



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

CARLOS EDUARDO SGOTTI

**INVESTIGAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE DEFEITOS EM
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS UTILIZANDO
MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO**

Ilha Solteira

2018

CARLOS EDUARDO SGOTTI

**INVESTIGAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE DEFEITOS EM
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS UTILIZANDO
MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO**

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia de Ilha Solteira – UNESP como
parte dos requisitos para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Área de Conhecimento: Mecânica dos Sólidos.

Prof. Dr. Aparecido Carlos Gonçalves
Orientador

Ilha Solteira

2018

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

S523i Sgotti, Carlos Eduardo.
Investigação do comportamento de defeitos em engrenagens cilíndricas de dentes retos utilizando monitoramento da condição / Carlos Eduardo Sgotti. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2018
184 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos Sólidos, 2018

Orientador: Aparecido Carlos Gonçalves
Inclui bibliografia

1. Caixas de Engrenagens. 2. Monitoramento da condição. 3. Análise de vibrações. 4. Análise de lubrificantes. 5. Função densidade de probabilidade beta.


Raiane da Silva Santos

Supervisora Técnica de Seção
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao usuário e Documentação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação
CRB/8 - 9999

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: INVESTIGAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE DEFEITOS EM ENGENHAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS UTILIZANDO MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO

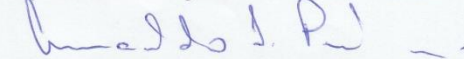
AUTOR: CARLOS EDUARDO SGOTTI

ORIENTADOR: APARECIDO CARLOS GONCALVES

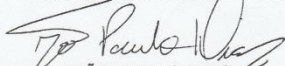
Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: MECANICA DOS SÓLIDOS pela Comissão Examinadora:



Prof. Dr. APARECIDO CARLOS GONCALVES
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira



Prof. Dr. AMARILDO TABONE PASCHOALINI
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira



Dr. JOÃO PAULO DIAS
Department of Mechanical Engineering / Texas Tech University

Ilha Solteira, 28 de fevereiro de 2018

AGRADECIMENTOS

A Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, pela estrutura e oportunidades proporcionadas desde o tempo de minha graduação como Engenheiro Mecânico.

Aos colaboradores do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, professores, técnicos, administradores, mestrandos, doutorandos e demais funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica.

Ao Prof. Dr. Aparecido Carlos Gonçalves pela postura profissional como orientador ao longo do tempo de realização deste mestrado acadêmico.

Ao técnico em mecânica Carlos José Santana pela colaboração e dedicação nas atividades experimentais do projeto.

A toda a minha família, Médis e Sgotti, especialmente a meus pais e irmã, Ademir, Maria e Juliene pelo suporte ao longo de toda a vida.

Aos amigos André Pereira, Erikson Moura, Rafael Mello, e Júlio Santos pela parceria nas atividades acadêmicas.

Aos amigos que conviveram comigo ao longo de todo esse novo período em Ilha Solteira: moradores de república e amigos de mestrado.

À instituição fomentadora deste mestrado, CAPES.

*“L’étude approfondie de la nature est la source la plus féconde des découvertes
mathématiques.”*

Jean-Baptiste Joseph Fourier

RESUMO

A falha catastrófica de caixas de engrenagens acarreta em perdas de produção e custos de manutenção. O elemento mecânico que mais falha em uma caixa de engrenagens é o próprio par engrenado. Estas falhas geralmente ocorrem devido a defeitos pontuais nos dentes como desgaste severo e presença de trincas, contrariando os fatores de segurança previamente definidos por normas referentes aos critérios de falhas em engrenagens. O monitoramento da condição do par engrenado busca avaliar parâmetros representativos dos mecanismos de falha do par engrenado. As técnicas de monitoramento da condição mais utilizadas são a análise de vibrações e análise de lubrificantes. Este trabalho realiza uma revisão bibliográfica de técnicas de monitoramento da condição. A parte experimental consiste na avaliação de uma bancada sob três condições: desgaste severo ao longo da vida útil da engrenagem; engrenagem entalhada para simulação de trinca; engrenagem com variação do entalhe para simulação de uma propagação de trinca. A condição da bancada foi avaliada utilizando técnicas de tratamento de sinais de vibração como TSA, sinal residual, demodulação temporal e análise estatística via PDF beta e; técnicas de análise de lubrificantes como contagem de partículas e espectrometrias de raios-x e infravermelho. Todas as técnicas se mostraram adequadas na avaliação da evolução do desgaste excetuando a espectrometria de infravermelho. Apenas as técnicas de vibração se mostraram adequadas para identificar a presença do entalhe. A análise estatística via PDF beta se mostrou útil para identificar a degradação de um dente conforme evolui o tamanho do entalhe.

Palavras-chave: Caixas de engrenagens. Monitoramento da condição. Análise de vibrações. Análise de lubrificantes. Função densidade de probabilidade beta.

ABSTRACT

The catastrophic failure of gearboxes results in production losses and maintenance costs. The mechanical component that most fails in gearboxes are the gears. These failures usually occur before the end of useful life projected by criteria of failure standards due teeth defects as severe wear and cracking. The condition monitoring of gearboxes evaluates parameters which can indicate the mechanism of failure in process in the gear. The most commonly used monitoring techniques of gearboxes are vibration analysis and lubricant analysis. Firstly, this work performs a bibliographic review of condition monitoring techniques. The experimental analysis consists of the evaluation of an experimental workbench under three conditions: severe wear throughout the life of the gear; notched gear for crack simulation and; gear with variation of notch for simulation of a crack propagation. The workbench condition was evaluated using vibration signal treatment techniques such as TSA, Residual Signal, Demodulation, Statistical Moments, Crest Factor and Statistical Analysis using PDF beta and; techniques for analyzing lubricants such as particle counting and x-ray and infrared spectrometry. All the techniques were adequate to evaluate the evolution of wear except infrared spectrometry. Only the vibration techniques were adequate to identify the presence an evolution of the notch. Statistical analysis using PDF beta was useful to identify the degradation of a tooth as the notch size evolved.

Keywords: Gearboxes. Condition monitoring. Vibration analysis. Lubricant analysis. Beta probability density function.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Geometria de contato entre engrenagens com dentes de perfil de involuta.....	24
Figura 2 - Nomenclatura de um dente de engrenagem.	24
Figura 3 - Porcentagem de falha em componentes mecânicos de redutores de engrenagens segundo estudo de Penter & Lewis (1990).	26
Figura 4 - Diagrama que relaciona a espessura do filme lubrificante com o desgaste e o atrito. Elaborado por Blau (1996).	32
Figura 5 - Aplicações dos óleos minerais básicos.	34
Figura 6 - Diferentes tipos de estratégia para a Análise de óleo.	35
Figura 7 - Fluxograma de técnicas de análise de lubrificantes.	36
Figura 8 - Gráfico de viscosidade por temperatura de diversos óleos de diferentes IV.	37
Figura 9 - Interpretação prática dos números de neutralização na escala pH.	40
Figura 10 - Espectro para óleos com valores de TBN entre 1-16 mgKOH/g, ilustrando o comportamento complexo dos vários aditivos e picos de degradação infravermelhos.	42
Figura 11 - Aumento do TAN em óleo de engrenagem no espectro infravermelho.	42
Figura 12 - Ferrografia direta.	45
Figura 13 - Relação de tamanho e concentração de partículas com a probabilidade falha do sistema.	46
Figura 14 - Modos de desgaste em engrenagens: desgastes de rolamento e deslizamento combinados: a) pitting b) scuffing e; desgaste por cisalhamento: c) partículas abrasivas.	49
Figura 15 - Desgastes na superfície de dentes de engrenagens em razão de carga e velocidade - elaborado por Jones & Scott (1991).	49
Figura 16 - Morfologia e tamanho das partículas.	50
Figura 17 – Esquema de um ferrograma obtido pelo método RPD.	52
Figura 18 - Modelo de transferência de elétrons sob ação de raios-x incidentes.	55
Figura 19 – Análise da cinemática do comportamento vibratório par duas frequências distintas.	59
Figura 20 – Ilustração do comportamento dos parâmetros de deslocamento, velocidade e aceleração de acordo com a frequência do sinal.	59
Figura 21 - Direções dos pontos de coleta de sinais de vibrações em mancais.	60
Figura 22 - Classificação dos sinais.	62
Figura 23 - Espectro de frequências simuladas de um par engrenado: a) sem defeitos; b) com defeitos.	64
Figura 24 - Comparação do espectro de sinais simulados de engrenagens sob condições: a) normais; b) com excentricidade.	70
Figura 25 – Comparação do espectro de sinais simulados de engrenagens sob condições: a) normais; b) com defeito pontual em um dente.	71
Figura 26 - Diagrama do processo de construção da TSA.	72
Figura 27 - TSA simulada com: a) condições normais e b) condição de defeito pontual em um dente.	73
Figura 28 - Sinal residual simulado com: a) condições normais e b) condição de defeito pontual em um dente.	75
Figura 29 - Demodulação em torno da GMF de um sinal simulado com: a) condições normais e b) condição de defeito pontual em um dente.	77

