

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

GABRIEL JOSÉ RIGOTTI

**ANÁLISE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE SERRAS CIRCULARES SOB INFLUÊNCIA
DE TENSIONAMENTO**

CAXIAS DO SUL

2019

GABRIEL JOSÉ RIGOTTI

**ANÁLISE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE SERRAS CIRCULARES SOB INFLUÊNCIA
DE TENSIONAMENTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Dinâmica dos corpos rígidos, elásticos e plásticos

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier

CAXIAS DO SUL

2019

GABRIEL JOSÉ RIGOTTI

**ANÁLISE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE SERRAS CIRCULARES SOB INFLUÊNCIA
DE TENSIONAMENTO**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade de Caxias do
Sul como requisito parcial para a obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico. Área de
concentração: Dinâmica dos corpos
rígidos, elásticos e plásticos

Aprovado em 25/06/2019

Banca Examinadora

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

Prof. Dr. Rodrigo Panosso Zeilmann
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

Vibrações excessivas de serras circulares estão presentes nos processos de corte, gerando possíveis danos ao operador, inferior qualidade de corte e redução da vida da ferramenta. O objetivo geral deste trabalho é a análise do comportamento vibratório de uma serra circular e a influência do processo de tensionamento sobre a mesma. Para se alcançar este resultado, são utilizados ensaios experimentais e numéricos, juntamente com o conhecimento adquirido da fundamentação teórica do problema, permitindo a interpretação correta dos dados coletados. Os resultados obtidos no presente estudo confirmam a teoria apresentada pelos trabalhos referenciados e mostram que o processo de tensionamento resultou em modificações das frequências naturais das serras estudadas, tornando possível a alteração das mesmas, visando contornar o problema de instabilidade em determinadas rotações de trabalho.

Palavras-chave: Frequência natural. Instabilidade. Tensionamento.

ABSTRACT

Excessive vibrations of circular saws are present in the cutting processes, causing possible injury to the operator, lower cutting quality and reduced tool life. The main goal of this work is to analyze the vibratory behavior of a circular saw and the influence of the tensioning process over it. To achieve this result, experimental and numeric tests are used, along with the knowledge acquired from the theoretical foundation of the problem, allowing the correct interpretation of the collected data. The results obtained in the present study confirm the theory presented by the works referenced and show that the tensioning process resulted in modifications of the natural frequencies of the studied saws, making it possible to change them, aiming to overcome the problem of instability in certain rotations of work.

Keywords: Natural frequency. Instability. Tensioning.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Onda característica da instabilidade por flambagem	16
Figura 2 - Ondas de propagação progressiva e regressiva para um modo de vibração ...	18
Figura 3 - Onda característica da instabilidade por velocidade crítica	18
Figura 4 - Frequências naturais para diferentes modos de vibração	20
Figura 5 - Modos de vibração de uma serra circular	21
Figura 6 - Diagramas de corpo livre para um elemento de uma placa circular	22
Figura 7 - Processo de tensionamento	26
Figura 8 - Fluxograma de etapas	27
Figura 9 - Modelo físico da serra circular	29
Figura 10 - Valores de λ_{ij}^2 para diferentes coeficientes β no modo vibracional (0,0)	30
Figura 11 - Modelo numérico da serra circular	31
Figura 12 - Diferentes raios de tensionamento dos modelos numéricos	32
Figura 13 - Diferentes raios de tensionamento das amostras físicas	33
Figura 14 - Máquina de tensionamento para serras circulares	34
Figura 15 - Suspensão das lâminas para ensaio de corpo livre	34
Figura 16 - Fixação do acelerômetro	35
Figura 17 - Demais aparelhos utilizados no ensaio experimental	35
Figura 18 - Exemplo de espectro de frequências experimental	37
Figura 19 - Resultado visual de cada modo vibracional	39
Figura 20 - Disco circular com malha de elementos	39
Figura 21 - Dados analíticos e numéricos para a serra não tensionada	43
Figura 22 - Dados numéricos e experimentais para a serra não tensionada	44
Figura 23 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 1	45
Figura 24 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 2	45
Figura 25 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 3	46
Figura 26 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 4	46
Figura 27 - Dados numéricos para todas as amostras	47
Figura 28 - Dados experimentais para todas as amostras	48
Figura 29 - Diferenças numéricas para modos com círculos nodais	49
Figura 30 - Diferenças numéricas para modos sem círculos nodais	50
Figura 31 - Diferenças experimentais para modos com círculos nodais	50
Figura 32 - Diferenças experimentais para modos sem círculos nodais	51

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Definição do modelo de estudo.....	28
Quadro 2 - Variáveis consideradas em cada exemplar	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetro adimensional $\lambda_{i,j}^2$ para uma placa circular	24
Tabela 2 - Frequências naturais analíticas para a serra não tensionada	38
Tabela 3 - Frequências naturais numéricas para a serra não tensionada	40
Tabela 4 - Deformação localizada em cada serra tensionada	40
Tabela 5 - Frequências naturais numéricas para as amostras tensionadas	41
Tabela 6 - Frequências naturais experimentais para a serra não tensionada	42
Tabela 7 - Frequências naturais experimentais para serras tensionadas	42
Tabela 8 - Diferenças numéricas em relação à serra não tensionada	48
Tabela 9 - Diferenças experimentais em relação à serra não tensionada.....	49

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

OPP	Onda de propagação progressiva
OPR	Onda de propagação regressiva
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
mm	Milímetros
Hz	Hertz
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
N	Newton
m	Metro
kg	Kilograma
Pa	Pascal

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Raio externo da lâmina
b	Raio de fixação do flange
D	Rigidez de flexão
E	Módulo de Young ou módulo de elasticidade
F	Força
h	Espessura
i	Número de diâmetros nodais
j	Número de círculos nodais
M_r	Momento resultante no sentido radial
M_θ	Momento resultante no sentido tangencial
$M_{r\theta}$	Momento de torção resultante
n_{crit}	Velocidade de rotação crítica
n_{rot}	Velocidade de rotação
ρ	Massa específica
Q_r	Força de cisalhamento resultante no sentido radial
Q_θ	Força de cisalhamento resultante no sentido tangencial
r	Raio de análise do elemento infinitesimal
t	Tempo
ν	Coefficiente de Poisson
ω_{ij}	Frequência natural
ω_{ij}^P	Frequência natural da onda de propagação progressiva
ω_{ij}^R	Frequência natural da onda de propagação regressiva
w	Deslocamento transversal
β	Razão entre raio de fixação do flange e raio da serra circular
λ	Valor adimensional relacionado a razão β e ao modo de vibração

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	12
1.2	AMBIENTE DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	13
1.3	JUSTIFICATIVA.....	13
1.4	OBJETIVOS	14
1.4.1	Objetivo Geral	14
1.4.2	Objetivos Específicos	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	VIBRAÇÃO DE SISTEMAS CONTÍNUOS.....	15
2.2	ESTABILIDADE DA SERRA CIRCULAR.....	15
2.3	INSTABILIDADE POR FLAMBAGEM.....	16
2.4	INSTABILIDADE POR VELOCIDADE CRÍTICA	17
2.5	VELOCIDADE CRÍTICA.....	19
2.6	FREQUÊNCIAS NATURAIS.....	19
2.6.1	Modos de vibração	20
2.6.2	Cálculo de frequências naturais	21
2.7	TENSIONAMENTO.....	25
2.7.1	Histórico	25
2.7.2	Processo	25
2.7.3	Conceito	26
3	MATERIAIS E MÉTODOS	27
3.1	ETAPAS DO TRABALHO	27
3.1.1	Definição do modelo de estudo	28
3.1.2	Cálculo analítico das frequências naturais	29
3.1.3	Análise numérica das frequências naturais	30
3.1.4	Análise numérica das frequências naturais sob tensionamento	31
3.1.5	Fabricação do modelo de estudo	32
3.1.6	Análise experimental das frequências naturais	34
3.1.7	Análise dos dados obtidos	36

4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	38
4.1	CÁLCULO ANALÍTICO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS	38
4.2	ANÁLISE NUMÉRICA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS.....	39
4.3	ANÁLISE NUMÉRICA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS SOB TENSIONAMENTO....	40
4.4	ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS.....	41
4.5	ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS.....	42
4.5.1	Analítico e numérico de uma serra sem tensionamento	43
4.5.2	Numérico e experimental de uma serra sem tensionamento	43
4.5.3	Numérico e experimental de serras tensionadas	44
4.5.4	Análise do comportamento vibracional	47
4.5.4.1	Dados numéricos.....	49
4.5.4.2	Dados Experimentais.....	50
5	CONCLUSÃO	53
5.1	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	53
	REFERÊNCIAS	54
	APÊNDICE A - PLANILHA DE FREQUÊNCIAS ANALÍTICAS PARA A AMOSTRA 5	56
	APÊNDICE B - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 1	56
	APÊNDICE C - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 1	57
	APÊNDICE D - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 2	57
	APÊNDICE E - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 2	58
	APÊNDICE F - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 3	58
	APÊNDICE G - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 3	59
	APÊNDICE H - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 4	59
	APÊNDICE I - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 4	60
	APÊNDICE J - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 5	60
	APÊNDICE K - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 5	61
	ANEXO A - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO 75CR1 OBTIDAS NO BANCO DE MATERIAIS TOTAL MATERIA	62

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

De acordo com Brògueira (2015), a serra circular é uma das ferramentas mais amplamente utilizadas no corte industrial, tendo suas aplicações em diversos tipos de materiais e segmentos como da madeira, alimentar, metalmecânica, microeletrônica, etc.

A espessura da lâmina, conforme Brògueira (2015), é um elemento determinante no tocante ao desempenho da mesma. Com o aumento dessa dimensão, obtém-se maior estabilidade, o que implica em benefícios como maior qualidade de corte e redução do ruído.

No entanto, segundo Li e Zhang (2016), as serras circulares têm se tornado cada vez mais finas ao longo dos anos. Isso se deve ao impacto dessa dimensão na perda de material devido ao corte e, conseqüentemente, ao comprometimento da eficiência do processo.

Esse fator tem impulsionado os fabricantes a reduzirem paulatinamente a área de corte, impactando diretamente no desempenho da ferramenta e comprometendo os benefícios citados anteriormente.

Tendo como objetivo a solução dessa situação, se faz necessário algum método que possa reduzir e até mesmo controlar tais problemas e, ao mesmo tempo, permitir que as mudanças dimensionais possam ser implementadas.

Segundo Szymani e Mote Jr. (1979), existem processos que visam minimizar as conseqüências da redução de espessura e aprimorar a estabilidade da ferramenta durante o corte. Os mais comuns são a adição de rasgos radiais na serra e a modificação da frequência natural gerada por tensões residuais, também chamado de tensionamento.

Li e Zhang (2016) afirmam que a solução mais extensamente adotada pelas fabricantes é o método de tensionamento por rolos. Esse processo é abordado no presente trabalho, juntamente com a análise dos seus efeitos na frequência natural de uma serra circular.

Os resultados desse estudo podem ser aplicados por fabricantes de lâminas de corte e também por demais interessados que se utilizam dessa ferramenta em seus processos, ou que porventura desejam se aprofundar na teoria e aplicação do processo de tensionamento.

1.2 AMBIENTE DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

A empresa Sul Corte possui sua unidade matriz em Caxias do Sul-RS e outras duas filiais em Valinhos-SP e Joinville-SC. Atualmente atende mais de 20 países situados em 5 continentes.

O processo de pesquisa e desenvolvimento abrange uma forte demanda pelo conhecimento dos processos produtivos e, hoje, está sob responsabilidade da equipe de engenharia, composta por quatro membros.

Para auxílio no desenvolvimento do estudo, a Sul Corte dispõe de maquinário para aplicação do tensionamento e corte de materiais, bem como laboratório para análise dimensional e de propriedades mecânicas dos produtos.

1.3 JUSTIFICATIVA

Apesar dos avanços alcançados pelos fabricantes de serras e das tantas melhorias implementadas a esse produto, as exigências por maior qualidade de corte e vida de ferramenta fomentam novos incrementos na eficiência da lâmina. Estes são elementos cruciais na escolha de uma ferramenta.

A fim de impulsionar a competitividade da empresa, é importante que os produtos oferecidos pela mesma sejam acompanhados por informações técnicas relevantes e por parâmetros pré-estabelecidos pelo fabricante.

Dentre essas informações, no contexto vibracional da lâmina, se destaca primeiramente a velocidade crítica de rotação (n_{crit}) da mesma, e por segundo o impacto do processo de tensionamento nessa velocidade.

O primeiro parâmetro é determinante para que haja o conhecimento dos limites de rotação da lâmina por parte o fabricante e do cliente, já o segundo é importante para a modificação desses limites, baseado na necessidade do cliente.

Como a aplicação do tensionamento está presente no processo da fabricação, todo a experiência adquirida a respeito do mesmo e sua influência na serra circular foi de forma empírica e sem análises aprofundadas, carecendo de conhecimento científico a respeito do processo.

Juntamente com os fatos já apresentados, os aspectos ambientais também estão presentes, pois como consequência de economia de material no corte, também se dá a preservação de matérias primas, recursos naturais e redução na formação de cavacos

1.4 OBJETIVOS

Nesse item são demonstrados os objetivos do trabalho, tanto geral quanto específicos, que contribuem no direcionamento do desenvolvimento do mesmo

1.4.1 Objetivo Geral

Com o presente trabalho, busca-se compreender o efeito do processo de tensionamento em uma serra circular, e com isso suprir a carência informacional com dados analíticos, numéricos e experimentais. Com estes resultados, almeja-se compreender a mudança de frequências naturais em relação à deformação aplicada nas diferentes amostras. Visa-se também tornar o presente estudo uma base teórica e material de apoio para demais acadêmicos interessados no estudo de frequências naturais.

1.4.2 Objetivos Específicos

Como objetivos específicos, tem-se abaixo:

- a) calcular as frequências naturais de forma analítica;
- b) obter as frequências naturais através de simulação;
- c) comparar as frequências obtidas de forma analítica e numérica;
- d) obter as frequências naturais de forma experimental;
- e) comparar as frequências naturais obtidas de forma numérica e experimental;
- f) analisar as mudanças geradas pelo tensionamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo são explanados fundamentos de vibração em sistemas contínuos e termos imprescindíveis na compreensão do problema, seguidos do posterior uso desses conhecimentos na análise dos resultados obtidos através de diferentes métodos de medição, também abordados no presente trabalho.

2.1 VIBRAÇÃO DE SISTEMAS CONTÍNUOS

Vibração ou oscilação, conforme Rao (2007), é a repetição de um determinado movimento. Vários exemplos podem ser trazidos, como uma corda de guitarra, o movimento sentido pelos passageiros de um carro em uma estrada irregular, ou mesmo a oscilação de altos edifícios devido ao vento ou terremotos.

Segundo Rao (2007), diferentemente de um sistema discreto onde os graus de liberdade e pontos de massas são finitos, um sistema contínuo de vibrações consiste em infinitos pontos de massa e graus de liberdade, demandando também uma quantidade infinita de coordenadas para especificar seu movimento. Nesse sistema, propriedades como massa, elasticidade e amortecimento são distribuídos dentre todos os pontos que compõe o mesmo.

Blevins (1979) e Rao (2007) apresentam em seus estudos as deduções das equações de equilíbrio, frequências naturais e condições de contorno para diversos tipos de sistemas contínuos, como cordas, barras, vigas, membranas, placas, entre outros.

Para fins de simplificação da análise no presente trabalho, torna-se necessário aproximar uma serra circular a um modelo de placa circular, sendo esse o método utilizado pela grande maioria dos trabalhos aqui referenciados.

2.2 ESTABILIDADE DA SERRA CIRCULAR

O desempenho de uma serra circular, conforme Li e Zhang (2016), pode ser medido de diversas maneiras, como volume de material cortado em um espaço de tempo, acabamento de corte, vida útil da serra e nível de ruído. Tais parâmetros podem ser comprometidos na ausência de um outro fator, a estabilidade da lâmina.

Em estudos anteriores, apresentados por Mote Jr. e Nieh (1973) e Weiland e Birenbaum (2014), são apresentados dois tipos de instabilidades que ocorrem no

funcionamento de serras circulares. Nesses casos, a lâmina deixa de apresentar uma forma plana, manifestando deformações que caracterizam esses estados de oscilação.

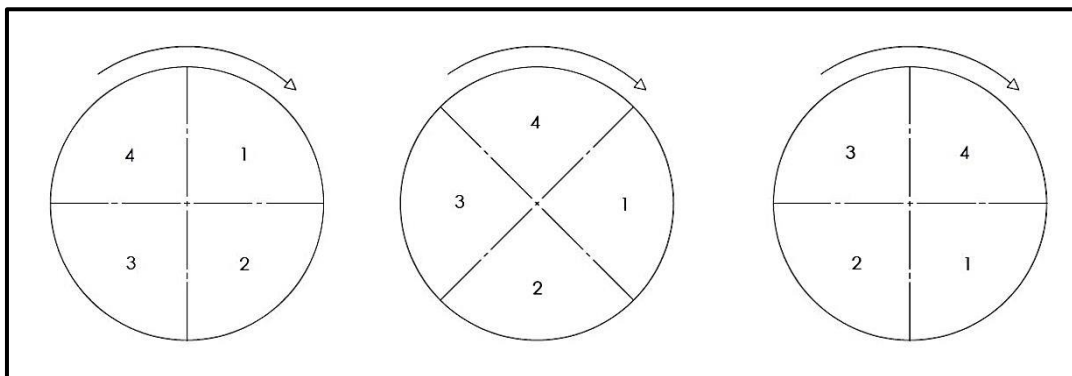
2.3 INSTABILIDADE POR FLAMBAGEM

O primeiro tipo de instabilidade apresentado por Mote Jr. e Nieh (1973) e Weiland e Birenbaum (2014), é denominado como *Buckling instability*, em tradução direta, instabilidade por flambagem. Esse fenômeno é descrito como resultado de demasiadas tensões internas resultantes de processos como o tensionamento ou mesmo por cargas térmicas inerentes ao processo de corte.

Segundo Mote Jr. e Nieh (1973), tendo em vista a perspectiva de um observador externo, a instabilidade por flambagem é caracterizada visualmente por uma onda estacionária solidária a serra circular, ambas girando às mesmas velocidades e frequências.

A Figura 1 demonstra esse tipo de comportamento característico durante o giro da lâmina. Nesse caso, a serra é separada em quatro regiões, a fim de facilitar a compreensão do comportamento da onda.

Figura 1 - Onda característica da instabilidade por flambagem



Fonte: Adaptado de Mote Jr. e Nieh (1973)

Ainda segundo Mote Jr. e Nieh (1973), esse tipo de instabilidade pode ser considerado como “final”, já que é uma forma mais avançada de oscilação e provavelmente não se configura entre as primeiras apresentadas por uma serra circular.

2.4 INSTABILIDADE POR VELOCIDADE CRÍTICA

O segundo tipo de instabilidade e, segundo Mote Jr. e Nieh (1973), a mais grave, é denominada como *Critical Speed Instability*, em tradução direta, instabilidade por velocidade crítica. Essa se configura como a oscilação mais comum e provável de ocorrer, considerando parâmetros comuns de corte.

Conforme Brògueira (2015), Schajer (1984) e Csanády e Magoss (2011), uma serra circular apresenta esse comportamento oscilatório quando tem sua rotação de funcionamento próxima ou igual à velocidade crítica (n_{crit}), fenômeno abordado na presente fundamentação.

Segundo Schajer (1984), Szymani e Mote Jr. (1979) e Nicoletti et al. (1996), a oscilação por velocidade crítica de uma serra circular se configura como a sobreposição de duas ondas de propagação ao longo da lâmina, a onda de propagação progressiva (OPP) e a de propagação regressiva (OPR).

