



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

HANDERSON RODRIGUES

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FATOR DE RECOBRIMENTO NA DETECÇÃO DE
FALHAS EM ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS**

FORTALEZA

2018

HANDERSON RODRIGUES

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FATOR DE RECOBRIMENTO NA DETECÇÃO DE
FALHAS EM ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.

FORTALEZA

2018

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)

R613e Rodrigues, Handerson.

Estudo da influência do fator de recobrimento na detecção de falhas em engrenagens por análise de sinais vibratórios / Handerson Rodrigues. – 2018.
50 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.

Orientação: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.

1. Engrenagens . 2. Vibração . 3. Mecânica. 4. Análise de sinais . 5. Manutenção Preditiva. I. Título.
CDD 620.1

HANDERSON RODRIGUES

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FATOR DE RECOBRIMENTO NA DETECÇÃO DE
FALHAS EM ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

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

Profa. Dra. Maria Aleksandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará (UFC)

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

A Deus, para quem sempre confio meu destino.

A Maria, minha mãe, minha família e amigos
que, me incentivaram nos diversos projetos
acadêmicos e pessoais.

Ao professor Roberto, orientador desse
trabalho, pela assistência durante minha vida
acadêmica.

AGRADECIMENTOS

A Deus, que me guia na vida.

À minha mãe, Maria Rodrigues Almeida, e minha família que, tornaram possível toda a minha formação e foram os exemplos para a minha vida.

Ao professor Dr. Roberto de Araújo Bezerra, que desde o meu primeiro ano de faculdade me acompanhou, incentivou e confiou no meu desenvolvimento.

Aos professores Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha e Dr. Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho por todas suas contribuições e lições na minha vida acadêmica.

Aos membros do Laboratório de Vibrações Mecânicas da UFC pelos trabalhos que desenvolvemos durante esses anos. Em especial para Ana Leticia Teles, Edilberto Kallel Gibson, Haroldo Carothers Filho, José Augusto Ripardo e Raiane Costa de Oliveira por todo o auxílio durante a realização desse trabalho.

Ao PET da Engenharia Mecânica da UFC, ao Centro Acadêmico da Engenharia Mecânica e à Diferencial Jr que me possibilitaram diversas oportunidades de aprendizado e ajudaram no desenvolvimento das habilidades nas áreas de ensino, pesquisa, extensão e gestão.

A Augusto Adolfo Salgado, Bruno Lemos Cesar, Cecília Mesquita, Francisco Lucas Alves, Lucas Mesquita Moreno, Raiane Costa de Oliveira e Tito Lívio pelas experiências compartilhadas.

Aos meus colegas da Companhia Siderúrgica do Pecém pelo conhecimento compartilhado durante o estágio, em especial ao Edevaldo Sela, Afonso Segundo, Calebe Dantas, Emerson Martins, Gederson Silva, Gilberto Júnior, Gilberto Nascimento, Isadora Machado, João Lúcio, Levi Pio, Lucas Pereira, Marcio Tavares, Renato Braga e Sidney Tenório.

A todos que se sentirem injustiçados por não serem citados nesse momento. Compartilhamos sorrisos, desesperos e histórias que não esquecerei.

“Procure sempre fazer as coisas do modo mais simples que você puder.”

(Albert Einstein)

RESUMO

A manutenção planejada vem ganhando espaço, pois proporciona ganho de competitividade às empresas, diminuindo o tempo e quantidade de intervenções. A análise de vibrações é uma importante técnica desse tipo de manutenção, sendo responsável pela identificação e determinação de falhas. Este trabalho teve como objetivo principal identificar a influência do fator de recobrimento com algumas falhas em engrenagens por meio da análise de sinais vibratórios. Com essa finalidade, realizaram-se testes em uma bancada com par engrenado que possibilitou a indução de folga, desalinhamento, desgaste e quebra de dente. Para a análise dos sinais vibratórios adquiridos, utilizou-se um programa desenvolvido na plataforma MATLAB® que implementa as técnicas estatísticas de RMS, fator de crista e curtose, bem como a análise espectral através da FFT. O aumento na degradação do fator de recobrimento produziu sinais vibracionais com valores de RMS entre 11 e 80 vezes maiores que a condição de referência, valores de fatores de crista entre dois e três, e baixa variação na curtose. Valores mais expressivos para as técnicas estatísticas e comportamentos mais próximo dos espectros de vibrações são esperados em testes realizados com aplicação de cargas no sistema engrenado.

Palavras-chave: Engrenagens. Vibração Mecânica. Análise de sinais. Manutenção Preditiva.

ABSTRACT

Preventive maintenance is gaining space, since it provides gain of competitiveness as companies, reducing the time and the quantity of interventions. A vibration analysis is a process of maintenance, being responsible for the identification of the faults. This work has as main factor the failure of gears by means of the analysis of vibratory signals. For this purpose, we performed tests on a bench with the purpose of achieving an induction of slack, misalignment, wear and breaking tooth. For an analysis of the acquired vibratory signals, a program developed in the MATLAB® platform was implemented the techniques of RMS, crest factor and kurtoses, as well as a spectral analysis through the FFT. The increase in the production factor degradation produced vibrational changes with RMS values between 11 and 80 times higher than the reference condition, values of crest factors between two and three, and the low variation in kurtosis. More expressive values for the statistical techniques and a behavior closer to the vibration spectra are expected in tests performed with the application of stresses in the gears.

Keywords: Gears. Mechanical Vibration. Signal analysis. Predictive Maintenance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Gráfico de Severidade ISO 10816-3.....	18
Figura 2 – Principais marcos na evolução da análise de vibrações.....	19
Figura 3 – Componentes de um sistema de aquisição de dados.....	20
Figura 4 – Representação dos principais tipos de sensores para análise de vibrações	21
Figura 5 – Fluxograma do processamento de sinais para detecção em falhas de engrenagens	23
Figura 6 – Análise espectral	25
Figura 7 – Nomenclatura do dente de engrenagem reta	26
Figura 8 – Região de engrenamento.....	27
Figura 9 – Fases de Montagem	28
Figura 10 – Efeito da folga	31
Figura 11 – Rupturas de dente de engrenagens	33
Figura 12 – Pite no dedendo de uma engrenagem helicoidal	34
Figura 13 – Contaminação do óleo por partículas duras	34
Figura 14 – Bancada de testes de um par de engrenagens	35
Figura 15 – Degradação progressiva de um dente da coroa.....	36
Figura 16 – Medição do desalinhamento	36
Figura 17 – Bancada de acionamento e Bancada de Par de Engrenagens	37
Figura 18 – Diagrama de blocos do amplificador.....	39
Figura 19 – Comportamento da curtose.....	41

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Assinatura de vibração para a condição de referência (0,12 mm de folga, 0% de desalinhamento e dentes sem defeitos).....	43
Gráfico 2 – Espectro de vibração em 59 Hz para a condição de referência (0,12 mm de folga, 0% de desalinhamento e dentes sem defeitos).....	44
Gráfico 3 – Espectro de vibração em 59 Hz para a condição 25 (0,12 mm de folga, 0% de desalinhamento e dente sem defeito).....	47
Gráfico 4 – Espectro de vibração em 59 Hz para a condição 45 (0,48 mm de folga, 0% de desalinhamento e dois dentes quebrados).....	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Variáveis de montagem.....	29
Tabela 2 – Folga de trabalho, em milímetros, para pares engrenados.....	32
Tabela 3 – Relação entre frequências de alimentação, e dos eixos motor e movido.....	37
Tabela 4 – Parâmetros mensurados das engrenagens.....	38
Tabela 5 – Parâmetros calculados das engrenagens.....	42
Tabela 6 – Parâmetros do engrenamento	42
Tabela 7 – Parâmetros do espectro de engrenagens.....	42
Tabela 8 – Progressão da RMS, fator de crista e curtose com a folga nas condições sem desalinhamento.....	45
Tabela 9 – Progressão da RMS, fator de crista e curtose na folga de 0,24 mm com o desalinhamento.....	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGMA	Associação Americana dos Fabricantes de Engrenagens
ADC	Conversor Analógico-Digital
a_p	Adendo do pião
a_g	Adendo da coroa
BPM	Band-Pass Mesh Signal
C	Distância entre centros
DAQ	Data Acquisition
DFT	Transformada Discreta de Fourier
DIF	Difference Signal
F_a	Frequência de fase de montagem
F_{rg}	Frequência rotacional coroa
F_{rp}	Frequência rotacional pinhão
F_{rt}	Frequência de repetição do dente
FFT	Transformada Rápida de Fourier
GMF	Frequência de Engrenamento
LVM	Laboratório de Vibrações Mecânicas
m	Módulo
m_p	Razão de contato
N_p	Número de dentes do pinhão
N_g	Número de dentes da coroa
RAW	Raw Signal
RES	Residual Signal
R_p	Rotação do pinhão
r_p	Raio primitivo do pião
R_g	Rotação da coroa
r_g	Raio primitivo da coroa
TSA	Time Synchronous Averaged Signal
Z	Comprimento de ação

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. Justificativa.....	17
1.2. Objetivos.....	17
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1. Análise de Vibrações	18
2.1.1. Sistema de Aquisição de Dados	20
2.1.1.1. Sensor	20
2.1.1.2. Hardware de aquisição e medição	21
2.1.1.3. Condicionamento de sinais	21
2.1.1.4. Conversor analógico-digital (ADC).....	21
2.1.1.5. Barramento do computador	22
2.1.1.6. Computador.....	22
2.1.2. Técnicas de processamento de sinais.....	22
2.1.2.1. Sinal bruto (RAW)	24
2.1.2.2. Métodos de domínio de frequência	24
2.2. Engrenagens: conceitos básicos e análise do espectro de vibrações.	25
2.2.1. Nomenclatura.....	26
2.2.1.1. Ângulo de pressão (Φ).....	26
2.2.1.2. Comprimento de Ação	27
2.2.1.3. Fator de recobrimento.....	27
2.2.1.4. Fase de montagem.....	28
2.2.2. Frequências de engrenamento	29
2.2.2.1. Frequência rotacional da coroa (Frg) e do pinhão (Frp).....	29
2.2.2.2. Frequência do engrenamento (GMF).....	29
2.2.2.3. Frequência de fase de montagem (F_a)	30
2.2.2.4. Frequência de repetição do dente (Frt)	30
2.2.3. Análise do espectro de vibrações.....	30
2.2.4. Falhas no engrenamento.....	31
2.2.4.1. Folga na montagem.....	31
2.2.4.2. Falhas produzidas pela fase de montagem	32
2.2.4.3. Falhas no dente	33
2.2.4.3.1. Ruptura de dentes	33
2.2.4.3.2. Pite sobre o dente	33
2.2.4.3.3. Desgaste do dente por adesão	34
2.2.4.3.4. Desgaste abrasivo	34
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	35
3.1. Bancada de Testes.....	37
3.2. Sistema de DAQ	38
3.3. Descrições da técnica de processamento	40
3.3.1. RMS	40
3.3.2. Curtose	40
3.3.3. Fator de crista.....	41
3.3.4. Espectro de Fourier	41
4. RESULTADOS E ANÁLISES	42
4.1. Assinatura e espectro de vibração na condição de referência	43
4.2. Assinatura e espectro de vibração nas condições de folga	44
4.3. Assinatura e espectro de vibração nas condições de desalinhamento	46

5. CONCLUSÕES.....	47
REFERÊNCIAS	48
ANEXO A – QUADRO ILUSTRATIVO DE DIAGNÓSTICOS DE VIBRAÇÃO EM ENGRENAGENS.....	50
APÊNDICE A – CONDIÇÕES DE TESTE.....	52

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, a concorrência no mercado está aumentando cada vez mais, fazendo com que a busca pela competitividade, produtividade e rentabilidade pelos dirigentes das empresas seja algo fundamental para a sobrevivência do empreendimento. O primeiro pensamento associado ao alcance desses parâmetros é o “fazer mais, com menos”, ou seja, aperfeiçoar a utilização dos recursos, diminuir o número de produtos com falhas, atingir sempre a capacidade máxima de produção instalada no processo produtivo e atender as demandas do seu público-alvo.

As paradas em equipamentos para realização de manutenção interferem na produtividade dos equipamentos, diminuem a rentabilidade do processo (os custos fixos de produção aumentam com a quantidade e o tempo de cada intervenção), comprometendo a competitividade do empreendimento.

Nesse cenário, a manutenção planejada ganhou espaço em relação à manutenção corretiva por realizar as intervenções em momentos com menores impactos na produção. Outras vantagens interessantes dessa prática são o aumento da confiabilidade da intervenção e a redução dos custos durante a execução da atividade e na estocagem das peças de reposição.

Segundo Bezerra (2004), novas técnicas e procedimentos surgem buscando a detecção rápida e confiável das falhas de componentes, diminuindo o tempo de hora parada dos equipamentos. As técnicas de manutenção planejada evoluíram passando de recursos preventivos (intervenções periódicas antes da ocorrência de falhas), preditivos (intervenções motivadas por mudanças de parâmetros dos equipamentos) até recursos de detecção (análises visando à identificação e eliminação das falhas sem parada dos equipamentos). A análise de vibração também evoluiu passando de um importante recurso preditivo para uma ferramenta de detecção valiosa.

Os sistemas destinados a transmissão de torque e velocidade, bem como sua modificação, possuem grande destaque dentro do processo produtivo. As engrenagens ocupam posição relevante nesses sistemas, por conta da sua capacidade de realizar essa transmissão com mínima perda de energia. Assim, falhas em engrenagens ocasionam perdas de ritmo na produção, comprometendo a competitividade das empresas mesmo quando não há paradas para intervenção.