Figura 30 - Diferença dos valores de variância de sinais simulados de engrenagens: um sem defeito e outro com um dente com defeito pontual.	80
Figura 31 - Severidade aceitável de acordo com faixas de classificação dos equipamentos conforme NBR 10082 para frequências de 10-1000 Hz.....	81
Figura 32 - Diferença dos valores de RMS de sinais simulados de engrenagens: um sem defeito e outro com um dente com defeito pontual.	82
Figura 33 - Distribuição de dados com skewness diferentes.....	83
Figura 34 - Diferença dos valores de skewness de sinais simulados de engrenagens: um sem defeito e outro com um dente com defeito pontual.	83
Figura 35 - Distribuição de dados com kurtosis diferentes.	84
Figura 36 - Valores de kurtosis para sinais simulados de engrenagens um com condições normais e outro com um defeito pontual em um dente.	85
Figura 37 - Valores de fator de crista de sinais simulados de engrenagens com: uma condição normal e uma condição de defeito pontual.	86
Figura 38 - Comportamento de um sinal senoidal e sua PDF.	87
Figura 39 - Definições de intervalos de ocorrência de determinada amplitude em um sinal aleatório.	88
Figura 40 - PDF estimada a partir da média e desvio-padrão: a) gaussiana; b) uniforme.....	89
Figura 41 - PDF estimada a partir da média e desvio-padrão: a) gamma; b) Weibull.	90
Figura 42 - PDF estimada a partir da média e desvio-padrão: a) exponencial; b) lognormal.	90
Figura 43 - Comportamento da PDF Beta com distribuições assimétricas e simétricas.	91
Figura 44 - Procedimento de aplicação da Análise Individual Histórica e da Análise Individual Independente em sinais de vibração.	93
Figura 45 - Bancada experimental.....	96
Figura 46 - Parâmetros operacionais de cada componente da bancada experimental.....	97
Figura 47 - Processo de usinagem de um entalhe em um dente de engrenagem utilizando eletroerosão a fio.	102
Figura 48 - Dimensões do entalhe ao longo da face do dente de engrenagem.....	102
Figura 49 - Processo gradual de aumento do entalhe na raiz do dente para o Ensaio 3.....	103
Figura 50 - Posição dos acelerômetros e do tacômetro nos ensaios.....	104
Figura 51 – Diagrama da instrumentação para aquisição de sinais de vibração.	104
Figura 52 - Fluxograma de etapas de amostragem do sinal no software DasyLab.	105
Figura 53 - Fluxogramas de rotinas de análise de sinais de vibração.	107
Figura 54 - Correção dos desvios do sinal do tacômetro para cálculo da TSA.	108
Figura 55 - Normalização do sinal de vibração para aplicação da distribuição beta.....	112
Figura 56 - Sinais do acelerômetro 1 do Ensaio 1: (a) sinal original no domínio do tempo; (b) sinal após a aplicação da TSA e separação em blocos de rotação da coroa; (c) comportamento do RMS em diversas faixas de frequência (0-300 Hz, 300-1000 Hz e 1000-5000 Hz) ao longo do período de teste; (d) comportamento do RMS em torno da GMF e suas harmônicas; e (e) sinal TSA filtrado em torno da GMF no domínio do tempo.	118
Figura 57 - TSA filtrada e Sinal Residual ao longo de 1 volta da coroa: a) domínio do tempo; b) domínio da frequência.....	120
Figura 58 - Espectro de frequências do sinal original.	121
Figura 59 - Espectro de frequências da TSA Filtrada em torno da GMF.....	122

Figura 60 – Mapa 3D da análise espectral do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo do Ensaio 1.	123
Figura 61 - Mapa 3D da análise espectral do sinal residual ao longo do Ensaio 1.	124
Figura 62 - Média da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	125
Figura 63 - Comparação do Média da TSA filtrada com o sinal residual.	125
Figura 64 - RMS da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	126
Figura 65 - Comparação do RMS da TSA filtrada com o sinal residual.	127
Figura 66 - Variância da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	128
Figura 67 - Comparação do parâmetro variância entre TSA filtrada e sinal residual.	128
Figura 68 - Fator de forma da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	129
Figura 69 - Comparação do parâmetro fator de forma entre TSA filtrada e sinal residual.	130
Figura 70 - Fator de crista da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	131
Figura 71 - Comparação do parâmetro Fator de Crista entre TSA filtrada e sinal residual.	131
Figura 72 - Skewness da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	132
Figura 73 - Comparação do parâmetro skewness entre TSA filtrada e sinal residual.	133
Figura 74 - Kurtosis da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.	134
Figura 75 - Comparação do parâmetro kurtosis entre TSA filtrada e sinal residual.	134
Figura 76 - Demodulação da GMF após 450 horas de funcionamento.	135
Figura 77 - Demodulação da frequência de engrenamento (GMF) ao longo da vida útil do par engrenado.	136
Figura 78 - Análise Histórica Global no Ensaio 1.	137
Figura 79 - Distribuição beta do sinal de referência utilizado na Análise Individual Histórica dos Ensaio 1 e Ensaio 2.	138
Figura 80 - Distribuição de PDF's de cada dente.	138
Figura 81 - Avaliação Histórica Individual do 4º momento estatístico partir da função densidade de probabilidade beta.	139
Figura 82 - Avaliação Individual Independente do 4º momento estatístico a partir da função densidade de probabilidade beta.	139
Figura 83 - Análise Individual Histórica ao longo do ciclo de vida útil.	140
Figura 84 - Análise Individual Independente ao longo da vida útil.	140
Figura 85 - Desgaste e deformações nos dentes da região 35-40 da coroa após o Ensaio 1.	141
Figura 86 - Índice PQ ao longo da vida útil do par engrenado.	142
Figura 87 - Análise de elementos químicos utilizando espectrometria XRF do Ensaio 1.	143
Figura 88 - Comparação entre o Índice PQ e a análise do elemento Ferro por XRF.	144
Figura 89 - Condição (oxidação, TAN e % água) do óleo lubrificante SAE 90 durante o ciclo de vida do par engrenado.	145
Figura 90 - Coroa e pinhão após o Ensaio 1.	146

Figura 91 – Sinais do acelerômetro 1 no Ensaio 2: (a) sinal original; (b) TSA separada em uma rotação da coroa; (c) TSA filtrada em torno da GMF; (d) sinal residual.	147
Figura 92 - Demodulação da GMF do Ensaio 2.....	148
Figura 93 - Análise Histórica Individual do primeiro sinal do Ensaio 2.....	149
Figura 94 - Análise Individual Independente do primeiro sinal do Ensaio 2.....	149
Figura 95 - Parâmetro média da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.....	150
Figura 96 - Parâmetro RMS da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.....	151
Figura 97 - Parâmetro variância da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.....	151
Figura 98 - Parâmetro fator de forma da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.....	152
Figura 99 - Parâmetro fator de crista da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.	152
Figura 100 - Parâmetro skewness da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.	153
Figura 101 - Parâmetro kurtosis da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.....	153
Figura 102 - Análise Individual Histórica do Ensaio 2.	154
Figura 103 - Análise Individual Independente do Ensaio 2.	155
Figura 104 - Acompanhamento do entalhe após 360 horas. a) entalhe na raiz do dente; b) aumento microscópico em 10x.....	155
Figura 105 - Processo de expansão do entalhe na raiz do dente da coroa.....	156
Figura 106 - Análise Individual Histórica via PDF beta do Ensaio 3.	157
Figura 107 - Análise Individual Independente via PDF beta do Ensaio 3.	158
Figura 108 - DMR4O em relação ao tamanho do entalhe através da Análise Individual Histórica e da Análise Individual Independente.....	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Causas comuns de alteração da viscosidade.....	39
Tabela 2 - Recomendações de intervalos de amostragem de óleo para análise em equipamentos comuns no setor industrial.....	44
Tabela 3 - Morfologia das partículas e modo de desgaste segundo Arato Junior (2004).....	50
Tabela 4 - Elementos comuns em alguns componentes de máquina (elaborado por Roylance & Hunt (1999)).	56
Tabela 5 - PDF's mais utilizadas.	89
Tabela 6 – Capacidade de detecção de uma falha utilizando variadas técnicas de análise de sinal.....	95
Tabela 7 - Parâmetros de dimensão e critérios de falha do par engrenado.	98
Tabela 8 - Função dos elementos do programa para coleta de sinais de vibração no software DasyLab.....	105
Tabela 9 - Dados do espectrômetro de fluorescência de raios-x.	114
Tabela 10 - Dados do espectrômetro de infravermelho.....	115
Tabela 11 - Dados técnicos do PQA.....	115
Tabela 12 - Dados técnicos iniciais do par engrenado.	173
Tabela 13 - Fatores de distribuição de carga do par engrenado.	173
Tabela 14 - Fatores de segurança do par engrenado.....	174
Tabela 15 - Dados técnicos do inversor de frequência.	181
Tabela 16 - Dados técnicos do motor elétrico.	181
Tabela 17 - Dados técnicos do multiplicador de velocidade.	182
Tabela 18 - Dados técnicos do gerador elétrico.	182
Tabela 19 - Dados técnicos dos acelerômetros.....	182
Tabela 20 - Dados técnicos dos condicionadores de sinais.	182
Tabela 21 - Dados técnicos da placa de conversão analógico-digital.	183
Tabela 22 - Dados técnicos do notebook para aquisição dos sinais.	183
Tabela 23 - Dados técnicos do sensor trigger.....	183
Tabela 24 - Dados técnicos do óleo lubrificante.	183
Tabela 25 - Dados técnicos do painel de lâmpadas.....	184
Tabela 26 - Dados técnicos dos acoplamentos.	184

