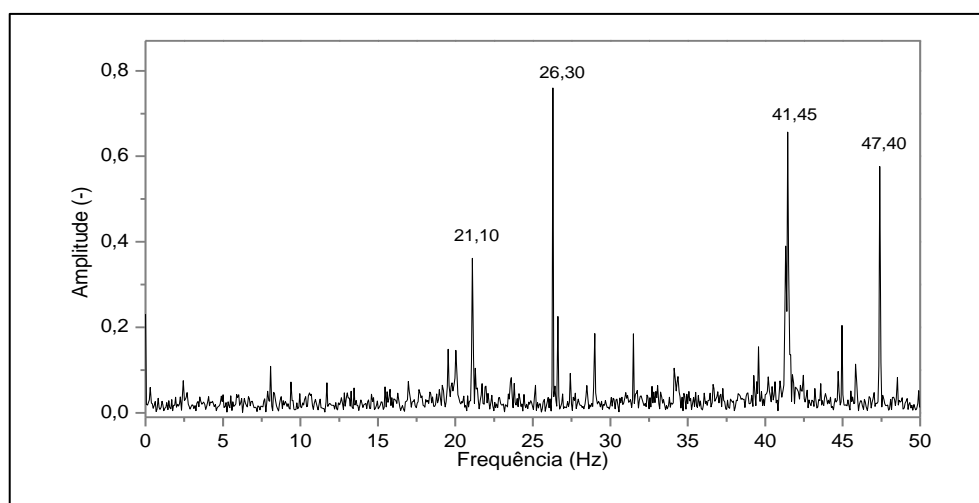
Figura 36 – Espectro de vibração protótipo 2 na direção de y



Fonte: Elaborado pelo autor.

Considerando que a direção radial z é a qual o mecanismo de aplicação de carga efetua suas funções foi observado conforme Figura 37 que apresenta o espectro de vibração na direção radial de z no modo com CP com carga do protótipo 1, a presença de harmônicos com picos em  $1x$  (21,10Hz),  $1\frac{1}{2}x$  (26,30Hz),  $2x$  (41,45) e  $2\frac{1}{2}x$  (47,40Hz), indicando folgas no plano transversal vertical z.

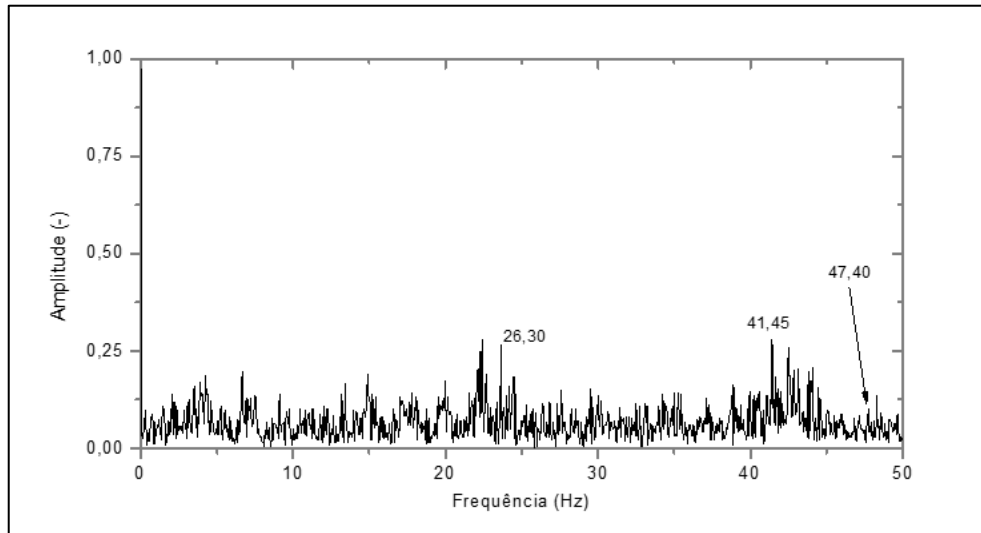
Figura 37 – Espectro de vibração protótipo 1 na direção de z



Fonte: Elaborado pelo autor.

