



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**THALES CAMESI TOSSI**

**DETECÇÃO DE FALHAS EM SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE  
POTÊNCIA POR CORREIAS TRAPEZOIDAIS POR MEIO DE  
ANÁLISE DO SINAL VIBRATÓRIO**

**Fortaleza - CE**

**2017**

***THALES CAMESI TOSSI***

***DETECÇÃO DE FALHAS EM SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE  
POTÊNCIA POR CORREIAS TRAPEZOIDAIS POR MEIO DE  
ANÁLISE DO SINAL VIBRATÓRIO***

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra

***Fortaleza - CE***

***2017***

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária  
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

T654d Tossi, Thales Camesi.

Detecção de falhas em sistemas de transmissão de potência por correias trapezoidais por meio de análise do sinal vibratório / Thales Camesi Tossi. – 2017.  
90 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2017.

Orientação: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.

1. Engenharia mecânica. I. Título.

CDD 620.1

---

THALES CAMESI TOSSI

**DETECÇÃO DE FALHAS EM SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE  
POTÊNCIA POR CORREIAS TRAPEZOIDAIS POR MEIO DE  
ANÁLISE DO SINAL VIBRATÓRIO**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal do Ceará como  
requisito parcial para obtenção do título de Bacharel  
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra

Aprovada em: 15/12/2017.

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra  
Universidade Federal do Ceará  
(UFC)

---

Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues  
Universidade Federal do Ceará  
(UFC)

---

Prof. Dr. Pierre Maurice Christophe Lamary  
Universidade Federal do Ceará  
(UFC)

*A minha família.*

*A meus professores e amigos.*

## ***AGRADECIMENTOS***

A meus pais e irmãos, pelo apoio incondicional durante toda minha caminhada acadêmica.

A meu professor orientador, Dr. Roberto de Araújo Bezerra, por me guiar neste trabalho e por me introduzir ao universo das vibrações.

Ao Sr. Bonfim Rodrigues Campos, pelo uso de sua perícia na fabricação das peças necessárias a este trabalho.

Aos membros do Laboratório de Vibrações da UFC, que me auxiliaram sempre que possível em cada etapa deste trabalho.

A meus companheiros de curso, que fizeram desta jornada uma experiência bem-humorada.

*O ato da criação é cair da rede da imaginação humana no oceano do caos, na tentativa de fazer dele emergirem ideias.*

Terence McKenna

## **RESUMO**

Como uma forma de manutenção preditiva, a análise de sinais vibratórios tem, ao longo dos anos, desempenhado papel importante na indústria. Analisar o funcionamento de um equipamento sem a necessidade de cessar sua operação gera aumento na produtividade e diminuição dos custos da produção. Este trabalho visa fornecer um guia para a detecção de falhas em correias de potência por meio da análise do sinal vibratório. A parte teórica deste trabalho fornece, através da equação diferencial que rege a dinâmica das correias, uma simulação computacional semianalítica baseada em *inputs* como tensão da correia, área da secção, elasticidade do material, entre outros parâmetros. A parte experimental visa analisar diversos tipos de defeitos nas correias, assim como diversos erros de operação na utilização das mesmas, como tensão muito baixa ou alta e operação entre eixos desalinhados. Utilizam-se, em todos os casos a análise do sinal vibratório em tempo e a análise em espectro de frequência, através do uso da Transformada Rápida de Fourier (FFT), entre outras técnicas de processamento de sinais. Como um todo, o trabalho pretende fornecer um guia para a análise de sinais vibratórios em correias, coletado a partir dos mancais onde encontram-se montadas as polias.



## ***ABSTRACT***

As a form of predictive maintenance, vibration signal analysis has played, through the years, an important role in the industry. To analyse an equipment performance without needing to stop its operation raises productivity and decreases the production costs. This work aims to provide a guide to the fault detection in power transmission belts, by means of using the vibration signal analysis. The theoretical part of this work provides, by means of using the governing differential equation of the belt dynamics, a computational simulation based on inputs like belt tension, material elasticity and other parameters. The experimental part aims at the analysis of a number of belt faults, as well as a number of operation mistakes made in the use of the belts, such as insufficient or excessive tensioning and operation between two misaligned axes. In all cases, the vibration signal analysis in the time and in the frequency domain, by means of using the Fast Fourier Transform (FFT) are used, such as other signal processing techniques. As a whole, this work intends to provide a guide for the vibration signal analysis generated in V-belts, collected at the bearing supports where the pulleys are mounted.

## **LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 - Correias utilizadas em conjunto de transmissão de potência .....	2
Figura 2 - Correia de transmissão variável contínua (CVT).....	4
Figura 3 - Correia de transmissão variável descontínua (polias escalonadas).....	4
Figura 4 - (a) Correia aberta não reversível. (b) Correia cruzada reversível. (c) Correia aberta reversível.....	5
Figura 5 - Transmissão com correia aberta (a) e fechada (b) .....	5
Figura 6 - Distribuição de tensões ao longo da correia .....	7
Figura 7 - Composição mínima de uma correia trapezoidal, ou em “V”. .....	8
Figura 8 - Padronização das correias trapezoidais.....	13
Figura 9 - Rasgo na lateral da correia, indicando utilização de polia de diâmetro abaixo do recomendado. ....	15
Figura 10- Quebra dos cordonéis internos de tensão da correia, indicando carga de impacto. ....	15
Figura 11 - Decapagem da cobertura externa, indicando superfície grosseira das polias .....	15
Figura 12 - Decapagem da camada externa e falha prematura da correia, indicando combinação de poeira em excesso e acabamento grosseiro das polias. ....	16
Figura 13- Separação na dobra da correia, indicando uso de polia de diâmetro menor do que o recomendado. ....	16
Figura 14 - Sinal de um conjunto mecânico no espectro de frequências.....	18
Figura 15- Demonstração gráfica da FFT.....	20
Figura 16 - Desalinhamento (a) paralelo e (b) angular .....	22
Figura 17 -Acelerômetro piezoelétrico. ....	25
Figura 18 – Osciloscópio digital.....	27
Figura 19 – Efeito da utilização de janela na aquisição da FFT do sinal .....	28
Figura 20 -Célula computacional detalhada. ....	35
Figura 21 – Conjunto mecânico analisado nos experimentos .....	41
Figura 22 – Acelerômetro instalado em posição transversal e axial, nesta ordem .....	42
Figura 23 – Acelerômetro utilizado .....	43
Figura 24 – Condicionador de sinais utilizado .....	43
Figura 25 – Osciloscópio utilizado .....	44
Figura 26 – Ponto de aquisição transversal à correia. ....	44
Figura 27 - Ponto de aquisição axial, no mancal. ....	45

Figura 28 – Correia desalinhada. ....	52
Figura 29 – Desgaste superficial na correia.....	54
Figura 30 – Corte lateral na correia .....	56
Figura 31 – Comparação entre sinais transversais. 20 Hz e 30 Hz.....	62
Figura 32 - Comparação entre sinais axiais. 20 Hz e 30 Hz.....	62
Figura 33 - Comparação entre sinais transversais. 300 N e 600 N.....	63
Figura 34 - Comparação entre sinais axiais. 300 N e 600 N .....	63
Figura 35 - Comparação entre sinais transversais. Correia alinhada e desalinhada .....	64
Figura 36 - Comparação entre sinais axiais. Correia alinhada e desalinhada.....	64
Figura 37 - Comparação entre sinais transversais. Correia nova e desgastada. ....	65
Figura 38 - Comparação entre sinais axiais. Correia nova e desgastada .....	65
Figura 39 - Comparação entre sinais transversais. Correia nova e cortada .....	66
Figura 40 - Comparação entre sinais axiais. Correia nova e cortada.....	66
Figura 41 - Comparação entre sinais transversais. 500 N e 125 N.....	67
Figura 42 - Comparação entre sinais axiais. 500 N e 125 N .....	67
Figura 43 –Representação física da massa do motor. ....	69

## **LISTA DE GRÁFICOS**

Gráfico 1 - Curva de estado de um polímero relacionando temperatura ao módulo de elasticidade .....	10
Gráfico 2 - Comportamento físico mecânico de um polímero como função de sua massa molar e das suas temperaturas $T_g$ e $T_m$ . .....	10
Gráfico 3 - Curva de elasticidade de um polímero em função da temperatura, com tempo fixado em 10 segundos. ....	12
Gráfico 4 - (a) movimento harmônico simples e (b) movimento oscilatório periódico. ....	17
Gráfico 8 - Espectro FFT indicando desalinhamento de polias.....	22
Gráfico 9 - Espectro FFT indicando correia desgastada ou tensão inadequada .....	23
Gráfico 10- Espectro FFT indicando polia excêntrica.....	24
Gráfico 11 - Espectro FFT indicando ocorrência de ressonância da correia .....	24
Gráfico 13 -Fatores de correção da frequência natural para os três primeiros modos de vibração, em função do módulo de elasticidade do material.....	30
Gráfico 14 - Célula computacional na matriz de deslocamento transversal.....	34
Gráfico 15 - Malha formada pela matriz de deslocamento transversal. ....	36
Gráfico 16 - Vista ortogonal superior do Gráfico 15.....	37
Gráfico 17 - Deslocamento transversal no centro da correia, em função do tempo .....	37
Gráfico 18 - FFT do sinal obtido para o centro da correia, mostrado no Gráfico 17. ....	38
Gráfico 19 -Resultados obtidos na simulação para a influência de diversos parâmetros na primeira frequência fundamental de vibração em Hz. ....	39
Gráfico 20 – Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 20 Hz e tração 300 N .....	46
Gráfico 21 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 20 Hz e tração 300 N .....	46
Gráfico 22 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 20 Hz e tração 500 N .....	47
Gráfico 23 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 20 Hz e tração 500 N .....	47
Gráfico 24 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 20 Hz e tração 600 N .....	48
Gráfico 25 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 20 Hz e tração 600 N .....	48
Gráfico 26 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 30 Hz e tração 300 N .....	49
Gráfico 27 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 30 Hz e tração 300 N .....	49
Gráfico 28 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 30 Hz e tração 500 N .....	50
Gráfico 29 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 30 Hz e tração 500 N .....	50
Gráfico 30 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 30 Hz e tração 600 N .....	51
Gráfico 31 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 30 Hz e tração 600 N .....	51

Gráfico 32 – Sinal vibratório transversal do sistema com correia desalinhada .....	53
Gráfico 33 – Sinal vibratório axial do sistema com correia desalinhada .....	53
Gráfico 34 - Sinal vibratório transversal do sistema com correia desgastada .....	55
Gráfico 35 - Sinal vibratório axial do sistema com correia desgastada .....	55
Gráfico 36 - Sinal vibratório transversal do sistema com correia com corte lateral.....	57
Gráfico 37 - Sinal vibratório axial do sistema com correia com corte lateral .....	57
Gráfico 38 - Sinal vibratório transversal do sistema com correia em ressonância .....	58
Gráfico 39 - Sinal vibratório axial do sistema com correia em ressonância .....	58

## ***LISTA DE TABELAS***

Tabela 1 - Tipos de correias.....	3
Tabela 2 - Propriedades mecânicas de alguns materiais utilizados na fabricação de correias de potência.....	8
Tabela 3 - Temperatura de transição vítrea de materiais comumente utilizados em correias de potência.....	11
Tabela 4 - Dimensões principais das correias trapezoidais .....	13
Tabela 5 - Causas dos problemas mais comuns ocorrentes nas correias de potência.....	14
Tabela 6 - Variáveis utilizadas na simulação de vibração livre da correia.....	36
Tabela 7 - Valores RMS dos sinais obtidos .....	60
Tabela 8 – Valores de frequência natural da correia baseados no método de aquisição .....	71

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>TEORIA FUNDAMENTAL</b> .....	<b>2</b>
<b>2.1</b>	<b>Correias de potência</b> .....	<b>2</b>
<b>2.1.1</b>	<b>Conceito de correia de potência</b> .....	<b>2</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Tipos de correias</b> .....	<b>2</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Vantagens das correias</b> .....	<b>3</b>
<b>2.1.4</b>	<b>Relações de transmissão, nomenclatura, definições e simbologia</b> .....	<b>4</b>
<b>2.1.5</b>	<b>Análise dinâmica das correias</b> .....	<b>6</b>
<b>2.1.6</b>	<b>Material de fabricação</b> .....	<b>7</b>
<b>2.1.6.1</b>	<b>Viscoelasticidade</b> .....	<b>9</b>
<b>2.1.6.2</b>	<b>Comportamento mecânico dos polímeros em estado vítreo</b> .....	<b>11</b>
<b>2.1.7</b>	<b>Correias trapezoidais ou em “V”</b> .....	<b>12</b>
<b>2.1.7.1</b>	<b>Especificação das correias trapezoidais</b> .....	<b>12</b>
<b>2.1.7.2</b>	<b>Danos típicos em correias trapezoidais</b> .....	<b>14</b>
<b>2.2</b>	<b>Análise de sinais vibratórios</b> .....	<b>16</b>
<b>2.2.1</b>	<b>Séries de Fourier</b> .....	<b>18</b>
<b>2.2.2</b>	<b>FFT, a Transformada Rápida de Fourier</b> .....	<b>19</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Aplicação dos dispositivos de medidas</b> .....	<b>21</b>
<b>2.2.4</b>	<b>Vibrações em sistemas de polias e correia</b> .....	<b>21</b>
<b>2.2.4.1</b>	<b>Correia desalinhada</b> .....	<b>21</b>
<b>2.2.4.2</b>	<b>Correia desgastada, tensão inadequada</b> .....	<b>22</b>
<b>2.2.4.3</b>	<b>Defeitos de fábrica e defeitos pontuais devidos ao tempo</b> .....	<b>23</b>
<b>2.2.4.4</b>	<b>Polia(s) excêntrica(s)</b> .....	<b>23</b>
<b>2.2.4.5</b>	<b>Ressonância</b> .....	<b>24</b>
<b>2.2.5</b>	<b>Instrumentação necessária</b> .....	<b>25</b>
<b>2.2.5.1</b>	<b>Transdutor de aceleração</b> .....	<b>25</b>
<b>2.2.5.2</b>	<b>Condicionador de sinais</b> .....	<b>25</b>
<b>2.2.5.2.1</b>	<b>Amplificação e pré-amplificação</b> .....	<b>26</b>
<b>2.2.5.2.2</b>	<b>Filtragem</b> .....	<b>26</b>
<b>2.2.5.3</b>	<b>Sistema de aquisição do sinal</b> .....	<b>26</b>
<b>2.2.5.3.1</b>	<b>Janela</b> .....	<b>27</b>
<b>3</b>	<b>PROCEDIMENTO TEÓRICO-NUMÉRICO</b> .....	<b>29</b>

3.1	<i>Modelo matemático</i>	29
3.1.1	<i>Escolha do modelo apropriado</i>	29
3.1.2	<i>Equação do movimento</i>	31
3.2	<i>Método numérico</i>	32
3.3	<i>Resultados numéricos</i>	35
3.3.1	<i>Gráfico tridimensional posição x tempo x deslocamento</i>	36
3.3.2	<i>Gráfico tempo x amplitude no ponto médio da correia</i>	37
3.3.3	<i>Gráfico frequência x amplitude (FFT)</i>	37
3.3.4	<i>Efeito de variáveis selecionadas na resposta dinâmica da correia</i>	38
4	<b>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b>	41
4.1	<i>Metodologia</i>	41
4.2	<i>Material utilizado</i>	42
4.3	<i>Sinais obtidos</i>	44
4.3.1	<i>Correia alinhada</i>	44
4.3.1.1	<i>20 Hz, 300 N</i>	46
4.3.1.2	<i>20 Hz, 500 N</i>	47
4.3.1.3	<i>20 Hz, 600 N</i>	48
4.3.1.4	<i>30 Hz, 300 N</i>	49
4.3.1.5	<i>30 Hz, 500 N</i>	50
4.3.1.6	<i>30 Hz, 600 N</i>	51
4.3.2	<i>Correia desalinhada</i>	52
4.3.3	<i>Correia desgastada</i>	54
4.3.4	<i>Correia com defeito pontual</i>	56
4.3.5	<i>Correia com tração insuficiente</i>	58
4.4	<i>Resultados</i>	59
4.4.1	<i>Reação do conjunto ao aumento da frequência da polia motora</i>	62
4.4.2	<i>Reação do conjunto ao aumento da tração aplicada à correia</i>	63
4.4.3	<i>Reação do conjunto ao desalinhamento das polias</i>	64
4.4.4	<i>Reação do conjunto ao desgaste da correia</i>	65
4.4.5	<i>Reação do conjunto a defeitos pontuais na correia</i>	66
4.4.6	<i>Reação do conjunto à aplicação de tração insuficiente na correia</i>	67
4.5	<i>Conclusões a respeito do experimento</i>	68
5	<b>CONCLUSÃO</b>	71
	<b>REFERÊNCIAS</b>	73



***ANEXO A – TABELA DE TRAÇÕES ADEQUADAS A CADA CLASSE DE  
CORREIAS DO TIPO TRAPEZOIDAIS .....75***

## ***1 INTRODUÇÃO***

Elementos mecânicos flexíveis, tais quais correias, correntes ou cordas, são usados para transporte ou para transmissão de potência desde o início da era industrial, quando correias planas eram usadas em linhas de produção, nas quais um único eixo transmitia movimento para várias máquinas ao longo da linha de produção. O material dessas primeiras correias era quase sempre couro.

O advento das correias em V, ou trapezoidais, em meados de 1930, trouxe um significativo ganho na capacidade de transmissão e proporcionou conjuntos mais compactos e com menor nível de ruído se comparado às correias planas. São fabricadas em várias formas e com diversos materiais. São largamente utilizadas nas indústrias de máquinas operatrizes e automotivas, desde pequenos aparelhos eletrônicos até equipamentos industriais de grande porte. Como qualquer elemento de máquina, as correias estão sujeitas a falhas, que podem ser catastróficas tanto no âmbito estrutural quanto no econômico.

A realização apenas de manutenção corretiva, quando necessária, data de antes da segunda guerra mundial, quando “[...] a indústria era pouco mecanizada, com equipamentos simples e superdimensionados. A produtividade não era prioritária, com o foco voltado para a manutenção corretiva” (PINTO; XAVIER, 1998). A manutenção preditiva surgiu como uma alternativa à manutenção preventiva. Surgida no período pós-guerra, a manutenção preventiva consistia em programar paradas em intervalos pré-definidos para realização de manutenção, o que diminuía a produtividade e afetava os custos da produção. A manutenção preditiva baseia-se no conhecimento da condição de cada componente das máquinas e equipamentos. O escopo desse tipo de manutenção é maximizar a utilização da máquina sem necessidade de parada no seu funcionamento.

Como uma das principais formas de manutenção preditiva, a análise de vibrações permite avaliar equipamentos e seus componentes através da aquisição e processamento de sinais vibratórios. A vibração, se analisada corretamente, pode fornecer uma grande quantidade de informações a respeito da condição dos equipamentos, podendo assim prever falhas e indicar soluções para que as mesmas não aconteçam.

## **2 TEORIA FUNDAMENTAL**

### **2.1 Correias de potência**

#### **2.1.1 Conceito de correia de potência**

Correias de potência são elementos flexíveis de transmissão de movimento entre dois eixos distantes. Com frequência, esses elementos podem ser usados para substituir engrenagens, eixos, mancais e outros elementos relativamente rígidos de transmissão de potência. Além de reduzir custos, a utilização destes elementos simplifica o projeto de uma máquina.

Visto que tais elementos são elásticos e relativamente longos, eles oferecem a vantagem de absorver cargas de choque e amortecer e isolar os efeitos da vibração, desempenhando um papel importante na vida do equipamento.

Figura 1 - Correias utilizadas em conjunto de transmissão de potência



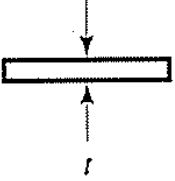
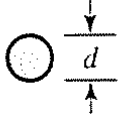
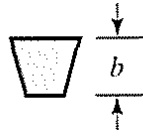
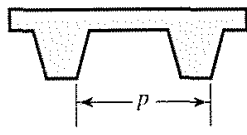
Fonte: <http://outdoorpowerinfo.com> (2017)

A maioria dos elementos flexíveis não dispõe de uma vida infinita. É importante estabelecer um programa de inspeção para protegê-los contra o desgaste e o envelhecimento.

#### **2.1.2 Tipos de correias**

A Tabela 1, a seguir, ilustra os quatro principais tipos de correias, juntamente com algumas de suas características.

Tabela 1 - Tipos de correias

<i>Tipo de correia</i>	<i>Figura</i>	<i>Intervalo de tamanho</i>
Plana		$t = \begin{cases} 0,03 \text{ a } 0,20 \text{ in} \\ 0,75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$
Redonda		$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4}$
Trapezoidal ou em "V"		$b = \begin{cases} 0,31 \text{ a } 0,91 \text{ in} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$
De tempo		$p = 2 \text{ mm e acima}$

Fonte: Shigley (2011)

### 2.1.3 Vantagens das correias

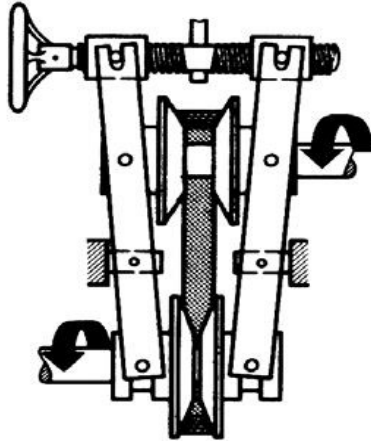
Versatilidade, segurança e economia são as principais razões do grande sucesso da utilização das correias.

Marco Filho (2009, p. 8) cita algumas das principais vantagens das correias:

- a) Razões econômicas;
  - padronização;
  - facilidade de montagem e manutenção (a disposição é simples e o acoplamento e o desacoplamento são de fácil execução);
  - ausência de lubrificantes;
  - durabilidade, quando adequadamente projetadas e instaladas;
- b) Razões de segurança;
  - reduzem significativamente choques e vibrações devido à sua flexibilidade e ao material, que proporciona uma melhor absorção de choques e amortecimento, evitando a sua propagação;
  - limitam sobrecargas pela ação do deslizamento (podem funcionar como "fusível mecânico");
  - funcionamento silencioso;
- c) Razões de versatilidade;
  - permitem grandes variações de velocidade (relação recomendada  $\leq 6$ );

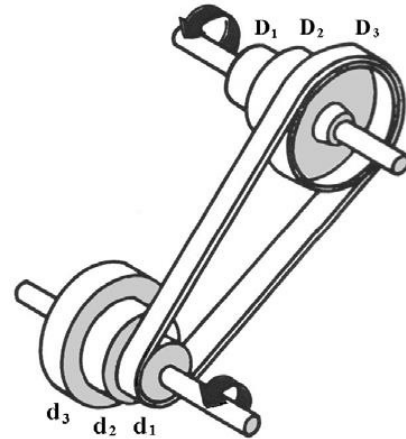
- possibilitam rotações no mesmo sentido (correia aberta) ou em sentidos opostos (correia fechada);
- facilidade de variação de relação de velocidade.

Figura 2 - Correia de transmissão variável contínua (CVT)



Fonte: Marco Filho (2009)

Figura 3 - Correia de transmissão variável descontínua (polias escalonadas)

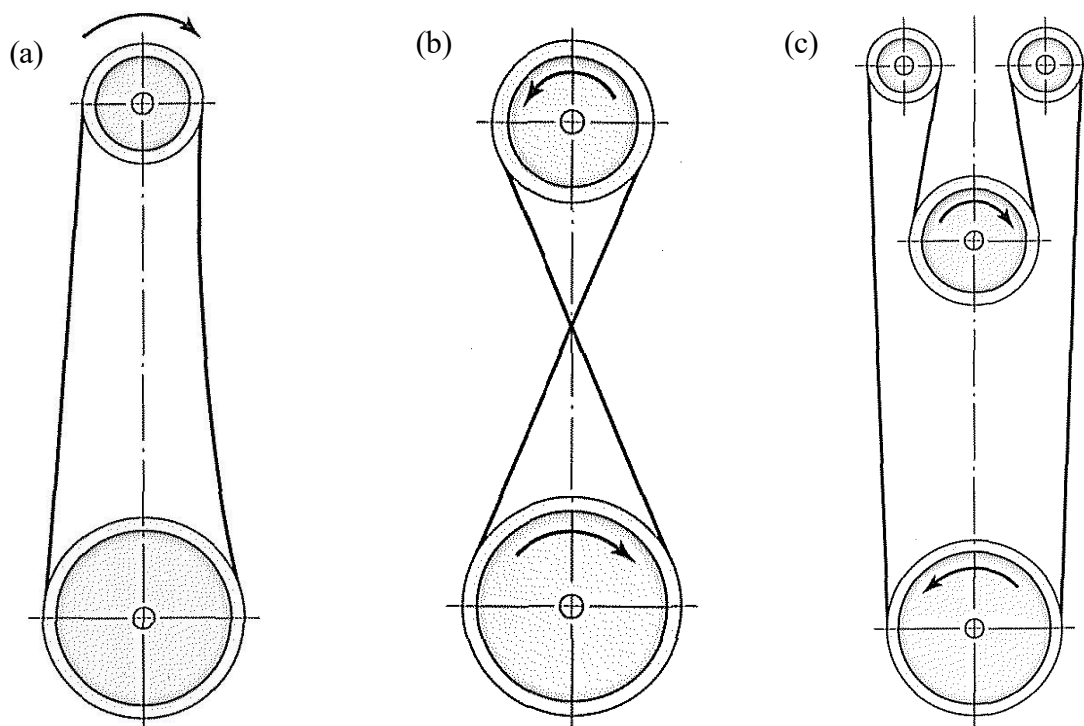


Fonte: Marco Filho (2009)

#### ***2.1.4 Relações de transmissão, nomenclatura, definições e simbologia***

As transmissões por correias podem ser abertas ou cruzadas, reversíveis ou não reversíveis, como mostra a figura a seguir:

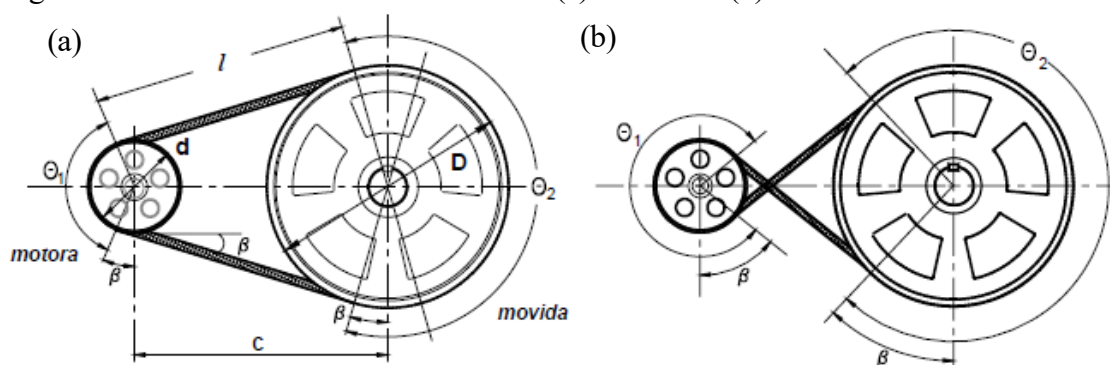
Figura 4 - (a) Correia aberta não reversível. (b) Correia cruzada reversível. (c) Correia aberta reversível



Fonte: Shigley (2011)

As principais relações geométricas e dinâmicas são mostradas a seguir:

Figura 5 - Transmissão com correia aberta (a) e fechada (b)



Fonte: Marco Filho (2009)

a) Ângulo de abraçamento:

$$\theta_{1,2} = \pi \mp 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{D-d}{2c} \right) \quad (1)$$

b) Distância entre os centros:

$$c = \frac{k + [k^2 - 32(D - d)^2]^{0.5}}{16} \quad (2)$$

onde

$$k = 4L - 2\pi(D + d) \quad (3)$$

c) Comprimento da correia:

$$L = 2c + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c} \quad (4)$$

d) Comprimento da porção livre da correia:

$$l = \sqrt{4c - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_2 + d\theta_1) \quad (5)$$

e) Relação de transmissão:

$$\frac{\text{rotação da motora}}{\text{rotação da movida}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (6)$$

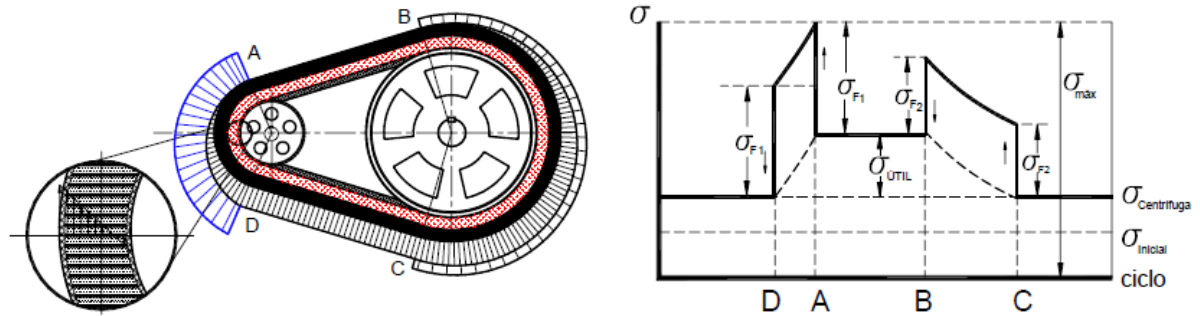
### 2.1.5 Análise dinâmica das correias

Por serem elementos relativamente longos, de grande superfície de contato, as cargas aplicadas provenientes da flexão são baixas. No entanto, estas cargas são cíclicas podendo causar ruptura por fadiga, além de defeitos superficiais devidos à ação do atrito com as polias. Quanto menor a polia, maior a carga.