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Símbolo	Termo em inglês	Termo em português
AAS	Atomic Absorption Spectroscopy	Espectroscopia de absorção atômica
AES	Atomic Emission Spectroscopy	Espectrometria de emissão atômica
AGMA	American Gear Manufacturers Association	-
AHG	-	Análise histórica global
AIH	-	Análise individual histórica
AII	-	Análise individual independente
BPFI	Ball Pass Frequency Inner	Frequência de pista interna
BPFO	Ball Pass Frequency Outer	Frequência de pista externa
BSF	Ball Spin Frequency	Frequência de elementos rolantes
CF	Crest Factor	Fator de crista
DEM	-	Departamento de Engenharia Mecânica
DFT	Discrete Fourier Transform	Transformada discreta de Fourier
DHT	Discrete Hilbert Transform	Transformada discreta de Hilbert
DRF	Direct Reading Ferrography	Ferrografia direta
EDS	Energy-Dispersive Spectroscopy	Detector EDS
FEIS	-	Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
FFT	Fast Fourier Transform	Transformada rápida de Fourier
FF	Form Factor	Fator de forma
FT	Fourier Transform	Transformada de Fourier
FTF	Fundamental Train Frequency	Frequência de gaiola
GMF	Gear Mesh Frequency	Frequência de engrenamento
HT	Hilbert Transform	Transformada de Hilbert
IFT	Inverse Fourier Transform	Transformada inversa de Fourier
IPBEN	-	Instituto de Pesquisa em Bioenergia
IIR	Infinite Impulse Response	-

IRS	Infra-red Spectroscopy	Espectroscopia de infravermelho
IRT	Infra-red Thermography	Termografia infravermelha
ISO	International Organization for Standardization	-
OA	Oil Analysis	Análise de óleo
OCM	Oil Condition Monitoring	Monitoramento da condição do óleo
OM	Optical Microscopy	Microscopia ótica
PDF	Probability Density Function	Função densidade de probabilidade
PQA	Particle Quantification Analyzer	-
RMS	Root Mean Square	Valor médio eficaz
RPD	Rotary Particle Depositor	Depositador rotativo de partículas
RUL	Remaining Useful Life	Vida útil remanescente
SAE	Society of Automotive Engineers	-
SAN	Strong Acid Number	-
SBN	Strong Base Number	
SEM	Scanning Electron Microscopy	Microscopia eletrônica de varredura
SOAP	Spectrometric Oil Analysis Program	
STFT	Short-Time Fourier Transform	Transformada curta de Fourier
TAN	Total Acid Number	Número ácido total
TBN	Total Base Number	-Número básico total
TSA	Time Synchronous Average	Média temporal síncrona
UNESP	-	Universidade Estadual Paulista
VA	Vibration Analysis	Análise de vibrações
VI	Viscosity Index	Índice de viscosidade
XRF	X-ray Fluorescence	Espectroscopia de fluorescência de raios-x
WDA	Wear Debris Analysis	Análise de partículas de desgaste
WTG	Wind Turbine Gearbox	-

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Engrenagens: características, aplicações e critérios de falha	23
2.2	Conceitos e técnicas de monitoramento da condição	28
2.3	Análise de lubrificantes	31
2.3.1	<i>Monitoramento da condição do óleo</i>	36
2.3.1.1	<i>Viscosidade</i>	36
2.3.1.2	<i>TAN e TBN</i>	39
2.3.2	<i>Análise de partículas de desgaste</i>	43
2.3.2.1	<i>Contagem e distribuição de tamanho</i>	44
2.3.2.2	<i>Morfologia das partículas</i>	46
2.3.2.3	<i>Análise de elementos químicos</i>	53
2.4	Análise de vibrações	57
2.4.1	<i>Fontes de vibração em caixas de transmissão por engrenagens</i>	63
2.4.2	<i>Métodos de processamento de sinais</i>	67
2.4.2.1	<i>Análise espectral clássica</i>	68
2.4.2.2	<i>TSA</i>	71
2.4.2.3	<i>Filtros digitais</i>	73
2.4.2.4	<i>Sinal residual</i>	74
2.4.2.5	<i>Demodulação temporal</i>	75
2.4.2.6	<i>Parâmetros estatísticos de sinais</i>	77
2.4.2.6.1	<i>Média</i>	78
2.4.2.6.2	<i>Variância e desvio-padrão</i>	79
2.4.2.6.3	<i>RMS</i>	80
2.4.2.6.4	<i>Skewness</i>	82
2.4.2.6.4.1	<i>Kurtosis</i>	83
2.4.2.6.4.2	<i>Fator de forma</i>	85
2.4.2.6.5	<i>Fator de crista</i>	85
2.4.2.7	<i>Análise estatística utilizando função densidade de probabilidade</i>	87
2.4.2.7.1	<i>Função densidade de probabilidade beta</i>	91
2.4.2.7.2	<i>Análises estatísticas</i>	92
2.4.3	<i>Comparação entre técnicas</i>	94
3	MATERIAIS E MÉTODOS	96

3.1	Bancada experimental	96
3.1.1	<i>Procedimentos de operação</i>	99
3.2	Ensaio	100
3.3	Instrumentação	103
3.3.1	<i>Coleta dos sinais de vibração</i>	103
3.3.2	<i>Coleta de amostras de óleo</i>	106
3.4	Análises	106
3.4.1	<i>Análise de vibrações</i>	106
3.4.1.1	<i>TSA</i>	110
3.4.1.2	<i>Sinal residual</i>	110
3.4.1.3	<i>Demodulação temporal</i>	111
3.4.1.4	<i>Análise espectral clássica</i>	111
3.4.1.5	<i>Análise estatística via função de densidade de probabilidade beta</i>	111
3.4.2	<i>Análise de lubrificantes</i>	112
3.4.2.1	<i>Análise de elementos químicos</i>	113
3.4.2.2	<i>Espectroscopia de infravermelho (IRS)</i>	114
3.4.2.3	<i>Contagem de partículas</i>	115
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	117
4.1	Ensaio 1 (desgaste)	117
4.1.1	<i>Análise de vibrações</i>	117
4.1.1.1	<i>Sinal residual</i>	120
4.1.1.2	<i>Análise espectral clássica</i>	121
4.1.1.4	<i>Demodulação temporal</i>	135
4.1.1.5	<i>Análise estatística via função densidade de probabilidade beta</i>	136
4.1.2	<i>Análise de lubrificantes</i>	142
4.1.2.1	<i>Contagem de partículas</i>	142
4.1.2.2	<i>Espectrometria por fluorescência de raios-x (XRF)</i>	143
4.1.2.3	<i>Espectrometria por infravermelho</i>	144
4.2	Ensaio 2 (entalhe)	146
4.2.1	<i>Demodulação temporal</i>	148
4.2.2	<i>Análise estatística via função densidade de probabilidade beta</i>	148
4.2.3	<i>Parâmetros estatísticos</i>	150
4.3	Ensaio 3 (entalhe gradual)	156
5	CONCLUSÕES	160

5.1	Trabalhos futuros	161
	APÊNDICE A - Rotinas de análise de sinais de vibração	169
	APÊNDICE B - Critérios de falha do par engrenado.....	173
	APÊNDICE C - Tabela com dados técnicos de equipamentos e instrumentos	181

1 INTRODUÇÃO

Uma caixa de engrenagem é um equipamento de transmissão de potência comum em diversas aplicações industriais, em algumas delas aumentando o torque de saída e em outras aumentando a rotação de saída. E a falha catastrófica de uma caixa de engrenagem pode causar graves perdas de produção devido ao tempo de inatividade e danos secundários nos equipamentos conjugados.

Muitos elementos presentes em caixas de engrenagens podem ser fontes de falha. Porém, os maiores causadores de paradas não programadas são as engrenagens (PENTER; LEWIS, 1990; SILVA, 2001; SILVA, 2015). As engrenagens são dimensionadas seguindo normas criteriosas e bem estabelecidas, que levam em conta os modos de falha característicos: a falha por flexão do dente, que ocorre quando uma tensão aplicada excede o limite de resistência a flexão do dente e, a falha por fadiga superficial, no qual o contato cíclico entre as superfícies vai promovendo o desgaste (NORTON, 2013).

