



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

Felipe Martins de Freitas

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA DE ENGRENAGENS NA PRESENÇA
DE ÓLEO LUBRIFICANTE**

FORTALEZA

2017

Felipe Martins de Freitas

ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA DE ENGRENAGENS NA PRESENÇA DE
ÓLEO LUBRIFICANTE

Trabalho de final de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção de título de Engenheiro Mecânico.

Orientadores: Prof.^a Dr.^a Maria Alexandra de Sousa Rios e Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra (coorientador).

FORTALEZA

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)

F936a Freitas, Felipe Martins de.
Análise de vibração de um sistema de engrenagens na presença de óleo lubrificante / Felipe Martins de Freitas. – 2017.
44 f. : il. color.

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

Orientação: Profa. Dra. Maria Alexandra de Sousa Rios .
Coorientação: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.

1. Tribologia. 2. lubrificação. 3. Sinais vibratórios. 4. FFT. 5. RMS. I. Título.

CDD 620.1

Felipe Martins de Freitas

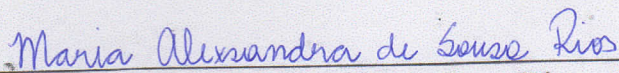
ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA DE ENGRENAGENS NA PRESENÇA DE
ÓLEO LUBRIFICANTE

Trabalho de final de curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, como requisito
parcial à obtenção de título de Engenheiro
Mecânico.

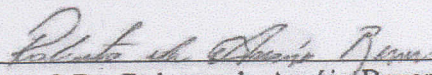
Orientadores: Prof.^a Dr.^a Maria Alexandra de
Souza Rios e Prof. Dr. Roberto de Araújo
Bezerra.

Aprovada em: 12 / 12 / 2017 .

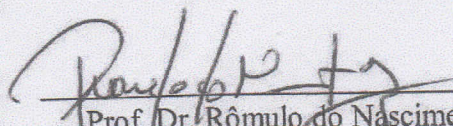
BANCA EXAMINADORA



Prof.^a Dr.^a Maria Alexandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará (UFC)



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



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

A Deus.

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me dado vida, saúde, força e determinação para seguir em frente sempre.

Aos meus pais, Luzia Martins de Freitas e José Rodrigues de Freitas que, com todo amor e carinho, tornaram possível tudo na minha vida, incluindo minha graduação.

À minha namorada, Rebeca Lima, por todo o amor, o carinho e a força dados.

À professora Dr^a. Maria Alexsandra de Souza Rios pela orientação e atenção indispensáveis e por ter estado sempre pronta a me receber e me ajudar em tudo que precisei.

Ao professor Dr. Roberto de Araújo Bezerra por ter cedido as instalações do laboratório de vibrações mecânicas (LAVIB) que possibilitou o desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues, componente da banca examinadora, pelo tempo, pelas sugestões e colaborações com o aperfeiçoamento deste trabalho.

Aos membros do laboratório de vibrações da UFC, principalmente ao Handerson Rodrigues por todo o auxílio e a disponibilidade.

Aos meus companheiros de cursos que conviveram comigo e tornaram as dificuldades da graduação menos sofridas, em especial os que me dão força para encarar tudo desde o início desta caminhada: Dávila Lopes, Hiago Maciel, Thais Lopes, Rafael Barbosa.

.

“O insucesso é apenas uma oportunidade para
recomeçar com mais inteligência.”

(Henry Ford)

RESUMO

Analisar e estudar a lubrificação não só de máquinas rotativas, mas qualquer outro tipo de máquina em que o contato gere atrito indesejado, causando desde desgaste até fadiga do material, é essencial para o melhoramento de projetos futuros, além da manutenção das máquinas. Assim, este trabalho teve como objetivo principal detectar e quantificar o aprimoramento de uma máquina rotativa por meio de um sistema de banho de óleo, no qual o lubrificante permaneceu em um sistema fechado, lubrificando continuamente as engrenagens de transmissão. Com essa finalidade, foram feitos testes em bancada que faz transmissão de potência entre eixos através de engrenagens e analisados sinais de vibração gerados, usando acelerômetro, condicionador de sinal, osciloscópio e um computador com software computacional para implementar o programa desenvolvido para os cálculos das funções desejadas, fazendo também os gráficos requeridos para análise. A técnica FFT (Transformada Rápida de Fourier) não só foi utilizada para detectar inicialmente o ponto de maior vibração na bancada (o qual foi fixado como ponto de análise para todos os ensaios posteriores), mas também para verificação da lisura dos resultados obtidos através da técnica escolhida como foco que foi a análise dos fatores RMS, K e de Crista, por meio dos quais se tentou analisar a energia da vibração. Fatores esses que mostraram muita sensibilidade na diferença entre o sistema seco e lubrificado, Porém não se conseguiu fazê-los detectar, por meio de alteração de seus valores comparativos, a presença de aditivo no lubrificante o qual muda a tribologia do contato.

Palavras-chave: Tribologia, lubrificação, Sinais vibratórios, FFT, RMS, fator K.

ABSTRACT

Analyze and study the lubrication of rotating machines and any other type of machine in which the contact generates unwanted friction, causing problems like fatigue of the material is essential for the improvement of future projects. Thus, this work had as main objective to detect and quantify the improvement of a rotating machine by means of an oil bath system, in which the lubricant remains in a closed system, continuously lubricating the transmission gears. For this purpose, bench tests were performed that transmit power between axes through gears and analyzed vibration signals generated using accelerometer, signal conditioner, oscilloscope and a computer with computational software to implement the program developed for the calculations of the functions and graphs required for analysis. The FFT (Fast Fourier Transform) technique was not only used to initially detect the point of greatest vibration in the bench (which was fixed as the point of analysis for all subsequent tests), but also to check the smoothness of the results obtained through technique chosen as focus that was the analysis of RMS, K and Crest factors. These factors showed great sensitivity in the difference between the dry and lubricated system. However, it was not possible to detect them by altering their comparative values, the presence of an additive in the lubricant which changes the tribology of the contact.

Key-words: Tribology, Lubrication, Vibratory Signals, FFT, RMS, K Factor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Influência da Temperatura na Viscosidade.....	18
Figura 2 – Fórmula química do Tritolil-fosfato.....	19
Figura 3 – Desenho esquemático dos quatro modos representativos de desgaste.....	20
Figura 4 – Movimento harmônico.....	23
Figura 5– Relação entre média, pico e valor rms e a amplitude de um sinal senoidal.....	24
Figura 6– (a) Pico e Fator RMS (b) Fator de Crista.....	26
Figura 7– Gráfico de Fator K.....	27
Figura 8– Relação Tempo-Frequência pela Transformada de Fourier.....	28
Figura 9– Instrumentação da aquisição de sinais.....	29
Figura 10– Representação de um acelerômetro pizoelétrico.....	29
Figura 11– Acelerômetro.....	31
Figura 12– Condicionador de Sinais.....	31
Figura 13– Osciloscópio.....	32
Figura 14– Bancada de ensaios.....	32
Figura 15– Variador de Frequência.....	33
Figura 16 – Locais de posicionamento do acelerômetro.....	34
Figura 17 – Comparação de gráficos para sistema não lubrificado (acima) e lubrificado (abaixo), para uma frequência de 27,9Hz.....	36

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1– Gráficos gerados no MATLAB por meio da FFT.....	32
Grafico 2 – Espectro de vibração no domínio da frequência e do tempo para sistema sem lubrificação.....	42
Grafico 3 – Espectro de vibração no domínio da frequência e do tempo para sistema lubrificado.....	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Média dos valores de dois ensaios de Fator RMS para cada tipo de lubrificação.....	38
Tabela 2– Desvio padrão dos valores de dois ensaios de Fator RMS para cada tipo de lubrificação.....	38
Tabela 3 – Comparação da redução percentual do fator RMS.....	39
Tabela 4– Desvio padrão dos valores de dois ensaios de Fator de Crista para cada tipo de lubrificação.....	39
Tabela 5– Média dos valores de dois ensaios de Fator de Crista para cada tipo de lubrificação.....	40
Tabela 6– Comparação da redução percentual do fator de Crista.....	41
Tabela 7– Média dos valores de dois ensaios de Fator K para cada tipo de lubrificação.....	41

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Apresentação.....	15
1.2	Justificativa.....	15
1.3	Objetivos.....	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE LUBRIFICAÇÃO.....	17
2.1	Introdução	17
2.2	Viscosidade	17
2.3	Tipos de lubrificantes.....	18
2.4	Aditivos	19
2.4.1	<i>Tritolil-fosfato - (CH₃C₆H₄O)₃PO</i>	19
2.5	Princípios Básicos de Tribologia.....	20
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBREANALISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS.....	22
3.1	Introdução	22
3.2	Movimento Harmônico.....	22
3.3	Amostragem	23
3.4	Aliasing.....	24
3.5	Janelamento.....	24
3.6	Técnicas de análise de sinal no domínio do tempo.....	25
3.7	Série de Fourier como técnicas de análise no domínio da frequência.....	27
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DOS SINAIS	26
4.1	Introdução	29
4.2	Acelerômetro.....	29
4.3	Condicionador de sinais.....	30
4.4	Osciloscópio.....	30
4.5	Software de aquisição.....	30
5	MATERIAIS E MÉTODOS	32
5.1	Equipamentos utilizados	32

5.2	Descrição do trabalho realizado.....	34
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	38
7	CONCLUSÃO	44
	REFERÊNCIAS.....	45

1 INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação

Mecanismos de transmissão de potência são indispensáveis ao funcionamento da grande maioria das máquinas industriais. Um elemento chave nesse processo de transferir energia em forma de torque e velocidade angular é a engrenagem, que nada mais é do que uma roda dentada. É necessário conhecer bem estes mecanismos de transmissão de força para que se obtenha sempre o melhor rendimento proporcionando menores perdas energéticas de forma a reduzir os custos, o que é muito importante para a competitividade de mercado buscada em ritmo cada vez mais acelerado na indústria.