Em sua análise, Schajer (1984) relata que a OPP se move na direção de rotação da serra e a OPR se move na direção oposta. As frequências naturais das mesmas podem ser calculadas através das equações abaixo:

$$\omega_{ij}^P = \omega_{ij} + i \cdot n_{rot} \quad (1)$$

$$\omega_{ij}^R = \omega_{ij} - i \cdot n_{rot} \quad (2)$$

onde: ω_{ij}^P é a frequência natural da OPP para um modo de vibração (i,j) [Hz];

ω_{ij}^R é a frequência natural da OPR para um modo de vibração (i,j) [Hz];

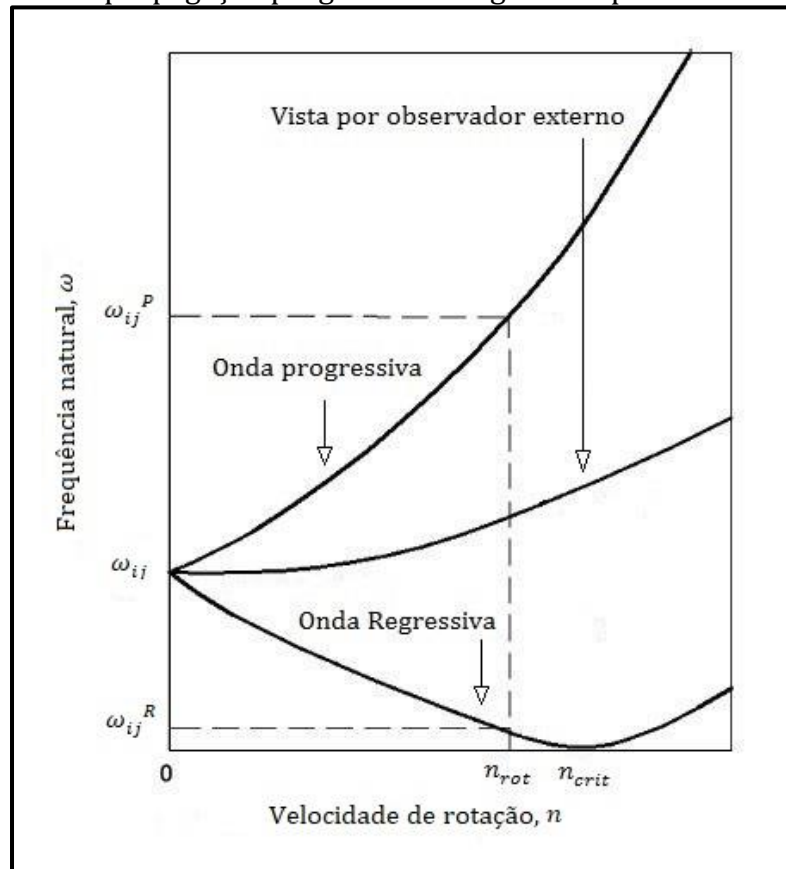
ω_{ij} é a frequência natural da serra para um modo de vibração (i,j) [Hz];

i é o número de diâmetros nodais;

n_{rot} é a velocidade de rotação da serra [Hz].

Segundo Schajer (1984), em modo estacionário, ambas as ondas apresentam a mesma velocidade e frequência natural. Já no momento em que a serra circular gira, sua velocidade de rotação adiciona frequência à OPP e retira da OPR, conforme demonstra a Figura 2.

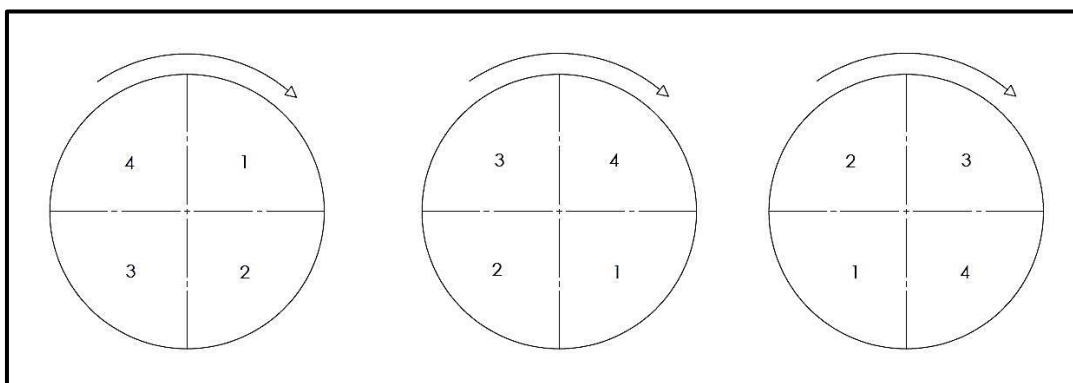
Figura 2 - Ondas de propagação progressiva e regressiva para um modo de vibração



Fonte: Adaptado de Csanády e Magoss (2011)

Assim como na instabilidade por flambagem, a presente oscilação apresenta visualmente uma onda estacionária na lâmina, porém, diferentemente da primeira oscilação, a mesma se apresenta fixa no espaço. Isso faz com que a serra apresente o mesmo padrão de oscilação ao longo do tempo.

Figura 3 - Onda característica da instabilidade por velocidade crítica



Fonte: Adaptado de Mote Jr. e Nieh (1973)

Bem como a figura 1, a figura 3 demonstra essa onda característica e seu comportamento fixo no espaço durante o giro da serra, também separada em 4 regiões para fins de melhor compreensão e visualização.

2.5 VELOCIDADE CRÍTICA

Conforme Schajer e Mote Jr. (1984), Mote Jr. e Nieh (1973) e Weiland e Birenbaum (2014) quando uma serra circular está em funcionamento, a uma determinada velocidade de rotação (n_{crit}), a frequência natural da OPR se torna zero, ou seja, torna-se nula tendo em vista um referencial fixo.

Isso leva a onda a um estado de vibração estacionário, como explicam Weiland e Birenbaum (2014), configurando-se uma frequência de ressonância, pertencente a um modo de vibração da lâmina, como pode ser visto também na figura 2.

Nesse estado, a serra sofre decrementos em sua rigidez transversal, proporcionando os maiores deslocamentos e deflexões gerados por decorrentes forças provenientes do processo de corte, segundo Weiland e Birenbaum (2014). Esse estado gera instabilidade e afeta diretamente nos principais parâmetros de desempenho da serra circular.

O cenário ideal para o uso de uma serra, conforme Mote Jr. e Nieh (1973), se caracteriza pela velocidade de rotação mais distante o possível da velocidade crítica. Infelizmente nem sempre isso é possível, já que a velocidade de uso está atrelada a diversos outros parâmetros, como o material de corte, o avanço de corte e a máquina a ser utilizada.

2.6 FREQUÊNCIAS NATURAIS

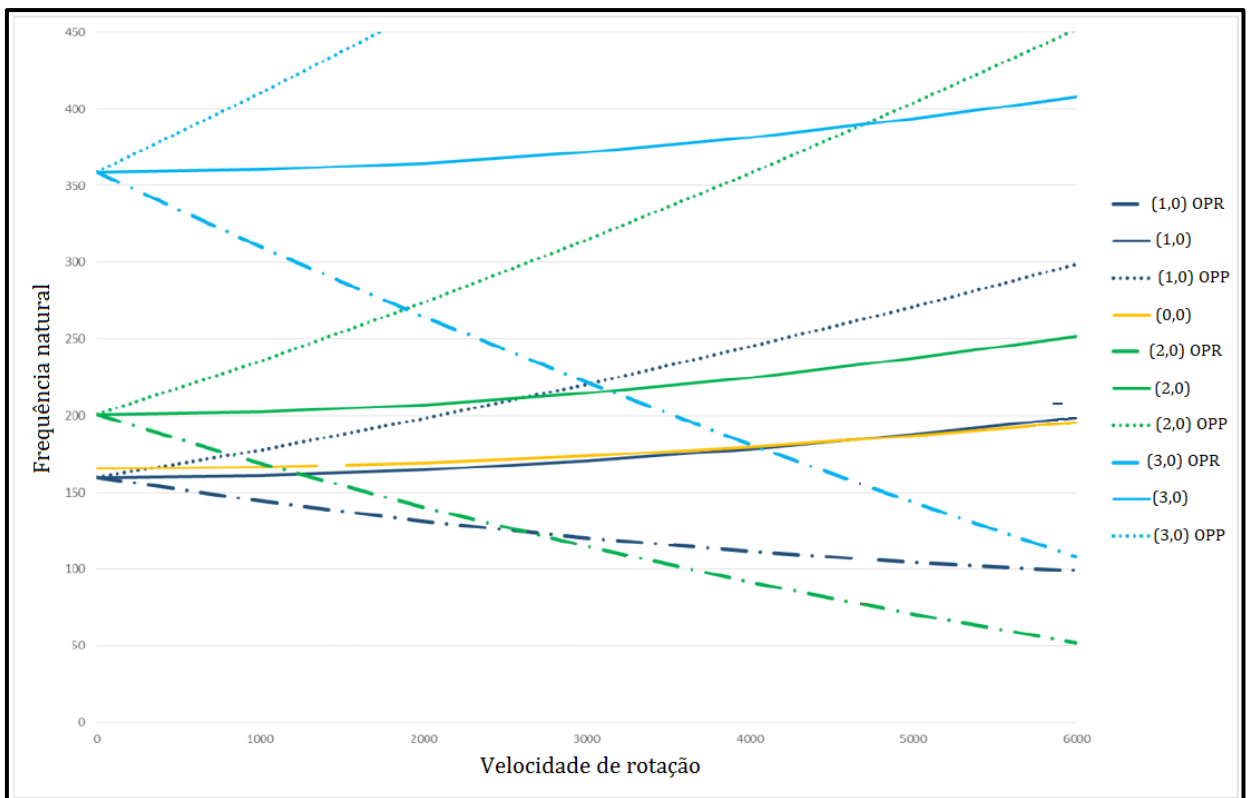
Conforme definições de Fjeld (2015) e Blevins (1979), a frequência natural, ou frequência de ressonância de um sistema, é na qual o mesmo, estando em movimento, tende a oscilar. Nessa situação o fenômeno de ressonância ocorre na ausência de quaisquer amortecimentos ou forças externas que possam, eventualmente, levar o sistema a um estado diferente do natural.

De acordo com Blevins (1979), um sistema em movimento se caracteriza pela presença de diversas frequências naturais, sendo que as mesmas são propriedades dependentes da massa e rigidez do material que compõe esse sistema.

2.6.1 Modos de vibração

Cada uma das frequências naturais de um sistema é associada a um modo de vibração composto pelas ondas de propagação progressiva e regressiva, já mencionadas anteriormente. Mote Jr. e Nieh (1973) e Nicoletti et al. (1996) apresentam esse raciocínio em seus estudos, conforme demonstrado na figura 4.

Figura 4 - Frequências naturais para diferentes modos de vibração

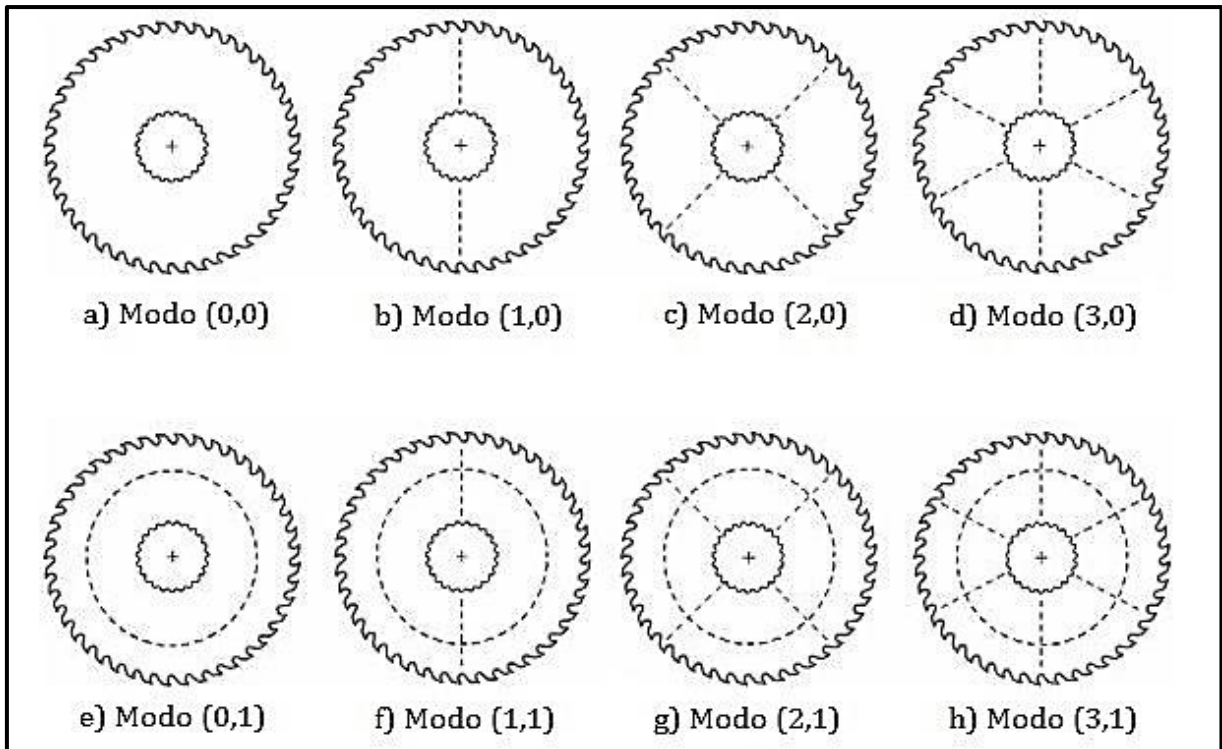


Fonte: Adaptado de Brògueira (2015)

Além disso, cada um desses modos é normalmente representado na literatura pelo número de diâmetros nodais (i) e número de círculos nodais (j). Esses dois índices compõem a nomenclatura para um determinado modo de vibração, conforme abordado no estudo de Aubry et al. (2014) e demonstrado na Figura 5.

Nela, pode-se visualizar as respostas visuais de uma serra em determinados modos. Quando um modo vibracional apresenta diâmetros nodais, seus nodos de vibração são divididos em regiões similares à quadrantes. Já ao apresentar círculos nodais, pode-se visualizar círculos compondo a vibração da serra

Figura 5 - Modos de vibração de uma serra circular



Fonte: Adaptado de Schajer, Ekevad e Grönlund (2012)

Além da relação mencionada, também é comprovado por Weiland e Birenbaum (2014), que existe uma associação direta entre a frequência natural de um disco em repouso e a frequência natural de um disco em rotação, sendo possível deduzir qualquer delas caso tenha-se a informação de pelo menos uma. Isso permite com que, no presente estudo, se possa obter dados com a certeza de que os mesmos serão reproduzidos proporcionalmente em uma situação real e possam ser previstos.

2.6.2 Cálculo de frequências naturais

No andamento do presente estudo, é utilizada a fórmula para o cálculo de frequências naturais apresentada por Rao (2007), Blevins (1979), Svoreň et al. (2015), Anđelić, Braut e Pavlović (2018), dentre outros autores.

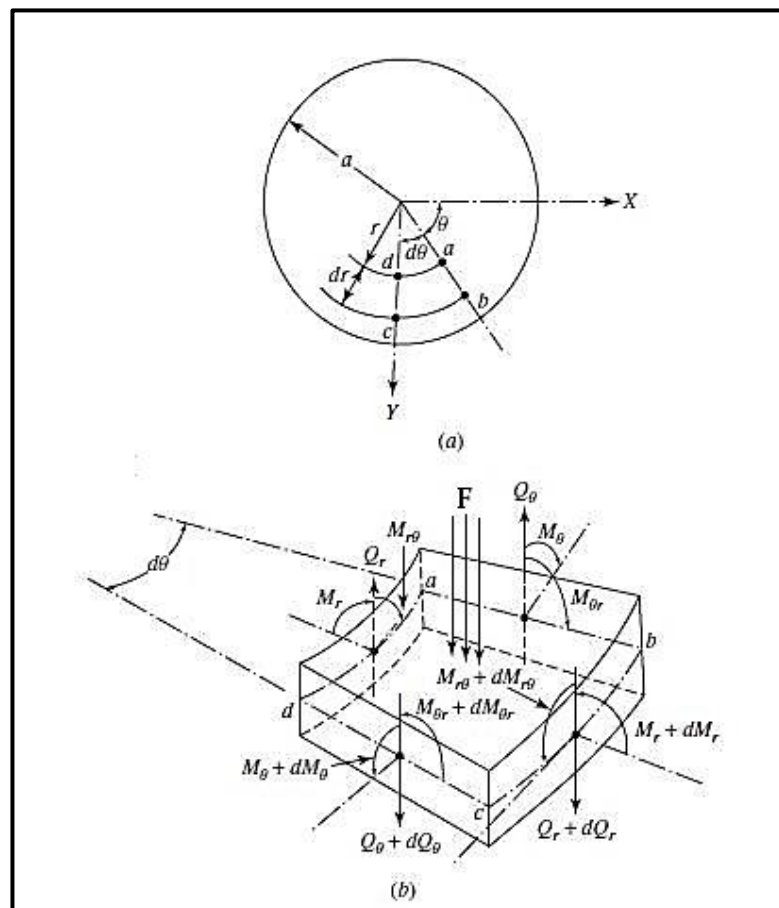
No entanto, para que seja possível analisar a frequências naturais de uma serra circular, é necessário que se tenha compreensão do equacionamento utilizado nos trabalhos aqui referenciados.

A teoria de vibração de placas abordada por Rao (2007) é também chamada de Teoria de Kirchhoff ou teoria clássica de placas e é baseada nas seguintes hipóteses:

- a) a espessura da placa é pequena comparada às suas dimensões laterais;
- b) o plano médio da placa não é submetido a deformações e aparece como um plano neutro após uma deformação ou flexão;
- c) as componentes das deflexões no plano médio da placa são pequenas comparadas à espessura da lâmina;
- d) a influência da deformação por cisalhamento no sentido da espessura da lâmina (transversal) é desconsiderada, ou seja, mesmo com deformação do disco, é desprezada para níveis de simplificação de cálculos;
- e) bem como o item anterior, a tensão normal no sentido da espessura (transversal) também é desprezada para simplificação de cálculos.

Na formulação dos cálculos, Rao (2007) apresenta o desenvolvimento de equações de equilíbrio características para uma placa circular, abordando as mesmas em um elemento de tamanho infinitesimal. Para a dedução das equações, é adotado a um sistema de coordenadas polares, conforme a figura 6.

Figura 6 - Diagramas de corpo livre para um elemento de uma placa circular



Fonte: Adaptado de Rao (2007)

Na sequência do equacionamento, são separadas equações de equilíbrio de momento no sentido tangencial, radial e de equilíbrio de forças no sentido transversal respectivamente demonstradas nas Equações 3, 4 e 5.

$$\frac{\partial M_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial M_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{M_r - M_\theta}{r} - Q_r = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial M_{r\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial M_\theta}{\partial \theta} + \frac{2}{r} M_{r\theta} - Q_\theta = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial Q_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} + \frac{Q_r}{r} + F - \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (5)$$

onde: M_r é o momento resultante no sentido radial [N·m];
 M_θ é o momento resultante no sentido tangencial [N·m];
 $M_{r\theta}$ é o momento resultante de torção [N·m];
 Q_r é a força de cisalhamento resultante no sentido radial [N];
 Q_θ é a força de cisalhamento resultante no sentido tangencial [N];
 ρ é a massa específica do material [kg/m³];
 h é a espessura da placa circular [m];
 F é a força transversal externa [N];
 w é o deslocamento transversal da placa [m];
 r é o raio de análise do elemento infinitesimal [m].

Nos passos seguintes do estudo de Rao (2007), Blevins (1979), Svoreň et al. (2015) e Anđelić, Braut e Pavlović (2018), são utilizadas técnicas de substituição, derivações parciais e condições de contorno para a obtenção da equação final da frequência natural para uma placa fixa no seu centro através de um flange.

$$\omega_{ij} = \frac{\lambda_{ij}^2}{2\pi a^2} \left(\frac{D}{\rho h} \right)^{1/2} \quad (6)$$

onde: ω_{ij} é a frequência natural do sistema [Hz];
 λ_{ij}^2 é um parâmetro adimensional;
 a é o raio externo da lâmina [m];

$$D \text{ (Rigidez de flexão)} = \frac{Eh^3}{12(1-\nu)} [\text{Pa}\cdot\text{m}^3];$$

E é o módulo de Young ou módulo de elasticidade [Pa];

ν é o coeficiente de Poisson do material.

Considerando a definição da rigidez de flexão do material (D), e substituindo-a na Equação 6, pode-se concluir a fórmula para a frequência natural de uma placa circular.

$$\omega_{ij} = \frac{\lambda_{ij}^2}{2\pi a^2} \left(\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)} \right)^{1/2} \quad (7)$$

A equação final para o cálculo da frequência natural apresentada é aplicável a uma placa circular em repouso e fixa em um determinado raio a partir do seu centro. Conforme mostrado na literatura de Brògueira (2015) é possível constatar que adição de um flange na lâmina altera seus modos de vibração e suas frequências naturais.

Houli e Siekkinen (1983) apresentam os valores do parâmetro adimensional λ_{ij}^2 para uma placa circular, que é dependente da razão entre o raio do flange de fixação (b) e o raio externo da lâmina (a), além do modo de vibração no qual a serra oscila. Por nomenclatura, foi adotado o coeficiente β para representar a razão b/a citada acima.

