

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

**ANDERSON ZANGALLI**

**ANÁLISE DE FALHAS E REDIMENSIONAMENTO DAS MOLAS DO**  
**ALIMENTADOR VIBRATÓRIO BASE 390**

**CAXIAS DO SUL**

**2022**

**ANDERSON ZANGALLI**

**ANÁLISE DE FALHAS E REDIMENSIONAMENTO DAS MOLAS DO  
ALIMENTADOR VIBRATÓRIO BASE 390**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado  
como parte do requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica à  
Universidade de Caxias do Sul.

Orientador: Prof. Ms. Paulo Roberto Linzmaier

**CAXIAS DO SUL**

**2022**

**ANDERSON ZANGALLI**

**ANÁLISE DE FALHAS E REDIMENSIONAMENTO DAS MOLAS DO  
ALIMENTADOR VIBRATÓRIO BASE 390**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado  
como parte do requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica à  
Universidade de Caxias do Sul.

Orientador: Prof. Ms. Paulo Roberto Linzmaier

**Aprovado em: 08/12/2022**

**Banca Examinadora:**

---

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

---

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

---

Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul

## RESUMO

Os alimentadores vibratórios são componentes essenciais em processos automatizados que requisitam alimentação de peças previamente orientadas. Para tal, devem fornecer confiabilidade e baixa manutenção ao sistema, pois frequentemente são inseridos em células de fabricação autônomas. O caso estudado por este trabalho busca sanar as falhas que ocorrem nas molas dos alimentadores vibratórios. As molas são responsáveis por definir e limitar o movimento que é transmitido para os componentes, onde uma falha resulta no desequilíbrio do movimento das peças, causando perda de rendimento, choque mecânico dos componentes internos, gerando ruídos ao ambiente de trabalho e crescendo custos de manutenção corretiva. Nesse sentido, o presente trabalho aborda a análise das falhas e utiliza ferramentas de modelamento por elementos finitos para compreender as atuais solicitações e redimensionar as molas, propondo uma solução para aumento na resistência mecânica desse componente, visando a vida infinita. As análises de tensões von Mises obtiveram valores acima do limite corrigido de resistência à fadiga e a análise modal apresentou frequências naturais próximas a frequência de excitação do eletroímã, estabelecendo condições para a ocorrência das falhas. O reprojeto da mola apresentou redução de 32% no valor da tensão, ficando abaixo do valor de limite corrigido de resistência e fadiga, caracterizando a vida infinita e obteve aumento da distância entre as frequências naturais e de excitação, evitando ocorrência de possíveis modos de ressonância. Contudo houve diminuição na rigidez elástica do conjunto em 21,26% que será avaliada em novos protótipos de desenvolvimento.

**Palavras-chave:** Alimentador vibratório, mola, elementos finitos.

## ABSTRACT

Vibrating feeders are essential components in automated processes that require the feeding of previously oriented parts. To do so, it must provide reliability and low maintenance to the system, as they are often inserted in autonomous manufacturing cells. The case studied in this work seeks to remedy the failures that occur in the springs of vibrating feeders. The springs are responsible for defining and limiting the movement that is transmitted to the components, where a failure results in the imbalance of the movement of the parts, causing loss of performance, mechanical shock of the internal components, generating noise in the work environment and increasing costs of corrective maintenance. In this sense, the present work addresses the analysis of failures and uses finite element modeling tools to understand the adapted adaptations and resize the springs, proposing a solution to increase the mechanical resistance of this component, aiming at infinite life. The von Mises stress analyzes obtained values above the corrected limit of resistance to fatigue and the modal analysis presented natural frequencies close to the electromagnet learning frequency, establishing conditions for the occurrence of failures. The redesign of the spring showed a 32% reduction in the tension value, remaining below the value of the corrected resistance and fatigue limit, characterizing infinite life, and obtained an increase in the distance between the natural and excitation frequencies, avoiding the occurrence of possible modes of symptoms . However, there was a decrease in the titanic resistance of the set by 21.26%, which will be evaluated in new development prototypes.

Keywords: Vibrating feeder, spring, finite elements.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Alimentador vibratório .....	9
Figura 2 - Diagrama de força cortante e momento fletor .....	12
Figura 3 - Variação de tensão em uma seção .....	12
Figura 4- Diagrama S-N .....	14
Figura 5 - Exemplo de tensão flutuante senoidal .....	16
Figura 6 - Exemplo de geração de malha de elementos finitos .....	17
Figura 7 - Tipo de elementos finitos.....	18
Figura 8 - Razão de aspecto.....	19
Figura 9 - Modos naturais de vibração .....	20
Figura 10 - Esquema do eletroímã.....	21
Figura 11 - Montagem do feixe de molas de um alimentador vibratório .....	22
Figura 12 - Seção da falha em uma mola .....	23
Figura 13 - Fluxograma das atividades.....	24
Figura 14 - Relógio apalpador posicionado na posição para coletar dados de rotação .....	25
Figura 15 - Modelo 3D com malha e condições de contorno.....	26
Figura 16 - Deslocamentos do modelo 3D na coordenada Y .....	28
Figura 17- Deslocamento do modelo 3D na coordenada X.....	28
Figura 18 - Modo de vibração na frequência de 55,61 Hz .....	29
Figura 19 - Gradiente de tensões von Mises obtido do modelo 3D .....	30
Figura 20 - Modelo 3D simplificado .....	31
Figura 21 - Gradiente de tensões von Mises do modelo 3D simplificado.....	32
Figura 22 - Gradiente de tensões von Mises do modelo reprojetoado .....	33
Figura 23 - Deslocamentos do modelo 3D reprojetoado na coordenada Y.....	34

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 - Valores de deslocamento coletados.....	25
Tabela 2 - Comparativo dos deslocamentos coletados x simulados.....	28
Tabela 3 - Frequências naturais obtidas do modelo 3D.....	29
Tabela 4 - Frequências naturais obtidas do modelo 3D reprojetoado .....	34

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>9</b>
1.1	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	10
1.2	OBJETIVOS .....	10
1.2.1	<b>Objetivo geral.....</b>	10
1.2.2	<b>Objetivo específicos.....</b>	10
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>11</b>
2.1	DIAGRAMA DE FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR .....	11
2.2	FÓRMULA DA FLEXÃO.....	12
2.3	MÉTODOS DE VIDA SOB FADIGA .....	13
2.3.1	<b>Método da Tensão-Vida .....</b>	13
2.4	LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA.....	14
2.4.1	<b>Fatores modificadores do limite de resistência a fadiga.....</b>	14
2.4.2	<b>Resistencia à fadiga.....</b>	15
2.5	CARACTERIZAÇÃO DE TENSÕES FLUTUANTES.....	16
2.6	MÉTODOS ELEMENTOS FINITOS .....	17
2.6.1	<b>Tipo de elementos finitos.....</b>	18
2.6.2	<b>Qualidade da malha.....</b>	18
2.6.3	<b>Análise Modal.....</b>	19
2.7	FORÇA EXERCIDA POR UM ELETROIMÃ .....	20
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>22</b>
3.1	DETALHAMENTO DO OBJETO DE ESTUDO .....	22
3.2	PROPOSTA DE TRABALHO .....	23
3.3	COLETA DE INFORMAÇÕES .....	25
3.4	ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS .....	26
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>27</b>
4.1	VERIFICAÇÃO DA RESISTENCIA À FADIGA.....	27



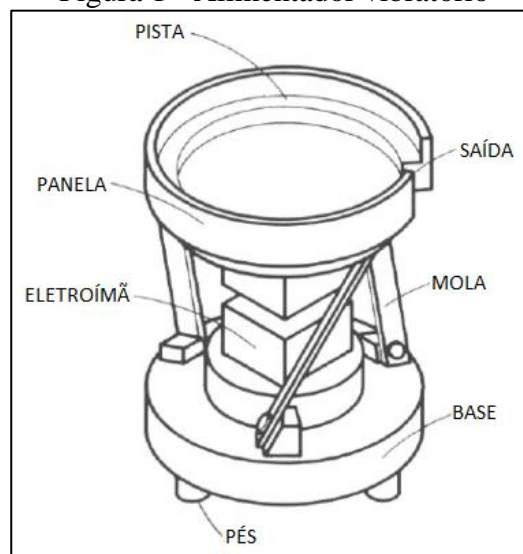
4.2	AVALIAÇÃO DOS DESLOCAMENTOS NA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS .....	27
4.3	RESULTADOS DA ANÁLISE DE FREQUENCIAS NATURAIS .....	29
4.4	RESULTADOS DA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS .....	30
4.5	AJUSTES NO MODELO INICIAL E ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS .....	31
4.6	REPROJETO DA MOLA .....	32
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>35</b>
<b>6</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>36</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>37</b>
	<b>APÊNDICE A – MODOS DE VIBRAÇÃO OBTIDOS DO MODELO 3D.....</b>	<b>39</b>
	<b>APÊNDICE B – VERIFICAÇÃO DA QUALIDADE DA MALHA.....</b>	<b>42</b>
	<b>APÊNDICE C – MODOS DE VIBRAÇÃO OBTIDOS DO MODELO 3D REPROJETADO .....</b>	<b>44</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Os alimentadores vibratórios são equipamentos essenciais para os sistemas de produção automatizados que exigem alto índice de produção, pois são capazes de realizar a triagem das peças em orientações pré-determinadas e alimentar os processos de produção. Possuem estrutura simples e robusta quando comparado as demais soluções de alimentação baseadas em visão computacional ou garras robóticas.

A Figura 1 ilustra a estrutura genérica de um alimentador vibratório, consistindo de uma panela com pistas em espiral, que possui obstáculos personalizados para a triagem das peças. A panela é conectada por molas a uma base fixa montada sobre pés amortecedores. O eletroímã fixado na base é um acionamento elétrico controlável que fornece oscilações ao conjunto. As molas são responsáveis por absorver a oscilação do eletroímã e transmiti-las para a panela, que por sua vez transmite movimento para as peças, realizando a triagem e direcionando as peças para a saída de alimentação dos processos. (STOCKER, SCHMID, REINHART, 2019).

Figura 1 - Alimentador vibratório



Fonte: Adaptado de STOCKER, SCHMID, REINHART (2019)

Em Caxias do Sul, a empresa G&A Cemin desenvolve e fabrica alimentadores vibratórios de acordo com a necessidade específica de cada cliente. Preocupada com a qualidade, robustez e desempenho de seus produtos, a empresa busca realizar melhorias contínuas. Para tal, disponibilizou dados do alimentador vibratório base 390 para o desenvolvimento deste trabalho.

Entre os dados disponibilizados, a incidência de falha na mola adicionada com os transtornos relacionados a custos de manutenção, parada de linha de produção, gastos com frete

e clientes insatisfeitos definiram o objeto de estudo deste trabalho. Portanto, o estudo das falhas e o redimensionamento das molas será de grande valia para sanar este problema.

## 1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Para os projetistas, o esforço atual está em propor soluções eficientes para satisfazer as necessidades de produtividade, de consumo de energia e de emissão de ruídos. Inclusive a necessidade da redução de custos de manutenção (RADE et al., 2013). Dessa forma a mola, objeto de estudo deste trabalho é considerada um componente crítico, deve ter suas falhas analisadas e ser redimensionada corretamente, a fim de reduzir as ocorrências de falhas e consequentemente os custos de manutenção.

A análise das falhas permitirá a compreensão da fratura da mola, enquanto o redimensionamento permitirá o aumento da resistência mecânica e da vida útil.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Análise das falhas e realização do redimensionamento da mola de um alimentador vibratório, utilizando cálculos de fadiga e a busca pela preservação das características de rigidez elástica do sistema.

### 1.2.2 Objetivo específicos

Para concluir o objetivo geral deste trabalho, os seguintes objetivos específicos devem ser atingidos:

- Analisar as falhas;
- Obter dados de materiais, solicitações mecânicas e deslocamentos;
- Calcular fadiga e realizar estudos baseados em elementos finitos;
- Redimensionamento da mola do alimentador vibratório.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Na análise de peças mecânicas que falharam durante o serviço, é possível observar que existem falhas em peças submetidas a cargas inferiores aos limites de tração ou escoamento. Essas peças sofrem danos localizados e progressivos pela submissão a carregamentos cíclicos e acabam falhando precocemente por fadiga (MOATAMEDI et al., 2021).

O presente capítulo abordará temas ligados diretamente ao estudo deste trabalho. Inicialmente são abordados tópicos relacionados aos esforços e solicitações frequentes em peças mecânicas. Posteriormente são tratados assuntos relacionados aos métodos de vida sob fadiga e elementos finitos. Por fim, será abordado brevemente o funcionamento de um eletroímã.

