

**CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS  
ENGENHARIA MECÂNICA  
GUSTAVO MORENO MEDES**

**ANÁLISE MODAL DE UM CLASSIFICADOR DE PENEIRAS UTILIZANDO O  
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

**Varginha  
2021**

**GUSTAVO MORENO MEDES**

**ANÁLISE MODAL DE UM CLASSIFICADOR DE PENEIRAS UTILIZANDO O  
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

Projeto de pesquisa apresentado ao curso de Engenharia  
Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas UNIS  
MG, sob a orientação do Prof. Me. Jonathan Oliveira  
Nery.

**Varginha**

**2021**

**GUSTAVO MORENO MEDES**

**ANÁLISE MODAL DE UM CLASSIFICADOR DE PENEIRAS UTILIZANDO O  
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas como pré-requisito para obtenção do grau de bacharel pela Banca Examinadora composta pelos membros:.

**Aprovado em**     /     /

---

Prof. Me. Jonathan Oliveira Nery

---

Prof

---

Prof

**Obs.:**

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise dinâmica de projeto de um classificador de café, utilizando o método de elementos finitos para analisar qual a relação entre frequências naturais e frequência de operação da máquina, identificando os pontos críticos do equipamento e buscar mudança projetuais visando a redução das respostas dinâmicas na máquina. O equipamento em estudo é destinado a estratificação dos grãos do lote de café em nove porções de diferentes granulometrias, seu regime de trabalho é de 24 horas por dia em que uma falha inesperada pode causar um lucro cessante irrecuperável na faixa de R\$ 45.000,00 por hora parado. No primeiro momento foi levantado em campo todas as características técnicas de projeto da máquina para criação de um protótipo virtual utilizando ferramenta CAD que foi utilizado como base para a análise modal utilizando um software CAE, por meio de medições em campo foi identificado as respostas dinâmicas do equipamento que serviram de base para calibração do modelo numérico inicial. O modelo calibrado foi submetido a simulações onde foi possível identificar respostas dinâmicas críticas na axial e torcional próximas a frequência de operação das mesas. Após simulações da resposta harmônica e modal do modelo final para obtenção das repostas dinâmicas das peneiras foi possível propor a instalação de absorvedores dinâmicos de vibração nas extremidades das peneiras confirmando uma redução considerável no deslocamento resultante na frequência de operação das mesas.

**Palavras-chave:** Análise modal. Elementos finitos. Classificador de peneiras. Café.

## **ABSTRACT**

*This article aims to realize a dynamics analysis of a project of a coffee sorter, using the method of finite elements to analyse which is the relation between natural frequencies and machine operation frequencies, identifying the critical points of the equipments and search design changes looking for the reduction of dynamics answers in the machine. The equipment under analysis is designated to grain stratification of the coffee lot in nine portions of different grain sizes. Its work schedule is 24 hours per day in which one unexpected failure can cause an irrecoverable lost profit in the range of R\$45.000,00 per hour stopped. In the first moment it was raised in the field all of the technical characteristics of the machine's project for the creation of a virtual prototype using a CAD tool as base for modal analyses, using a CAE software. Through measurements in the field there were identified the dynamics answers from the equipment that served as base for calibration of the initial numerical model. The calibrated model was submitted to simulations in which it was possible to identify critical dynamics answers in the axial and torsional near the tables' operation frequency. After simulations of the harmonic and modal answers of the final model for the attainment of dynamic answers of sieves it was possible to propose the installation of dynamic absorbers of vibrations in the end of sieves, confirming a considerable reduction in the resulting displacement in the operating frequency of the tables.*

**keywords:** *Modal analysis. Finite elements. Sieves classifier. Coffee.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Resposta vibracional de um sistema excitado por força harmônica.....	10
Figura 2 – Resposta vibracional de um sistema excitado por força periódica.....	11
Figura 3 – Resposta vibracional de um sistema excitado por forças transitória.....	11
Figura 4 – Resposta vibracional de um sistema excitado por forças aleatórias.....	12
Figura 5 – Sistema de um grau de liberdade.....	13
Figura 6 – Sistema de múltiplos grau de liberdade.....	14
Figura 7 – Soluções homogênea, particular e geral da equação diferencial do movimento.....	15
Figura 8 – Sistema com absorvedor dinâmico de vibrações.....	16
Figura 9 – Modelo numérico inicial.....	17
Figura 10 – Modos de vibração modelo numérico inicial.....	19
Figura 11 – Resposta harmônica na axial da mesa inferior do modelo real.....	21
Figura 12 – Resposta harmônica na axial da mesa superior do modelo real.....	22
Figura 13 – Resposta harmônica na axial da mesa inferior do modelo calibrado.....	23
Figura 14 – Resposta harmônica na axial da mesa superior do modelo calibrado.....	23
Figura 15 – Proposta de Solução.....	24
Figura 16 – Resposta harmônica na axial da mesa inferior do modelo final.....	25
Figura 17 – Resposta harmônica na axial da mesa superior do modelo final.....	25

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Modos de vibração modelo numérico inicial.....	19
Tabela 2 – Modos de vibração modelo real.....	21
Tabela 3 – Modos de vibração modelo numérico calibrado.....	22
Tabela 4 – Modos de vibração modelo numérico final.....	24

## LISTA DE FÓRMULAS

Fórmula 1 – Energia cinética de um corpo rígido em movimento.....	8
Fórmula 2 – Rigidez de um corpo rígido.....	9
Fórmula 3 – Amortecimento viscoso.....	9
Fórmula 4 – Força harmônica em relação a seno.....	9
Fórmula 5 – Força harmônica em relação a seno.....	9
Fórmula 6 – Força harmônica em relação a frequência e ângulo de fase.....	10
Fórmula 7 – Sistema de um grau de liberdade.....	13
Fórmula 8 – Equação diferencial do movimento.....	15
Fórmula 9 – Solução homogênea da equação diferencial do movimento.....	15



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>05</b>
<b>2 ANÁLISE MODAL.....</b>	<b>06</b>
<b>2.1 Características de projeto de uma peneira vibratória.....</b>	<b>06</b>
2.1.1 Classificação dos grãos.....	06
2.1.2 Características do equipamento.....	07
<b>3 VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....</b>	<b>08</b>
<b>3.1 Componentes básicos de um sistema vibratório.....</b>	<b>08</b>
3.1.1 Massa.....	08
3.1.2 Rigidez.....	08
3.1.3 Amortecimento.....	09
<b>3.2 Forças de excitação.....</b>	<b>09</b>
3.2.1 Força harmônica.....	09
3.2.2 Força periódica.....	10
3.2.3 Força transitória.....	11
3.2.4 Força aleatória.....	12
<b>3.3 Graus de liberdade.....</b>	<b>12</b>
3.3.1 Sistema de um grau de liberdade.....	12
3.3.2 Sistema de múltiplos graus de liberdade.....	13
<b>3.4 Vibração forçada sob excitação harmônica.....</b>	<b>14</b>
3.4.1 Equação diferencial do movimento.....	15
<b>4 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES.....</b>	<b>16</b>
<b>5 METODOLOGIA .....</b>	<b>17</b>
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>19</b>
6.1 Análise dos Modos de Vibrar do Modelo Numérico Inicial.....	19
6.2 Coleta dos Parâmetros Reais de Vibração.....	20
6.3 Calibração do Modelo Numérico Inicial.....	22

<b>6.4 Proposta de Solução.....</b>	<b>23</b>
<b>7 CONCLUSÃO.....</b>	<b>26</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>27</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O setor de PCM - Planejamento e Controle de manutenção é fundamental dentro de uma indústria, pois seu principal objetivo é manter a disponibilidade e garantir confiabilidade dos equipamentos com o menor custo possível, mantendo seus padrões de qualidade.