1.1. Justificativa

Considerando o exposto anteriormente, a utilização da análise de sinais vibratórios é um recurso valioso na detecção de falhas na manutenção planejada, garantindo a confiabilidade dos sistemas e minimizando falhas repentinas.

Este trabalho teve por justificativa a complementação do estudo sobre análise de vibrações em uma bancada-teste de um par de engrenagens, iniciado em 2016 no Laboratório de Vibrações Mecânicas (LVM). Neste trabalho, as técnicas de RMS, curtose, fator de crista e espectro de Fourier foram estudadas sob o efeito do fator de recobrimento, a fim de aprofundar o conhecimento e incentivar o estudo sobre o assunto na instituição.

1.2. Objetivos

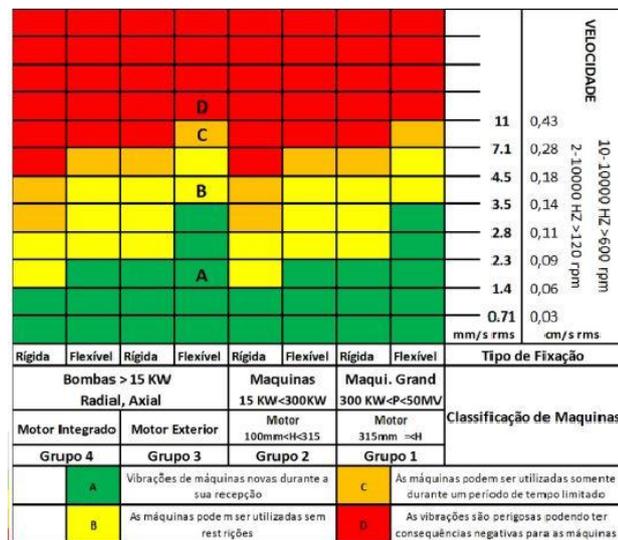
O objetivo principal do trabalho foi detectar a influência do fator de recobrimento na detecção de falhas em engrenagens através das técnicas RMS, fator de crista, curtose e FFT, Transformada Rápida de Fourier, utilizando uma rotina computacional desenvolvida em Matlab®.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Análise de Vibrações

O primeiro marco da análise de vibração em aplicações industriais foi o artigo “*Vibration Tolerance*” de TC Rathbone, publicado em 1939. A evolução apresentada por essa publicação foi o gráfico de severidade. A Figura 1 ilustra um gráfico de severidade moderno de acordo com a norma ISO 10816-3 que normatiza a avaliação da vibração da máquina através de medições em peças não rotativas em máquinas industriais com potência nominal acima de 15 kW e velocidades nominais entre 120 rpm e 15000 rpm.

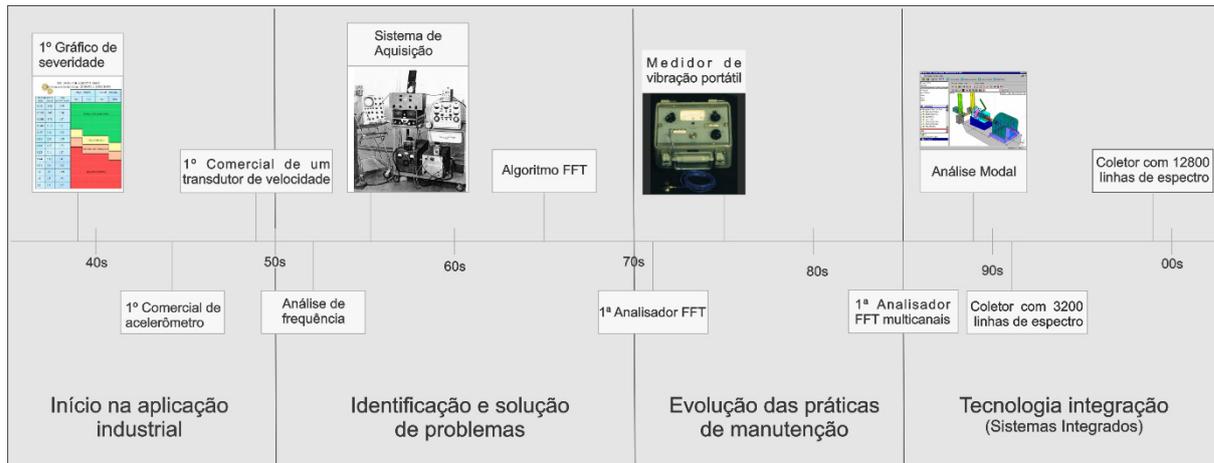
Figura 1- Gráfico de Severidade ISO 10816-3



Fonte: Alfacomp (2013).

Em mais de 60 anos houve avanços nas técnicas de aquisição, desenvolvimento de instrumentos de aquisição e ampliação dos equipamentos e componentes monitorados. Alguns autores descrevem e classificam o desenvolvimento da análise de vibrações dentro da manutenção planejada (preventiva, detectiva e preditiva). Observa-se na Figura 2 uma linha do tempo com os marcos, segundo Archambault (2003), e os grandes processos, segundo Mitchell (2007).

Figura 2 - Principais marcos na evolução da análise de vibrações



Fonte: elaborada pelo autor.

O aumento da capacidade de processamento e da memória, o armazenamento na nuvem e a comunicação *wireless* (sem fio) são fatores apontados por Archambault (2003) e por Mitchell (2007) para o desenvolvimento tecnológico dos instrumentos de aquisição e técnicas de processamento.

Para esses autores, os principais avanços na análise de vibração que devem ocorrer nos próximos anos são:

- Popularização dos acelerômetros com comunicação sem fio;
- Desenvolvimento e comercialização dos transdutores para medição do *jerk* (derivada da aceleração);
- Conversão analógica e digital em 24bits;
- Aumento nas velocidades de transmissão e aquisição em sistemas multicanais;
- Desenvolvimento de técnicas de análise de vibrações limitadas atualmente pelo processamento dos equipamentos. A análise tempo-frequência, bicepstrum, tricepstrum, deconvolução e de-reverberação são alguns exemplos de recursos a serem desenvolvidos;
- Definição de perfis de vibração em normas internacionais.

Na seção 2.1.1 serão explicados os componentes no sistema de aquisição de dados (DAQ) e na seção 2.1.2 serão abordadas os princípios de processamento para interpretar as informações coletadas pelos DAQ em pares engrenados.

2.1.1. Sistema de Aquisição de Dados

A aquisição de dados ou DAQ, sigla em inglês para Aquisição de Dados, é o processo de medição de um fenômeno elétrico ou físico, como tensão, corrente, temperatura e aceleração. Um sistema de aquisição é formado por sensores, hardware de aquisição e medição e um computador com software para manusear os dados (salvar, visualizar e gerar gráficos, por exemplo). Em comparação com os sistemas tradicionais de medição, os sistemas de aquisição modernos exploram a capacidade de processamento, produtividade, sistemas de visualização e recursos de conectividade dos computadores. Na Figura 3, observam-se os componentes que compõem um sistema DAQ.

Figura 3 - Componentes de um sistema de aquisição de dados



Fonte: *National Instruments* (2018).

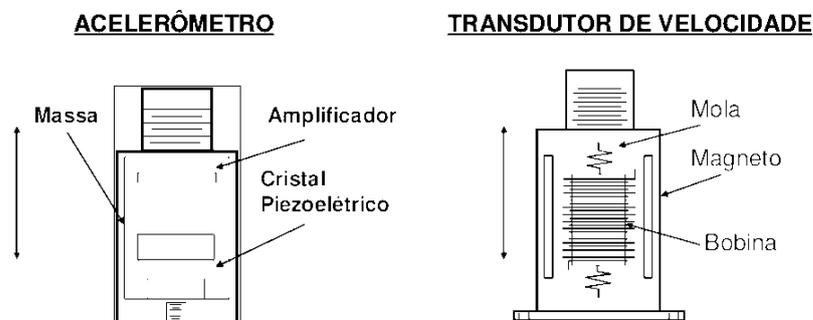
2.1.1.1. Sensor

Um sensor, também chamado de transdutor, é responsável por transformar um fenômeno físico em um sinal elétrico mensurável. A saída elétrica de um sensor é uma grandeza variável com o tempo, sendo tensão, corrente e resistência as grandezas mais utilizadas como saídas elétricas. Alguns sensores podem exigir componentes e circuitos adicionais para fornecer um sinal que possa ser lido com exatidão e segurança pelo sistema de aquisição.

Em análise de vibração, os dois principais sensores utilizados são os acelerômetros e os transdutores eletromecânicos de velocidade. Nos acelerômetros, a força externa comprime um cristal piezoelétrico produzindo um sinal de saída proporcional à aceleração. Nos transdutores eletromecânicos de velocidade, a força de excitação move uma bobina através de um núcleo gerando um sinal de voltagem proporcional à velocidade. Uma

representação esquemática dos principais sensores para análise de vibração pode ser vista na Figura 4.

Figura 4- Representação dos principais tipos de sensores para análise de vibrações



Fonte: ProvibTech (2014).

2.1.1.2. Hardware de aquisição e medição

O hardware DAQ atua como a interface entre um computador e sinais do mundo exterior. Ele funciona basicamente como um dispositivo que digitaliza sinais analógicos de entrada de forma que um computador possa interpretá-los. Os três componentes principais de um dispositivo DAQ são os circuitos eletrônicos de condicionamento de sinais, conversor analógico-digital (ADC) e o barramento do computador. Muitos dispositivos DAQ contêm outras funções, para a automação de sistemas e processos de medição. Por exemplo, conversores digital-analógicos (DACs) fornecem sinais analógicos, linhas de E/S digital fornecem sinais digitais em suas entradas e saídas e os contadores/temporizadores contam e geram pulsos digitais.

2.1.1.3. Condicionamento de sinais

Os circuitos de condicionamento de sinais colocam o sinal em um formato adequado para a entrada em um ADC. Esses circuitos podem incluir amplificação, atenuação, filtragem e isolamento. Alguns dispositivos contêm condicionamento de sinais projetado para a medição com tipos específicos de sensores.

2.1.1.4. Conversor analógico-digital (ADC)

Sinais analógicos dos sensores devem ser convertidos em digitais antes de serem manipulados por equipamentos digitais, como os computadores. Um ADC é um chip que

fornece a representação digital de um sinal analógico em um instante do tempo. Na prática, os sinais analógicos variam continuamente ao longo do tempo e um ADC coleta "amostras" periódicas de um sinal em uma taxa predefinida. Essas amostras são transferidas por um barramento ao computador, onde o sinal original é reconstruído a partir das amostras do software.

2.1.1.5. Barramento do computador

Os dispositivos DAQ são conectados ao computador por meio de diferentes tipos de portas. O barramento do computador atua como interface de comunicação entre os hardwares DAQ e o computador, para transmitir instruções e dados de medição. São oferecidos dispositivos DAQ para os barramentos de computador mais comuns, incluindo USB, PCI, PCI *Express* e *Ethernet*. Mais recentemente, surgiram dispositivos DAQ para comunicações *wireless*, em especial no padrão 802.11 Wi-Fi.

2.1.1.6. Computador

O computador com software programável controla a operação do dispositivo DAQ, sendo usado para o processamento, visualização e armazenamento de dados de medição. Diferentes tipos de computadores são usados em diferentes tipos de aplicações. Um desktop pode ser usado em um laboratório, por sua capacidade de processamento, um laptop pode ser usado em campo, por sua portabilidade, ou um computador industrial pode ser usado em uma fábrica, por sua robustez.