Outro fator importante a ser mencionado é a diferença entre as tensões dos dois comprimentos livres da correia. A tensão é sempre maior na porção da polia que transmite a carga da polia motora para a polia movida. No caso da Figura 5 (a), a porção do lado esquerdo da correia apresenta maior tensão que a da direita.

A distribuição de tensões de tração ao longo de um ciclo da correia é mostrada na figura a seguir:

Figura 6 - Distribuição de tensões ao longo da correia



Fonte: Marco Filho (2009)

$\sigma_{\text{Centrífuga}}$ : tensão devida à força centrífuga

$\sigma_{\text{Útil}}$ : tensão útil

$\sigma_{F1}$ : tensão de flexão na polia 1

$\sigma_{F2}$ : tensão de flexão na polia 2

$\sigma_1 = \sigma_{\text{Centrífuga}} + \sigma_{\text{Útil}}$ : tensão no ramo mais tensionado

$\sigma_2 = \sigma_{\text{Centrífuga}}$ : tensão no ramo menos tensionado

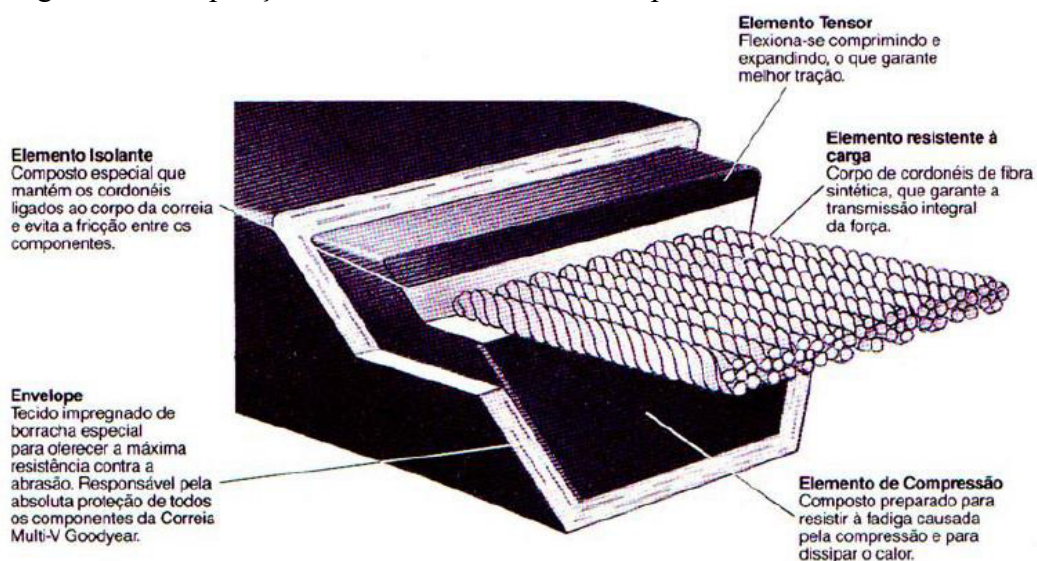
O transiente de tensão nas porções da correia diminui à medida que o sistema entra em regime permanente. Para simplificação dos cálculos e simulações apresentados neste trabalho, foi analisada apenas a porção da correia com tensão maior, e foi assumido um regime permanente.

### 2.1.6 Material de fabricação

As correias modernas são compostas de materiais compósitos, combinando polímeros com fibras vegetais ou materiais metálicos, sendo estes últimos responsáveis por conferir alta resistência à tração nas correias. A Figura 7, a seguir, ilustra a composição mínima das correias trapezoidais.



Figura 7 - Composição mínima de uma correia trapezoidal, ou em “V”.



Fonte: Marco Filho (2009)

A tabela a seguir fornece dados sobre as propriedades mecânicas de alguns materiais comumente usados na fabricação de correias de potência.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas de alguns materiais utilizados na fabricação de correias de potência.

<i>Material</i>	<i>Módulo de elasticidade E (GPa)</i>	<i>Tensão limite de escoamento por tração (MPa)</i>	<i>Densidade <math>\rho</math> (g/cm<sup>3</sup>)</i>
Poliéster	3,3	40	1,09
Aramida	3	75	1,15
Acrlonitrila (ABS)	2,14	42	1,17
Poliuretano	2,85	63	1,46
Poliamida (Nylon 6)	2,8	78	1,15
Poliamida (Nylon 6,6)	3,3	82	1,15
Poliamida (Nylon 12)	5	53	1,15
Poliamida (Kevlar)	91,45	2757	1,44

Fonte: <http://polymerdatabase.com> (compilado pelo autor).

### 2.1.6.1 Viscoelasticidade

Viscoelasticidade é a propriedade de alguns materiais que combina propriedades de líquidos e sólidos. Em um material sólido perfeitamente elástico, a tensão interna obedece a Lei de Hooke,

$$\sigma = E\varepsilon \quad (7)$$

onde  $\sigma$  é a tensão normal,  $E$  é o módulo de elasticidade do material e  $\varepsilon$  é a sua deformação. A energia usada para deformar um sólido elástico é armazenada sem dissipação.

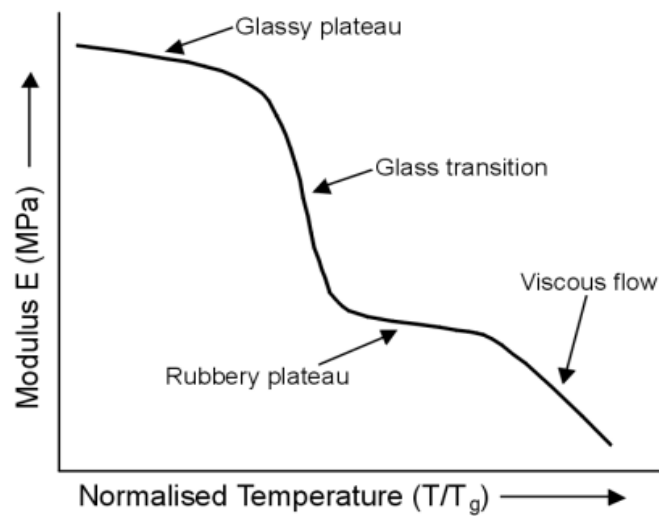
Um líquido perfeitamente viscoso obedece a Lei de Newton,

$$\sigma = \eta \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (8)$$

onde  $\eta$  é a viscosidade dinâmica do material e  $d\varepsilon/dt$  é a taxa (ou velocidade) de deformação. Nesse caso, a energia usada para deformar o material é dissipada.

Os polímeros dos quais são fabricadas as correias de potência são materiais viscoelásticos. Isso quer dizer que suas características se encontram entre as de um fluido perfeitamente viscoso e as de um sólido perfeitamente elástico. Até certa temperatura, chamada de temperatura de transição vítrea, materiais viscoelásticos se comportam como sólidos elásticos. Esta é a temperatura de transição em materiais amorfos entre um estado duro e relativamente rígido e um estado fluido e borrachudo. O gráfico 1, a seguir, ilustra o comportamento de um material viscoelástico, relacionando sua elasticidade com a temperatura.

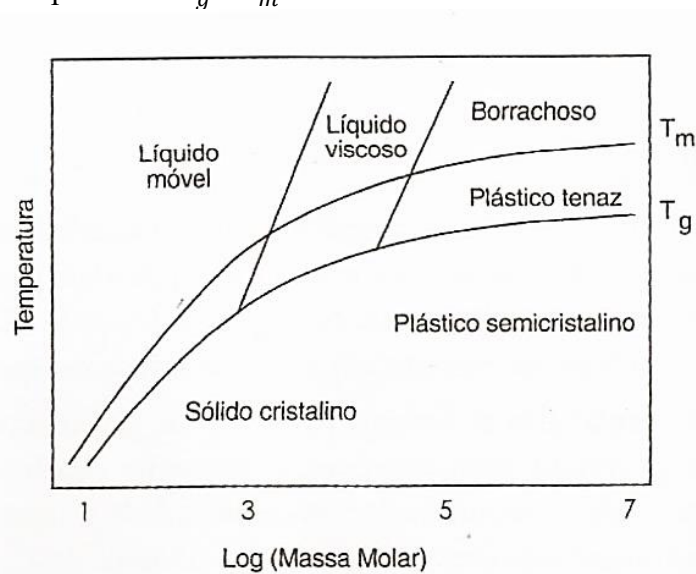
Gráfico 1 - Curva de estado de um polímero relacionando temperatura ao módulo de elasticidade



Fonte: <http://www.materials.unsw.edu.au>.

A temperatura  $T_g$  de transição vítrea dos polímeros e a temperatura  $T_m$  de fusão cristalina, ou derretimento, tendem a aumentar acompanhando sua massa molar. Quanto maior a cadeia polimérica, maior sua massa molar, e maior sua temperatura de transição vítrea, como ilustrado no gráfico a seguir:

Gráfico 2 - Comportamento físico mecânico de um polímero como função de sua massa molar e das suas temperaturas  $T_g$  e  $T_m$ .



Fonte: Canevarolo (2010).

A tabela a seguir indica a temperatura de transição vítrea de alguns materiais utilizados na fabricação de correias de potência.

Tabela 3 - Temperatura de transição vítrea de materiais comumente utilizados em correias de potência

<i>Material</i>	<i>T<sub>g</sub> (K)</i>	<i>Aplicação</i>
Poliéster	346	Transmissão de baixa potência
Aramida	380	Transmissão de potência média
Acrilonitrila (ABS)	387	Transmissão de potência média
Poliuretano	370	Transmissão de potência média
Poliamida (Nylon 6)	324	Transmissão de alta potência
Poliamida (Nylon 6,6)	324	Transmissão de alta potência
Poliamida (Nylon 12)	313	Transmissão de alta potência
Poliaramida (Kevlar)	595	Trabalho pesado, alta potência

Fonte: <http://polymerdatabase.com> (compilado pelo autor)

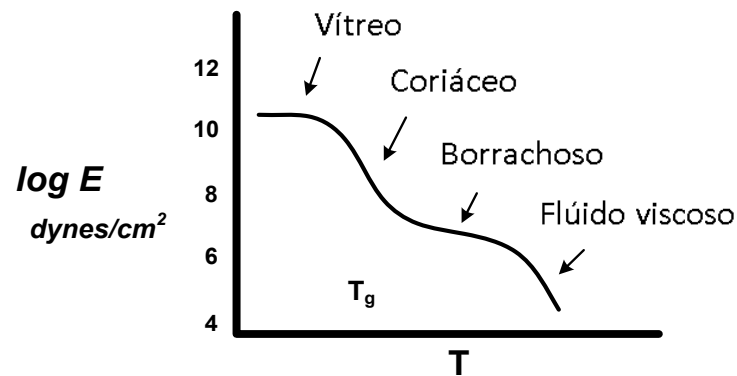
Em situações em que polímeros são solicitados a temperaturas abaixo da sua temperatura de transição vítrea, as cadeias poliméricas não têm energia suficiente para apresentar mobilidade, respondendo preferencialmente de forma elástica. Considerar o polímero como um sólido perfeitamente elástico é bastante conveniente nestes casos, visto que tal consideração despreza a viscosidade dinâmica do polímero, facilitando os cálculos.

#### 2.1.6.2 Comportamento mecânico dos polímeros em estado vítreo

A temperaturas abaixo da temperatura de transição vítrea, o módulo de elasticidade por si só pode caracterizar o comportamento mecânico de um polímero. O módulo de elasticidade dos polímeros é uma função não só da temperatura, mas também do tempo em que o polímero é submetido a certa temperatura. O Gráfico 3 mostra a variação, em

escala logarítmica, do módulo de elasticidade de um polímero típico em relação à temperatura, em um tempo fixado a 10 segundos.

Gráfico 3 - Curva de elasticidade de um polímero em função da temperatura, com tempo fixado em 10 segundos.



Fonte: Mark (1993) (adaptada)

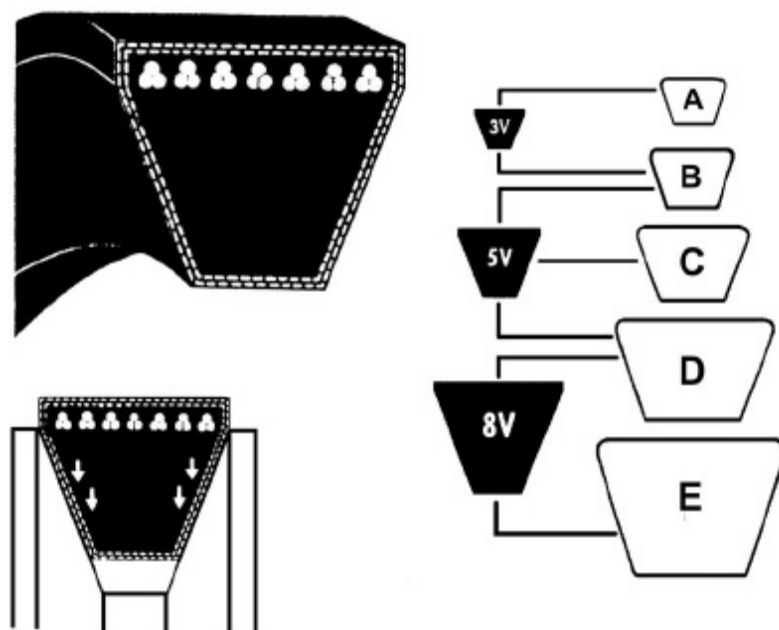
### 2.1.7 Correias trapezoidais ou em “V”

Foram utilizadas nos experimentos feitos para elaboração deste trabalho correias trapezoidais ou em “V”, e as simulações feitas são válidas para este tipo de correia.

#### 2.1.7.1 Especificação das correias trapezoidais

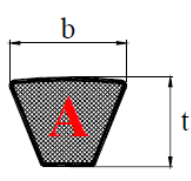
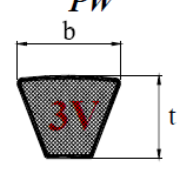
As correias trapezoidais de potência são fabricadas seguindo um padrão internacional, que as divide em dois conjuntos de perfis, o perfil *Hi-Power* (A,B,C,D,E) e o perfil PW (3V, 5V, 8V), como mostra a Figura 8. As dimensões de cada classificação de correias trapezoidais são mostradas na Tabela 4.

Figura 8 - Padronização das correias trapezoidais



Fonte: Marco Filho (2009)

Tabela 4 - Dimensões principais das correias trapezoidais

<i>HI-POWER</i>	Seção	<i>b</i> [mm]	<i>t</i> [mm]	Faixa recomendada de diâmetros para a polia menor [mm]		
				<i>d<sub>min</sub></i>	<i>d<sub>máx</sub></i>	<i>d<sub>limite</sub></i>
	A	13	8	76	127	710
	B	17	11	127	188	1000
	C	22	14	188	330	1600
	D	32	19	330	432	2000
	E	38	23	432	710	2500
	3V	9.5	8	68	304	–
	5V	16	13.5	180	406	–
	8V	25.4	22	320	570	–
$\varphi = \text{ângulo da correia "V"} (34^\circ \text{ a } 42^\circ)$						

Fonte: Marco Filho (2009)

A Goodyear® disponibiliza, em seu Guia de Instalação, Manutenção e Solução de Problemas, uma tabela de tensões apropriadas para as diferentes classes de correias trapezoidais. Esta tabela pode ser encontrada no anexo A.

### 2.1.7.2 Danos típicos em correias trapezoidais

Por serem elementos que usam o atrito como força de transmissão de potência, calor e desgaste são gerados ao longo de toda a vida útil das correias. Além disso, as forças de tração ao longo do comprimento das correias produzem alongamento com o tempo. O fator meio-ambiente também é muito influente na vida útil da correia. Umidade, substâncias químicas e resíduos podem danificá-las.

A tabela a seguir, elaborada por Pereira (2003), contém os principais problemas com correias e suas respectivas causas.

Tabela 5 - Causas dos problemas mais comuns ocorrentes nas correias de potência.

<i>Problema</i>	<i>Causa</i>
Rachaduras	Exposição ao tempo.
Cortes	Contato forçado contra a polia; obstrução; contato com outros materiais.
Derrapagem na polia	Tensão insuficiente; polia movida presa; óleo nas polias.
Camada externa desgastada	Derrapagens constantes; sujeira excessiva.
Cortes laterais	Polias fora do padrão ou inadequadas para o tipo de correia.
Rompimento	Cargas de impacto.
Deslizamento ou derrapagem	Polias desalinhadas; polias gastas; vibração excessiva.
Chiado	Cargas momentâneas excessivas.
Alongamento excessivo	Polias gastas; tensão excessiva.
Vibração excessiva	Tensão excessiva; cordoéis danificados; imperfeições superficiais; impurezas no contato correia/polia.

Fonte: Silva (2009)

A Goodyear® disponibiliza, em seu manual de solução de problemas, algumas imagens de correias problemáticas, indicando a causa para tal:

Figura 9 - Rasgo na lateral da correia, indicando utilização de polia de diâmetro abaixo do recomendado.



Fonte: Goodyear

Figura 10- Quebra dos cordonéis internos de tensão da correia, indicando carga de impacto.



Fonte: Goodyear

Figura 11 - Decapagem da cobertura externa, indicando superfície grosseira das polias



Fonte: Goodyear



Figura 12 - Decapagem da camada externa e falha prematura da correia, indicando combinação de poeira em excesso e acabamento grosseiro das polias.



Fonte: Goodyear

Figura 13- Separação na dobra da correia, indicando uso de polia de diâmetro menor do que o recomendado.

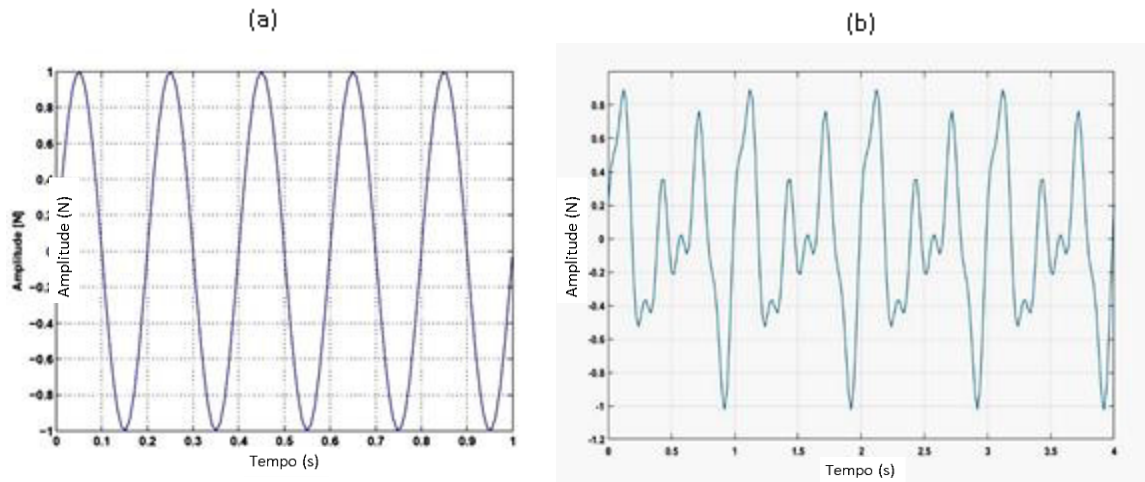


Fonte: Goodyear

## 2.2 *Análise de sinais vibratórios*

Dá-se o nome de movimento oscilatório periódico a todo movimento que se repete em um determinado período  $T$  de tempo. O exemplo mais simples de movimento periódico é o movimento harmônico simples, que pode ser representado em um gráfico de deslocamento em relação ao tempo por uma onda que se repete a cada período  $T$ , podendo esta ser uma onda de forma senoidal, quadrada ou de qualquer outra forma, como mostrado no Gráfico 4, a seguir. A frequência do movimento oscilatório representa o número de oscilações completas por unidade de tempo.

Gráfico 4 - (a) movimento harmônico simples e (b) movimento oscilatório periódico.



Fonte: Silva (2009)

Para muitos dos casos de movimentos oscilatórios existem uma ou mais equações diferenciais que regem a dinâmica do sistema.

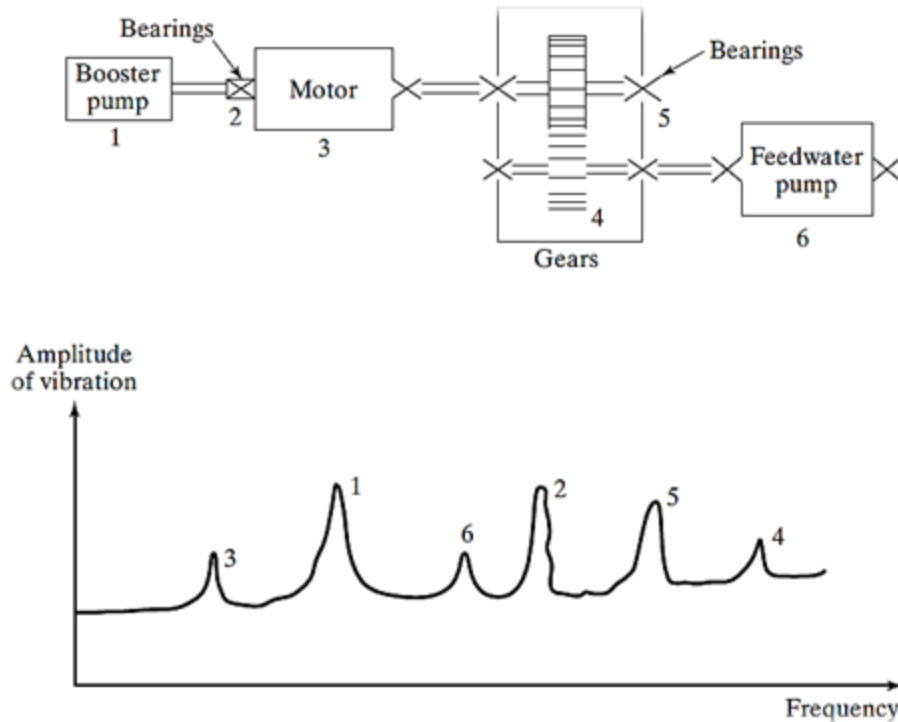
O estudo das vibrações envolve a solução de problemas dinâmicos nos quais corpos são sujeitos a forças que podem variar com o tempo e deslocamento do corpo. Em equipamentos mecânicos, forças que variam com o tempo estão presentes por conta das características de movimento e velocidade do equipamento, e as forças que variam com o deslocamento existem por conta do comportamento elástico dos componentes do maquinário. (HUTTON, 1981, p. 6, tradução nossa).

Através da análise de sinais é possível transformar um sinal mecânico em um sinal elétrico correspondente e, com equipamento adequado, processar, desmembrar, enfim, manipulá-lo para que possa ser estudado.

Uma análise das magnitudes das vibrações ocorrendo em várias frequências em uma máquina pode fornecer grande quantidade de informação, não só a respeito da condição mecânica da máquina em geral, mas também a respeito da condição de componentes específicos da máquina. (HUTTON, 1981, p. 95, tradução nossa).

A análise de sinais periódicos não é tão simples. Diversas amplitudes em diferentes frequências comumente compõem um sinal. Traduzindo, cada sinal periódico é uma mistura de sinais harmônicos. Ao obter tal mistura complexa de sinais, há necessidade de separar e analisar detalhadamente cada um de seus componentes, para que assim se possa determinar uma série de características muito importantes dos sinais mecânicos. Tais características permitem a elaboração de diagnósticos seguros, assessorando a elaboração e execução de um programa de manutenção preditiva satisfatório. A Figura 14, a seguir mostra o sinal de um conjunto mecânico no espectro de frequências.

Figura 14 - Sinal de um conjunto mecânico no espectro de frequências



Fonte: Rao (adaptada) (2009)

O espectro ilustrado mostra componentes individuais separados dos demais, com frequência e amplitude diferentes. O método ilustrado na Figura 14 será elucidado nas sessões a seguir. Por mais complexos que sejam, praticamente todos os movimentos vibratórios podem ser aproximados pela superposição de vibrações senoidais.

### 2.2.1 Séries de Fourier

A utilização das Séries de Fourier permite transformar o sinal analógico em uma soma de funções senoidais ou cossenoidais. Os componentes harmônicos constituem os coeficientes de Fourier, que são obtidos matematicamente a partir de um conjunto complexo de componentes harmônicos que podem eventualmente ser processados, visando a sua aplicação em computadores operando com a Transformada Rápida de Fourier, a FFT.

Uma função composta por  $n$  funções periódicas pode ser representada por:

$$f(x) = S(x) = a_0 + \sum_{i=1}^n (a_i \cos i\omega x + b_i \sin i\omega x) \quad (9)$$

onde

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T f(x) dx \quad (10)$$

$$a_i = \frac{2}{T} \int_0^T f(x) \cos i\omega x dx \quad (11)$$

$$b_i = \frac{2}{T} \int_0^T f(x) \sin i\omega x dx \quad (12)$$

onde  $\omega$  representa a frequência referente ao período  $T$  em que o sinal se repete, dada por:

$$\omega = \frac{1}{T} \quad (13)$$

Tais expressões indicam uma sequência definida dos coeficientes  $a_i$  e  $b_i$ , denominadas coeficientes de Fourier, de toda função  $f(x)$  definida e contínua dentro do intervalo  $0 < x < T$ .

Para funções pares, onde  $f(x) = f(-x)$ ,  $b_i=0$ , e obtém-se uma série de cossenos.

Para funções ímpares, onde  $f(x) = -f(-x)$ ,  $a_i=0$ , e obtém-se uma série de senos.

Os coeficientes são obtidos pela integração por partes da expressão que os define. Cada um deles representa um movimento harmônico com amplitude  $a_i$  ou  $b_i$  e periodicidade  $\omega i$ .