Classificador de peneiras é um equipamento vibratório destinado ao rebenefício de café, projetado para separar os grãos em tamanhos diferentes. O equipamento a ser analisado é exigido 24 horas por dia, onde a quebra do equipamento gera um lucro cessante de forma irrecuperável chegando até R\$ 45.000,00/hora dependendo da qualidade do grão.

A proposta do projeto consiste em realizar um estudo de qual a relação entre as frequências naturais e frequências de operação em um classificador de peneiras, com o objetivo de analisar os pontos críticos da máquina e desenvolver propostas de melhorias a fim de estabilizar a máquina e reduzir custos de manutenção com paradas inesperadas e danos auxiliares.

A escolha do tema está relacionada ao grande avanço de softwares de engenharia que possibilitam realizar uma investigação de como o comportamento dinâmico de uma peneira vibratória influencia na produtividade e estabilidade do equipamento.

O estudo é possível a partir da construção de um modelo numérico inicial que será utilizado para identificar os parâmetros de vibração da máquina que serão comparados com os valores medidos em campo, permitindo a calibração da máquina com alto nível de precisão e baixo custo.

A partir do protótipo calibrado, com o objetivo de reduzir a amplificação das respostas dinâmicas, foi realizado modificações no modelo a fim de propor uma solução viável para estabilizar o equipamento com menor intervenção.

## 2 ANÁLISE MODAL

Análise modal é um método utilizado para determinar o comportamento dinâmico de um corpo submetido a esforços variáveis.

O método analítico representa cálculos matemáticos feitos de forma manual, onde devido sua baixa complexidade e baixo tempo de desenvolvimento se torna uma opção viável para análises de estrutura relativamente simples.

O método experimental consiste em ensaios destrutivos ou não em protótipos reais do equipamento, essa metodologia apresenta um alto nível de precisão nos resultados devido a coleta dos parâmetros de cálculo são obtidos de um protótipo fiel às características da estrutura estudada.

Já a análise numérica é uma técnica que vem crescendo muito no mercado, onde é desenvolvido um protótipo virtual do sistema e através de software de simulação numérica, é feita a coleta de dados inicial para realizar a calibração do modelo, tornando essa técnica barata, reduzindo custos de fabricação de vários protótipos para apenas um.

### 2.1 Características de Projeto de uma Peneira Vibratória

O peneiramento possui um vasto campo de aplicação, desde a indústria alimentícia, farmacêutica, mineral e química. São utilizados nos mais diversos processos da indústria devido sua alta eficiência e praticidade na seleção de material eliminando a necessidade de utilização de peneiras manuais e catação manual.

As peneiras vibratórias segundo Iizuka (2006, p.6) são equipamentos projetados para separar uma certa população de partículas em duas ou mais frações de granulometrias diferentes. Existem dois tipos de peneiras vibratórias no mercado hoje, circulares ou lineares, sendo classificadas pelo sistema de acionamento.

#### 2.1.1 Classificação dos Grãos

A classificação do café é realizada por um conjunto de peneiras com furos oblongos para separar os cafés tipo moca ou furos circulares para separação dos cafés tipo chatos.

Os grãos de café são comercializados pelo seu tamanho de grão “D”, onde:

- $D > 7,14$  - Peneira 18, café chato grosso
- $6,75 < D < 7,14$  - Peneira 17, café chato grosso

- $6,35 < D < 6,75$  - Peneira 16, café chato médio
- $5,95 < D < 6,35$  - Peneira 15, café chato médio
- $5,56 < D < 5,95$  - Peneira 14, café chato miúdo
- $5,16 < D < 5,56$  - Peneira 13, café chato miúdo
- $4,76 < D < 5,16$  - Peneira 12, café chato miúdo
- Café moca com aspecto arredondado retido na peneira de crivos oblongos
- $D < 4,76$  – Café “fundo”, aquele de pequena granulometria que passa por todas as peneiras, se concentrando no fundo das mesas

### 2.1.2 Características do Equipamento

O movimento vibratório da peneira é produzido por sistemas de acionamento que, geralmente, são baseados em massas desbalanceadas (IIZUKA, 2006, p 13), podendo ser classificadas como circulares ou lineares.

Para classificação de café é utilizado peneiras horizontais capazes de fracionar o lote em até nove frações, onde o movimento de avanço linear do eixo vibrador em combinação a uma inclinação pré-determinada das mesas proporciona um movimento de vibração responsável pela estratificação das partículas.

### 3 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Análise de vibrações em máquinas vem ganhando cada vez mais espaço dentro da indústria devido a sua facilidade na coleta de dados e precisão nos resultados podendo assim controlar a saúde da máquina e realizar intervenções apenas quando necessário.

Vibração é qualquer movimento oscilatório de um corpo rígido ou partícula quando perturbado por uma força externa. Como descrito por Tarabay (2015) o estudo de vibrações tem como objetivo avaliar o comportamento dinâmico das estruturas submetidas a esforços variáveis no tempo.

#### 3.1 Componentes Básicos de Um Sistema Vibratório

Um sistema vibratório é constituído por três componentes básicos, uma mola responsável por armazenar energia potencial, a massa que armazena energia cinética e amortecimento que desempenha a função de dissipação de energia do sistema.

##### 3.1.1 Massa

A energia cinética de um corpo rígido em movimento é representada na fórmula 1:

$$T = \frac{mv^2}{2} + \frac{I\omega^2}{2} \quad (1)$$

Sendo:

v – Velocidade do centro de massa do corpo (m/s);

$\omega$  – Velocidade angular do eixo perpendicular ao plano de movimento;

m – Massa do corpo (Kg);

I – Momento de inércia de massa paralelo ao eixo de rotação.

##### 3.1.2 Rigidez

A rigidez de um corpo tem uma relação direta entre força e deslocamento, conforme apresentado na fórmula 2.

$$F = kx \quad (2)$$

Sendo:

F – Força aplicada (N)

x – Deslocamento (m)

k – Rigidez do corpo (N/m)

### 3.1.3 Amortecimento

Medir o amortecimento não é fácil devido aos sistemas mecânicos poderem dissipar energia de formas diferentes. Uma solução é considerar o componente como amortecedor viscoso, podendo ser calculado pela fórmula 3:

$$F = c * v \quad (3)$$

Sendo:

F – Força aplicada (N)

c – Coeficiente de amortecimento (N.s/m)

v – Velocidade da massa (m/s)

## 3.2 Forças de Excitação

Carregamentos dinâmicos podem ser classificados basicamente em periódicos e não periódicos (CLOUGH; PENZIEN, 1995; TARABAY, 2015).

### 3.2.1 Força harmônica

Segundo Rao (2012) a forma mais simples de excitação externa que age em um sistema caracterizada por oscilações cíclicas periódicas em função do tempo, descrita pelas equações trigonométricas 4, 5 e 6 e representado na figura 1 abaixo:

$$F(t) = F_0 * \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (4)$$

$$F(t) = F_0 * \text{cos}(\omega t - \phi) \quad (5)$$

$$F(t) = F_0 * e^{i(\omega t - \phi)} \quad (6)$$

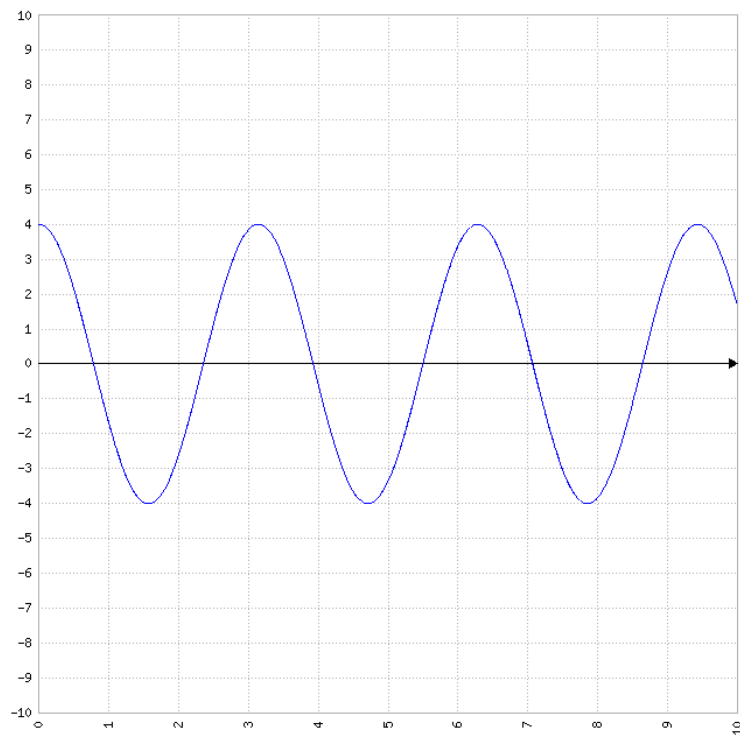
Sendo:

$F_0$  – Amplitude de excitação

$\omega$  – Frequência de excitação (rad/s)

$\phi$  - Ângulo de fase medido em relação ao referencial de tempo

Figura 1: Resposta vibracional de um sistema excitado por força harmônica



Fonte: O autor, 2021.

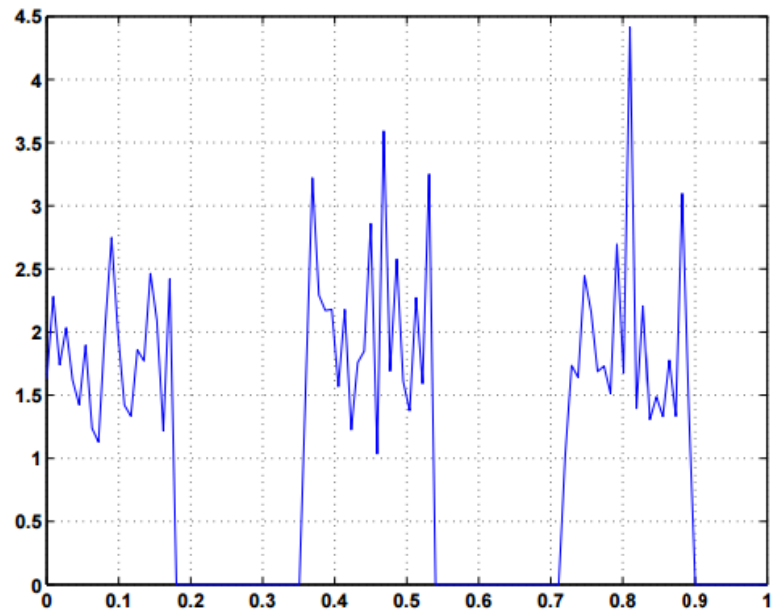
Um exemplo prático de excitação harmônica é a resposta vibracional característica de um rotor com massa desbalanceada.

### 3.2.2 Força periódica

Segundo Silva (2009) excitação periódica caracterizada por respostas vibracionais diferentes durante o tempo, conforme representado na figura 2.



Figura 2: Resposta vibracional de um sistema excitado por força periódica.

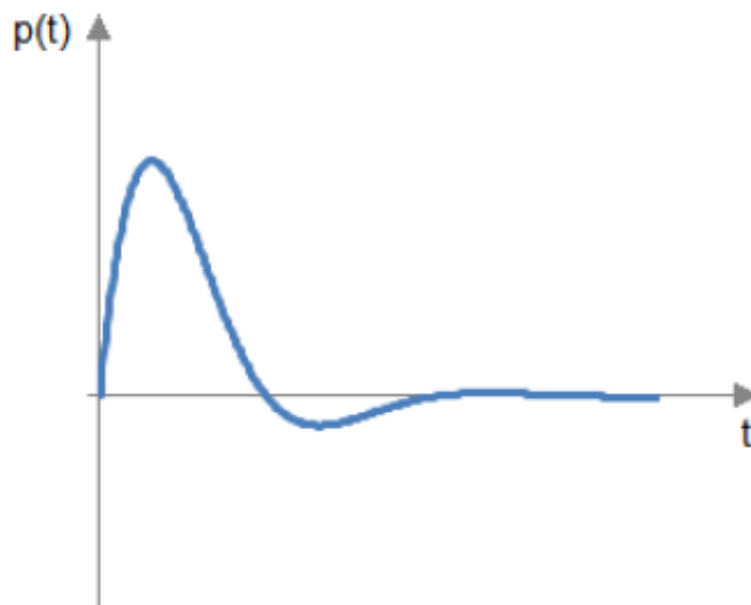


Fonte: SILVA (2009)

### 3.2.3 Força transitória

Conforme apontado por Tarabay (2015) excitação não periódica, caracterizada pela alta dissipação de energia em um dado intervalo de tempo relativamente curto, conforme figura 3.

Figura 3: Resposta vibracional de um sistema excitado por forças aleatórias.

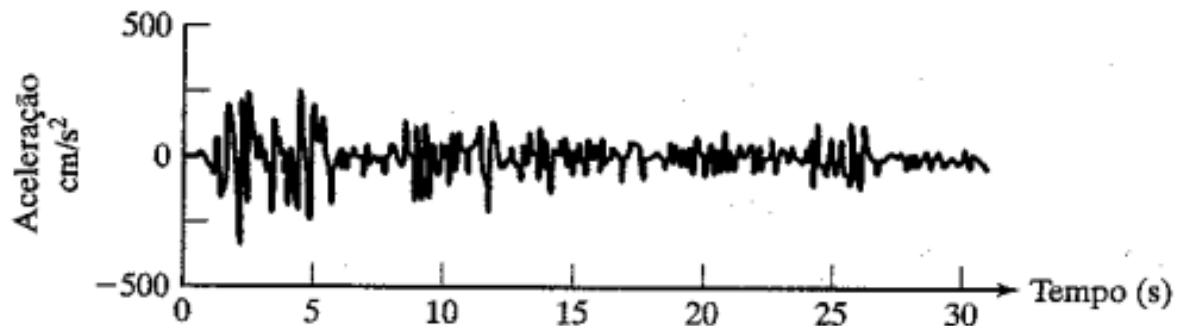


Fonte: TARABAY (2015)

### 3.2.4 Força aleatória

De acordo com Rao (2012) forças aleatórias são perturbações que não obedecem a um padrão na resposta de vibração, conforme apresentado na figura 4, para que possam ser definidas por uma equação, para sistemas excitados por forças aleatórias é necessário a utilização de métodos estatísticos.

Figura 4: Resposta vibracional de um sistema excitado por forças aleatórias.



Fonte: RAO (2012)

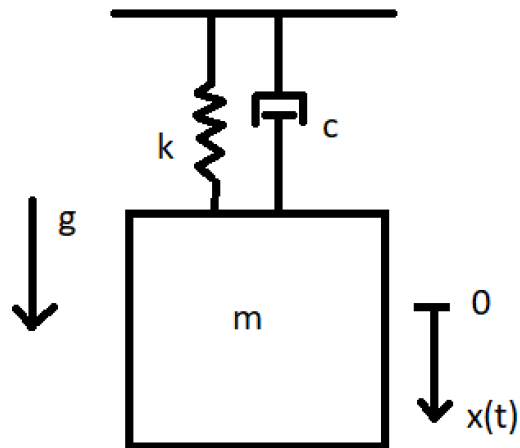
## 3.3 Graus de Liberdade

De acordo com Correia (2017, p 18) Graus de liberdade é o número mínimo de coordenadas independentes necessárias para descrever o comportamento dinâmico de um sistema vibratório em função do tempo. Se um sistema apresenta  $n$  graus de liberdade ele apresentará  $n$  modos de vibração.