Para reduzir o desgaste prematuro das engrenagens utiliza-se óleos lubrificantes que atuam como uma espécie de proteção reduzindo atrito e desgaste além de evitar a corrosão.

1.2 Justificativa

A velocidade e qualidade de produção industrial de hoje requerem máquinas com maior durabilidade e qualidade, necessitando que sejam mais eficientes e tenham cada vez menos paradas para manutenção que gera prejuízo e gerem menos desconforto físico a operadores de máquinas e pessoas próximas.

Todo engrenamento deve ser lubrificado para que se diminua consideravelmente não só falhas superficiais, mas também ruídos sonoros e vibrações indesejadas. A questão é o tipo de lubrificante utilizado e a sua composição química, pois existem lubrificantes das mais variadas composições com aplicações diversas. Deve-se assim, fazer estudos no sentido de se compreender o comportamento de uma determinada composição lubrificante em diversos usos.

1.3 Objetivos

O objetivo deste trabalho foi estudar o sinal de vibração de um sistema de transmissão de potência por engrenagem de dentes retos quando submetidas a um sistema de banho de óleo lubrificante durante seu funcionamento para comparar com o funcionamento quando sem lubrificação, além de correlacionar essa diminuição com o tipo de formulação lubrificante, usando-se diferentes formulações que foram: Óleo lubrificante 100%, óleo lubrificante 95% +

5% de aditivo (percentagem em massa) e óleo lubrificante 90% + 10% de aditivo (também em massa).

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE LUBRIFICAÇÃO

2.1 Introdução

Os lubrificantes são substâncias utilizadas com o objetivo de se formar uma película entre as superfícies em contato, reduzindo, desta forma o atrito e o desgaste entre essas superfícies, além de proteger contra corrosão e até mesmo reduzir a temperatura do conjunto em contato.

Os tipos de lubrificantes são: líquido (óleo), pastoso (graxa) e sólido (pó) cada um com suas propriedades físicas naturais que ajudam a se adequar às mais diversas situações de uso. Os óleos lubrificantes são os mais usados e podem ser postos em três classes de acordo com suas origens: orgânica, mineral e sintética.

Origem orgânica: contém em sua matéria prima gorduras animais e vegetais, sendo mais usados como aditivos para dar propriedades desejáveis a outros óleos que não as possuem.

Origem mineral: são extraídos do petróleo e são os óleos mais comumente encontrados.

Origem sintética: são produzidos em laboratório, usando várias substâncias químicas como matéria prima que lhes confere as características desejadas para cada uso (por exemplo a viscosidade).

2.2 Viscosidade

Viscosidade é a propriedade do óleo relacionada ao escoamento, ou seja, o nível de atrito interno das moléculas do fluido entre si. Quanto mais viscoso maior sua resistência ao escoamento.

Diversos fatores afetam a viscosidade de um óleo, normalmente os que têm maiores moléculas são mais viscosos. Outro ponto relevante é o tipo de ligação que as moléculas fazem entre si.

Diante da Figura 1 pode-se notar a influência da temperatura na viscosidade de um óleo de forma que, quanto maior a temperatura a qual o óleo possui menor sua viscosidade, ou seja, oferece menor resistência ao escoamento.

Figura 1 – Influência da Temperatura na Viscosidade



Fonte: studiolaser

2.3 Tipos de lubrificantes

Segundo a fabricante Cadium Óleos Lubrificantes[®], os óleos lubrificantes minerais são refinando-se o petróleo que é constituído de grandes quantidades de hidrocarbonetos (cadeias moleculares compostas de ligações entre carbonos (C) e hidrogênios (H)).

A razão entre a quantidade de átomos de carbono e de hidrogênio possibilita a formação de diferentes tipos de hidrocarbonetos, que dão origem aos óleos básicos os quais podem ser de base parafínica (alcanos), os de base naftênica (cicloparafinas), os de base mista. A predominância de petróleo de base parafínica. Este petróleo praticamente não contém asfalto em sua composição e como consequência, os óleos parafínicos gerados da sua refinação, tiveram um maior emprego na fabricação dos lubrificantes. Já os petróleos de base naftênica, apresentam uma menor quantidade de compostos parafínicos em sua composição. Os de base mista apresentam proporções razoáveis e equivalentes de parafina e asfalto. As diferenças principais entre os óleos parafínicos e naftênicos podem ser observadas, de acordo com o comportamento destes quando submetidos a alguns ensaios físico-químicos.

2.4 Aditivos

Os aditivos de lubrificantes têm a finalidade de aperfeiçoar o óleo para que melhor se adapte ao uso desejado. A aditivação é comumente feita com outros óleos de origem animal ou vegetal.

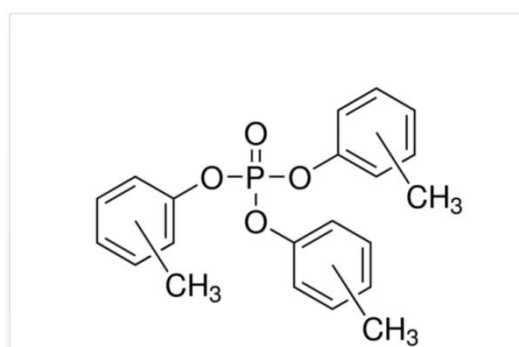
Os principais aditivos estão divididos em:

1. Detergentes/dispersantes;
2. Antioxidantes;
3. Anticorrosivos;
4. Antiespumantes;
5. Extrema pressão;
6. Aumentadores do índice de viscosidade.

2.4.1 Tritolil-fosfato - $(CH_3C_6H_4O)_3PO$

O aditivo utilizado foi o tritolil-fosfato, cuja fórmula química é $(CH_3C_6H_4O)_3PO$ e possui massa molecular igual a 368,36 kg/kmol. Seu número CAS 1330-78-5 (número de registro de um composto químico é um número único da Chemical American Society, que identifica cada composto químico). Outras Propriedade do tritolil-fosfato são: pressão de vapor = 0,03mmHg (25 °C), temperatura de autoinginição = 770 °F e densidade = 1,143 g/mL (a 25 °C).

Figura 2 – Fórmula química do Tritolil-fosfato

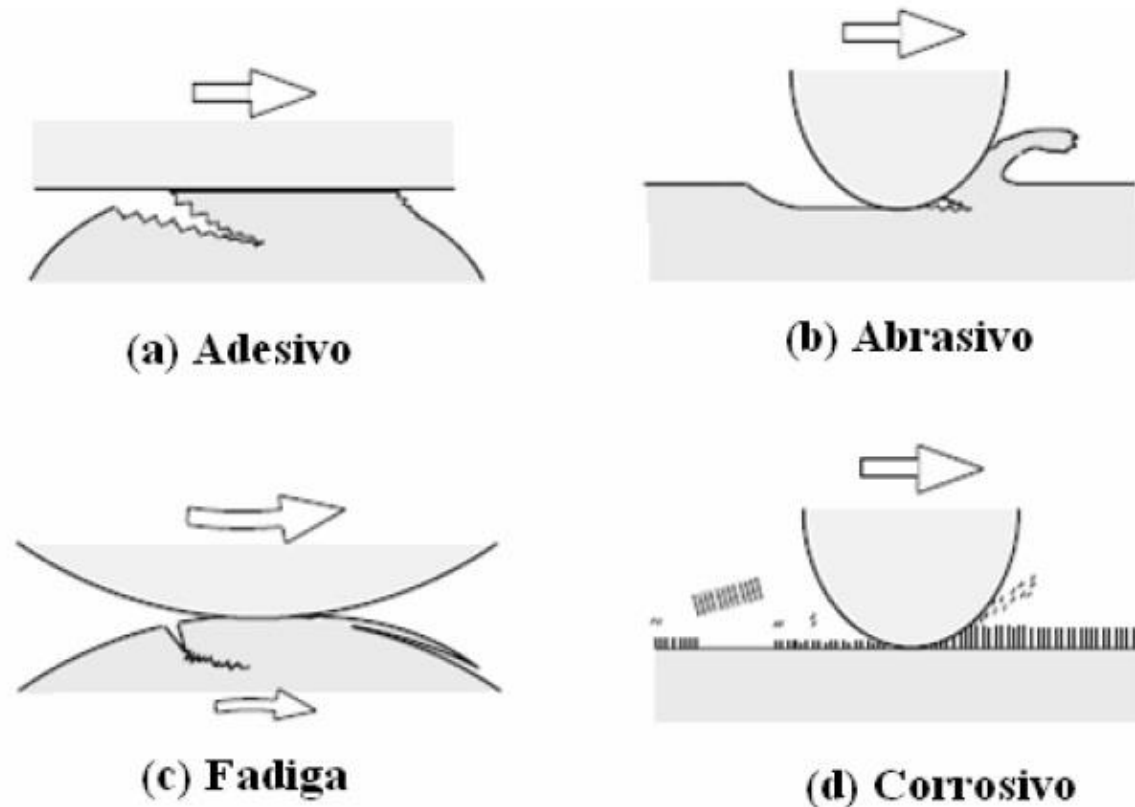


Fonte: Aldrich

2.5 Princípios Básicos de Tribologia

Um dos principais focos de estudo da tribologia é o desgaste. Tradicionalmente são aceitos quatro modos de desgaste que estão representados na Figura 3 (KATO, ADASHI 2001).