### 2.2.2 FFT, a Transformada Rápida de Fourier

Em qualquer hipótese a análise em frequência pela Transformada de Fourier baseia-se nas integrais:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (14)$$

$$f(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) e^{j\omega t} dt \quad (15)$$

A resposta complexa de frequência  $F(\omega)$  pode ser obtida correlacionando  $f(t)$  sobre toda sua duração com o vetor unitário girante  $e^{-j\omega t}$ , com velocidade de rotação  $\omega$ .  $f(t)$  pode ser readquirida somando-se o número de vetores rotativos que, no tempo  $t = 0$ , sejam iguais a  $F(\omega)$ , e que girem a velocidade angular  $\omega$ .

Este último conjunto de equações forma a base para calcular o espectro de frequência via FFT, do inglês *Fast Fourier Transform*, ou Transformada Rápida de Fourier, uma vez que permite calcular a Transformada Discreta de Fourier, que é uma aproximação finita da Transformada de Fourier, dada pelas seguintes relações direta e inversa, respectivamente:

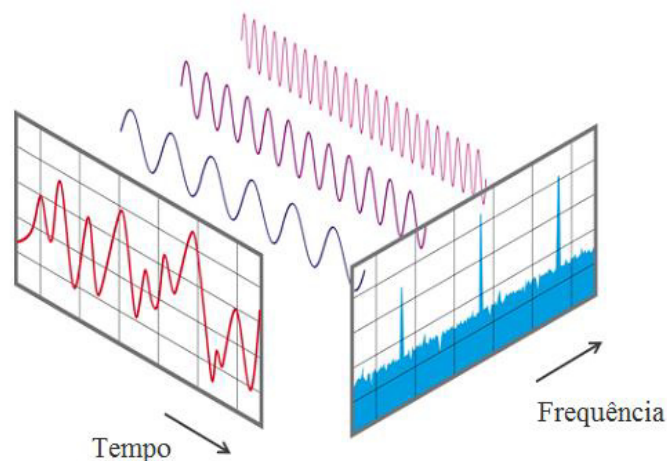
$$F(\omega) = \sum_{n=0}^{N-1} f(t) e^{-j\frac{2\pi kn}{N}} \quad (16)$$

$$f(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} F(\omega) e^{j\frac{2\pi kn}{N}} \quad (17)$$

para  $k = 0, 1, 2, 3 \dots N - 1$ .

Dadas  $N$  amostras da forma de onda, a primeira relação extrai  $N$  amostras do espectro e, dadas  $N$  amostras do espectro, a segunda relação fornece  $N$  amostras da forma de onda. A Figura 15 demonstra graficamente a aplicação da FFT.

Figura 15- Demonstração gráfica da FFT



Fonte: <http://www.nti-audio.com/en/functions/fast-fourier-transform-fft.aspx> (adaptada)

Praticamente todos os sinais periódicos são constituídos por uma superposição complexa de diferentes ondas senoidais. Desta forma, com o auxílio de equipamentos adequados para a aquisição do sinal vibratório e de softwares capazes de rapidamente fornecer a FFT do sinal, é possível analisar separadamente cada frequência e associar a cada componente do equipamento analisado.

### ***2.2.3 Aplicação dos dispositivos de medidas***

É importante observar que a escolha dos pontos de aplicação dos dispositivos de medidas constitui um fator fundamental para o processo de análise ou monitoramento de vibrações de equipamentos. A escolha de um ponto inadequado não permitirá a aquisição do sinal global e das componentes que representam, realmente, as condições do maquinário. Nesse caso, nenhuma análise, por mais complexa e completa que seja, indicará as condições do dispositivo.

A obtenção da assinatura completa da vibração de um equipamento exige a medição e análise em três eixos ortogonais, em cada ponto, e com o equipamento operando normalmente. Entretanto, nos casos usuais, apenas duas medições e análise nas direções axial e radial do equipamento permitem obter praticamente todas as informações necessárias.

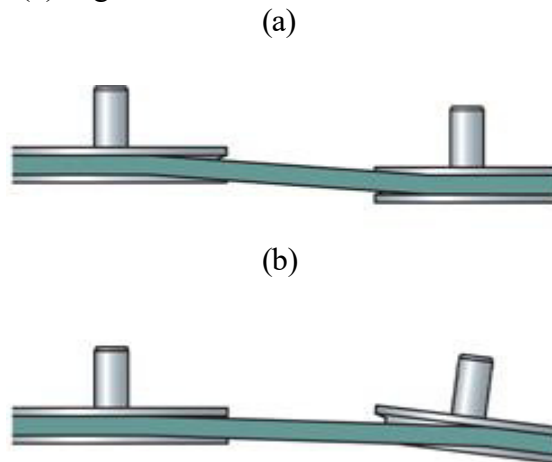
### ***2.2.4 Vibrações em sistemas de polias e correia***

As vibrações geradas nos sistemas de transmissão por correias e polias podem ser provindas de fatores como má instalação e montagem do sistema de transmissão, ou podem ser de natureza estrutural, ou seja, causadas pela presença de erros estruturais causados pelo tempo, mau uso, ou por defeitos de fábrica. Além desses fatores, e não menos importante, existe o fator de geração de ressonância por vibrações forçadas, que representa sempre grande risco à integridade do equipamento. A presença de esforços periódicos provindos de outros componentes do sistema de transmissão, ou até de outros componentes do equipamento, pode fazer com que a correia entre em ressonância.

#### ***2.2.4.1 Correia desalinhada***

O desalinhamento em correias pode ser paralelo ou angular, como mostra a Figura 16:

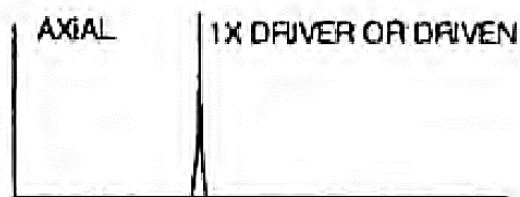
Figura 16 - Desalinhamento (a) paralelo e (b) angular



Fonte: <http://www.vibrationschool.com>

Em ambos os casos, o desalinhamento do sistema produz alta vibração nas frequências das polias, tanto da movida quanto da motora, predominantemente na direção axial. No espectro de frequência podem também aparecer harmônicos em 2x ou 3x a frequência das polias. Essa vibração é gerada pelo esforço axial gerado pelo contato entre polia e correia, que faz com que a correia se alinhe no momento do contato.

Gráfico 5 - Espectro FFT indicando desalinhamento de polias



Fonte: <http://www.vibrationschool.com/mans/SpecInter/SpecInter16.htm>

#### 2.2.4.2 Correia desgastada, tensão inadequada

A aparição de frequências múltiplas da frequência da correia no espectro da FFT é um indício de que a correia está desgastada, possivelmente apresentando defeitos superficiais. Pode indicar também que a correia está tensionada inadequadamente, necessitando de ajustes,

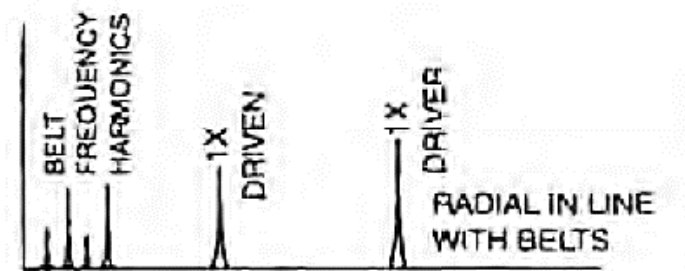
de acordo com as tensões indicadas pelo fabricante para determinada correia. É importante notar que a frequência da correia é menor do que a frequência das duas polias. O cálculo da frequência da correia é muito simples:

$$f_{correia} = \pi \frac{d_{polia}}{p_{correia}} f_{polia} \quad (18)$$

onde  $d_{polia}$  representa o diâmetro primário (menor) da polia e  $p_{correia}$  representa o perímetro da correia, especificado pelo fabricante.

Estes defeitos são detectados ao analisar-se a vibração na direção radial do mancal de um dos eixos.

Gráfico 6 - Espectro FFT indicando correia desgastada ou tensão inadequada



Fonte: <http://www.vibrationschool.com/mans/SpecInter/SpecInter17.htm>

#### 2.2.4.3 Defeitos de fábrica e defeitos pontuais devidos ao tempo

Defeitos pontuais, tais como rasgos ou saliências, geram frequências de vibração na direção radial correspondentes à frequência de rotação da correia. Harmônicos também podem se fazer presentes, muitas vezes em maior amplitude. Isso se deve pelas flutuações de tensão nos eixos no momento em que o defeito está em contato com a polia, bem como pelo desbalanceamento do sistema rotativo.

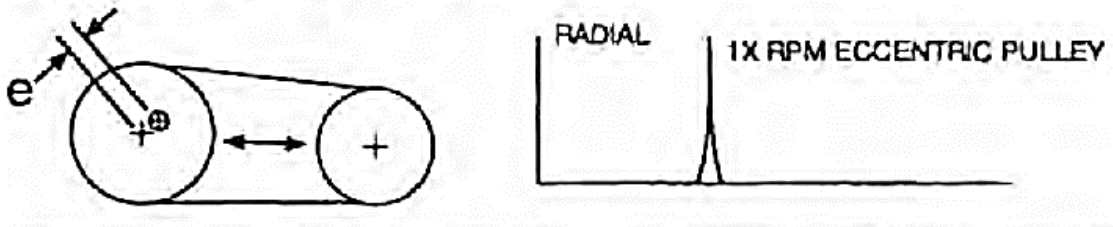
#### 2.2.4.4 Polia(s) excêntrica(s)

Este tipo de defeito faz com que a correia seja esticada e relaxada periodicamente, gerando grande fadiga. Esses esforços podem ser detectados pela presença de vibrações em



grandes amplitudes na direção radial, paralelamente à correia, com frequência igual à de rotação da polia defeituosa, como ilustra o gráfico 7.

Gráfico 7- Espectro FFT indicando polia excêntrica



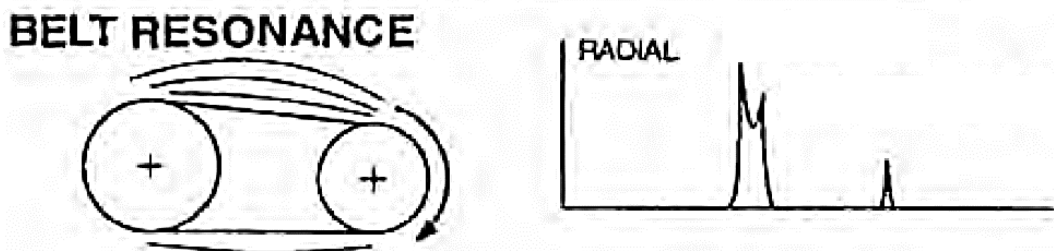
Fonte: <http://www.vibrationschool.com/mans/SpecInter/SpecInter17a.htm>

#### 2.2.4.5 Ressonância

A frequência de ressonância da correia não tem qualquer ligação com a rotação dos outros componentes do sistema de transmissão. O cálculo desta frequência é apresentado na seção 3.1.1. Outra forma de conhecer esta frequência é excitar a correia com um único impulso e captar o sinal de sua vibração, posteriormente aplicando a FFT e detectando a frequência da vibração.

Detectadas no plano radial, estas vibrações são causadas pela vibração forçada da correia por alguma fonte de vibração de frequência muito próxima à frequência natural da correia. Nos casos mais comuns, a frequência natural da correia coincide com a frequência de rotação de uma das polias. É possível detectar este fenômeno através do uso de um estroboscópio ajustado à frequência natural da correia, ou através da análise do espectro da FFT do sinal, pela presença de um pico de base mais alargada e de amplitude alta em 1x a frequência natural calculada para a correia.

Gráfico 8 - Espectro FFT indicando ocorrência de ressonância da correia



Fonte: <https://www.slideshare.net/phucduong397/b-basic-of-vibration> (slide 42)

Comumente, este problema é resolvido através da mudança na tensão ou no comprimento da correia.

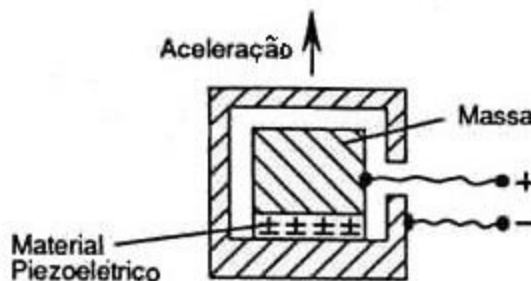
## 2.2.5 Instrumentação necessária

### 2.2.5.1 Transdutor de aceleração

Transdutores de vibração são essenciais para a manutenção preditiva de equipamentos industriais, pois sua utilização permite transformar a resposta vibratória em um sinal elétrico, que pode ser processado e posteriormente analisado. Vibrações mecânicas podem ser analisadas em 3 parâmetros: deslocamento, velocidade e aceleração.

Conhecidos como acelerômetros, os transdutores de aceleração, em geral, utilizam um cristal piezoelétrico colocado entre a cobertura da cabeça do sensor e uma massa sísmica. Tal massa, pela ação da inércia, ao ser acelerada, exerce uma força no cristal piezoelétrico, gerando um diferencial de potencial elétrico proporcional à aceleração exercida.

Figura 17 -Acelerômetro piezoelétrico.



Fonte: <http://www.seara.ufc.br/>

### 2.2.5.2 Condicionador de sinais

Condicionamento de sinais consiste em compensar possíveis perdas significativas da sensibilidade do transdutor, perdas na capacidade de medição e a presença de ruídos provindos de fontes indesejáveis. Tais efeitos levam a medições incorretas, sendo necessário amplificar o sinal original e filtrar os ruídos desnecessários.

Dentre as técnicas de condicionamento de sinais, as mais usadas são amplificação e filtragem. Estas são abordadas mais detalhadamente a seguir:

#### 2.2.5.2.1 Amplificação e pré-amplificação

A pré-amplificação é necessária para amplificar os sinais fracos dos sensores e melhorar a impedância de saída dos sensores, diminuindo-a de forma a deixá-la compatível com a baixa impedância da instrumentação de medida e análise.

Alguns amplificadores, além de adicionarem ganho à amplitude do sinal, são dotados de integradores digitais que possibilitam, a partir do sinal de aceleração, obter os sinais de velocidade e deslocamento. Possuem 3 modos de operação, o linear (aceleração), o modo integração (velocidade) e o modo dupla-integração (deslocamento).

#### 2.2.5.2.2 Filtragem

A filtragem limita o sinal de vibração em uma faixa de frequências que pode ser isolada para melhor análise do sinal.

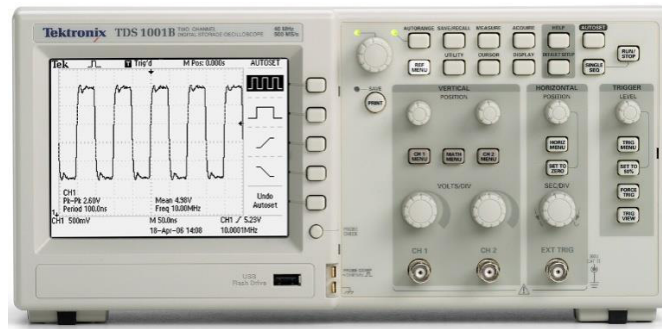
Existem quatro tipos de filtro:

- a) Passa banda: permite a passagem de uma determinada faixa contínua de frequências;
- b) Passa baixa: permite a passagem de uma determinada faixa contínua de frequências abaixo da frequência especificada;
- c) Passa alta: permite a passagem de uma determinada faixa contínua de frequências acima da frequência especificada;
- d) Rejeita faixa: impede a passagem de uma determinada faixa contínua de frequências.

#### 2.2.5.3 Sistema de aquisição do sinal

Dentre os diversos tipos de sistema de aquisição de sinal temos o osciloscópio, que é o aparelho que recebe o sinal elétrico transformado pelo acelerômetro, amplificado e filtrado pelo condicionador de sinais. Por meio de uma tela catódica é emitida a imagem de um gráfico bidimensional do tipo amplitude x tempo. Os osciloscópios podem ser analógicos ou digitais, como o mostrado na Figura 18, a seguir:

Figura 18 – Osciloscópio digital



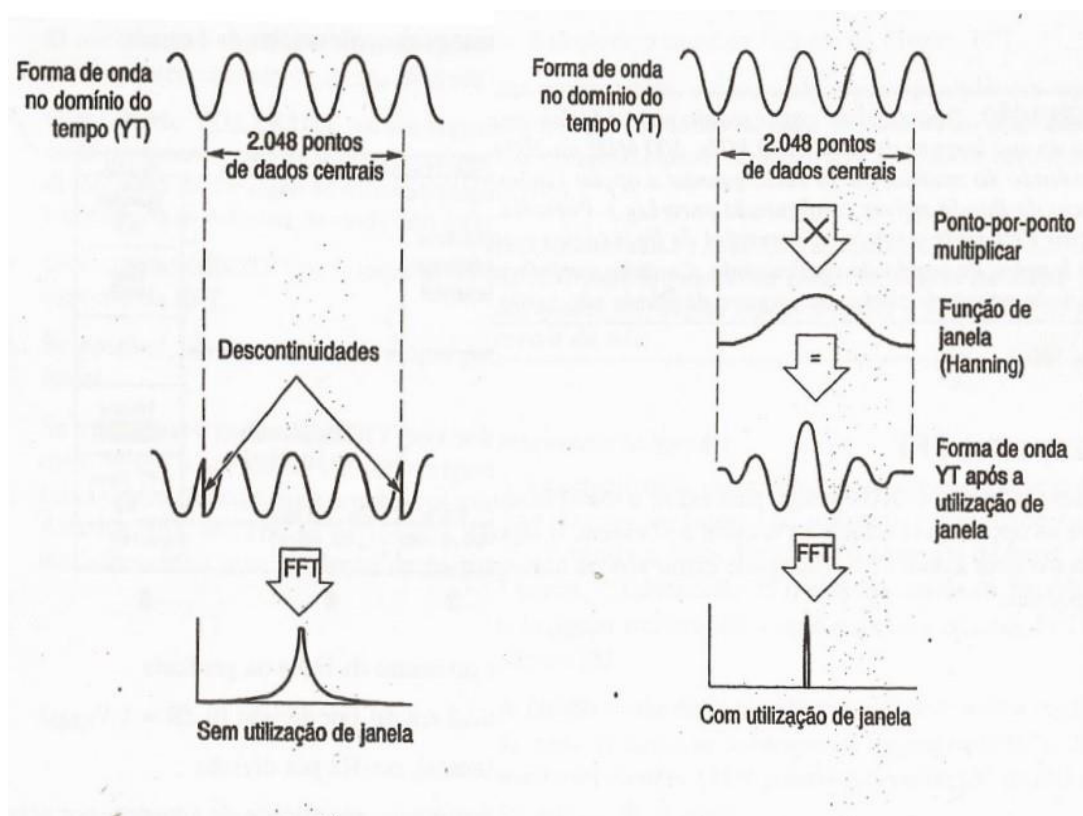
Fonte: <http://www.equiposylaboratorio.com>

Uma série de funções internas dos osciloscópios possibilitam uma visualização melhor e mais estável do sinal. Uma função em especial é muito importante neste sentido, a função janela.

#### 2.2.5.3.1 Janela

Este recurso reduz o vazamento espectral no espectro FFT. Um sinal periódico perfeito inicia e termina na mesma amplitude e não há descontinuidades na forma do sinal. Não é o que acontece com o sinal coletado pelo osciloscópio. O número de ciclos não inteiro na forma de onda amplitude x tempo faz com que os pontos iniciais e finais tenham amplitudes diferentes, gerando uma descontinuidade na onda. O recurso janela altera a forma de onda, de forma que os valores iniciais e finais fiquem muito próximos, reduzindo descontinuidades. Os tipos de janela são definidos pela forma de onda no tempo que eles representam, no que diz respeito à sua atuação sobre a amplitude do sinal. Neste trabalho foi utilizada uma janela do tipo Hanning. A Figura 19, a seguir, ilustra o efeito da utilização deste recurso na FFT do sinal:

Figura 19 – Efeito da utilização de janela na aquisição da FFT do sinal



Fonte: Tektronix (2010)

### 3 PROCEDIMENTO TEÓRICO-NUMÉRICO

#### 3.1 Modelo matemático

##### 3.1.1 Escolha do modelo apropriado

A vibração de correias de potência é um assunto que tem sido investigado por muitos anos e ainda é de grande interesse nos dias atuais. A correia pode ser modelada como uma corda movendo-se axialmente (velocidade linear da correia) ou como uma viga viscoelástica movendo-se axialmente (velocidade linear da correia), dependendo de uma combinação de variáveis, como o módulo de elasticidade, tensão inicial e comprimento da parte livre da correia. Abrate (1992) apresenta um método simples para a seleção do modelo mais apropriado.

Considera-se aqui uma correia de módulo de elasticidade  $E$ , momento de inércia da área da secção  $I$ , tração inicial  $P$ , comprimento da parte livre da correia  $L$ , área da secção transversal  $A$  e densidade do material  $\rho$ . O método apresentado busca analisar a influência da rigidez à flexão do material  $EI$  na dinâmica do sistema, e conseqüentemente determinar se esta pode ou não ser desprezada.

A equação para a  $n$ -ésima frequência natural de uma corda de comprimento  $L$ , área da secção transversal  $A$  e densidade do material  $\rho$ , submetida a uma tração  $P$  é:

$$\omega_{sn} = \left(\frac{n\pi}{L}\right) \left(\frac{P}{\rho A}\right)^{1/2} \quad (19)$$

A equação para a  $n$ -ésima frequência natural de uma viga elástica biapoiada com módulo de elasticidade  $E$ , momento polar de inércia da área da secção  $I$ , comprimento  $L$ , área da secção transversal  $A$  e densidade do material  $\rho$  é:

$$\omega_{bn} = \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \left(\frac{EI}{\rho A}\right)^{1/2} \quad (20)$$

Derivando da equação do movimento de uma viga de Euler-Bernoulli, temos a frequência natural real de uma viga, dada por:

$$\omega_n^2 = \omega_{sn}^2 + \omega_{bn}^2 \quad (21)$$

Por simplificação dos cálculos, é definido um fator de correção que caracteriza o efeito da rigidez do material na frequência natural. Para contornos simplesmente apoiados, Abrate (1992 apud Wittrick, 1966) derivou a expressão aproximada,

$$\psi_n^2 = 1 + (n\pi\epsilon)^2 \quad (22)$$

onde o parâmetro  $\epsilon$ , que combina rigidez, tensão e comprimento, pode ser usado para determinar se o modelo simples de corda pode ou não ser usado:

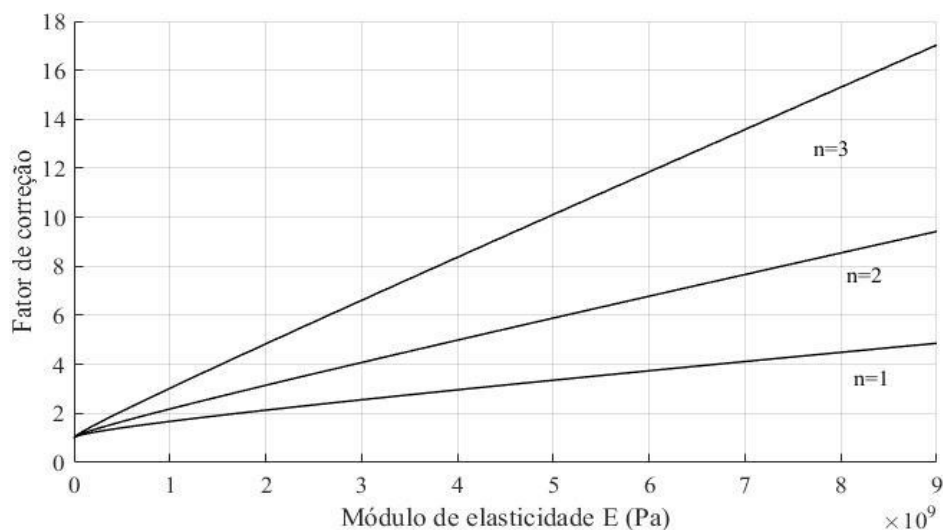
$$\epsilon^2 = \frac{EI}{PL^2} \quad (23)$$

Assim, a equação para a frequência natural de vibração de uma correia, tomando em conta sua rigidez à flexão, é:

$$\omega_n = \psi_n \omega_{sn} \quad \text{para } n = 1, 2, 3 \dots \quad (24)$$

Tomando como exemplo uma combinação de variáveis muito próxima à da correia analisada neste trabalho, com  $I = 5,369 \times 10^{-10} \text{ m}^4$ ,  $P = 200 \text{ N}$  e  $L = 0,28 \text{ m}$ , o Gráfico 9 mostra o efeito produzido pela elasticidade do material na frequência fundamental de vibração da correia. O efeito da elasticidade do material se torna mais expressivo em modos de vibração mais altos, e a partir de aproximadamente 0,1 GPa.

Gráfico 9 -Fatores de correção da frequência natural para os três primeiros modos de vibração, em função do módulo de elasticidade do material



Fonte: autor

Os polímeros geralmente utilizados na fabricação de correias de potência possuem módulo de elasticidade na ordem de  $10^9$  Pa, que representam fatores de correção bastante significativos. Por essa razão a utilização do modelo de corda tensionada é inapropriado. Sendo assim, o modelo de viga viscoelástica foi utilizado.

### 3.1.2 Equação do movimento

Uma aproximação razoável é modelar a correia como uma viga feita de material viscoelástico. Para fins de simplificação dos cálculos, a vibração longitudinal da correia foi desprezada e apenas a vibração transversal, sendo esta a mais expressiva, foi analisada. Foi usada a variável  $v(x, t)$  para representar o deslocamento transversal na posição  $x$  da correia no tempo  $t$ .

Considera-se aqui uma viga trapezoidal de área da secção transversal  $A$ , comprimento  $L$ , densidade  $\rho$ , viscosidade dinâmica  $\eta$ , módulo de elasticidade  $E$ , momento de inércia da área da secção  $I$  e tração inicial  $P$ . A notação  $\partial x$  representa o comprimento longitudinal de uma porção infinitesimal da viga,  $v$  o deslocamento longitudinal e  $M$  o momento fletor na posição. A viga se move com velocidade axial  $\gamma$ . Os subscritos  $x$  e  $t$  representam uma derivada parcial em relação a  $x$  e  $t$ . A abordagem Euleriana-Lagrangiana do movimento de um contínuo fornece a equação:

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} [(P + A\sigma)v_x] - \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}, \quad (25)$$

onde a tensão normal no sentido da tração é

$$\sigma(x, t) = E\varepsilon_L + \eta \frac{\partial \varepsilon_L}{\partial t}, \quad (26)$$

a deformação de Lagrange é

$$\varepsilon_L = \frac{v_x^2}{2} \quad (27)$$

e o momento fletor é

$$M(x, t) = EIv_{xx} + \eta \frac{\partial (Iv_{xx})}{\partial t}. \quad (28)$$



Considerando que a temperatura da correia não passa da sua temperatura de transição vítrea, ela pode ser considerada um sólido perfeitamente elástico. Assim, a viscosidade dinâmica torna-se  $\eta = 0$ . Como a viga se move com velocidade axial  $\gamma$ , a derivada de tempo do deslocamento transversal em um sistema de coordenadas fixas deve ser calculada usando a derivada total:

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial}{\partial t} = \gamma \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \quad (29)$$

Isso é explicado pelo fato de que uma variação no tempo neste caso não é isolada, ela causa também uma variação espacial em virtude do deslocamento da correia. Assim,

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \rho A (v_{,tt} + 2\lambda v_{,xt} + \gamma^2 v_{,xx} + \gamma_t v_{,x}), \quad (30)$$

onde a aceleração da correia  $\gamma_t$  é nula. A equação diferencial que rege o movimento transversal da correia pode então ser derivada:

$$\begin{aligned} \rho A (v_{,tt} + 2\lambda v_{,xt} + \gamma^2 v_{,xx}) \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( P + AE \frac{v_{,xx}^2}{2} \right) v_{,x} \right] - \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI v_{,xx}) \end{aligned} \quad (31)$$

$$\rho A (v_{,tt} + 2\lambda v_{,xt} + \gamma^2 v_{,xx}) = \frac{3}{2} AE v_{,x}^2 v_{,xx} - EI v_{,xxxx}. \quad (32)$$

A equação obtida é uma equação diferencial parcial do tipo hiperbólica, e as condições de contorno relativas às extremidades da viga são

$$CC: \begin{cases} v(0, t) = 0 \\ v(L, t) = 0 \end{cases} \quad (33)$$

### 3.2 Método numérico

Tendo em vista a dificuldade de resolver equações diferenciais parciais analiticamente, um método discreto baseado em diferenças finitas foi desenvolvido para tal fim. O método consiste em obter soluções para a equação diferencial em tempos posteriores utilizando a solução dada em tempos anteriores.