2.1.2. Técnicas de processamento de sinais

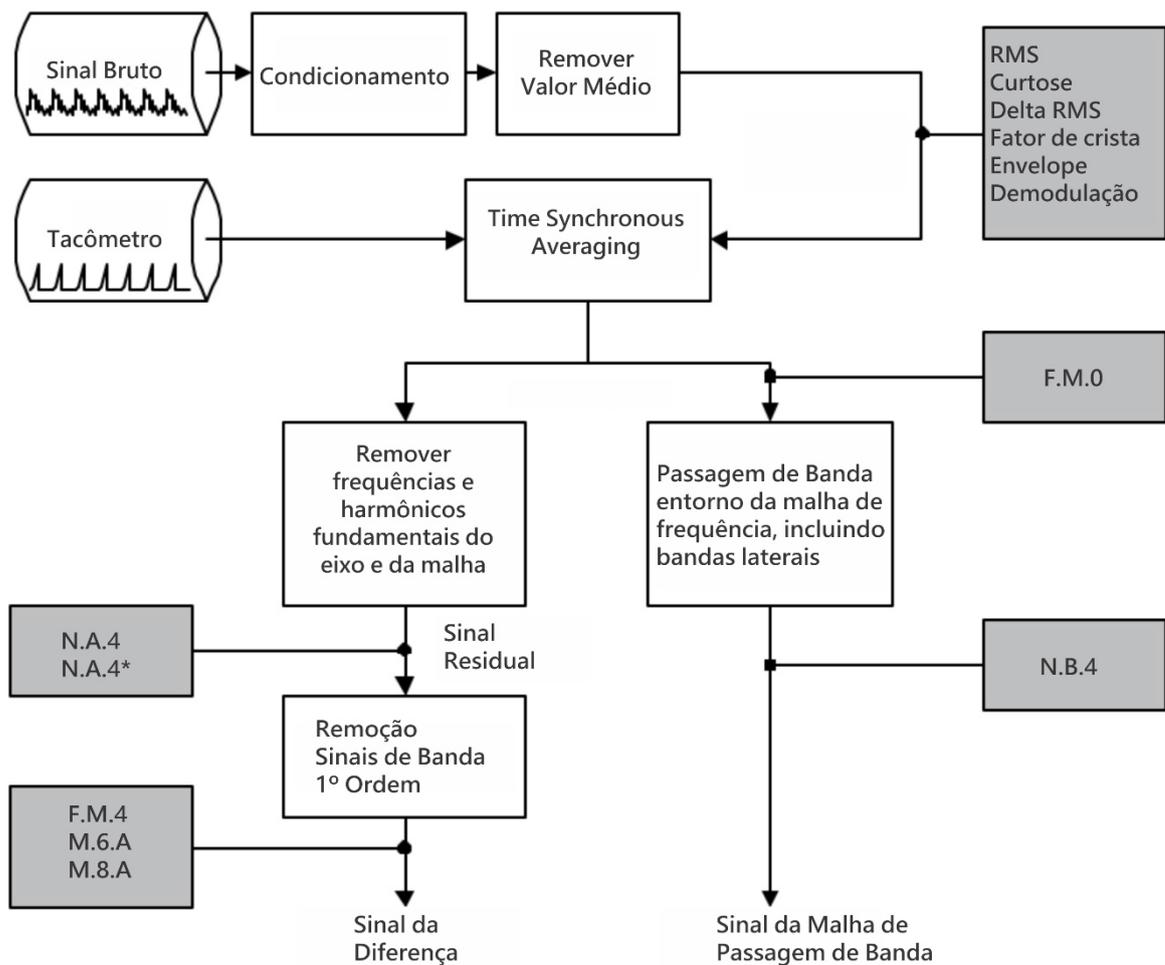
Os dados coletados pelo sistema de aquisição contêm a assinatura de vibração, informações referentes à integridade da máquina ou equipamento monitorado, geralmente apresentado no domínio do tempo. As assinaturas de vibração mais recentes são comparadas com assinaturas anteriores para verificar mudanças no comportamento que podem indicar o surgimento e propagação de falhas.

A comparação direta de assinaturas é difícil devido à grande variação apresentada no domínio do tempo. Ao invés disso, são utilizadas técnicas estatísticas para extração de informações da assinatura vibracional visando o reconhecimento e o rastreamento de padrões.

Pela estabilidade nos gráficos e por indicar os defeitos, a análise do espectro de vibração é uma alternativa a análise no domínio do tempo. O espectro é apresentado no domínio da frequência, sendo obtido pela aplicação de uma função de transferência nos dados obtidos no domínio do tempo.

Segundo Lebold (2000), as técnicas de análise tradicionais das assinaturas vibracionais no domínio do tempo podem ser agrupadas em cinco categorias de processamento, levando em consideração a metodologia de cálculo. Os cinco grupos de processamento são: 1) Sinal bruto (RAW), 2) Sinal do tempo médio sincronizado (TSA), 3) Sinal de malha de passagem de banda (BPM), 4) Sinal de diferença (DIF) e 5) Sinal residual (RES).

Figura 5- Fluxograma do processamento de sinais para detecção em falhas de engrenagens



Fonte: Adaptado de Lebold (2000).

Visualizam-se no fluxograma de processamento da Figura 5 treze métodos que podem ser usadas para a detecção de falhas em engrenagens. Alguns dos recursos produzem mais de um valor ou figuras de mérito e existem várias funções que podem ser calculadas em diferentes estágios de pré-processamento. As técnicas Demodulação e Envelope são exemplos de recursos que retornam vários parâmetros, enquanto a Curtose e RMS podem ser empregadas em diferentes níveis de pré-processamento.

Nas subseções seguintes será explicado o grupo de processamento RAW, bem como a análise de espectros de vibração, por serem os recursos utilizados neste trabalho.

2.1.2.1. *Sinal bruto (RAW)*

As técnicas RAW, *Raw Signal* em inglês, são caracterizadas por recursos que são calculados a partir do sinal bruto ou condicionado do sensor. Os únicos pré-processamentos necessários para esses recursos são o condicionamento do sinal ou a remoção da média do sinal. O condicionamento de sinal é simplesmente multiplicar todos os pontos de dados por alguma constante de calibração baseada nos acelerômetros e amplificadores usados. As técnicas desse grupo são: RMS, Curtose, Delta RMS, Fator de crista, Envelope e Demodulação.

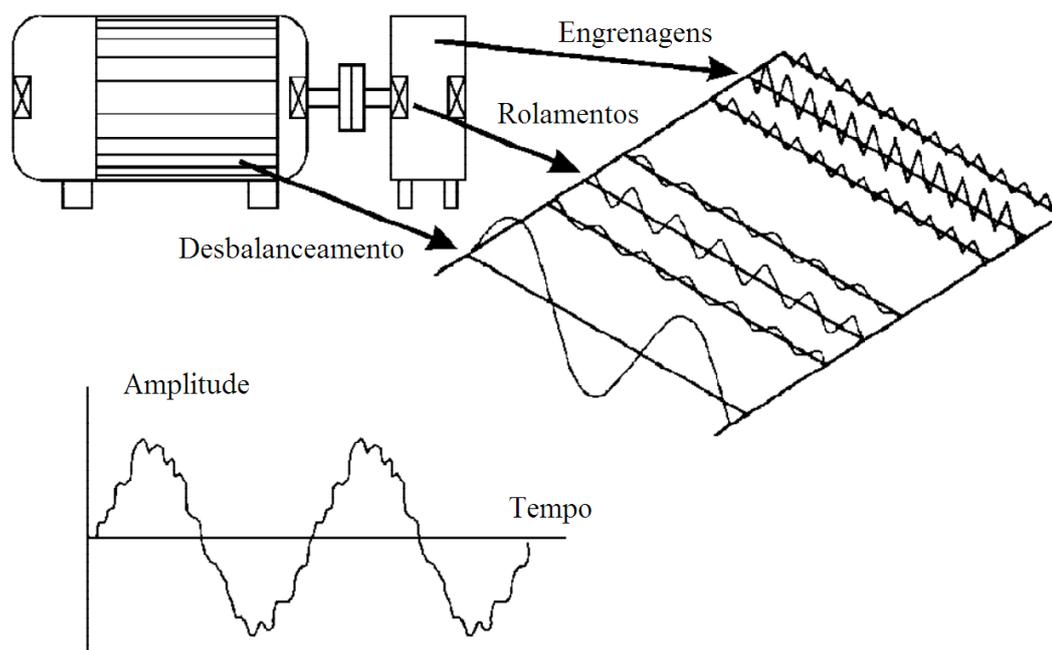
2.1.2.2. *Métodos de domínio de frequência*

Análise espectral (ou frequência) é um termo usado para descrever a análise da representação do domínio da frequência de um sinal. Segundo Aherwar (2012), a análise espectral é a técnica comumente usada para monitoramento de condições em sistemas de transmissão por engrenagens, bem como detecção e diagnóstico de falhas em máquinas rotativas simples.

Os principais métodos de domínio de frequência incluem Transformada Rápida de Fourier (FFT), Método de Transformada de Hilbert e Análise de Cepstrum. Segundo Aherwar (2012), esses recursos utilizam a diferença de densidade espectral de potência do sinal devido à falha em engrenagens e rolamentos para identificar os danos nesses elementos.

As funções transformadas se baseiam no princípio que qualquer sinal do mundo real pode ser dividido em uma combinação de ondas senoidais únicas. Cada onda senoidal separada do sinal aparece como uma linha vertical no domínio da frequência. Sua altura representa sua amplitude e sua posição representa a frequência. A Figura 6 representa esse fenômeno.

Figura 6 - Análise espectral



Fonte: Adaptado de *Vibration Diagnostic Guide*(2000).

2.2. Engrenagens: conceitos básicos e análise do espectro de vibrações.

Engrenagens são componentes com dentes padronizados, amplamente utilizados na transmissão de movimento e torque entre dois eixos-árvores. A forma geométrica das engrenagens não permite o deslizamento do conjunto, minimizando as perdas de energia durante a transmissão de momento torsor, chegando a anular as perdas durante o aumento ou redução de velocidades.

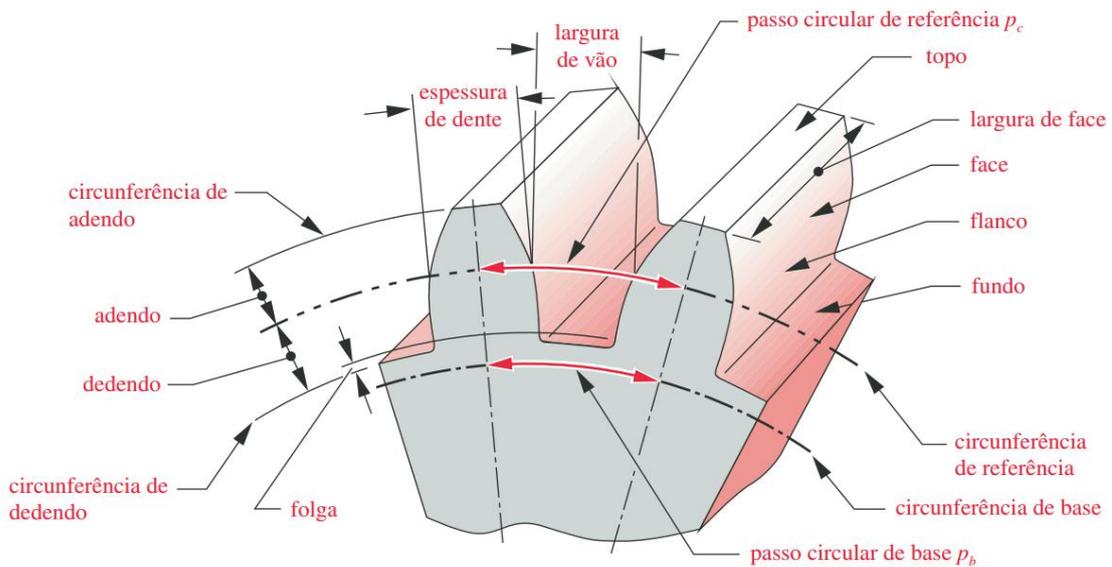
A *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) é referência em projeto, análise e manufatura de todos os tipos de engrenagens, incluindo parafusos sem-fim e cremalheiras.

Na seção 2.2.1 serão explicadas as principais nomenclaturas para o entendimento deste trabalho. Na seção 2.2.2 serão abordadas as principais frequências de engrenamento, na seção 2.2.3, a análise do espectro de vibrações e a seção 2.2.4 abordará alguns defeitos no engrenamento.

2.2.1. Nomenclatura

A terminologia empregada no projeto, análise e fabricação de engrenagens é vasta. Entretanto, as variáveis que mais influenciam na vibração do sistema são aqueles referentes ao contato do engrenamento. A Figura 7 ilustra os termos utilizados na geometria de uma seção de engrenagem reta.

Figura 7 - Nomenclatura do dente de engrenagem reta

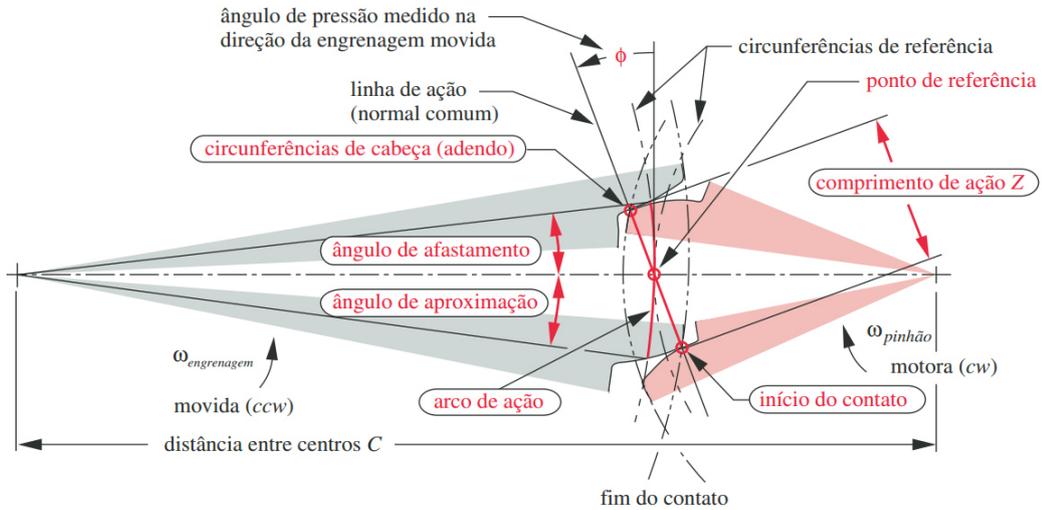


Fonte: Norton (2013).

2.2.1.1. Ângulo de pressão (ϕ)

O ângulo de pressão (ϕ) de um par de engrenagens é definido como o menor ângulo entre a linha de ação (normal comum) e a direção da velocidade no ponto de referência (diâmetro primitivo ou circunferência de referência), como mostrado na Figura 8. Os ângulos de pressão do par de engrenagens são padronizados pelos fabricantes durante o processo de fabricação. Atualmente o ângulo de 20° é o mais utilizado, porém podem-se encontrar ângulos de 25° e $14,5^\circ$.

Figura 8 – Região de engrenamento.



Fonte: Norton (2013).