Figura 3 – Desenho esquemático dos quatro modos representativos de desgaste.



Fonte: KATO, ADASHI 2001

Segundo KATO, ADASHI 2001 o desgaste adesivo ocorre quando a adesão entre as superfícies é suficientemente forte para resistir ao deslizamento. Como resultado uma deformação plástica é causada na região de contato gerando uma trinca que pode se propagar levando à geração de um terceiro corpo e a uma transferência completa de material.

No desgaste abrasivo ocorre remoção de material da superfície. Esse desgaste ocorre em função do formato e da dureza dos dois materiais em contato (KATO, ADASHI 2001).

Quando o desgaste é ocasionado pelo alto número de repetições do movimento ele é chamado de desgaste por fadiga. (KATO, ADASHI 2001).

Ainda segundo KATO, ADASHI 2001

O desgaste corrosivo ocorre em meios corrosivos, líquidos ou gasosos. Neste tipo de desgaste são formados produtos de reação devido às interações químicas e eletroquímicas. Essas reações são conhecidas como reações triboquímicas e produzem uma intercamada na superfície que depois é removida. Os modos de desgaste podem ocorrer através de diversos mecanismos. Os mecanismos de desgaste são descritos pela consideração de mudanças complexas na superfície durante o movimento. Em geral, o desgaste ocorre através demais de um modo, portanto a compreensão de cada mecanismo de desgaste em cada modo se torna importante.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBREANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS

3.1 Introdução

O princípio de análise de vibrações está baseado na ideia de que as estruturas das máquinas, excitadas pelos esforços dinâmicos, dão sinais vibratórios cuja frequência é idêntica àquelas dos esforços que os tenham provocado; e a medida global tomada em algum ponto é a soma das respostas vibratórias da estrutura aos diferentes esforços excitadores (Wang e Williang,1995).

Levando em conta que máquinas apresentam sinais vibratórios que refletem as suas condições de funcionamento, pode-se monitorar uma máquina através de sensores posicionados em pontos diversos e com isso identificar a influência dos esforços internos que estão sendo gerados em diferentes situações.

3.2 Movimento Harmônico

Movimentos oscilatórios podem repetir-se regularmente, como no caso de um pêndulo simples, ou pode apresentar considerável irregularidade. Se o movimento for repetido a intervalos de tempo iguais, é denominado movimento periódico. O tipo mais simples de movimento periódico é o movimento harmônico (Rao, 2008).

O movimento harmônico é um tipo de movimento periódico e pode ser equacionado em 1:

$$x(t) = A \sin(\omega t + \phi) \quad (1)$$

Onde:

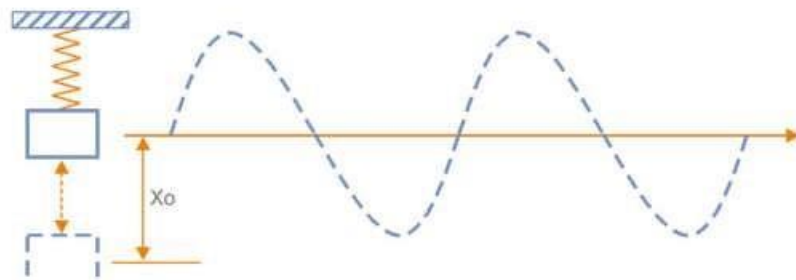
A é a amplitude do movimento

ω é a velocidade angular do movimento harmônico

ϕ é o ângulo de fase

Por meio da Figura 4 pode-se observar a representação gráfica no tempo de um movimento harmônico.

Figura 4: Movimento harmônico



Fonte: revista Mecatrônica atual (2005)

A partir da equação do movimento pode-se determinar a equação da velocidade e da aceleração pela derivada de x em relação ao tempo:

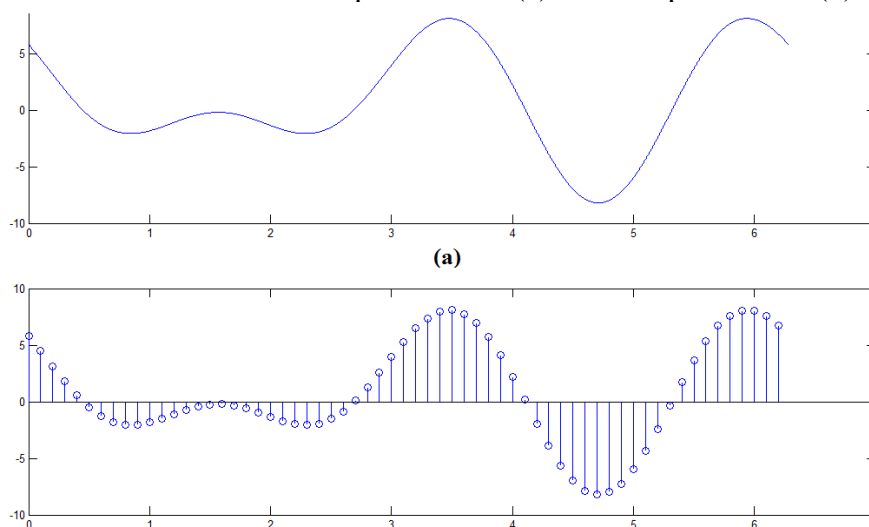
$$v = \omega A \cos(\omega t) \quad (\text{velocidade}) \quad (2)$$

$$a = -\omega^2 A \sin(\omega t) \quad (\text{aceleração}) \quad (3)$$

3.3 Amostragem

Consiste na representação de um sinal de vibração contínuo em forma de amostra de valores discretos, sendo assim uma transformação das curvas originadas pelo sinal vibratório (que são formadas por infinitos pontos) em pontos que a representam como no Gráfico 1.

Gráfico 1 - Sinal no tempo contínuo (a) e no tempo discreto (b)



Fonte: Souza (2015)

De acordo com o Teorema de Nyquist, a quantidade de amostras por unidade de tempo de um sinal, chamada taxa ou frequência de amostragem, deve ser maior que o dobro da maior frequência contida no sinal a ser amostrado, para que possa ser reproduzido integralmente sem erro de aliasing.

3.4 Aliasing

Segundo BRIGHAM, 1998 é um efeito resultante da amostragem sendo uma distorção indesejada de uma função amostrada. Ocorre quando uma função não é amostrada em uma taxa suficientemente alta, ou seja, o intervalo de amostragem é muito grande.

3.5 Janelamento

O janelamento consiste em obter um registro de um instante daquele sinal gerado continuamente, igual a uma foto, que não mostra tudo mas contém uma parte do sinal que pode ser analisado pela sua repetição dentro do tempo.

Segundo BRIGHAM, 1998 a janela retangular é o tipo de janela que é obtida naturalmente pela transformada discreta de fourrier (DFT). Geralmente, no processamento digital de sinais, a janela Hanning é a mais utilizada.

3.6 Técnicas de análise de sinal no domínio do tempo

Algumas das técnicas mais simples e difundidas de análise no domínio do tempo são Nível Global RMS (X_{rms}), Fator de Crista (F_{cr}) e Fator K.

Segundo Bezerra (2004) o valor do X_{rms} dá uma estimativa do conteúdo de energia do sinal vibratório, ele é usado para estimar a severidade de vibração proveniente da estrutura de uma máquina ou de fatores externos, sendo mais usado que a média, X_{med} (apud Mitchell, 1993).

RMS (do inglês root mean square) é a raiz do valor quadrado médio e é dado pela equação 4:

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_k^2}, \quad (4)$$

O Fator de Crista é dado pelo quociente da divisão do maior valor medido, ou maior pico (X_{pico}) pelo valor de X_{rms} , como equacionado a seguir:

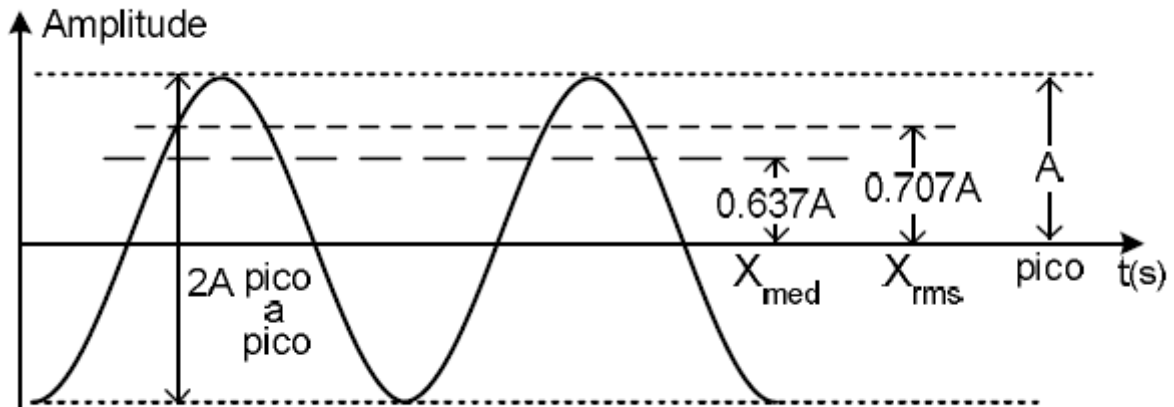
$$F_{cr} = \frac{X_{pico}}{X_{rms}}. \quad (5)$$

Já o Fator K, é o resultado da multiplicação do valor de X_{pico} pelo valor de X_{rms} .

$$F_k = X_{pico} X_{rms} \quad (6)$$

Na Figura 6, pode-se observar a relação existente entre média, pico e valor rms e a amplitude de um sinal senoidal.