Contudo no espectro do protótipo 2, o qual é apresentado na Figura 38, há uma diminuição na amplitude de espectros relacionado a folgas, assim supondo uma estabilidade maior no sistema de aplicação de carga.

Figura 38 – Espectro de vibração protótipo 2 na direção de z



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo fazer análise crítica operacional de um equipamento protótipo para ensaios de fadiga por flexão rotativa. Grande parte das falhas geradas em máquinas ocorre devido a um conjunto de cargas que variam no tempo, tipicamente em níveis de tensão inferiores aos valores da resistência do material usado.

A avaliação dos aspectos relacionados ao nível de vibração do equipamento, sistema de fixação da carga ao corpo de prova e a constância da força transversal durante o ensaio foi executada para quantificar seus efeitos e empregar melhorias.

Os valores encontrados experimentalmente para a vida em fadiga do AÇO SAE 1020 estão próximos a uma linha média, porém, não são valores fixos. Para determinada vida em fadiga, as tensões admissíveis situam-se em uma ampla faixa de tensões.

As modificações mecânicas empregadas no protótipo 1 ajudaram a melhorar o desempenho no ensaio de fadiga do protótipo 2, porém afetaram os níveis de vibração, sendo assim, houve um aumento de vibração de 16% no eixo x e de 68% no eixo y no equipamento, principalmente após a faixa dos 40 a 50 min de ensaio. Todavia, no eixo z as vibrações mantiveram-se estáveis, o que leva a crer que a haste roscada do protótipo 2 promove estabilidade semelhante a mola de compressão usada no protótipo 1.

O equipamento protótipo 2, e suas respectivas modificações projetadas, executou rampa de aceleração através de inversor de frequência que antes era feita de forma direta, a contagem do número de ciclos atuou corretamente, o sistema de aplicação de carga com haste roscada se manteve mais estável do que a mola de compressão do protótipo 1, sofrendo uma redução de 56% nas suas variações, além de contar com medição de forma direta por meio de célula de carga digital. A barra de distribuição de carga não alterou sua posição dentro do arranjo projetado para o equipamento. O sistema de rolamentos dos mancais aplicadores de carga e suas buchas internas carece de melhorias, pois geram atrito ao corpo de prova aumentando o nível de vibração.

Os resultados obtidos durante os ensaios com as análises executadas, mostram que o equipamento protótipo 2 teve boas respostas às modificações empregadas, tendo uma redução na variabilidade da vida das amostras ensaiadas, contudo o nível de vibração aumentou em relação ao protótipo 1.

## 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para futuras melhorias ou complementos para o presente trabalho, tem-se:

- a) realização de uma análise de vibração dividindo o equipamento em partes, assim identificando a origem com mais exatidão e indicando possíveis melhorias;
- b) analisar instrumentalmente o corpo de prova com strain gages medindo suas tensões sem rotação, porém aplicando carga transversal, assim quantificando possíveis restrições de momento fletor nas extremidades do corpo de prova;
- c) realização de mais ensaios utilizando o aço SAE 1020, gerando uma confiabilidade maior para o protótipo.
- d) sugere-se calcular a frequência natural da haste transversal de aplicação de carga para efeito de comparação com as frequências obtidas nos ensaios práticos.
- e) realização de modificação no sistema de aplicação de carga, cujo a proposta seja que a aplicação das cargas transversais seja promovida por pesos suspensos para avaliar principalmente os aspectos sobre uniformidade da carga.
- f) implementação de sistema ao equipamento que promova o efeito de bi apoiado ao corpo de prova, visando eliminar erros nos cálculos dos esforços internos.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Handbook of fatigue testing**. ASTM Special Technical Publication 566, Philadelphia, PA 19103, 2016.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Norma ASTM E466-15: Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. (Prática Padrão para Realização de Testes de Fadiga Axial com Força Controlada Constante para Materiais Metálicos)**. ASTM Internacional, West Conshohocken, PA 19428-2959, 2015.