2.2.1.2. Comprimento de Ação

A distância ao longo da linha de ação entre as circunferências de adendo das engrenagens movida e motora dentro do engrenamento é chamada de comprimento de ação Z , como mostrado na Figura 8 e calculada pela Equação 1.

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 + (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 + (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi \quad (1)$$

2.2.1.3. Fator de recobrimento

Fator de recobrimento ou razão de contato é o número de dentes de uma das engrenagens na região do engrenamento, sendo definido pela Equação 2.

$$m_p = \frac{Z}{\pi \times m \times \cos \phi} \quad (2)$$

Valores de razão de contato igual a 1 são indesejáveis pois o menor erro durante a fabricação produzirá oscilações na velocidade, vibração e ruído do conjunto. Nessa condição toda a carga será aplicada na ponta do dente, criando os maiores momentos fletores possível nessa geometria, aumentando a probabilidade de falha.

Segundo Shigley (2005), razões de contato menores que 1,2 devem ser evitados, pois imprecisões de montagem podem reduzir a razão de contato para valores iguais ou

inferiores a 1. Norton (2013), recomenda razão de contato de 1,4 para engrenagens de dentes retos, ressaltando que os valores comuns estão situados entre 1,4 e 2.

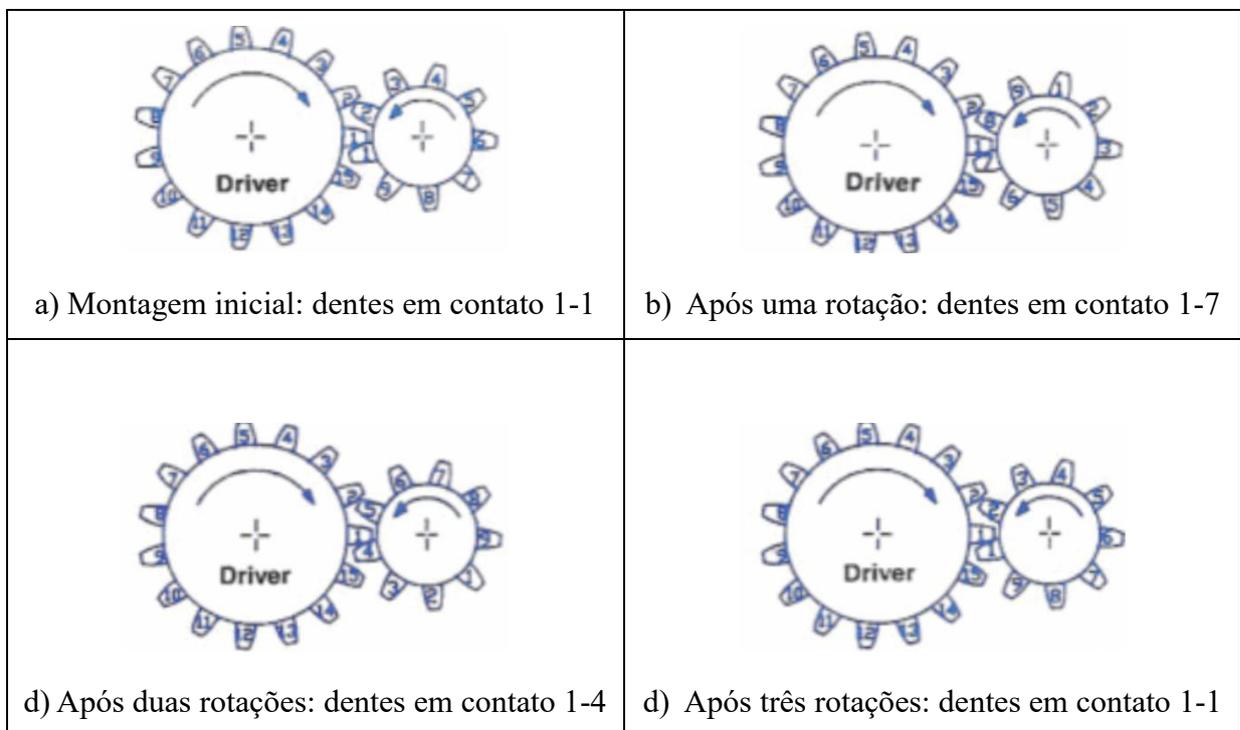
2.2.1.4. Fase de montagem

O número de fase de montagem pode ser entendido como a quantidade de dentes do pinhão que a um dente da coroa entrará em contato durante sua operação.

Observam-se na Figura 9 duas engrenagens com seus dentes enumerados. A combinação inicial dos pares de dentes se repete após três rotações da coroa. Ou seja, o número de fase de montagem desse par engrenado é três. Matematicamente, é definido como o menor fator primo comum dos números de dentes das engrenagens.

Quando todos os dentes do pinhão entram em contato com todos os dentes da coroa, temos uma condição chamada de “*huntingtooth*”, dente de caça em tradução livre. Essa condição é preferível, uma vez que todos os dentes se desgastam por igual. Matematicamente, é definido como a ausência de fatores primos comuns entre os números de dentes das engrenagens.

Figura 9 - Fases de Montagem



Fonte: Winterton(1991).

2.2.2. Frequências de engrenamento

Winterton (1991) destaca cinco frequências fundamentais no engrenamento de engrenagens retas de dentes retos, retas de dentes helicoidais e cônicas. Geralmente são as frequências com maiores amplitudes no espectro de vibração, podendo aparecer frequências secundárias com amplitudes menores entorno delas, dependendo do defeito presente no conjunto. Na Tabela 1 foram listadas as variáveis de montagem necessárias para determinar essas frequências.

Tabela 1 – Variáveis de montagem

Variável	Definição	Unidade de medida
N_p	Número de dentes do pinhão	Adimensional
R_p	Rotação do pinhão	Rotações por Minuto
N_g	Número de dentes da coroa	Adimensional
R_g	Rotação da coroa	Rotações por Minuto

Fonte: elaborada pelo autor.

2.2.2.1. Frequência rotacional da coroa (F_{rg}) e do pinhão (F_{rp})

Rotação da coroa expressa em rotações por segundo ou em hertz (Hz), como definido nas Equações 3a. Representa a frequência na qual um dente específico entra na região do engrenamento, analogamente para a frequência rotacional do pinhão, Equação 3b.

Segundo Winterton, essa distinção é importante, pois, com instrumentos inadequados engrenagens, desequilibradas ou com um dente danificado apresentaram espectros semelhantes.

$$F_{rg} = \frac{R_g}{60} \quad (3a)$$

$$F_{rp} = \frac{R_p}{60} \quad (3b)$$

2.2.2.2. Frequência do engrenamento (GMF)

Velocidade relativa em que cada par de contado passa através da região do engrenamento, expressa em hertz e definida pela Equação 4.

$$GMF = F_{rp} \times N_p = F_{rg} \times N_g \quad (4)$$

2.2.2.3. *Frequência de fase de montagem (F_a)*

O desgaste uniforme nas engrenagens pode ser garantido quando todos os dentes do pinhão entram em contato com todos os dentes da coroa. Essa condição de operação depende do número de dentes das engrenagens escolhidas. Quando essa condição não é atendida, a frequência de fase de montagem aparece no espectro de vibração.

Esta frequência pode ser definida como a frequência em que uma combinação específica de dentes da coroa e do pinhão, uma fase de montagem, se repete na região do engrenamento. Matematicamente, é definida na Equação 5.

$$F_a = \frac{GMF}{N_a} \quad (5)$$

2.2.2.4. *Frequência de repetição do dente (F_{rt})*

Frequência gerada pela repetição de um par de dentes engrenados na quais ambos os dentes possuem desgaste, sendo definido pela equação 6.

$$F_{rt} = \frac{GMF \times N_a}{N_p \times N_g} \quad (6)$$

2.2.3. *Análise do espectro de vibrações*

No espectro de vibração, a frequência de engrenamento é a principal, pois o monitoramento constante da sua amplitude evidencia o surgimento e propagação das falhas nas engrenagens. Valores de alarme devem ser definidos levando em consideração os valores absolutos e os percentuais de aumento e da amplitude.

O principal trabalho nessa área foi publicado pela *Technical Associates Of Charlote* em parceria com a empresa de rolamentos SKF, e consiste da reunião de diversos espectros de vibrações publicados em diferentes estudos. Ao todo são 45 formas de espectros distribuídos em 16 diferentes tipos de falhas (desbalanceamento e desalinhamento, por exemplos) e componentes de máquinas (engrenagens, rotores e motores elétricos, por

exemplo). No Anexo A, o leitor encontrará a secção dessa publicação destinada aos espectros de falhas em engrenagens.

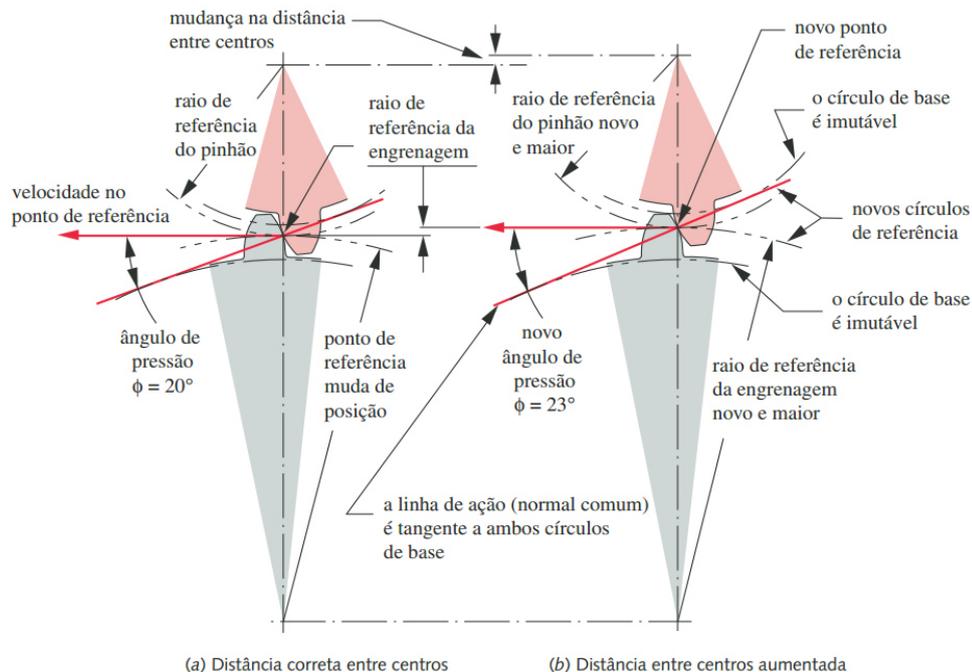
2.2.4. Falhas no engrenamento

As engrenagens podem apresentar diferentes tipos de falhas. Algumas falhas são geradas durante o processo de fabricação como as trincas de esmerilhamento e a folga insuficiente entre os dentes. Há também falhas devido ao processo de montagem como o desalinhamento entre as engrenagens. Os defeitos devido as forças de contato entre superfícies também são comuns, como o desgaste dos dentes e até a ruptura deles.

2.2.4.1. Folga na montagem

Norton (2013, p.689) define folga como “[...] o intervalo entre dentes engrenados medida ao longo da circunferência do círculo de referência”. O primeiro efeito com a presença da folga é a modificação do ângulo de pressão, representado na Figura 10. O aumento no ângulo de pressão produz uma diminuição na razão de contato do par engrenado.

Figura 10 - Efeito da folga



Fonte: Norton (2013).

O segundo efeito é percebido durante a reversão do torque. No momento da reversão, os dentes produzem um ruído e vibração excessiva podendo ocasionar erros de posicionamento indesejável em algumas aplicações. Durante a operação, pode haver mudanças no comportamento das tensões e do desgaste. O terceiro efeito ocorre em sistemas com servos motores, a folga produz um erro de posicionamento que o sistema de controle tenta corrigir.

A Tabela 2 lista as folgas de trabalho recomendadas por Ramos (2017) para evitar os dois primeiros efeitos discutidos nos parágrafos anteriores.

Tabela 2 – Folga de trabalho, em milímetros, para pares engrenados

Distância entre eixos (pol)	Passos diametrais (pol)				
	0,5 – 1,99	2 – 3,49	3,5 – 5,99	6 – 9,99	10 – 19,99
≤ 5	-	-	-	-	0,005 – 0,15
$5 \leq 10$	-	-	-	0,010 – 0,020	0,010 – 0,020
$10 \leq 20$	-	-	0,020 – 0,030	0,015 – 0,025	0,010 – 0,020
$20 \leq 30$	-	0,030 – 0,040	0,025 – 0,030	0,025 – 0,030	-
$30 \leq 40$	0,040 – 0,060	0,035 – 0,045	0,030 – 0,040	0,025 – 0,040	-
$40 \leq 50$	0,050 – 0,070	0,040 – 0,055	0,035 – 0,050	0,030 – 0,040	-
$50 \leq 80$	0,060 – 0,080	0,045 – 0,085	0,040 – 0,060	-	-
$80 \leq 100$	0,070 – 0,095	0,050 – 0,080	-	-	-
$100 \leq 120$	0,080 – 0,10	-	-	-	-

Fonte: Ramos (2017).

2.2.4.2. Falhas produzidas pela fase de montagem

Na seção 2.2.1.4 foi explicado a relação da fase de montagem e o desgaste do dente. O desgaste produzido pela fase de montagem produz um componente no espectro de vibração do rotor, correspondendo três vezes o valor do GMF.