Do ponto de vista da flexão do dente, um projeto bem elaborado com material adequado para suportar a tensão aplicada levaria a engrenagem a ter uma vida infinita, só vindo a falhar por fadiga superficial. Porém, não é o que acontece. Muitos fatores não previstos na mecânica do contínuo podem contribuir para que um dente de engrenagem falhe sob tensões abaixo da recomendada por projeto (NORTON, 2013). Um fator capaz de tal feito é a presença de trincas, desvios de perfil. Portanto, é importante conhecermos o comportamento do par engrenado sob condições de fadiga superficial e também sob condições de falha por flexão.

A evolução do desgaste é um processo inerente ao engranzamento e inevitavelmente ocorrerá, dependendo de várias condições de projeto como, por exemplo, dureza superficial das engrenagens, tipo de lubrificação, condições de carga no par engrenado, condição do lubrificante, entre muitos outros. As trincas podem ter origem a partir de tensões residuais provenientes de vários processos: tratamentos térmicos e superficiais, processos de fabricação, fadigas superficiais, inclusões microestruturais, entre outros. O surgimento e propagação de uma trinca é um mecanismo dependente de diversos fatores e seu estudo analítico é muito complexo. Mas, para um gestor industrial, é importantíssimo que o setor de manutenção seja capaz de antecipar que falhas devido a esse processo ocorram.

A manutenção de equipamentos evoluiu ao longo da história definindo diversos conceitos e tipos de intervenção: corretivo, preventivo, preditivo, etc. Hoje em dia, o foco está

na capacidade de se realizar um prognóstico da máquina, ou seja, estimar o tempo de vida útil com base no diagnóstico da mesma (estado atual). Mas, para se ter uma boa estimativa do futuro do equipamento, é importante que as técnicas de detecção e avaliação da severidade dos defeitos sejam extremamente eficazes (ALEMAYEHU; EKWARO-OSIRE, 2015; NA et al., 2013; SANKARARAMAN et al., 2014).

Várias técnicas de monitoramento da condição já foram estudadas para a realização de um diagnóstico. As mais difundidas no mercado e, também, mais eficientes no monitoramento sem parada da produção são: a análise de vibrações e análise de óleo lubrificante (EBERSBACH, 2007). A primeira busca avaliar a situação do equipamento com base nos ruídos de vibração gerados, estes representativos dos diversos esforços dinâmicos atuantes no sistema. A segunda, além de avaliar as condições dos óleos lubrificantes para a máxima eficiência de lubrificação, avalia as partículas provenientes de desgaste geradas no sistema, podendo associar os parâmetros característicos destas partículas (forma, tamanho, quantidade, composição, etc.) aos mecanismos de falha que podem estar ocorrendo.

O presente trabalho tem o objetivo de avaliar experimentalmente a condição de desgaste de uma engrenagem ao longo de sua vida útil e estudar o diagnóstico de uma engrenagem com um entalhe, simulando a presença de uma trinca, avaliando se o sistema evoluiu para uma falha catastrófica ao longo do tempo (quebra do dente). Por último, avaliamos o comportamento do sistema sob um aumento provocado gradativamente do entalhe. Para isso, uma revisão abrangente de técnicas de diagnóstico utilizando análise de vibrações e análise de óleo foi realizada para identificar os métodos mais eficazes para o diagnóstico da condição de pares engrenados

A parte experimental do trabalho consistiu na elaboração de uma bancada de ensaio composta por um caixa de engrenagens com par engrenado multiplicador de rotação. O acionamento do sistema ocorre por motor elétrico com controle de frequência. No eixo de saída do multiplicador está acoplado um gerador elétrico, que, juntamente com um painel de lâmpadas, são responsáveis por dar carga resistiva a rotação no sistema.

A lubrificação do sistema foi a recomendada para as condições de operação do equipamento. O objetivo era que a lubrificação fosse um fator neutro, sendo a presença de partículas no óleo apenas provenientes dos procedimentos de desgaste envolvidos no ensaio. As condições de carga do sistema e o projeto das engrenagens foram realizados com o objetivo de favorecer os modos de falha por flexão e por fadiga superficial, para que, combinados,

acelerem o processo de desgaste e uma possível propagação de trincas. Ao final do processo, uma inspeção visual foi realizada para fins de comparação com os resultados do monitoramento.

O segundo ensaio teve todas as mesmas condições que o primeiro. A diferença está na imposição de um entalhe na raiz de um dente de uma engrenagem com o objetivo de que tanto a tensão mecânica residual no processo de inserção do entalhe como a redução de área favorecessem a propagação de uma trinca a partir do mesmo. Neste caso, a inspeção visual foi realizada toda vez que um sinal de vibração e uma amostra de óleo sejam coletados.

O terceiro ensaio também apresentou as mesmas condições. O entalhe foi gradualmente aumentado e a cada aumento, um sinal de vibração foi coletado para avaliação da evolução do defeito. O tamanho do entalhe foi medido através de análise de imagens utilizando posições relativas.

Em todas as avaliações propostas foi também estudado o comportamento histórico das diversas técnicas de monitoramento e das combinações entre técnicas que foram realizadas no sentido de estabelecer um método mais eficiente na avaliação.

A continuação deste trabalho se subdividirá em capítulos como segue abaixo:

- Capítulo 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: Neste capítulo, alguns trabalhos realizados foram avaliados e uma revisão envolvendo conceitos fundamentais de pares engrenados foi feita. Ainda, avaliaremos o contexto dos tipos de manutenção e, revisaremos as técnicas mais utilizadas e eficazes das duas principais análises em monitoramento da condição: análise de lubrificantes e análise de vibrações.
- Capítulo 3 – MATERIAIS E MÉTODOS: seção dedicada ao ensaio experimental do trabalho. Serão abordadas as decisões tomadas para a montagem da bancada, o método de coleta de dados de vibração e amostras de óleo, as técnicas de análise de óleo, os procedimentos computacionais de tratamentos de sinais, entre outros.
- Capítulo 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES: neste capítulo, os resultados obtidos nos ensaios serão apresentados e discutidos tentando identificar as técnicas mais compatíveis para a avaliação do comportamento do sistema.
- Capítulo 5 – CONCLUSÕES: capítulo final que apresentará as conclusões obtidas pelo conjunto de revisão bibliográfica com os resultados experimentais.
- APÊNDICE – Rotina de análise de vibrações: aqui são mostradas as rotinas utilizadas para aplicação das técnicas de vibração, divididas em sub-rotinas para melhor compreensão.

- APÊNDICE – Projeto de engrenagens: aqui estão presentes informações sobre os critérios adotados no projeto de engrenagens e os critérios de falha inerentes ao projeto.
- APÊNDICE – Dados técnicos dos equipamentos e instrumentos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para compreender todo o fenômeno envolvendo falhas em engrenagens e as técnicas de diagnóstico para identificação destas falhas, alguns trabalhos foram estudados.

Silva (2001) realizou um estudo das potencialidades das técnicas de tratamento de sinais de vibração no monitoramento de redutores de velocidade submetidos à variação de potência. As técnicas avaliadas foram: média temporal síncrona (TSA – Time Synchronous Averaging), sinal residual, demodulação, variância, RMS (Root Mean Square), skewness, kurtosis, fator de crista, espectro, Short-Time Fourier Transform (STFT), Transformada Wavelet, Distribuição de Wigner-Ville e Distribuição Pesado-Wigner-Ville. Utilizando um simulador de sinal, conclui que todas as técnicas são susceptíveis à variação de potência e, portanto, são impróprias para a resolução do problema. Ainda propôs três procedimentos de análise baseados no quarto momento estatístico em relação à origem da Beta PDF (Beta Probability Density Function): (i) Análise Histórica Global (AHG); (ii) Análise Individual Histórica (AIH) e (iii) Análise Individual Independente (AII). Submeteu os três procedimentos a ensaios experimentais com variações unívocas de torque ou velocidade e duas condições de defeitos: (a) sem falha; (b) com um dente quebrado. Verificou experimentalmente que os três procedimentos sinalizam fortemente a presença do dente quebrado e, além disso, tanto a AIH quanto a AII são capazes de indicar precisamente qual é o dente quebrado.

Aquino (2004) avaliou o comportamento do método de AII utilizando Beta PDF conforme proposto por Silva (2001) para os casos de diagnóstico de falhas de pares engrenados com montagem inadequada, em particular excentricidade e desalinhamento. A técnica detectou a presença e a evolução dos defeitos de montagem, mas não foi capaz de diferenciá-los. Também demonstrou a capacidade da técnica em localizar o defeito e sua melhor aplicabilidade conforme o aumento de rotação do sistema.