Por questões de simplificação e organização, foram introduzidas as variáveis adimensionais e os parâmetros a seguir:

$$v \leftrightarrow \frac{v}{l} \quad x \leftrightarrow \frac{x}{l} \quad t \leftrightarrow t \sqrt{\frac{P}{\rho AL^2}} \quad \gamma \leftrightarrow \gamma \sqrt{\frac{\rho A}{P}} \quad (34)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{EA}{P}} \quad k_f = \sqrt{\frac{EI}{PL^2}}$$

A equação (32) torna-se:

$$v_{,tt} + 2\gamma v_{,xt} + (\gamma^2 - 1)v_{,xx} + k_f^2 v_{,xxxx} = \frac{3}{2} k_1^2 v_{,x}^2 v_{,xx} \quad (35)$$

O comprimento da correia foi dividido em  $N$  divisões e o tempo foi dividido em  $N_t$  passos, formando assim uma matriz de dimensão  $N \times N_t$ . Os passos de espaço e tempo então são obtidos, respectivamente, por

$$h = \frac{L}{(N - 1)} \quad (36)$$

$$\tau = \frac{t_{max}}{(N_t - 1)} \quad (37)$$

onde  $L$  é o comprimento livre da correia e  $t_{max}$  é o tempo total. Os pontos da matriz são definidos pelos índices  $i$  e  $j$ .

$$x_j = jh \quad j = 1, 2, 3, \dots, N \quad (38)$$

$$t_i = i\tau \quad i = 1, 2, 3, \dots, N_t$$

Para que o esquema de diferenças finitas possa ser definido, é necessária uma aproximação discreta das derivadas temporais e espaciais. As notações subscritas e sobrescritas contendo  $i$  e  $j$  simbolizam os índices, na matriz deslocamento, de tempo e espaço, respectivamente.

$$v_{,tt} = \frac{v_j^{i+1} - 2v_j^i + v_j^{i-1}}{\tau^2} \quad v_{,x} = \frac{v_{j+1}^i - v_{j-1}^i}{2h} \quad (39)$$

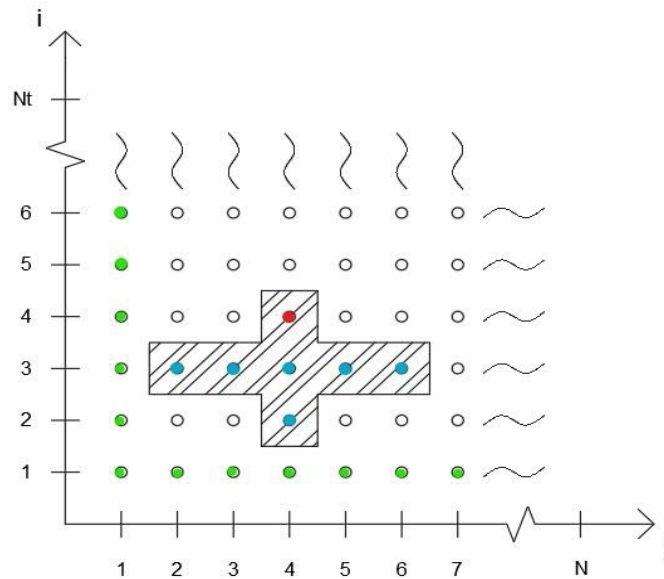
$$v_{,xx} = \frac{v_{j+1}^i - 2v_j^i + v_{j-1}^i}{h^2} \quad v_{,xt} = \frac{v_{j+1}^{i+1} - v_{j+1}^{i-1} - v_{j-1}^{i+1} + v_{j-1}^{i-1}}{4h\tau}$$

$$v_{,xxxx} = \frac{v_{j-2}^i - 4v_{j-1}^i + 6v_j^i - 4v_{j+1}^i + v_{j+2}^i}{h^4}$$

O termo  $2\gamma v_{,xt}$ , correspondente à aceleração de Coriolis, será desprezado, uma vez que, segundo Abrate (1992), seu efeito é muito pequeno para representar mudanças significativas na dinâmica do sistema. Outro motivo para isso, e o principal, é a simplificação dos cálculos.

A matriz, ou malha, formada na implementação deste método é mostrada no Gráfico 10, a seguir:

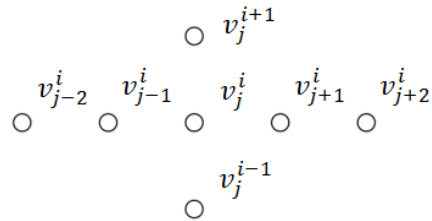
Gráfico 10 - Célula computacional na matriz de deslocamento transversal



Fonte: autor

Os eixos indicam os índices  $i$  e  $j$  da matriz de deslocamento transversal. A área demarcada corresponde à célula computacional do método, ou seja, o conjunto de valores utilizados em cada iteração do algoritmo. Os pontos verdes representam as condições de contorno e iniciais. O ponto vermelho representa o ponto da malha a ser descoberto na iteração. A célula computacional se traduz da seguinte forma:

Figura 20 - Célula computacional detalhada.



Fonte: autor

Reorganizando a equação (35), de forma que a segunda derivada temporal do deslocamento seja isolada, e anulando o termo aceleração de Coriolis, obtém-se

$$v_{,tt} = \frac{3}{2} k_1^2 v_{,x}^2 v_{,xx} + (1 - \gamma^2) v_{,xx} - k_f^2 v_{,xxxx} \quad (40)$$

que é o ponto  $v_j^{i+1}$  representado na Figura 20.

Com o auxílio do software MATLAB® as iterações necessárias puderam ser feitas numericamente, resultando em uma matriz de deslocamento transversal.

### 3.3 Resultados numéricos

Os resultados apresentados a seguir correspondem a uma simulação de vibração livre de uma correia atuando com comprimento livre de 0,28 m, similar à utilizada na parte experimental deste trabalho. O número de divisões de tempo  $N_t$ , e de espaço  $N$ , utilizados na discretização foram, respectivamente, 25000 e 31. As condições iniciais e de contorno da simulação foram escolhidas com base na proximidade com as condições reais de vibração:

$$CI: \quad v(1, j) = 0.064x(1, j)^3 [1 - x(1, j)]^3 \quad \text{para } 1 \leq j \leq 31 \quad (41)$$

$$CC: \quad v(i, 1) = v(i, N) = 0 \quad \text{para } 1 \leq i \leq 25000$$

As seguintes variáveis correspondentes ao polímero Acrilonitrila (ABS) e à dinâmica da correia foram introduzidos:

Tabela 6 - Variáveis utilizadas na simulação de vibração livre da correia.

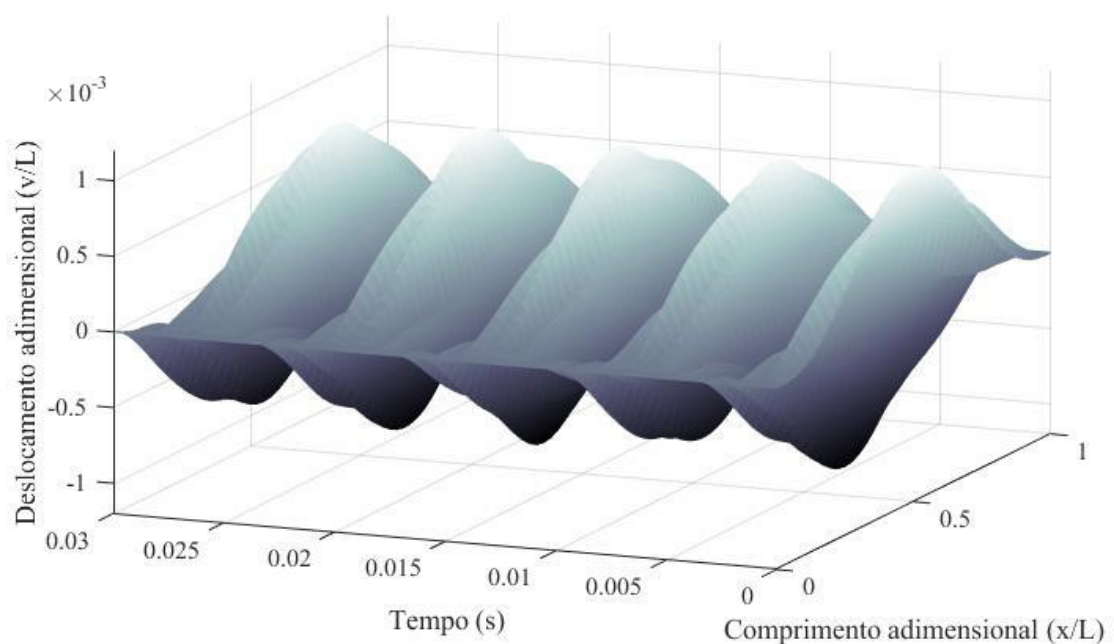
<i>Parâmetro (unidade de medida)</i>	<i>Descrição</i>	<i>Valor</i>
L (m)	Comprimento livre da correia	0.28
E (Pa)	Módulo de elasticidade do material	$2,14 \times 10^9$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Densidade do material	1170
P (N)	Tração aplicada	500
$\gamma$ (m/s)	Velocidade axial	5,84
A (m <sup>2</sup> )	Área da secção	$8,3025 \times 10^{-5}$
I (m <sup>4</sup> )	Momento de inércia polar da secção	$5,369 \times 10^{-10}$

Fonte: autor

### 3.3.1 Gráfico tridimensional posição x tempo x deslocamento

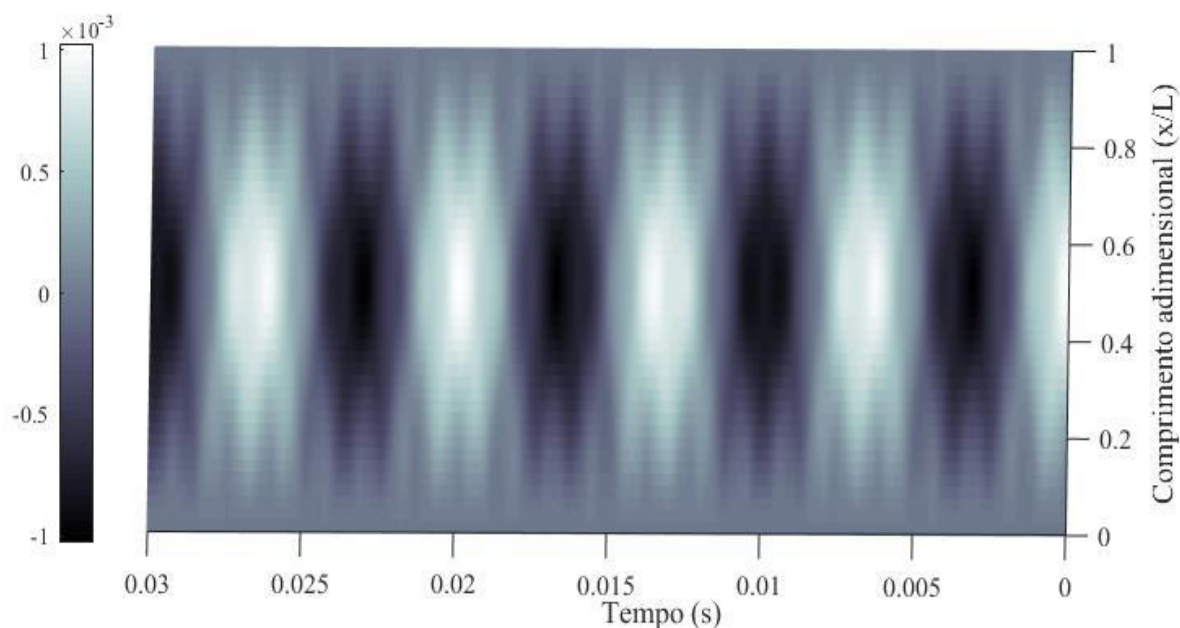
A matriz de valores de deslocamento transversal obtida pôde ser plotada como um gráfico tridimensional de eixos posição x tempo x deslocamento transversal, mostrado no gráfico 11.

Gráfico 11 - Malha formada pela matriz de deslocamento transversal.



Fonte: autor

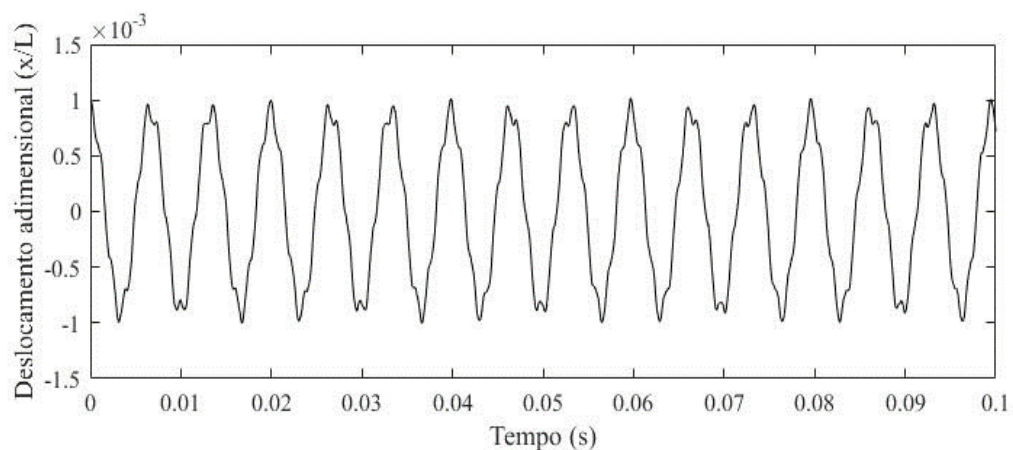
Gráfico 12 - Vista ortogonal superior do Gráfico 11.



Fonte: autor

### 3.3.2 Gráfico tempo $x$ amplitude no ponto médio da correia

Gráfico 13 - Deslocamento transversal no centro da correia, em função do tempo

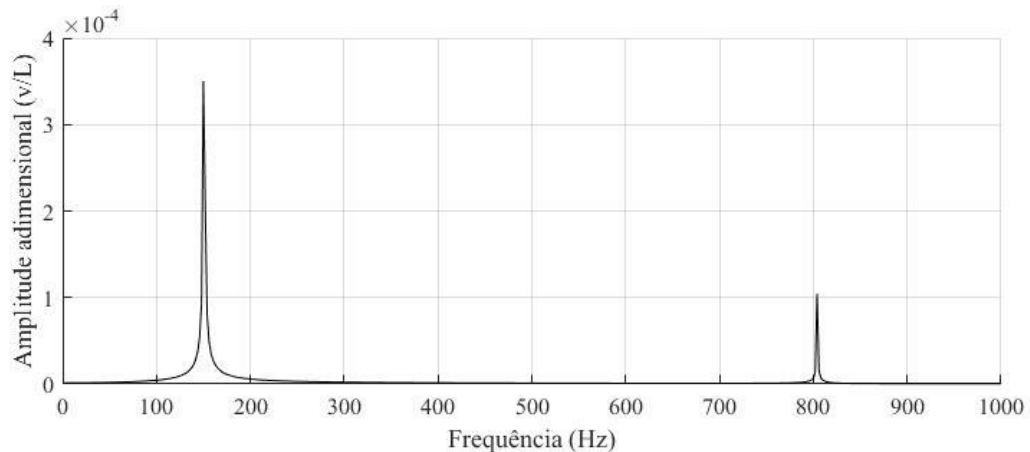


Fonte: autor

### 3.3.3 Gráfico frequência $x$ amplitude (FFT)

Com auxílio do software MATLAB® foi também possível gerar o espectro de frequências através da função *Fast Fourier Transform*, ou FFT.

Gráfico 14 - FFT do sinal obtido para o centro da correia, mostrado no Gráfico 13.



Fonte: autor

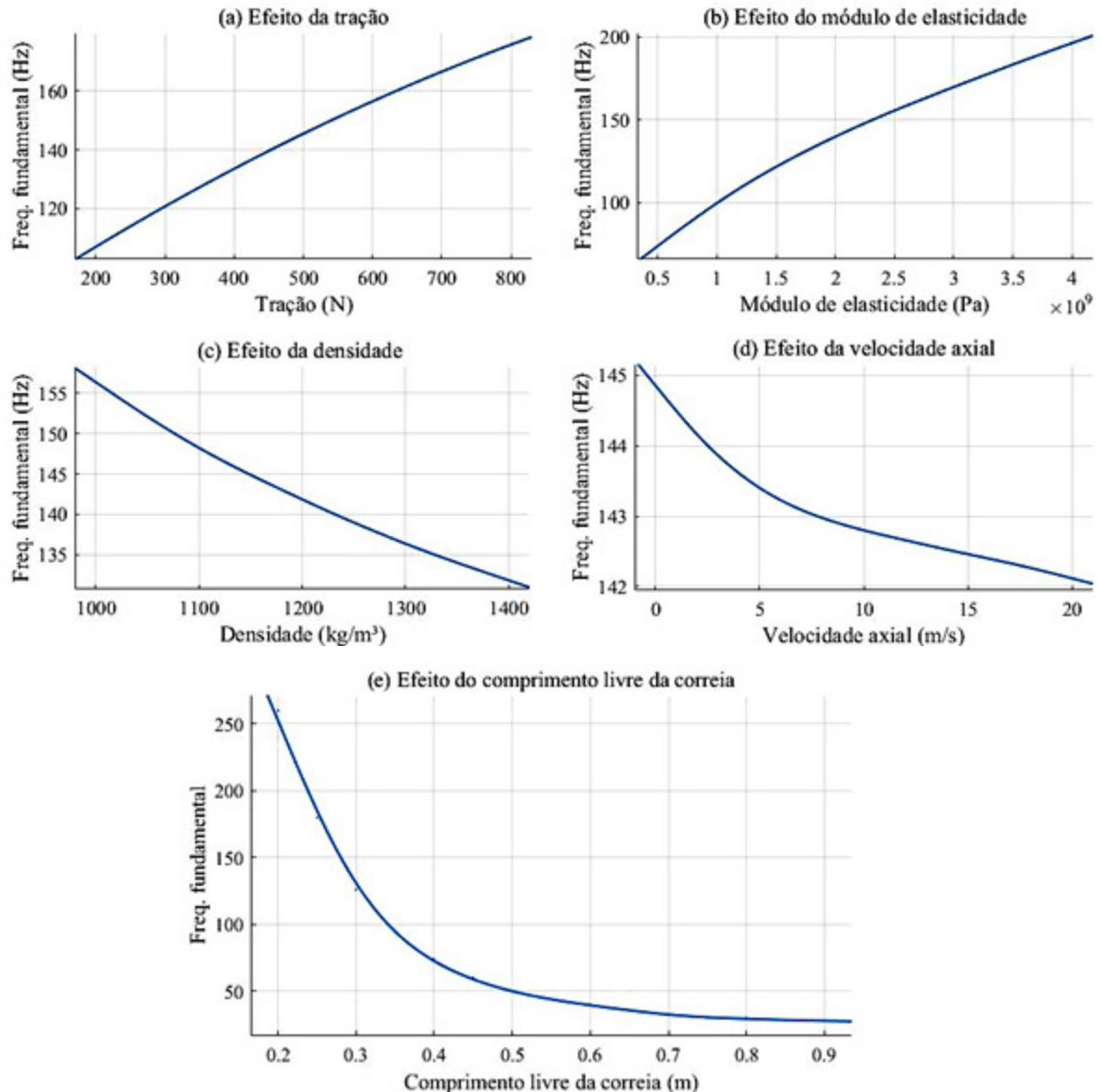
Podem ser observados no gráfico os 2 primeiros modos de vibração da correia. Na simulação, a frequência fundamental de vibração da correia em questão é 143 Hz, e a segunda é em torno de 805 Hz.

Percebe-se a ausência de uma relação linear entre os 2 primeiros modos de vibração. A explicação para este fato se encontra na ação da rigidez do material sobre o sistema dinâmico. Quando o modelo de viga viscoelástica foi escolhido, toda a teoria aplicada a materiais de secção transversal ou elasticidade desprezíveis foi descartada. Como apresentado na seção 3.1.1, Abrate (1992) define um fator de correção  $\psi$  que inclui o efeito da rigidez do material no cálculo das frequências naturais de vibração. O fator de correção é diferente para cada modo de vibração, como mostrado no Gráfico 9, o que explica a não linearidade entre as frequências naturais de vibração, mesmo quando outro método é utilizado.

### ***3.3.4 Efeito de variáveis selecionadas na resposta dinâmica da correia***

Os resultados a seguir mostram a influência dos parâmetros comprimento livre da correia, tração, módulo de elasticidade, velocidade axial e densidade na primeira frequência natural de uma correia. Com exceção do parâmetro em análise nos gráficos, todos os parâmetros são os mesmos utilizados nas seções anteriores.

Gráfico 15 - Resultados obtidos na simulação para a influência de diversos parâmetros na primeira frequência fundamental de vibração em Hz.



Fonte: autor

A tração, como mostra o Gráfico 15 (a), tem grande influência na frequência natural da correia, o que era esperado. Ao fazer uma analogia às cordas de um violão, se espera um aumento expressivo da frequência que segue o aumento na tração da corda. O módulo de elasticidade, que em conjunto com o momento de inércia da área da secção transversal da correia constitui a rigidez do material,  $EI$ , tem grande influência sobre a frequência fundamental de vibração da correia, como mostra o Gráfico 15 (b). O efeito da densidade, mostrado no Gráfico 15 (c), é pouco significativo, visto ainda que a maioria dos polímeros utilizados na fabricação de correias de potência tem densidade entre 1000 e 1300  $\text{kg/m}^3$ , o que representa uma variação de apenas 20 Hz na frequência natural. A velocidade



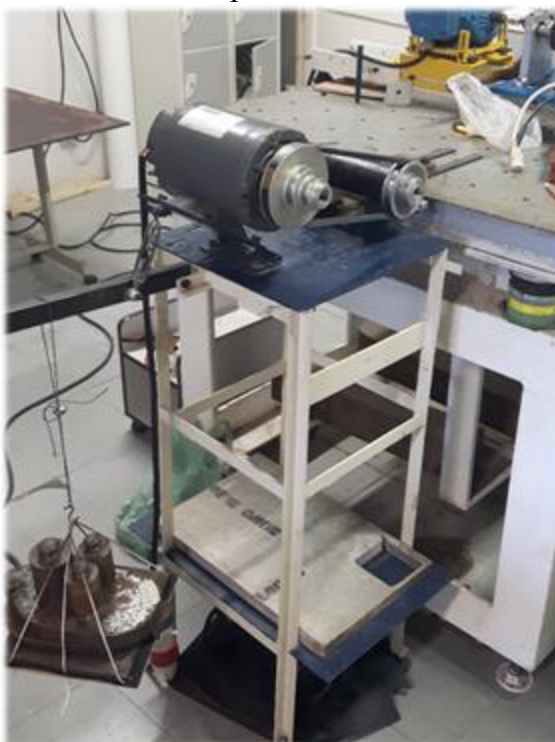
axial, como mostra o Gráfico 15 (d), tem pouca influência sobre a frequência natural de vibração da correia. O termo da aceleração de Coriolis, no qual a velocidade axial é influente, na equação do movimento foi desprezado para a simulação numérica. Isto certamente contribuiu para tais resultados. O Gráfico 15 (e) mostra que o comprimento livre da correia desempenha papel significativo na resposta dinâmica da mesma, sendo um fator importante a ser levado em consideração no projeto de equipamentos que utilizam correias para a transmissão de potência.

## ***4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL***

### ***4.1 Metodologia***

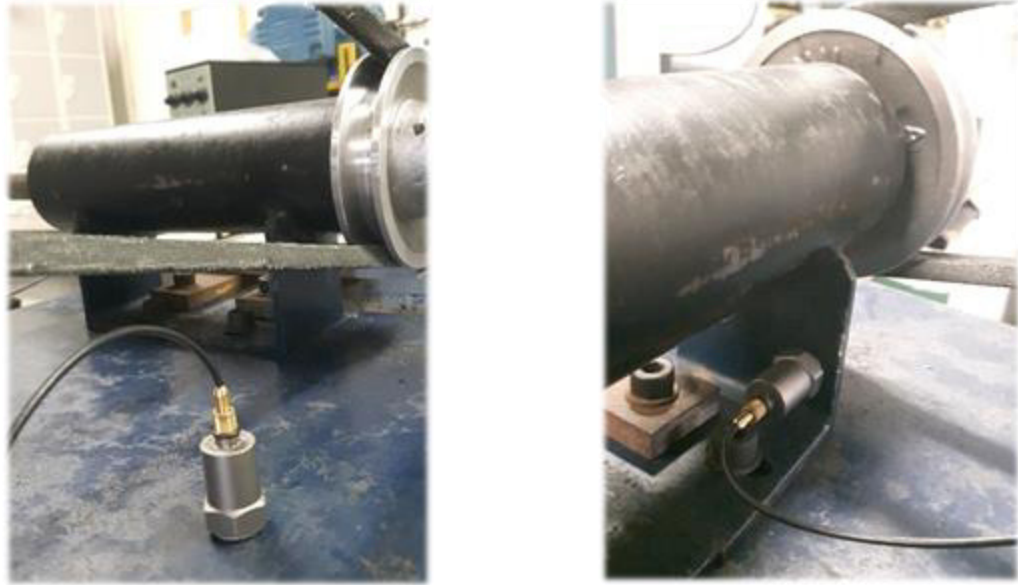
O procedimento visa analisar o comportamento de um conjunto mecânico, constituído de um motor, duas polias e uma correia, em situações diversas, utilizando as técnicas de análise de sinais descritas anteriormente. O sistema em questão é mostrado na Figura 21. A tensão na correia é ajustável por meio de um sistema de alavanca instalado em um dos eixos. Cada teste foi feito com o acelerômetro posicionado na direção transversal e axial, para que a vibração nos dois sentidos seja analisada. A Figura 22 mostra como o acelerômetro foi posicionado no sistema.

Figura 21 – Conjunto mecânico analisado nos experimentos



Fonte: autor

Figura 22 – Acelerômetro instalado em posição transversal e axial, nesta ordem



Fonte: autor

Primeiramente analisou-se o comportamento da correia perfeitamente alinhada, em duas frequências de rotação do motor, 20 Hz e 30 Hz, e em três valores de tração, 300 N, 500 N e 600 N, dentre os quais o valor central é o apropriado para a correia, segundo a tabela de tração fornecida pela Goodyear. Assim foi possível analisar a mudança no comportamento dinâmico da correia como reação às mudanças na tração e na velocidade. Os testes seguintes foram feitos com a frequência do motor de 30 Hz e a tração da correia de 500 N. Foram feitos testes com correia desalinhada angularmente, com uma correia bastante desgastada superficialmente, e com uma correia com um defeito pontual. Também foi feita a análise do sinal vibratório do sistema com a correia pouco tensionada, com uma tensão de 125 N, fazendo também, no mesmo teste, uma tentativa de induzir ressonância na correia, utilizando uma correia de comprimento maior.

O sinal vibratório no tempo foi obtido para cada caso, assim como a FFT de cada sinal, por meio da utilização do programa computacional MATLAB para o processamento dos dados adquiridos.