BEER, F. P.; DEWOLF, J. T.; JR., E. R. J.; AL., E. **Estática e Mecânica dos Materiais**. Tradução Antônio Eustáquio de Melo Pertence. 1 ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. 727 p.

BOMIDI, John A R et al. Experimental and numerical investigation of torsion fatigue of bearing steel. **Journal of Tribology**, v. 135, 2013.

BRANDÃO, Rodrigo P. **Projeto mecânico de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa**. Projeto de graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

BRADY, Scott; MAIS, Jason. **Introduction guide to vibration monitoring**. SKF, 2002. Disponível em <[https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196802179ea/pdf\\_preview\\_medium/0901d196802179ea\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196802179ea/pdf_preview_medium/0901d196802179ea_pdf_preview_medium.pdf)>. Acesso em out. 2023.

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

DE TONI, Matheus. **Desenvolvimento de equipamento de ensaio de fadiga por flexão rotativa**. Projeto de graduação em Engenharia Mecânica – Universidade de Caxias do Sul, Bento Gonçalves, 2021.

DOWLING, Norman. **Comportamento Mecânico dos Materiais**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2017. 704 p.

LIMA, Francisco E; CORRÊA, Maurício. Correlação entre os parâmetros de rugosidade: uma abordagem matemática. **Revista Tecnológica de Fortaleza**, v. 29, n. 1, p. 110-116, 2008.

MARQUES, Fabrício C S; AREVALOS, Rodrigo M. **Modernização da máquina de fadiga por flexão rotativa do laboratório de ensaios de materiais**. Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília, Brasília, 2011.

MELO, Paulo R D. **Projeto e especificação de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa**. Projeto de graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Mossoró, 2017.

NETO, A dos R de F; ASSUNÇÃO, G S C; SANTOS, F D D dos; et al. **Vibrações Mecânicas**. Porto Alegre: SAGAH, 2021.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas – Uma abordagem integrada**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

PHYPHOX. **Phyphox Sensor Database**. Disponível em <<https://phyphox.org/sensordb/>>. Acesso em out. 2023.

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

SCHEFFER, Cornelius; GIRDHAR, Paresh. **Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance**. Elsevier, 2004. 264p.

TELES, José C S. **Projeto e Construção de uma Máquina de Ensaio por Flexão Rotativa**. Monografia de conclusão de curso em Engenharia Automotiva – Universidade de Brasília, Brasília, 2015.





## APÊNDICE B – CÁLCULOS ANALÍTICOS REALIZADOS NO MATLAB

### • CÁLCULO DA MÉDIA SUT E DP

`%%Cálculo Sut médio e desvio padrão conforme ensaio de tração para CP de aço 1020.`

`CP1 = 469.59;`

`CP2 = 452.03;`

`CP3 = 456.61;`

`Sut = (CP1+CP2+CP3)/3 %% Sut médio`

`DP = sqrt(((Sut-CP1)^2)+((Sut-CP2)^2)+((Sut-CP3)^2)/(3-1)) %% Desvio Padrão`

### • CÁLCULOS DA FREQUÊNCIA NATURAL DA MOLA

`%% Cálculo da frequência natural da mola de compressão.`

`d=5; %% Diâmetro do fio da mola [mm].`

`D=45; %% Diâmetro médio da espira [mm].`

`na=9.5; %% Numero de esfirras ativas.`

`y=0.00000785; %% Peso específico do material [N/m³].`

`k=14000; %% Constante de mola "k" [N/m].`

`wa=((pi)^2*(d)^2*D*na*y)/4 %% Peso da mola [N].`

`Fn=1/2* sqrt(k/wa) %% Frequência natural da mola [Hz].`

## APÊNDICE C – MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO

A figura 1.C apresenta as medições de vibração realizadas ao longo da execução dos ensaios do protótipo1.

Figura 1.C - Gráfico de células do protótipo 1.