Cunha (2005) avaliou o comportamento de um par engrenado tipo coroa sem-fim utilizando análise de vibrações e análise de óleo para três condições: lubrificação com óleo recomendado pelo fabricante, lubrificação com óleo com viscosidade menor do que a recomendada e lubrificação com óleo recomendado pelo fabricante contaminado com partículas de ferro. As técnicas de análise de vibrações foram: RMS, análise espectral clássica e demodulação. As técnicas de análise de óleo foram: ferrografia qualitativa, contadores de partículas e viscosímetro. O autor concluiu que para o tipo de engrenagens em questão, a análise de vibrações não é eficiente para avaliar o desgaste. Já a análise de partículas de desgaste é mais

eficiente para equipamentos de baixa rotação. E ainda, verificou que a condição de baixa viscosidade favoreceu um maior desgaste do que a condição de contaminação.

De Almeida (2006) faz um estudo investigativo sobre as relações entre vibração e lubrificação de máquinas rotativas, avaliando o efeito da variação da viscosidade do lubrificante no sinal de vibração de caixas de engrenagens. O autor conseguiu identificar uma característica do sinal de vibração que foi capaz de identificar alterações na viscosidade do óleo lubrificante.

Ebersbach (2007) realizou um trabalho focado no desenvolvimento de uma estratégia analítica para a conjunção de dados de análise de vibração com dados de análise de lubrificantes no monitoramento da condição de equipamentos. Para isso, fez uma intensa revisão bibliográfica acerca das habilidades das técnicas de monitoramento em identificar diversos tipos de falha de forma correlata, com o objetivo de desenvolver uma implementação usando inteligência artificial. Ao final, desenvolveu um software capaz de diagnosticar a condição de equipamentos de acordo com os dados proveniente de análise de lubrificantes e de análise de vibrações.

Lago (2007) avaliou as condições de um par engrenado tipo coroa sem-fim com carga desbalanceada no eixo de saída, utilizando análise de vibrações e análise de partículas de desgaste sob condições de: lubrificação com óleo recomendado, lubrificação com óleo recomendado contaminado por diversas porcentagens de água e lubrificação com óleo recomendado contaminado por partículas sólidas. As técnicas de análise de vibrações foram: RMS, análise espectral clássica e demodulação. As técnicas de análise de óleo foram: ferrografia qualitativa, absorção atômica e contadores de partículas. Ele observou que para baixas rotações a análise de partículas de desgaste é mais eficiente que a análise de vibrações. Por último, verificou que a contaminação por água causou menos desgaste do que as outras condições, mesmo com a aparente oxidação das partes metálicas.

Silva (2015) monitorou o desgaste de um par engrenado de dentes retos integrando análise de vibrações e análise de partículas de desgaste. Desenvolveu um modelo matemático para simular o desgaste em pares engrenados e confirmou a viabilidade da técnica de AII através da PDF beta, que, posteriormente também foi confirmada através de análise experimental. O autor verificou também a excelente capacidade da análise de partículas de desgaste em caracterizar o desgaste ao longo da vida útil do par engrenado.

2.1 Engrenagens: características, aplicações e critérios de falha

Engrenagens são muito utilizadas e aplicadas a vários tipos de sistemas mecânicos por possuírem a característica de transmitir torque e velocidade angular. Há diversos tipos de engrenagens para a seleção da transmissão. Algumas são capazes de alojar apenas eixos paralelos, como as engrenagens de dentes retos, e, outras podem alojar eixos não paralelos, por exemplo, helicoidais, cônicas e sem-fim (NORTON, 2013).

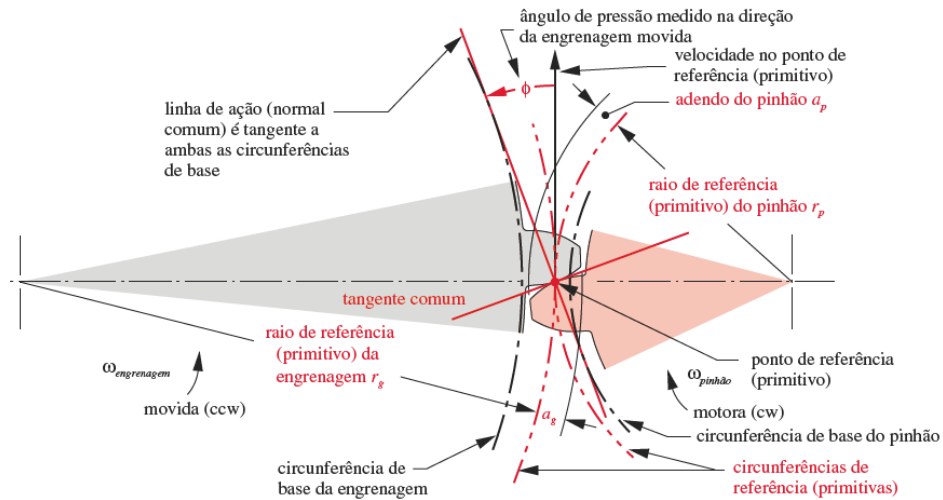
A ideia básica de transmissão por engrenagens é a facilidade em se transmitir movimento rotatório de um eixo a outro com um par de cilindros rolando. Claro que, a eficácia de rolamento está atrelada a presença suficiente de atrito entre as superfícies. Porém, dois cilindros lisos rolando possibilita escorregamentos entre as superfícies e sua capacidade de torque é baixa. Assim, a inserção de dentes nos cilindros foi uma solução para melhorar a transmissão (NORTON, 2013).

Contudo, em aplicações antigas, a transmissão de velocidade entre as engrenagens não ocorria de forma suave, uma vez que a própria geometria dos dentes não obedecia a lei fundamental de engrenamento, que afirma que a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento. Para atender a lei, os contornos do dente da engrenagem nos dentes em contato devem ser conjugados um ao outro, evitando que ocorra deslizamentos na rolagem. Diversas possibilidades de forma de dente surgiram, mas somente poucas curvas se mostraram práticas. A cicloide é ainda usada em algumas aplicações, mas a maioria das engrenagens (dentes retos e helicoidais) utilizam a forma de involuta (NORTON, 2013).

A propriedade do perfil de involuta que proporciona que a lei fundamental do engrenamento seja atendida é que, os pontos de contato de ambas as engrenagens engrenadas sempre passam pelo mesmo ponto de referência no espaço, fazendo que a razão entre os diâmetros da engrenagem seja constante em qualquer fase do engrenamento. E, qualquer erro presente na distância entre os centros das engrenagens não afetará a relação das velocidades; principal vantagem do perfil de involuta em relação aos demais (NORTON, 2013).

A Figura 1 mostra as características geométricas de conjugação de um dente reto com perfil de involuta, mostrando que o ponto de contato entre os dentes se mantém constante durante todo o engrenamento, assim, atendendo a lei fundamental do engrenamento.

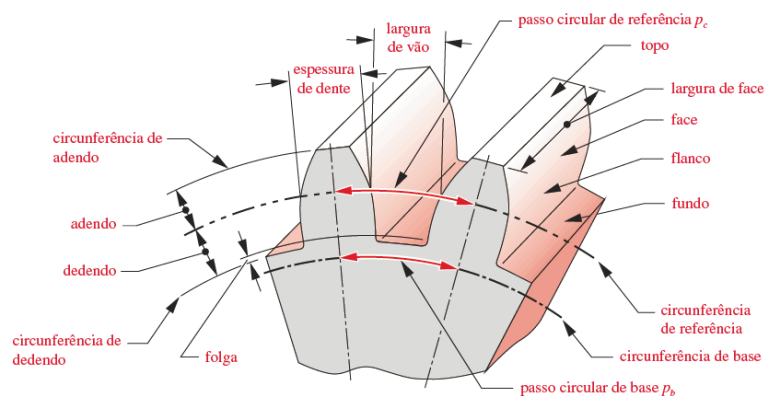
Figura 1 - Geometria de contato entre engrenagens com dentes de perfil de involuta.



Fonte: Norton (2013).

Atualmente as engrenagens são altamente padronizadas com relação à forma do dente e ao tamanho. Existem instituições que apoiam a pesquisa sobre projeto, materiais, processos de fabricação, montagem e manutenção destes componentes. A AGMA (American Gear Manufacturers Association) é a mais conhecida e respeitada delas, sendo responsável por diversas metodologias e recomendações de padronização de projeto, fabricação e montagem de engrenagens (NORTON, 2013). A Figura 2 mostra uma padronização da nomenclatura da geometria de engrenagens de dentes retos.

Figura 2 - Nomenclatura de um dente de engrenagem.



Fonte: Norton (2013).

No cenário industrial atual, muitas máquinas são acionadas por motores elétricos, motores de combustão interna, turbinas a vapor ou a gás, entre outros. Esses equipamentos

motrizes são, por padrão, projetados para trabalhar em rotações na casa dos milhares pois, assim, consegue-se ótimas razões peso/potência e potência/custo. Porém, em muitos casos, as máquinas operam em rotações baixas e precisam de altos torques, com isso, tem-se a necessidade de empregar elementos entre os equipamentos motrizes e as máquinas para atender tais exigências: os sistemas de redução (SILVA, 2001).