#### **4.2 Material utilizado**

Nesta seção são fornecidas as especificações dos instrumentos utilizados neste experimento.

O acelerômetro é fabricado pela Brüel & Kjær®, do tipo 4382, com sensibilidade de  $3,183^{pC}/m_s^{-2}$ , como o mostrado na imagem a seguir:

Figura 23 – Acelerômetro utilizado



Fonte: autor

O condicionador de sinais é fabricado pela Brüel & Kjær®, do tipo 2635, capaz de transformar sinais de aceleração em sinais de velocidade ou deslocamento, com filtros passa alta e passa baixa, e amplificação ajustável. Ele é mostrado na imagem a seguir:

Figura 24 – Condicionador de sinais utilizado



Fonte: autor

O sistema de aquisição digital utilizado é fabricado pela Tektronix®, modelo TDS 1002, mostrado na Figura 25, a seguir:

Figura 25 – Osciloscópio utilizado



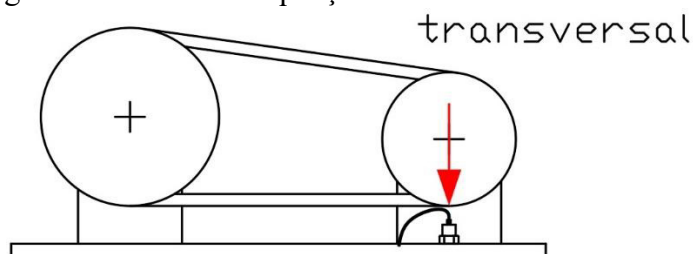
Fonte: autor

### 4.3 Sinais obtidos

#### 4.3.1 Correia alinhada

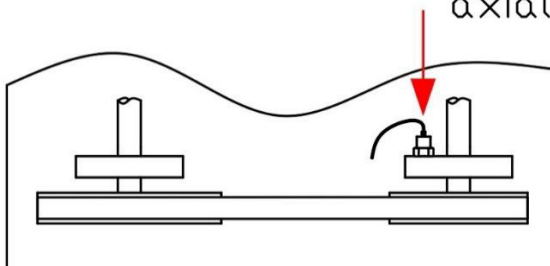
Os seguintes sinais, mostrados nos gráficos 16 a 27, e suas respectivas FFT's foram obtidos com a correia perfeitamente alinhada. A frequência em Hz é referente à rotação de saída do motor, e a força em N é referente à tração aplicada na correia. Por questão de organização, e para facilitar comparação, para cada uma das seções seguintes utilizou-se uma página exclusiva. Cada seção contém o sinal vibratório adquirido transversalmente e axialmente, nesta ordem. O ponto de aquisição de cada sinal é representado pelos seguintes esquemas:

Figura 26 – Ponto de aquisição transversal à correia.



Fonte: autor.

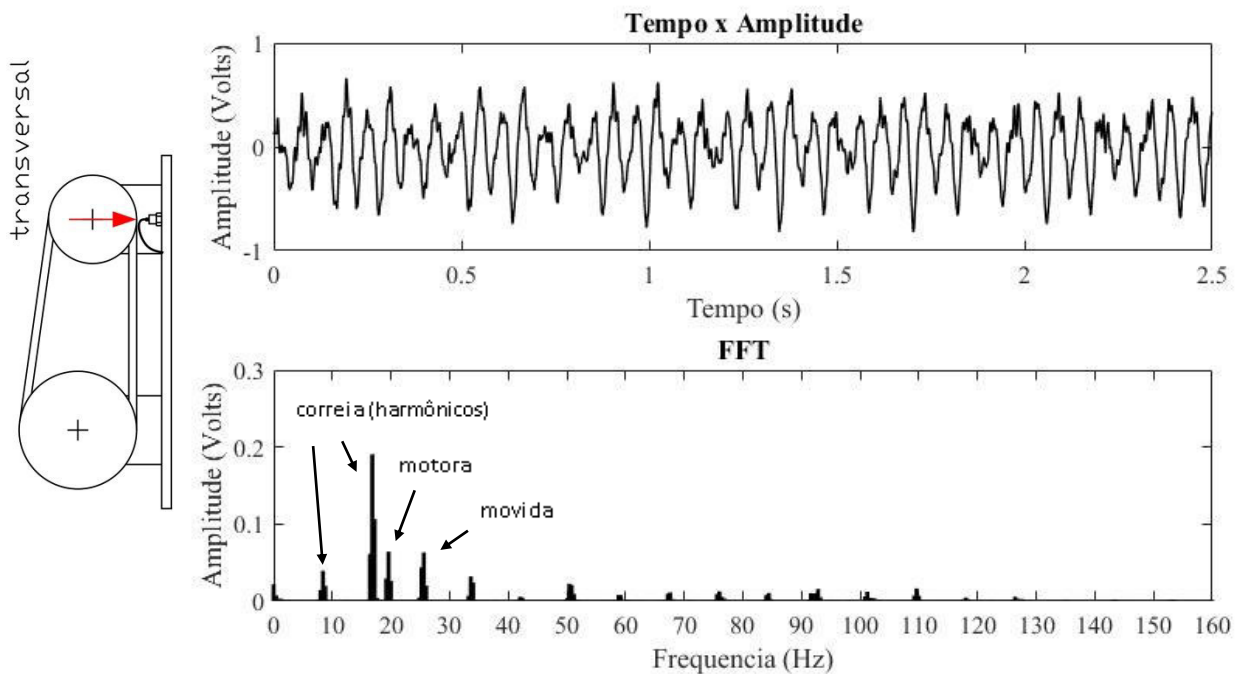
Figura 27 - Ponto de aquisição axial, no mancal.  
axial



Fonte: autor.

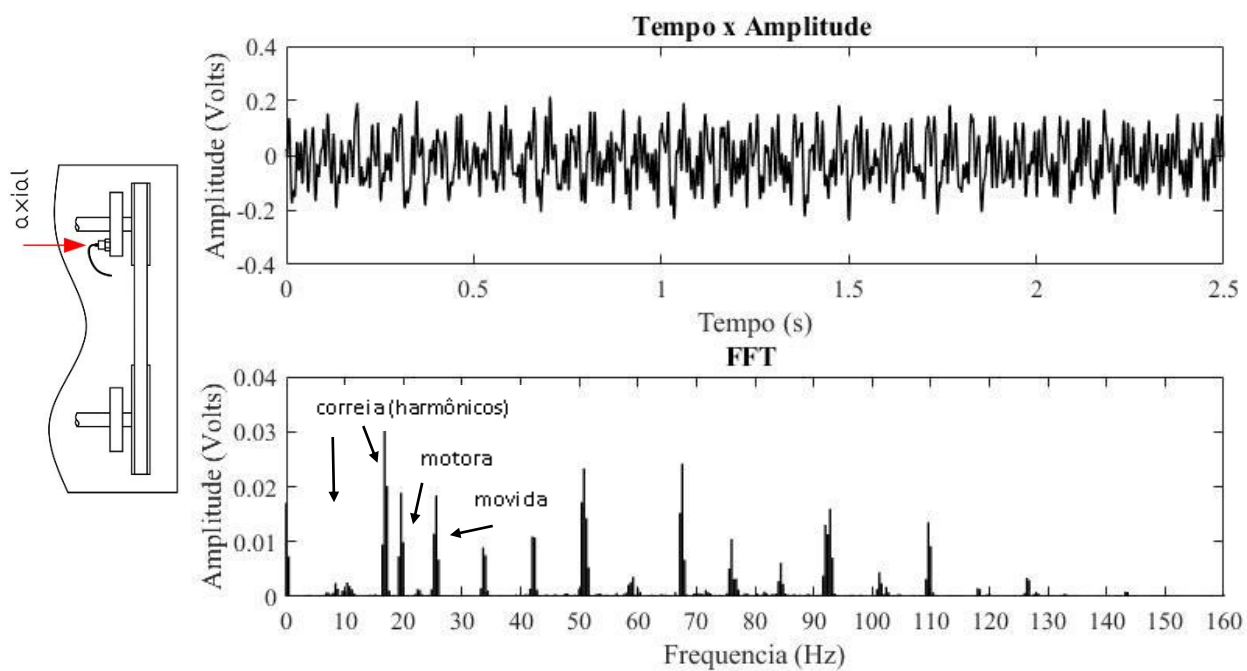
## 4.3.1.1 20 Hz, 300 N

Gráfico 16 – Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 20 Hz e tração 300 N



Fonte: autor

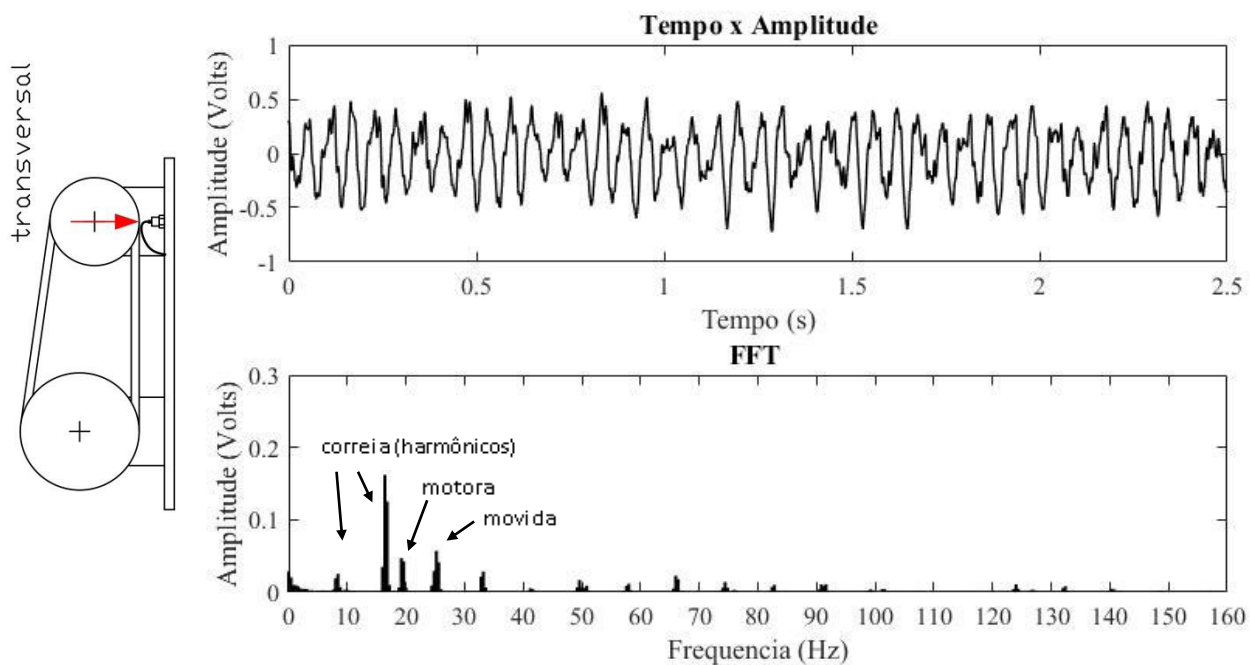
Gráfico 17 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 20 Hz e tração 300 N



Fonte: autor

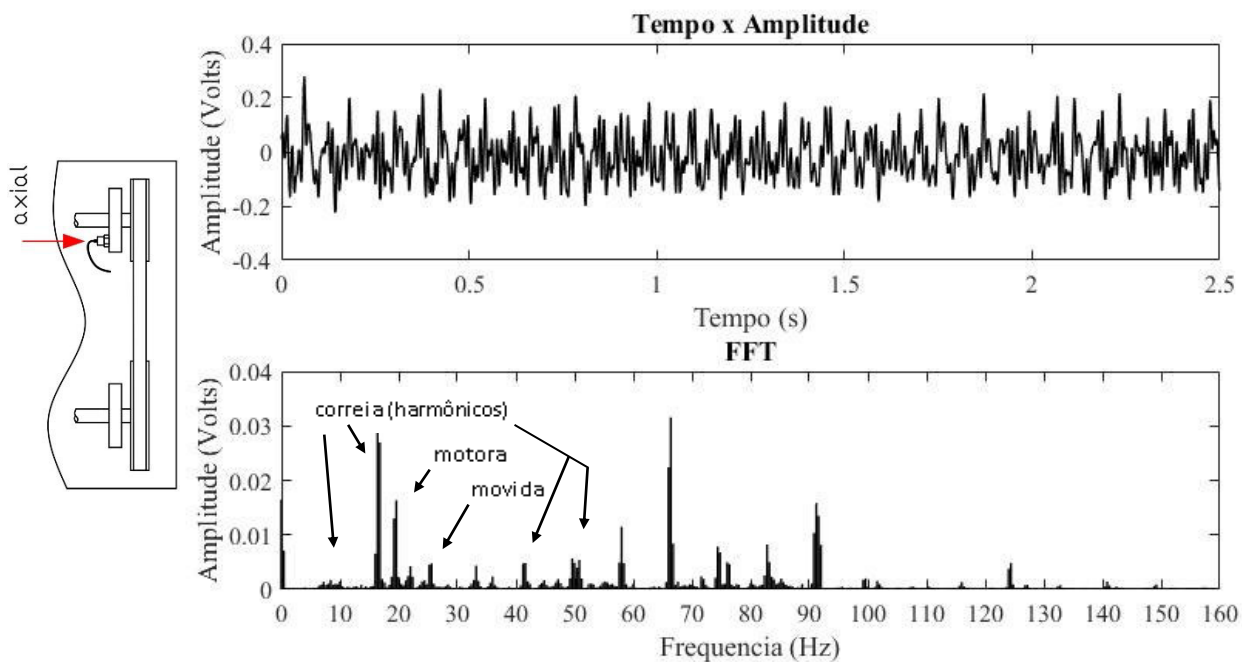
## 4.3.1.2 20 Hz, 500 N

Gráfico 18 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 20 Hz e tração 500 N



Fonte: autor

Gráfico 19 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 20 Hz e tração 500 N

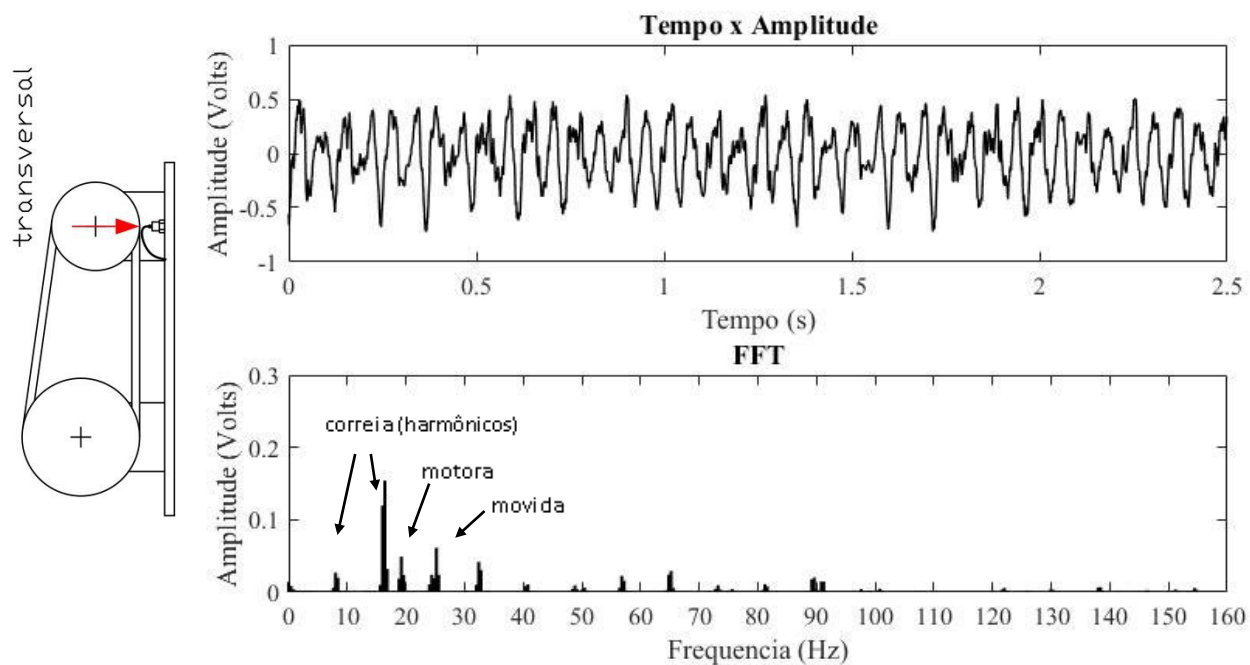


Fonte: autor



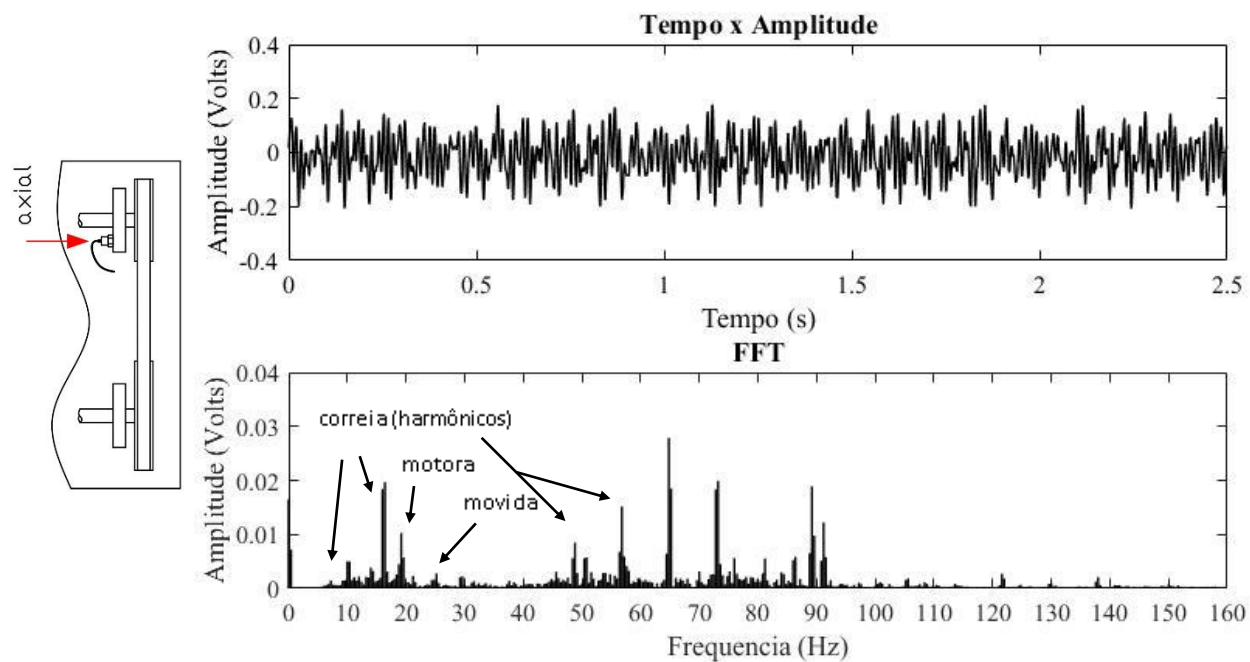
## 4.3.1.3 20 Hz, 600 N

Gráfico 20 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 20 Hz e tração 600 N



Fonte: autor

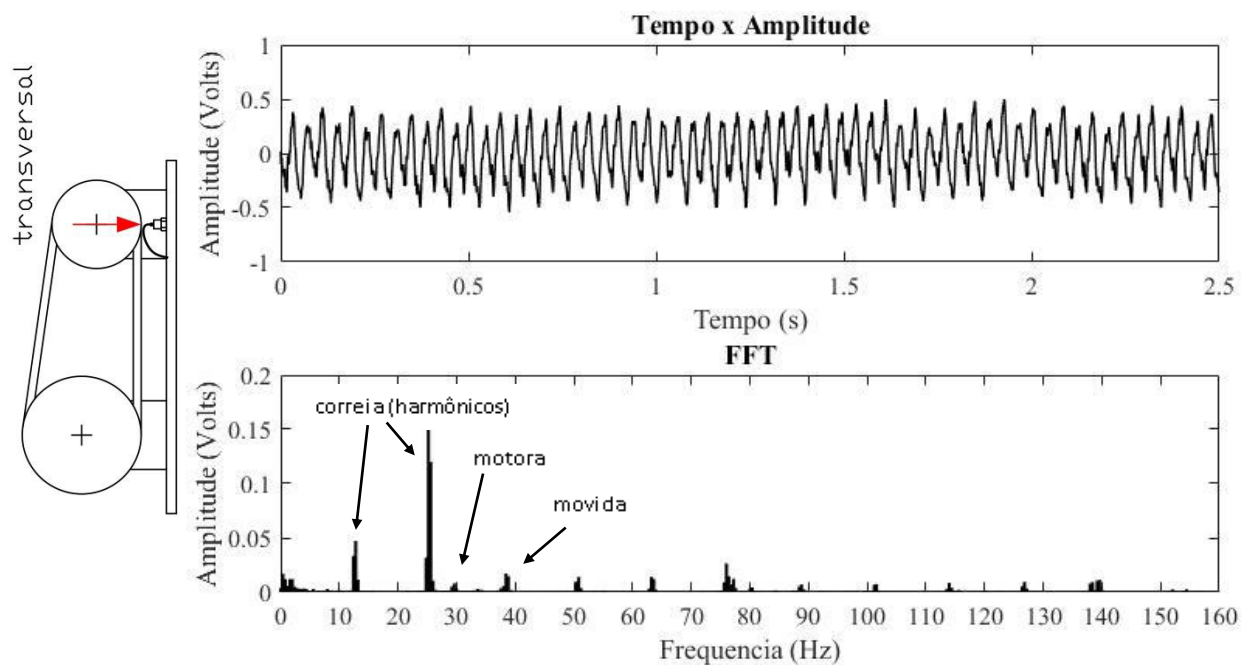
Gráfico 21 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 20 Hz e tração 600 N



Fonte: autor

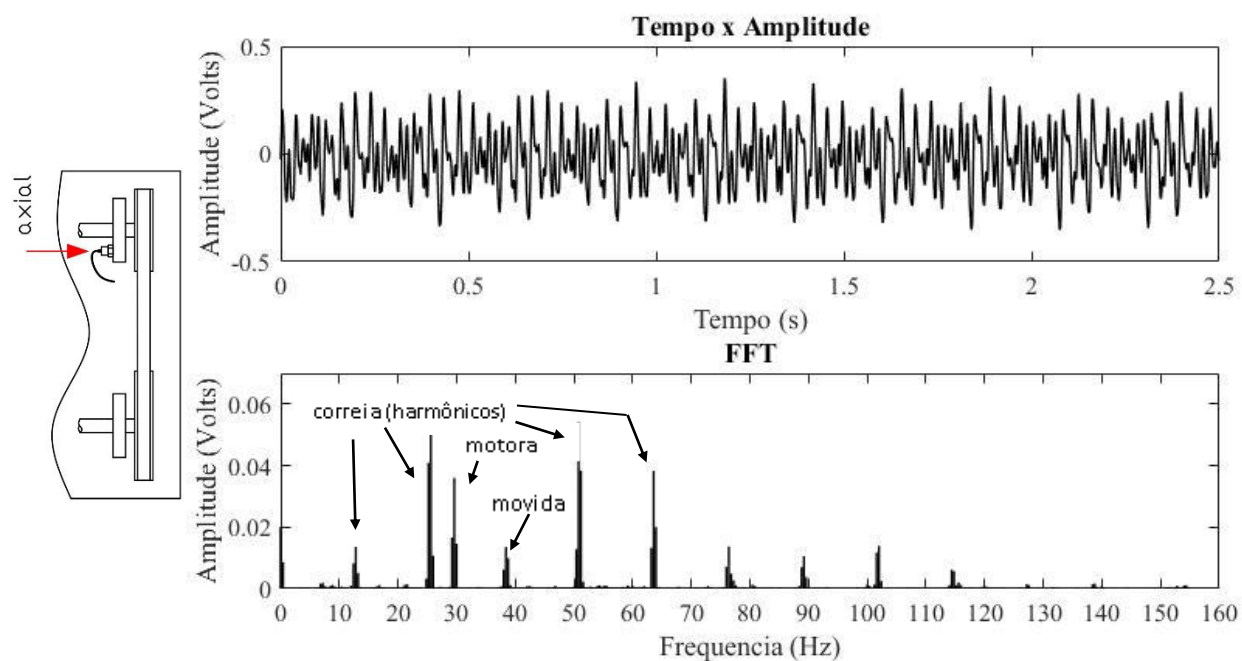
## 4.3.1.4 30 Hz, 300 N

Gráfico 22 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 30 Hz e tração 300 N



Fonte: autor

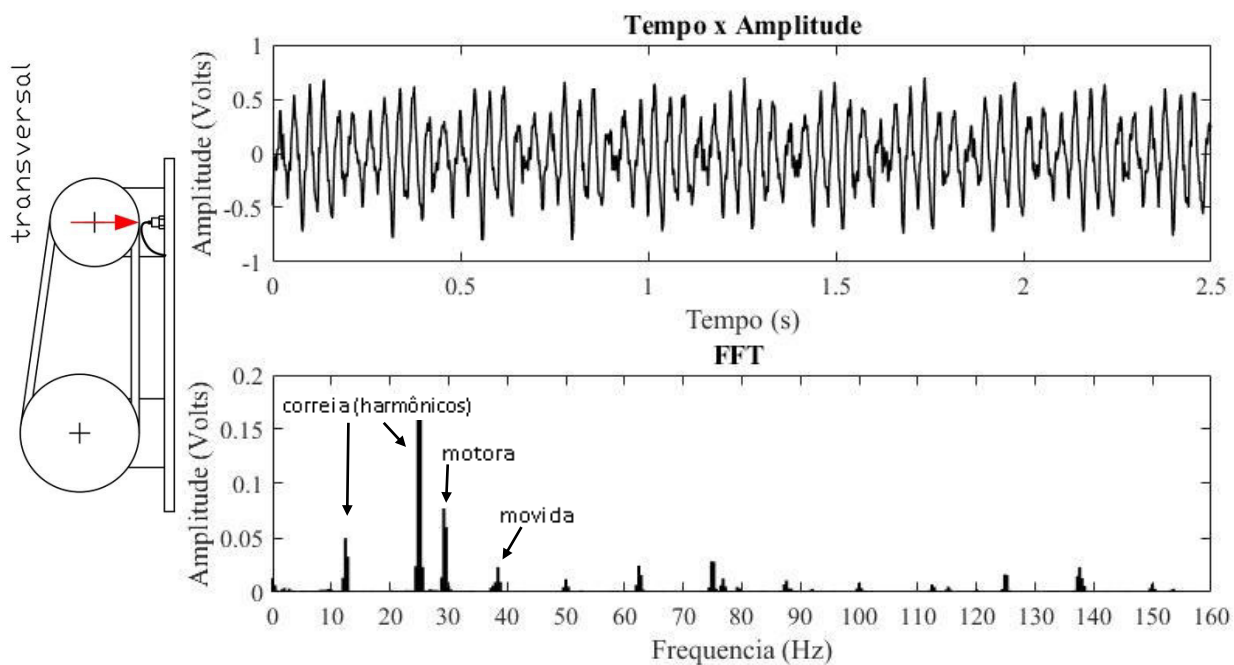
Gráfico 23 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 30 Hz e tração 300 N