Tabela 1 - Parâmetro adimensional λ_{ij}^2 para uma placa circular

i	J	β								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	0	4,24	5,18	6,66	9,02	13,02	20,52	36,95	84,5	344,4
1	0	3,48	4,81	6,55	9,12	13,29	20,94	37,5	85,16	345,16
2	0	5,62	6,45	7,96	10,46	14,7	22,5	39,28	87,19	347,45
3	0	12,45	12,61	13,28	14,96	18,56	25,96	42,65	90,72	351,34
4	0	21,84	21,86	22,07	22,98	25,6	32,06	48,07	95,92	356,76
0	1	25,26	32,29	42,61	58,55	85,03	133,91	239,84	543,48	2188,82
1	1	27,67	34,53	44,63	60,38	86,71	135,46	241,28	544,83	2190,09
2	1	36,94	41,96	50,95	65,95	91,74	140,09	245,59	548,87	2193,91
3	1	53,20	55,41	62,05	75,45	100,17	147,77	252,73	555,59	2200,27
4	1	73,56	74,19	78,12	89,07	112,05	158,50	262,68	564,96	2209,19

Fonte: Adaptado de Houli e Siekkinen (1983)

2.7 TENSIONAMENTO

2.7.1 Histórico

Ao longo de muitos anos, o método de tensionamento tem sido aplicado para incrementar a estabilidade de lâminas circulares. Brògueira (2015) afirma que, tradicionalmente, esse método era aplicado através de impactos entre um martelo e a lâmina em determinados pontos. O padrão específico das marteladas era determinado empiricamente, apenas baseado na experiência do profissional. Mesmo nos dias de hoje, o tensionamento por martelo ainda é utilizado como técnica, visto que é mais simples e não requer demais máquinas.

Apesar disso, os fabricantes de serras circulares, hoje, se valem de novas técnicas para atingir os resultados esperados. Dentre elas, segundo Li e Zhang (2016), o tensionamento por rolos é o mais utilizado pela indústria de ferramentas de corte.

Conforme Schajer e Mote Jr. (1984), o processo de tensionamento por rolos se mostra mais consistente e replicável, além de apresentar um grande potencial para automação e controle por computadores, o que explica a escolha massiva por esse processo na indústria atual.

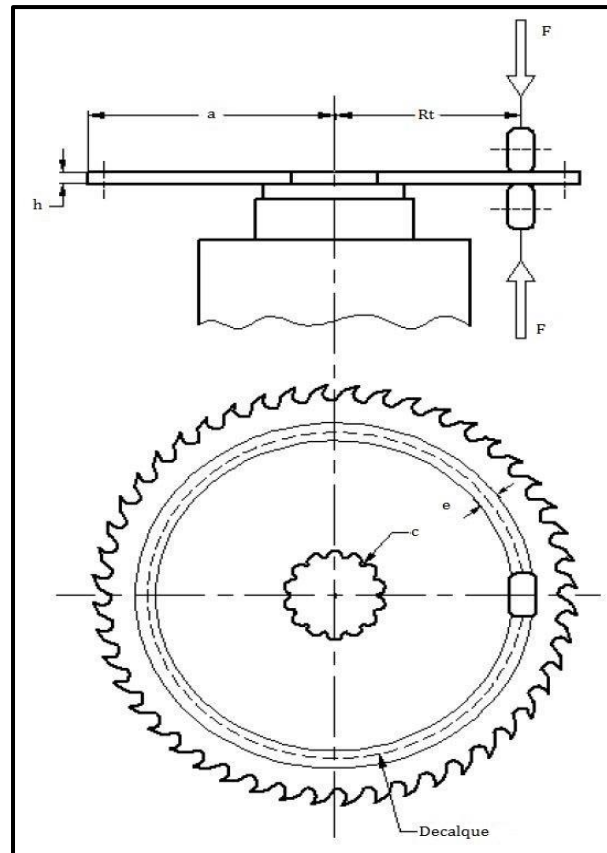
É importante ressaltar que o processo de tensionamento é majoritariamente utilizado em serras para o corte de madeira. Buscando a eficiência no corte desse material, as serras circulares são submetidas a velocidades de rotação maiores do que para demais materiais, levando a serra a estados de vibração mais críticos, gerando então a necessidade do tensionamento para contornar esses problemas.

2.7.2 Processo

O método de tensionamento através de rolos consiste na aplicação de uma deformação anelar em um determinado raio da lâmina, como mostra a figura 7. A serra circular é posicionada entre dois rolos que a comprimem, gerando escoamento localizado. Após a compressão, a serra é girada no seu eixo de rotação, criando um decalque ao longo de toda a circunferência da mesma.

Conforme o trabalho de Brògueira (2015), o tensionamento envolve variáveis como espessura do rolo de compressão e pressão de aplicação, que influenciam diretamente no resultado do processo.

Figura 7 - Processo de tensionamento



Fonte: adaptado de Brògueira (2015)

2.7.3 Conceito

Existem diversas teorias na literatura sobre o processo de deformação de uma lâmina circular e seus efeitos no comportamento vibracional da mesma. Szymani e Mote Jr. (1979) e Schajer e Mote Jr. (1984), apresentaram estudos das tensões residuais causadas pelo tensionamento e o impacto nas frequências naturais, obtidas de forma experimental e analítica.

Zugno (2014) afirma que a matriz de rigidez pode ser escrita como uma soma de duas parcelas, a rigidez constitutiva elástica e a rigidez geométrica. Sabe-se, através da equação da rigidez de flexão (D), que a espessura da serra (h) tem grande impacto na rigidez geométrica da serra, pois é elevada a terceira potência.

Portanto, já que o tensionamento diminui a espessura em uma determinada região da lâmina, pode-se considerar que esse processo modifica características geométricas da mesma, gerando alterações em suas frequências naturais.

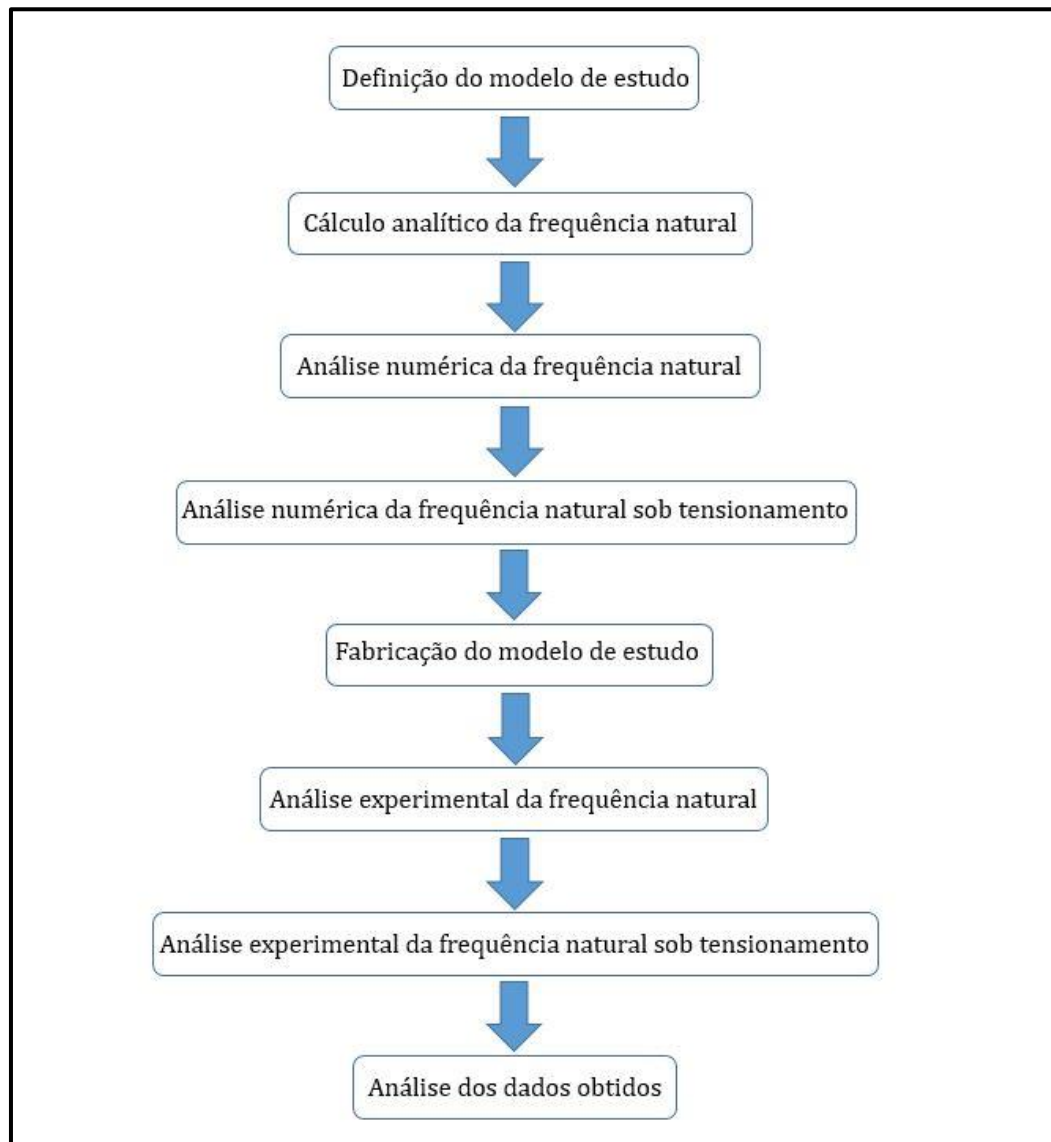
3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 ETAPAS DO TRABALHO

As etapas seguidas no presente trabalho estão organizadas de forma sequencial conforme a Figura 8, além de serem condicionais, ou seja, a etapa anterior é uma premissa para a sequência da etapa seguinte.

As mesmas foram dispostas na ordem apresentada buscando uma progressão dos resultados, partindo-se de análises matemáticas e concluindo com ensaios experimentais.

Figura 8 - Fluxograma de etapas



Fonte: O autor (2018)

3.1.1 Definição do modelo de estudo

Pré-requisito para todas as etapas do desenvolvimento desse trabalho, a definição das características construtivas e dimensionais da lâmina se encontram listadas no Quadro 1, conforme abaixo.

Quadro 1 - Definição do modelo de estudo

Material	75 CR1
Densidade Específica (kg/m³)	7755
Módulo de elasticidade (GPa)	200
Coefficiente de Poisson	0,3
Diâmetro (mm)	250
Espessura (mm)	2,80
Furo central (mm)	32

Fonte: O autor (2019)

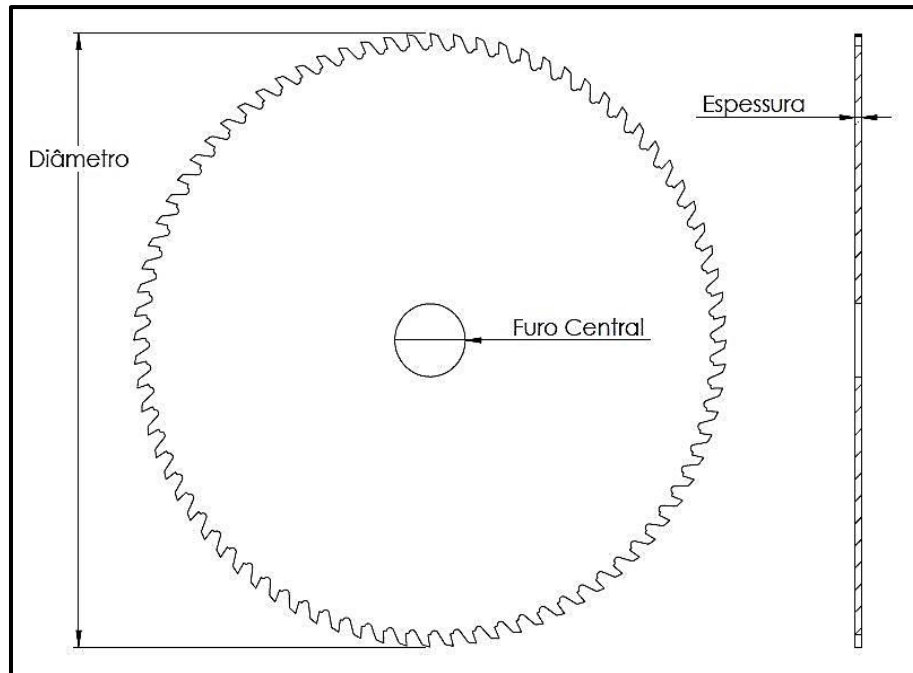
O material escolhido foi o aço DIN 75CR1, pertencente ao subgrupo DIN 17350 (aços ferramenta). Os dados de propriedades mecânicas foram obtidos através de documentos técnicos disponíveis em bancos de materiais online, contendo as principais características mecânicas do aço escolhido. Essas informações podem ser acessadas no anexo do presente trabalho.

É importante ressaltar que todos os materiais contêm propriedades não lineares, variando dentro de uma faixa de tolerância. Considerando isso, as fontes fornecem um limite máximo e mínimo das propriedades do aço, e as definições do modelo são escolhidas considerando o valor médio entre o máximo e o mínimo daquela propriedade.

Quanto às dimensões, a serra analisada teve suas características construtivas definidas através de um levantamento das medidas mais usualmente utilizadas em serras para corte de madeira.

Todas essas características do modelo escolhido foram utilizadas tanto no cálculo analítico quanto no ensaio numérico, a fim de obter os resultados mais próximos do experimental possível.

Figura 9 - Modelo físico da serra circular



Fonte: O autor (2019)

Durante a realização dos ensaios experimentais com o flange foi possível observar que os valores obtidos via análise numérica não coincidiram com os obtidos de forma experimental. Isso se dá, majoritariamente, devido à diferença entre a montagem simulada no software e a mesma obtida fisicamente.

Por ser um modelo numérico, o flange simulado oferece uma rigidez infinita, ou seja, sem deslocamento da face fixa em nenhuma direção. Já experimentalmente pôde-se perceber um amortecimento das vibrações da serra no flange, gerando um ruído próximo ao centro da lâmina, levando à conclusão que o mesmo não estava fixado de maneira a proporcionar tal rigidez.

Visto isso, por questões de simplificação das análises experimentais, todas as etapas do presente trabalho foram executadas sem a presença do flange fixador. Essa mudança gerou a necessidade de adaptações no cálculo analítico das frequências naturais, explicadas na próxima seção.

3.1.2 Cálculo analítico das frequências naturais

Para o procedimento analítico do modelo proposto foi criada uma planilha de cálculo considerando os dados informados na Tabela 1 juntamente com a Equação 7, a fim de auxiliar na obtenção das frequências analíticas das amostras.

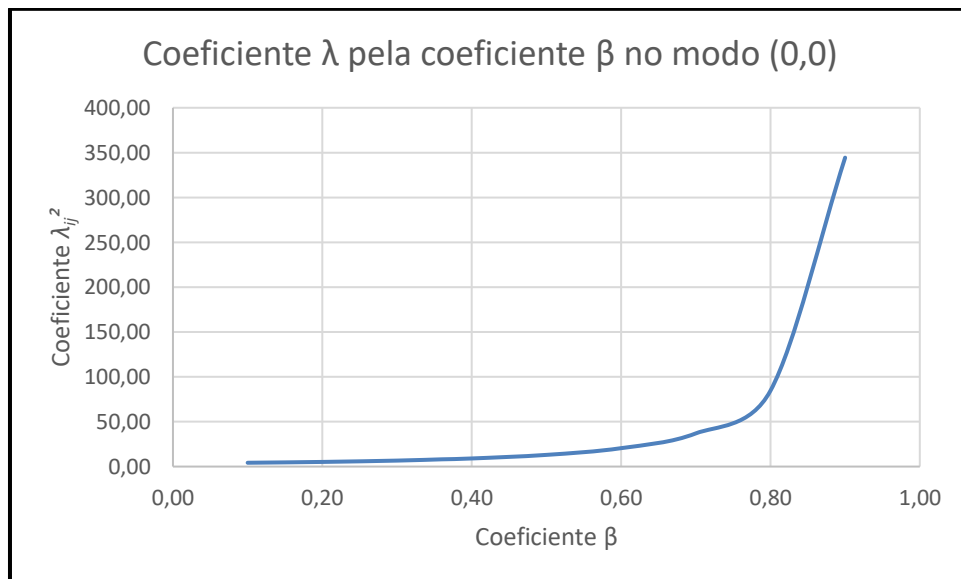
Visto que a que o coeficiente λ_{ij}^2 está diretamente relacionado ao diâmetro do flange fixador, a ausência desse parâmetro tornou necessária a obtenção do coeficiente adimensional λ_{ij}^2 para um valor de β igual a zero, já que os valores presentes na Tabela 1 abrangem até o coeficiente β igual a 0,1.

Ao analisar os coeficientes λ_{ij}^2 para diferentes valores de β , pôde-se perceber uma progressão padronizada com o aumento dessa razão. Por isso, foram plotados gráficos desses valores a fim de obter a curva dos mesmos.

Como demonstrado na Figura 10, a variação do coeficiente adimensional λ_{ij}^2 é similar a uma curva exponencial. Isso possibilitou a extrapolação a fim de encontrar os valores equivalentes para β igual a zero para diversos modos vibracionais.

Cabe ressaltar que, para um valor de β igual a zero, o valor do coeficiente λ_{ij}^2 não se torna zero, o que ocorre na importância da extrapolação no gráfico.

Figura 10 - Valores de λ_{ij}^2 para diferentes coeficientes β no modo vibracional (0,0)



Fonte: O autor (2019)

Como resultado, após os cálculos analíticos, tem-se as frequências naturais para os diferentes modos de vibração de uma serra circular sem tensionamento.

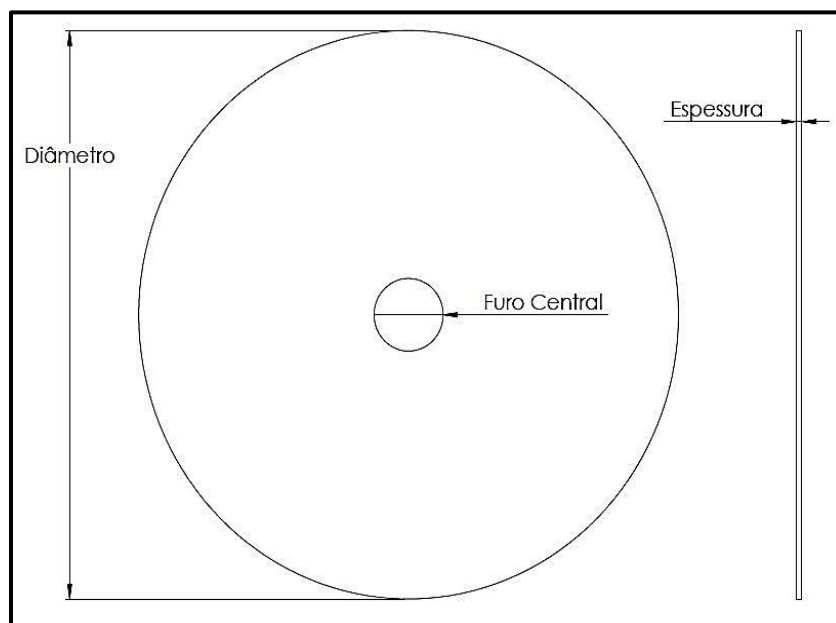
3.1.3 Análise numérica das frequências naturais

Para essa etapa do trabalho, foi necessário projetar a serra circular no *software SolidWorks®*, considerando as propriedades escolhidas anteriormente.

Conforme mencionado no item 3.2.1, a amostra física da serra circular pode ser aproximada de um disco circular com espessura constante, conforme demonstrado na Figura 11, visando a simplificação da análise numérica.

Com o modelo numérico importado para o software de simulação, as propriedades do material foram atribuídas ao disco analisado. Por fim, foi criada a malha de elementos e executada a análise modal do modelo, obtendo-se assim as frequências naturais para uma serra sem tensionamento.

Figura 11 - Modelo numérico da serra circular



Fonte: O autor (2019)

3.1.4 Análise numérica das frequências naturais sob tensionamento

A presente etapa segue as mesmas diretrizes do item 3.2.3. Seu diferencial é a presença de uma análise anterior à modal, que é o processo de tensionamento.

A máquina onde ocorre o processo de tensionamento, explanada mais detalhadamente no item 2.7.2, possui um instrumento de medição de pressão acoplado à sua carcaça, possibilitando saber a pressão aplicada no processo.

Todavia, existe na construção da máquina uma relação de diâmetros de pistões hidráulicos internos que é desconhecida. Além disso, como mencionado por Brògueira (2015), a depressão gerada nas superfícies da serra depende de variáveis como os raios dos rolos, os raios de concordância entre os rolos e a pressão previamente mencionada.