Durante a remontagem do par engrenado, após alguma intervenção para manutenção, se as engrenagens forem montadas em uma nova composição de fase de montagem, um novo padrão de desgaste será produzindo, inviabilizando o histórico criado. Na Figura 11 isso ocorreria se durante a remontagem o dente número 1 da coroa fosse remontado em contato com qualquer dente diferente dos números 1, 4 e 7 do pinhão.

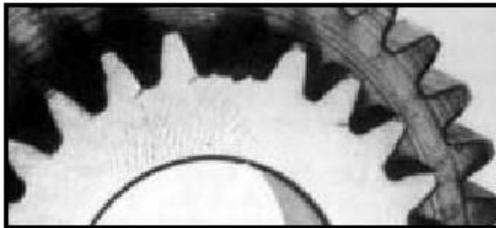
2.2.4.3. Falhas no dente

Devido suas formas construtivas, os dentes das engrenagens são os pontos mais susceptíveis a falhas. Nas seções seguintes serão explicadas as causas de alguns defeitos dos dentes.

2.2.4.3.1. Ruptura de dentes

Podemos visualizar na Figura 11, exemplos de rupturas em dentes. As causas básicas de ruptura, segundo D'Annunzio (2017), são provenientes de aplicações de cargas maiores que as projetadas. Uma carga de torção elevada produz uma sobrecarga de impacto, gerando uma fratura frágil, Figura 11a. Cargas cíclicas de flexão maiores que as dimensionadas no projeto, geram ruptura na raiz do dente, Figura 11b.

Figura 11 - Rupturas de dentes de engrenagens



a) Ruptura por carga de impacto



b) Ruptura por fadiga

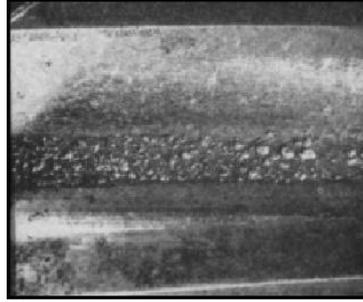
Fonte: D'Annunzio (2017).

2.2.4.3.2. Pite sobre o dente

Na Figura 12, pode ser visualizado o defeito denominado pite, ocasionado por um processo de endurecimento superficial inadequado ou inexistente. Segundo D'Annunzio (2017), o pite distribui-se aleatoriamente por todo o flanco do dente, raramente excedem a 2 mm e aparecem durante a fase inicial de funcionamento.

Na fase inicial o pite possui irregularidades no perfil do dente ou superfícies ásperas, as quais geram uma sobrecarga assim que os dentes das engrenagens conjugadas entram em contato, produzindo trincas superficiais e fissuras.

Figura 12 - Pite no dedendo de uma engrenagem helicoidal.



Fonte: D'Annunzio (2017).

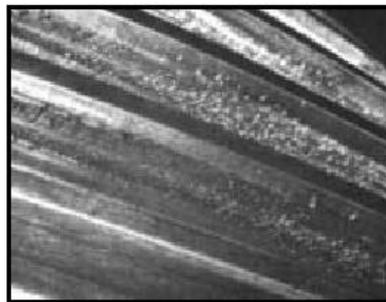
2.2.4.3.3. *Desgaste do dente por adesão*

Desgaste dos dentes por adesão ocorre quando a engrenagem opera com lubrificação insuficiente entre os dentes. A fricção entre os dentes gera altas temperaturas facilitando a ocorrência de um caldeamento local, riscos e desgaste da superfície do dente.

2.2.4.3.4. *Desgaste abrasivo*

O desgaste abrasivo ocorre quando há presença de partículas na região de engrenamento ou no sistema de lubrificação. Na Figura 13, observa-se o efeito visual desse tipo de desgaste.

Figura 13 - Contaminação do óleo por partículas duras

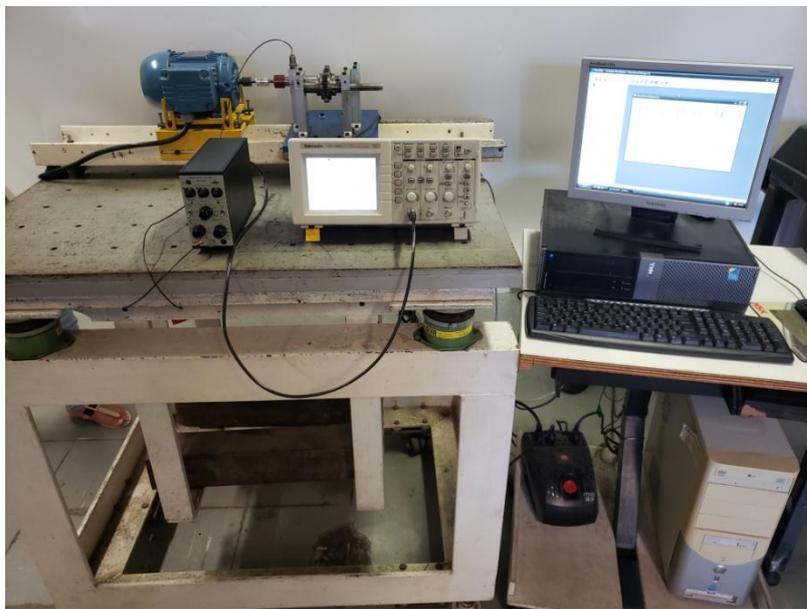


Fonte: D'Annunzio (2017).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O procedimento experimental caracterizou-se pela aquisição das assinaturas de vibração de dois mancais excitados pelo movimento de um par engrenado, os quais integravam a bancada observada na Figura 14, projetada pelo Laboratório de Vibrações Mecânicas (LVM) e fabricada pelo Laboratório de Máquinas Operatrizes (LMO), ambos da Universidade Federal do Ceará (UFC).

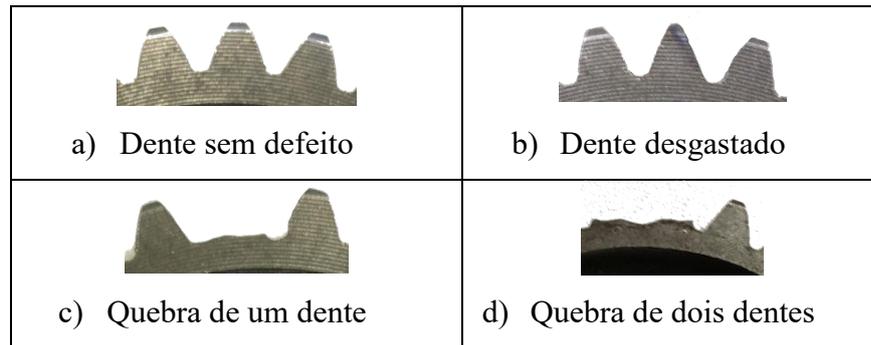
Figura 14- Bancada de teste de um par de engrenagens



Fonte: elaborada pelo autor

O estudo da influência do fator de recobrimento na detecção de falhas em engrenagens por análise vibracional foi realizado mediante a degradação progressiva de um dente da coroa, aplicando desgaste, quebra e, posteriormente, quebra de um dente adjacente, conforme visualizado na Figura 15.

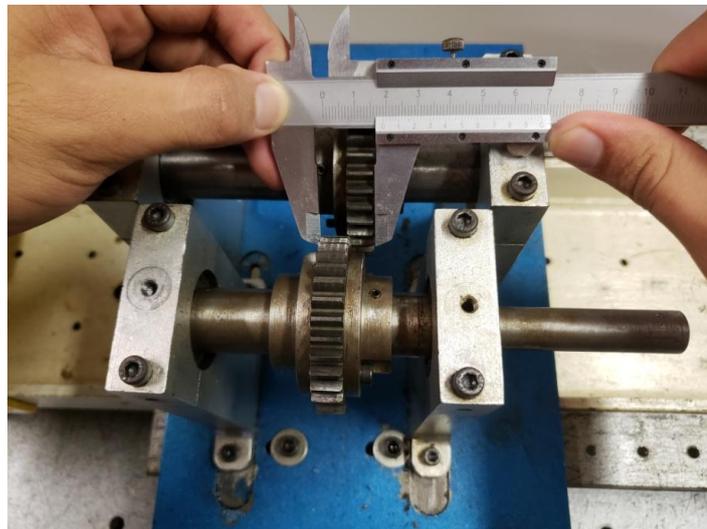
Figura 15- Degradação progressiva de um dente da coroa



Fonte: elaborada pelo autor

O desalinhamento na montagem do engrenamento foi mensurado conforme observado na Figura 16. As condições analisadas no experimento foram de 0 mm, 2,5 mm, 5 mm e 7,5 mm, correspondendo a aproximadamente ao desalinhamento de 0%, 25%, 50% e 75%, respectivamente. As condições de folga entre as engrenagens foram de 0,12 mm, 0,24 mm e 0,48 mm, mensuradas através da espessura de um plástico, renovado a cada nova condição em análise. A folga de 0,12 mm está de acordo com a folga recomendada por Ramos (2017), visualizada na Tabela 2. As outras condições de folga analisadas correspondem ao dobro e ao quádruplo da folga recomendada.

Figura 16 - Medição do desalinhamento



Fonte: elaborada pelo autor

Para cada condição de teste, foram coletadas às assinaturas radiais, vertical e horizontal, de dois mancais, um acoplado ao eixo motor e outro ao eixo movido, em

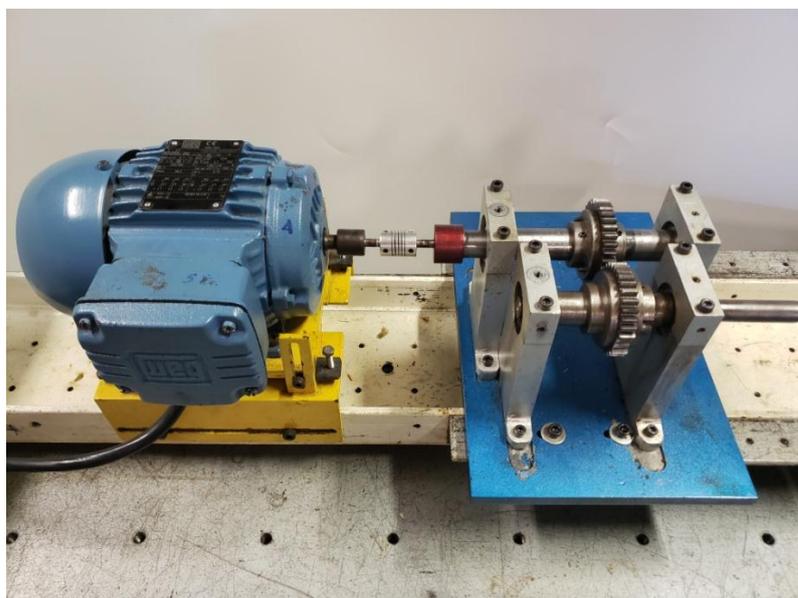
diferentes frequências de alimentação do motor, totalizando 1800 assinaturas de vibração analisadas. No Apêndice A foi listado as condições de teste.

Nas subseções seguintes serão descritos os equipamentos diretamente utilizados na realização dos experimentos, aquisição e processamento das assinaturas de vibração do sistema analisado, bem como as técnicas de processamento de sinais vibratórios.

3.1. Bancada de Testes

Observam-se na Figura 17 os componentes da bancada utilizada no procedimento experimental. A bancada, montada sob uma base de inércia, é composta por um motor trifásico acoplado por uma junta helicoidal a um par engrenado.

Figura 17 - Bancada de Acionamento e Bancada de Par de Engrenagens.



Fonte: elaborada pelo autor

A base de inércia, composta por uma massa elevada e um conjunto de amortecedores, atuou isolando o sistema em estudo dos sistemas adjacente presentes no LVM. A massa elevada da base de inércia eliminou possíveis interferências de sistemas adjacentes nas assinaturas coletadas e os amortecedores absorvem a vibração da bancada que iriam para os sistemas adjacentes e para o solo.

O sistema foi acionado por um motor trifásico e um variador de frequência. O motor foi fixado em uma estrutura metálica que permite ajustes na vertical, e a um trilho que permite o uso do motor em diferentes sistemas. A relação entre a frequência de alimentação, a rotação do eixo motor e a rotação do eixo movido foram listados na Tabela 2.

Tabela 3 – Relação entre frequências de alimentação, e dos eixos motor e movido

Frequência de Alimentação (Hz)	Rotação do eixo motor (rpm)	Rotação do eixo movido (rpm)
5	278,33	295,73
11	612,33	650,60
17	946,33	1005,48
23	1280,33	1360,35
29	1614,33	1715,23
37	2059,67	2188,40
41	2282,33	2424,98
47	2616,33	2779,85
53	2950,33	3134,73
59	3284,33	3489,60

Fonte: elaborada pelo autor.

O sistema analisado foi composto por uma base metálica, quatro mancais pedestais, duas engrenagens, dois eixos e quatro rolamentos de esferas. As engrenagens utilizadas possuíam módulos aproximadamente iguais a 2 e razão de transmissão igual a 1,0625. Podemos verificar na Tabela 3 as características mensuradas das engrenagens utilizadas.

Os mancais possuíam furos roscados na vertical e horizontal permitindo a fixação do acelerômetro por meio de parafusos. A base metálica possuía rasgos oblongos, permitindo o estudo da influência da folga no sistema.

Tabela 4 – Parâmetros mensurados das engrenagens

Engrenagem	Número de dentes	Diâmetro Externo
Movida	32	61,48
Motora	34	65,30

Fonte: elaborada pelo autor.