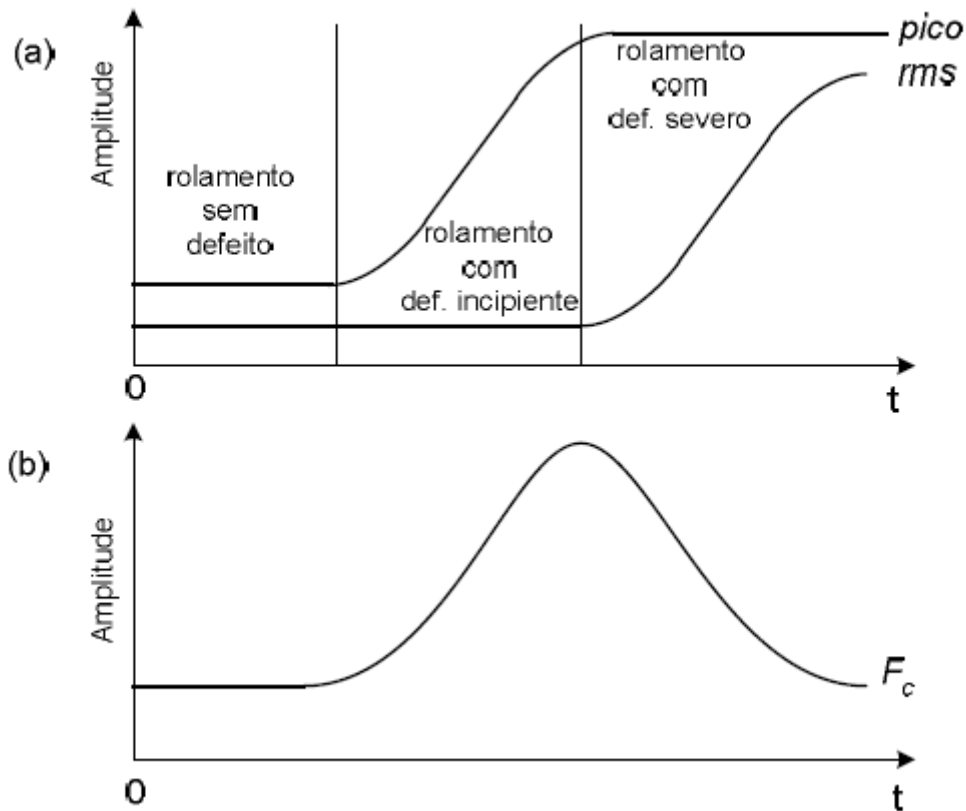
Figura 6 - Relação entre média, pico e valor rms e a amplitude de um sinal senoidal.



Fonte: Bezerra (2004)

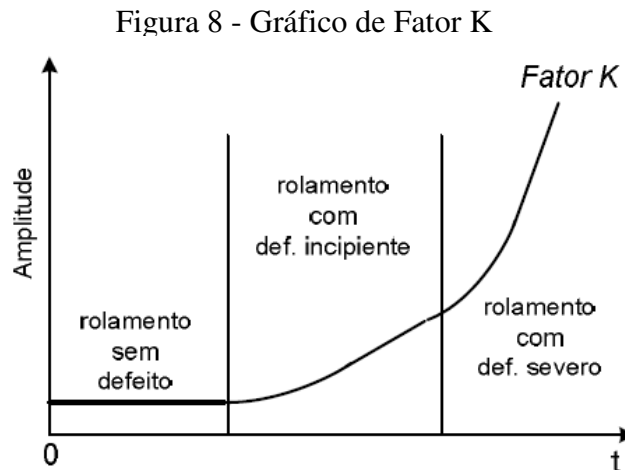
Os fatores RMS e de crista têm valores diferentes para diferentes condições de funcionamento de uma máquina, a exemplo de uma avaria em um rolamento. Na Figura 7 observa-se o comportamento desses dois fatores para diferentes níveis de avaria em um rolamento.

Figura 7 - (a) Pico e Fator RMS (b) Fator de Crista



Fonte: Bezerra (2004)

Da mesma forma, o fator K se comporta diferente frente a um defeito na máquina, a Figura 8 ilustra o comportamento da curva de amplitude do valor desse fator quando um rolamento de uma máquina esta submetida a diferentes níveis de defeito.

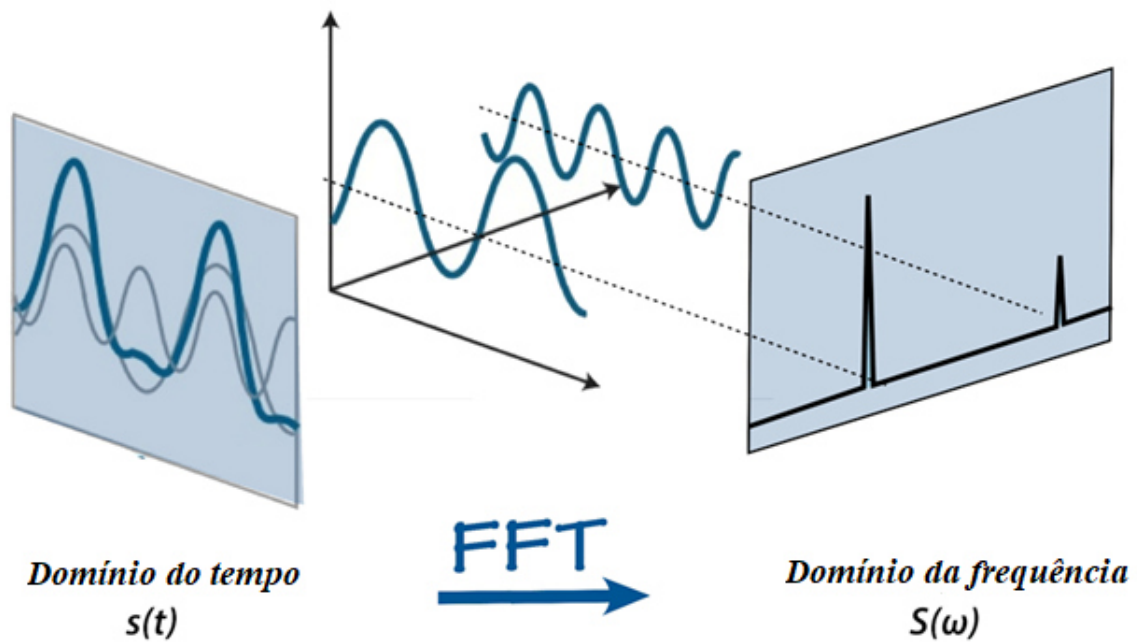


3.7 Série de Fourier como técnicas de análise no domínio da frequência

Série de Fourier é, basicamente, uma forma de representar funções como séries infinitas de senos e cossenos, também chamadas de senóides. Funções desse tipo possuem frequência e esse é o ponto usado para se conseguir transformar um gráfico de amplitude contra tempo em um gráfico de amplitude contra frequência. Tomando-se o primeiro gráfico, de amplitude pelo tempo, formando um plano, o eixo da frequência estará perpendicular a esse plano e para se obter um gráfico plano da amplitude contra o tempo usa-se a Transformada Rápida de Fourier (FFT, do inglês *Fast Fourier Transform*).

Na Figura 9 está representado o gráfico em três dimensões formados pelo eixo da amplitude com o tempo e com a frequência.

Figura 9 - Relação Tempo-Frequência pela Transformada de Fourier.



Fonte: Site leightonzhang - modificado pelo autor

A transformada de Fourier de uma função $f(x)$ é definida como:

$$F(x) = \int_{-\infty}^{\infty} [f(x)e^{-i\omega t}] dt \quad (7)$$

Onde:

i é a raiz quadrada de uma unidade negativa ($\sqrt{-1}$)

ω é a frequência angular

t é o tempo

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DOS SINAIS

4.1 Introdução

O sinal vibratório é obtido por um acelerômetro e transmitido até um amplificador condicionador de sinais que transforma os dados de forma a possibilitar a leitura pelo o osciloscópio que permite visualizar graficamente os sinais elétricos que chegam até ele. Depois esses dados são captados pelo computador que possibilita, através de software gráfico, desenvolver o resultado final que se necessita para análise. A Figura 10 ilustra o diagrama esquemático do caminho do sinal desde a aquisição até gerar um dado que possa ser lido.