Visto que as unidades medidas através da máquina não representam a

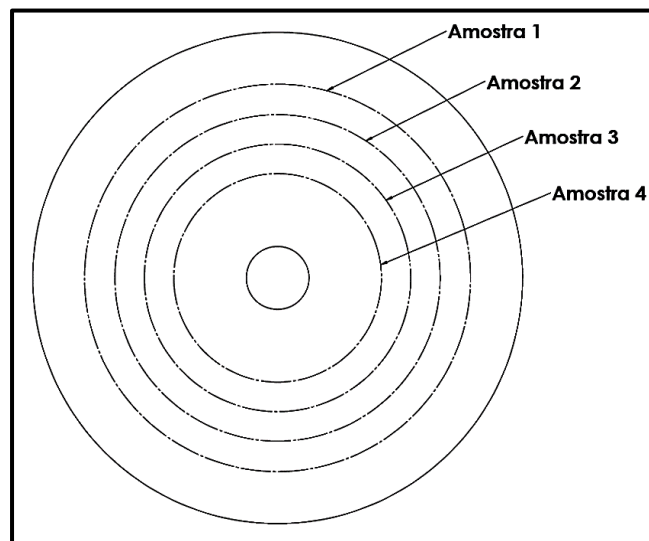
verdadeira pressão na superfície da lâmina, torna-se necessário calculá-la através da relação entre pressão aplicada e deformação gerada.

Sabe-se que a deformação localizada em ambas as superfícies da lâmina possui dimensões padrão, pois as demais variáveis de trabalho são fixas. Visto isso, pôde-se medir a profundidade dessa deformação em serras tensionadas, viabilizando a simulação dessa mesma deformação a fim de descobrir a verdadeira pressão aplicada.

Após esse ensaio, foi possível simular o tensionamento através da aplicação de uma carga equivalente nos diâmetros previamente determinados.

Iniciou-se então o ensaio modal dos modelos considerando os efeitos da deformação na lâmina. Os dados obtidos nessas análises são as frequências naturais das serras tensionadas nos diferentes raios propostos.

Figura 12 - Diferentes raios de tensionamento dos modelos numéricos



Fonte: O autor (2019)

3.1.5 Fabricação do modelo de estudo

Foi realizado o projeto 3D das serras, nos mesmos moldes da Figura 9. Após, as mesmas foram cortadas em uma chapa de 75CR1 e encaminhadas para uma lixadeira para retirar rebarbas, impurezas ou quaisquer outros elementos presentes na superfície do material.

No total foram fabricadas cinco serras para os testes experimentais, considerando o raio de aplicação do tensionamento, conforme demonstrado no Quadro 2 e na Figura 13. Esses foram arbitrados levando em consideração os raios mais comuns

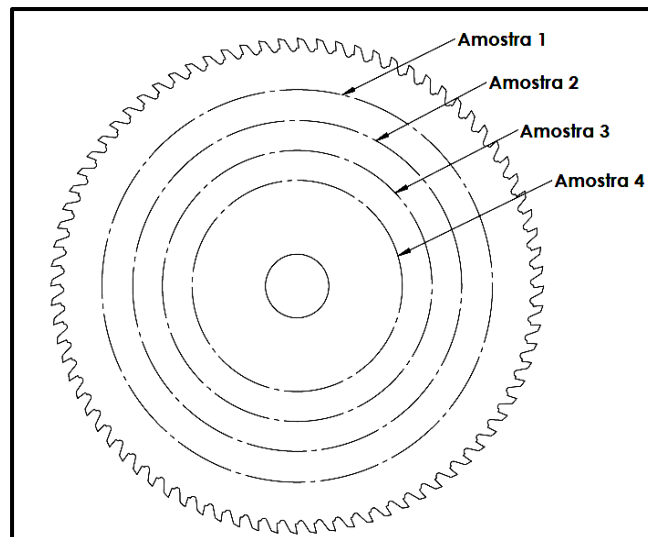
para o processo e distantes de pontos extremos da serra.

Quadro 2 - Variáveis consideradas em cada exemplar

Nº do Exemplar	Tensionamento		Raio de tensionamento (mm)			
	Com	Sem	R1	R2	R3	R4
1	✓		98,5	-	-	-
2	✓		-	83	-	-
3	✓		-	-	68	-
4	✓		-	-	-	53
5		✓	-	-	-	-

Fonte: O autor (2018)

Figura 13 - Diferentes raios de tensionamento das amostras físicas



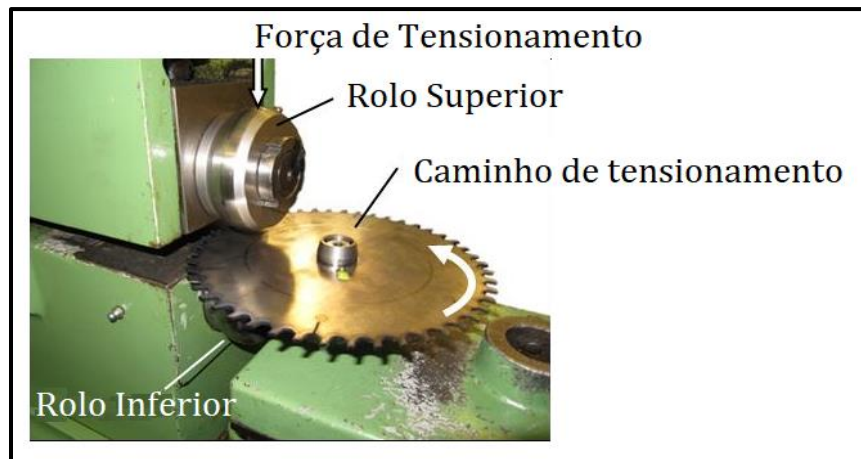
Fonte: O autor (2019)

Por questões de sigilo industrial, não foi possível obter imagens da máquina utilizada na fabricação das serras tensionadas. Visto isso, para melhor compreensão do processo, a Figura 14 mostra uma máquina de tensionamento para serras circulares.

Nela, é possível detectar a presença de dois rolos compressores, um superior e um inferior. Através de ambos, é aplicada uma determinada força e os rolos são girados, girando também a serra propriamente dita, gerando um caminho de tensionamento conforme demonstrado.

Como resultado desse processo, criam-se regiões nas lâminas onde a espessura das mesmas sofre decréscimo, situadas nos raios de tensionamento determinados no Quadro 2.

Figura 14 - Máquina de tensionamento para serras circulares



Fonte: Adaptado de Weiland e Birenbaum (2014)

3.1.6 Análise experimental das frequências naturais

A presente etapa foi executada nos aparelhos de medição da UCS, onde foram executados os processos necessários para o experimento.

Baseado no experimento realizado por Brògueira (2015), foi estabelecido um sistema de posicionamento para as serras utilizando-se de um fio flexível através dos seus furos centrais a fim de simular ensaio modal de corpo livre, conforme a Figura 15.

Figura 15 - Suspensão das lâminas para ensaio de corpo livre



Fonte: O autor (2019)

A Figura 16 mostra a fixação dos acelerômetros no corpo da serra através de uma porca com rosca equivalente à do sensor e cola de contato entre a serra e a porca.

Figura 16 - Fixação do acelerômetro



Fonte: O autor (2019)

Os demais aparelhos utilizados no experimento foram um martelo de impacto, cabos de transmissão, um sistema de aquisição de dados ligado e um microcomputador equipado com o *software Labview®*, demonstrados na Figura 17.

Figura 17 - Demais aparelhos utilizados no ensaio experimental



Fonte: O autor (2019)

Como resultado dessa etapa, obtiveram-se as frequências naturais experimentais tanto para a serra não tensionada quanto para as serras tensionadas em raios diferentes.

Além dos ensaios experimentais executados no laboratório da UCS, foram realizados demais testes fora das dependências do mesmo, buscando-se obter mais dados experimentais para as posteriores análises. Esses experimentos resultaram na obtenção de espectros de frequência através da resposta sonora das lâminas ao serem excitadas.

Bem como o teste no laboratório de vibrações, esse teste complementar foi realizado adotando um sistema de fixação da serra por suspensão em um fio flexível conforme a Figura 15 e foi realizado para todas as serras analisadas. As imagens dos espectros de frequências obtidos em ambos os testes experimentais para esse exemplar podem ser encontradas no Apêndice do presente trabalho.

3.1.7 Análise dos dados obtidos

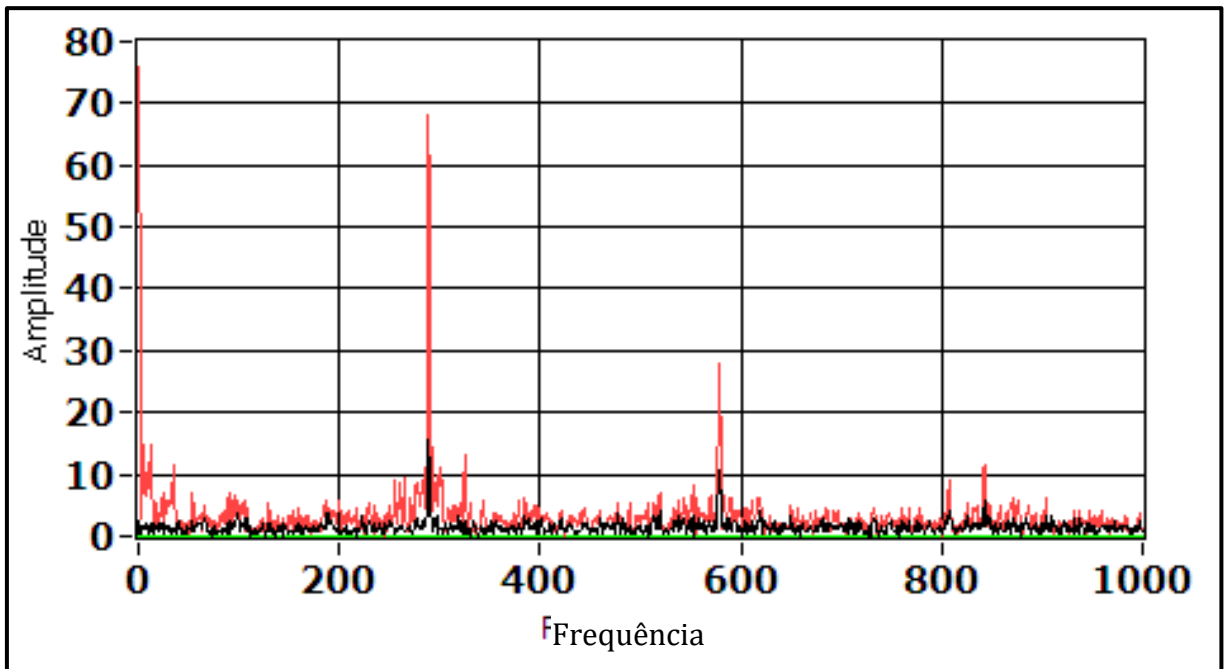
Com os dados analíticos e de todos os testes, numéricos e experimentais, a próxima etapa consistiu primeiramente na comparação de valores adquiridos nos diferentes métodos, buscando a obtenção dos erros relativos entre eles.

Uma vez comparados os resultados das etapas propostas, iniciou-se a análise dos mesmos, com o objetivo de conhecer a variação das frequências para as serras tensionadas em diferentes regiões. Esse estudo foi realizado através dos dados analíticos, resultados numéricos e gráficos de frequências obtidos nos ensaios experimentais.

Estes gráficos foram obtidos por intermédio da FFT, ou Transformada Rápida de Fourier, presente no software de processamento de dados do microcomputador utilizado no ensaio experimental. A FFT possibilita a conversão dos sinais captados no domínio do tempo para o domínio da frequência, gerando gráficos similares à Figura 18. Seu diferencial, como o próprio nome sugere, é a velocidade de conversão desses dados iniciais, necessitando de poucos dados para resultar nas informações desejadas.

Através deles, foi possível captar as frequências dominantes, demonstradas no eixo das abscissas, e suas amplitudes, presentes no eixo das ordenadas.

Figura 18 - Exemplo de espectro de frequências experimental



Fonte: O autor (2019)

Como resultado da presente etapa, tem-se os gráficos comparativos entre amostras para mesmos modos vibracionais. Esses são construídos tanto através de dados absolutos quanto através de diferenças percentuais entre as serras tensionadas e a serra livre de deformações.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente capítulo são apresentados o desenvolvimento e o resultado das etapas listadas no capítulo anterior, seguindo a mesma ordem de ensaios proposta.

A coleta e a análise de dados levarão posteriormente à uma comparação de resultados entre os ensaios e uma conclusão a respeito dos efeitos do processo de tensionamento sobre a lâmina.

4.1 CÁLCULO ANALÍTICO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

Uma vez determinado o modelo a ser analisado, pôde-se então partir para o cálculo analítico das frequências naturais da serra circular, sem considerar o efeito do tensionamento na mesma.

Considerando todos os dados já disponíveis, foi possível criar uma planilha visando facilitar o processo de cálculo. Conforme explicado anteriormente, resultante da ausência do flange na análise, o coeficiente β pôde ser calculado conforme a Equação 8.

$$\beta = \frac{b}{a} = \frac{0}{125} = 0 \quad (8)$$

Obtendo λ_{ij}^2 para β igual a zero, juntamente com os valores de cada modo de vibração (i,j), foi possível estimar as frequências naturais da serra circular sem tensionamento, conforme demonstrado na Tabela 2.

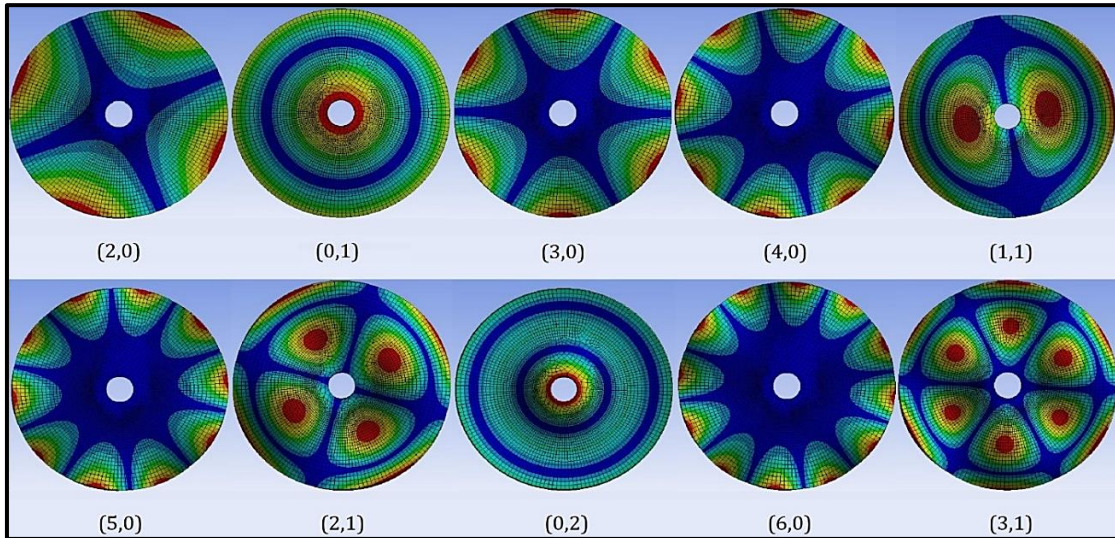
É relevante salientar que nem todos os modos da lâmina foram detectados nos experimentos, sendo necessário explicitar apenas os modos presentes em todos os ensaios, por serem modos predominantes.

Tabela 2 - Frequências naturais analíticas para a serra não tensionada

Diâmetros	Círculos	Frequência Natural [Hz]
2	0	219,15
3	0	538,67
4	0	956,37
2	1	1411,32
3	1	2235,33

Fonte: O autor (2019)

Figura 19 - Resultado visual de cada modo vibracional



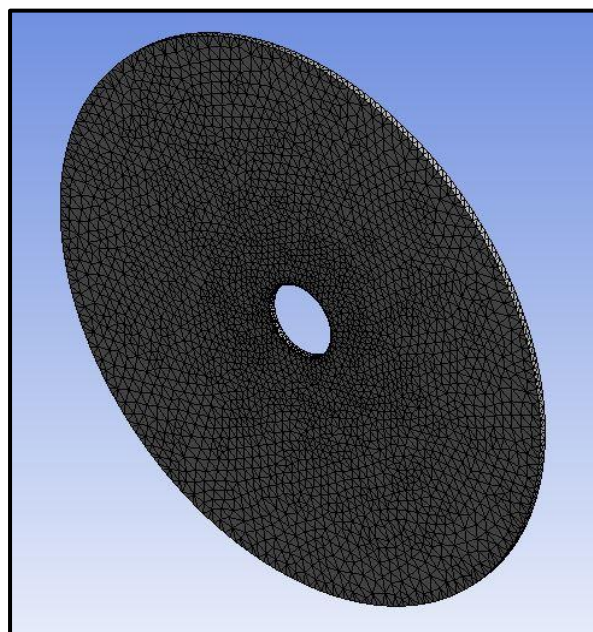
Fonte: O autor (2019)

4.2 ANÁLISE NUMÉRICA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

Conforme mencionado no item 3.2.3, a serra utilizada nessa etapa foi um modelo simplificado em forma de disco circular, seguindo as mesmas dimensões atribuídas às serras físicas, conforme demonstrado na Figura 11.

Foi configurada uma malha com elementos triangulares de tamanho 3 mm, resultando em 23.158 nodos e 11.219 elementos formando o modelo da Figura 20.

Figura 20 - Disco circular com malha de elementos



Fonte: O autor (2019)

Ainda na análise numérica, além das frequências naturais relacionadas às serras, também foi coletado o resultado visual dos modos de vibração (i,j) de cada uma dessas frequências, conforme Figura 19. Isso permitiu a comparação não somente dos resultados como dos modos vibracionais coletados tanto no teste analítico quanto na análise numérica.

Tabela 3 - Frequências naturais numéricas para a serra não tensionada

Diâmetros	Círculos	Frequência Natural [Hz]
2	0	229
3	0	540
4	0	947
2	1	1507
3	1	2290

Fonte: O autor (2019)

A figura 19, em conjunto com a Figura 5 demonstrada anteriormente, têm como objetivo auxiliar na visualização do comportamento vibracional da serra circular em cada diferente modo captado pelos experimentos aqui realizados.

4.3 ANÁLISE NUMÉRICA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS SOB TENSIONAMENTO

Conforme explicitado no capítulo anterior, foi necessária uma nova abordagem para a simulação do tensionamento, a fim de contornar a pressão incorreta disponível no mostrador da máquina. Por isso foram medidas as deformações geradas nos modelos físicos, buscando conhecer os resultados do processo nas lâminas tensionadas.

Apesar de pequenas variações nas medições físicas, pôde-se chegar a um valor médio das deformações resultantes de 0,031 mm, conforme Tabela 4.

Tabela 4 - Deformação localizada em cada serra tensionada

Exemplar	Deformação (mm)
1	0,029
2	0,033
3	0,032
4	0,030
Média	0,031

Fonte: O autor (2019)

Com isso, foi possível simular pressões e encontrar aquela que gerasse a mesma deformação da obtida na Tabela 4, considerando-a a pressão verdadeira.

Por fim, foi realizada a análise modal para cada amostra tensionada numericamente, mantendo a mesma malha do item 4.2, resultando nos dados de frequências naturais da Tabela 5.

Tabela 5 - Frequências naturais numéricas para as amostras tensionadas

Modo	Frequência Natural [Hz]			
	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Amostra 4
2,0	223	259	278	280
0,1	425	391	335	352
3,0	538	561	577	622
4,0	945	913	892	888
1,1	1148	1005	1010	990
5,0	1364	1432	1422	1442
2,1	1540	1529	1512	1520
0,2	1826	1883	1782	1850
6,0	1921	1978	1910	1970
3,1	2308	2315	2315	2310

Fonte: O autor (2019)

Os resultados visuais numéricos demonstrados no item 4.3 para uma serra sem tensionamento são úteis, pois é possível compará-los aos resultados analíticos que contém a informação do modo de vibração (i,j) referente à frequência analisada.

Porém, devido à impossibilidade de se obter os modos vibracionais por meio da análise experimental, optou-se por não avaliar os resultados visuais do ensaio numérico para os modelos submetidos à simulação do tensionamento.

4.4 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

Como resultado da presente etapa, as Tabelas 6 e 7 contém os dados de frequências naturais obtidos experimentalmente para as lâminas, sendo a primeira para a lâmina não tensionada e a segunda para as demais lâminas submetidas ao processo de tensionamento.