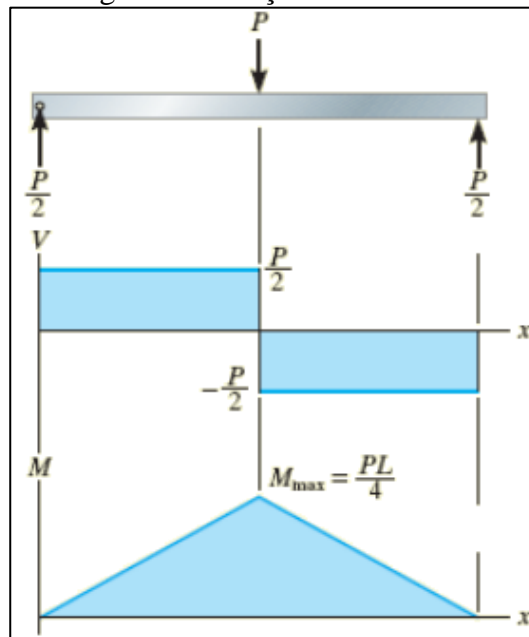
### 2.1 DIAGRAMA DE FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR

Ao aplicar cargas perpendiculares em uma viga, são desenvolvidas forças cortantes e momentos fletores internos que possuem a intensidade variável ao longo de seu eixo. Para determinar os pontos máximos correspondente a essas solicitações, pode-se expressar a força cortante e o momento fletor como funções ao longo comprimento da viga e representar os resultados de forma gráfica, denominados de diagramas de força cortante e momento fletor. (HIBBELER, 2004).

A Figura 2 ilustra uma viga sujeita a carga perpendicular denominada P, com os diagramas de força cortante e momento fletor. No dimensionamento de uma viga é importante saber de que forma ocorre a variação das solicitações e quais os valores máximos e mínimos, para assim escolher os materiais e definir as características (GERE et al., 2018).

Entretanto, para determinar as cargas internas será usado o método das seções, onde são efetuados cortes imaginários ao longo da viga, para obter os valores de força cortante e momento fletor local.

Figura 2 - Diagrama de força cortante e momento fletor



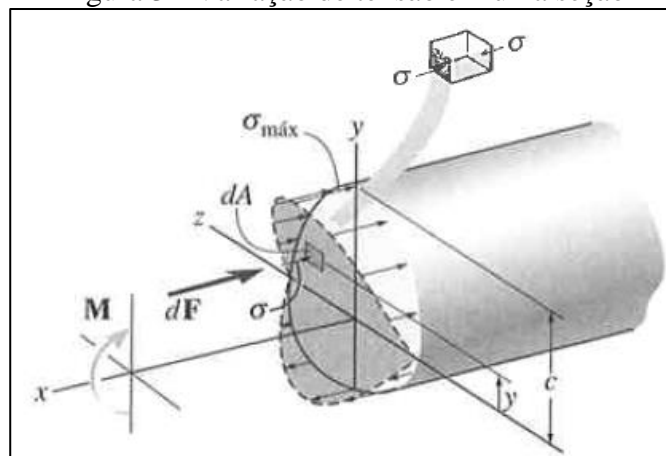
Fonte: HIBBELER (2004)

## 2.2 FÓRMULA DA FLEXÃO

A distribuição de tensão longitudinal de uma viga e o momento fletor resultante interno podem ser relacionados pela fórmula da flexão, cujo requisito é que o material da viga se comporte de acordo com a lei de Hooke, estabelecendo variações lineares entre deformação normal e tensão normal. (HIBBELER, 2004).

Dependendo do ponto de análise da seção transversal, valores de tensão de tração ou compressão são encontrados. Na Figura 3, os elementos localizados em valores de  $y$  positivo estão sob tensões de compressão.

Figura 3 - Variação de tensão em uma seção



Fonte: HIBBELER (2004)

Para determinar a tensão máxima atuando na seção, além da localização do eixo neutro, é necessário localizar o centroide da região. Após, com as devidas simplificações feitas a partir de uma integral, obtém-se a equação para calcular a máxima tensão em um elemento:

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

onde:

$\sigma_{\max}$  = tensão normal máxima no elemento (MPa);

M = momento interno resultante (N.mm);

I = momento de inércia da área da seção transversal em torno do eixo neutro (mm<sup>4</sup>);

c = distância do eixo neutro ao elemento, no qual atua  $\sigma_{\max}$  (mm).

## 2.3 MÉTODOS DE VIDA SOB FADIGA

Os métodos utilizados no desenvolvimento de projetos e nas análises da vida sob fadiga, visam obter valores de N ciclos para pré-determinar a vida de um componente até a ocorrência da falha. Os três principais são os métodos de tensão-vida, deformação-vida e mecânica de fratura linear elástica.

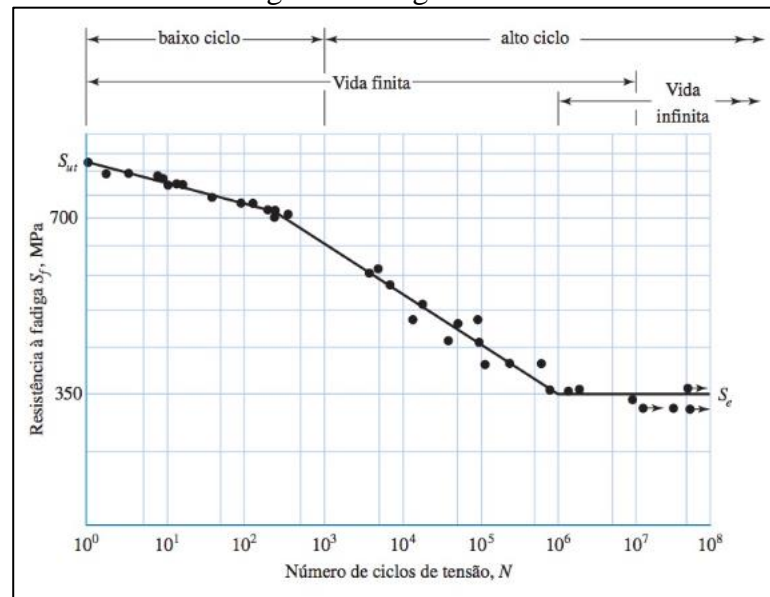
O método de tensão-vida que será abordado neste trabalho, é o método mais tradicional, sendo pela simplicidade na implementação, diversidade de dados publicados e por representar adequadamente as aplicações de alta ciclagem (BUDYNAS et al., 2016), como é o caso das molas dos alimentadores vibratórios.

### 2.3.1 Método da Tensão-Vida

A resistência à fadiga de um material é obtida perante o ensaio de diversos corpos de prova por meio de ciclos de tensões alteradas, variando entre intervalos de tração e compressão. Os resultados posteriormente são traçados em um diagrama S-N, apresentado pela Figura 4. Na ordenada do diagrama estão os valores de resistência a fadiga Sf e em correspondência, o número de ciclos N na abcissa.

Resultados de componentes em falha com ciclos de  $1 \leq N \leq 10^3$  classificam a falha como fadiga de baixo ciclo, enquanto os ciclos com  $N > 10^3$ , classificam como fadiga de alto ciclo (BUDYNAS et al., 2016).

Figura 4- Diagrama S-N



Fonte: BUDINAS et al. (2016)

O diagrama S-N da Figura 4, apresenta duas regiões que podemos ser divididas em região de vida finita e região de vida infinita. O limiar entre as duas regiões está situação entre 10<sup>6</sup> e 10<sup>7</sup> ciclos para os aços.

## 2.4 LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Caso não existam dados disponíveis de resistência à fadiga para determinado material, pode-se estimar valores aproximados de  $S_e'$ , a partir de valores obtidos de ensaios de resistência à tração do material (NORTON, 2013).

Para os aços o limite de resistência a fadiga é calculado da seguinte forma.

$$S_e' = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2)$$

### 2.4.1 Fatores modificadores do limite de resistência a fadiga

Os dados de resistências à fadiga ou a limites de fadiga obtidos de ensaios com corpos de prova padrão devem ser modificados para representar as diferenças físicas entre os corpos de prova e a peça real que está sendo projetada.

BUDYNAS (2016), cita que Marin identificou fatores que quantificaram características dos elementos reais, tais como: efeitos da condição de superfície, do tamanho, do carregamento, da temperatura entre outros. Para tais fatores, a seguinte equação foi elaborada:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (3)$$

onde,

$k_a$  = 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 diversos;

$S_e'$  = limite de resistência para corpos de prova;

$S_e$  = limite de resistência corrigido de uma peça real em condição de uso.

#### 2.4.2 Resistência à fadiga

A região de fadiga de baixa ciclagem estende-se de  $N = 1$  até cerca de  $N = 10^3$  ciclos. Nessa região a resistência à fadiga  $S_f$  é apenas ligeiramente menor que a resistência à tração  $S_{ut}$  (BUDYNAS et al., 2016).

A condição de vida finita é válida até o limite de  $10^6$  ciclos, dado que carregamentos dinâmicos inferiores a  $10^3$  ciclos são pouco significativos para a condição de fadiga. Na expressão matemática abaixo, está relacionado o número de ciclos ( $N$ ) com o limite de fadiga para vida finita  $S_f$  na forma:

$$S_f = aN^b \quad (4)$$

onde:

$a$  = constante da equação da vida finita;

$N$  = número de ciclos;

$b$  = expoente da equação da vida finita.

Situações com carregamentos dinâmicos superiores a  $10^6$  ciclos são caracterizadas pela condição de vida infinita. Existem critérios de avaliação específicos que permitem correlacionar regiões de aceitação para as combinações de tensões alternadas e tensões média. Os critérios de avaliação são de Goodman, Gerber e ASME-Elíptico. (ALMEIDA, 2018).



## 2.5 CARACTERIZAÇÃO DE TENSÕES FLUTUANTES

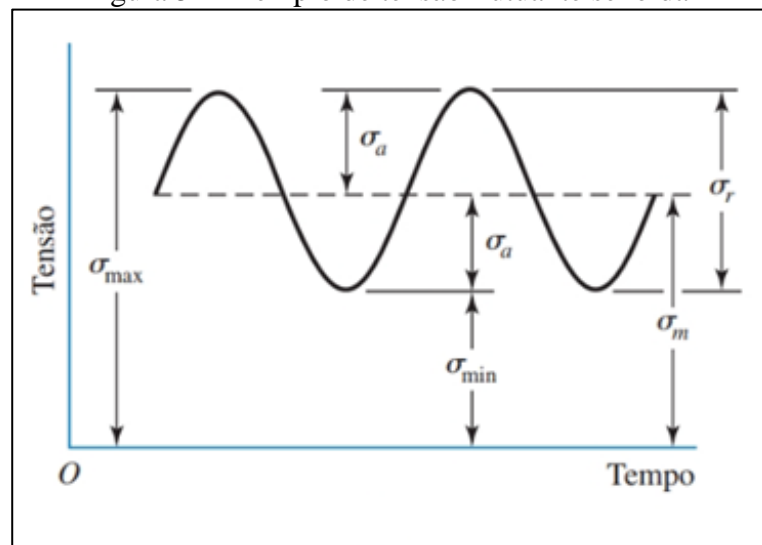
As tensões flutuantes têm como características padrões periódicos que exibem um valor máximo e um valor mínimo de tensão, denominados  $\sigma_{max}$  e  $\sigma_{min}$  respectivamente. Analisando o padrão da força, as equações para  $\sigma_m$  que é a componente média da variação da força e  $\sigma_a$  que é a amplitude da componente alternada da força podem ser definidas (BUDYNAS et al., 2016).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (5)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (6)$$

A Figura 5 ilustra as componentes da tensão flutuante. A variação da tensão é representada por  $\sigma_r$ .

Figura 5 - Exemplo de tensão flutuante senoidal



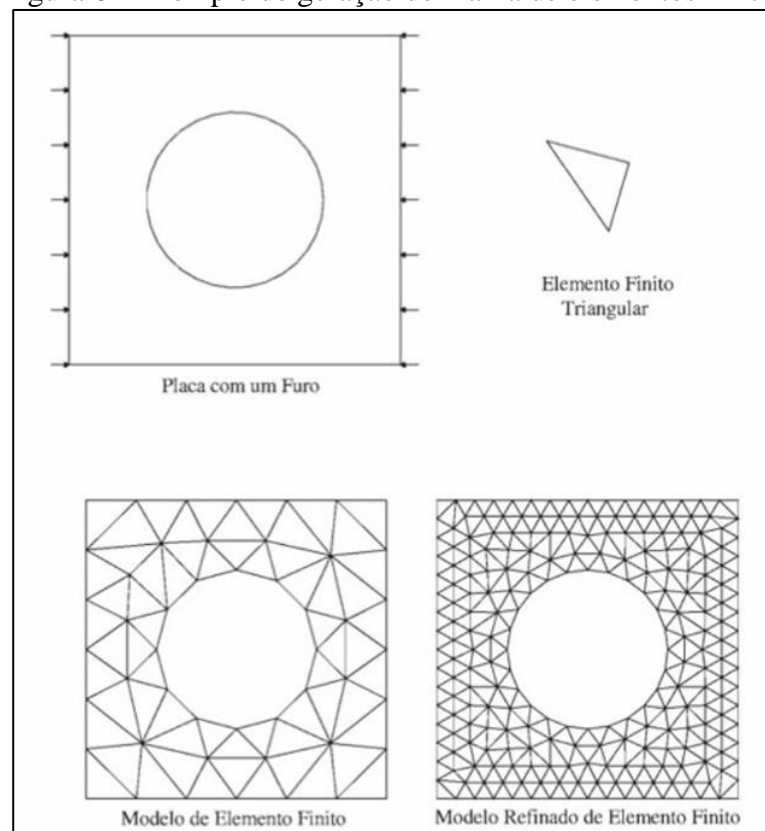
Fonte: BUDYNAS et al. (2016)

## 2.6 MÉTODOS ELEMENTOS FINITOS

O método de elementos finitos (MEF) é uma aproximação numérica que possibilita desenvolvimento de estudos com soluções aproximadas para problemas de engenharia, tais como: análise de tensões, deslocamentos e deformações. Em comparação, os métodos clássicos usam equações diferenciais para obter soluções, contudo quando se trata de geometrias complexas se torna impossível a resolução.