Fonte: autor

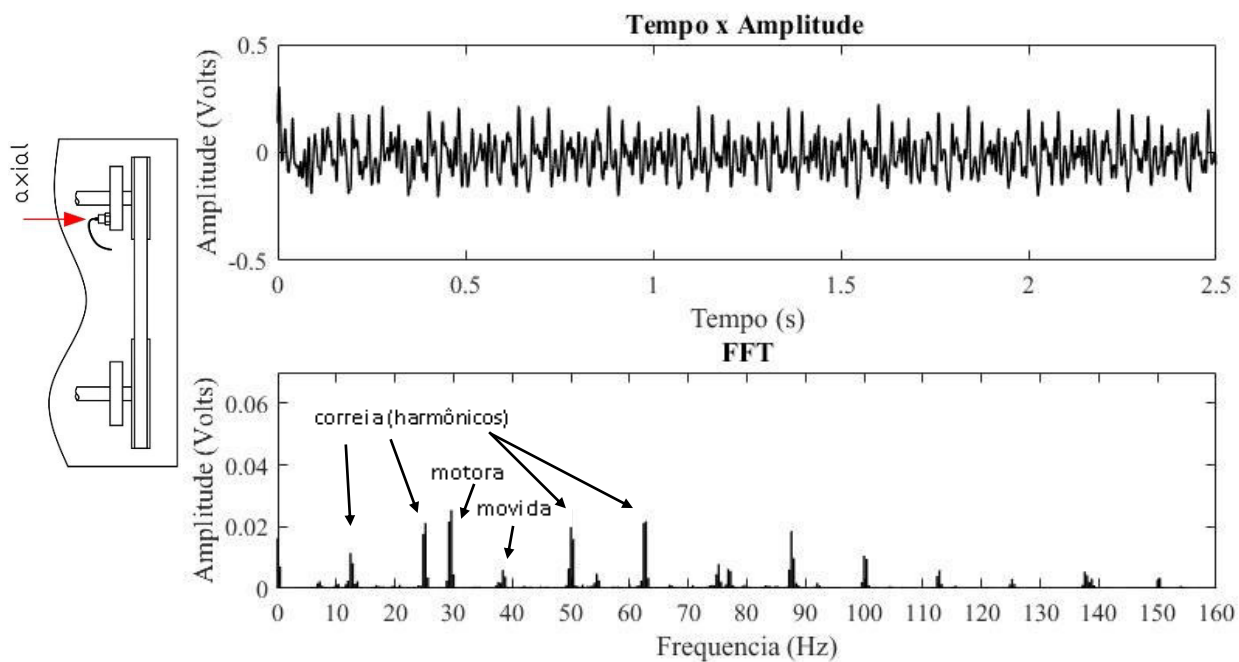
## 4.3.1.5 30 Hz, 500 N

Gráfico 24 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 30 Hz e tração 500 N



Fonte: autor

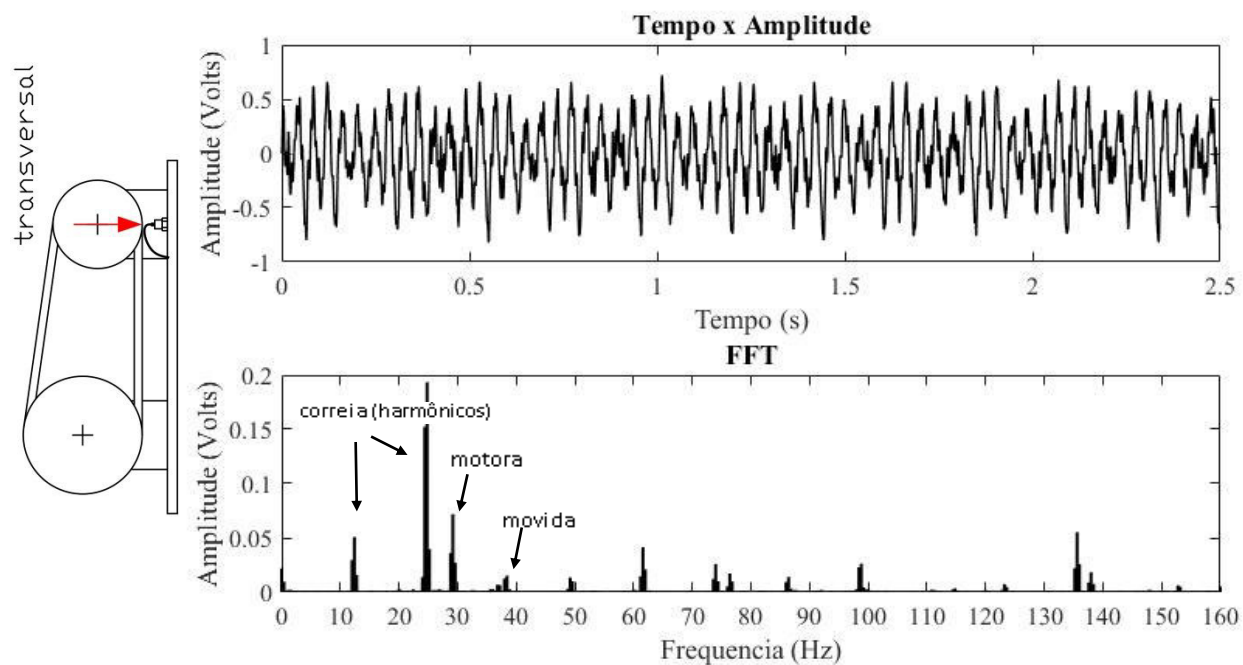
Gráfico 25 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 30 Hz e tração 500 N



Fonte: autor

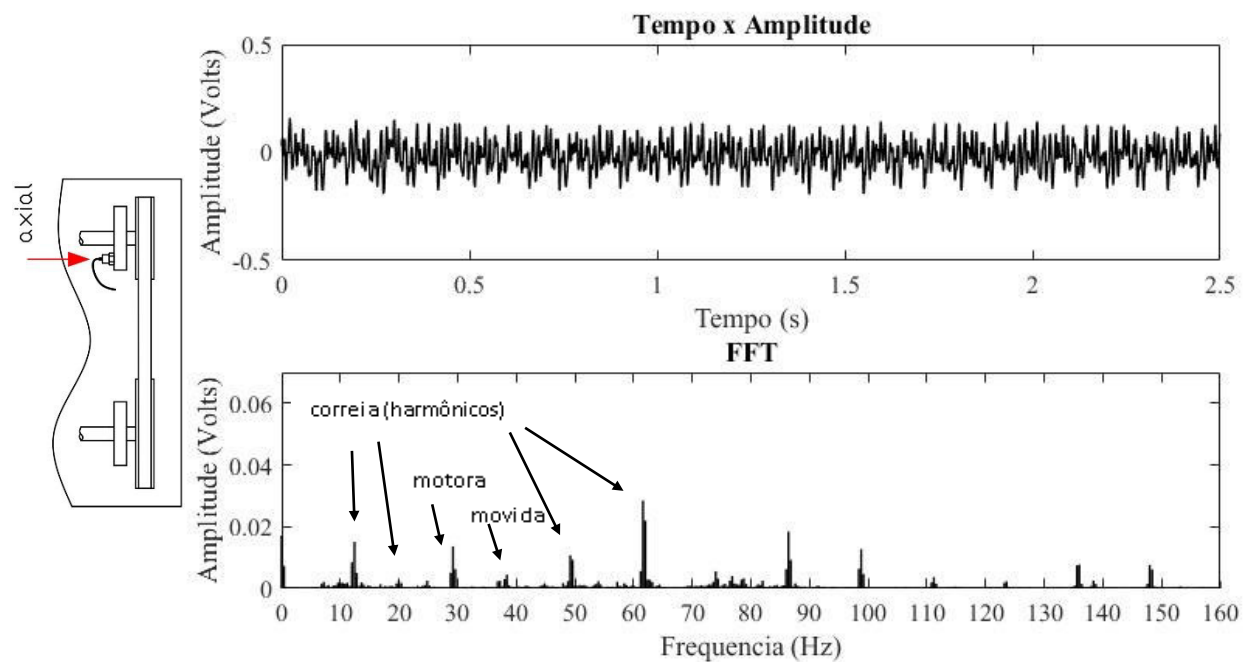
## 4.3.1.6 30 Hz, 600 N

Gráfico 26 - Sinal vibratório transversal do sistema com saída de 30 Hz e tração 600 N



Fonte: autor

Gráfico 27 - Sinal vibratório axial do sistema com saída de 30 Hz e tração 600 N



Fonte: autor

### 4.3.2 Correia desalinhada

Induziu-se aqui um desalinhamento angular na correia, como mostrado na figura a seguir:

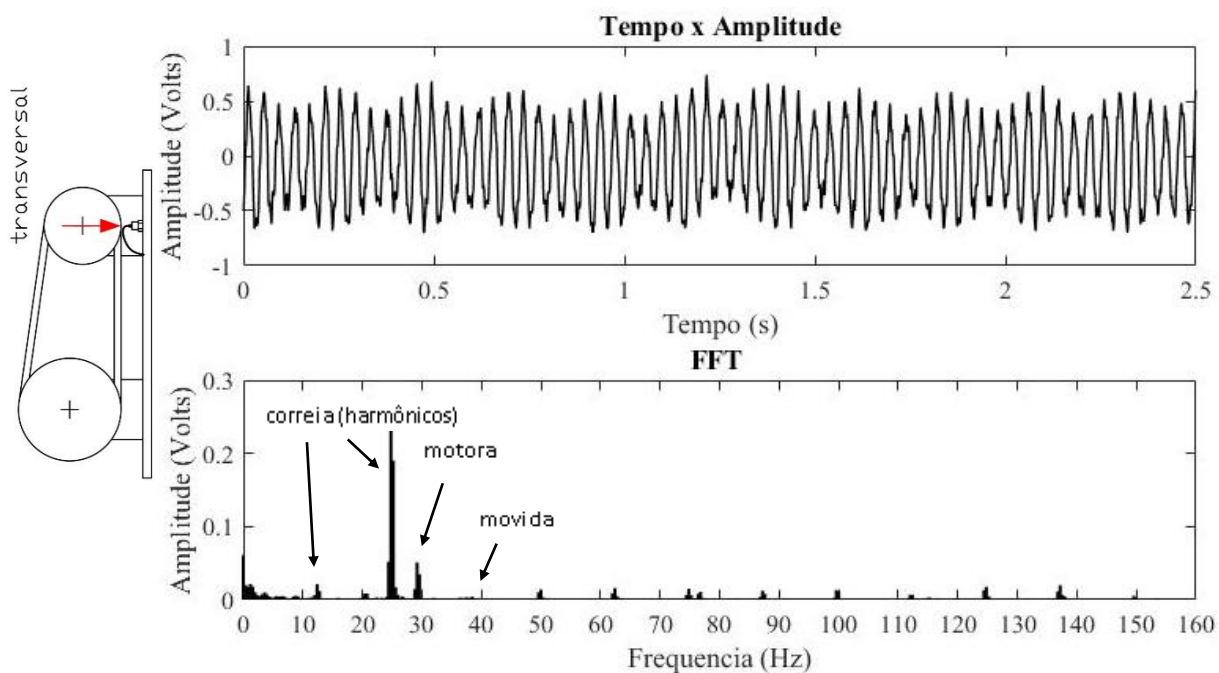
Figura 28 – Correia desalinhada.



Fonte: autor.

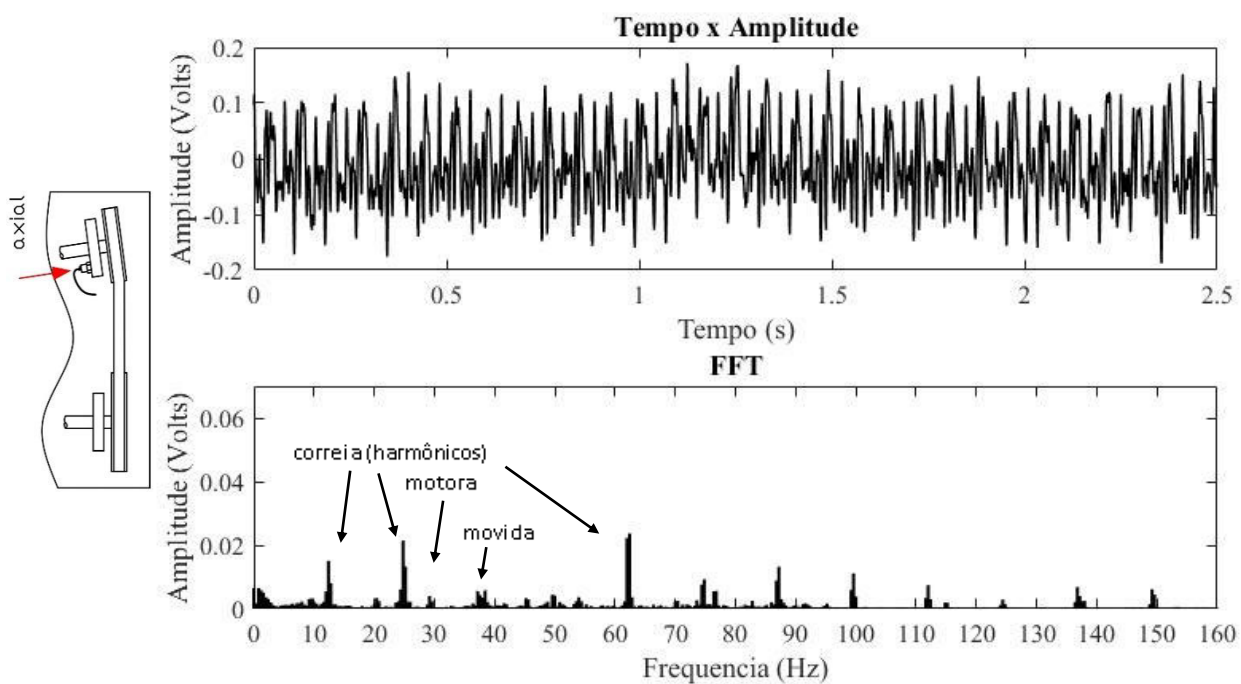
Os seguintes sinais e suas respectivas FFT's foram obtidos com a correia desalinhada, frequência de saída do motor de 30 Hz e tração de 500 N:

Gráfico 28 – Sinal vibratório transversal do sistema com correia desalinhada



Fonte: autor

Gráfico 29 – Sinal vibratório axial do sistema com correia desalinhada



Fonte: autor

### 4.3.3 Correia desgastada

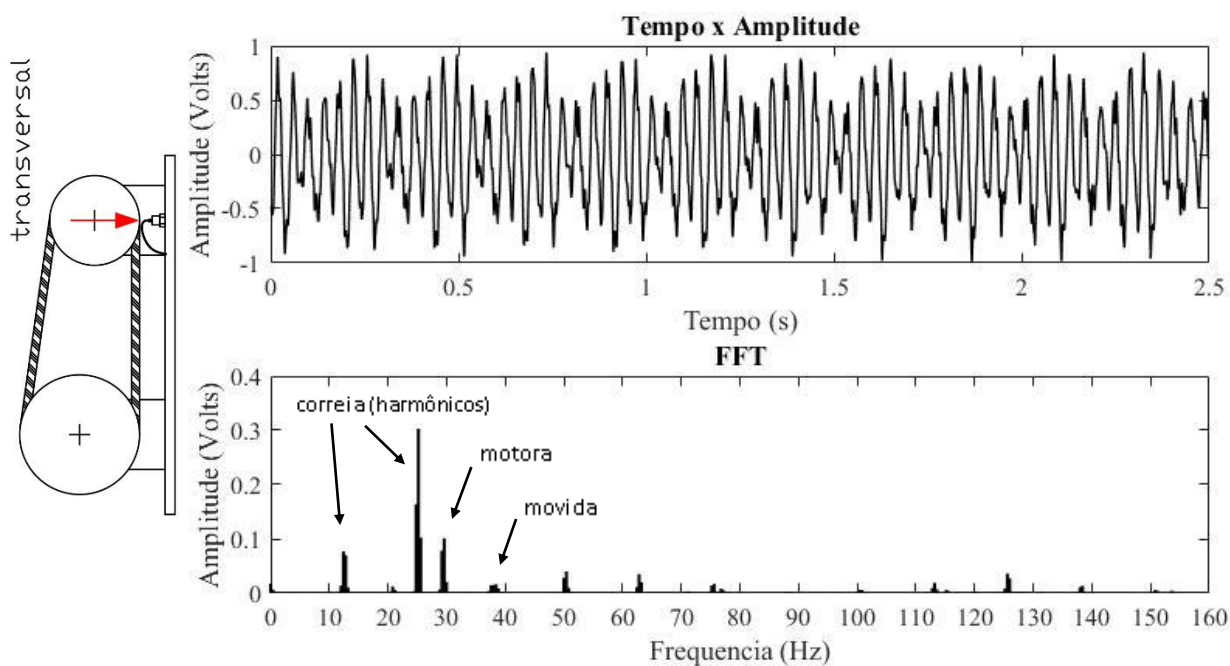
O sinal vibratório foi obtido com a configuração de frequência de saída do motor 30 Hz e tração na correia 500 N. A correia utilizada estava bastante desgastada superficialmente, como mostra a figura a seguir:

Figura 29 – Desgaste superficial na correia



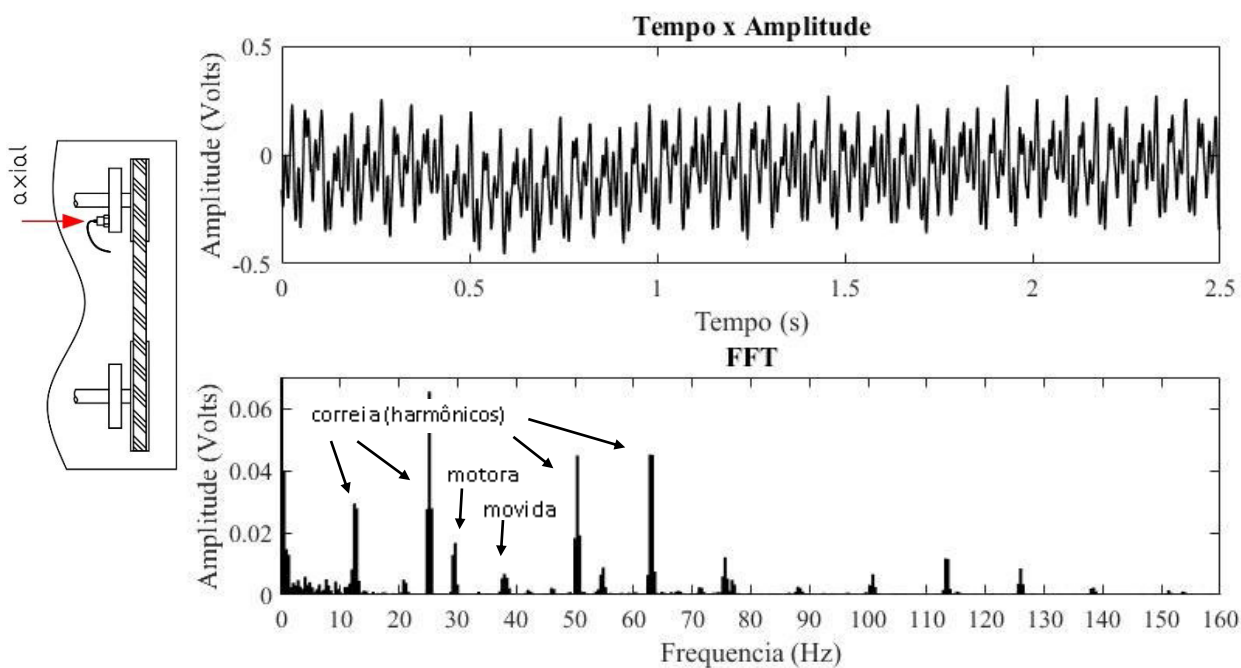
Fonte: autor

Gráfico 30 - Sinal vibratório transversal do sistema com correia desgastada



Fonte: autor

Gráfico 31 - Sinal vibratório axial do sistema com correia desgastada



Fonte: autor



#### ***4.3.4 Correia com defeito pontual***

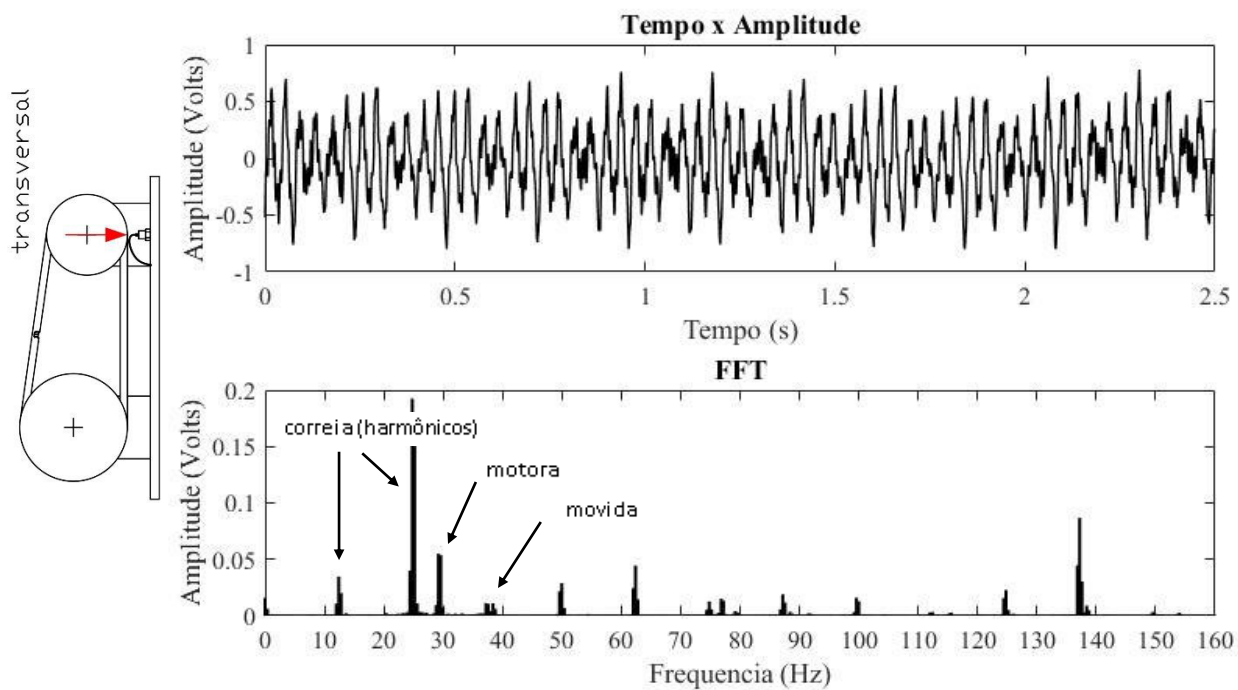
O sinal vibratório foi obtido com a configuração de frequência de saída do motor 30 Hz e tração na correia 500 N. Um defeito pontual na correia foi induzido, no caso um corte abrangendo a lateral e a parte interna da correia, como mostra a figura a seguir:

Figura 30 – Corte lateral na correia



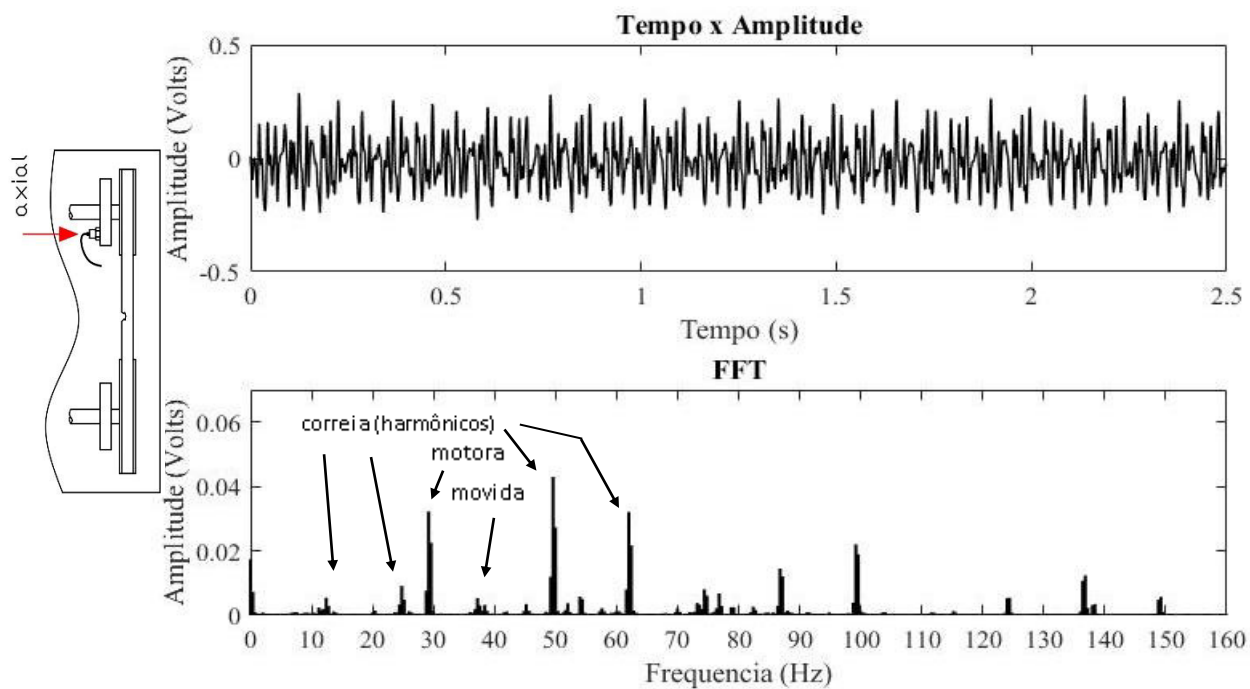
Fonte: autor

Gráfico 32 - Sinal vibratório transversal do sistema com correia com corte lateral



Fonte: autor

Gráfico 33 - Sinal vibratório axial do sistema com correia com corte lateral

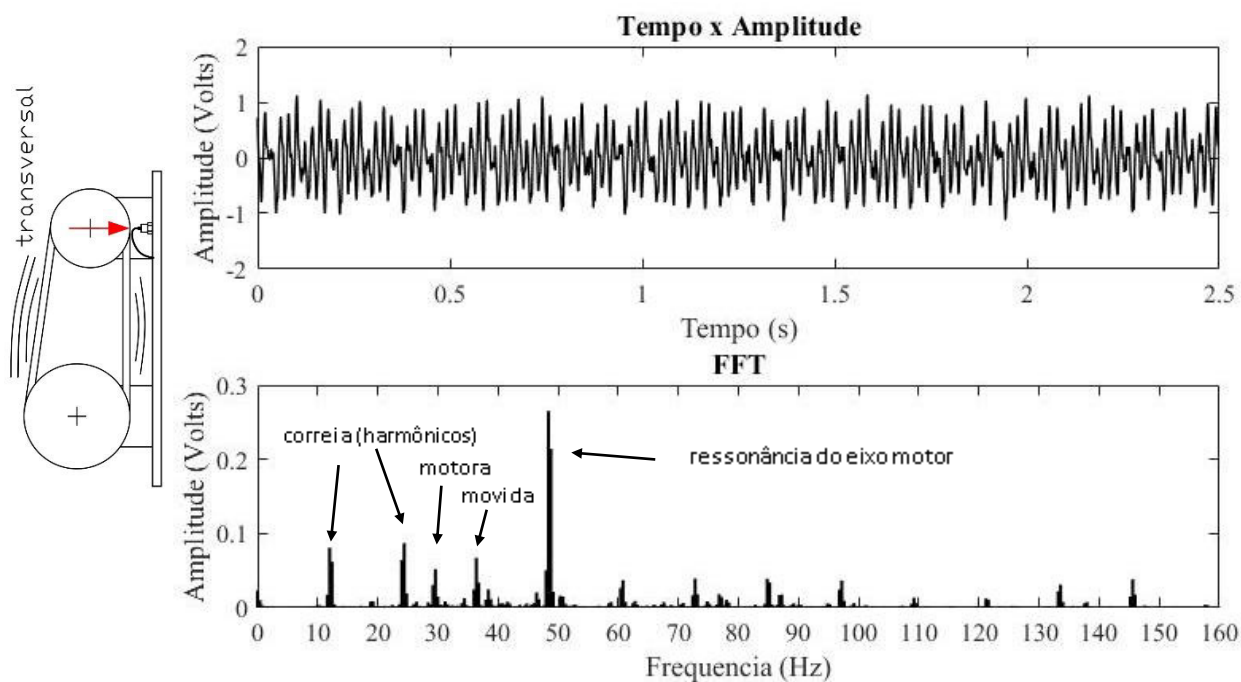


Fonte: autor

### 4.3.5 Correia com tração insuficiente

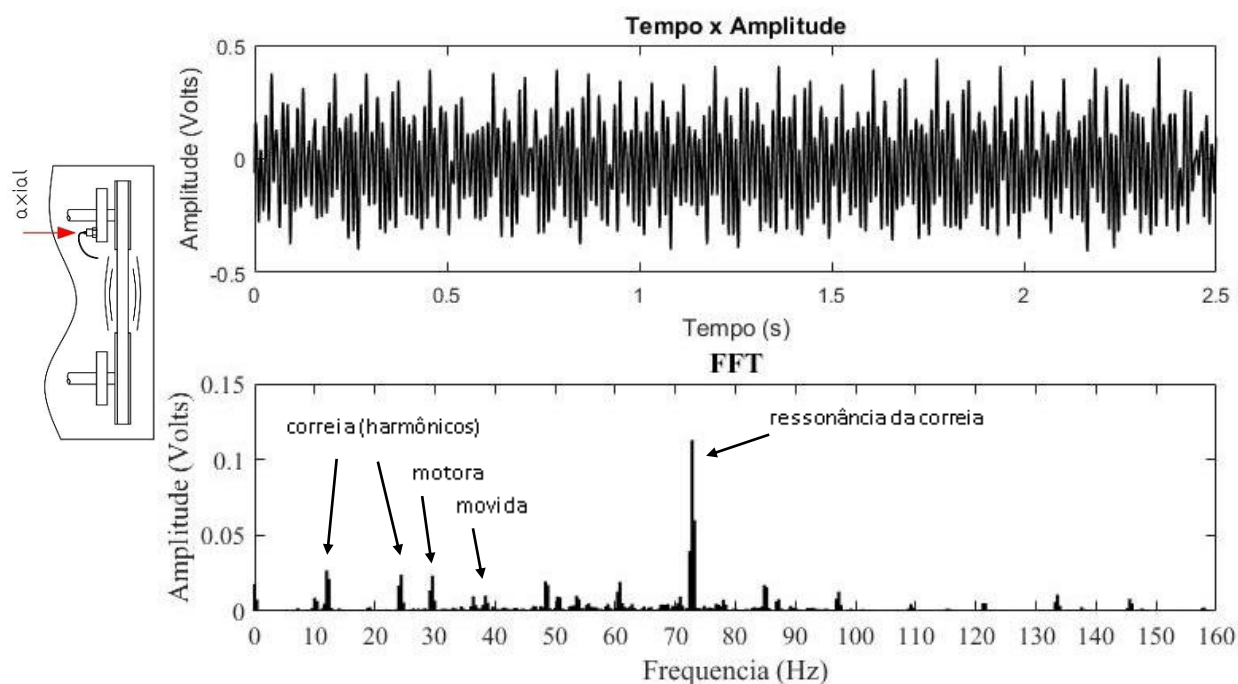
O sinal vibratório foi obtido com a configuração de frequência de saída do motor 30 Hz e tração na correia 125 N.