### 3.3.1 Sistema de Um Grau de Liberdade

Conforme apontado por Storti (2020) para avaliação das respostas dinâmicas o modelo mais simples a ser analisado é com a representação do sistema massa-mola-amortecimento viscoso, também chamado de sistema de um grau de liberdade conforme representado na figura 5.

Figura 5: Sistema de um grau de liberdade



Fonte: o autor

Sistemas com um grau de liberdade pode ser descrito a partir da segunda lei de Newton, conforme equação 7:

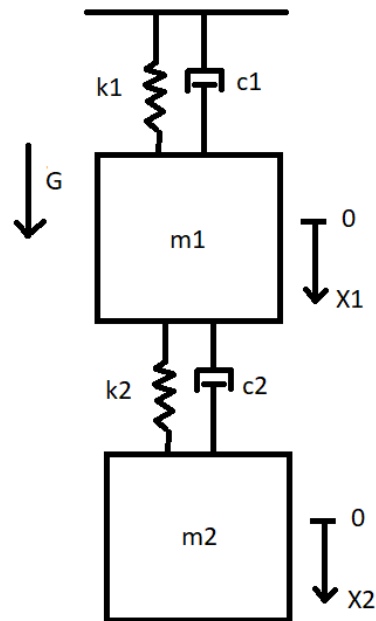
$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (7)$$

Onde  $F(t)$  é a força de excitação aplicada no sistema,  $m\ddot{x}(t)$  é a força inercial dada pela massa multiplicado pela aceleração da massa,  $c\dot{x}(t)$  é a força de amortecimento expressa pelo produto do coeficiente de amortecimento e velocidade da massa e  $kx(t)$  é a força potencial do sistema dada pelo produto da rigidez da mola com o deslocamento da massa.

### 3.3.2 Sistema de Múltiplos Graus de Liberdade

Para compreender as características dinâmicas de um sistema complexo é necessário realizar a interligação de todos os graus de liberdade, chamado de sistema de múltiplos graus de liberdade conforme apresentado na figura 6.

Figura 6: Sistema de múltiplos grau de liberdade



Fonte: o autor

### 3.4 Vibração forçada sob excitação harmônica

Vibrações sob excitações harmônicas fazem parte de um grupo de excitações periódicas, com frequência angular  $\omega$ , sendo compostas por forças proporcionais a  $\text{sen}(\omega t)$ ,  $\text{cos}(\omega t)$  ou uma combinação delas (CORREIA, 2017. MEIROVITCH, 2001).

Na maioria dos sistemas físicos encontramos forças de excitação chamadas de determinísticas, podendo ser harmônicas ou periódicas. A solução particular da equação diferencial representa o movimento do sistema.

De acordo com RAO (2012) a solução geral da equação diferencial do movimento é composta por uma solução homogênea  $x_h(t)$  e outra solução particular  $x_p(t)$ , a primeira caracterizada pelas respostas dinâmicas iniciais do movimento, já a segunda representa uma vibração de regime permanente, presente em todo o período de excitação do sistema.

#### 3.4.1 Equação Diferencial do Movimento

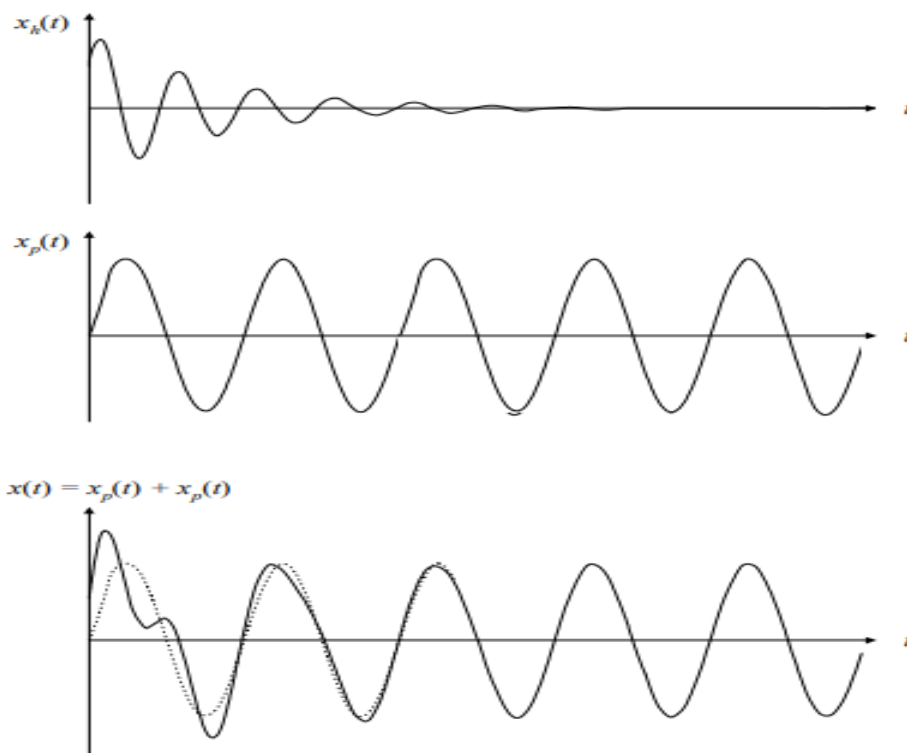
A equação diferencial do movimento  $x(t)$  dada pela segunda lei de Newton apresenta uma solução geral que é constituída por uma solução homogênea  $x_h(t)$  somada a solução particular  $x_p(t)$ , dada pela fórmula 8:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (8)$$

Conforme dito por RAO (2012) a solução homogênea representa a vibração livre do sistema encontrada quando substituído  $F(t) = 0$  na equação de movimento conforme apresentado na fórmula 9.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (9)$$

Figura 7: Soluções homogênea, particular e geral da equação diferencial do movimento.



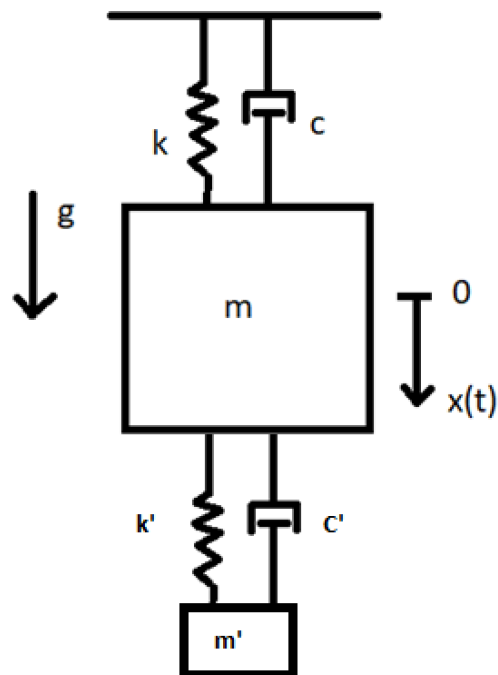
Fonte: RAO, 2012

#### 4 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES

De acordo com Godoy (2016) absorvedor dinâmico de vibrações é um dispositivo passivo, instalado em diversas estruturas que apresentam frequências naturais próximas a frequência de operação, com objetivo de reduzir a amplificação dinâmica ou alterando o espectro de vibração, criando uma contra ressonância na frequência de excitação.

Absorvedores dinâmicos lineares são projetados de acordo com a necessidade do projeto, onde o tipo mais simples destinado a sintonizar a frequência de ressonância com a frequência desejada em uma direção específica.

Figura 8: Sistema com absorvedor dinâmico de vibrações



Fonte: o autor, 2021.