O princípio do MEF é dividir o componente estudado, em elementos finitos, conectados por nós, gerando uma malha de elementos finitos, conforme ilustra a Figura 6. A solução é determinada por meio de um programa de computador que calcula e apresenta o resultado para cada elemento. A exatidão da solução depende do número de elementos usados para descrever o componente, de tal modo que a solução melhora com o aumento do número de elementos, mas em contra partida o tempo computacional para solução é maior. (FISH et al., 2009).

Figura 6 - Exemplo de geração de malha de elementos finitos



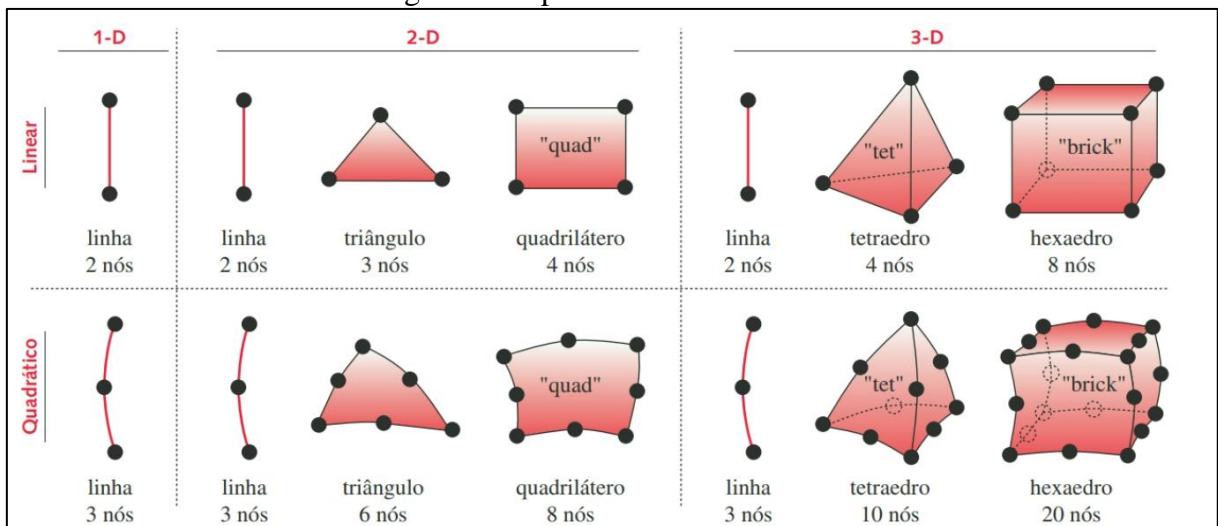
Fonte: FISH et al. (2009)

### 2.6.1 Tipo de elementos finitos

Segundo Norton (2013), os elementos de uma malha podem ser de uma, duas ou três dimensões e podem ser de diferentes ordens de funções, que são utilizadas para interpolar o deslocamento no interior do elemento. Na Figura 7, estão representados alguns dos elementos mais comuns, agrupados pelo tipo de dimensão e ordem.

Elementos de linha 1-D apresentam bons resultados para estruturas de vigas e treliças, podendo apenas transmitir força e não conseguindo suportar momentos atuantes nos nós. Elementos de linha 2-D podem representar vigas com momentos e forças em duas direções. E os elementos de linha 3-D podem representar eixos com momentos e torques em conjunto com forças em três direções.

Figura 7 - Tipo de elementos finitos



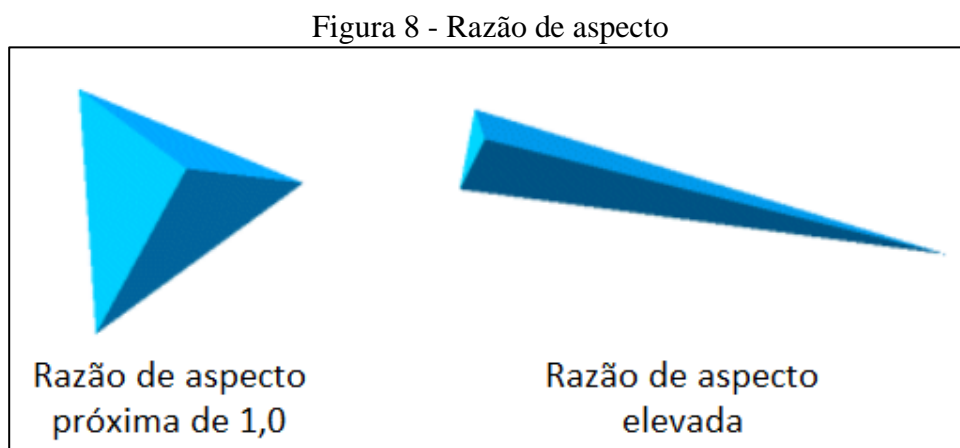
Fonte: NORTON (2013)

### 2.6.2 Qualidade da malha

A qualidade da malha é imprescindível para a precisão dos resultados. O *software* SolidWorks® dispõe de duas verificações para medir a qualidade dos elementos em uma malha, a verificação de proporção e verificação da taxa jacobiana. Uma malha com elementos uniformes e de arestas com comprimento igual, permite melhor resultado, mas na maioria dos casos não é possível. Geometrias complexas, nervuras, cantos e recursos fino podem influenciar na formação de elementos com arestas mais longas que outros.

A verificação de proporção utiliza um elemento perfeito como base para calcular as razões de aspecto de outros elementos. A razão de aspecto de um elemento é a razão entre a aresta mais longa e a normal mais curta e por definição, a razão de um elemento perfeito é 1,0.

A Figura 8 ilustra na esquerda um elemento que possui razão próxima a 1,0 e na direita um elemento com alta razão de aspecto. O software calcula razão de aspecto para verificar a qualidade da malha e define que, uma malha de boa qualidade tem uma razão de aspecto menor que 5 para cerca de 90% de seus elementos. DASSAULT SYSTEMES (2021).



Fonte: Adaptado de DASSAULT SYSTEMES (2021)

Na verificação da taxa jacobiana, o desvio de forma de um elemento é medido e comparado com o formato ideal. Modelos com cantos agudos tendem a distorcer o elemento e gerar resultados imprecisos. A taxa jacobiana de um elemento perfeito é 1,0 e para a malha ter boa qualidade, a taxa deve estar entre 1 e 10 para cerca de 90% de seus elementos. Valores maiores são aceitáveis em regiões longe das áreas críticas de análise.

No entanto, nas áreas críticas para a simulação, será necessário refinar a malha localmente para reduzir as taxas jacobianas e a razão de aspecto para os elementos de baixa qualidade e melhorar os resultados da simulação.

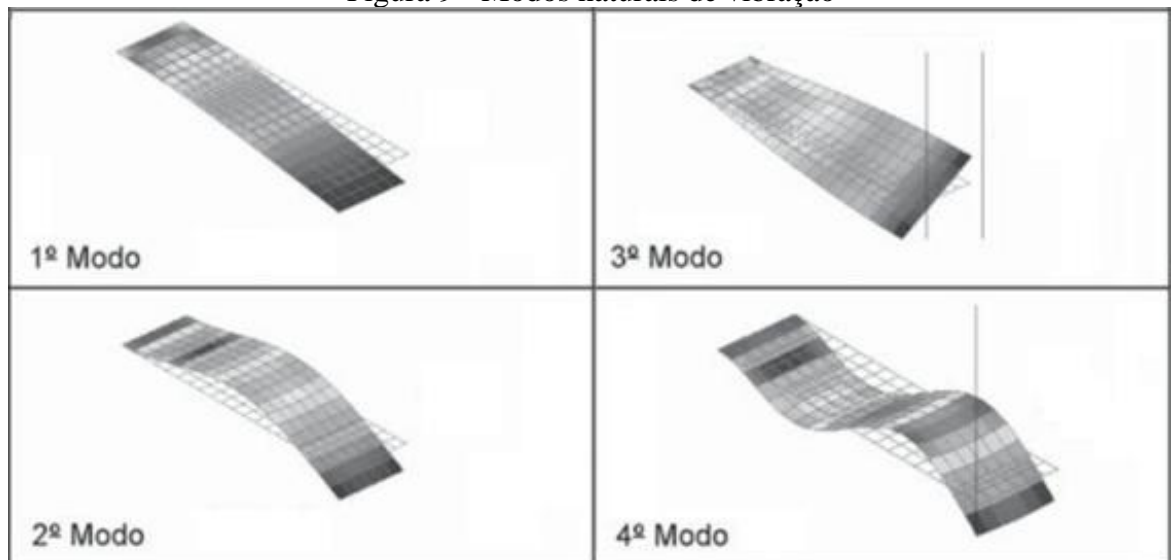
### 2.6.3 Análise Modal

Segundo Norton (2013), o MEF também é capaz de realizar análise modal, apresentando a frequência natural e os modos de vibração de uma estrutura. Os resultados podem ser obtidos a partir de malhas mais grosseiras do que as geradas em análises de tensões e deformações, mas a seleção adequada do tipo de elemento, convergência e condições de contorno são indispensáveis. O refino de malha localizado pode ser relevado em análises simples, que não

possuam tensões dinâmicas variáveis, uma vez que na análise modal são usadas as propriedades globais dos componentes em vez das propriedades locais.

A análise modal reflete o comportamento básico do componente e prevê como ele responderá ao carregamento dinâmico. Na Figura 9 é representado quatro modos possíveis de vibração de uma placa. Os resultados obtidos pelas características próprias da rigidez e inércia dos componentes indicam as frequências que podem ser perigosas e que devem ser evitadas. As frequências mais perigosas estão entre os primeiros modos de vibrar do componente, portanto deve-se evitar a coincidência das frequências de excitação com as frequências naturais. (FILHO, 2009).

Figura 9 - Modos naturais de vibração

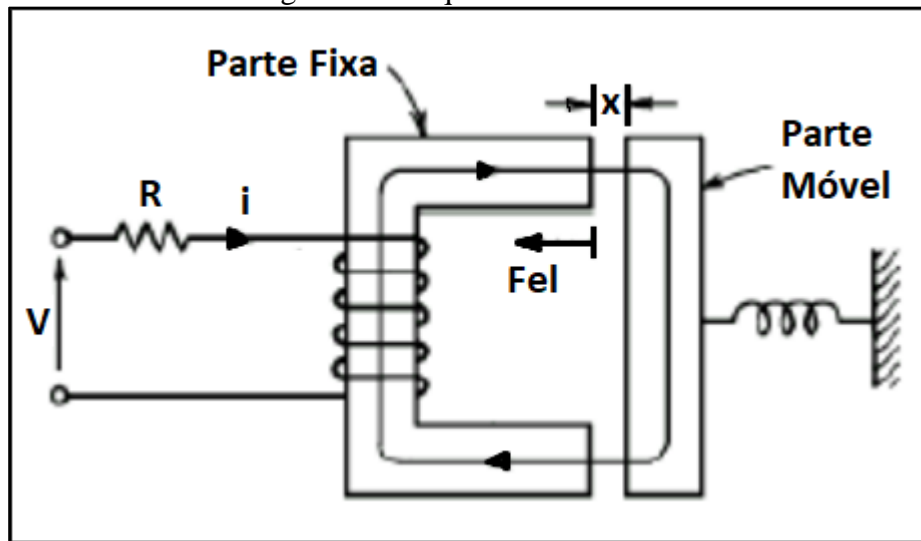


Fonte: Adaptado de FILHO (2009)

## 2.7 FORÇA EXERCIDA POR UM ELETROÍMÃ

O mecanismo vibratório de um alimentador está baseado em um eletroímã controlado por um dispositivo capaz de variar a tensão aplicada, assim pode-se controlar intensidade da força que gera a vibração. A Figura 10 ilustra o esquema simplificado do eletroímã.

Figura 10 - Esquema do eletroímã



Fonte: Adaptado de COLIJN (1985)

Para calcular a força exercida pelo eletroímã, é obtida uma simplificação da Lei de Marxweel (COLIJN, 1985), formulando a seguinte equação:

$$F_{el} = \frac{\mu_0 \cdot N^2 \cdot S \cdot (V \cdot \text{sen}(wt))^2}{2 \cdot x^2 \cdot R^2} \quad (7)$$

onde:

$\mu_0$  = permeabilidade magnética do ar (Tm/A);

N = número de voltas da bobina do eletroímã;

S = área de contato entre a parte fixa e a parte móvel (m<sup>2</sup>);

V = tensão elétrica de acionamento (V);

x = diferença entre a parte móvel e a parte fixa (m);

R = resistência da bobina ( $\Omega$ ).