Gráfico 34 - Sinal vibratório transversal do sistema com correia em ressonância



Fonte: autor

Gráfico 35 - Sinal vibratório axial do sistema com correia em ressonância



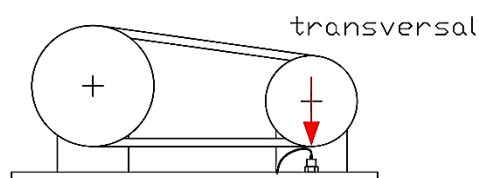
Fonte: autor

#### 4.4 *Resultados*

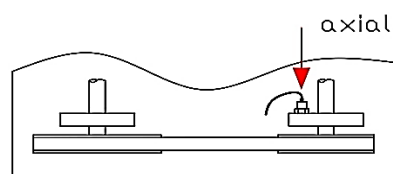
Para melhor entendimento de como o estado da correia e das polias afeta a vibração do sistema, foram feitas comparações entre os sinais obtidos com a correia “saudável” e com a correia defeituosa.

Primeiramente utilizou-se um valor médio de perturbação como parâmetro de comparação entre os diferentes casos. Optou-se por utilizar valores de RMS (*Root Mean Square*) de cada sinal, e construir uma tabela com estes valores, mostrada a seguir:

Tabela 7 - Valores RMS dos sinais obtidos

***Direção transversal***

Estado da correia	Frequência da polia motora (Hz)	Tração aplicada (N)	Valor RMS (Volt)
Nova e alinhada	20	500	0,2695
	30	300	0,2415
	30	500	0,3124
	30	600	0,3266
Nova e desalinhada	30	500	0,3782
Desgastada	30	500	0,4548
Com corte lateral	30	500	0,3332
Tensão insuficiente	30	120	0,4673

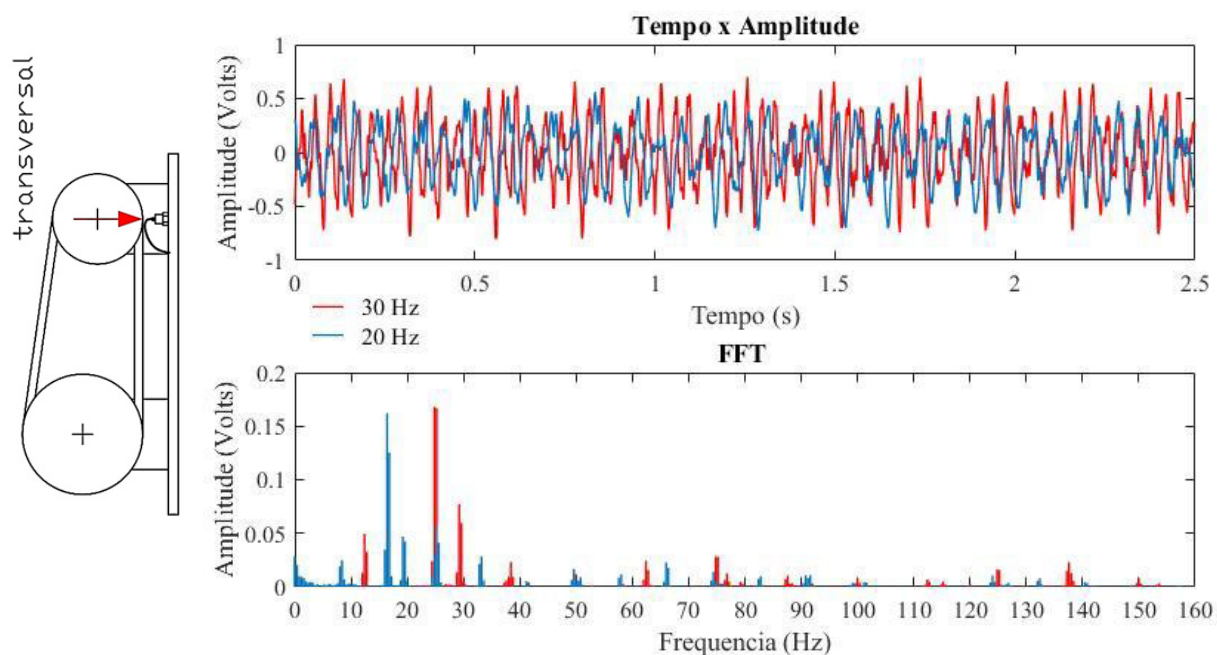
***Direção axial***

Estado da correia	Frequência da polia motora (Hz)	Tração aplicada (N)	Valor RMS (Volt)
Nova e alinhada	20	500	0,0841
	30	300	0,1353
	30	500	0,0839
	30	600	0,0690
Nova e desalinhada	30	500	0,0676
Desgastada	30	500	0,1669
Com corte lateral	30	500	0,2685
Tensão insuficiente	30	120	0,1763

Dada a importância da FFT no entendimento dos sinais periódicos, no sentido de indicar as possíveis fontes de vibrações e suas frequências, foram feitas algumas comparações entre os sinais obtidos com a correia “saudável” e com a correia defeituosa, plotando os sinais em comparação no mesmo gráfico.

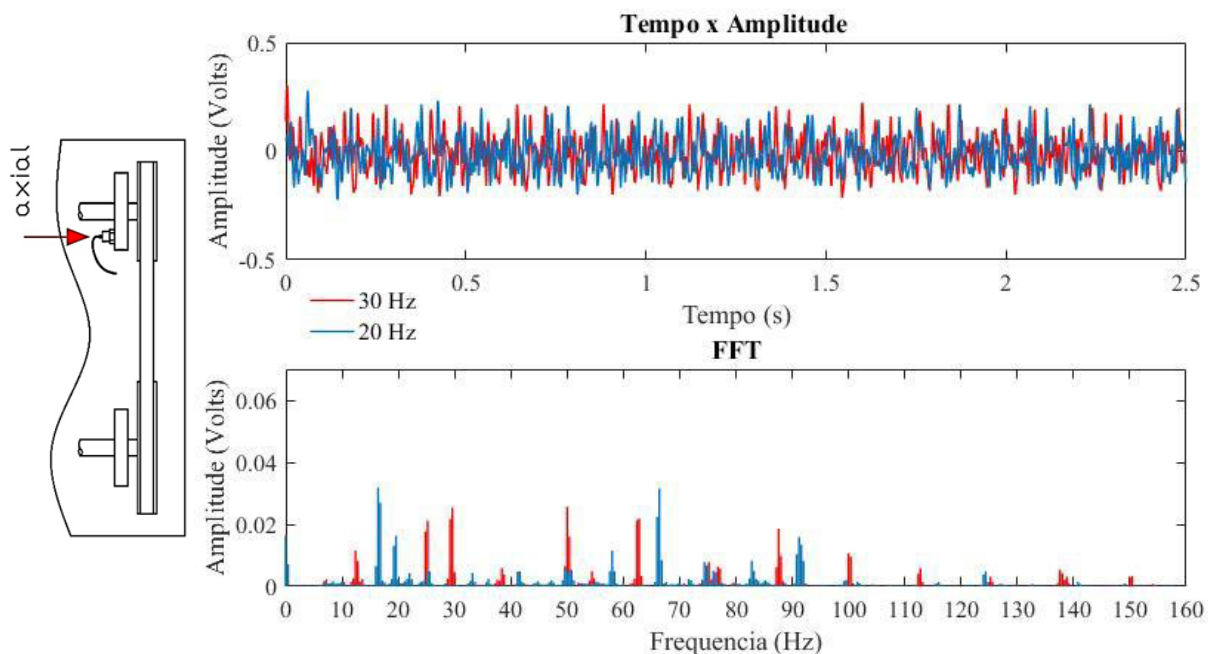
#### 4.4.1 Reação do conjunto ao aumento da frequência da polia motora

Figura 31 – Comparação entre sinais transversais. 20 Hz e 30 Hz



Fonte: autor

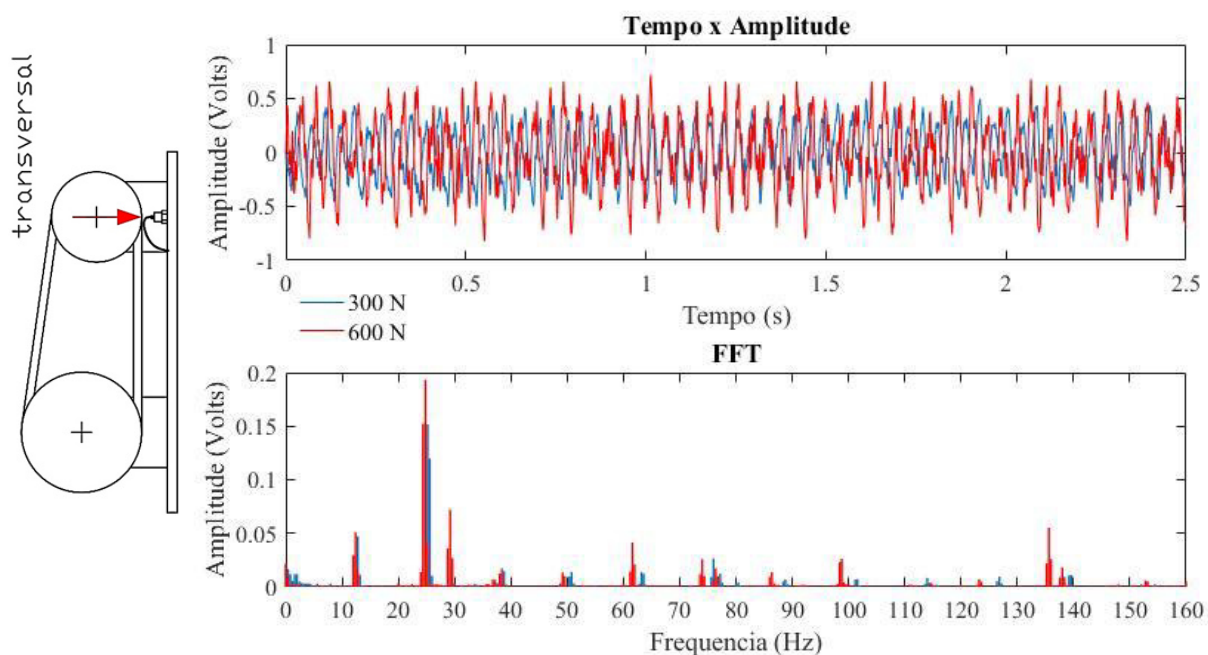
Figura 32 - Comparação entre sinais axiais. 20 Hz e 30 Hz



Fonte: autor

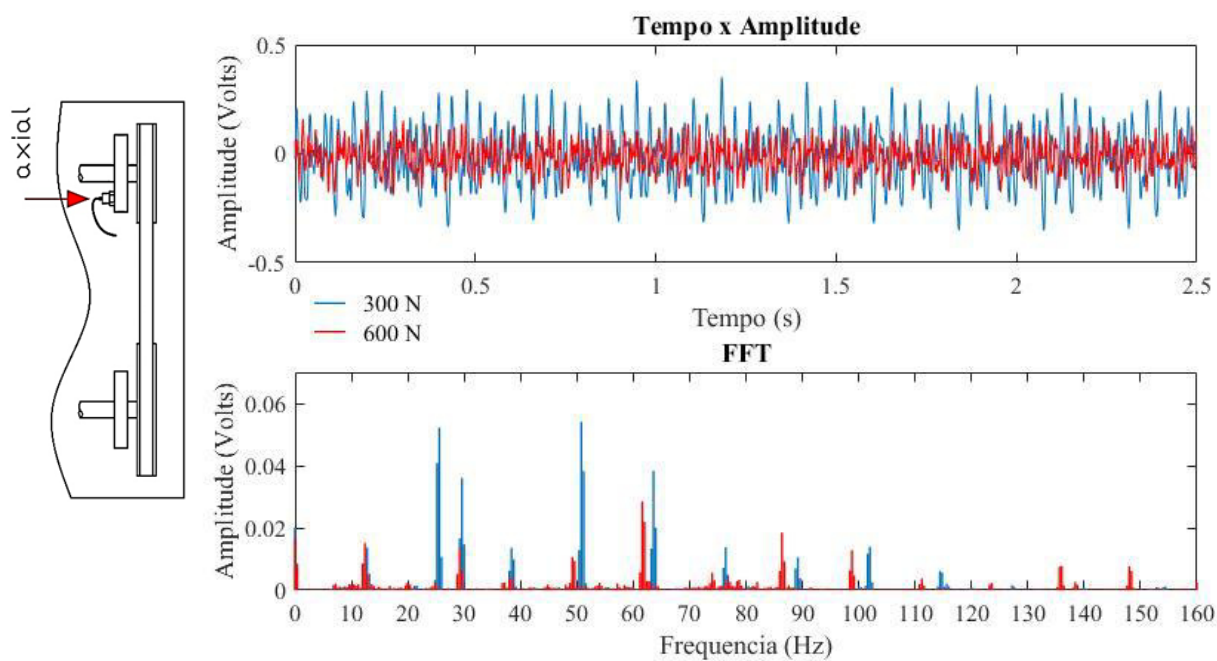
#### 4.4.2 Reação do conjunto ao aumento da tração aplicada à correia

Figura 33 - Comparação entre sinais transversais. 300 N e 600 N



Fonte: autor

Figura 34 - Comparação entre sinais axiais. 300 N e 600 N

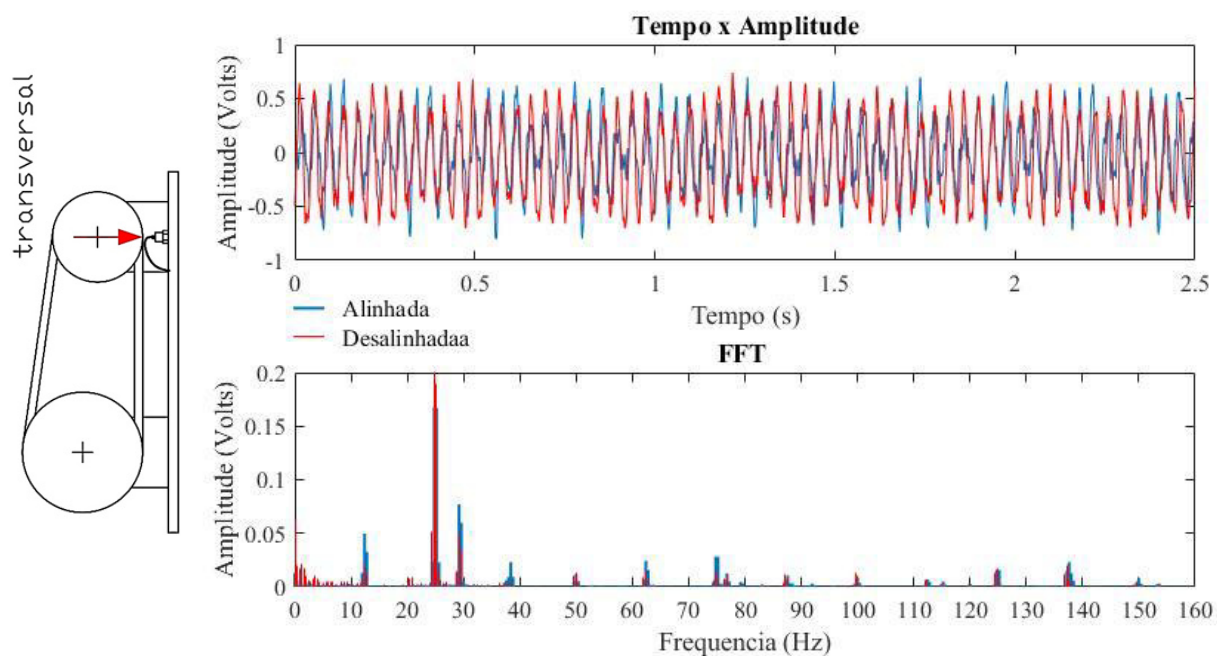


Fonte: autor



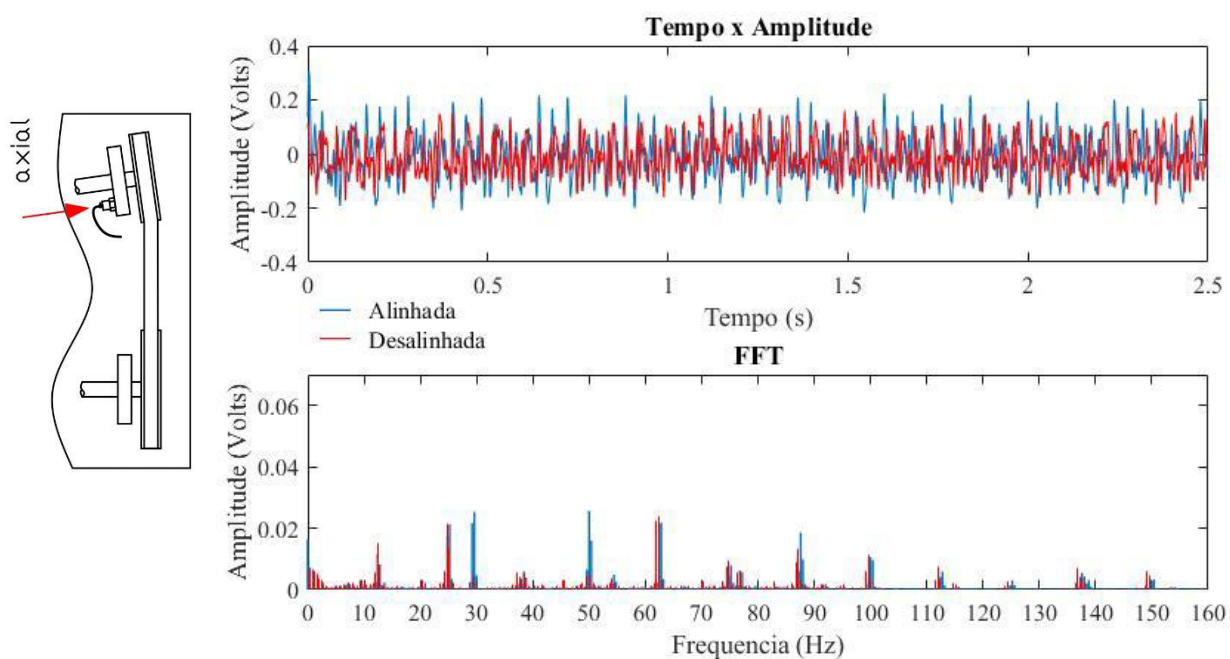
#### 4.4.3 Reação do conjunto ao desalinhamento das polias

Figura 35 - Comparação entre sinais transversais. Correia alinhada e desalinhada



Fonte: autor

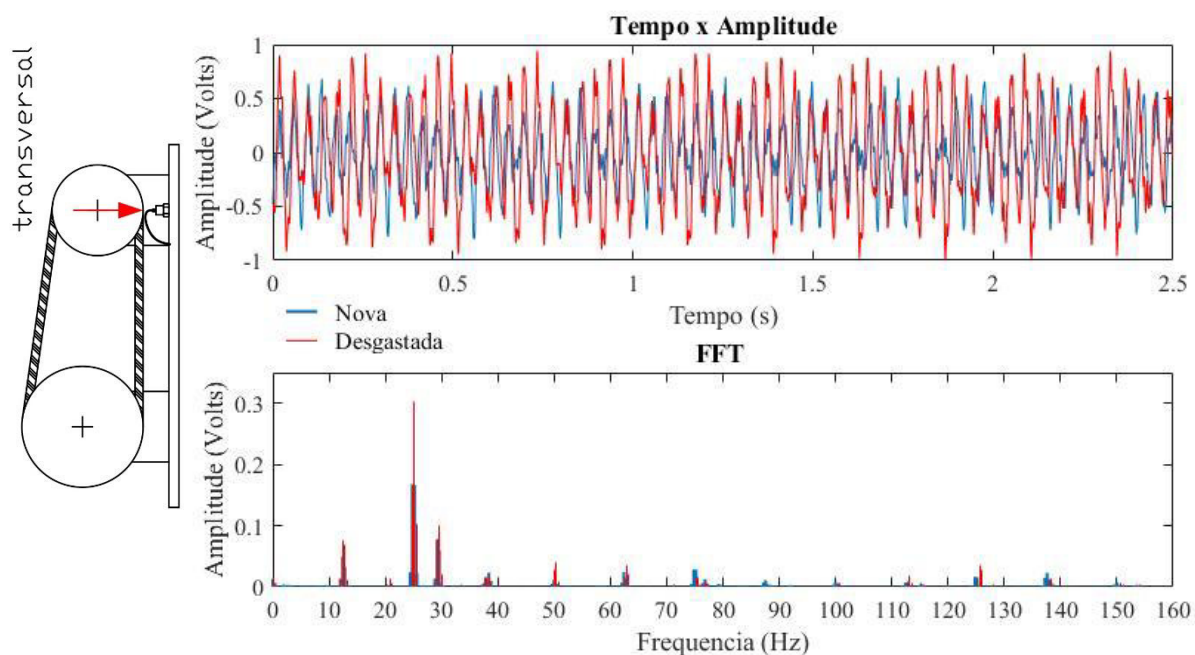
Figura 36 - Comparação entre sinais axiais. Correia alinhada e desalinhada



Fonte: autor

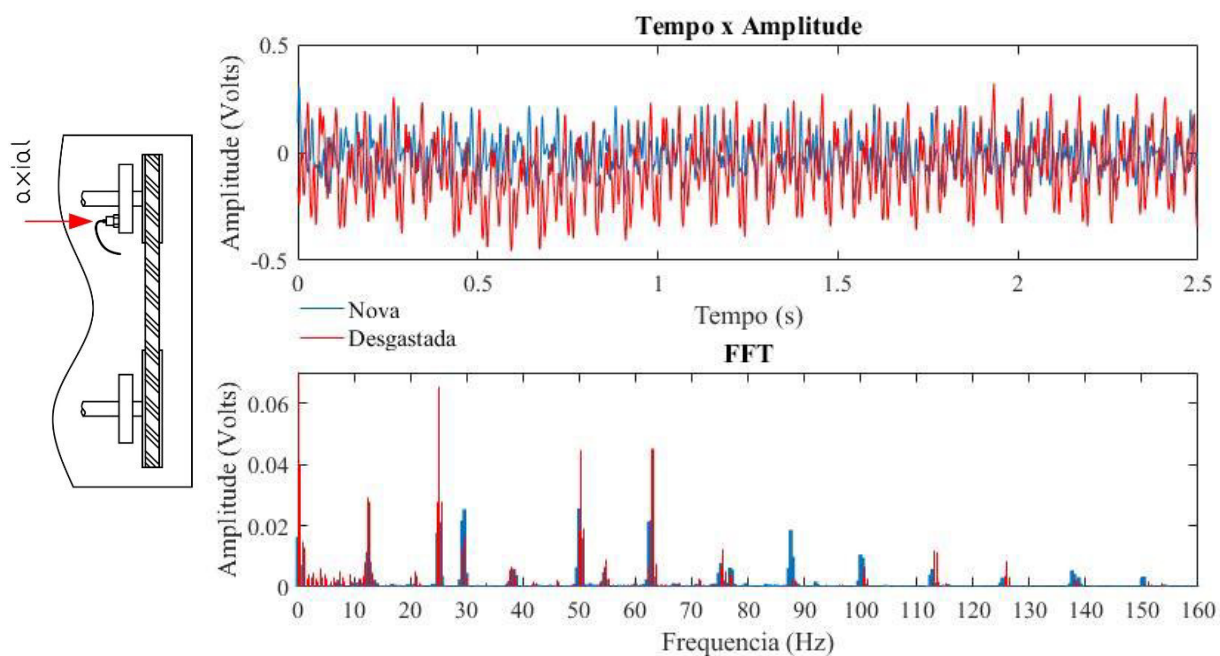
#### 4.4.4 Reação do conjunto ao desgaste da correia

Figura 37 - Comparação entre sinais transversais. Correia nova e desgastada.