## 5 METODOLOGIA

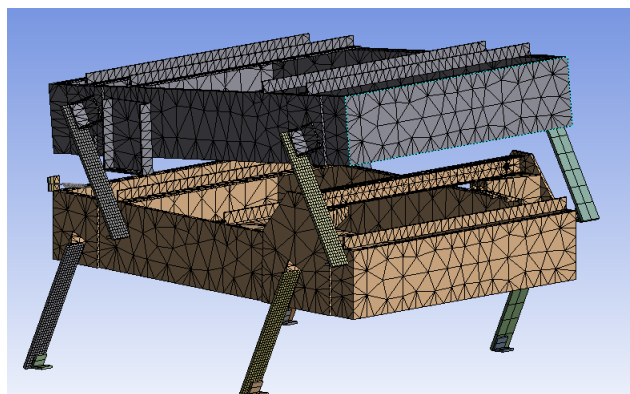
O trabalho será elaborado com base nas informações encontradas no referencial teórico. No primeiro momento será feito um levantamento das características de projeto da máquina para elaboração de um modelo numérico inicial utilizando software CAD, onde, a partir do modelo computacional inicial, será realizada uma primeira análise modal utilizando software CAE para calibração do equipamento, a fim de obter uma resposta dinâmica equivalente com as medições obtidas de forma experimental.

A partir da calibração do protótipo, será possível avaliar as respostas dinâmicas do equipamento com o objetivo de identificar falhas projetuais e propor um novo protótipo estabilizado.

O equipamento em estudo é uma peneira vibratória horizontal destinada a estratificação do café por tamanho e formato em nove porções diferentes. A separação é feita pelo movimento gerado por um eixo excêntrico responsável pelo acionamento do sistema fazendo o movimento vibratório das mesas. As mesas são sustentadas por 4 chapas de madeira cada com uma angulação de  $3,28^\circ$  opostas entre si. A máquina é projetada para estratificar até 6 toneladas de café por hora, variando pela qualidade do lote processado.

Para criação do modelo, apresentado na figura 9, foi levantado em campo todas as características físicas e técnicas do projeto garantindo assim a fidelidade do protótipo virtual com o equipamento instalado. Para as mesas e apoios foi utilizado o aço estrutural com módulo de elasticidade de  $E = 200$  GPa. Para as molas de madeira, foi considerado o módulo de elasticidade de  $E = 22,78$  GPa. Para obtenção da rigidez das molas, em uma bancada de teste, foi aplicada uma força de 218,27 N na sua extremidade observando um deslocamento de 40 mm, onde calculado conforme fórmula 2, foi obtido uma rigidez de 5,45 N/mm.

Figura 9 – Modelo numérico inicial



Fonte: O autor, 2021

Para coleta dos parâmetros dinâmicos das peneiras, foi utilizado o método chamado de Bumb-Test (Teste de Impacto), que consiste na aplicação de uma força externa que será responsável por excitar todas as frequências naturais da máquina, onde as respostas ao impacto são coletadas por um acelerômetro instalado em pontos estratégicos do equipamento.

A partir da obtenção das frequências naturais em campo, o modelo foi exportado para um software CAE, onde foi realizado uma comparação dos valores obtidos com os dados coletados de forma experimental. Para a calibração do modelo, foi necessário realizar ajustes no protótipo virtual até que ele apresentasse respostas dinâmicas bem próximas ao real, buscando fidelidade nos resultados obtidos.

Após calibração do modelo, foi possível identificar os modos de vibrar da máquina através de simulações das respostas harmônicas, possibilitando entender qual a relação entre frequências naturais e frequência de operação e como ela pode ser otimizada sem alteração da estrutura física do classificador, propondo alterações para estabilizar as mesas reduzindo as respostas harmônicas na axial e torcional.



## 6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 6.1 Análise dos Modos de Vibrar do Modelo Numérico Inicial

Como ponto de partida, o protótipo inicial foi importado para um software CAE responsável por fazer o processamento do modelo onde foi realizado um estudo modal para entender quais são as frequências naturais do modelo. Para realizar uma primeira análise dinâmica da máquina, foi considerada uma massa de 1000 Kg para as mesas, inferior e superior, mantendo toda sua dimensão projetual, onde os resultados obtidos estão descritos na tabela 1.

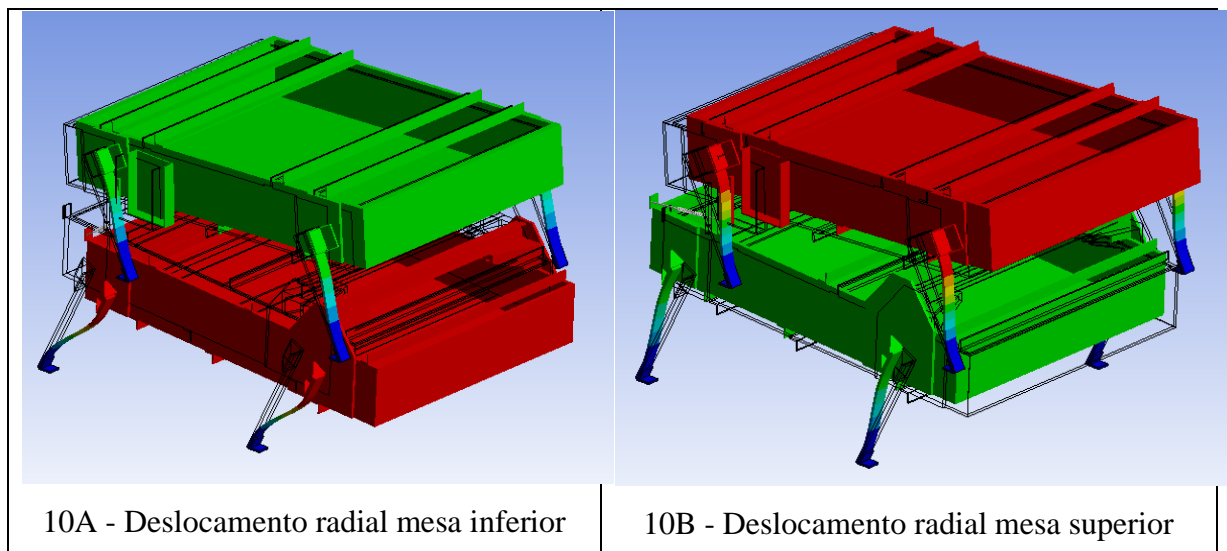
Tabela 1 – Modos de vibração modelo numérico inicial