Tabela 6 - Frequências naturais experimentais para a serra não tensionada

Diâmetros	Círculos	Frequência Natural [Hz]
2	0	250
3	0	550
4	0	950
2	1	1560
3	1	2310

Fonte: O autor (2019)

Tabela 7 - Frequências naturais experimentais para serras tensionadas

Modo	Frequência Natural [Hz]			
	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Amostra 4
2,0	235	275	298	295
0,1	412	375	325	342
3,0	550	588	610	605
4,0	960	925	900	905
1,1	1125	990	985	1000
5,0	1375	1450	1435	1425
2,1	1550	1560	1525	1535
0,2	1850	1900	1800	1875
6,0	1940	2000	1925	1985
3,1	2300	2310	2325	2325

Fonte: O autor (2019)

4.5 ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS

Na análise dos dados obtidos nos experimentos propostos, é necessário que se avalie os mesmos entre si. A comparação é importante pois traz confiabilidade aos resultados e métodos de medição além de validar toda a teoria que embasa o presente trabalho.

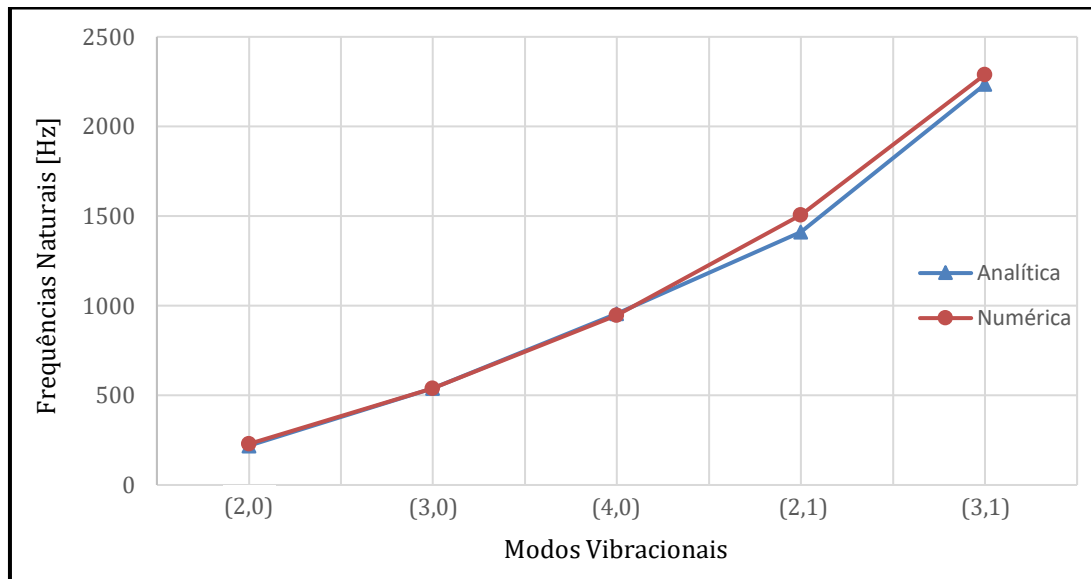
Conforme comentado no item 4.6, os resultados experimentais não são retornados em forma visual. Porém, pode-se comparar os resultados de mesma escala de grandeza, considerando que esses valores representam os mesmos modos vibracionais.

Tendo os resultados analíticos e numéricos de frequências naturais para cada modo de vibração (i,j) para a amostra não tensionada, pode-se prever os modos vibracionais para as demais amostras utilizando-se da consideração supracitada.

4.5.1 Analítico e numérico de uma serra sem tensionamento

A Figura 21 mostra a comparação entre os dados de frequências naturais para uma serra sem tensionamento e calculados de forma analítica e numérica.

Figura 21 - Dados analíticos e numéricos para a serra não tensionada



Fonte: O autor (2019)

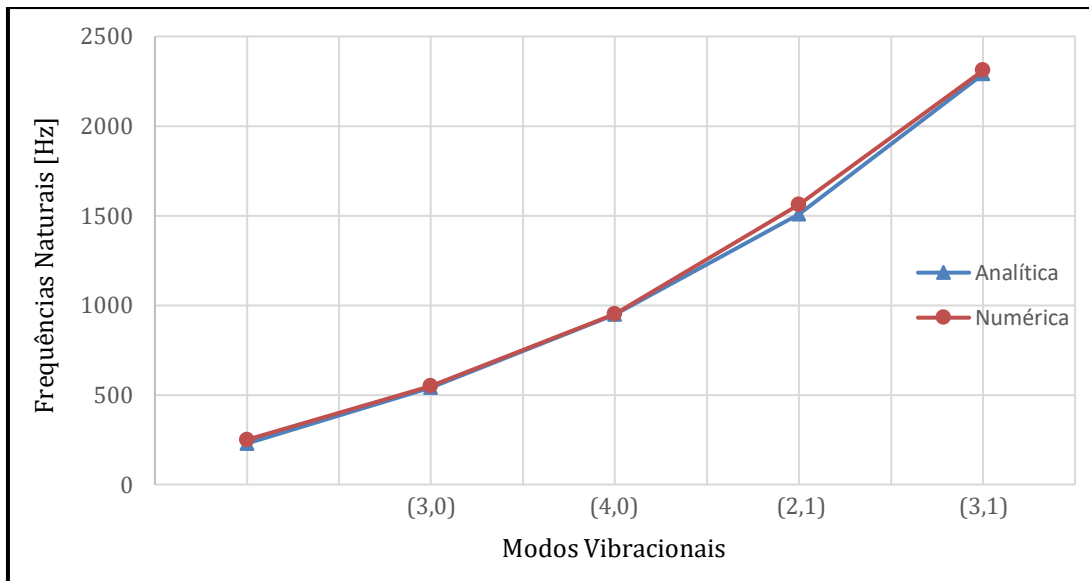
A causa provável para as maiores diferenças é referente à interpolação realizada para o coeficiente λ_{ij}^2 nesses modos vibracionais específicos. Por se tratar de uma extrapolação da curva, o processo pode inferir em diferenças percentuais maiores entre os valores simulados numericamente e calculados analiticamente.

Entretanto, ao se analisar os dados obtidos e sua comparação, pode-se considerar que sua diferença percentual é baixa, levando-nos a conclusão que os números se validam entre si, tornando os testes mais confiáveis

4.5.2 Numérico e experimental de uma serra sem tensionamento

Uma vez comparados os valores de frequências calculadas analiticamente e obtidas numericamente, parte-se para a comparação entre os dados coletados numericamente e experimentalmente para a serra não tensionada. A Figura 22 mostra essa comparação, bem como as diferenças relativas em cada modo de vibração detectado.

Figura 22 - Dados numéricos e experimentais para a serra não tensionada



Fonte: O autor (2019)

Como demonstrado nas imagens contidas no Apêndice, as frequências medidas nos ensaios experimentais de oscilação e espectro sonoro conduzem à conclusão de que os valores obtidos através do método numérico são precisos pois, na maioria dos modos vibracionais, se aproxima do valor real com diferenças relativas pequenas, com exceção do primeiro modo.

Essa diferença mais expressiva pode ser causada devido às variações de geometria entre a serra física e a lâmina modelada. Além disso, o local de fixação do acelerômetro no teste experimental pode interferir na captação da frequência natural de determinados modos, visto que se configuram como ondas que se propagam na serra em diferentes regiões, podendo ser nulas em determinadas partes da lâmina.

Outros fatores podem resultar em uma diferença percentual maior que o esperado, como diferenças entre as propriedades do material físico e do numérico, as características do impacto realizado na lâmina e o local onde foi realizado o impacto através do martelo.

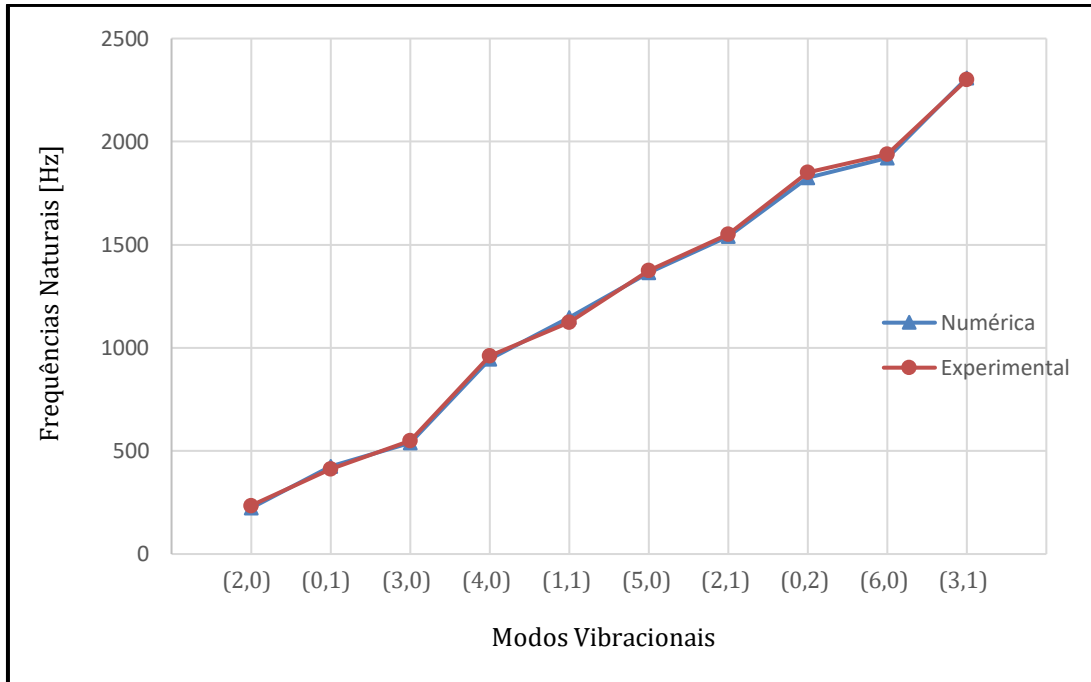
4.5.3 Numérico e experimental de serras tensionadas

Para as lâminas tensionadas, devido à grande quantidade de informações, tornou-se necessário separar as comparações pelo número da amostra.

As informações contidas nos gráficos a seguir são as frequências naturais

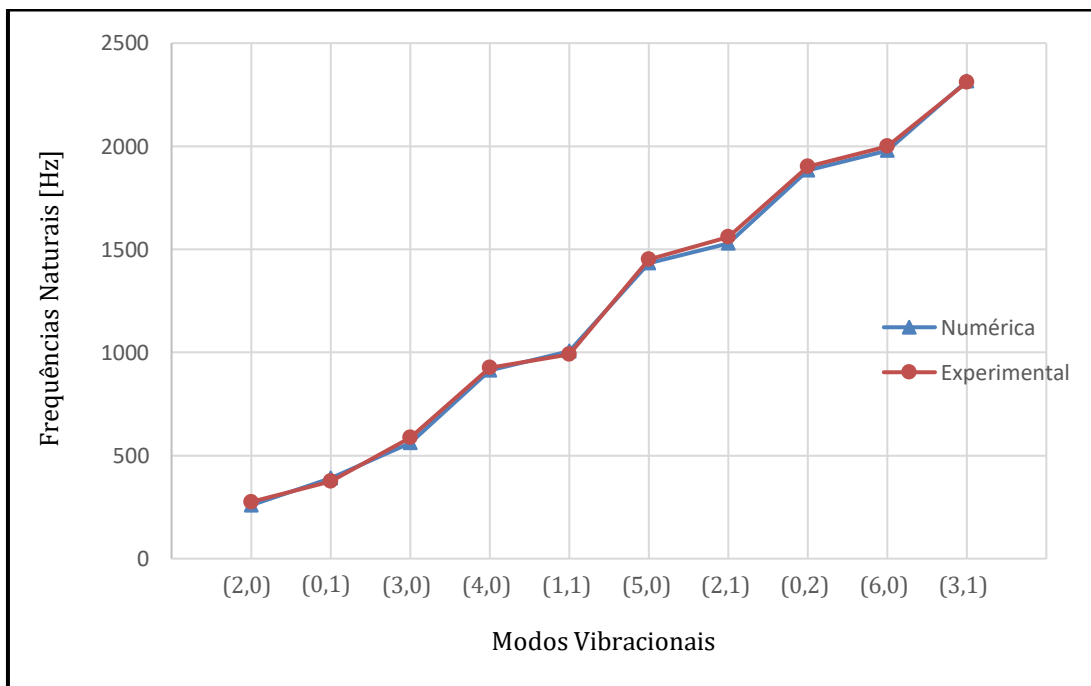
captadas nos ensaios numéricos e experimentais, comparadas para cada modo vibracional detectado.

Figura 23 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 1



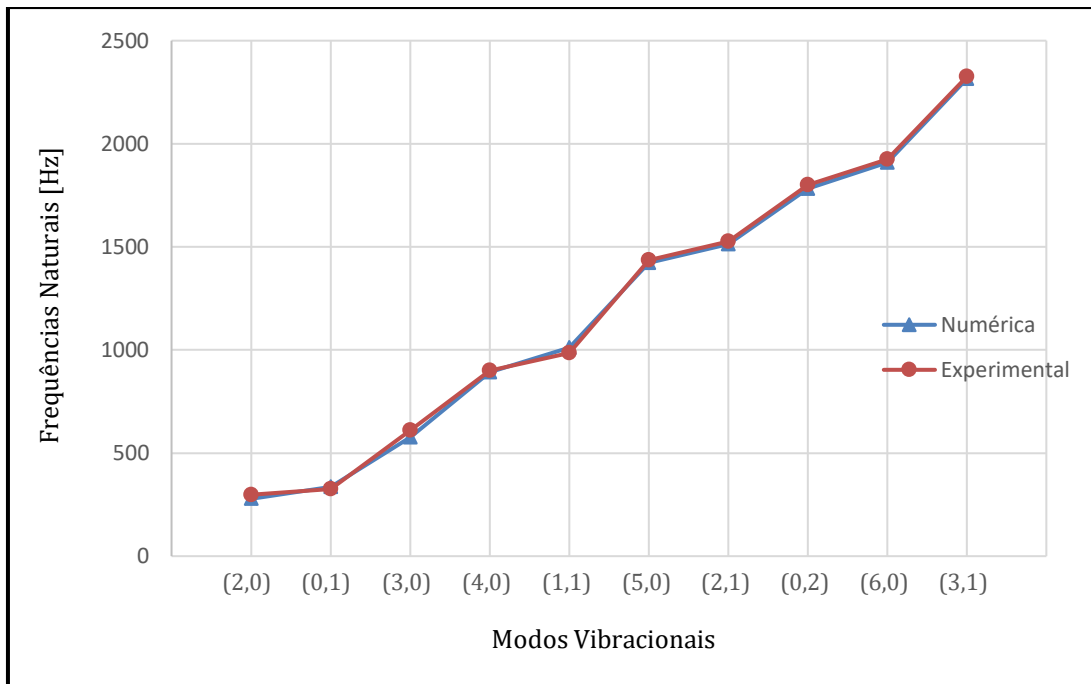
Fonte: O autor (2019)

Figura 24 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 2



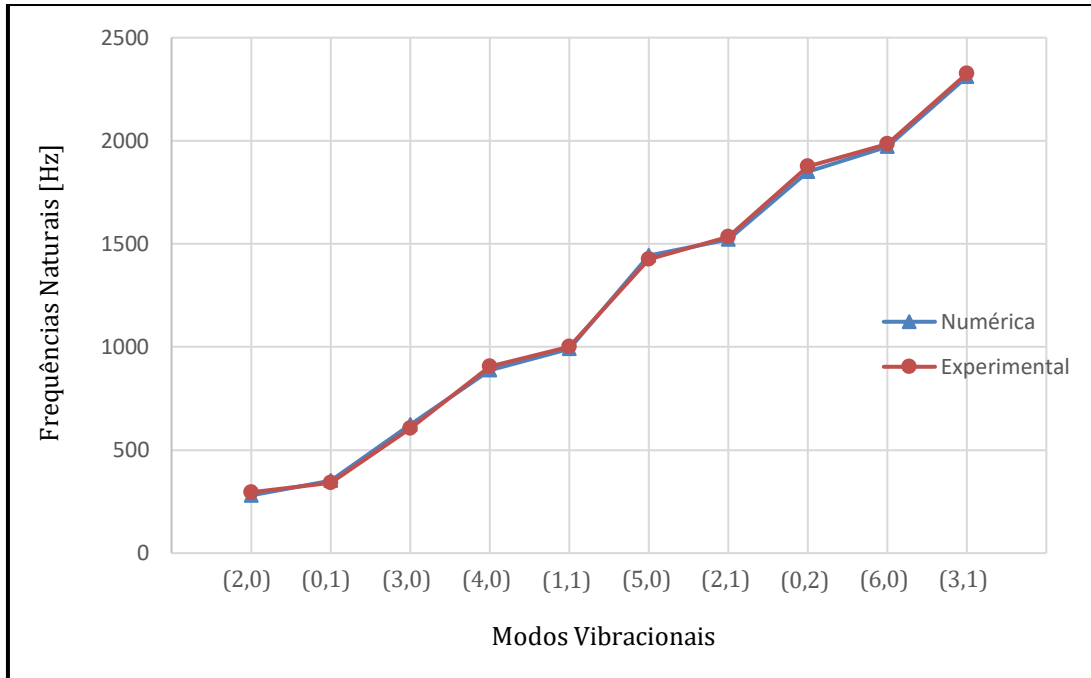
Fonte: O autor (2019)

Figura 25 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 3



Fonte: O autor (2019)

Figura 26 - Dados numéricos e experimentais para a amostra 4



Fonte: O autor (2019)

Em todas as comparações acima, bem como nos experimentos anteriores, pode-se concluir que as diferenças relativas entre os métodos são de pequena magnitude, gerando sobreposição de valores das duas curvas em praticamente todo o intervalo dos

gráficos, validando a teoria e os demais ensaios aqui realizados.

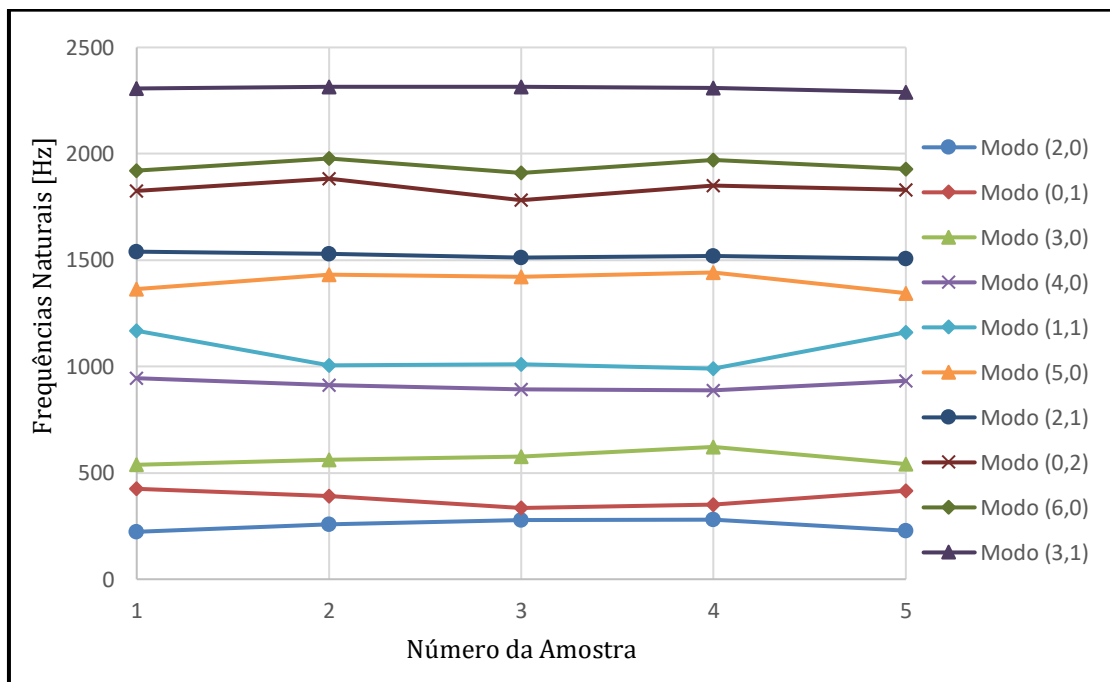
Há modos onde a diferença torna-se maior em relação aos às outras, e isso se deve principalmente por diferenças na fixação do sensor, diferenças dimensionais entre as lâminas do teste experimental e a simplificação do modelo numérico proposta no item 3.2.3.

4.5.4 Análise do comportamento vibracional

Uma vez comparados todos os resultados obtidos, pôde-se então partir para a análise do comportamento vibracional das amostras e a comparação com as referências do presente trabalho.