### 3 METODOLOGIA

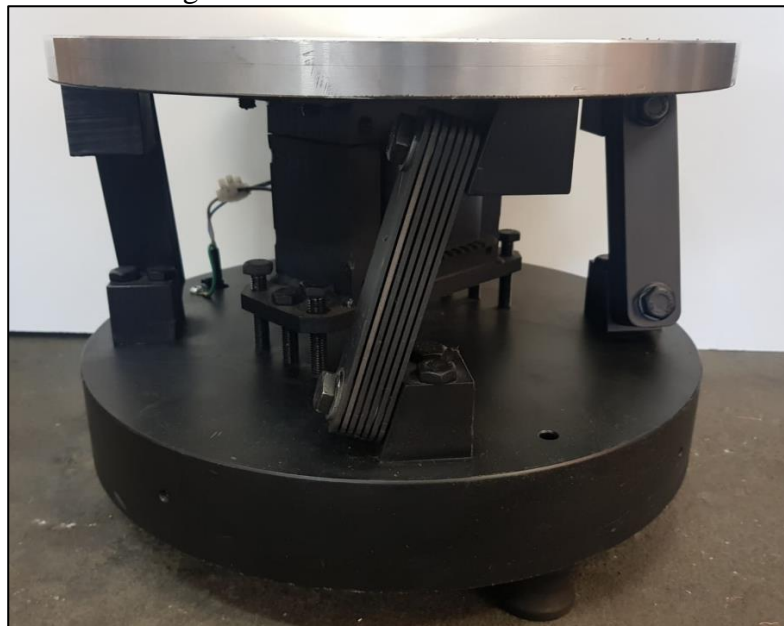
Neste capítulo estão abordadas as etapas necessárias para concluir o objetivo de estudo deste trabalho. Primeiramente foi detalhado o objeto de estudo referente a apresentação da falha que ocorre juntamente com a explicação detalhada do funcionamento do conjunto. Posteriormente é apresentada a proposta de trabalho a ser realizada. E por fim, o fluxograma das atividades e as atividades iniciais foi ilustrado.

#### 3.1 DETALHAMENTO DO OBJETO DE ESTUDO

As molas usadas nos alimentadores vibratórios são o objeto de estudo deste trabalho. Elas são consideradas componentes críticos para o funcionamento do conjunto, uma vez que são responsáveis por definir e limitar o movimento vibratório. Consequentemente, durante a falha de uma ou mais molas o sistema ficará desbalanceado, ocasionando queda na produção e produzindo ruídos ao ambiente de trabalho, além do custo de sua manutenção.

Durante o funcionamento do alimentador vibratório, o eletroímã que está fixado na base, produz força de atração eletromagnética na panela que está suspensa pelas molas. De acordo com a posição de montagem das molas e da quantidade de molas por apoio, o movimento que será transmitido à panela assume diferentes características. Na Figura 11 pode-se verificar a configuração de montagem das molas do alimentador vibratório estudado.

Figura 11 – Montagem do feixe de molas de um alimentador vibratório



Fonte: Autor (2022)

Os alimentadores vibratórios possuem quatro feixes de mola fixados nos apoios existentes na base e na panela e são distribuídos, de modo equidistante entre si. Os feixes de mola são compostos de molas e de arruelas que são montadas entre as molas com a função de espaçamento.

A falha nas molas ocorre próxima as regiões de fixação nos apoios. Pela análise das molas fraturadas, pode-se observar que a trinca inicia nas laterais e se propaga em direção ao centro até que a redução da área resulte na fratura. A partir da Figura 12, pode-se verificar a seção da falha e obter um histórico visual da fratura, distinguindo a região do início da fadiga e a região final onde ocorreu a fratura.

Figura 12 - Seção da falha em uma mola



Fonte: Autor (2022)

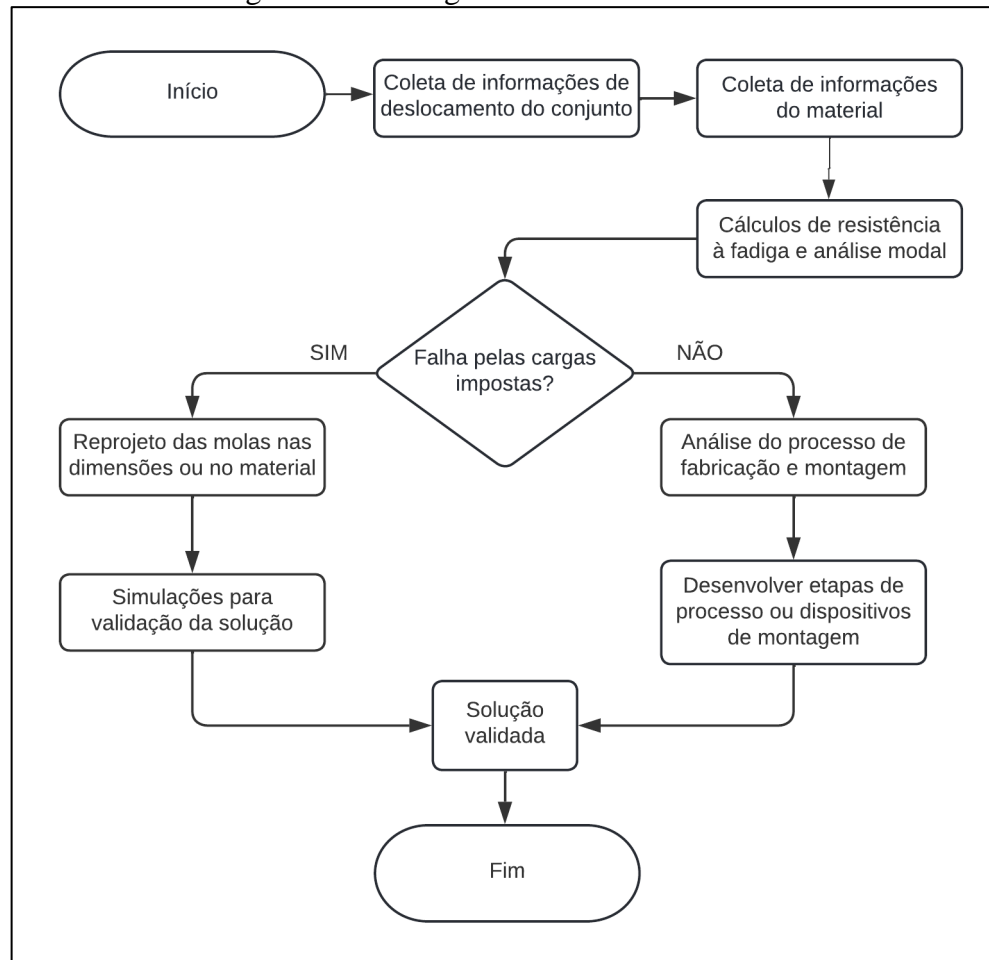
### 3.2 PROPOSTA DE TRABALHO

Neste tópico são abordadas as etapas necessárias para atingir o objetivo deste trabalho. Primeiramente foi feita a coleta dos dados de deslocamento da parte móvel do alimentador vibratório e a obtenção dos dados relacionados ao material usado na fabricação das molas. Na sequência são realizados os cálculos da estimativa da vida em fadiga da mola e as simulações com base nos deslocamentos obtidos e nas frequências naturais do conjunto.



Posteriormente foi analisado se os resultados dos cálculos refletem falha no dimensionamento ou baixa vida em fadiga. Se a falha ocorrer pelos resultados, a mola será redimensionada alterando suas medidas ou o material aplicado na fabricação. Caso os resultados não apontarem falha, são analisados os processos de fabricação e montagem. Sendo constatados problemas, são desenvolvidas etapas de processo ou dispositivos que auxiliem a montagem correta dos conjuntos. O fluxograma das etapas está demonstrado na Figura 13.

Figura 13 - Fluxograma das atividades



Fonte: Autor (2022)

### 3.3 COLETA DE INFORMAÇÕES

Os dados de deslocamento do conjunto do alimentador vibratório foram obtidos com o auxílio de um relógio apalpador conforme apresenta a Figura 14. Estabelecendo os pontos de medição do deslocamento com o auxílio do *software* SolidWorks®. O relógio apalpador foi fixado em uma base isolada para evitar ruídos e posicionado em pontos específicos de modo a medir deslocamento da parte móvel durante o funcionamento.

As medições resultaram nos deslocamentos mínimos e máximos de rotação e de compressão do conjunto, na condição de maior solicitação, sendo estes dados expostos na Tabela 1. Os deslocamentos de rotação estão expressos em medida linear, visto que são valores pequenos e que assim facilitaram a comparação com os resultados simulados.

Figura 14 - Relógio apalpador posicionado na posição para coletar dados de rotação



Fonte: Autor (2022)

Tabela 1 - Valores de deslocamento coletados

	Deslocamento Mínimo (mm)	Deslocamento Máximo (mm)
Rotação	0,55	0,65
Compressão	0,08	0,10

Fonte: Autor (2022)

O material utilizado na fabricação das molas é o aço SAE 1060 e conforme os valores obtidos pelo site MatWeb, as propriedades mecânicas são:

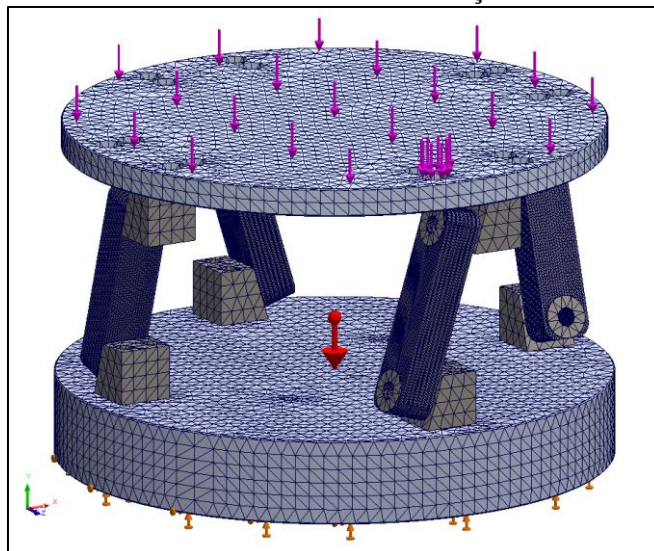
- a) Módulo de elasticidade de 205 GPa;
- b) Limite de escoamento: 485 MPa;
- c) Resistência a tração: 814 MPa.

### 3.4 ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

Com o uso das ferramentas do *software* SolidWorks®, foram realizadas as gerações de malha do conjunto do alimentador vibratório e as aplicações das condições de contorno a fim de obter e comparar os resultados com os deslocamentos coletados e com os limites de resistência a fadiga. A Figura 15 apresenta o modelo 3D com a malha gerada e com as condições de contorno impostas.

Os parâmetros de malha foram definidos para geração de elementos tetraédricos lineares nos componentes de menor interesse. Nas molas, componente de maior interesse, foram utilizados elementos tetraédricos parabólicos para obtenção de alta qualidade nos resultados. Os elementos lineares possuem tamanho mínimo de 10 mm, enquanto os parabólicos possuem tamanho mínimo de 2 mm. O número total de elementos gerados foi de 510436 elementos, possuindo 886969 nós. Na análise da qualidade da malha, cerca de 97,7% dos elementos possuem razão de aspecto menor que 3 e taxa jacobina igual a 1,0.

Figura 15 - Modelo 3D com malha e condições de contorno



Fonte: Autor (2022)

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com os procedimentos e com as análises especificadas no capítulo 3, além da discussão a respeito das informações e dados relacionados a cada tópico.

### 4.1 VERIFICAÇÃO DA RESISTENCIA À FADIGA

A partir das equações 2 e 3 foi possível estimar o valor de limite de resistência à fadiga e fazer a correção para o limite corrigido de resistência à fadiga do aço SAE 1060. No desenvolvimento dos cálculos foram considerados o limite de resistência à tração obtido para o material de 814 Mpa, fatores de modificação da condição superficial ( $k_a$ ) de 0,7635, considerando a chapa da mola laminada, fator de modificação de tamanho ( $k_b$ ) de 0,7128, considerando o diâmetro equivalente da seção transversal da mola, fator de modificação de carga ( $k_c$ ) de 1,0, considerando carregamento combinado de torção e flexão, fator de modificação de temperatura ( $k_d$ ) de 1,0 e o fator de modificação de confiabilidade ( $k_e$ ) de 0,702, considerando confiabilidade de 99,99%.

O resultado do limite corrigido de resistência a fadiga foi de 155 MPa. E segundo BUDYNAS (2016), o carregamento combinado de torção e flexão deve ser tratado utilizando as tensões de von Mises.

### 4.2 AVALIAÇÃO DOS DESLOCAMENTOS NA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

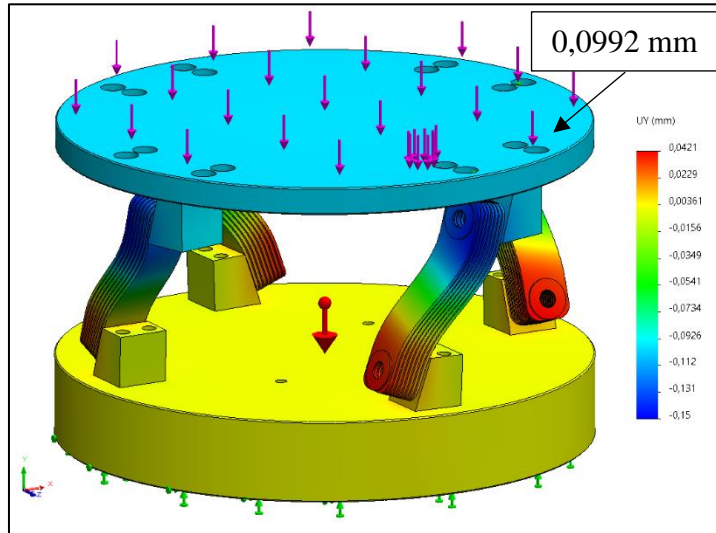
A partir da Equação 7 foi possível determinar a força eletromagnética gerada pelo eletroímã, utilizado para a geração da oscilação do alimentador vibratório, sendo está de 4434N. O peso da panela do alimentador e a carga de peças, foi aplicado na forma de massa remota, no valor de 30 kg. Estes valores são aplicados como condição de contorno no modelo 3D com o intuito de validá-lo perante os dados de deslocamentos coletados.