Figura 10 - Instrumentação da aquisição de sinais

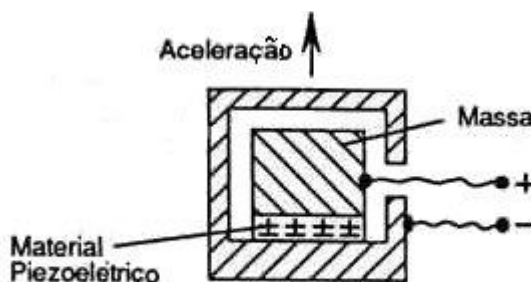


Fonte: Elaborado pelo autor

4.2 Acetelômetro

É um transdutor de energia, ou seja, transforma um tipo de energia em outro, convertendo a energia oscilatória da vibração em sinais elétricos. Seu princípio de funcionamento está nas descargas elétricas geradas quando seus discos pizoelétricos são comprimidos um em direção ao outro como consequência da inércia da superfície frente à aceleração gerada quando o aparelho vibra. Na Figura 11 está representado esquematicamente um acetelômetro.

Figura 11 - Representação de um acetelômetro pizoelétrico



Fonte: SEARA da Ciência UFC

4.3 Condicionador de sinais

É o responsável pelo tratamento do sinal coletado no transdutor, fazendo a amplificação da tensão elétrica obtida do acelerômetro já que essa é muito pequena e o osciloscópio necessita de uma faixa maior de tensão.

4.4 Osciloscópio

De acordo com Largo (2007), um sistema de conversão Analógico/Digital, neste caso o osciloscópio, converte o sinal analógico de saída do condicionador em um sinal digital. O condicionamento do sinal neste sistema pode incluir amplificação, filtragem, aplicações diferenciais, isolamento, amostragem simultânea e retenção, conversão corrente-voltagem, conversão voltagem-frequência, linearização e outros. Além disso, o osciloscópio permite visualizar graficamente os sinais elétricos que nele chegam.

4.5 Software de aquisição

Juntamente com o computador, é parte indispensável do processo, pois está ligado à parte numérica do tratamento dos dados, ou seja, através de cálculos com equações nele programadas transforma os dados que até então eram apenas números difíceis de analisar e interpretar em gráficos e resultados para análise final. O software utilizado foi o MATLAB[®](MATrixLABoratory) que é um software interativo de alta performance voltado para o cálculo numérico. O MATLAB integra análise numérica, cálculo com matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos em ambiente fácil de usar, onde problemas e soluções são expressos somente como eles são escritos matematicamente, ao contrário da programação tradicional. Seu uso na aquisição de sinais é de importância para a geração de gráficos que representem, da forma mais exata possível, os sinais vibracionais adquiridos. Com ele, é possível fazer a correta conversão dos dados de tempo para o domínio da frequência pelo uso da função FFT, organizar os dados de tensão de forma que representem corretamente a amplitude do movimento e plotar os dados transformados em um gráfico bastante representativo.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

5.1 Equipamentos utilizados

Foi utilizado um acelerômetro de eixo único, que capta a aceleração em apenas um eixo. Na Figura 12 está representado o sensor utilizado, de marca/modelo Brüel & Kjaer 4372.

Figura 12 -Acelerômetro



Fonte: Elaborado pelo autor

Utilizou-se um condicionador de sinais que está representado na Figura 13, de marca/modelo Brüel & Kjaer 2635.

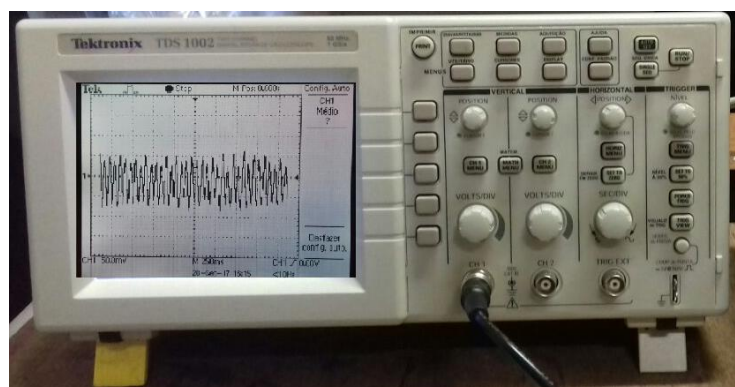
Figura 13 -Condicionador de Sinais



Fonte: Elaborado pelo autor

Utilizou-se também um osciloscópio de 2 canais usado nos ensaios de marca/modelo Tektronix TDS 1002 2 Channels, que pode ser visto Na Figura 14.

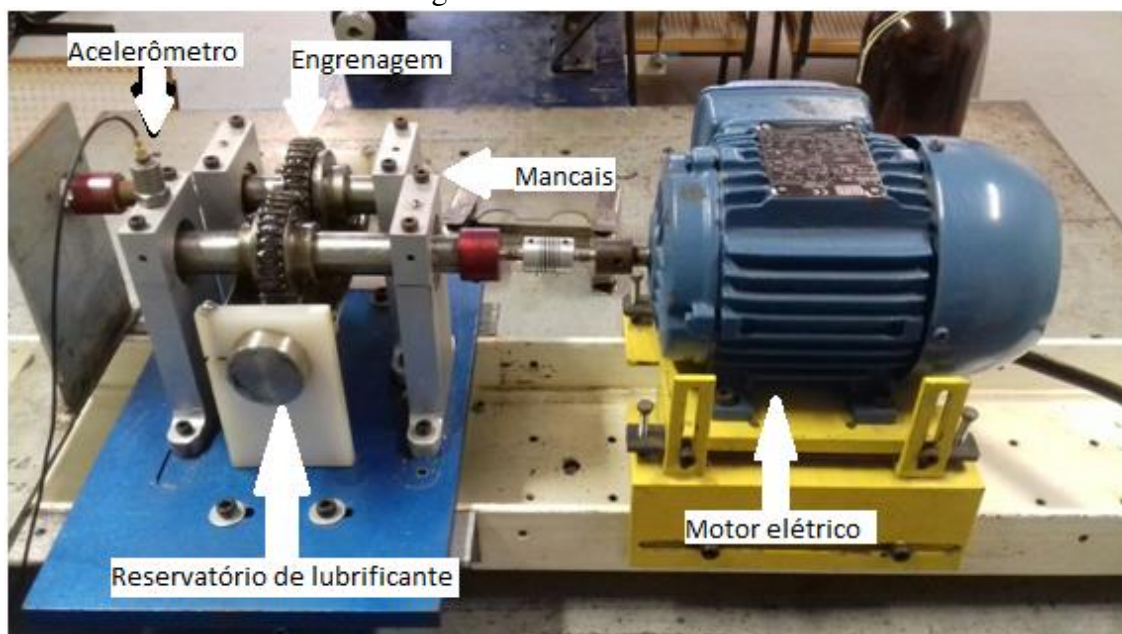
Figura 14 -Osciloscópio



Fonte: Elaborado pelo autor

A bancada de ensaios com a qual se fez todos os ensaios está representada na Figura 15 com seus elementos discriminados.

Figura 15 - Bancada de ensaios



Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura 16 está representado o variador de frequência utilizado para determinar a exata frequência de rotação do motor.

Figura 16 -Variador de Frequência



Fonte: Elaborado pelo autor

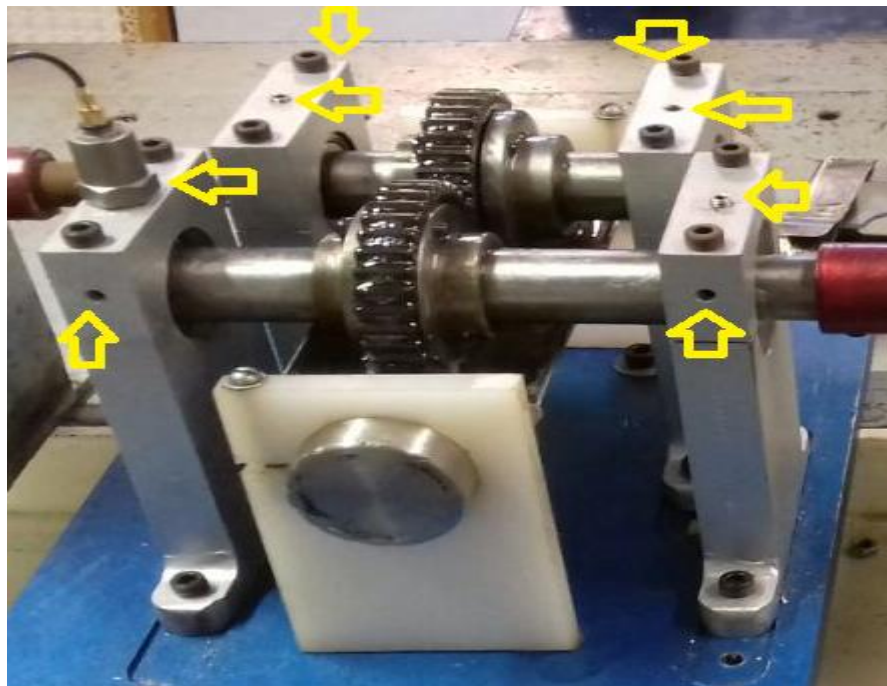
5.2 Descrição do trabalho realizado

Para os ensaios utilizou-se a bancada apresentada na Figura 15, que consiste em um motor com frequência controlada que faz girar um eixo, apoiado em dois mancais, com uma engrenagem fixada e engrenada com outra idêntica.