Diferentemente das etapas anteriores, o objetivo não é mais a validação e sim a comparação de valores adquiridos pelos métodos numérico e experimental.

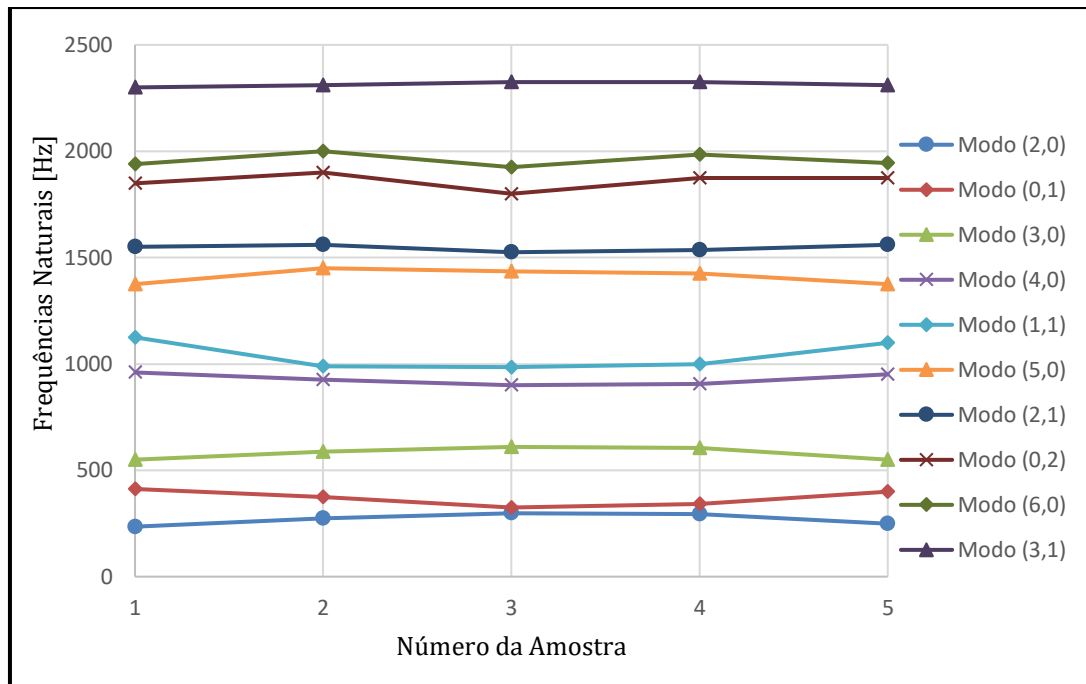
Figura 27 - Dados numéricos para todas as amostras



Fonte: O autor (2019)

As diferentes frequências naturais captadas no gráfico permitem observar que o processo de tensionamento resultou em mudanças significativas nas mesmas. Além disso, o local de aplicação do tensionamento também teve esse resultado. Esses dados são confirmados através da Figura 28.

Figura 28 - Dados experimentais para todas as amostras



Fonte: O autor (2019)

Isso mostra que, ao deparar-se com problemas de estabilidade por velocidade crítica em uma serra, a aplicação do tensionamento no local correto garante a mudança dessa velocidade, permitindo que se contorne o problema apresentado.

A fim de tornar mais claro essas mudanças em cada diferente raio de aplicação, é necessário que haja uma comparação percentual entre as serras tensionadas e a serra livre de tensionamento.

Os tópicos a seguir foram elaborados buscando uma melhor visualização dos dados expostos nas Tabelas 8 e 9, e são expostos contendo a diferença percentual entre as frequências naturais das serras tensionadas e da serra não tensionada

Tabela 8 - Diferenças numéricas em relação à serra não tensionada

(Continua)

Modo	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Amostra 4
2,0	-2,62%	13,10%	21,40%	22,27%
0,1	2,41%	-5,78%	-19,28%	-15,18%
3,0	-0,74%	3,51%	6,46%	14,76%
4,0	1,29%	-2,14%	-4,39%	-4,82%
1,1	0,69%	-13,36%	-12,93%	-14,66%
5,0	1,41%	6,47%	5,72%	7,21%
2,1	-0,80%	0,20%	-0,80%	-0,93%

(Conclusão)

0,2	-0,22%	1,75%	-2,62%	1,09%
6,0	-0,36%	2,59%	-0,93%	2,18%
3,1	-0,52%	0,44%	1,09%	0,87%

Fonte: O autor (2019)

Tabela 9 - Diferenças experimentais em relação à serra não tensionada

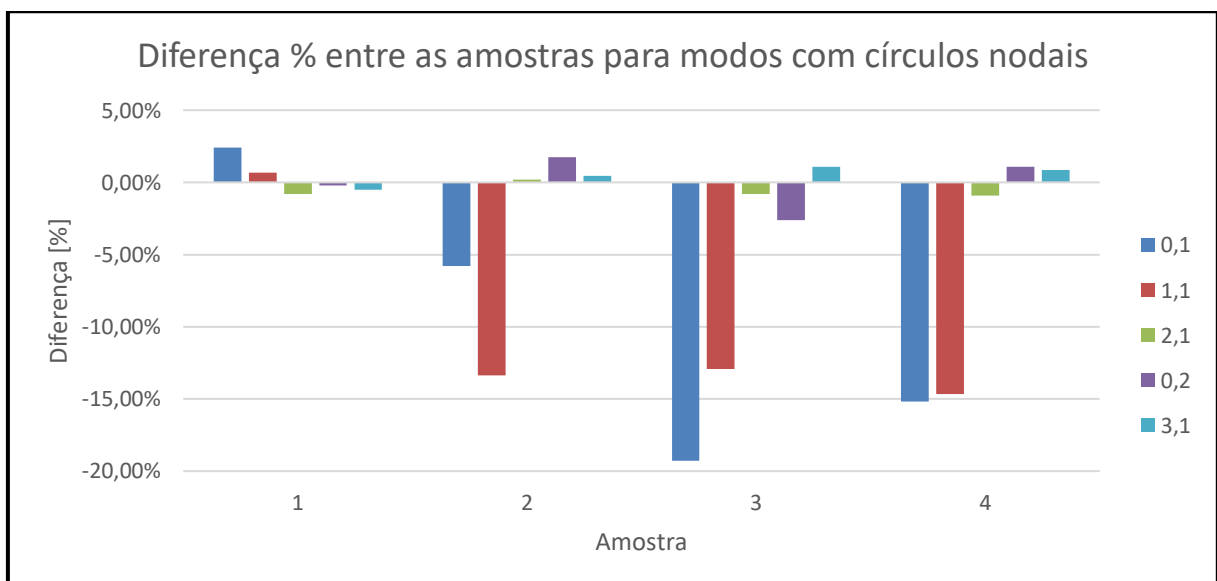
Modo	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Amostra 4
2,0	-6,00%	10,00%	19,20%	18,00%
0,1	3,00%	-6,25%	-18,75%	-14,50%
3,0	0,00%	6,91%	10,91%	10,00%
4,0	1,05%	-2,63%	-5,26%	-4,74%
1,1	2,27%	-10,00%	-10,45%	-9,09%
5,0	0,00%	5,45%	4,36%	3,64%
2,1	-0,64%	0,00%	-2,24%	-1,60%
0,2	-1,33%	1,33%	-4,00%	0,00%
6,0	-0,26%	2,83%	-1,03%	2,06%
3,1	-0,43%	0,00%	0,65%	0,65%

Fonte: O autor (2019)

4.5.4.1 Dados numéricos

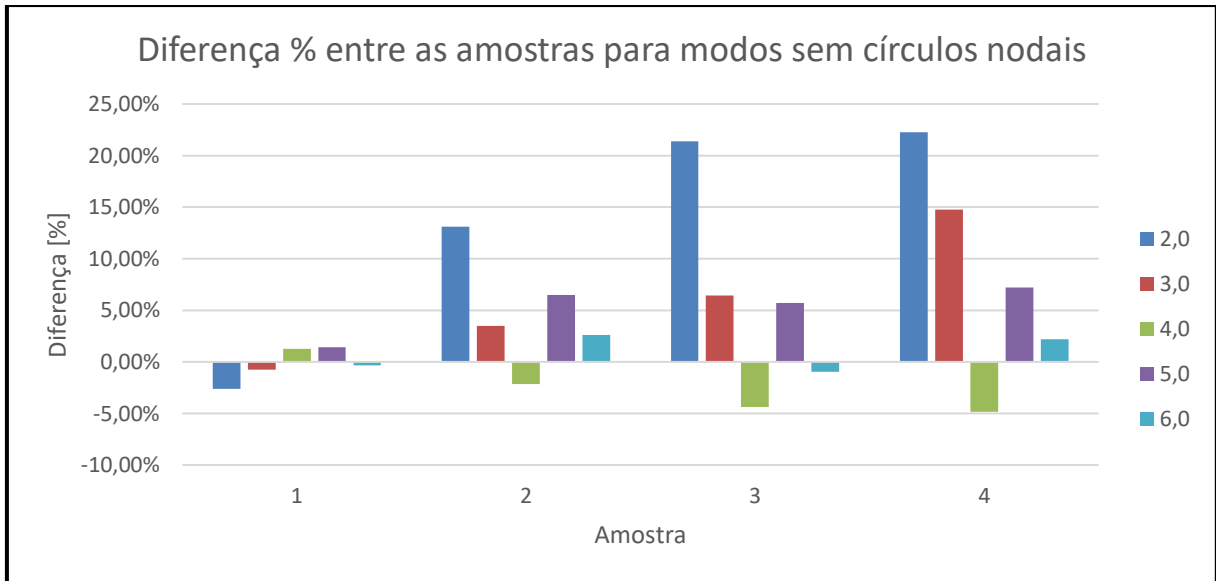
As Figuras 29 e 30 mostram a mudança de frequências numéricas nas serras.

Figura 29 - Diferenças numéricas para modos com círculos nodais



Fonte: O autor (2019)

Figura 30 - Diferenças numéricas para modos sem círculos nodais

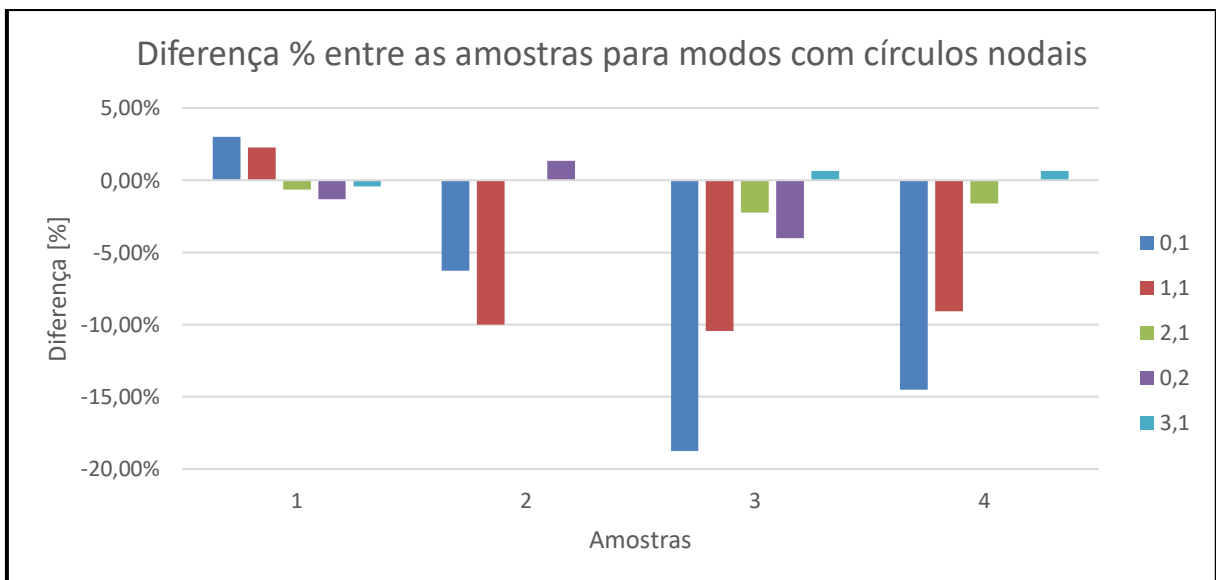


Fonte: O autor (2019)

4.5.4.2 Dados Experimentais

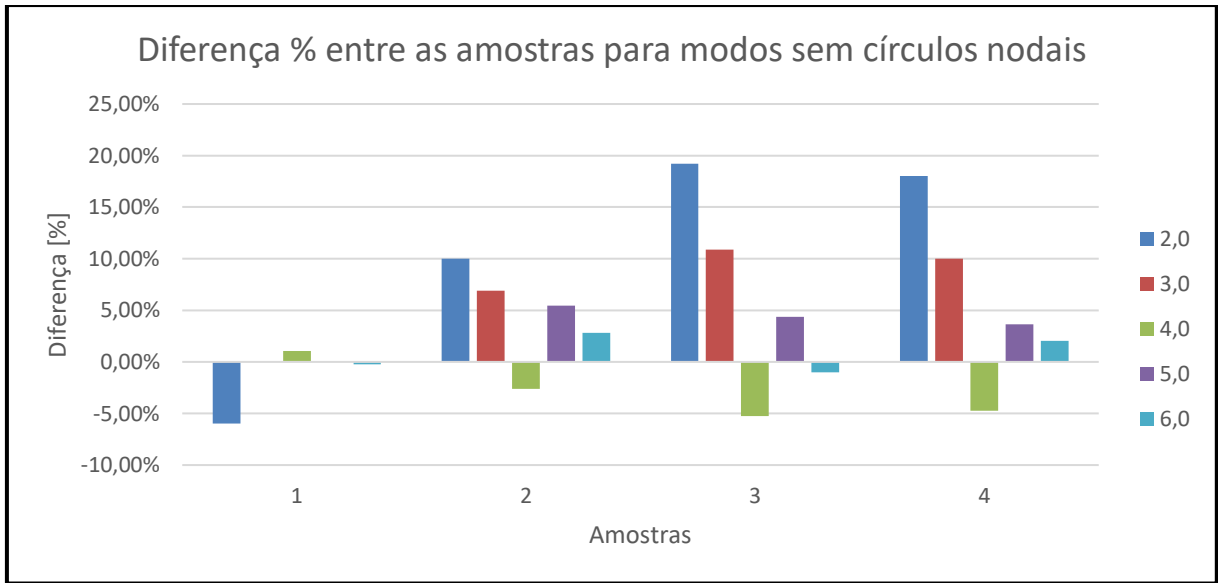
As Figuras 31 e 32 corroboram para os dados já expostos, contendo diferenças percentuais para cada amostra, e seus dados foram obtidos de forma experimental.

Figura 31 - Diferenças experimentais para modos com círculos nodais



Fonte: O autor (2019)

Figura 32 - Diferenças experimentais para modos sem círculos nodais



Fonte: O autor (2019)

Ao estudar as Figuras 29, 30, 31 e 32, pode-se visualizar um padrão entre os dados experimentais e numéricos. As diferenças percentuais entre as amostras para cada modo vibracional se replicam nos gráficos, possuindo as mesmas grandezas e seguindo os mesmos sentidos, colaborando para a maior confiabilidade dos dados.

As variações encontradas nos gráficos para a amostra 1, que é tensionada mais próximo à sua borda, são mínimas, aproximando-se da amostra não tensionada. Com isso, pode-se concluir que o processo de tensionamento realizado próximo às suas extremidades não surte um efeito significativo na mudança das frequências naturais.

Já os maiores percentuais, para a grande maioria dos modos vibracionais, foram obtidos para as Amostras 3 e 4. Essas são tensionadas em raios intermediários entre o centro e a extremidade da lâmina, levando à conclusão de que tensionamentos mais próximos ao centro surtem mais efeito na alteração de frequências críticas.

Isso se configura como uma informação de relevância sobre a aplicação do processo de tensionamento para fabricantes que buscam contornar o problema da instabilidade. Caso próximo de extremidades, o local de aplicação do processo requisitará uma maior carga na lâmina para se obter os mesmos efeitos de uma serra tensionada em um raio intermediário.

Trabalhos como o de Brògueira (2015), Schajer e Mote Jr. (1984), Aubry et al. (2014), Weiland e Birenbaum (2014) e outros presentes nas referências concluem que o processo de tensionamento cumpre com seu objetivo de modificar as frequências

naturais de serras circulares, permitindo alterar suas velocidades críticas conforme os parâmetros de uso da lâmina.

Em relação aos modos de vibração, nota-se que os mais afetados pelos processos são os que estão relacionados a frequências naturais menores. Essas frequências são consideradas as mais críticas, pois estão inseridas na faixa comum de rotação das serras circulares, sendo, portanto, os primeiros modos a apresentar vibração excessiva da lâmina.

Além disso, modos que se diferenciam pela presença ou não do círculo nodal (j) apresentam comportamentos distintos, sendo que os que contém o círculo tiveram suas frequências naturais reduzidas. Já os modos sem o círculo tiveram suas frequências aumentadas.

5 CONCLUSÃO

Através do presente estudo foi possível conhecer, de formas diversas, as frequências naturais de serras circulares, sendo que os dados coletados e comparados geraram erros relativos pequenos, corroborando para confiabilidade dos métodos propostos.

Uma vez executadas todas as etapas, pode-se afirmar que o impacto do tensionamento nas amostras comprova a eficácia deste processo na alteração de frequências naturais. Os dados demonstram que este processo pode alterar as frequências críticas de rotação em quase 20%.

Além disso, o raio de aplicação desse processo também gerou mudanças significativas, tendo seus resultados ampliados em determinadas regiões da serra.

Considerando as conclusões supracitadas, o presente estudo é relevante para o conhecimento de serras circulares e contribui com informações, dados e fundamentação teórica presente nos estudos referenciados, suprimindo a carência informacional citada nos objetivos. Também fornece dados importantes para fabricantes dessas ferramentas a fim de conhecer os aspectos fundamentais do processo de tensionamento, auxiliando na compreensão, na aplicação e na adaptação à necessidade do cliente e do mercado.

5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como primeira sugestão, indica-se a abordagem de uma análise numérica considerando as curvas do material e um modelo numérico com mais fidelidade ao modelo físico, buscando simular com exatidão o processo de tensionamento e seus efeitos no corpo da lâmina, inclusive com a presença do flange fixador nas análises.

A análise dos modos vibracionais em relação ao tensionamento em diferentes regiões é uma abordagem pertinente, pois auxiliaria na explicação do porquê modos com e sem círculos nodais reagem distintamente entre si em resposta a esse processo.

Sugere-se também ensaios de usinagem para lâminas circulares tensionadas em diferentes regiões, com o intuito de analisar a qualidade do corte em rotações críticas, a vida dessas ferramentas e a influência do tensionamento no mesmo.

Outras variáveis podem ser analisadas futuramente, como a pressão aplicada no processo de tensionamento ou os raios dos rolos compressores.

REFERÊNCIAS

ANDELIĆ, Nikola; BRAUT, Sanjin; PAVLOVIĆ, Ana. Variation of natural frequencies by circular saw blade rotation. **Technical Gazette**, [S.l.], v. 25, p. 10-17, 2018.

AUBRY, E. et al. Measurement of the natural frequencies and critical speed of roll-tensioned discs. **Experimental Techniques, Society for Experimental Mechanics**, Mulhouse, France, v. 24, p. 22-25, mar. 2014.

BLEVINS, Robert D. **Formulas for natural frequency and mode shape**. New York, NY: Van Nostrand Reinhold Ltd., 1979. 492 p.

BRANDT, Leo. Untersuchungen an Kreissägeblättern für Holz, Fehler- und Spannungsprüfverfahren. **Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH**. Nordrhein-westfalen, p. 1-39. 1953

BRÔGUEIRA, António José Garry. **Estudo do comportamento dinâmico de uma serra Circular**. 2015. 83 p. Relatório (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, PT, 2015.

CSANÁDY, Etele; MAGOSS, Endre. **Mechanics of wood machining**. 2. ed. Sopron, Hungary: [s.n.], 2011. 199 p.

FJELD, Øyvind Moen. **Simulation of the natural frequencies in a pump-turbine runner in air and water**. 2015. 44 p. Artigo (Master of Energy and Environmental Engineering)- Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2015.

HOULI, Wang; SIEKKINEN, Veli. Natural frequencies of a circular saw blade and the effect of collars and damping materials in reducing vibration noise. **Rakenteiden Mekaniikka**, [S.l.], v. 16, n. 2, p. 33-49, 1983.

JR., C. D. Mote; NIEH, L. T. On the foundation of circular-saw stability theory. In: Annual Meeting of the Forest Products Research Society, 26., 1972, Dallas, Texas. **Milling and Machining...** [S.l.: s.n.], 1973. p. 160-169.