3.2. Sistema de DAQ

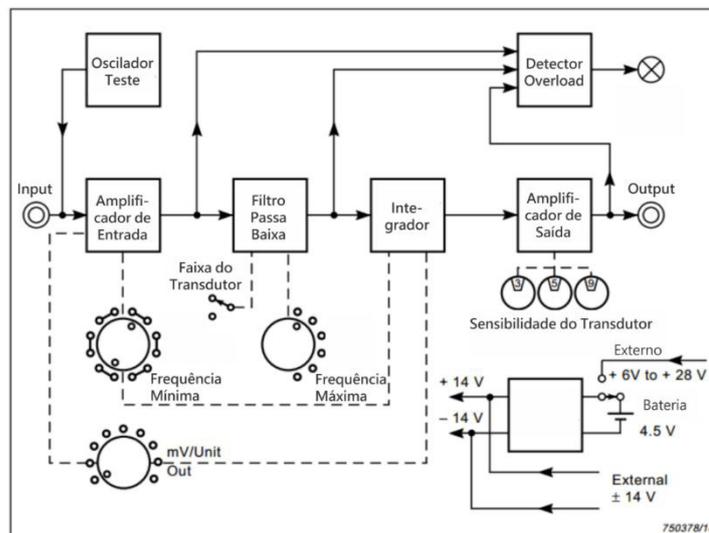
Na seção 2.1 foram explicados os componentes que compõem um sistema de aquisição. Nas subseções seguintes, serão descritos os equipamentos utilizados no sistema DAQ fornecido pelo LVM.

O sensor utilizado para captar a vibração do sistema foi o Acelerômetro de Carga Piezoelétrico B&K tipo 4382, fixado nos mancais por meio de parafusos. Desenvolvido pela DeltaShear e vendido pela Brüel&Kjaer (B&K), o projeto desse acelerômetro uniaxial envolve três elementos piezoelétricos e três massas dispostas em uma configuração triangular em torno de um poste central triangular. Segundo o fabricante, o anel pré-esforça os

elementos piezoelétricos para dar um alto grau de linearidade. A carga é coletada entre o alojamento e o anel de fixação.

O Amplificador de Carga B&K 2635 foi utilizado para o condicionamento de sinais. Segundo a Brüel&Kjaer, fabricante do equipamento, ele foi projetado para medições de vibrações em laboratório e em campo. O sistema principal, Figura 18, é constituído por quatro estágios consistido por amplificador de entrada, filtro-amplificador passa-baixa, amplificador integrador e amplificador de saída. Os sistemas auxiliares são compostos por detector de sobrecarga, oscilador de teste e unidade de fonte de alimentação.

Figura 18 - Diagrama de blocos do amplificador



Fonte: Brüel&Kjaer (2015).

O osciloscópio Tektronix TDS1002B, foi utilizado como dispositivo ADC. Segundo o fabricante, esse equipamento é um osciloscópio digital portátil de dois canais de 60MHz com uma taxa de amostragem máxima em tempo real de 1GS/s por canal, capaz de realizar funções matemáticas básicas, bem como FFT.

A assinatura de vibração é transferida para o computador através de uma porta serial RS232. Os softwares *WaveStar For Oscilloscopes* e *Matlab R2016a* foram utilizados para manipular as informações das assinaturas. O primeiro software foi utilizado para controlar remotamente o osciloscópio permitindo gravar, exibir, analisar, medir e documentar formas de onda de sinais pelo computador, e o segundo foi responsável pela aplicação das técnicas de processamento e criação dos gráficos para análise.

Na seção seguinte serão explicadas as técnicas no domínio do tempo utilizadas para análise das assinaturas de vibração deste trabalho.

3.3. Descrições da técnica de processamento

3.3.1. RMS

O valor da raiz quadrada média, do inglês *root mean square* - RMS, de um sinal de vibração é um recurso de análise de tempo utilizado para quantificar a energia da assinatura de vibração. Esse recurso é bom para determinar o nível geral de ruído, mas não fornecerá informações sobre em qual componente está à falha. Pode ser muito eficaz na detecção de grandes desequilíbrios nos sistemas rotativos. A definição matemática do RMS é mostrada na Equação 7, sendo dependente do número de pontos (N), e o valor da amplitude em cada ponto (x).

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \times \sum_{n=1}^N x_n^2} \quad (7)$$

3.3.2. Curtose

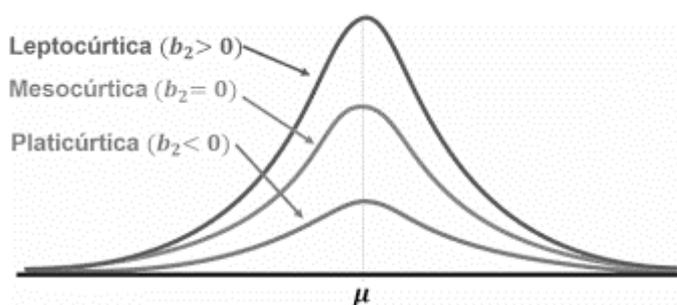
A curtose é definida como o quarto momento da distribuição e mede o pico relativo ou a planicidade de uma distribuição em comparação com uma distribuição normal. A curtose fornece uma medida do tamanho das caudas da distribuição e é usada como um indicador dos principais picos em um conjunto de dados. Segundo Lebold (2000), esta técnica deve sinalizar o desgaste ou a quebra de um dente de engrenagem por meio do aumento do nível de vibração.

Na Equação 8, o equacionamento da curtose é mostrado. O valor da curtose é dependente do número de pontos (N), série de tempo do sinal $[y(n)]$, a média dos dados (μ) e a variância dos dados (σ^2).

$$k = \frac{\sum_{n=1}^N [y(n) - \mu]^4}{N \times (\sigma^2)^2} \quad (8)$$

A Figura 19 ilustra o comportamento de três distribuições com valores de curtose distintos. A medida que os valores da curtose vão aumentando, os valores assumidos pela distribuição vão se aproximando do valor da média, que por sua vez, também aumenta.

Figura 19 - Comportamento da curtose



Fonte: Portal Action (2017).

3.3.3. Fator de crista

A abordagem mais simples para medir defeitos no domínio do tempo é usar a abordagem RMS. No entanto, o nível RMS pode não apresentar alterações consideráveis nos estágios iniciais da engrenagem e danos ao rolamento. Uma medida melhor é usar o Fator de Crista, que é definido como a razão entre o nível de pico do sinal de entrada e o nível de RMS. Portanto, os picos no sinal da série temporal resultarão em um aumento no valor do fator de crista.

Para operações normais, o fator de crista pode atingir entre 2 e 6. Um valor acima de 6 é geralmente associado a problemas de maquinário. Esse recurso é usado para detectar alterações no padrão de sinal devido a fontes de vibração impulsivas, como quebra de dente em uma engrenagem ou um defeito na pista externa de um rolamento. O recurso de fator de crista não é considerado uma técnica muito sensível.

O fator de crista é dependente do pico de amplitude e o RMS do sinal, conforme a Equação 9.

$$\text{Fator de crista} = \frac{x_{\text{máx}}}{RMS} \quad (9)$$

3.3.4. Espectro de Fourier

Esta técnica é baseada na aplicação dos conceitos da Transformada Discreta de Fourier (DFT) e implementada computacionalmente sob a forma da Transformada Rápida de Fourier (FFT) para compor o espectro de vibração com as assinaturas no domínio do tempo.

A FFT é simplesmente uma classe de algoritmos especiais que implementam a DFT com considerável economia de tempo computacional. Para N pontos da assinatura no domínio do tempo, a DFT realiza $2N^2$ cálculos, enquanto a FFT realiza $2N \log_2 N$.

4. RESULTADOS E ANÁLISES

Com base nos valores mensurados e listados na Tabela 3, as informações da Tabela 5 foram calculadas a partir de relações geométricas estabelecidas por Shigley (2005) e Norton (2013). Os valores dos parâmetros dependentes das folgas foram listados na Tabela 6. A determinação do ângulo de pressão foi realizada com o auxílio de um *software* CAD, *Computer Aided Design*, usando a definição estabelecida na seção 2.2.1.1. As frequências características do espectro de engrenamento foram listadas na Tabela 7. Todos os fatores observados nessas tabelas foram definidos na seção 2.2.

Tabela 5 – Parâmetros calculados das engrenagens

Engrenagem	Diâmetro primitivo	Módulo	Altura do dente
Movida	57,86	1,808	3,918
Motora	61,67	1,814	3,930

Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 6 – Parâmetros do engrenamento

Folga	Distância entre eixos	Comprimento de ação	Fator de recobrimento	Ângulo de pressão
0,12	59,885	8,790	1,649	20,4005
0,24	60,005	8,748	1,645	20,8367
0,48	60,245	8,665	1,634	21,2582

Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 7 – Frequências do espectro de engrenamento

Frequência de alimentação (Hz)	F_{rp} (Hz)	F_{rg} (Hz)	GMF (Hz)	F_a (Hz)	F_{rt} (Hz)
5	4,93	4,64	157,72	78,86	0,29
11	10,84	10,21	346,99	173,49	0,64
17	16,76	15,77	536,25	268,13	0,99
23	22,67	21,34	725,52	362,76	1,33
29	28,59	26,91	914,78	457,39	1,68
37	36,47	34,33	1167,14	583,57	2,15
41	40,42	38,04	1293,32	646,66	2,38
47	46,33	43,61	1482,59	741,29	2,73
53	52,25	49,17	1671,85	835,93	3,07
59	58,16	54,74	1861,12	930,56	3,42

Fonte: elaborada pelo autor.

Foram realizadas análises dos dados coletados no mancal mais próximo da engrenagem movida, engrenagem a qual foram induzidos os defeitos. A proximidade desse mancal com a região da falha resultou em maiores valores de amplitude.

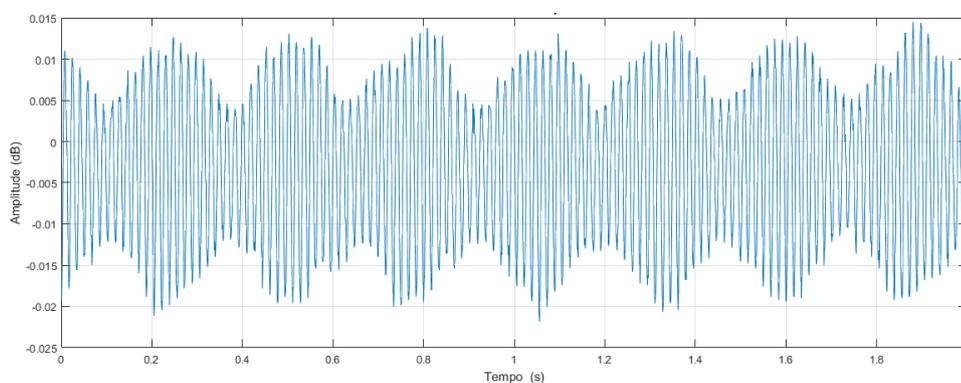
Os espectros de vibrações mostrados no decorrer desse trabalho foram obtidos com as informações coletadas no sentido radial horizontal do mancal selecionado, uma vez que estes apresentaram amplitudes maiores que as do sentido radial vertical.

Para as técnicas de processamentos de sinal bruto, os sinais apresentaram, de modo geral, o mesmo comportamento para os sinais coletados no sentido radial horizontal e vertical. Neste trabalho serão evidenciados os valores das aquisições realizados no sentido radial vertical para os valores de RMS, fatores de crista e curtoses, pois estes apresentaram maiores amplitudes.

4.1. Assinatura e espectro de vibração na condição de referência

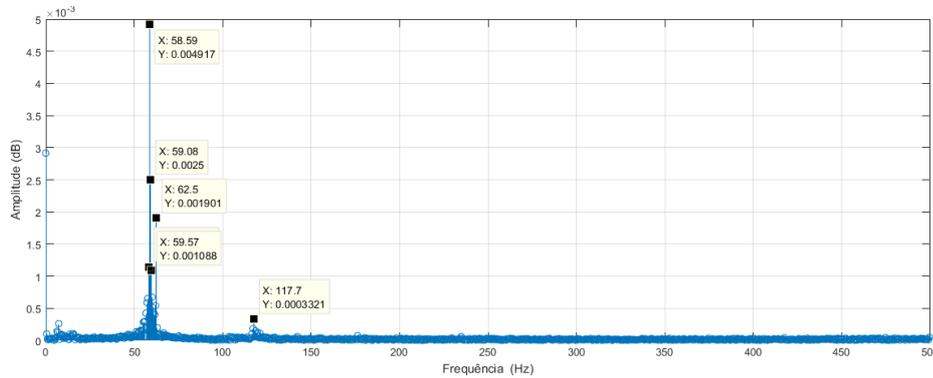
A condição de referência foi estabelecida com uma folga de trabalho de 0,12 mm, sem desalinhamento entre as engrenagens e sem defeitos na integridade dos dentes, desgaste e quebra. Nos Gráficos 1 e 2 são ilustrados a assinatura e o espectro de vibração para a essa condição de teste, engrenagem sem nenhum defeito induzido e folga mínima, operando a uma frequência de alimentação de 59 Hz. O pico máximo de 58,59 Hz representa a frequência de alimentação do sistema no espectro, evidenciando um erro de 0,694%. Um pequeno pico na frequência de 117,7 Hz, que é aproximadamente o dobro da frequência de alimentação, também apareceu no espectro. Outras amplitudes nas frequências próximas do pico máximo apareceram devido a componentes má fixados, como porcas, arruelas, acoplamentos.