CP1	AX (m/s <sup>2</sup> ) RMS	AY (m/s <sup>2</sup> ) RMS	AZ (m/s <sup>2</sup> ) RMS	A (m/s <sup>2</sup> ) RMS
10 min	2,060	0,790	1,240	2,531
20 min	1,810	0,580	1,360	2,337
30min	1,780	0,590	2,380	3,030
40 min	1,910	0,610	1,910	2,769
50 min	2,510	0,580	3,010	3,962
CP2	AX (m/s <sup>2</sup> ) RMS	AY (m/s <sup>2</sup> ) RMS	AZ (m/s <sup>2</sup> ) RMS	A (m/s <sup>2</sup> ) RMS
10 min	1,570	0,780	1,460	2,281
20 min	2,430	0,670	1,470	2,918
30min	1,870	0,750	1,340	2,420
40 min	1,880	0,560	1,530	2,488
50 min	1,760	0,600	1,310	2,275
CP3	AX (m/s <sup>2</sup> ) RMS	AY (m/s <sup>2</sup> ) RMS	AZ (m/s <sup>2</sup> ) RMS	A (m/s <sup>2</sup> ) RMS
10 min	1,850	0,680	1,260	2,389
20 min	1,920	0,660	1,360	2,444
30min	1,960	0,640	1,180	2,376
40 min	1,780	0,540	1,660	2,493
50 min	2,120	0,620	1,710	2,793
60 min	3,920	0,760	1,250	4,184
70 min	1,750	0,600	1,320	2,273

Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 2.C apresenta as medições de vibração realizadas ao longo da execução dos ensaios do protótipo 2.

Figura 2.C - Gráfico de células do protótipo 2.

<b>CP1</b>	$\lambda X$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	$\lambda Y$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	$\lambda Z$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	RMA (m/s <sup>2</sup> ) RM	RME
10 min	6,840	5,150	2,430		8,900
20 min	4,400	3,490	1,480		5,808
30 min	4,660	3,710	1,710		6,197
40 min	4,110	3,810	1,570		5,820
50 min	6,420	4,830	2,720		8,482
60 min	5,780	5,240	1,550		7,954
70 min	5,430	4,240	1,750		7,154
80 min	4,610	3,980	1,560		6,287
90 min	5,800	4,750	1,730		7,694
100 min	5,030	3,990	1,690		6,639
Média	5,314	4,319	1,819		7,094
Desv Padrão	0,902	0,626	0,414		1,117
<b>CP2</b>	$\lambda X$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	$\lambda Y$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	$\lambda Z$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	RMA (m/s <sup>2</sup> ) RM	RME
10 min	4,100	3,250	1,370		5,408
20 min	4,870	3,730	1,400		6,292
30 min	5,040	4,200	1,200		6,669
40 min	5,080	5,090	1,660		7,380
50 min	6,560	5,850	2,560		9,155
60 min	5,160	4,000	1,390		6,675
70 min					
80 min	4,030	3,950	1,340		5,800
90 min	4,820	3,990	1,410		6,414
100 min	4,810	3,920	1,380		6,357
110 min	5,320	4,490	1,460		7,113
Média	4,979	4,247	1,517		6,726
Desv Padrão	0,699	0,740	0,384		1,027
<b>CP3</b>	$\lambda X$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	$\lambda Y$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	$\lambda Z$ (m/s <sup>2</sup> ) RM	RMA (m/s <sup>2</sup> ) RM	RME
10 min	5,200	3,960	1,440		6,693
20 min	3,960	3,270	1,380		5,318
30 min	5,010	4,000	1,480		6,580
40 min	5,750	4,420	1,580		7,423
50 min	4,190	3,190	1,450		5,462
60 min	4,180	3,430	1,420		5,591
70 min	3,600	2,570	1,320		4,616
80 min	2,290	2,340	1,220		3,494
90 min	2,860	2,240	1,180		3,820
100 min	3,600	3,380	1,430		5,141
110 min	4,670	3,270	1,510		5,898
Média	4,119	3,279	1,401		5,458
Desv Padrão	1,021	0,692	0,120		1,193

Fonte: Elaborado pelo auto