KACZMAREK, Anna; ORLOWSKI, Kazimierz A.; JAVOREK, Lubomir. A brief review and comparison of selected experimental methods for measuring natural frequencies of circular saw blades. **Drewno Wood**. Zvolen, Slovakia, p. 231-239. 18 ago. 2016.

NICOLETTI, N. et al. Using finite elements to model circular saw roll tensioning. **Holz als Roh- und Werkstoff**, Mulhouse, France, v. 54, p. 99-104, 1996.

RAO, Singiresu S. **Vibration of continuous systems**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2007. 720 p.

SCHAJER, G. S. Understanding saw tensioning. **Holz als Roh- und Werkstoff**, [S.l.], p. 425-430, 1984.

SCHAJER, G. S.; JR., C. D. Mote. Analysis of optimal roll tensioning for circular saw stability. **Wood and Fiber Science**, [S.l.], v. 16, p. 324-338, 1984.

SCHAJER, Gary S.; EKEVAD, Mats; GRÖNLUND, Anders. Practical measurement of circular saw vibration mode shapes. **Wood Material Science & Engineering**, [S.l.], p. 162-166, maio. 2012.

SVOREŇ, Ján et al. Comparison of natural frequencies values of circular saw blade determined by different methods. **DRVNA INDUSTRIJA**, Zvolen, Slovak Republic, v. 66, p. 123-128, 2015.

SZYMANI, R. Angewandte Problemlösungen beim Kreissägen in den USA. **Holz als Roh- und Werkstoff**, v. 42, p. 309-314, 1984.

SZYMANI, R.; JR., C. D. Mote. Theoretical and experimental analysis of circular saw tensioning. **Wood Science and Tecnology**, Richmond, California, v. 13, p. 211-237, maio. 1979.

PAHLITZSCH, Gotthold; FRIEBE, Ekkehard. Einflub der schnittbedingungen auf die Güte gesägter holzoberflächen. **Holz als Roh- und Werkstoff**, v. 29, p. 149-157, 1971.

PAHLITZSCH, Gotthold; FRIEBE, Ekkehard. Einflub der Schnittbedingungen auf das Schwingungsverhalten und die Beanspruchung der Sägeblätter. **Holz als Roh- und Werkstoff**, v. 29, p. 265-269, 1971.

WEILAND, S.; BIRENBAUM, C. **Optimization of geometric features of circular saw blades and parameters of the manufacturing process aided by optiSLang**. [S.l.: s.n.], 2014. 21 p.

LI, Bo; ZHANG, Zhankuan. Research on the effect of yield strength of circular saw blade on roll tensioning process. **The Japan Wood Research Society**, Beijing, China, p. 1-7, jan. 2016.

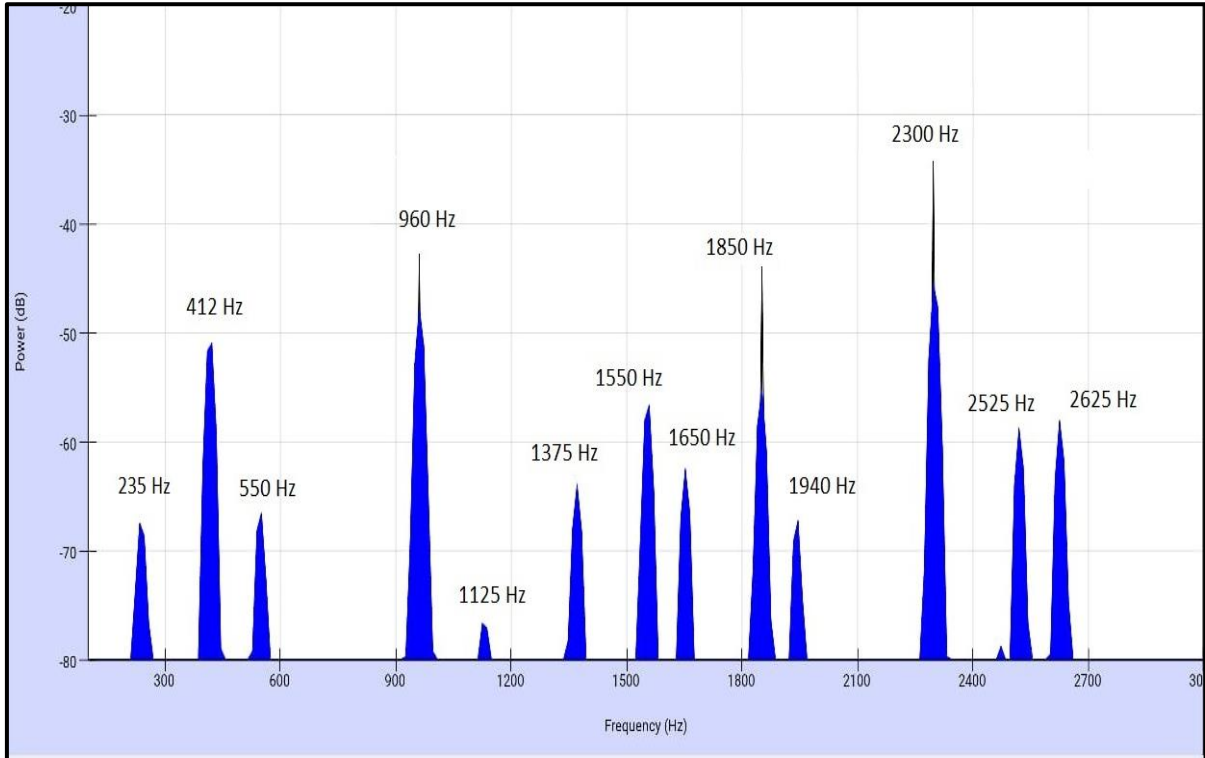
ZUGNO, Gustavo Lopes. **Efeitos da não-linearidade geométrica em estruturas metálicas**: comparação entre métodos aproximados e rigorosos. 2014. 82 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

APÊNDICE A - PLANILHA DE FREQUÊNCIAS ANALÍTICAS PARA A AMOSTRA 5

No of nodal circles s	No of nodal diameters n	Parâmetros de λ ² ij para um corpo de lâmina livre											Frequência natural calculada de acordo com parâmetros abaixo (Hz)										
		0,00	0,10	0,20	0,30	0,36	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	0,00	0,10	0,20	0,30	0,36	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
0	0	3,30	4,24	5,18	6,66	8,08	9,02	13,02	20,52	36,95	84,50	344,40	144,64	185,84	227,04	291,91	353,97	395,35	570,67	899,39	1619,52	3703,63	15095,03
0	1	2,15	3,48	4,81	6,55	8,09	9,12	13,29	20,94	37,50	85,16	345,16	94,23	152,53	210,82	287,09	354,67	399,73	582,50	917,80	1643,62	3732,56	15128,34
0	2	4,95	5,62	6,45	7,96	9,46	10,46	14,70	22,50	39,28	87,19	347,45	216,96	246,32	282,70	348,89	414,63	458,46	644,30	986,17	1721,64	3821,53	15228,71
0	3	12,29	12,45	12,61	13,28	14,29	14,96	18,56	25,96	42,65	90,72	351,34	538,67	545,68	552,70	582,06	626,24	655,70	813,48	1137,83	1869,35	3976,25	15399,21
0	4	21,82	21,84	21,86	22,07	22,62	22,98	25,60	32,06	48,07	95,92	356,76	956,37	957,25	958,12	967,33	991,26	1007,21	1122,05	1405,19	2106,91	4204,17	15636,77
1	0	18,23	25,26	32,29	42,61	52,17	58,55	85,03	133,91	239,84	543,48	2188,82	799,02	1107,14	1415,27	1867,59	2286,78	2566,24	3726,86	5869,27	10512,17	23820,70	95935,86
1	1	20,81	27,67	34,53	44,63	54,08	60,38	86,71	135,46	241,28	544,83	2190,09	912,10	1212,77	1513,45	1956,13	2370,32	2646,45	3800,49	5937,20	10575,29	23879,87	95991,52
1	2	31,92	36,94	41,96	50,95	59,95	65,95	91,74	140,09	245,59	548,87	2193,91	1399,05	1619,08	1839,10	2233,14	2627,61	2890,58	4020,96	6140,14	10764,20	24056,94	96158,95
1	3	51	53,20	55,41	62,05	70,09	75,45	100,17	147,77	252,73	555,59	2200,27	2235,33	2331,75	2428,62	2719,65	3072,04	3306,97	4390,45	6476,75	11077,14	24351,48	96437,71
1	4	72,93	73,56	74,19	78,12	84,69	89,07	112,05	158,50	262,68	564,96	2209,19	3196,52	3224,13	3251,74	3424,00	3711,96	3903,93	4911,15	6947,05	11513,25	24762,17	96828,67
2	0	53,72	73,90	94,08	123,47	151,20	168,69	243,69	381,86	680,65	1535,26	6155,58	2354,54	3239,03	4123,52	5411,68	6627,18	7393,67	10680,92	16736,90	29832,85	67290,36	269798,73
2	1	58,03	77,49	96,95	125,82	152,74	170,69	245,44	383,41	682,05	1536,53	6156,76	2543,45	3396,38	4249,31	5514,68	6694,67	7481,33	10757,62	16804,84	29894,21	67346,02	269850,45
2	2	74,23	90,18	106,13	133,08	159,29	176,76	250,68	388,06	686,24	1540,37	6160,30	3253,50	3952,58	4651,67	5832,89	6981,58	7747,38	10987,29	17008,65	30077,86	67514,33	270005,60
2	3	103,46	113,04	122,62	145,69	170,51	187,06	259,49	395,82	693,23	1546,75	6166,21	4534,65	4954,54	5374,43	6385,58	7473,53	8198,83	11373,43	17348,77	30384,23	67799,97	270264,64
2	4	138,46	142,55	146,64	164,07	186,71	201,80	271,94	406,73	703,02	1555,69	6174,47	6068,69	6247,96	6427,22	7191,18	8183,40	8844,88	11919,11	17826,95	30813,33	68185,81	270626,67
3	0	106,94	146,69	186,43	244,19	297,52	333,07	480,45	751,84	1338,43	3015,33	12076,00	4687,17	6429,41	8171,22	10702,83	13040,20	14598,44	21058,10	32953,11	58663,31	132161,74	529290,40
3	1	112,78	151,27	189,76	246,79	299,84	335,20	482,27	753,42	1339,84	3016,60	12077,16	4943,14	6630,16	8317,17	10816,79	13141,80	14691,80	21137,87	33022,36	58725,11	132217,41	529341,24
3	2	133	166,55	200,11	254,68	306,85	341,63	487,71	758,17	1344,06	3020,41	12080,65	5829,38	7299,88	8770,81	11162,61	13449,22	14973,62	21376,30	33230,55	58910,07	132384,40	529394,21
3	3	170,1	194,21	218,32	268,16	318,73	352,45	496,83	766,09	1351,10	3026,77	12086,46	7455,47	8512,21	9568,95	11753,44	13970,09	15447,86	21776,03	33577,68	59218,64	132663,16	529748,86
3	4	218,15	231,60	245,05	287,56	335,69	367,78	509,65	777,20	1360,96	3035,67	12094,59	9561,50	10151,02	10740,53	12603,74	14713,36	16119,78	22337,93	34064,63	59650,80	133053,25	530105,20
4	0	178,22	243,96	309,70	405,27	493,52	552,35	796,25	1245,30	2215,72	4989,25	19971,74	7811,37	10692,75	13574,13	17762,96	21630,87	24209,47	34899,59	54581,43	97114,88	218678,55	875360,24
4	1	185,21	249,27	313,33	408,01	495,94	554,56	798,10	1246,90	2217,13	4990,52	19972,89	8117,74	10925,49	13733,24	17883,06	21737,02	24306,33	34980,68	54651,56	97176,68	218734,21	875410,65
4	2	208,49	266,48	324,47	416,30	503,25	561,21	803,67	1251,70	2221,37	4994,31	19976,34	9138,10	11679,80	14221,50	18246,41	22057,24	24597,80	35224,81	54861,94	97362,52	218900,33	875561,86
4	3	251,37	297,56	343,75	430,33	517,34	575,34	812,96	1259,71	2228,43	5000,65	19982,10	11017,53	13042,04	15066,54	18861,34	22674,81	25217,12	35631,99	55213,02	97671,96	219178,21	875814,32
4	4	310,57	341,25	371,93	450,34	532,96	588,04	826,00	1270,93	2238,32	5009,51	19990,15	13612,27	14956,97	16301,67	19738,38	23359,61	25773,76	36203,53	55704,79	98105,44	219566,54	876167,15

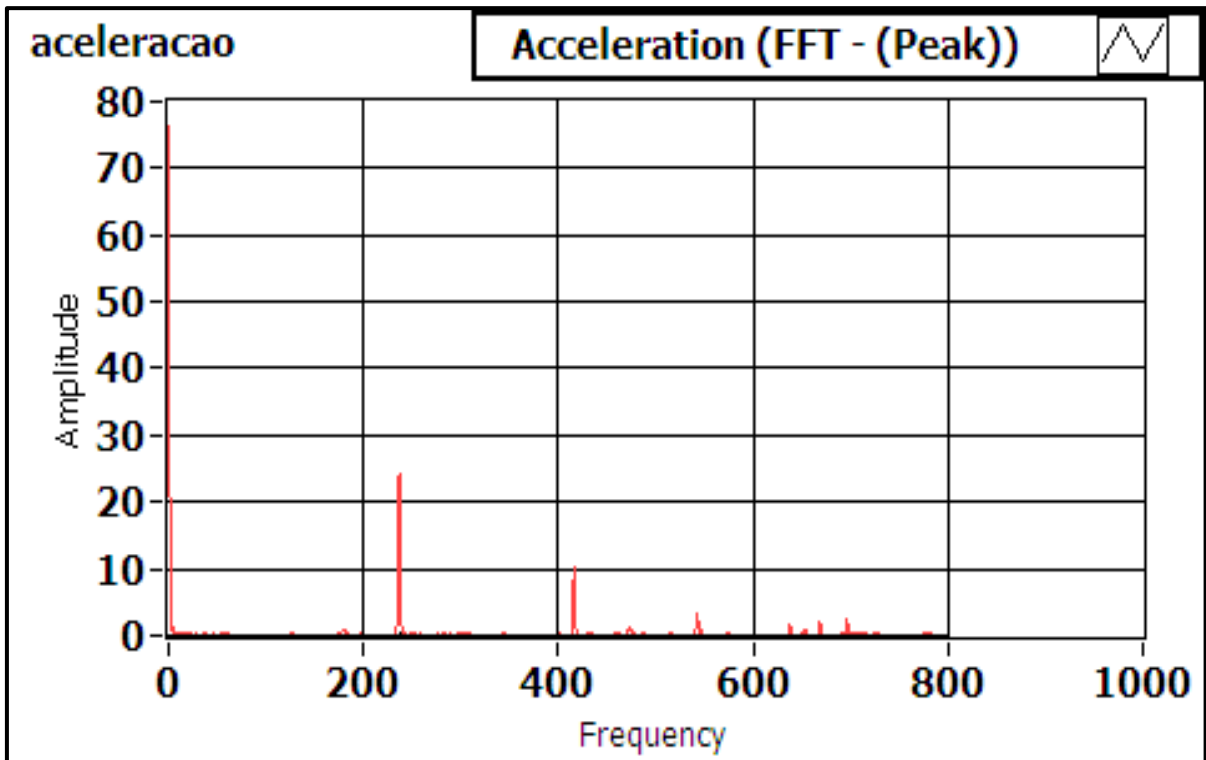
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE B - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 1



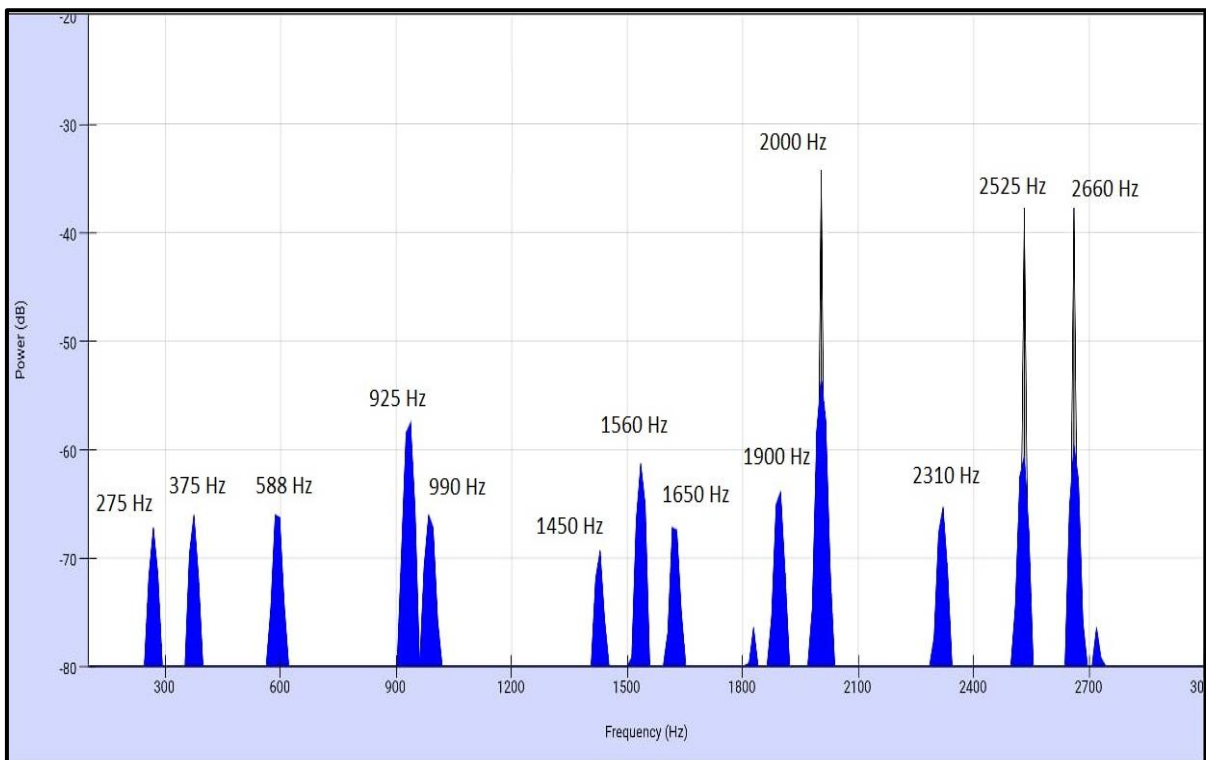
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE C - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 1



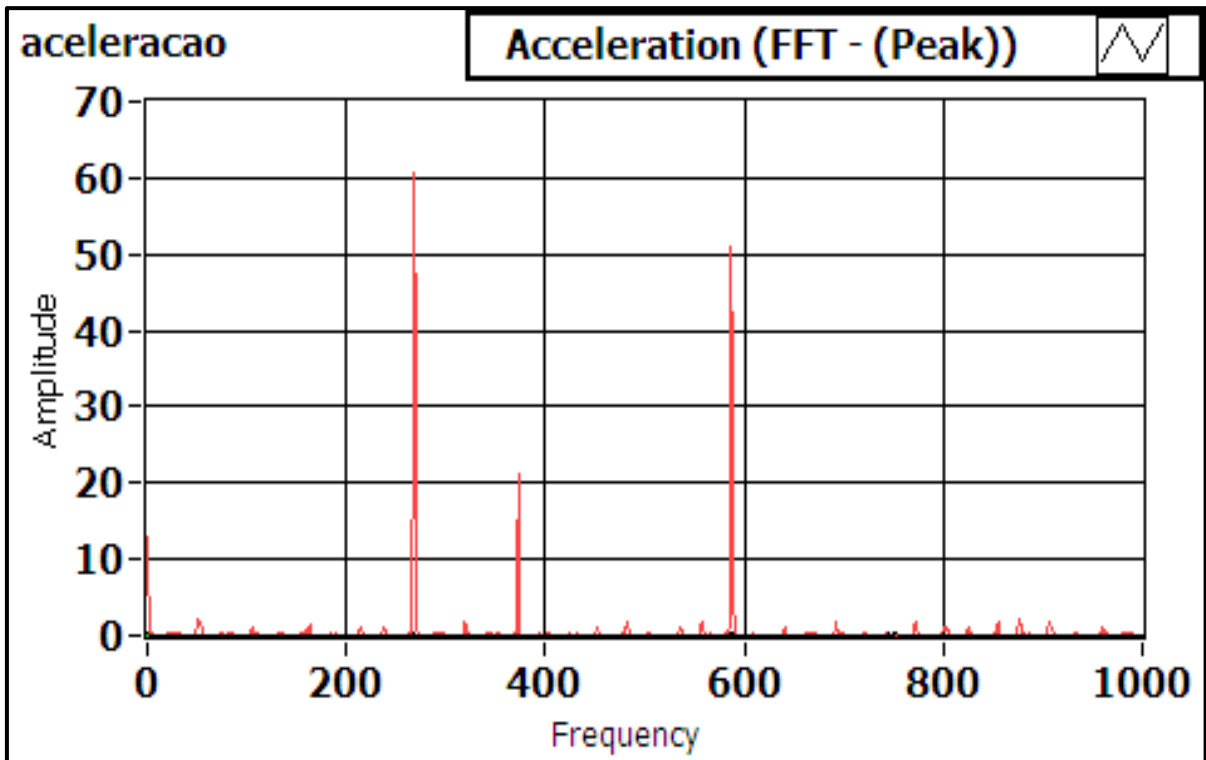
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE D - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 2