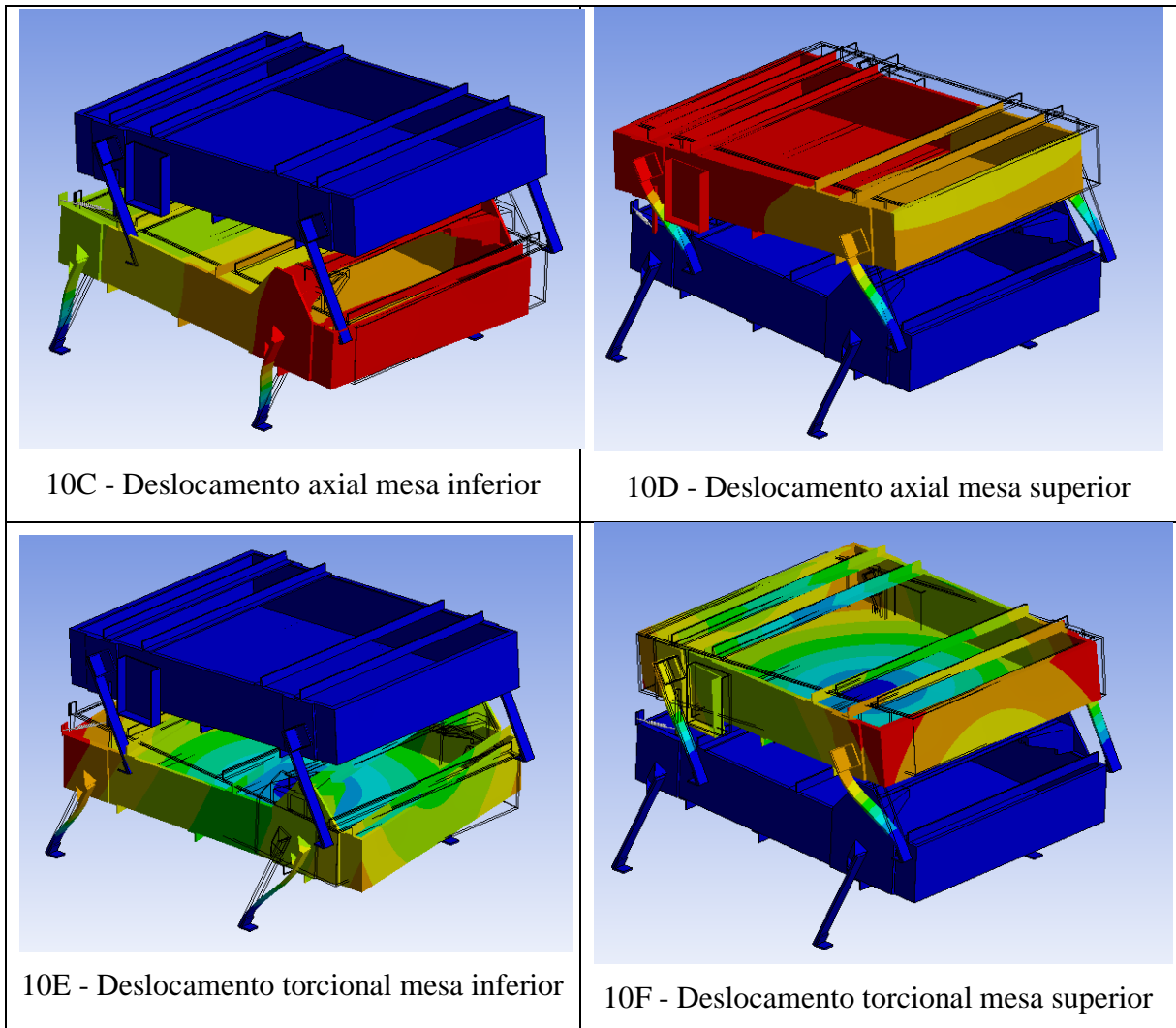
Denominação dos modos de vibrar	Frequência natural (Hz)	Deslocamento Máximo (mm)
1- Radial mesa inferior	1,49	0,55
2- Radial mesa superior	1,68	0,57
3- Axial mesa inferior	5,79	1,04
4- Axial mesa superior	6,14	0,84
5- Rotacional mesa inferior	6,89	1,56
6- Rotacional mesa superior	7,26	1,54

Fonte: O autor, 2021

Os modos de vibrar obtidos pelo software estão demonstrados na figura 10 a seguir.

Figura 10 – Modos de vibração modelo numérico inicial





Fonte: O autor, 2021

## 6.2 Coleta dos Parâmetros Reais de Vibração

Após a obtenção das frequências naturais do sistema inicial, foi realizada as medições em campo das frequências naturais e frequências de operação das mesas na axial, apresentados na tabela 2. As frequências naturais das mesas foram utilizadas para calibração do modelo, com o objetivo de garantir um desvio mínimo entre os modos de vibrar real da máquina com o protótipo inicial.

As frequências de operação das mesas foram utilizadas como parâmetro de estudos para otimização da relação frequência de operação e frequência natural.

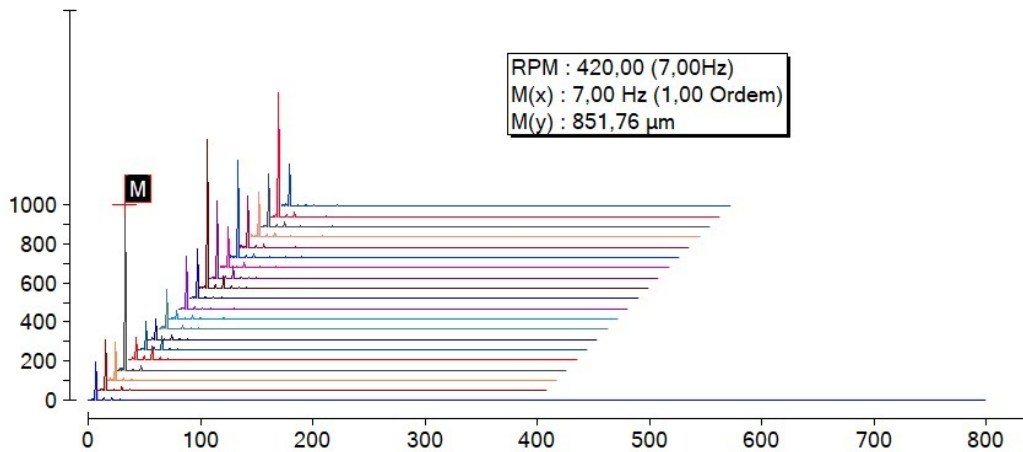
Tabela 2 – Modos de vibração modelo real

Denominação dos modos de vibrar	Frequência natural (Hz)	Frequência de operação (Hz)
1 – Axial mesa inferior	3	7
2 – Axial mesa Superior	3	7

Fonte: O autor, 2021

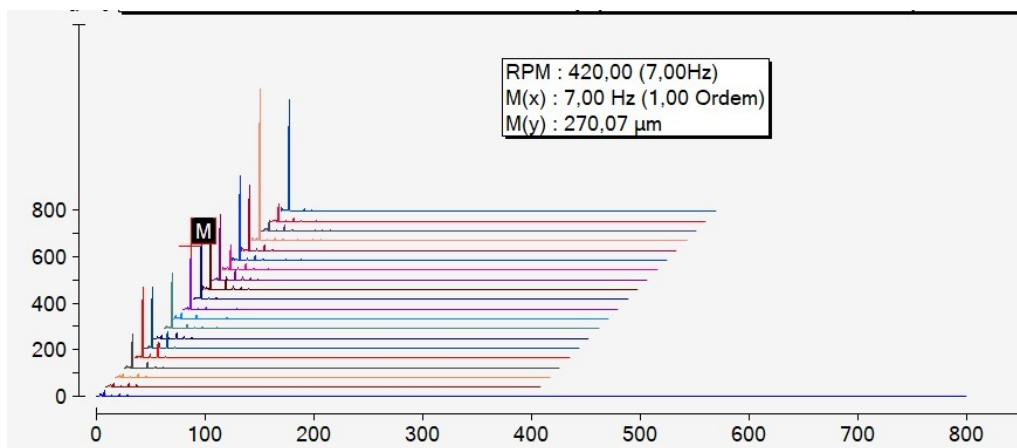
A partir da análise dos espectros foi identificado um deslocamento axial de 0,85 mm para a mesa inferior, conforme figura 15 e um deslocamento de 0,27 mm para a mesa superior, representado na figura 16.

Figura 15 – Resposta harmônica na axial da mesa inferior do modelo real



Fonte: O autor, 2021

Figura 16 – Resposta harmônica na axial da mesa superior do modelo real



Fonte: O autor, 2021

### 6.3 Calibração do Modelo Numérico Inicial

Após medições em campos, foi realizada uma alteração na massa das mesas, de 1000 Kg para 6000 Kg, buscando uma redução das frequências naturais.

Devido à grande complexidade para coleta da frequência natural na radial e a frequência de torção, foi utilizado como parâmetro de calibração as frequências na axial sem alteração nas dimensões das peneiras, onde os resultados obtidos estão representados na tabela 3.