Fonte: autor

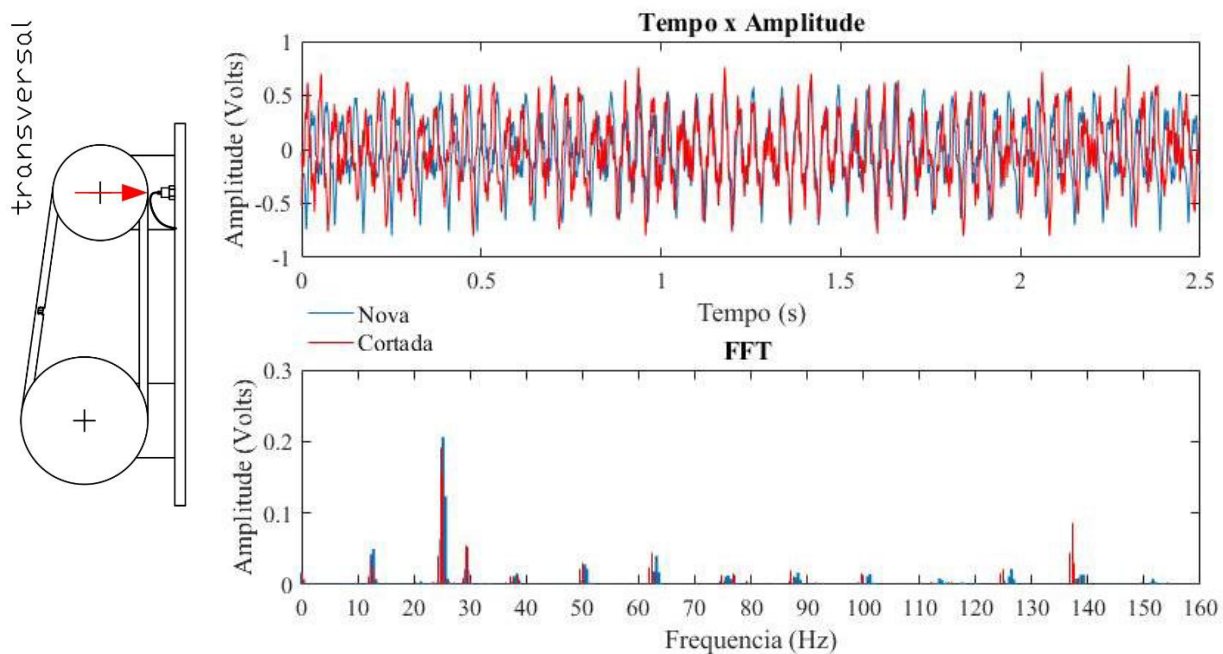
Figura 38 - Comparação entre sinais axiais. Correia nova e desgastada



Fonte: autor

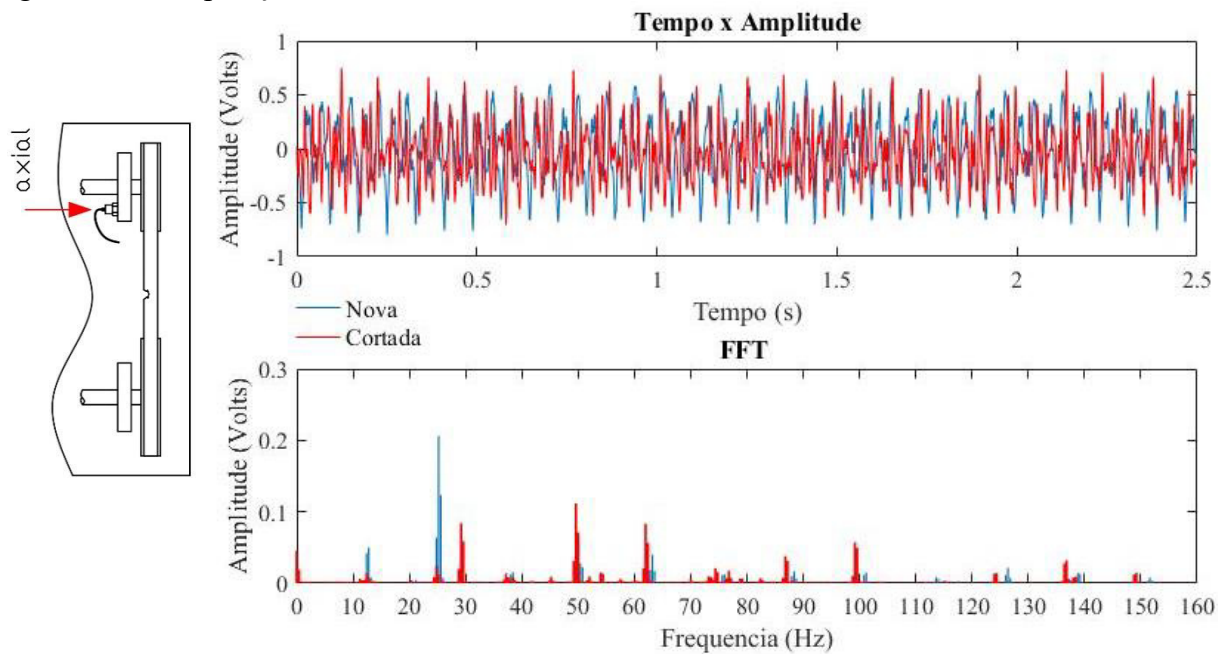
#### 4.4.5 Reação do conjunto a defeitos pontuais na correia

Figura 39 - Comparação entre sinais transversais. Correia nova e cortada



Fonte: autor

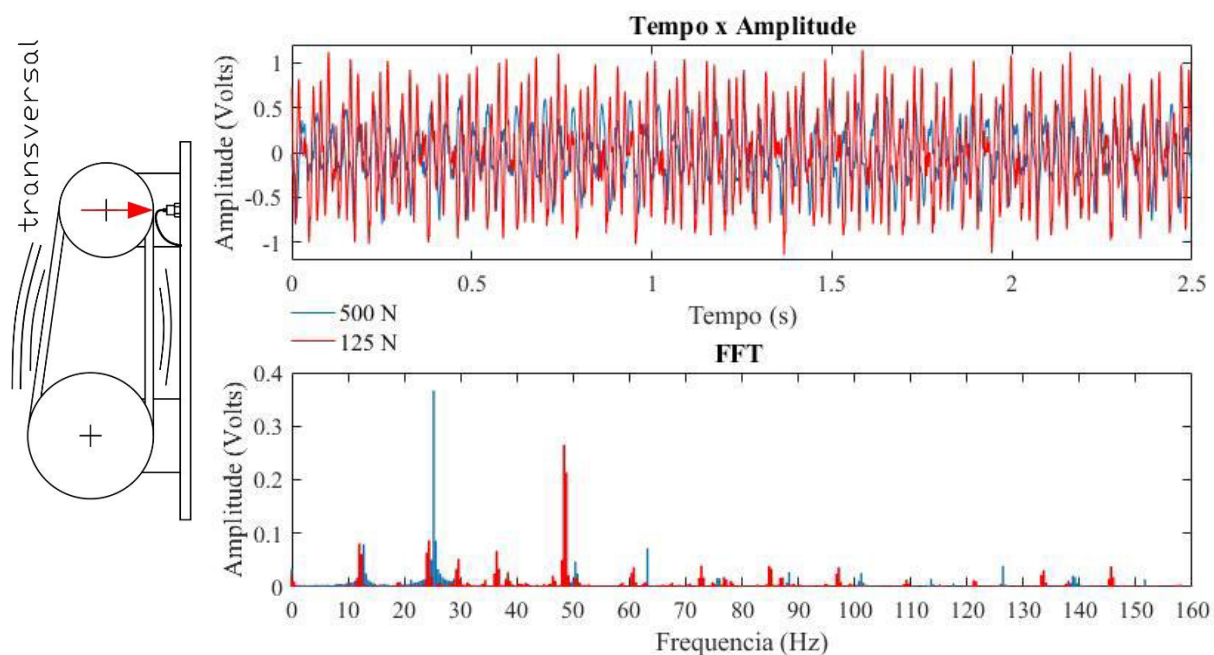
Figura 40 - Comparação entre sinais axiais. Correia nova e cortada



Fonte: autor

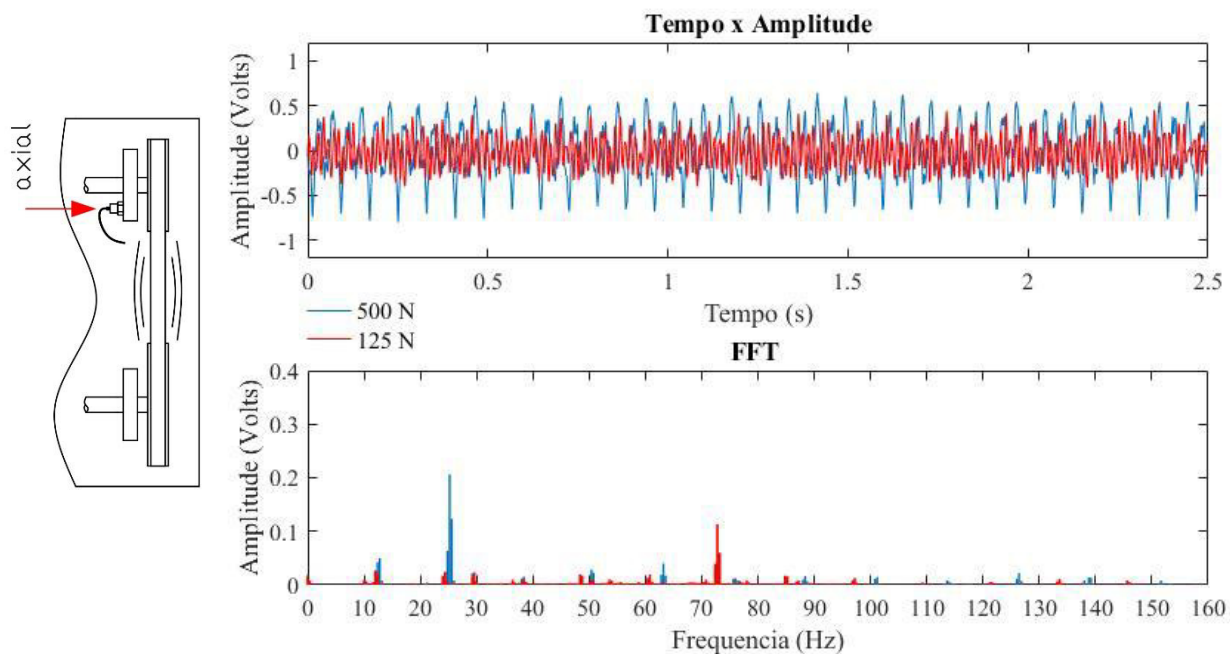
#### 4.4.6 Reação do conjunto à aplicação de tração insuficiente na correia

Figura 41 - Comparação entre sinais transversais. 500 N e 125 N



Fonte: autor

Figura 42 - Comparação entre sinais axiais. 500 N e 125 N



Fonte: autor

#### 4.5 Conclusões a respeito do experimento

O aumento da frequência de operação do conjunto causa um aumento no nível médio de vibração RMS na direção transversal. Na direção axial o RMS permanece inalterado. Com o aumento da frequência de operação, no gráfico da FFT, os picos se deslocam 10 Hz à direita. A amplitude dos harmônicos da correia não se altera. Contudo, há um leve aumento na amplitude do pico referente à frequência da polia motora na direção transversal. Isso indica que existe um leve desbalanceamento ou excentricidade na polia motora.

O aumento na tração na correia gera aumento do nível médio de vibração RMS no sentido transversal, e diminuição do mesmo parâmetro no sentido axial. Há considerável aumento na amplitude dos picos referentes aos harmônicos da frequência da correia na direção transversal, que é em torno de 4 Hz. Na direção axial, há considerável redução dos mesmos picos. Em ambas as direções, os picos referentes aos harmônicos da frequência da correia se deslocam levemente à esquerda, para frequências menores. Fica assim provado o conteúdo abordado na seção 3.1.1, no qual Abrate (1992) sugere fatores de correção para a frequência dos modos de vibração. O aumento da tração reduz o valor do parâmetro  $\epsilon$ , reduzindo também os fatores de correção para cada harmônico da correia.

O desalinhamento da correia causa um aumento substancial no valor RMS da vibração na direção transversal. Um resultado interessante é que o valor RMS na direção axial diminui. Uma possível explicação está no fato de que o desalinhamento faz com que a correia fique curvada nas regiões de contato com as polias, o que traciona a correia na parte mais externa da curva. Com o aumento da tensão, como já foi citado, ocorre a diminuição do fator RMS na direção axial e aumento na direção transversal. Na direção axial, há o surgimento de um sinal em forma de ruído em torno da frequência de rotação da correia, em aproximadamente 4 Hz.

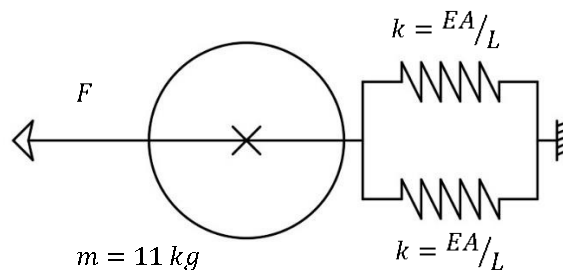
O desgaste superficial da correia causa pouca ou nenhuma mudança no sinal na direção transversal. Isto é explicado pelo fato de a correia fazer contato apenas com as laterais das polias. Na direção axial percebe-se o aparecimento de um sinal em forma de ruído na frequência de rotação da correia, em torno de 4 Hz, e o aumento da amplitude dos harmônicos da correia.

O corte lateral inserido na correia não gerou grandes mudanças no valor médio de vibração RMS no sentido transversal, nem no gráfico FFT do sinal no mesmo sentido. Isso pode ser explicado novamente pelo fato de a correia fazer contato apenas com as laterais das

polias. Já no sentido axial, o valor RMS foi quadruplicado. Surgiram na FFT do sinal no sentido axial picos referentes a harmônicos mais altos da frequência da correia. Fica assim explicitada a dimensão do risco de se usar uma correia com cortes nos equipamentos. Na FFT dos sinais nos sentidos transversal e axial, os picos sofreram um deslocamento em direção à esquerda. Isso pode ser explicado, mais uma vez, pela teoria dos fatores de correção sugerida por Abrate (1992) na seção 3.1.1 deste trabalho. A diminuição da área da secção transversal no local do corte acarreta uma redução do momento de inércia de área, diminuindo assim o valor do parâmetro  $\epsilon$ .

A correia, quando tracionada muito abaixo do recomendado, gera valores muito altos de vibração em ambos os sentidos, transversal e axial. A frequência natural de vibração da correia neste caso é drasticamente reduzida, o que facilita o surgimento de ressonância. No sentido transversal observou-se que houve ressonância na frequência em torno de 50 Hz. Aplicando os conhecimentos básicos de vibrações, e aproximando o modelo matemático do sistema envolvendo a massa móvel do motor a um modelo linear, mostrado na Figura 43, pôde-se obter a frequência natural de vibração do motor.

Figura 43 – Representação física da massa do motor.



Fonte: autor

A massa do motor e do suporte do motor juntos é 11 kg. As duas partes da correia são representadas por molas de constante  $k$ . A analogia entre um material elástico e uma mola é feita utilizando-se as variáveis do material módulo de elasticidade,  $E$ , área da secção transversal,  $A$  e comprimento  $L$ . Como são duas molas em paralelo, o valor do  $k$  é dobrado. Utilizando os valores reais das variáveis da correia, obteve-se uma constante de mola equivalente  $k = 1088375,5$  N. Assim foi possível obter a frequência natural aproximada de vibração da massa do motor através da equação (42), a seguir:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1088375,5}{11}} = 330 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 52,5 \text{ Hz} \quad (42)$$

Infere-se então que o pico na FFT do sinal na direção transversal seja referente à massa do motor em ressonância, causada pela proximidade de um harmônico da frequência da correia à frequência fundamental da massa do motor

No sentido axial, com a correia insuficientemente tracionada, observou-se, na FFT, um pico de amplitude alta localizado na frequência de 73 Hz. Aplicando os valores reais das variáveis da correia utilizada nas equações (19), (22), (23) e (24), obtém-se uma frequência fundamental de vibração da correia de 81 Hz. Este valor se aproxima bastante ao valor obtido na FFT do sinal. Acredita-se assim que a correia sofreu ressonância, causada pela proximidade de um harmônico da frequência da correia à frequência fundamental da correia.

## 5 CONCLUSÃO

Com relação à definição da frequência natural da correia, este trabalho forneceu três valores, obtidos por meio de três métodos diferentes. A Tabela 8, a seguir, mostra estes valores obtidos para a correia tracionada em 500 N:

Tabela 8 – Valores de frequência natural da correia baseados no método de aquisição

<i>Método</i>	<i>Frequência</i>
Sugerido por Abrate (1992) (sessão 3.3.1)	164 Hz
Método numérico (sessão 3.2)	143 Hz
Experimental (baseado no som emitido pela correia)	150 Hz

Fonte: autor

Experimentalmente, a frequência natural da correia foi obtida através da captação do áudio emitido pela correia, quando aplicados pequenos impulsos, por meio do uso de um microfone e do software de trabalho de áudio digital Fruity Loops®.

Ambos os modelos aproximaram-se bastante do que se acredita ser o valor real da frequência natural da correia, de 150 Hz. Além disso, entre si, o método teórico e o numérico produziram valores bastante próximos. Assim, pode-se dizer que simular a vibração das correias por meio das equações diferenciais que as governam, utilizando o método das diferenças finitas, é um processo válido para analisar graficamente a dinâmica das correias em vibração natural.

A parte experimental deste trabalho forneceu gráficos bastante claros, que podem servir de modelo para a detecção e prevenção de diversos tipos de defeitos em correias. Além disso, algumas conclusões puderam ser feitas a respeito de cada tipo de defeito analisado.

Percebeu-se que, com o aumento da tração aplicada à correia, o valor médio de vibração RMS e a amplitude dos picos na FFT, referentes aos harmônicos da frequência de vibração da correia, sofreram significativo aumento na vibração na direção transversal à correia. Na direção axial, o oposto aconteceu. Houve diminuição nestes mesmos valores. Assim, fica elucidado o motivo pelo qual existe uma tração adequada para cada tipo de correia, no caso uma tração média, que garante que nem a vibração transversal e nem a axial fiquem altas.



O desalinhamento das polias, além de gerar ruído na direção axial e desgaste superficial acelerado da correia, faz com que a tensão da correia seja aumentada, adquirindo um valor não recomendado e gerando assim grandes níveis de vibração no sentido transversal.

Defeitos pontuais na correia, como cortes ou saliências, assim como desgaste superficial, fazem com que os níveis de vibração no sentido axial sejam aumentados substancialmente. Além disso, estes defeitos produzem regiões em que a secção transversal da correia é diferente, aumentando ou diminuindo a tensão.

O problema relacionado a correias que oferece maior risco aos equipamentos é o da tração insuficiente. Os resultados dos experimentos mostram que o nível de vibração aumenta substancialmente ao operar um equipamento com a correia pouco tracionada. Nos experimentos pôde-se observar o fenômeno da ressonância da correia. A redução excessiva na tração das correias facilita a ocorrência de ressonância, uma vez que aproxima o valor da frequência natural da correia às frequências mais baixas, que são comumente encontradas em componentes de equipamentos industriais. Manter uma tração adequada evita o risco de ocorrência deste fenômeno.

## REFERÊNCIAS

- ABRATE, S. Vibrations of belts and belt drives. *Mech. Mack. Theory*, Great Britain, Vol. 27, no. 6, p. 645-659, jan. 1992.
- AL BULUSHI, A. A.; RAMESHKUMAR, G. R.; LOKESHA, M. Fault diagnosis in belts using time and frequency based signal processing techniques. *International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering*, Sydney, Vol. 6, no. 11, nov. 2015.
- ALVES, M. F. *ABC do Osciloscópio*, 2ª Edição, Instituto Politécnico do Porto, Portugal, 63 p., mar. 1998. Disponível em: <<http://www.ceset.unicamp.br/~leobravo/TT%20305/O%20Osciloscopio.pdf>>. Acesso em: 16 out. 2017.
- BELT-DRIVE PROBLEMS. VIBRATION SCHOOL. Disponível em: <<http://www.vibrationschool.com/mans/SpecInter/SpecInter15c.htm>>. Acesso em: 9 set. 2017.
- BUTKOV, E. *Física Matemática*. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1978.
- CANEVAROLO JR, S. V. *Ciência dos polímeros: um texto básico para tecnólogos e engenheiros*, 2ª Edição. São Paulo: Artliber, 2010.
- DING, H.; LI-QUN, C. Galerkin methods for natural frequencies of high-speed axially moving beams. *Journal of Sound and Vibration*, Toronto, no. 329, mar. 2010.
- DING, J.; HU, Q. Equilibria and free vibration of a two-pulley belt-driven system with belt bending stiffness. London: *Hindawi Publishing Corporation*, 2014.
- DONG, S. *Finite differences methods for the hyperbolic wave partial differential equations*. 2008. 27f. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2008.
- FARLOW, S. J. *Partial differential equations for scientists and engineers*. New York: Dover Publications, 1993.
- FILHO, F. M. *Elementos de transmissão flexíveis*. 2009. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ.
- HUTTON, D. V. *Applied mechanical vibrations*. New York: McGraw-Hill, 1981.
- MAIA, G. P. *Prática da manutenção*. 2006. Divinópolis: Centro de Formação Profissional “Aniello Greco”.
- MARK, J. E. et al. *Physical properties of polymers*. 2. ed. Baltimore: United Book Press, 1993.
- MCCONNELL, K. G. *Vibration testing: theory and practice*. New York: John Wiley & Sons, 1995.

MEIROVITCH, L. *Elements of vibration analysis*. 3. Ed. Singapore: McGraw-Hill Book Company, 1986.

MELLO, E. H. V. M. *Análise dinâmica de vigas de Euler-Bernoulli e de Timoshenko com o método das diferenças finitas*. 2014. 67f. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Civil) – Universidade Federal do Paraná – UFPR, Curitiba, 2014.

NEPOMUCENO, L. X. *Técnicas de manutenção preditiva*, Vol. 1. São Paulo: Edgard Blücher Ltda. 1989.

PARKS, D. M. *Euler-Bernoulli beams: bending, buckling and vibration*. Feb. 9 2004. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2004.

PINTO, A. K.; XAVIER, J. N. *Manutenção: função estratégica*. Rio de Janeiro: Qualitymark, 1998.

POLYMER DATABASE. Disponível em: <<http://polymerdatabase.com/>>. Acesso em 16 set. 2017.

POLYMER MATERIAL PROPERTIES. EFUNDA. Disponível em: <[http://www.efunda.com/materials/polymers/properties/polymer\\_datasheet.cfm?MajorID=P-TP&MinorID=1](http://www.efunda.com/materials/polymers/properties/polymer_datasheet.cfm?MajorID=P-TP&MinorID=1)>. Acesso em: 16 set. 2017.

PRATAP, R. *Getting started with MATLAB: a quick introduction for scientists and engineers*. New York: Oxford United Press, 2010.

RAO, S. S. *Vibrações Mecânicas*. 4. Ed. Revisor Técnico José Juliano de Lima Júnior; Tradução Arlete Simille. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009.

SETO, W. W. *Theory and problems of mechanical vibrations*. New York: Shaum Publishing, 1964.

SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Mechanical engineering design* 9. Ed. New Délhi: McGraw-Hill, 2011.

SILVA, S. *Vibrações mecânicas: notas de aulas – 2ª versão*. Setembro de 2009. Foz do Iguaçu: Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UEOP, 2009.

SOUZA, A. C. Z.; PINHEIRO, C. A. M. *Introdução à modelagem, análise e simulação de sistemas dinâmicos*. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2008.

XIAODONG, Y.; LI-QUN, C. Non-linear forced vibration of axially moving viscoelastic beams. *Acta Mechanica Solida Sinica*, Wuhan, Vol. 19, no. 4, dec. 2006.

**ANEXO A – TABELA DE TRAÇÕES ADEQUADAS A CADA CLASSE DE  
CORREIAS DO TIPO TRAPEZOIDAIS**

## V-Belts Tensioning Tables

Deflection Forces for Belt Tensioning (lb.)

Smallest Sheave Diameter Range	RPM Range	Noncogged Single, Torque Team** & Torque Team Plus** Belts		Cogged Single & Torque Team**	
		New Belt	Used Belt	New Belt	Used Belt
<b>A, AX Cross Section</b>					
3.0-3.6	1000-2500	5.5	3.7	6.1	4.1
	2501-4000	4.2	2.8	5.0	3.4
3.8-4.8	1000-2500	6.8	4.5	7.4	5.0
	2501-4000	5.7	3.8	6.4	4.3
5.0-7.0	1000-2500	8.0	5.4	9.4	5.7
	2501-4000	7.0	4.7	7.6	5.1
<b>B, BX Cross Section</b>					
3.4-4.2	860-2500	N/A	N/A	7.2	4.9
	2501-4000	N/A	N/A	6.2	4.2
4.4-5.6	860-2500	7.9	5.3	10.5	7.1
	2501-4000	6.7	4.5	9.1	6.2
5.8-8.6	860-2500	9.4	6.3	12.6	8.5
	2501-4000	8.2	5.5	10.9	7.3
<b>C, CX Cross Section</b>					
7.0-9.0	500-1740	17.0	11.5	21.8	14.7
	1741-3000	13.8	9.4	17.5	11.9
9.5-16.0	500-1740	21.0	14.1	23.5	15.9
	1741-3000	18.5	12.5	21.6	14.6
<b>D Cross Section</b>					
12.0-16.0	200-850	37.0	24.9	N/A	N/A
	851-1500	31.3	21.2	N/A	N/A
18.0-20.0	200-850	45.2	30.4	N/A	N/A
	851-1500	38.0	25.6	N/A	N/A
<b>3V, 3VX, XPZ Cross Section</b>					
2.2-2.4	1000-2500	N/A	N/A	4.9	3.3
	2501-4000	N/A	N/A	4.3	2.9
2.65-3.65	1000-2500	5.1	3.6	6.2	4.2
	2501-4000	4.4	3.0	5.6	3.8
4.12-6.90	1000-2500	7.3	4.9	7.9	5.3
	2501-4000	6.6	4.4	7.3	4.9

Deflection Forces for Belt Tensioning (lb.)

Smallest Sheave Diameter Range	RPM Range	Noncogged Single, Torque Team** & Torque Team Plus** Belts		Cogged Single & Torque Team**	
		New Belt	Used Belt	New Belt	Used Belt
<b>5V, 5VX, SPB, XPB Cross Section</b>					
4.4-6.7	500-1749	N/A	N/A	15.2	10.2
	1750-3000	N/A	N/A	13.2	8.8
	3001-4000	N/A	N/A	8.5	5.6
7.1-10.9	500-1740	18.9	12.7	22.1	14.8
	1741-3000	16.7	11.2	20.1	13.7
11.8-16.0	500-1740	23.4	15.5	25.5	17.1
	1741-3000	21.8	14.6	25.0	16.8
<b>SPC, XPC Cross Section</b>					
8.3-14.3	500-1000	31.0	20.7	33.3	22.3
	1000-1750	28.6	19.1	32.4	21.6
14.4-20.1	500-1000	39.3	26.3	41.8	27.9
	1000-1750	37.5	25.2	45.6	30.3
<b>BV, BVX Cross Section</b>					
12.5-17.0	200-850	49.3	33.0	N/A	N/A
	851-1500	39.9	26.8	N/A	N/A
18.0-22.4	200-850	59.2	39.6	N/A	N/A
	851-1500	52.7	35.3	N/A	N/A
<b>5VF Cross Section</b>					
7.1-10.9	200-700	30.9	21.1	N/A	N/A
	701-1250	26.3	18.0	N/A	N/A
	1251-1900	23.4	16.7	N/A	N/A
	1901-3000	23.0	15.8	N/A	N/A
11.8-16.0	200-700	39.5	26.8	N/A	N/A
	701-1250	34.7	23.5	N/A	N/A
	1251-2100	33.3	22.7	N/A	N/A
<b>BVF Cross Section</b>					
12.0-20.0	200-500	65.8	44.7	N/A	N/A
	501-850	56.6	38.5	N/A	N/A
	851-1150	51.6	35.2	N/A	N/A
	1151-1650	49.0	33.5	N/A	N/A
21.2-25.0	200-500	97.6	65.9	N/A	N/A
	501-850	90.6	61.2	N/A	N/A
	851-1200	84.3	57.0	N/A	N/A

\*Multiply table values by the number of Torque Team\*\* ribs to achieve recommended tensioning value.

Fonte: Goodyear