Os sistemas de redução mais utilizados são as polias e as caixas de engrenagens. A redução por engrenagens tem seu diferencial na capacidade de transmitir altas potências, podendo ser composta por diversos estágios de engrenamento para atender à solicitação da máquina. Para um redutor de engrenagem de um estágio, a primeira engrenagem a receber a potência é menor e transmite a potência para uma engrenagem maior, assim, com forças tangenciais iguais e diâmetros diferentes entre as engrenagens, o torque será maior na engrenagem maior, enquanto sua rotação será menor. Por costume, a engrenagem menor é conhecida como pinhão (“pinion gear”) e a engrenagem maior como coroa (“gear”) (SILVA, 2001).

Pares engrenados também são utilizados no sentido inverso ao de um redutor de engrenagens, aumentando a rotação e diminuindo o torque. A diferença está apenas no quesito aplicação, pois todas as condições inerentes a um par engrenado redutor são as mesmas a um par engrenado multiplicador. Os multiplicadores são muito utilizados em equipamentos em que o objetivo maior é obter altas rotações, por exemplo, em turbinas eólicas e centrífugas.

A relação de multiplicação ou redução de velocidade e torque de um par engrenado pode ser definida de várias formas e é conhecida como razão de engrenamento (m_G):

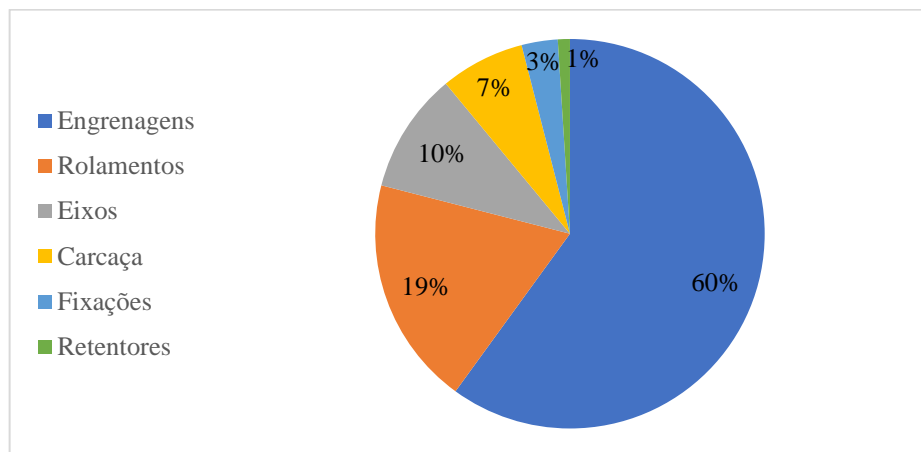
$$m_G = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1)$$

Onde n_k é a rotação, Z_k o número de dentes, T_k o torque e d_k o diâmetro, referentes a engrenagem k , sendo $k = 1$ para o pinhão e $k = 2$ para a coroa. Para redutores, $m_G > 1$ e para multiplicadores, $0 < m_G < 1$.

As caixas de engrenagens são os maiores causadores de paradas de manutenção no setor industrial. Uma caixa de engrenagens pode ser composta por diversos elementos mecânicos, tais como: engrenagens (é claro), eixos, rolamentos, fixadores, retentores, entre outros. Em geral, as engrenagens são os elementos mecânicos conhecidos por ter maior potencial de falha em uma caixa de engrenagens (SILVA, 2015). Estudo feito por Penter e Lewis (1990) afirma

que as falhas em engrenagens representam mais da metade das falhas em redutores de engrenagens (Figura 3).

Figura 3 - Porcentagem de falha em componentes mecânicos de redutores de engrenagens segundo estudo de Penter & Lewis (1990).



Fonte: Adaptado de Penter e Lewis (1990).

Existem dois modos comuns de falha previstos em um projeto de engrenagem: fratura por fadiga e fadiga superficial. A primeira ocorre devido às tensões variadas de flexão na raiz do dente e a segunda pelo contato cíclico na superfície dos dentes (crateração). Normas técnicas da AGMA verificam os dois modos de falham de acordo com as definições de projeto. A fratura por fadiga pode ser evitada em um projeto de engrenagem em que o material tenha limite de resistência à fadiga por flexão superior a carga aplicada, teoricamente obtendo vida infinita quanto a este tipo de falha. Só que, em compensação, nenhum material possui resistência à fadiga para tensões repetidas de contato de superfície. Assim, é esperado que não haja fratura do dente sob condições normais de carga, porém, espera-se que as engrenagens venham a falhar mais cedo ou mais tarde por algum mecanismo de desgaste. E o modo de falha mais comum é a crateração, embora possa ocorrer desgaste por abrasão ou adesão (NORTON, 2013).

Na prática, porém, o critério das flexões repetidas nos dentes não leva a uma vida infinita de uma engrenagem, pois ocorrem diversos mecanismos que favorecem o surgimento de trincas nestes elementos, muitos destes não previstos na área de mecânica do contínuo, mas sim na análise microestrutural dos materiais, por exemplo, tensões térmicas residuais provenientes de tratamentos térmicos, tensões mecânicas residuais provenientes de processos de fabricação, entre outros. Após o surgimento de uma trinca, o esforço cíclico de flexão tende

a provocar a propagação deste mecanismo de falha, levando a quebra do dente e até a falhas mais catastróficas da engrenagem.

Do ponto de vista de manutenção, para evitar falhas indesejáveis em caixas de engrenagens, técnicas de monitoramento da condição desses equipamentos podem ser empregados visando aumentar a confiabilidade de operação, a disponibilidade do equipamento e, conseqüentemente, reduzir os custos de manutenção. As duas técnicas mais utilizadas são: análise de vibrações e análise de óleo (SILVA, 2015). Inclusive, técnicas de monitoramento servem de base para a realização de prognósticos, ou seja, a estimativa da vida útil remanescente (RUL – Remaining Useful Life) do sistema, a partir da condição identificada pelo monitoramento.

Em condições ideais de operação, um projeto bem dimensionado, uma fabricação perfeita e um comportamento de corpo rígido por parte das engrenagens resultaria em sinal de vibração sem nenhum tipo de ruído e desgaste mínimo (SILVA, 2001). Contudo, todo processo de fabricação embuti alguma imperfeição (variável para cada processo) na forma do perfil do dente e no espaçamento entre os dentes e o comportamento dos dentes é elástico durante o engrenamento, uma vez que a quando a carga é aplicada em um dente, este tem uma leve deformação elástica e os demais dentes também deslocam levemente de suas posições originais. Esse comportamento elástico, e conseqüentemente, a presença de desvios nos dentes, proporciona que a transferência de força seja abrupta a cada contato entre os dentes, acelerando uma engrenagem e desacelerando outra momentaneamente. Tal fenômeno é uma fonte de ruído muito importante na análise do sinal de vibração de um par engrenado, a frequência de engrenamento (GMF – Gear Mesh Frequency) (MENDONÇA, 2001).

Algumas informações revisadas aqui neste capítulo, forneceram uma base de ideias para a realização da parte experimental deste trabalho:

- O par engrenado selecionado é um multiplicador de um estágio composto por engrenagens cilíndricas de dentes retos, já que, mais de um estágio resultaria em mais de uma GMF e outros ruídos, prejudicando a análise de vibrações. Trabalhos futuros podem abordar sistemas mais complexos, como redutores/multiplicadores de mais de um estágio ou sistemas planetários de engrenagens.
- O dimensionamento das engrenagens levou em conta uma condição que favorece os dois modos de falha comuns da engrenagem, fadiga e fadiga superficial para atender dois ensaios na parte experimental. O primeiro ensaio avaliou o desgaste superficial, assim, quanto maior o critério de condição para desgaste, melhor. E o segundo ensaio diagnosticou a presença de trincas, simulada através da usinagem de um entalhe na raiz

de um dente. Também verificamos se o entalhe evoluiu para uma condição de quebra do dente.

- As condições de operação como torque e lubrificação do sistema foram projetadas para serem constantes para que não fossem fatores de alteração dos dados de monitoramento.

2.2 Conceitos e técnicas de monitoramento da condição

O monitoramento da condição é um conceito utilizado para a manutenção de máquinas. Para um melhor entendimento deste conceito, é importante entender o que é a manutenção, a importância deste setor em uma unidade produtiva, como ela evolui ao longo dos anos até atingir o estado atual e como esta pode ser classificada, clareando assim as diferenças entre os diversos tipos de abordagens.

No contexto industrial, a manutenção é a combinação de todos os atos, técnicos e/ou administrativos, que buscam garantir que os equipamentos envolvidos em um determinado processo estejam disponíveis o maior tempo possível (disponibilidade) com garantia de que a probabilidade de falha seja mínima (confiabilidade), ressaltando que, a escolha dos atos deve sempre considerar o menor custo possível para que o objetivo seja atingido.