Gráfico 1– Assinatura de vibração para a condição de referência (0,12 mm de folga, 0% de desalinhamento e dentes sem defeitos)



Fonte: elaborada pelo autor.

Gráfico 2 - Espectro de vibração em 59 Hz para a condição de referência (0,12 mm de folga, 0% de desalinhamento e dentes sem defeitos)



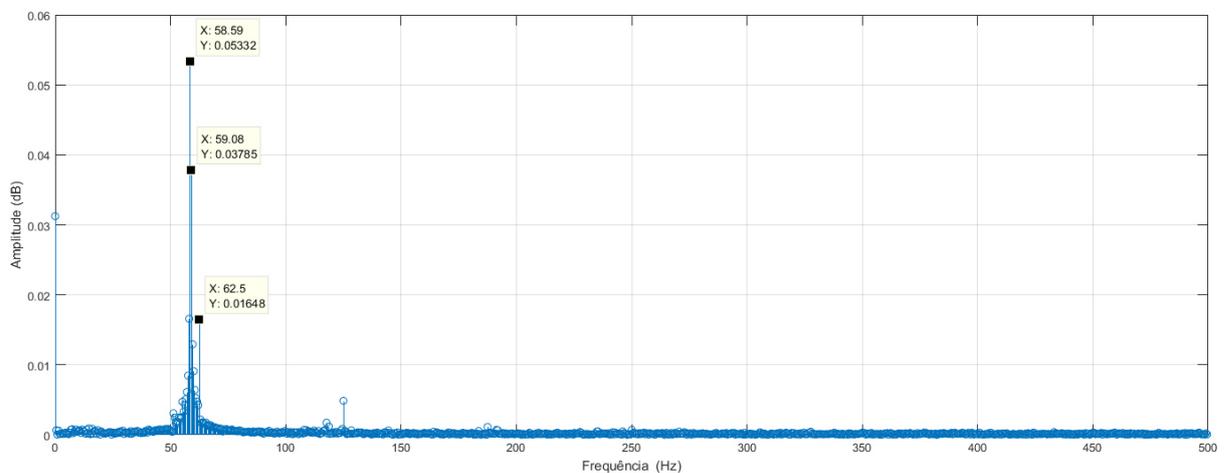
Fonte: elaborada pelo autor.

Para as técnicas de RMS, fator de crista curtose, os valores calculados foram $3,684 \times 10^{-3}$; 2,388 e 2,233; respectivamente. Vale ressaltar que essas técnicas são quantitativas, os valores calculados devem ser comparados com os valores dos outros testes realizados nessa frequência.

4.2. Assinatura e espectro de vibração nas condições de folga

O Gráfico 3 ilustra o comportamento do espectro de vibração na condição 25 de teste, 0% de desalinhamento e folga de 0,24 mm. As condições de teste 1, 5, 9, 13, 17, 21, 25, 29, 33, 37 e 41 apresentaram espectros semelhantes ao Gráfico 3, com pico de amplitude máximo na frequência de alimentação e picos de amplitude menores em frequências próximos a ela.

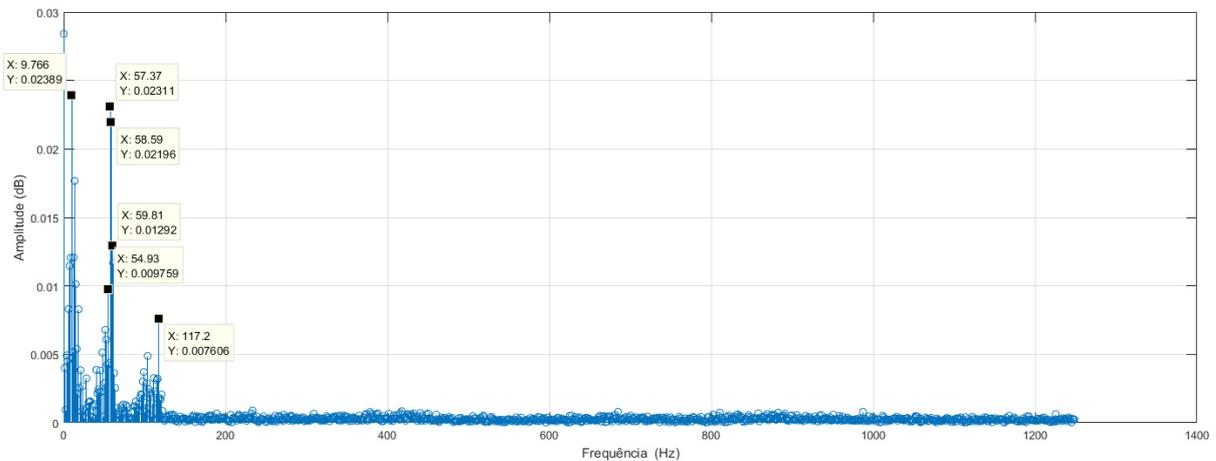
Gráfico 3 - Espectro de vibração em 59 Hz para a condição 25 (0,12 mm de folga, 0% de desalinhamento e dente sem defeito)



Fonte: elaborada pelo autor.

Na condição 45 (0,48 mm de folga, 0% de desalinhamento e dois dentes quebrados) ocorreu uma falha catastrófica, ou seja, uma falha onde o sistema não consegue conservar sua integridade. Durante o experimento, essa falha foi identificada pelo aumento do desalinhamento das engrenagens e pelo desprendimento do acelerômetro. Por esse motivo, o espectro de vibração dessa condição, Gráfico 4, foi o único a apresentar os múltiplos da frequência de repetição de dentes (3,42 Hz), na faixa de 0 Hz até 117,2 Hz (o dobro da frequência de alimentação).

Gráfico 4 - Espectro de vibração em 59 Hz para a condição 45 (0,48 mm de folga, 0% de desalinhamento e dois dentes quebrados)



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Tabela 8 foram listados os valores para as técnicas RAW utilizadas neste trabalho, bem como os picos da FFT na frequência de alimentação, para as condições com folga de 0,12 mm, sem desalinhamento e a progressão do desgaste do dente.

Tabela 8 – Progressão da RMS, fator de crista e curtose com a folga nas condições sem desalinhamento

Técnica	Folga	Sem defeitos	Desgaste	Quebra de um dente	Quebra de dois dente
RMS	0,12	$3,68 \times 10^{-3}$	$7,09 \times 10^{-3}$	$3,92 \times 10^{-2}$	$4,45 \times 10^{-2}$
	0,24	$3,77 \times 10^{-3}$	$2,94 \times 10^{-2}$	$3,07 \times 10^{-2}$	$4,73 \times 10^{-2}$
	0,48	$2,97 \times 10^{-3}$	$4,91 \times 10^{-2}$	$4,47 \times 10^{-2}$	$2,37 \times 10^{-1}$
Fator de crista	0,12	2,38	2,82	2,76	3,3
	0,24	2,33	2,44	2,61	2,07
	0,48	2,23	2,46	2,26	2,37
Curtose	0,12	2,23	6,45	4,95	4,92
	0,24	2,37	2,11	2,15	2,29
	0,48	2,23	2,46	2,26	3,23

Fonte: elaborada pelo autor.

A energia total dissipada pelo sistema por vibração cresceu com o aumento da folga e com a degradação do fator de recobrimento. As condições com folga de 0,24 mm e 0,48 mm apresentaram o mesmo comportamento observado na Tabela 8, uma vez que ocorreu baixa variação nos parâmetros fator de crista e curtose. Os maiores valores desses parâmetros foram encontrados na menor folga na qual o sistema foi submetido.

4.3. Assinatura e espectro de vibração nas condições de desalinhamento

Na Tabela 9 foram listados os resultados obtidos neste trabalho para as condições com folga de 0,24 mm sem defeito (5 a 8), desgaste (17 a 20), quebra de um dente (29 a 32) e dois dentes (41 a 44).

Tabela 9 – Progressão da RMS, fator de crista e curtose na folga de 0,24 mm com o desalinhamento

Técnica	Desalinhamento (mm)	Sem defeitos	Desgaste	Quebra de um dente	Quebra de dois dente
RMS	0	$3,77 \times 10^{-3}$	$2,94 \times 10^{-3}$	$3,07 \times 10^{-2}$	$4,73 \times 10^{-2}$
	2,5	$5,83 \times 10^{-3}$	$7,41 \times 10^{-2}$	$3,20 \times 10^{-2}$	$5,35 \times 10^{-2}$
	5,0	$3,51 \times 10^{-3}$	$3,52 \times 10^{-2}$	$5,59 \times 10^{-2}$	$1,89 \times 10^{-1}$
	7,5	$3,35 \times 10^{-3}$	$5,24 \times 10^{-2}$	$4,58 \times 10^{-2}$	$7,69 \times 10^{-2}$
Fator de crista	0	2,33	2,44	2,61	2,07
	2,5	2,47	2,16	2,88	3,43
	5,0	2,28	2,73	3,01	1,41
	7,5	2,51	1,76	2,44	4,37
Curtose	0	2,37	2,11	2,15	2,28
	2,5	2,76	2,30	2,31	5,23
	5,0	2,41	2,25	4,43	2,92
	7,5	2,45	2,23	2,24	8,84

Fonte: elaborada pelo autor.

Nas condições com dente quebrado, os maiores valores de RMS foram encontrados para os testes realizados com 5,0 mm de desalinhamento. Nas demais condições, o valor maior ocorreu com desalinhamento de 2,5mm. As condições 20 (desgaste e 7,5 mm de desalinhamento) e 43 (dois dentes quebrados e desalinhamento de 5,0 mm) apresentaram fator de crista menores que os estabelecidos por Lebold (2000). A curtose obteve seu valor mais alto na condição 44, que antecedeu a falha catastrófica do sistema.

Os espectros de vibração desses experimentos obtiveram o mesmo comportamento visualizado no Gráfico 3. Nas condições com quebra de dentes, os maiores valores para a amplitude apareceram na frequência de alimentação de 53 Hz.

5. CONCLUSÕES

Após o término do trabalho foi possível obter algumas informações importantes em relação aos sinais analisados a partir da comparação entre as técnicas utilizadas.

O aumento na degradação do fator de recobrimento produziu sinais vibracionais com maiores energias, evidenciado pelo aumento do RMS. No geral, com picos máximos de amplitude entre duas e três vezes o valor da RMS, evidenciado pelo fator de crista, e distribuição de energia semelhante, observada pela baixa variação da curtose.

O alto valor da curtose na condição 45 comprovou uma alta concentração de energia próxima ao valor de amplitude da RMS, maior valor de RMS observado nos experimentos. Esses parâmetros evidenciaram a falha catastrófica ocorrida.

Não foi possível estabelecer uma relação entre o fator de recobrimento e a progressão dos desalinhamentos inseridos. Esse fato, junto com a baixa variação nos valores da curtose e fator de crista analisados e ausência de picos característicos no espectro de vibração, podem ser justificados pelo fato do teste ter sido feito sem carga aplicada. A forma involuta permite perdas mínimas de velocidade em condições de montagem inadequadas (folgas e desalinhamentos). Porém a presença de um destes defeitos em sistemas com carga, produzem uma distribuição de esforço desigual nos dentes da engrenagem que refletem numa maior variação dos parâmetros estatísticos e comportamentos da FFT mais próximos aos encontrados no Anexo A.

REFERÊNCIAS

AHERWAR, A. **Vibration Analysis Techniques for Gearbox Diagnostic: a Review.**

International Journal of Advanced Engineering Technology, Abril-Junho 2012 v3 Issue 2,
Disponível em:

<<http://www.technicaljournalsonline.com/ijeat/VOL%20III/IJAET%20VOL%20III%20ISSUE%20II%20APRIL%20JUNE%202012/02%20IJAET%20Vol%20III%20Issue%20II%202012.pdf>>. Acesso em: 12 dez. 2007.

ALFACOMP. **Introdução à Manutenção Preditiva.** 2013. Disponível em: <

<https://pt.slideshare.net/MatheusSilva101/curso-anlise-de-vibrao-em-mquinas-rotativas-crticas-20872751>>. Acesso em: 05 jul. 2018.

ARCHAMBAULT, René. **The Past, Present and Future of Vibration Analysis.** ETD – **Environmental Test & Design**, 07/07/2014. Disponível em:

<<http://environmentaltestanddesign.com/past-present-future-vibration-analysis/>>. Acesso em: 18 mai. 2018.

BRÜEL & KJÆR. **Product Data: Charge Amplifier – Type 2635.** Nærum, Dinamarca.

[s.n.], 2015. Disponível em: <<https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp0099.ashx>>. Acesso em: 29 abr. 2018.

BRÜEL & KJÆR. **Product Data: Piezoelectric Charge Accelerometer Types 4382 and 4382 - V.** Nærum, Dinamarca. [s.n.], 2015. Disponível em:

<<https://www.bksv.com/media/doc/Bp2042.pdf>>. Acesso em: 29 abr. 2018.

BEZERRA, R. A.; **Deteção de Falhas em Rolamentos por Análise de Vibração,**

Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. Tese (Doutorado).

LEBOLD, M.; McClintic, K.; Campbell, R.; Byington, C.; Maynard, K., **Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics**, PROCEEDINGS OF THE 54TH MEETING OF THE SOCIETY FOR MACHINERY FAILURE PREVENTION TECHNOLOGY, Virginia Beach, VA, May 1-4, 2000, p. 623 -634.