A Figura 16 apresenta os valores de deslocamento na coordenada y, enquanto a Figura 17 apresenta os valores de deslocamentos na coordenada x. Os deslocamentos na coordenada z são iguais aos da coordenada x, pois se trata de um movimento rotacional no eixo y.

Na Tabela 2 foi realizado o comparativo entre os deslocamentos coletados e os deslocamentos simulados. O cálculo da margem de erro entre os deslocamentos resultou em

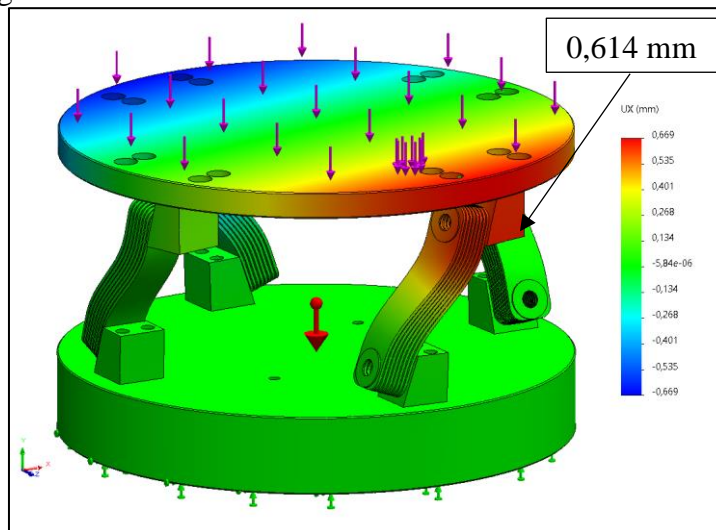
5,86%. Portanto as condições de contorno estão válidas para as próximas análises de frequências naturais e de tensões.

Figura 16 - Deslocamentos do modelo 3D na coordenada Y



Fonte: Autor (2022)

Figura 17- Deslocamento do modelo 3D na coordenada X



Fonte: Autor (2022)

Tabela 2 – Comparativo dos deslocamentos coletados x simulados

	Deslocamento Coletado (mm)	Deslocamento Simulado (mm)	Erro
Rotação	0,65	0,614	5,86 %
Compressão	0,10	0,0992	0,80 %

Fonte: Autor (2022)

### 4.3 RESULTADOS DA ANÁLISE DE FREQUENCIAS NATURAIS

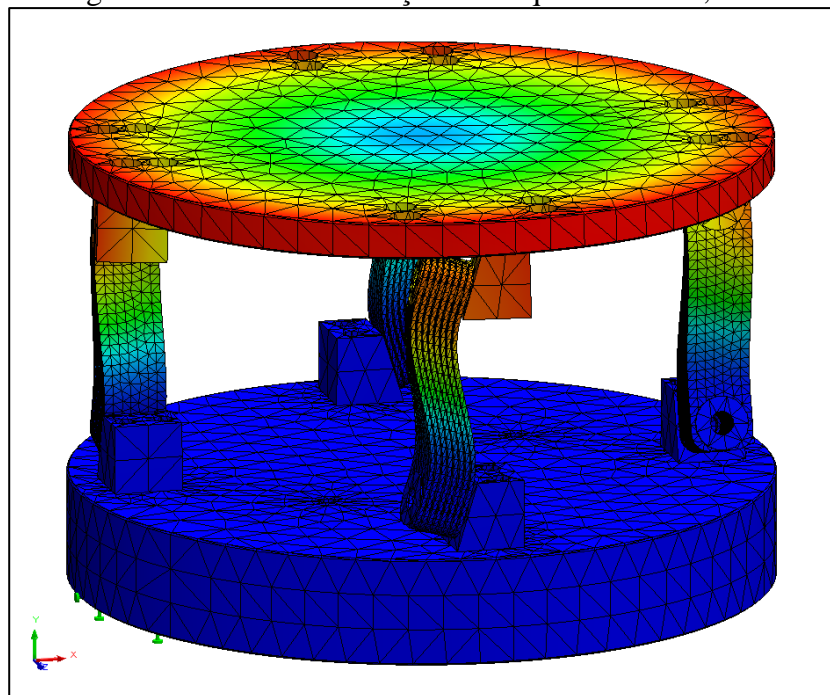
O modelo foi submetido à análise modal a fim de determinar as frequências naturais e verificar se a frequência de acionamento do eletroímã estaria amplificando os deslocamentos e resultando na falha das molas. A frequência de acionamento do eletroímã é de 60 Hz e as frequências naturais obtidas a partir do modelo 3D estão descritas na Tabela 3. A imagem do primeiro modo de vibração está representada na Figura 18, os demais modos de vibração estão no Apêndice A.

Tabela 3 - Frequências naturais obtidas do modelo 3D

Modo	Frequência (Hertz)
1	55,61
2	111,53
3	111,74
4	324,17
5	391,09

Fonte: Autor (2022)

Figura 18 - Modo de vibração na frequência de 55,61 Hz



Fonte: Autor (2022)

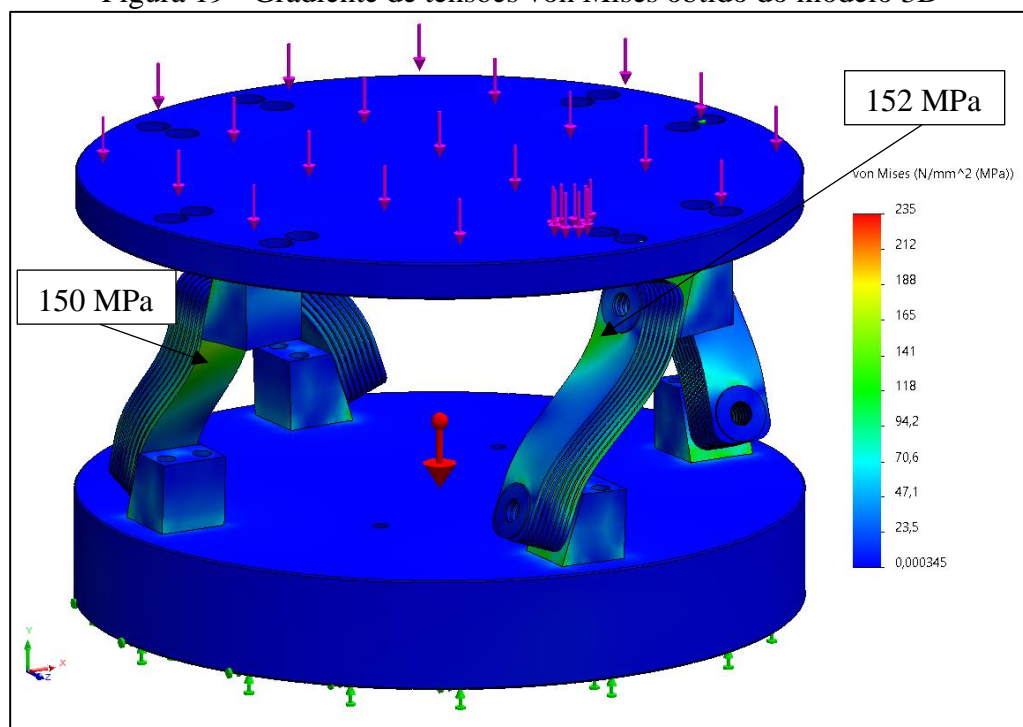
#### 4.4 RESULTADOS DA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

Os resultados obtidos com a análise de elementos finitos do modelo 3D estão apresentados na Figura 19. Os resultados desta análise encontram valores em torno de 150 MPa em algumas regiões das molas. No item 4.1 deste trabalho, o limite corrigido de resistência a fadiga para o aço SAE1060 de 155 MPa.

Na tentativa de refinar a malha do modelo e verificar a convergência dos resultados de tensão, o número de elementos finitos se tornou uma barreira para a realização da simulação. Sendo assim, foi realizada uma simplificação do modelo 3D, composto de apenas uma mola e dos seus respectivos suportes de fixação para a aplicação das condições de contorno.

As condições de contorno utilizadas no modelo simplificado são os deslocamentos medidos de rotação e compressão. Os demais componentes são suprimidos na finalidade de possibilitar o refino do modelo da mola e garantir mais elementos finitos na região da espessura da mesma.

Figura 19 - Gradiente de tensões von Mises obtido do modelo 3D



Fonte: Autor (2022)

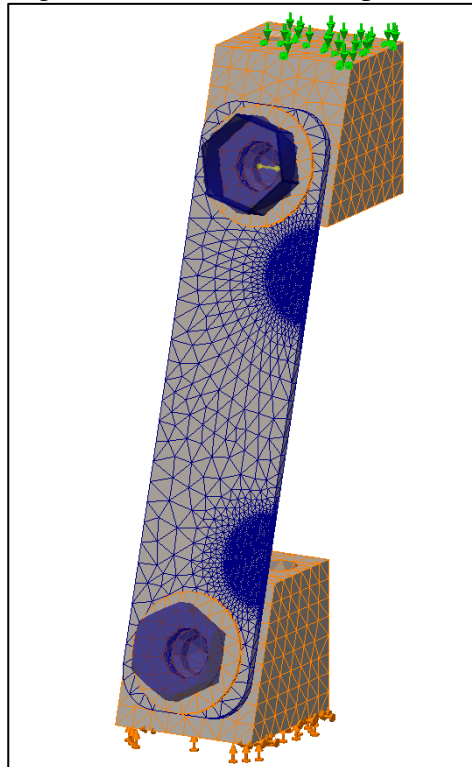
#### 4.5 AJUSTES NO MODELO INICIAL E ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

As simplificações do modelo 3D têm como objetivo a análise da convergência dos valores de tensão da mola. As novas simulações permitiram a compreensão das regiões que são mais solicitadas na mola, em vista disso, notou-se a oportunidade de realizar um controle de malha localizado nessas regiões, apresentado na Figura 20.

Esse controle permitiu aumento de eficiência no tempo de processamento das soluções, pois a nova malha conta com 80065 elementos e 111318 nós, contra 510436 elementos e 886969 nós do modelo anterior. Na verificação da qualidade foram plotados dados de razão de aspecto e relação jacobiana, que estão apresentados no Apêndice B. Em resumo a razão de aspecto para os elementos da região de controle é menor que 2,5 e a relação jacobiana desses elementos é igual a 1,0, confirmando boa qualidade da malha gerada.

O novo modelo permitiu a convergência dos valores de tensão, na Figura 21 está apresentado o gradiente de tensões obtido na simulação. Nas regiões laterais da mola é possível observar tensões elevadas perante o limite corrigido de resistência fadiga calculado anteriormente.

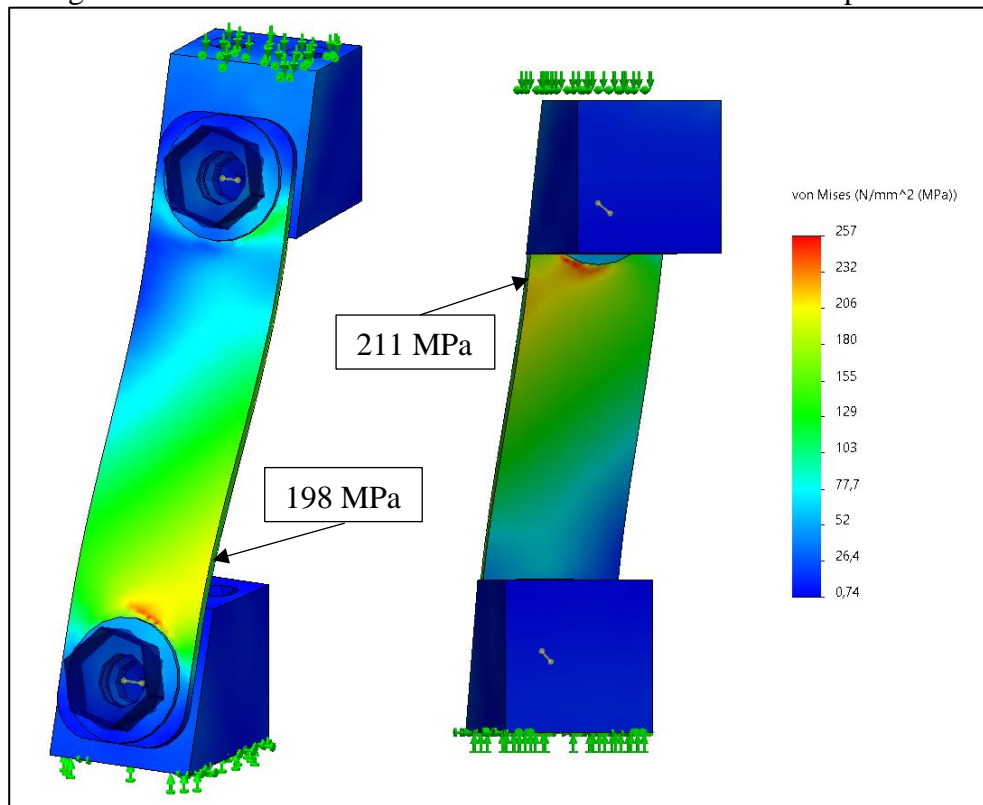
Figura 20 - Modelo 3D simplificado



Fonte: Autor (2022)