Para este trabalho foram feitos, primeiramente, testes que possibilitaram uma aquisição de sinal para verificar o ponto de maior vibração a ser usado como ponto de medição dos testes posteriores. A verificação foi feita por meio da aquisição de dados vibratórios nos vários pontos com o objetivo de gerar, através da Transformada Rápida de Fourier (FFT), gráficos de amplitude de vibração pelo tempo. Esses testes foram realizados com o motor girando numa frequência de 21Hz e depois comparou-se os gráficos afim de descobrir aquele que obteve o maior pico de vibração, ou seja, a maior amplitude.

Na Figura 17 estão representados os pontos em que o acelerômetro foi fixado por parafusamento para medir a vibração em cada um dos quatro mancais com a finalidade de descobrir o ponto de maior vibração.

Figura 17 - Locais de posicionamento do acelerômetro

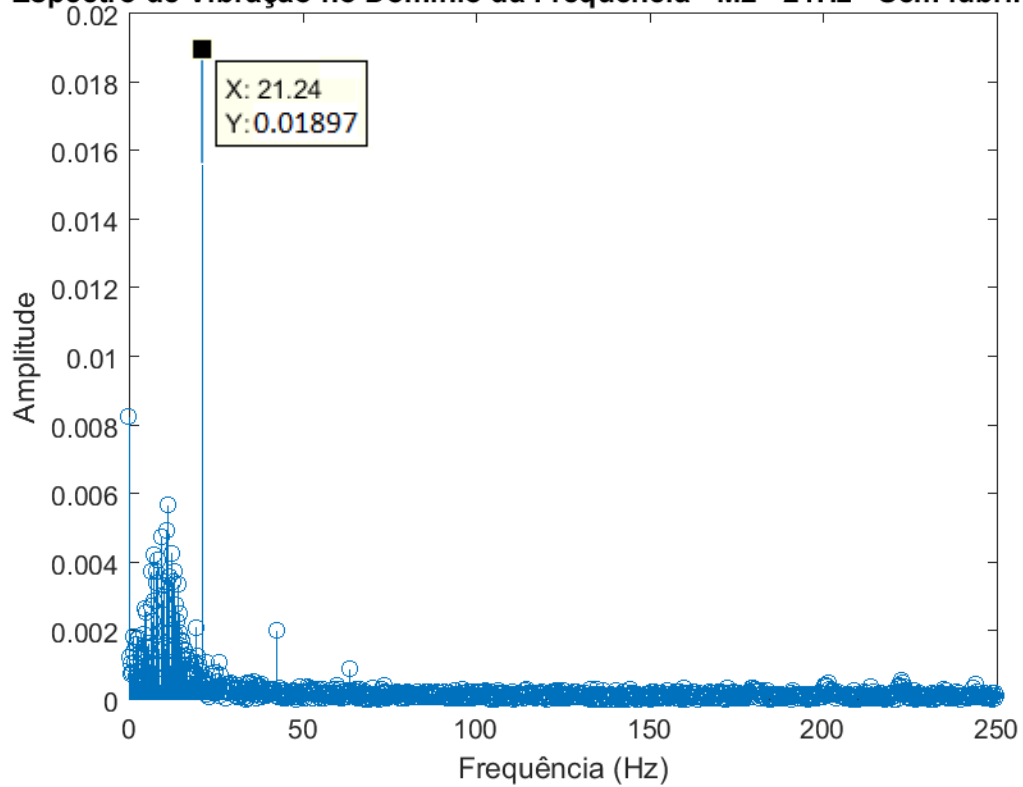
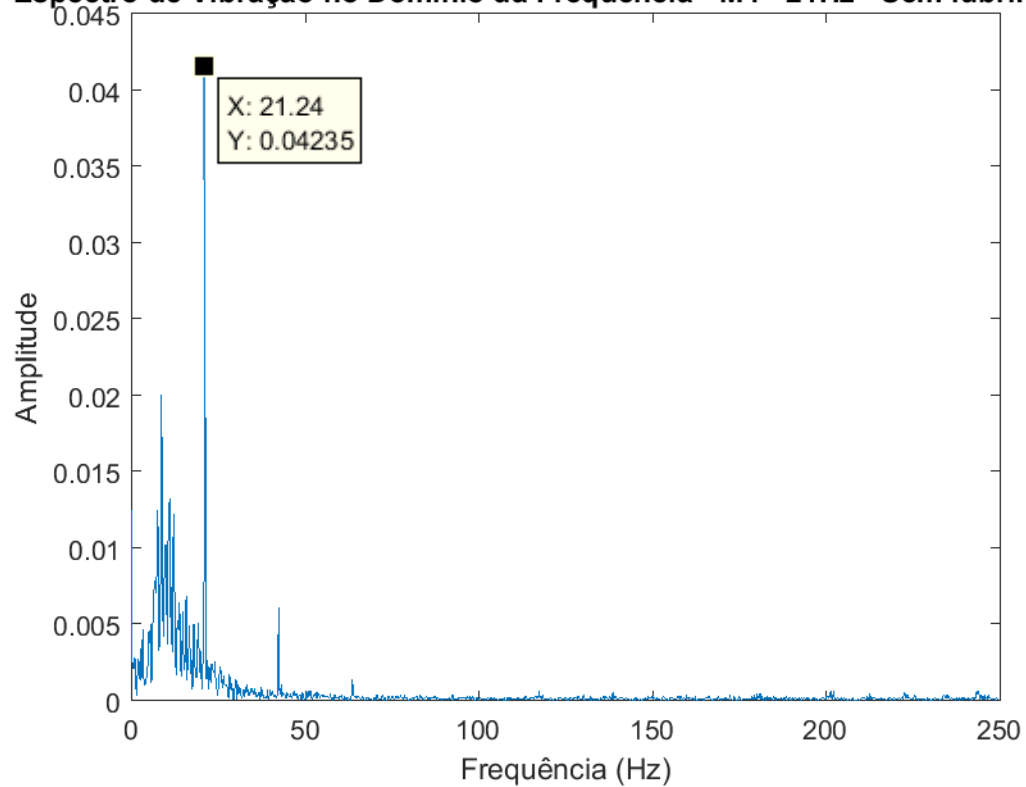


Fonte: Elaborado pelo autor

O ponto de maior vibração foi detectado no mancal 4 onde encontra-se fixado o acelerômetro na Figura 17, o que já se era esperado pois foi a única posição na qual a vibração causou o desparafusamento do acelerômetro depois de um tempo.

O Gráfico 1 mostra o resultado da aquisição de sinais inicial para determinar o ponto de maior vibração a ser utilizado em todo o restante do estudo (estão representados os dois pontos de maiores vibrações).

Gráfico 1 - Gráficos gerados no MATLAB por meio da FFT

Espectro de Vibração no Domínio da Frequência - M2 - 21Hz - Sem Lubrificação**Espectro de Vibração no Domínio da Frequência - M4 - 21Hz - Sem Lubrificação**

Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se notar que o mancal 4 (M4) possui seu maior pico de vibração em uma amplitude um pouco maior que 0,04 já o macal 2 (M2), que foi o segundo mais vibrante, possui seu ponto máximo em menos de 0,02

Após descoberto o melhor local para aquisição dos dados com base na vibração mais intensa foi-se fazendo aquisição de dados para as seguintes frequências de rotação do motor: 6.9Hz, 14.1Hz, 21Hz, 27.9Hz, 35.1Hz, 41.9Hz, 49.1Hz, 55.9Hz.

Para estas frequências foi feita a aquisição de sinais com o engrenamento sem óleo lubrificante, com óleo lubrificante (naftênico hidrogenado) NH-140 puro e com óleo lubrificante NH-140 misturado com o aditivo Tritolil-fosfato - $(\text{CH}_3\text{C}_6\text{H}_4\text{O})_3\text{PO}$ a 5% e 10% de massa.

Cada ensaio foi realizado duas vezes para se garantir a repetição das aquisições feitas. Fez-se ainda um terceiro ensaio para aqueles que divergiram em valores adquiridos nas duas medições pré-estabelecidas com a finalidade de eliminar o ensaio com resultado anormal.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após a realização dos ensaios, fez-se algumas tabelas com os valores referentes aos fatores RMS, K e de CRISTA referentes a cada frequência analisada e depois foi feita a média dos valores, bem como calculado o desvio padrão para se ter dados mais condensados que pudessem ser analisados. Na tabela 1, pode-se observar a média dos valores obtidos nos ensaios para cada frequência em cada lubrificação.

Tabela 1: Média dos valores de dois ensaios de Fator RMS para cada tipo de lubrificação.

Fator RMS				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	0,6598	0,0383	0,0235	0,0253
14.1Hz	0,0344	0,0219	0,0224	0,0231
21Hz	0,0997	0,0237	0,0205	0,0211
27.9Hz	0,1088	0,0251	0,0262	0,0281
35.1Hz	0,1106	0,0544	0,0544	0,0572
41.9Hz	0,0760	0,0629	0,0646	0,0648
49.1Hz	0,0658	0,0618	0,0735	0,0911
55.9Hz	1,4303	0,0954	0,0968	0,0654

Fonte: Elaborado pelo autor

A tabela 2 contém os valores do desvio padrão dos dois valores de fator RMS obtidos para cada frequência em cada tipo de lubrificação.