Tabela 3 – Modos de vibração modelo numérico calibrado

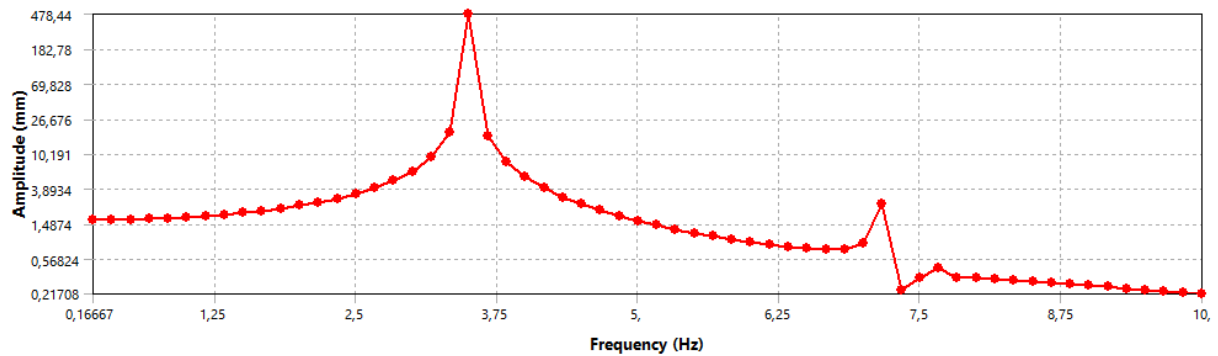
<b>Denominação dos modos de vibrar</b>	<b>Frequência natural (Hz)</b>	<b>Deslocamento Máximo (mm)</b>
1- Radial mesa inferior	0,87	0,29
2- Radial mesa superior	0,96	0,29
3- Axial mesa inferior	3,49	0,44
4- Axial mesa superior	3,54	0,41
5- Torcional mesa inferior	7,15	1,47
6- Torcional mesa superior	7,68	1,49

Fonte: O autor, 2021

A partir da calibração do protótipo é possível destacar a frequência natural torcional de 7,15 Hz para a mesa inferior e 7,68 Hz da mesa superior, ficando bem próxima a frequência de operação das peneiras de 7 Hz, conforme apresentado na tabela 2, podendo ser a causa raiz dos problemas observados neste equipamento. Deslocamento crítico que gera instabilidade axial em consequência da ressonância torcional, levando as falhas por fadiga dos componentes mecânicos e estruturais da peneira.

Para fidelização das respostas harmônicas do modelo, a mesa inferior foi calibrada com uma força axial de 5900 N provocando um deslocamento de 0,86 mm na frequência de operação de 7 Hz, conforme apresentado na figura 17.

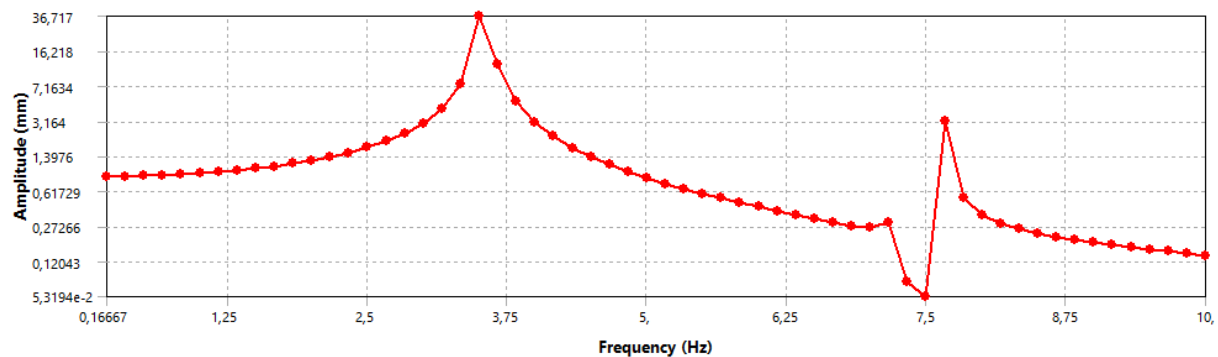
Figura 17 – Resposta harmônica na axial da mesa inferior do modelo calibrado



Fonte: O autor, 2021

Para a peneira superior a força de calibração na axial foi de 3000 N, provocando um deslocamento de 0,26 mm na axial, conforme apresentado abaixo na figura 18.

Figura 18 – Resposta harmônica na axial da mesa superior do modelo calibrado

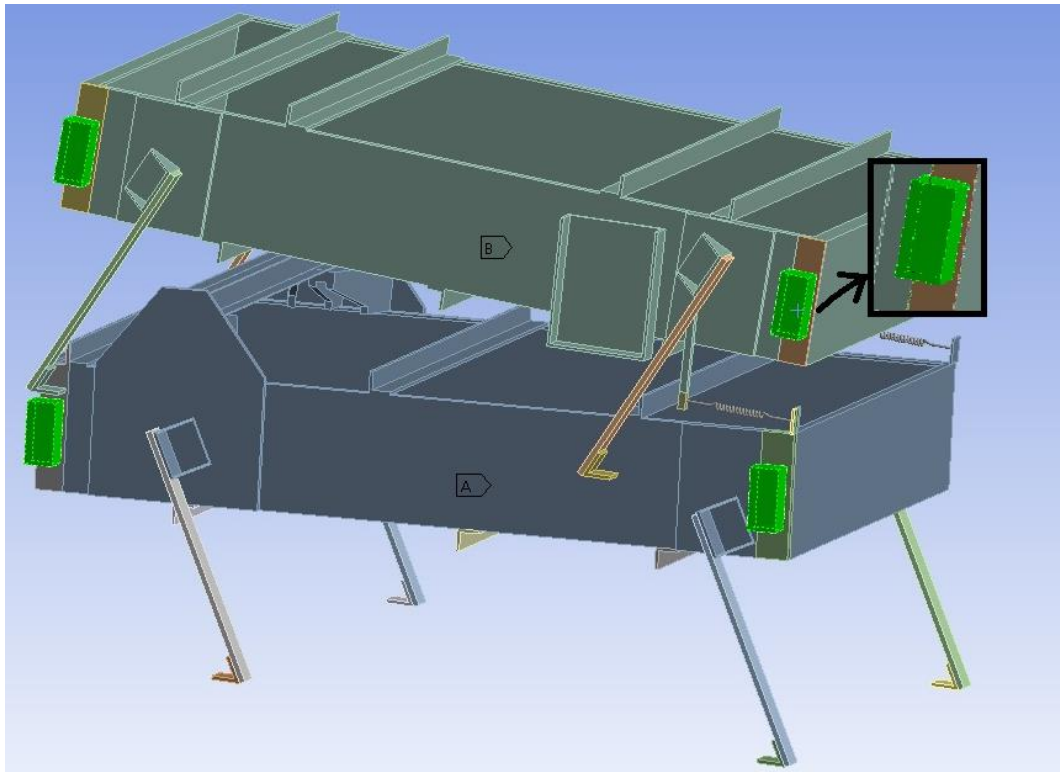


Fonte: O autor, 2021

## 6.4 Proposta de Solução

Com objetivo de redução da resposta harmônica em relação ao deslocamento axial, foi instalado dois absorvedores dinâmicos de vibração com massa de 17,27 Kg e rigidez de 33,41 N/mm, um em cada extremidade das peneiras, calibrados para uma frequência natural de 7 Hz, mantendo todas as especificações técnicas da máquina, conforme representado em verde na figura 19.

Figura 19 – Proposta de Solução



Fonte: O autor, 2021

Após calibração dos absorvedores dinâmicos de vibração, o modelo final foi submetido a análise modal, onde as frequências naturais da máquina estão descritas na tabela 4.