Figura 21 - Gradiente de tensões von Mises do modelo 3D simplificado



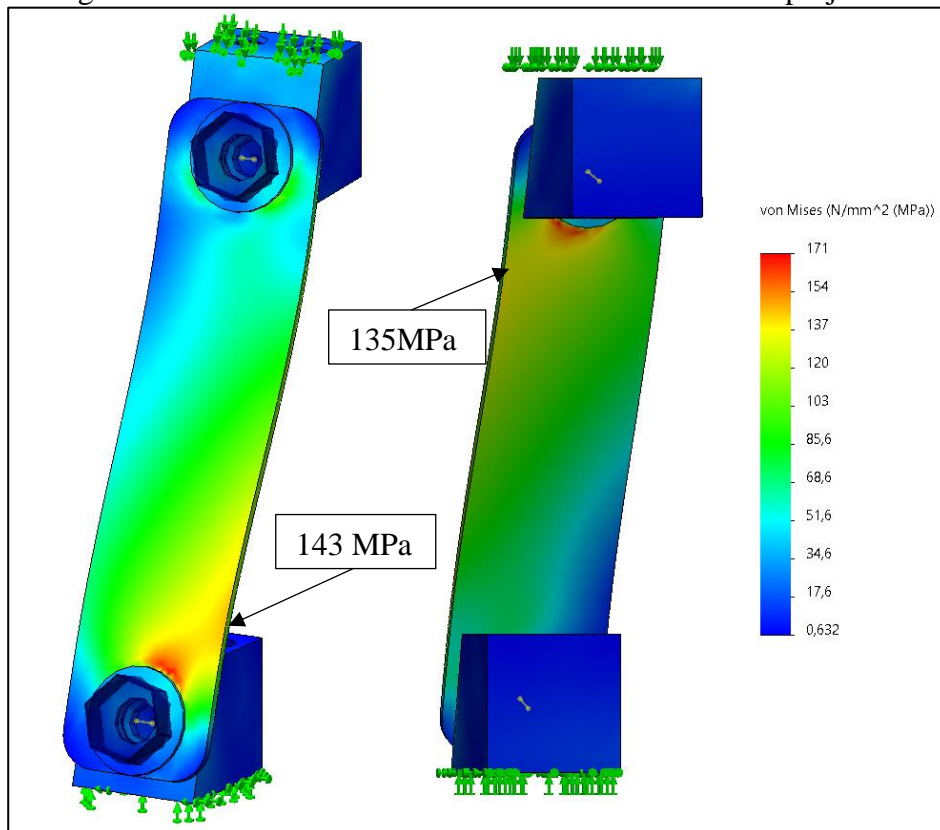
Fonte: Autor (2022)

#### 4.6 REPROJETO DA MOLA

Na busca de diminuir as tensões obtidas, ao ponto de caracterizar vida infinita na mola, o modelo 3D foi submetido a diversas modificações de geometria. A geometria final deste estudo resultou em um aumento de 35 mm no comprimento e 10 mm na largura da mola. Na Figura 22 está apresentado o gradiente de tensões obtido e os valores máximos de tensão encontrados nas laterais da mola, de cerca de 143 MPa.

A região de tensão em torno da arruela de espaçamento da mola foi desconsiderada devido ao canto vivo presente e a condição do tipo de contato unido utilizado na geração da malha de elementos finitos que gerou singularidade e não convergência dos resultados nesta região.

Figura 22 - Gradiente de tensões von Mises do modelo reprojetoado



Fonte: Autor (2022)

A partir da definição da nova geometria das molas, foram realizadas simulações de deslocamento com o propósito de comparar a rigidez elástica entre os modelos gerados. A comparação foi baseada no deslocamento na coordenada Y de cada modelo. A condição de contorno para a realização das simulações foi a força do eletroímã calculada no item 4.2.

No modelo inicial foi obtido 0,0922 mm de deslocamento na coordenada Y e no modelo reprojetoado foi obtido 0,126 mm, conforme mostra a Figura 23. Comparando em termos de rigidez o modelo inicial apresenta 4556,45 kg/mm enquanto o modelo reprojetoado apresenta 3587,30 kg/mm, resultando na perda de rigidez elástica em 21,26%.

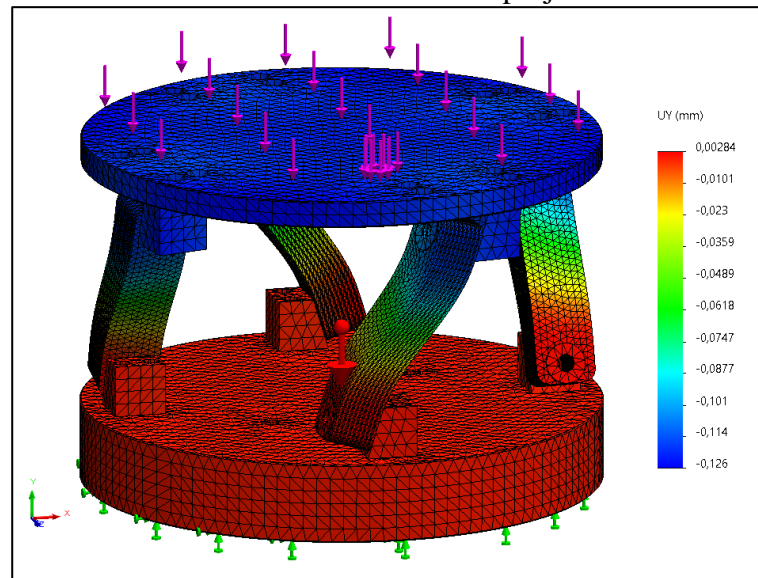
A análise modal foi novamente realizada para obtenção das novas frequências naturais, apresentadas na Tabela 4 e as imagens no Apêndice C. As frequências naturais apresentaram queda de valores e portanto, ampliando a distância entre frequência de excitação do eletroímã.

Tabela 4 - Frequências naturais obtidas do modelo 3D reprojetoado

Modo	Frequência (Hertz)
1	48,60
2	93,83
3	94,17
4	334,78
5	382,26

Fonte: Autor (2022)

Figura 23 - Deslocamentos do modelo 3D reprojetoado na coordenada Y



Fonte: Autor (2022)

## 5 CONCLUSÃO

O redimensionamento de um sistema mecânico exige a compreensão e a dominância de diversos assuntos e as suas interligações. Durante este trabalho foi realizada uma abordagem dos temas relevantes aos objetivos propostos e importantes para o desenvolvimento da solução do objeto de estudo.

Foram desenvolvidos métodos utilizados na coleta de dados, para a validação das simulações realizadas em elementos finitos. Utilizando as fórmulas de cálculos encontradas na literatura foi possível obter condições de contorno para os problemas, como por exemplo a força eletromagnética do eletroímã.

Os modelos completos do sistema analisado são importantes para os estudos modais, permitindo a análise das frequências naturais e a avaliação de possíveis ressonâncias. Contudo na análise das tensões, a simplificação do modelo se fez necessária, apenas os componentes essenciais foram mantidos. Isso permitiu a melhoria da eficiência de processamento das soluções. Diante dos primeiros resultados, o controle de malha foi aplicado e permitiu além da convergência dos resultados, mais ganho em eficiência de processamento.

O reprojeto da mola foi realizado para atender a condição de vida infinita. As tensões de von Mises apresentaram queda de 32% na região falha e a análise modal apresentou aumento da distância entre as frequências ressonantes e a frequência de excitação. Contudo a rigidez elástica do conjunto diminuiu 21,26%. A influência do parâmetro de rigidez elástica, no funcionamento do conjunto não está avaliada e requer comparações dinâmicas entre os modelos, quanto ao movimento transmitido para as peças.

Em síntese, com base neste trabalho foi possível realizar novas alterações, envolvendo mais parâmetros, e permitindo a melhor eficiência do conjunto do alimentador vibratório.

## 6 TRABALHOS FUTUROS

São descritas na sequência sugestões de técnicas de análise que podem melhorar a precisão dos resultados encontrados neste trabalho:

- a) Realizar estudo com combinações de formas geométricas;
- b) Realizar estudo com materiais compósitos;
- c) Avaliar as influências da rigidez elástica na dinâmica de funcionamento do alimentador vibratório.

## REFERÊNCIAS

ALMEIDA, Júlio C. **Projeto Mecânico: Enfoque Baseado na Fadiga e na Mecânica da Fratura.1.** ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2018. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/9788595153004>>. Acesso em: 12 maio 2022.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K. **Elementos de Máquinas de Shigley.** Grupo A, 2016. E-book. ISBN 9788580555554. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/>>. Acesso em: 15 maio 2022.

COLIJN, Von H. **Mechanical conveyors for bulk solids.** Amsterdam: Elsevier Science Publishers, 1985.

DASSAULT SYSTEMES. **Verificações de qualidade da malha.** Versão on-line. Disponível em: <[https://help.solidworks.com/2021/portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/c\\_Mesh\\_Quality\\_Checks.htm](https://help.solidworks.com/2021/portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/c_Mesh_Quality_Checks.htm)>. Acesso em: 15 agosto 2022.

FILHO, Avelino A. **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE - Análise Dinâmica.** Editora Saraiva, 2009. E-book. ISBN 9788536519715. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788536519715/>>. Acesso em: 24 out. 2022.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos.** Grupo GEN, 2009. E-book. ISBN 978-85-216-1941-3. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/978-85-216-1941-3/>>. Acesso em: 23 out. 2022.

G&A CEMIN. **Alimentadores Vibratórios: alimentador espiral. Alimentador Espiral.** 2022. Disponível em: <<https://gacemin.com.br/produtos/alimentadores-vibratorios/alimentador-espiral>>. Acesso em: 26 março 2022.

GERE, James M.; GOODNO, Barry J. **Mecânica dos materiais – Tradução da 8ª edição norte-americana.** Cengage Learning Brasil, 2018. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788522124145/>>. Acesso em: 01 junho 2022.

HIBBELER, R.C.. **Resistência dos Materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Education, 2004.

MOATAMEDI, Mojtaba; RAHULAN, Thurai; KHAWAJA, Hassan. **Multiphysics Simulations in Automotive and Aerospace Applications**. Cambridge: Academic Press, 2021. 307 p. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128178997000095>. Acesso em: 15 jun. 2022.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas**. Grupo A, 2013. E-book. ISBN 9788582600238. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788582600238/>. Acesso em: 23 out. 2022.

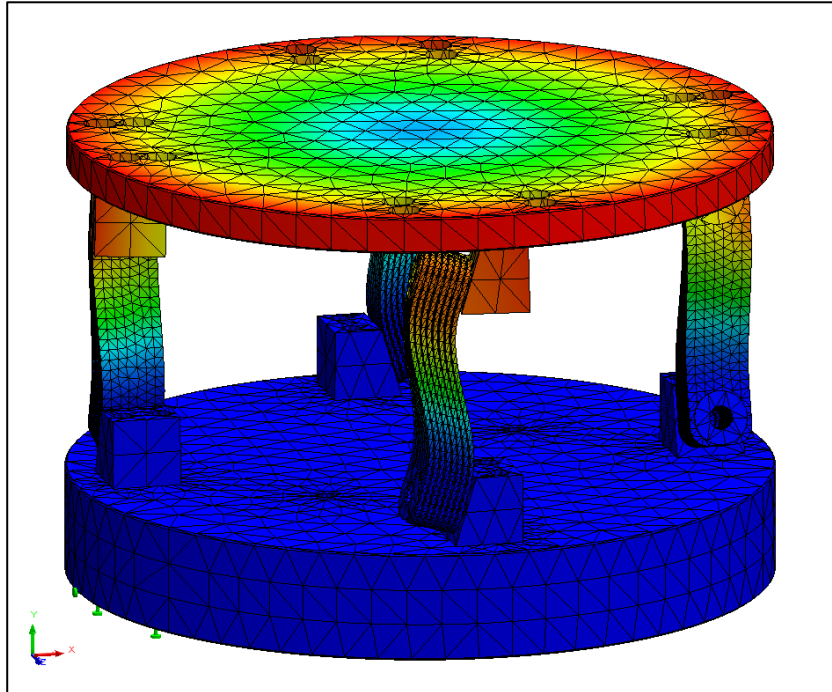
RADE, Domingos Alves; ALBUQUERQUE, Emerson Bastos de; FIGUEIRA, Leandro Chaves; CARVALHO, João Carlos Mendes. **Piezoelectric Driving of Vibration Conveyors: An Experimental Assessment**. Sensors. Basel, Switzerland. 17 julho 2013. Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/250919569\\_Piezoelectric\\_Driving\\_of\\_Vibration\\_Conveyors\\_An\\_Experimental\\_Assessment](https://www.researchgate.net/publication/250919569_Piezoelectric_Driving_of_Vibration_Conveyors_An_Experimental_Assessment). Acesso em: 17 junho 2022.