Tabela 2: Desvio padrão dos valores de dois ensaios de Fator RMS para cada tipo de lubrificação.

Fator RMS				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	0,0003	0,0004	0,0028	0,0007
14.1Hz	0,0016	0,0004	0,0001	0,0002
21Hz	0,0007	0,0000	0,0006	0,0012
27.9Hz	0,0015	0,0011	0,0024	0,0014
35.1Hz	0,0008	0,0006	0,0044	0,0086
41.9Hz	0,0000	0,0003	0,0095	0,0099
49.1Hz	0,0003	0,0004	0,0117	0,0381
55.9Hz	0,0496	0,0006	0,0500	0,0113

Fonte: Elaborado pelo autor

Como se pode observar, o fator RMS teve uma grande diminuição no valor comparando-se a aquisição sem lubrificante e com lubrificante, mas entre os valores adquiridos com diferentes concentrações de aditivo não se pode notar isso, já que os valores permaneceram bem parecidos.

Fazendo-se uma comparação da redução percentual, observa-se que a maior diminuição deste fator ocorreu na frequência de 55,9Hz na qual observou-se uma redução média de 94% entre o sistema seco e lubrificado, como mostra a Tabela 3.

Tabela 3 – Comparação da redução percentual do fator RMS

Fator RMS				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	-	94%	96%	96%
14.1Hz	-	39%	37%	35%
21Hz	-	76%	79%	80%
27.9Hz	-	76%	78%	75%
35.1Hz	-	51%	54%	54%
41.9Hz	-	18%	24%	24%
49.1Hz	-	7%	1%	3%
55.9Hz	-	93%	91%	96%

Assim como o fator rms, o fator de crista também teve uma grande diminuição no valor comparando-se a aquisição sem lubrificante e com lubrificante. Também nada se pode afirmar sobre os valores adquiridos com diferentes concentrações de aditivo, já que os valores permaneceram bem parecidos.

A tabela 4 traz os valores do desvio padrão das duas aquisições de sinais, trazendo valores muito baixos de desvio, pode-se perceber a lisura dos resultados obtidos.

Tabela 4 - Desvio padrão dos valores de dois ensaios de Fator de Crista para cada tipo de lubrificação.

Fator de Crista				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	0,0008	0,0001	0,1277	0,2411
14.1Hz	0,0020	0,0012	0,1048	0,1161
21Hz	0,0006	0,0756	0,2821	0,2406
27.9Hz	0,0079	0,0033	0,2716	0,0439
35.1Hz	0,0028	0,0634	0,3148	0,0691
41.9Hz	0,0024	0,0141	0,2114	0,0020
49.1Hz	0,0021	0,0045	0,4008	0,0856
55.9Hz	0,0086	0,8941	0,9436	0,7512

Fonte: Elaborado pelo autor

Já a tabela 5 contém os valores médios das duas aquisições para cada frequência e tipo de lubrificação.

Tabela 5 - Média dos valores de dois ensaios de Fator de Crista para cada tipo de lubrificação.

Fator de Crista				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	3,0900	1,6560	1,0769	0,9015
14.1Hz	2,3133	1,0023	0,8234	0,5937
21Hz	3,2257	1,2095	0,5968	0,7678
27.9Hz	2,3200	1,2000	1,1189	1,5100
35.1Hz	3,1251	1,4963	1,4261	1,3908
41.9Hz	2,6345	1,6797	1,7381	1,6991
49.1Hz	3,2113	2,8681	2,5943	2,3388
55.9Hz	2,6630	3,9300	3,9097	3,4315

Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se, a partir da tabela 6 que traz os valores de redução percentual, que a maior diminuição deste fator ocorreu na frequência de 21Hz na qual observou-se uma redução média de 67% entre o sistema seco e lubrificado.

Tabela 6 – Comparação da redução percentual do fator de Crista.

Fator de Crista				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	-	46%	59%	60%
14.1Hz	-	57%	71%	67%
21Hz	-	66%	69%	66%
27.9Hz	-	48%	36%	38%
35.1Hz	-	55%	40%	52%
41.9Hz	-	37%	23%	36%
49.1Hz	-	11%	2%	23%
55.9Hz	-	0%	4%	11%

Fonte: Elaborado pelo autor

Da mesma forma, o fator K também teve uma grande diminuição no valor comparando-se a aquisição sem lubrificante e com lubrificante. Também nada se pode afirmar sobre os valores adquiridos com diferentes concentrações de aditivo, já que os valores permaneceram bem parecidos. A tabela 7 traz os valores médios das duas aquisições para cada frequência e tipo de lubrificação.

Tabela 7 - Média dos valores de dois ensaios de Fator K para cada tipo de lubrificação.

Fator K				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	1,3432	0,0023	0,0007	0,0007
14.1Hz	0,0032	0,0004	0,0004	0,0004
21Hz	0,0325	0,0006	0,0003	0,0004
27.9Hz	0,0276	0,0008	0,0009	0,0012
35.1Hz	0,0385	0,0047	0,0048	0,0048
41.9Hz	0,0154	0,0064	0,0078	0,0073
49.1Hz	0,0149	0,0108	0,0154	0,0231
55.9Hz	5,5937	0,0349	0,0412	0,0132

Fonte: Elaborado pelo autor

A tabela 8 contém os valores de desvio padrão dos valores obtidos de fator K.

Tabela 8 - desvio padrão dos valores de dois ensaios de Fator K para cada tipo de lubrificação.

Fator K				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	0,0044	0,0004	0,0002	0,0002
14.1Hz	0,0004	0,0000	0,0000	0,0001
21Hz	0,0009	0,0000	0,0001	0,0001
27.9Hz	0,0007	0,0000	0,0000	0,0001
35.1Hz	0,0003	0,0008	0,0001	0,0012
41.9Hz	0,0003	0,0001	0,0014	0,0022
49.1Hz	0,0012	0,0001	0,0028	0,0134
55.9Hz	0,2131	0,0022	0,0374	0,0076

Fonte: Elaborado pelo autor

A maior diminuição do fator K ocorreu na frequência de 21Hz na qual observou-se uma redução média de 99,89% entre o sistema seco e lubrificado. Um valor bem expressivo que pode ser explicado pela diminuição do valor de pico que foi utilizado em uma multiplicação para se chegar ao fator k. A tabela 9 ilustra esses valores de redução do fator K.

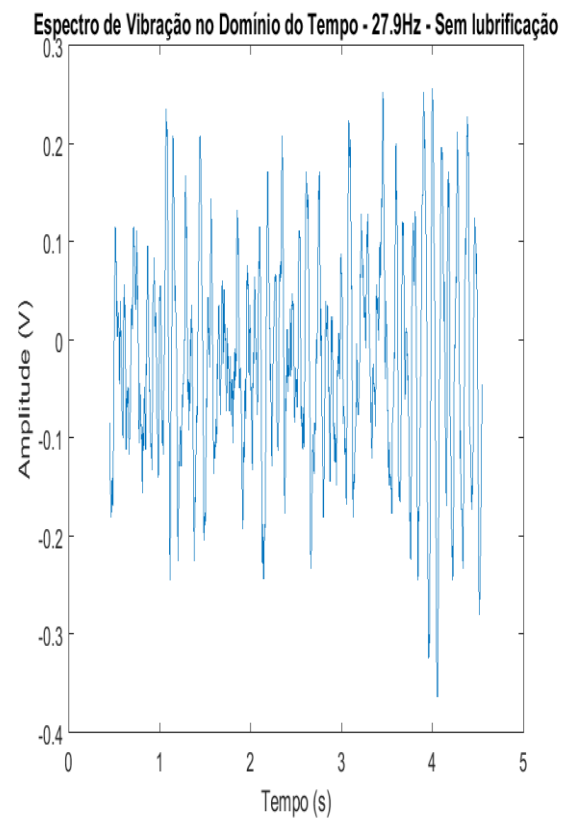
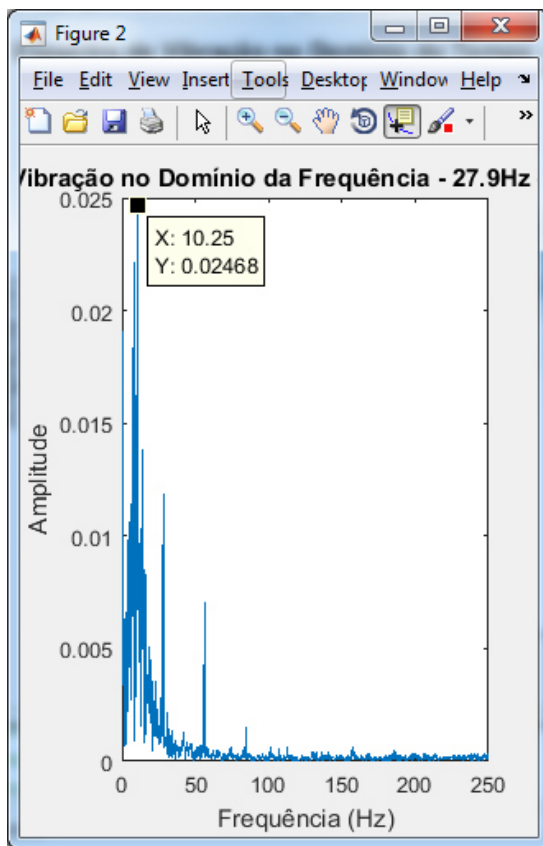
Tabela 9 – Comparação da redução percentual do fator K

Fator K				
Frequência	Sem Lubrificação	Lubrificação NH-140	Lubrificação NH-140 (+5% Aditivo)	Lubrificação NH-140 (+10% Aditivo)
6.9Hz	-	100%	100%	100%
14.1Hz	-	84%	88%	86%
21Hz	-	98%	99%	99%
27.9Hz	-	97%	97%	96%
35.1Hz	-	89%	87%	90%
41.9Hz	-	57%	55%	63%
49.1Hz	-	23%	4%	3%
55.9Hz	-	99%	99%	100%

Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se comparar também os resultados gráficos obtidos no estudo. No gráfico 2 pode-se observar os gráficos de vibração no domínio da frequência e vibração no domínio do tempo na frequência de 27.9Hz gerados durante os ensaios para o sistema não lubrificado. Pode-se perceber um pico de amplitude em torno de 0,025 em um gráfico que representa grande sinal vibratório pela quantidade de picos nas diferentes frequências de vibrações.