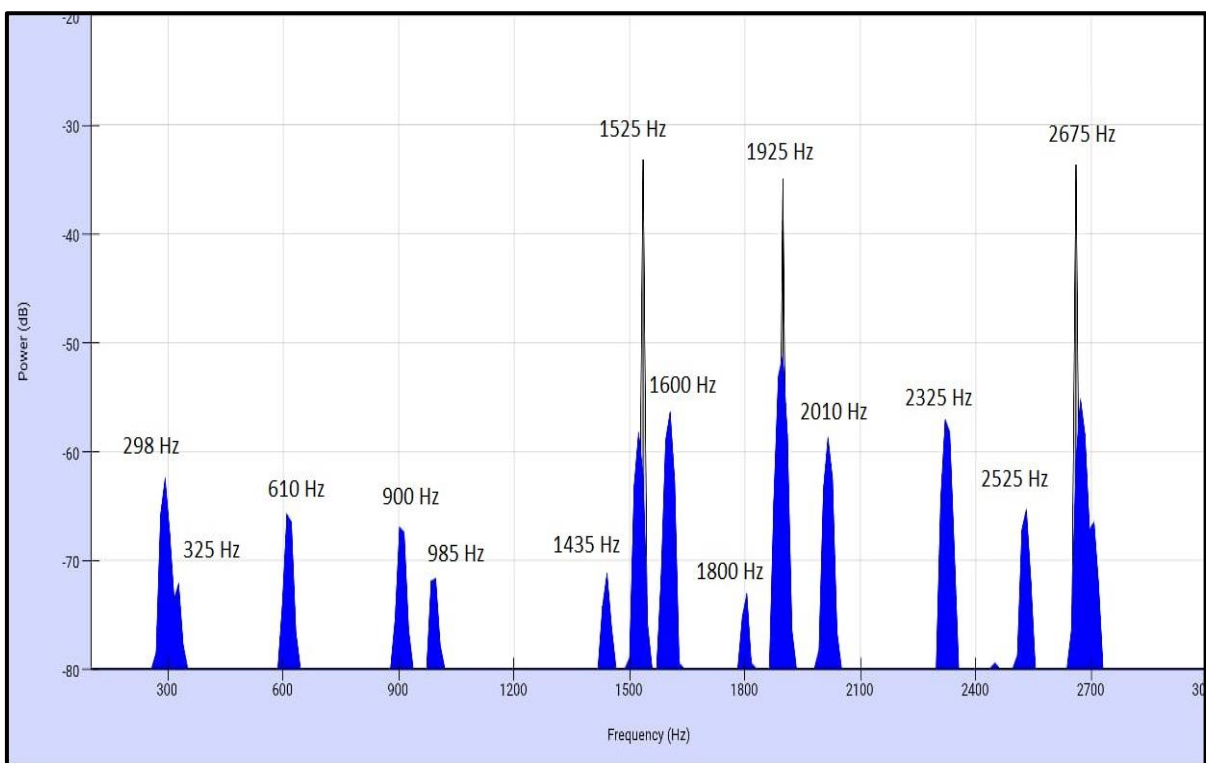
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE E - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 2



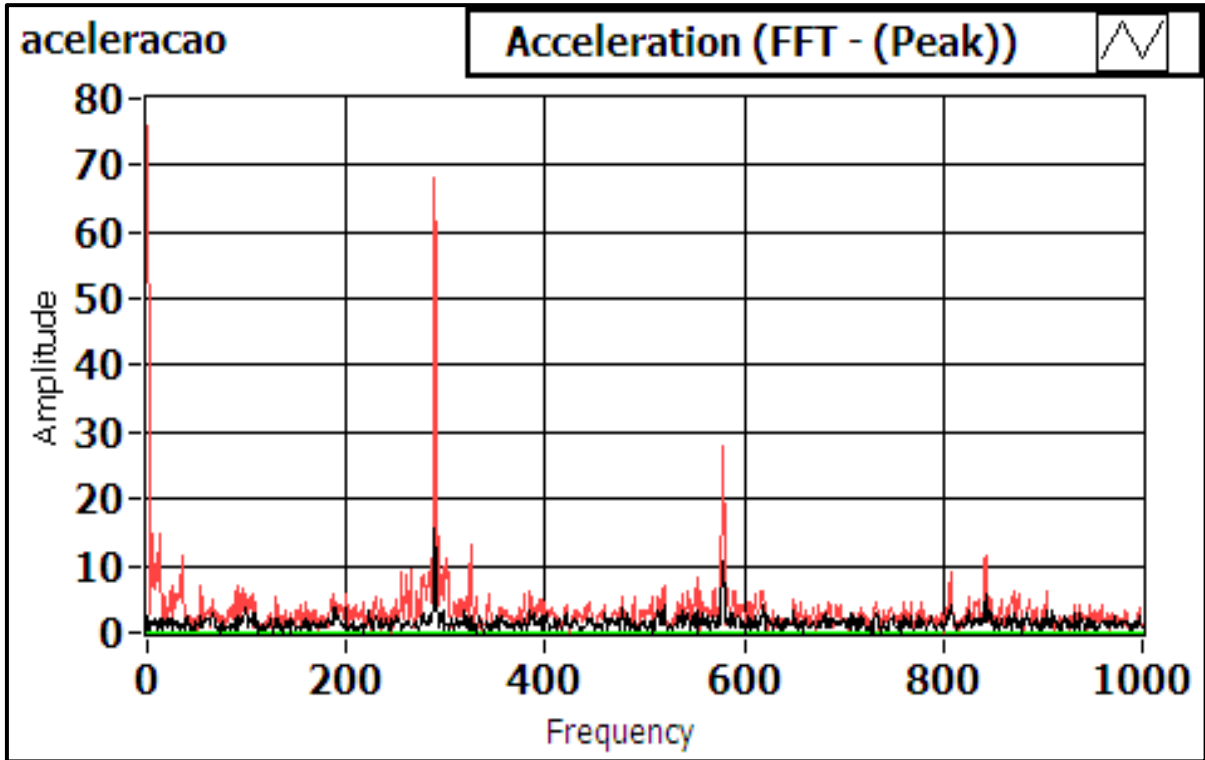
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE F - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 3



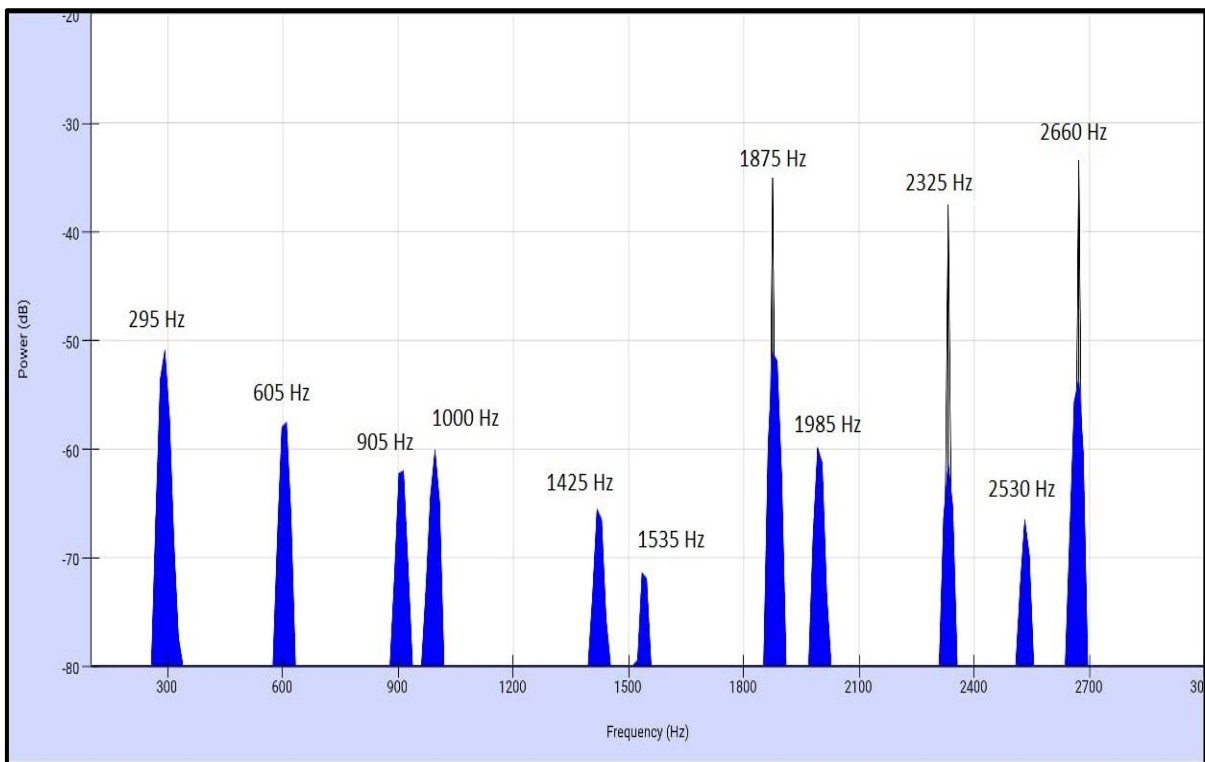
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE G - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 3



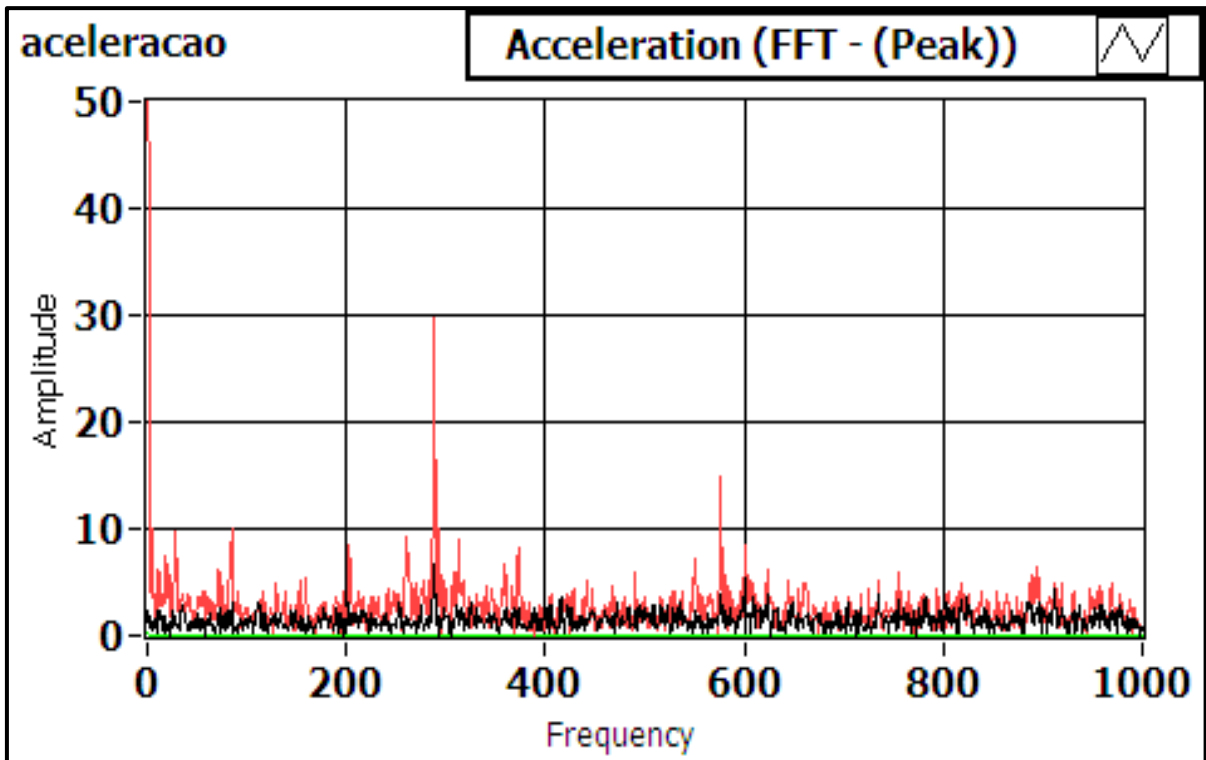
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE H - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 4



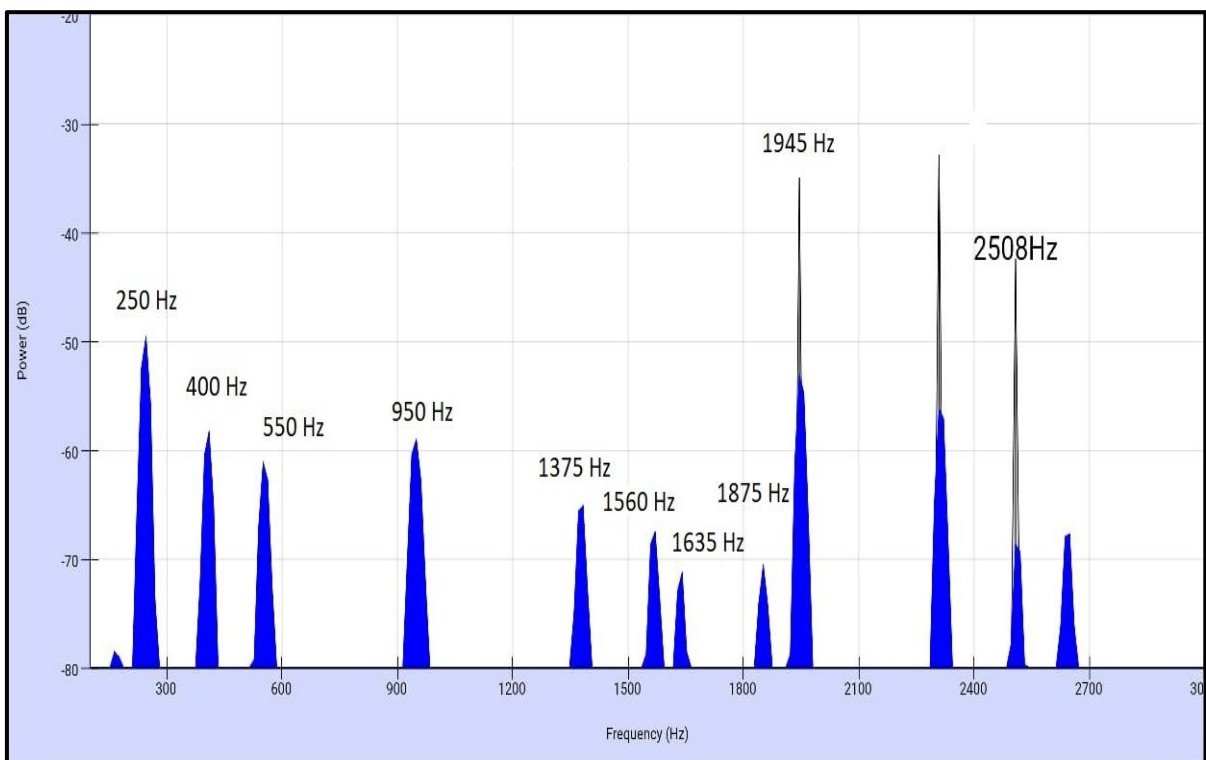
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE I - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 4



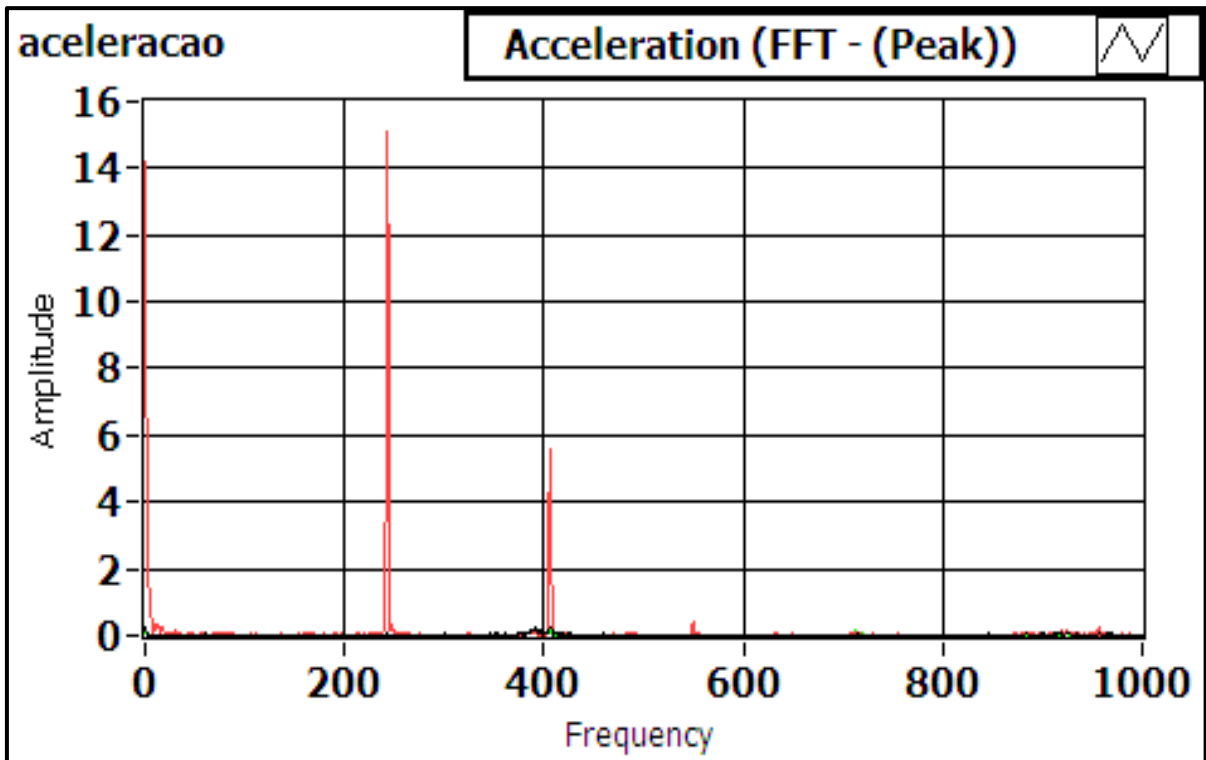
Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE J - DADOS SONOROS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 5



Fonte: O autor (2019)


APÊNDICE K - DADOS LABORATORIAIS DE FREQUÊNCIAS PARA A AMOSTRA 5



Fonte: O autor (2019)

ANEXO A - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO 75CR1 OBTIDAS NO BANCO DE MATERIAIS TOTAL MATERIA

Total Materia :: Propriedades Físicas



O Mais Detalhado Banco de Dados de Materiais do Mundo

75 Cr 1

Designação numérica	1.2003
País/Padrão	Alemanha / DIN
Subgrupo	DIN 17350 Aços ferramenta; Condições técnicas de fornecimento; Substituído por: DIN EN ISO 4957:1999
Aplicação	Small tools like mandrels, punches, stamping tools, razors

Propriedades físicas

[Oficial](#) [Outras Fontes](#) [Materiais semelhantes](#) [Típico](#)

Densidade, ρ [kg/dm³]

Valor	Comentário
7.67-7.84	Valor típico da propriedade aços com alto de carbono e aços de baixa liga. Este valor não é fornecido por norma, é indicativo e não pode ser utilizados para fins de concepção.

Módulo de elasticidade (GPa)

Valor	Comentário
190-210	Valor típico da propriedade aços com alto de carbono e aços de baixa liga. Este valor não é fornecido por norma, é indicativo e não pode ser utilizados para fins de concepção.

Coefficiente de Poisson, ν

Valor	Comentário
0.27-0.30	Valor típico da propriedade aços com alto de carbono e aços de baixa liga. Este valor não é fornecido por norma, é indicativo e não pode ser utilizados para fins de concepção.

Fonte: O autor (2019)