STOCKER, Cosima; SCHMID, Marc; REINHART, Gunther. **Reinforcement learning-based design of orienting devices for vibratory bowl feeders**. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2019). Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/333012254\\_Reinforcement\\_learning-based\\_design\\_of\\_orienting\\_devices\\_for\\_vibratory\\_bowl\\_feeders](https://www.researchgate.net/publication/333012254_Reinforcement_learning-based_design_of_orienting_devices_for_vibratory_bowl_feeders). Acesso em: 14 maio 2022.

MATWEB. **ASI 1060 Stell, as rolled**. 2022 Versão on-line. Disponível em: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ecd1f5f21fe943e7a892d70ea57a43e8&ckck>. Acesso em: 10 agosto 2022.

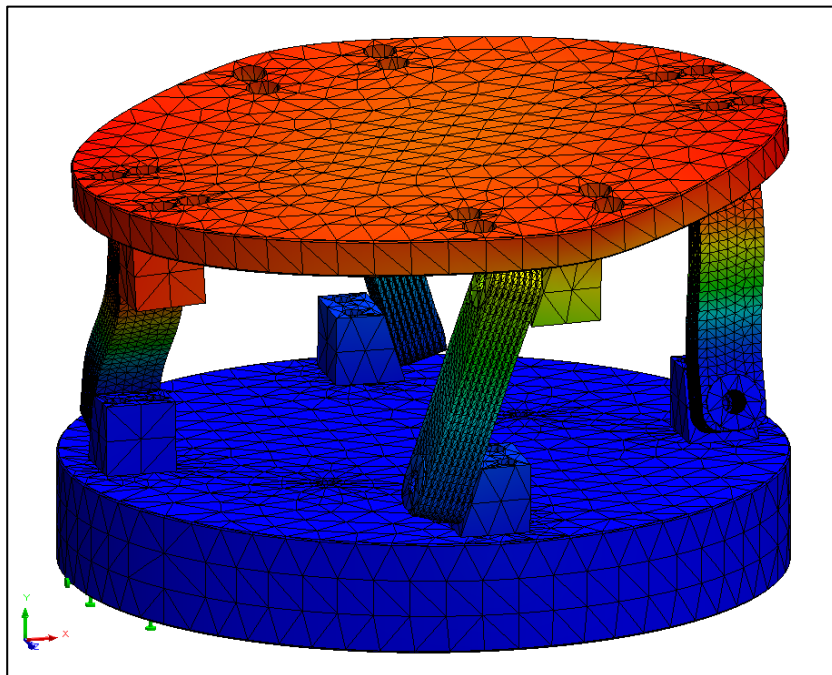
**APÊNDICE A – MODOS DE VIBRAÇÃO OBTIDOS DO MODELO 3D**

Figura A1 – Modo de vibração na frequência de 55,61 Hz



Fonte: Autor (2022)

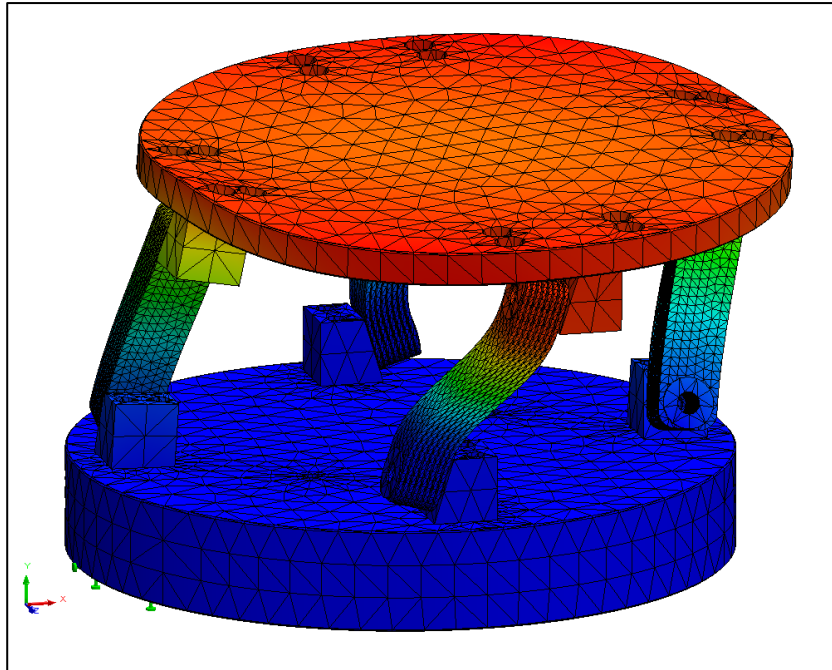
Figura A2 – Modo de vibração na frequência de 111,53 Hz



Fonte: Autor (2022)

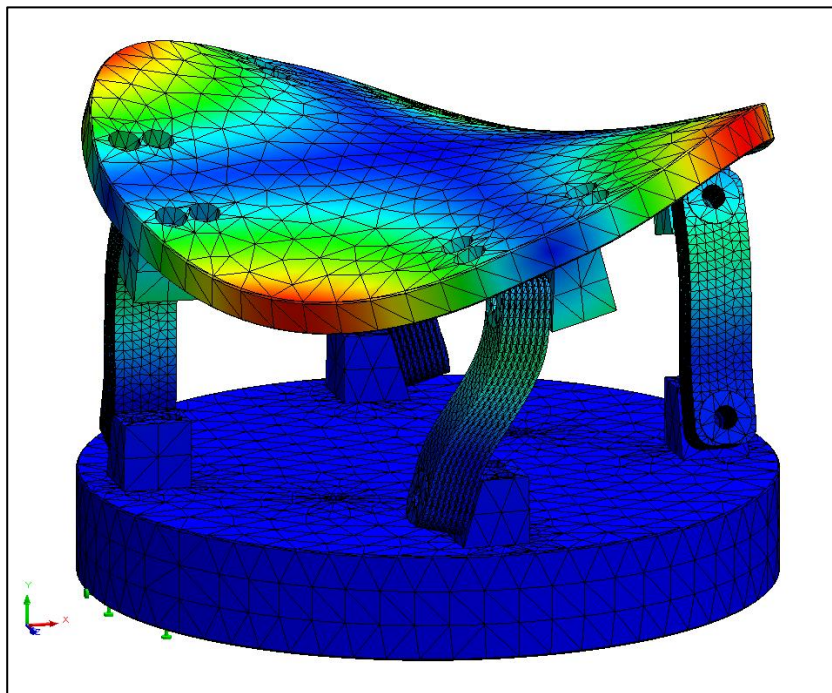


Figura A3 – Modo de vibração na frequência de 111,74 Hz



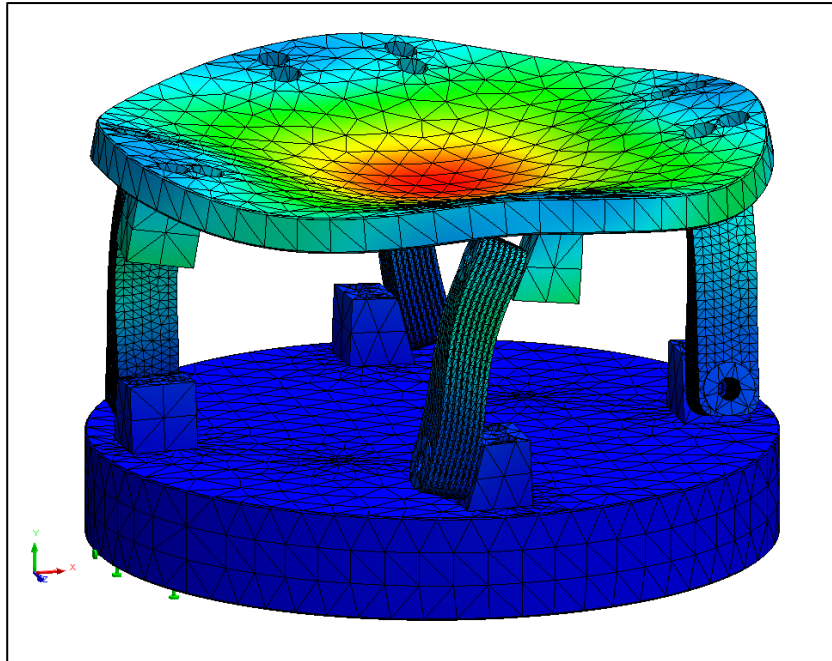
Fonte: Autor (2022)

Figura A4 – Modo de vibração na frequência de 324,17 Hz



Fonte: Autor (2022)

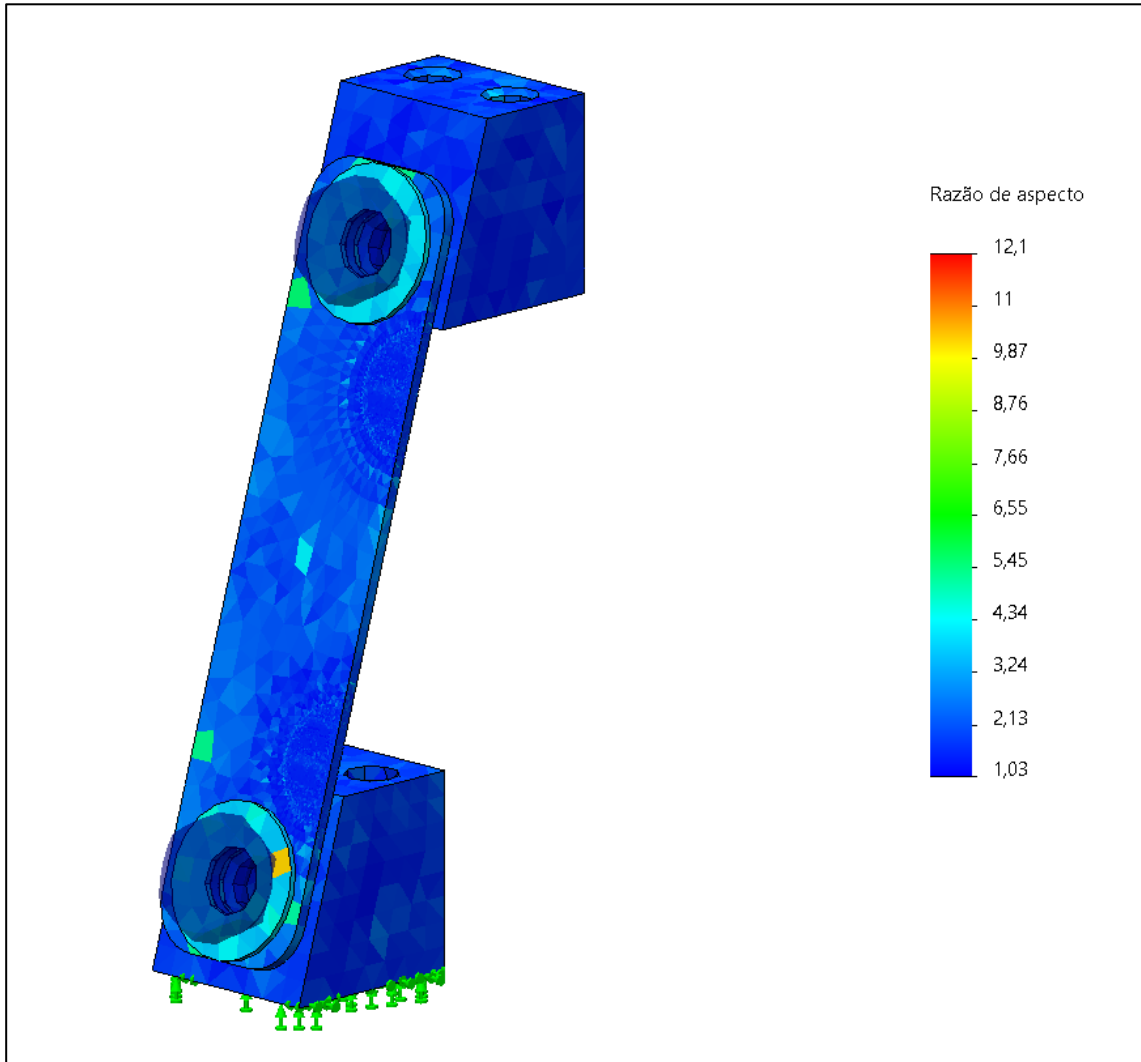
Figura A5 – Modo de vibração na frequência de 391,09 Hz



Fonte: Autor (2022)