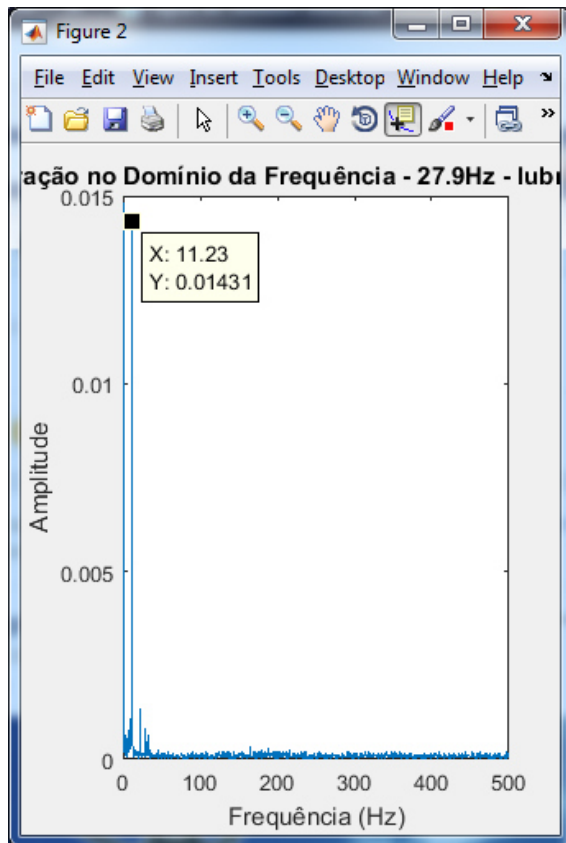
Gráfico 2 –Espectro de vibração no domínio da frequência e do tempo para sistema sem lubrificação



Fonte: Elaborado pelo Elaborado pelo autor

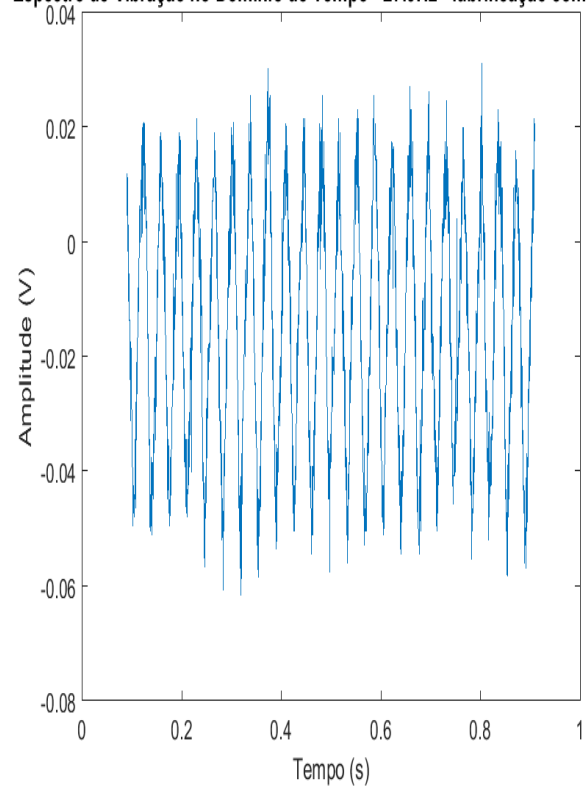
Analisando-se os mesmos tipos de gráficos para o sistema lubrificado, pode-se notar, no gráfico 3 um sinal mais limpo e com picos de menor intensidade (sendo o máximo próximo de 0,015 o que representa uma redução de 40% em relação ao sistema não lubrificado), além de um sinal mais uniforme. Quando analisado o gráfico no domínio do tempo.

Gráfico 3 – Espectro de vibração no domínio da frequência e do tempo para sistema lubrificado



Fonte: Elaborado pelo autor

Espectro de Vibração no Domínio do Tempo - 27.9Hz - lubrificação com NH-14



7 CONCLUSÃO

O óleo lubrificante usado na bancada que simula o uso de engrenagens por máquinas rotativas reduziu consideravelmente a vibração do sistema, especialmente no que tange a energia dessa vibração, fazendo assim com que o sistema ficasse menos ruidoso, já que tem-se menos sinais de efeitos dissipativos ao usar o óleo.

O uso de aditivo para fins de avaliar o efeito tribológico nessa transmissão de movimento por engrenagens não mostrou resultados, visto que os sinais de vibração analisados continuaram muito idênticos ao uso de óleo sem aditivo. Os valores dos indicadores analisados (RMS, Fator K e Fator de Crista) oscilaram muito entre diminuição e aumento de seus valores quando comparados os sinais do sistema com óleo com diferentes níveis de aditivo (pouca variação e aleatória sem formar um padrão), sendo assim não se pode concluir que o aditivo faça diferença nos padrões observados. Já o uso de lubrificante em comparação com o sistema sem óleo, mostrou uma redução de até 96% no valor do fator RMS que está diretamente ligado com a quantidade de energia da vibração.

Pelas técnicas de análise de fatores RMS, K e de Crista notou-se, no presente trabalho que o uso de lubrificante no sistema estudado é muito útil. Porém o uso de aditivo no lubrificante foi indiferente, já que em algumas medições o sistema com óleo aditivado se mostrou mais vibrante e em outras o sistema se mostrou menos vibrante em comparação com o sistema lubrificado com óleo puro. Através desses métodos conseguiria-se identificar, por exemplo o uso ou não da lubrificação, no caso de um acompanhamento no nível de óleo, mas não seria útil para identificar o uso de aditivo no lubrificante, já que esses fatores não se alteraram significativamente com a adição de até 10% do tritolil-fosfato.

BIBLIOGRAFIA

ALMEIDA, R. G. T. **Estudo da relação entre viscosidade do lubrificante e vibração em uma caixa de engrenagens.** 2006. Dissertação (mestrado) –Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, São Paulo, 2006.

BEZERRA, R. A. **Detecção de falhas em rolamentos por análise de vibração.** 2004. Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, 2004.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas.** Revisor Técnico José Juliano de Lima Júnior; Tradução Arlete Simille. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009. 404 p.

SILVA IRMÃO, M. A.; SILVA, A. A. **Comparação de representações conjuntas tempo – frequência aplicadas na análise de falhas em sistemas engrenados.**

LAGO, D. F. **Manutenção de redutores de velocidade pela integração das técnicas preditivas de análise de vibrações e análise de óleo lubrificante.** Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos Sólidos, 2007.

JOST, H. P., 1990, “**Tribology-originand future**”, Wear, v.136, pp.1-17.

KATO, K. Adachi, K., 2001, “Wear Mechanisms”, **Modern tribology handbook**, Ed. CRC Press LLC Vol.2.

AFFONSO, Luiz Otávio Amaral. **Equipamentos mecânicos: análise de falhas e solução de problemas.** 3. ed. [S. l.]: Qualitymark, 2012. 408 p.

BRIGHAM, E. Oran. **The fast Fourier transform and its applications.** Upper Saddle River, NJ 07458: Prentice-Hall, 1988. 448 p. (SignalProcessing Series).

OPPENHEIM, Alan V.; WILLSKY, Alan S.; NAWAB, S. Hamid. **Sinais e sistemas.** 2. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2010. 592 p. Título original: **Signals & systems.**

TAYLOR, James I. **The vibration analysis handbook: a practical guide for solving rotating machinery problems.** [S. l.]: Vibration Consultants, Inc, 1994. 360 p.

GOLDMAN, Steve. **Vibration spectrum analysis: a practical approach.** 2 nd ed. West Nyack, NY 10994: Industrial Press Inc., 1999. 331 p.

FEITOSA, D. L. **análise de falhas em engranagens através de sinais Vibratórios.**(Monografia) – Universidade Federal Do Ceará 2016.

DE SOUSA, N. P. S. **Detecção de falhas em engrenagens através de sinais a utilização das análises espectral e cepstral através de sinais cepstral.** (Monografia) – Universidade Federal Do Ceará 2015.