Ao longo dos tempos, os conceitos de manutenção foram evoluindo, principalmente, a partir da revolução industrial e, pode ser classificada em até três gerações distintas, que posteriormente, serão bases para a classificação dos tipos de manutenção.

Caracterizada a partir de 1930, a primeira geração teve como características pouca mecanização dos equipamentos, estes, geralmente, simples e superdimensionados e, devido ao cenário econômico, baixa prioridade em produtividade. Portanto, somente serviços básicos como limpeza, lubrificação e reparos pós quebra eram executados (KARDEC, 2009).

Após a Segunda Guerra Mundial, uma nova ordem econômica e social favoreceu a mecanização e o aumento da complexidade das instalações industriais e a busca por eficiência na produtividade, conseqüentemente, elevando o número de falhas. Em razão disso, nasce a ideia de que é possível evitar algumas quebras através de intervenções periódicas pontuais nos sistemas, como, por exemplo, troca de lubrificantes e substituições de alguns elementos de máquinas (KARDEC, 2009).

Na década de 70, conforme mais necessidade se tinha de ter máquinas operando com pouco tempo de parada e constatando que as intervenções periódicas possivelmente aumentavam os custos (substituições de componentes sem necessidade e perdas de produção

por indisponibilidade), passou-se a monitorar equipamentos em operação através de inspeções e técnicas que evidenciavam alguns parâmetros indicadores da condição do equipamento, por exemplo, temperatura, pressão, vibração, nível, espessura, ruído, torque, etc. O objetivo era identificar alterações de padrão e antecipar uma possível quebra da máquina (KARDEC, 2009).

Como dito anteriormente, as gerações de evolução dos conceitos de manutenção foram a base para a classificação mais usual dos tipos de manutenção, na qual a cada evolução de conceito nota-se um aumento de confiabilidade, disponibilidade e segurança na operação dos equipamentos industriais. Os tipos de manutenção são classificados como:

- **Manutenção corretiva:** sistema de manutenção em que a ação só ocorre após a falha. Como consequência, o custo é alto devido às perdas de produção relativos ao tempo de parada inesperado e a também aos danos secundários; ou seja, pode avariar vários componentes que estão atrelados ao sistema, mesmo que estes componentes estivessem em boas condições operacionais (ARATO JUNIOR, 2004).
- **Manutenção preventiva ou sistemática:** se estabelece a partir de que certas intervenções periódicas são aplicadas aos equipamentos; podendo ser originárias de critérios estatísticos e/ou recomendações do fabricante. Programar a parada para a intervenção, facilita o gerenciamento da produção e reduz as perdas; porém, o excesso de intervenções pode causar o efeito contrário e imputar mais defeitos ao sistema, o que reduzirá a vida útil deste (ARATO JUNIOR, 2004).
- **Manutenção preditiva ou condicional:** se dá pela intervenção em um sistema em que uma informação proveniente de um parâmetro monitorado do sistema indica a alteração das condições saudáveis do sistema. Uma vantagem é a diminuição dos gastos com intervenções periódicas; pois estas não ocorreram enquanto algum parâmetro monitorado não indicar a necessidade (ARATO JUNIOR, 2004).

Nos dias atuais, a vanguarda das pesquisas está no conceito de prognóstico de máquina. O prognóstico pode ser definido como a ação de estimar a condição de um equipamento com base na condição presente (obtida pelo monitoramento da condição) do mesmo, através de técnicas computacionais probabilísticas. Ao final de um prognóstico, é obtido um valor para a RUL.

Para um bom prognóstico, é preciso que os parâmetros obtidos em diagnóstico sejam extremamente representativos da condição do equipamento, uma vez que esses dados de monitoramento serão fatores utilizados no modelo que representa o real mecanismo de dano ocorrendo no equipamento. Por isso, melhorar toda a instrumentação de sensoriamento e as

técnicas de detecção de falha são essenciais para o prognóstico (ALEMAYEHU; EKWARO-OSIRE, 2015; NA et al., 2013; SANKARARAMAN et al., 2014).

O objetivo deste trabalho é revisar, estudar e experimentar métodos de detecção da condição de um par engrenado sob certas condições utilizando análise de lubrificantes e análise de vibrações. O monitoramento da condição é o princípio básico da manutenção preditiva. Visa aumentar a disponibilidade e a confiabilidade dos equipamentos e, ainda, reduzir os custos secundários que seriam gerados a partir de uma falha inesperada.

Os termos disponibilidade e confiabilidade foram citados várias vezes neste texto; são parâmetros muito utilizados na administração da manutenção, sendo a disponibilidade (Availability), segundo Kardec (2009), a capacidade de um item estar em condições de executar uma certa função em um determinado tempo e a confiabilidade (Reliability) sendo a probabilidade de um item desempenhar uma função requerida sob condições especificadas durante um intervalo de tempo.

Pode-se, então, definir o monitoramento da condição como a ciência e tecnologia relacionada à determinação do desempenho e/ou condição da máquina com base em alguns princípios, como (SKF, 2012):

- Aquisição de dados periódica ou contínua a partir de amostras, sensores, etc.;
- Aplicação de técnicas de diagnóstico adequadas;
- Análise e validação de dados;
- E resultados concretos de diagnóstico para tomadas de decisão quanto a manutenção de equipamentos.

Diversas técnicas que abordam os mais variados parâmetros de uma máquina podem ser aplicadas no monitoramento da condição. Entre elas:

- **Análise de vibrações** (VA – Vibration Analysis): método não invasivo, podendo ser realizado de forma online ou offline (amostragem periódica). Sinais de vibração das máquinas são obtidos através de sensores eletromecânicos e analisados através de ferramentas computacionais capazes de aplicar técnicas de tratamento de sinais (EBERSBACH, 2007).
- **Análise de óleo** (OA – Oil Analysis): aglomerado de técnicas de identificação e avaliação de parâmetros da condição de lubrificantes, fluidos hidráulicos e isolantes e das condições de desgaste dos elementos cerceados por estes fluidos. Em geral, é feita através da retirada de amostras do fluido representativas de todo o fluido presente (EBERSBACH, 2007).

- **Termografia infravermelha** (IRT – Infrared Thermography): técnica que utiliza uma câmera infravermelha para detectar falhas, geradas por anomalias térmicas, em estágio inicial, em um dado componente de um equipamento elétrico ou mecânico (SAMPAIO et al., 2014).
- **Ultrassom**: técnica de detecção de ondas ultrassônicas (onda não audível com frequência acima de 20 kHz), emitidas normalmente em componentes de equipamentos sob certas condições, por exemplo, pontos de vazamentos e rolamentos mal lubrificados (WEIDLICH, 2009).

As técnicas de análise de vibrações e análise de óleo são as mais difundidas nos setores industriais e podem ser aplicadas nos mais diversos tipos de sistemas mecânicos. Especificamente em engrenagens, a análise de vibrações é essencial pois um sistema de engrenagens produz sinais de vibração característicos, tornando fácil sua avaliação e, também envolve mecanismos de desgaste e, deterioração do lubrificante, parâmetros identificáveis através da análise de óleo.

2.3 Análise de lubrificantes

Em geral, a análise de lubrificantes é um termo referente a qualquer procedimento ou técnica aplicada em uma amostra representativa de determinado óleo que visa identificar seus parâmetros condicionais e dos componentes adjacentes; este óleo pode ser originário tanto de sistemas de lubrificação como de sistemas hidráulicos. Tais parâmetros são analisados visando fomentar uma base para a predição do comportamento de desgaste do sistema e/ou avaliar a capacidade operacional do óleo.

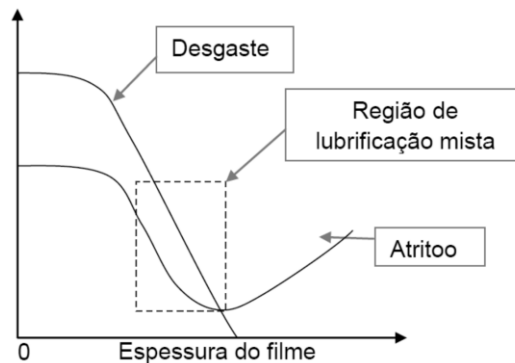
A lubrificação é um processo fundamental utilizado pela espécie humana ao longo da história, e, sua evolução vem acompanhando os demais avanços tecnológicos. Nos dias atuais, é cada vez mais necessário ter conhecimento para selecionar o lubrificante a ser utilizado, de acordo com as especificações de cada equipamento, para que as vidas úteis dos elementos de máquina presentes sejam duradouras (CARRETEIRO; MOURA, 1975).