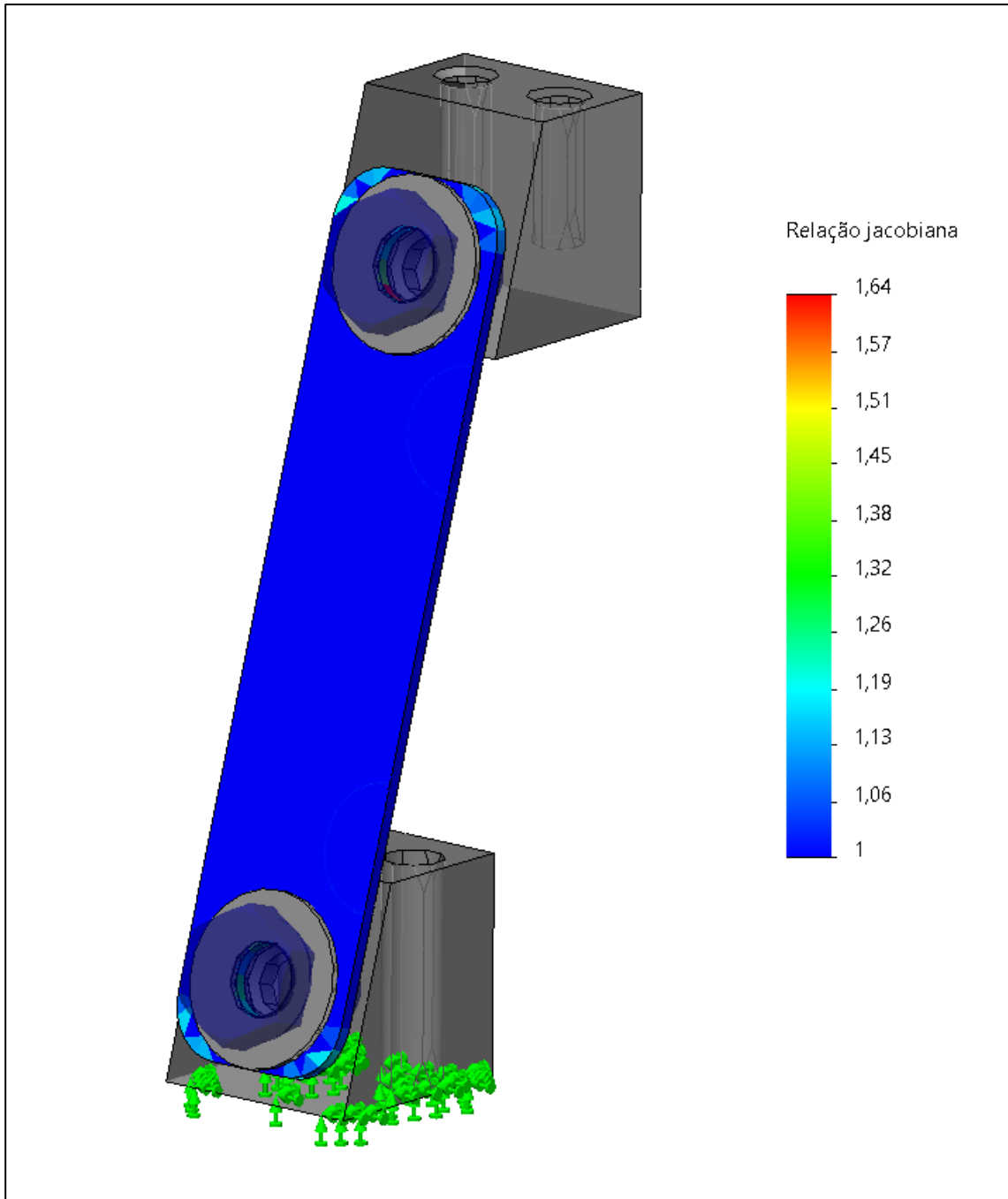
## APÊNDICE B – VERIFICAÇÃO DA QUALIDADE DA MALHA

Figura B1 – Verificação da Razão de aspecto



Fonte: Autor (2022)

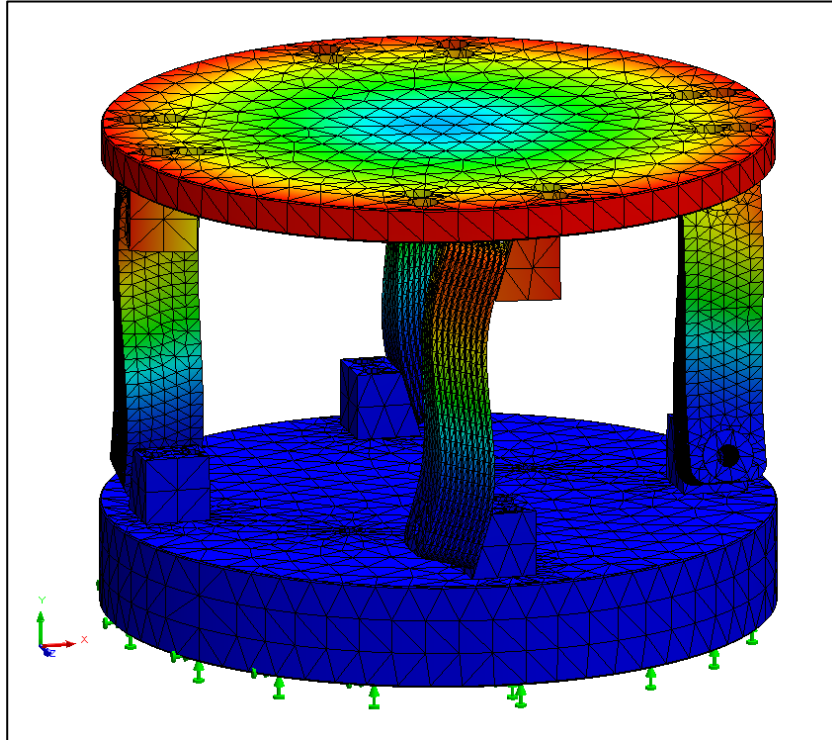
Figura B2 – Verificação da Relação jacobina



Fonte: Autor (2022)

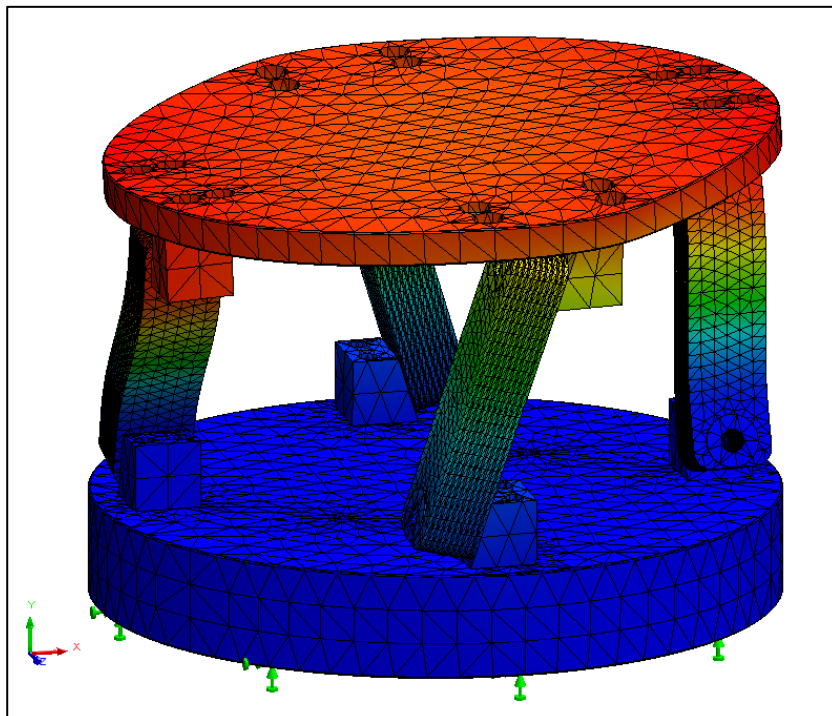
## APÊNDICE C – MODOS DE VIBRAÇÃO OBTIDOS DO MODELO 3D REPROJETADO

Figura C1 – Modo de vibração na frequência de 48,6 Hz



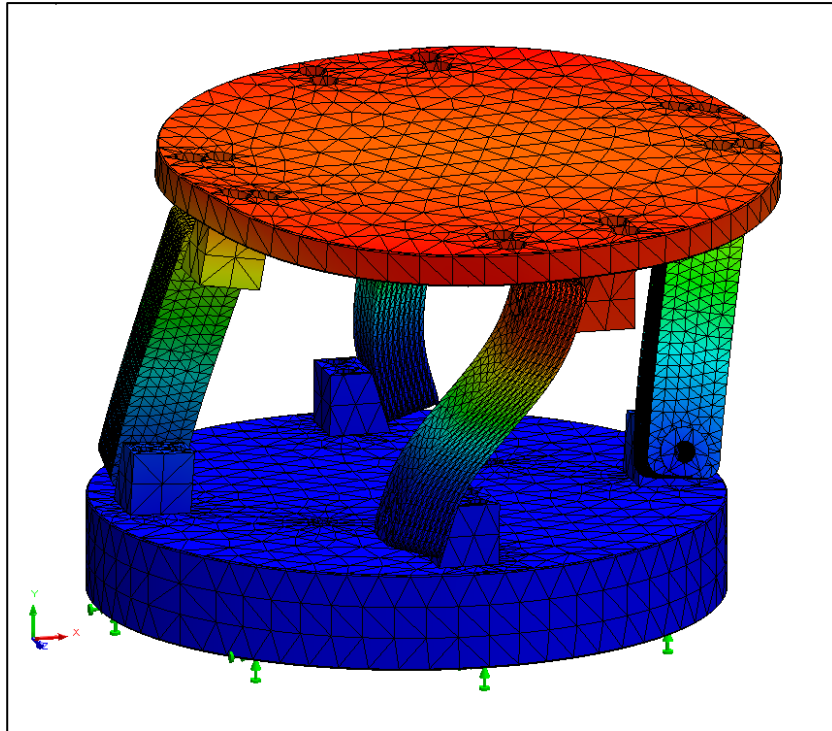
Fonte: Autor (2022)

Figura C2 – Modo de vibração na frequência de 93,83 Hz



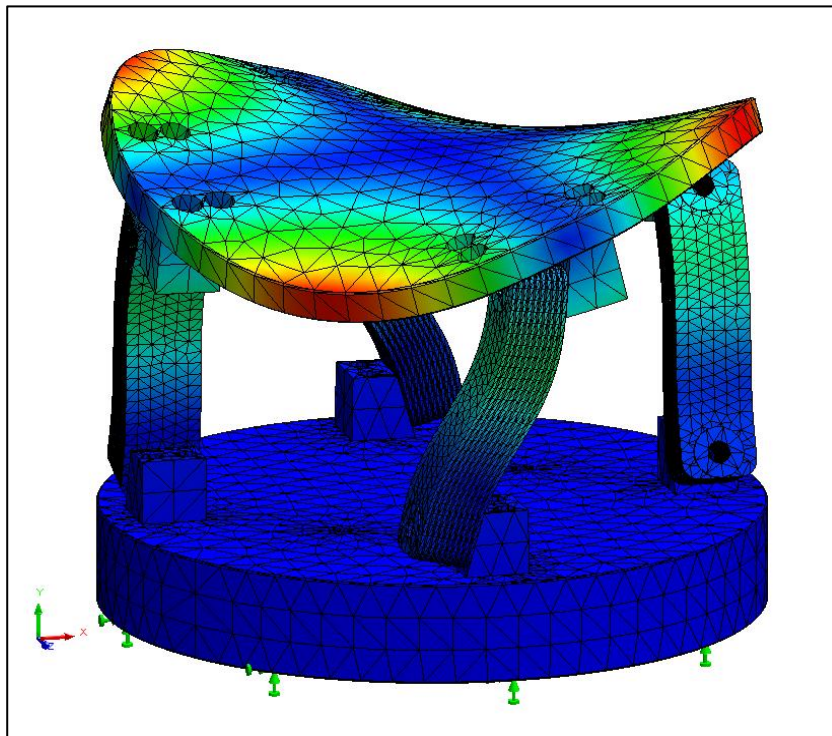
Fonte: Autor (2022)

Figura C3 – Modo de vibração na frequência de 94,17 Hz



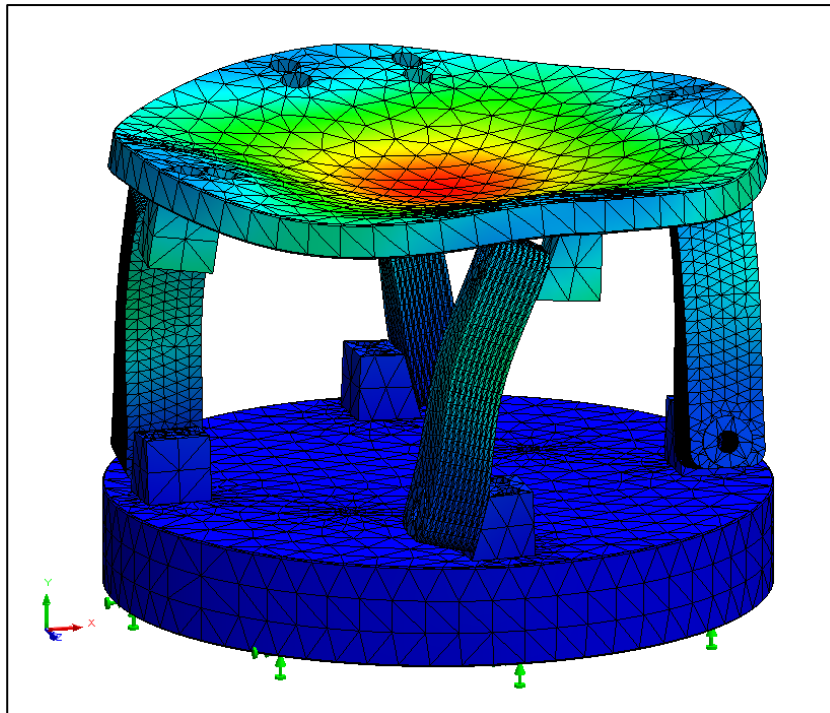
Fonte: Autor (2022)

Figura C4 – Modo de vibração na frequência de 334,78 Hz



Fonte: Autor (2022)

Figura C5 – Modo de vibração na frequência de 382,26 Hz



Fonte: Autor (2022)