Disponível em: <

[267822399_Review_of_Vibration_Analysis_Methods_for_Gearbox_Diagnostics_and_Prognostics](https://www.researchgate.net/publication/267822399_Review_of_Vibration_Analysis_Methods_for_Gearbox_Diagnostics_and_Prognostics)>. Acesso em: 05 dez. 2017.

MITCHELL, John S. **From Vibration Measurements to Condition Based Maintenance Seventy Years of Continuous Progress.** San Juan Capistrano, Califórnia, 2007. Disponível em: <

<http://www.sandv.com/downloads/0701mitc.pdf>>. Acesso em: 05 dez. 2017

NATIONAL INSTRUMENTS. **O que é aquisição de dados?** 2017. Disponível em: <

<https://www.ni.com/data-acquisition/what-is/pt/>>. Acesso em: 05 dez. 2017.

NORTON, R. L.; **Projeto de máquinas: Uma Abordagem Integrada.** 4. ed. Porto Alegre:

Bookman, 2013. 1030 p.

PORTAL ACTION. **Estatística descritiva: curtose.** 2017. Disponível em: <<http://www.portalaction.com.br/estatistica-basica/26-curtose>>. Acesso em: 24 abr. 2018.

RAMOS, V. E. S. **Notas de Aulas: Manutenção 2 – Sistemas de Transmissão.** 2017. Disponível em: <<ftp://ftp.sm.ifes.edu.br/professores/ViniciusErler/Manutencao%202/1.%20Aula%20montagem%20correias,%20correntes%20engrenagens.pdf>>. Acesso em: 28 jun. 2018.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica.** 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

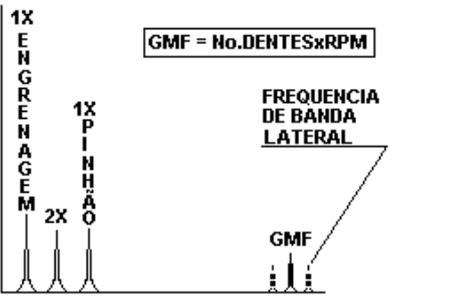
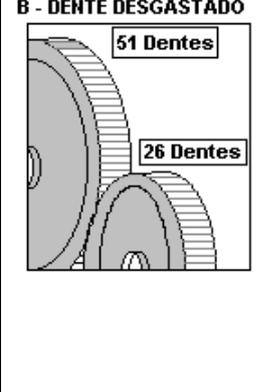
SKF RELIABILITY SYSTEMS. **Vibration Diagnostic Guide.** San Diego, Califórnia: [s.n.], 2000. 28 p. Disponível em: <<http://edge.rit.edu/edge/P14453/public/Research/SKF%20VibrationGuide.pdf>>. Acesso em: 17 fev. 2018.

WINNERTON, John G. **Component identification of gear component spectra.** 2001.

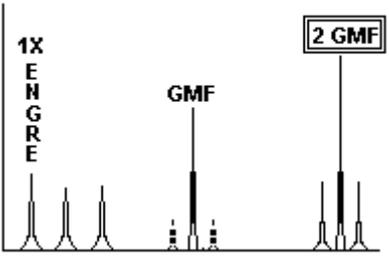
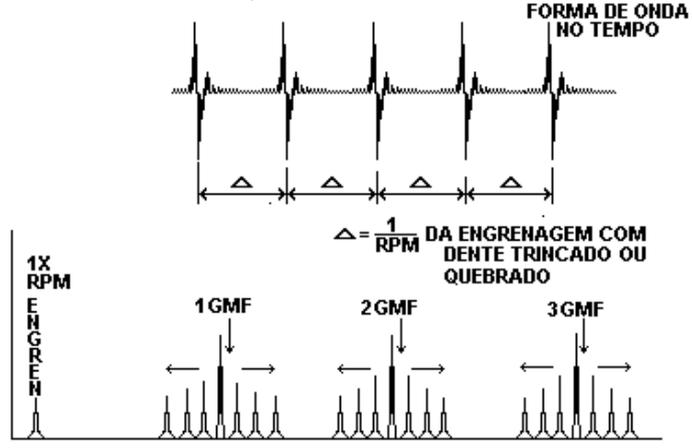
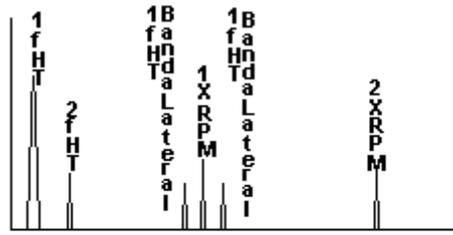
TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE. **Illustrated Vibration Diagnostic Chart.** Charlotte, North Carolina. 1994. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/doc/65267280/Vibration-Dignostic-Chart>>. Acesso em: 05 dez. 2017.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ. Biblioteca Universitária. **Guia de normalização de trabalhos acadêmicos da Universidade Federal do Ceará.** Fortaleza, 2013.

ANEXO A – QUADRO ILUSTRATIVO DE DIAGNÓSTICOS DE VIBRAÇÃO EM ENGRENAGENS

<p>ENGRENAGENS A - ESPECTRO NORMAL</p>	 <p>1X ENGRENAGEM 2X 1X PINHÃO GMF = No. DENTES x RPM FREQUENCIA DE BANDA LATERAL GMF</p>	<p>O Espectro Normal mostra 1X e 2X, junto com a Frequência da Rede de Engrenagens (GMF). Comumente GMF tem bandas laterais da velocidade de operação em torno dela todos os picos são de baixa amplitude, e não são excitadas as frequências naturais das engrenagens.</p>
<p>B - DENTE DESGASTADO</p>  <p>51 Dentes 26 Dentes fn = FREQUENCIA NATURAL DA ENGRENAGEM FREQUENCIA DE BANDA LATERAL GMF</p>	<p>O indicador chave do Dente Gasto é a Frequência Natural da Engrenagem, junto com bandas laterais em volta dela, espaçadas na velocidade de operação da engrenagem em mau estado. A Frequência da Rede de Engrenagens pode mudar ou não em amplitude, embora ocorram bandas laterais de alta amplitude envolvendo GMF, em geral quando o desgaste é perceptível. As bandas laterais podem ser melhores indicadores do desgaste que as próprias frequências GMF.</p>	<p>O indicador chave do Dente Gasto é a Frequência Natural da Engrenagem, junto com bandas laterais em volta dela, espaçadas na velocidade de operação da engrenagem em mau estado. A Frequência da Rede de Engrenagens pode mudar ou não em amplitude, embora ocorram bandas laterais de alta amplitude envolvendo GMF, em geral quando o desgaste é perceptível. As bandas laterais podem ser melhores indicadores do desgaste que as próprias frequências GMF.</p>
<p>C - DENTE EM CARGA</p>  <p>1X 2X 1X GMF</p>	<p>Frequências de Dentes de Engrenagens são muitas vezes sensíveis à carga. Altas amplitudes GMF não indicam necessariamente um problema, particularmente se as frequências de banda lateral se mantêm em nível baixo e as frequências naturais das engrenagens não são excitadas. Cada análise deve ser executada com o sistema operando com carga máxima.</p>	<p>Frequências de Dentes de Engrenagens são muitas vezes sensíveis à carga. Altas amplitudes GMF não indicam necessariamente um problema, particularmente se as frequências de banda lateral se mantêm em nível baixo e as frequências naturais das engrenagens não são excitadas. Cada análise deve ser executada com o sistema operando com carga máxima.</p>
<p>D - ENGRENAGEM EXCÊNTRICA E EIXO FORA DE PARALELISMO</p>  <p>1X 2X 1X fn GMF</p>	<p>Bandas laterais de alta amplitude regularmente em volta de GMF sugerem muitas vezes excentricidade de engrenagem, folga, ou eixos não paralelos que permitem a rotação de uma engrenagem "modular" a velocidade de operação da outra. A engrenagem com o problema é indicada pelo espaçamento das frequências de banda lateral. Folga excessiva normalmente excita GMF e a Frequência Natural da Engrenagem, ambas tendo bandas laterais em 1X RPM. As amplitudes de GMF muitas vezes decrescem com o crescimento da carga, se o problema for de folga na engrenagem.</p>	<p>Bandas laterais de alta amplitude regularmente em volta de GMF sugerem muitas vezes excentricidade de engrenagem, folga, ou eixos não paralelos que permitem a rotação de uma engrenagem "modular" a velocidade de operação da outra. A engrenagem com o problema é indicada pelo espaçamento das frequências de banda lateral. Folga excessiva normalmente excita GMF e a Frequência Natural da Engrenagem, ambas tendo bandas laterais em 1X RPM. As amplitudes de GMF muitas vezes decrescem com o crescimento da carga, se o problema for de folga na engrenagem.</p>

Fonte: traduzida de Technical Associates Of Charlotte (2000).

<p>E - ENGRENAGEM DESALINHADA</p>  <p>1X ENGRE GMF 2GMF</p>	<p>O Desalinhamento da engrenagem quase sempre excita harmônicos de segunda ordem, ou de ordem mais alta de GMF, os quais terão banda lateral na velocidade de operação. Muitas vezes mostrarão somente pequena amplitude 1X GMF, mas níveis muito mais altos em 2X ou 3X GMF. É importante aumentar a escala de Frequência para capturar, ao menos o 2o.Harmônico (2GMF), utilizando-se o transdutor para Altas Frequências.</p>
<p>F - DENTE TRINCADO OU QUEBRADO</p>  <p>FORMA DE ONDA NO TEMPO $\Delta = \frac{1}{\text{RPM}}$ DA ENGRENAGEM COM DENTE TRINCADO OU QUEBRADO 1X RPM ENGR 1GMF 2GMF 3GMF</p>	<p>Um Dente Trincado ou Quebrado gerará uma amplitude alta em 1X RPM desta engrenagem e além disso excitará a Frequência Natural da Engrenagem (F_n) com a banda lateral em sua velocidade de operação. Ele é melhor detectado em Forma de Onda de Tempo, a qual mostrará uma ponta pronunciada cada vez que o dente com problema tentar engrenar nos dentes da engrenagem com que trabalha. O tempo entre impactos (Δ) corresponderá a $1/\text{velocidade da engrenagem com problema}$. Amplitudes de Pontas de Impacto na Forma de Onda de Tempo habitualmente serão muito maiores que aquela de 1X RPM em FFT.</p>
<p>G - PROBLEMAS DE ENGRENAMENTO</p>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $f_{HT} = \frac{(GMF) (N_a)}{(T_{gear} T_{pinion})}$ <p>AONDE : T_{gear} = No.DENTES ENGRENAGEM T_{pinion} = No.DENTES PINHÃO</p> </div>	<p>A Frequência de Dente Não Encaixado é particularmente efetiva para detectar defeitos, tanto na engrenagem como no pinhão, que provavelmente ocorreram durante a fabricação ou foram provocados pela má utilização. Ela pode causar vibrações bastante elevadas, mas enquanto isto ocorre em frequências baixas, predominantemente menores que 600 CPM, não é geralmente percebida. Um conjunto de engrenagens com este problema repetido de dente emite, normalmente, um som crescente a partir do equipamento. O máximo de efeito ocorre quando o pinhão defeituoso e os dentes da engrenagem engatam ambos ao mesmo tempo (em alguns equipamentos isto deverá ocorrer somente 1 vez cada 10 a 20 RPM, dependendo da formula HT).</p> <p>Observe que T_{GEAR} e T_{PINION} referem-se respectivamente ao número de dentes da engrenagem e do pinhão. N_a = número da única montagem de fases para uma dada combinação de dentes que é igual ao produto dos fatores primos comuns pelo número de dentes em cada engrenagem.</p>

Fonte: traduzida de Technical Associates Of Charlotte (2000).

APÊNDICE A – CONDIÇÕES DE TESTE

Condição	Nº de dente quebrado	Dente desgastado	Folga	Porcentagem de desalinhamento
1	0	Não	0,12	0%
2	0	Não	0,12	25%
3	0	Não	0,12	50%
4	0	Não	0,12	75%
5	0	Não	0,24	0%
6	0	Não	0,24	25%
7	0	Não	0,24	50%
8	0	Não	0,24	75%
9	0	Não	0,48	0%
10	0	Não	0,48	25%
11	0	Não	0,48	50%
12	0	Não	0,48	75%
13	0	Sim	0,12	0%
14	0	Sim	0,12	25%
15	0	Sim	0,12	50%
16	0	Sim	0,12	75%
17	0	Sim	0,24	0%
18	0	Sim	0,24	25%
19	0	Sim	0,24	50%
20	0	Sim	0,24	75%
21	0	Sim	0,48	0%
22	0	Sim	0,48	25%
23	0	Sim	0,48	50%
24	0	Sim	0,48	75%
25	1	Não	0,12	0%
26	1	Não	0,12	25%
27	1	Não	0,12	50%
28	1	Não	0,12	75%
29	1	Não	0,24	0%
30	1	Não	0,24	25%
31	1	Não	0,24	50%
32	1	Não	0,24	75%
33	1	Não	0,48	0%
34	1	Não	0,48	25%
35	1	Não	0,48	50%
36	1	Não	0,48	75%
37	2	Não	0,12	0%
38	2	Não	0,12	25%
39	2	Não	0,12	50%
40	2	Não	0,12	75%
41	2	Não	0,24	0%
42	2	Não	0,24	25%
43	2	Não	0,24	50%
44	2	Não	0,24	75%
45	2	Não	0,48	0%
46	2	Não	0,48	25%
47	2	Não	0,48	50%
48	2	Não	0,48	75%

Fonte: elaborada pelo autor.