Tabela 4 – Modos de vibração modelo numérico final

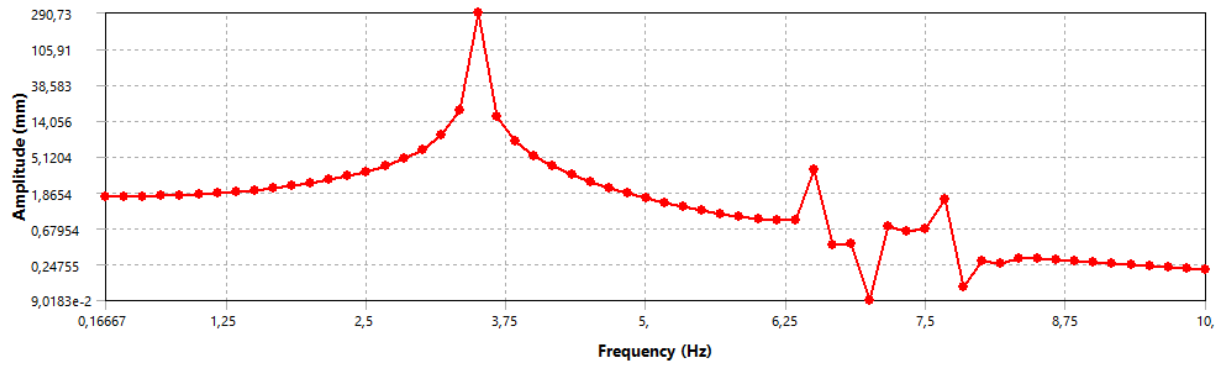
<b>Denominação dos modos de vibrar</b>	<b>Frequência natural (Hz)</b>	<b>Deslocamento Máximo (mm)</b>
1- Radial mesa inferior	0,87	0,29
2- Radial mesa superior	0,96	0,29
3- Axial mesa inferior	3,49	0,56
4- Axial mesa superior	3,53	0,54
5- Rotacional mesa inferior	7,71	3,51
6- Rotacional mesa superior	8,14	2,77

Fonte: O autor, 2021

Com o objetivo de observar qual a influência dos absorvedores dinâmicos no modelo final, foram mantidas as forças de resposta encontradas no modelo calibrado. A partir da análise do espectro de vibração de resposta harmônica é possível observar um deslocamento

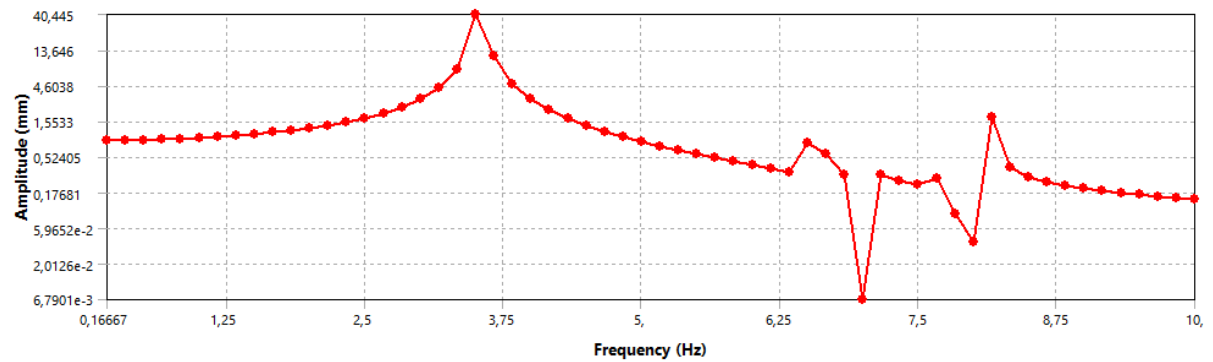
máximo resultante de 0,009 mm para a mesa inferior, conforme apresentado na figura 20 e um deslocamento de 0,006 mm para a mesa superior representado na figura 21.

Figura 20 – Resposta harmônica na axial da mesa inferior do modelo final



Fonte: O autor, 2021

Figura 21 – Resposta harmônica na axial da mesa superior do modelo final



Fonte: O autor, 2021

## 7 CONCLUSÕES

A peneira classificadora de café é um equipamento indispensável no processo de rebeneficiamento, responsável pela estratificação de um lote em 9 porções de diferentes granulometrias.

Feita as análises necessárias seguindo a metodologia descrita, esse projeto teve grande importância para entender qual o real comportamento dinâmico das mesas e qual a relação entre a frequência de operação e as frequências naturais das peneiras, com o objetivo de buscar uma solução viável e prática para redução da amplificação das respostas harmônicas axiais nas peneiras. Deslocamento crítico que gera instabilidade axial em consequência da ressonância torcional, levando as falhas por fadiga dos componentes mecânicos e estruturais da máquina.

Com o levantamento estrutural da máquina instalada e com a coleta dos parâmetros reais de vibração, foi possível calibrar o modelo garantido fidelidade dos resultados obtidos realizando simulações numéricas com maior confiabilidade e apresentar uma solução para redução das forças dinâmicas resultante nas peneiras.

A partir dos resultados apresentados, foi possível propor uma solução para estabilizar a máquina, onde com a instalação dos absorvedores dinâmicos de vibração nas extremidades das mesas, calibrados a uma frequência natural bem próximas a frequência de operação do equipamento, é possível observar uma redução considerável da resposta harmônica axial nas mesas. Para a mesa inferior foi obtido uma redução no deslocamento máximo na axial de 98,95% e na mesa superior de 97,69%.



## REFERÊNCIAS

- CLOUGHT, R. W.; PENZIEN, J. **Dynamics Of Structures**. 3. ed. New York: McGraw Hill, 1995.
- CORREIA, D. S. Q. **Análise Modal de Bombas de Cavidades Progressivas**. Salvador: Universidade Federal da Bahia Instituto de Matemática / Escola Politécnica, 2017.
- CAVALCANTE, P. F. **Método de Solução Para o Estudo da Influência da Estrutura de Suporte no Comportamento Dinâmico de Máquinas Rotativas**. Campinas: UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas, 2001.
- GODOY, W. R. A. **Projeto, Análise e Otimização de Um Absorvedor Dinâmico de Vibrações Não Linear**. São Carlos: Universidade de São Paulo, 2016.
- GUSMÃO, L. L. **Análise Modal de Uma Estrutura de Fundação Para Máquinas Rotativas**. Campinas: UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas, 2020.
- IIZUKA, E. K. **Análise de Tensões em Peneiras Vibratórias Através de Modelagem Numérica Utilizando o Método de Elementos Finitos e Experimentalmente Por Extensometria**. Campinas: UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas, 2006.
- MINETTE, R. S. **Análise Modal de Bombas Centrífugas Submersas**. Rio de Janeiro: UFRJ - Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2017.
- MOHANTY, A. R. **Machinery Condition Monitoring: Principles And Practices**. 1. ed. New York: CRC Press, 2014.
- RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2012.
- SILVA, M. S. P. **Determinação da Frequência Natural de Eixos Utilizando o Software Excel**. Guaratinguetá: UNESP - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, 2012.

SILVA, S. **Vibrações Mecânicas**. 2. ed. Foz do Iguaçu: Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2009

STORTI, G. C. **Análise Modal Operacional Aplicada a Máquinas Rotativas**. Campinas: UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas, 2020.

SOUTO, C. A. **Estudo do Comportamento Dinâmico de Máquinas Rotativas Através da Análise Modal Complexa**. Campinas: UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas, 2000.

TARABAY, M. A. K. **Análise Modal de Uma Torre Metálica Uutoportante**. Belo Horizonte: CEFET-MG, 2015.