Qualquer substância alojada entre duas superfícies sólidas em movimento relativo que haja no sentido de reduzir o atrito e o desgaste entre elas é chamada de lubrificante (CUNHA, 2005); conseqüentemente, evita-se também a adesão entre as partes (MARU, 2003). É importante ainda ressaltar que os lubrificantes também possuem as funções de retirar calor e

partículas geradas pelo contato entre as partes, proteger metais contra a corrosão e auxiliar na vedação do sistema (LAGO, 2007). A Figura 4 mostra a relação qualitativa entre a espessura de filme lubrificante com o resultado do contato entre superfícies (atrito, desgaste, etc.).

Figura 4 - Diagrama que relaciona a espessura do filme lubrificante com o desgaste e o atrito.

Elaborado por Blau (1996).



Fonte: Cuerva (2013).

Em sistemas metálicos deslizantes típicos, o coeficiente de atrito pode ser reduzido de duas a quatro vezes utilizando-se um lubrificante (BAYER, 1994). Geralmente, a espessura de filmes lubrificantes variam de 1 a 100 μm , embora seja possível encontrar filmes mais grossos e mais finos (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005). Alguns fatores físicos dos sistemas deslizantes que afetam a espessura do filme formado são: velocidade relativa e geometria das superfícies. Quanto mais velocidade e mais planas as superfícies, mais espesso será o filme lubrificante (MARU, 2003).

Não há restrições quanto ao tipo de material utilizado para formar a película de lubrificação; existem lubrificantes gasosos, líquidos, pastosos e sólidos. Porém, cada situação exige um tipo de lubrificante. A seleção do lubrificante deve levar em conta diversos fatores como, por exemplo: geometria dos corpos em contato, rugosidade das superfícies deslizantes, carga, pressão e temperatura, velocidades de rolamento e escorregamento, condições ambientais, propriedades químicas e físicas do lubrificante, composição material e propriedades da camada superficial das peças (LAGO, 2007). Por exemplo, um lubrificante gasoso é recomendado apenas para aplicações sob baixa carga, enquanto películas pastosas (ou até sólidas) são recomendadas para sistemas de baixa velocidade de deslocamento (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

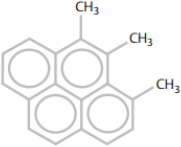
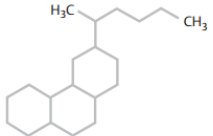
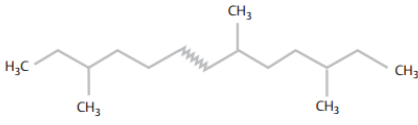
Os lubrificantes podem ser classificados de acordo com o seu ambiente de operação em: lubrificantes de motor (presença de combustão) e lubrificantes de não-motor (ausência de combustão). Na indústria, em sistemas engrenados, os lubrificantes mais utilizados são os óleos lubrificantes (líquidos) e as graxas. Um fator determinante para a escolha do lubrificante é a rotação das engrenagens; sistemas com baixíssimas velocidades requerem a utilização de graxas, enquanto que para velocidades maiores recomenda-se a utilização de óleos lubrificantes.

Os lubrificantes líquidos podem ser classificados, de acordo com sua procedência, em: óleos minerais graxos, óleos minerais, óleos compostos, óleos aditivados e óleos sintéticos (CUNHA, 2005).

Os óleos graxos foram os primeiros lubrificantes a serem utilizados, podendo ser de origem animal ou vegetal; sendo substituídos pelos óleos minerais, estes produzidos a partir da destilação do petróleo; os óleos minerais são, em grande parte, formados de hidrocarbonetos, subdivididos em três classe: parafínicos, naftênicos e aromáticos (Figura 5). Hoje em dia, os óleos graxos são pouco utilizados devido à sua instabilidade química, principalmente em sistemas que operam a altas temperaturas, pois provocam a formação de compostos nocivos às condições dos equipamentos, como vernizes e ácidos (PETROBRÁS, 1999).

Os óleos minerais de base parafínica são ligas químicas relativamente estáveis e resistentes e não são modificados facilmente a partir de influências químicas. Geralmente, não oxidam em temperatura ambiente ou levemente superior (“envelhecimento” lento). Possuem densidade baixa e menor sensibilidade a alteração de viscosidade/temperatura. Em baixas temperaturas, porém, as parafinas tendem a sedimentar. Os óleos minerais de base naftênica são recomendados para aplicações de baixa temperatura, porém, são incompatíveis com materiais sintéticos e elastômeros (TEXACO, 2005).

Figura 5 - Aplicações dos óleos minerais básicos.

Tipo	Ligação	Algumas Aplicações
Óleos Básicos Aromáticos		Extensores e emolientes na indústria de borracha.
Óleos Básicos Naftênicos		Óleos para transformadores, compressores de refrigeração e compressores de ar.
Óleos Básicos Parafínicos		Óleos de motor, óleos hidráulicos e óleos de engrenagens.

Fonte: Texaco (2005).

Os óleos compostos são misturas entre óleos graxos e óleos minerais, sendo a porcentagem de óleo graxo em uma mistura muito pequena, com a finalidade apenas de incrementar as propriedades de emulsibilidade, oleosidade e extrema pressão aos óleos minerais (PETROBRÁS, 1999). Já para obter os óleos aditivados, substâncias específicas que garantem o incremento de algumas propriedades são adicionadas aos óleos minerais puros (CUNHA, 2005). Alguns aditivos muito utilizados são: dispersantes, detergentes, antidesgaste, agentes de extrema pressão, antioxidantes, anticorrosivos, emulsificadores, demulsificadores, etc.

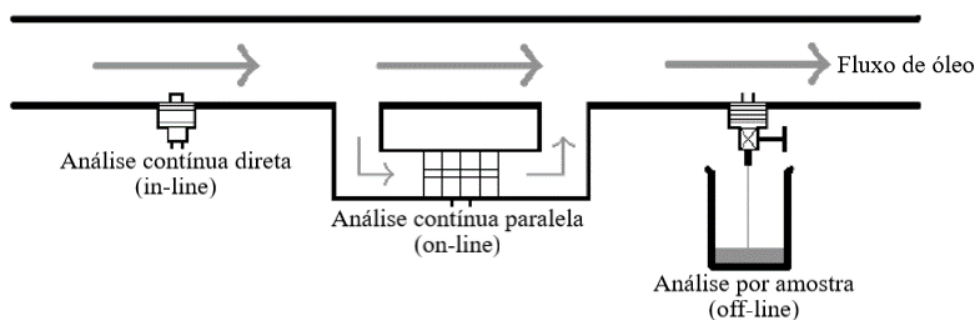
Por último, os óleos sintéticos são provenientes da indústria petroquímica. Podem ter boas propriedades tanto em altas e baixas temperaturas, pouca influência pela variação de viscosidade/temperatura e resistência a ataques químicos; contudo, são os de custo mais elevado. Os mais empregados são os hidrocarbonetos sintéticos, os poliésteres, os diésteres, os silicones e os poliésteres perfluorados (PETROBRÁS, 1999; CUNHA, 2005; TEXACO, 2005).

Bayer (1994) afirma que existem dois tipos de lubrificação: a lubrificação hidrodinâmica, para o caso em que os corpos deslizam em um filme lubrificante sem sofrerem deformações e; a lubrificação elastohidrodinâmica, quando há a deformação elástica dos corpos mesmo com a presença do filme lubrificante. Os sistemas engrenados geralmente envolvem a transmissão de potências elevadas, há a deformação nos dentes, assim, o filme lubrificante acaba se comportando conforme as regras da lubrificação elastohidrodinâmica.

Em uma visão administrativa, o monitoramento dos lubrificantes é uma importante ferramenta para controlar a qualidade do óleo lubrificante, reduzir os estoques (tanto de óleo como peças de reposição) e determinar o intervalo mais eficaz para a troca de óleo (SILVA, 2015); ações que reduzem os custos anuais de manutenção (MOBLEY, 2002).

O monitoramento pode ser realizado no próprio equipamento de forma “in-line”, no qual o analisador é instalado no próprio equipamento (fluxo direto do lubrificante), e, de forma “on-line”, no qual o analisador é instalado em um caminho alternativo ao do equipamento (fluxo indireto do lubrificante). Porém, a forma de análise mais amplamente utilizada é a “off-line”, no qual é recolhida uma amostra representativa do óleo a ser analisado (EBERSBACH, 2007). Os diferentes tipos de estratégia para o monitoramento de lubrificantes são vistos na Figura 6.

Figura 6 - Diferentes tipos de estratégia para a Análise de óleo.



Fonte: Adaptado de Ebersbach (2007).

É importante salientar que, como estratégia de manutenção, quando aplicada a estratégia off-line de monitoramento, as coletas de amostras de lubrificantes devem possuir intervalos regulares (SILVA, 2015), definidos de acordo com a criticidade de operação e desgaste daquele equipamento.

As técnicas utilizadas para a análise de lubrificantes podem ser classificadas em dois grupos bem distintos: o monitoramento da condição do óleo (OCM – Oil Condition Monitoring) e a análise de partículas de desgaste (WDA – Wear Debris Analysis).

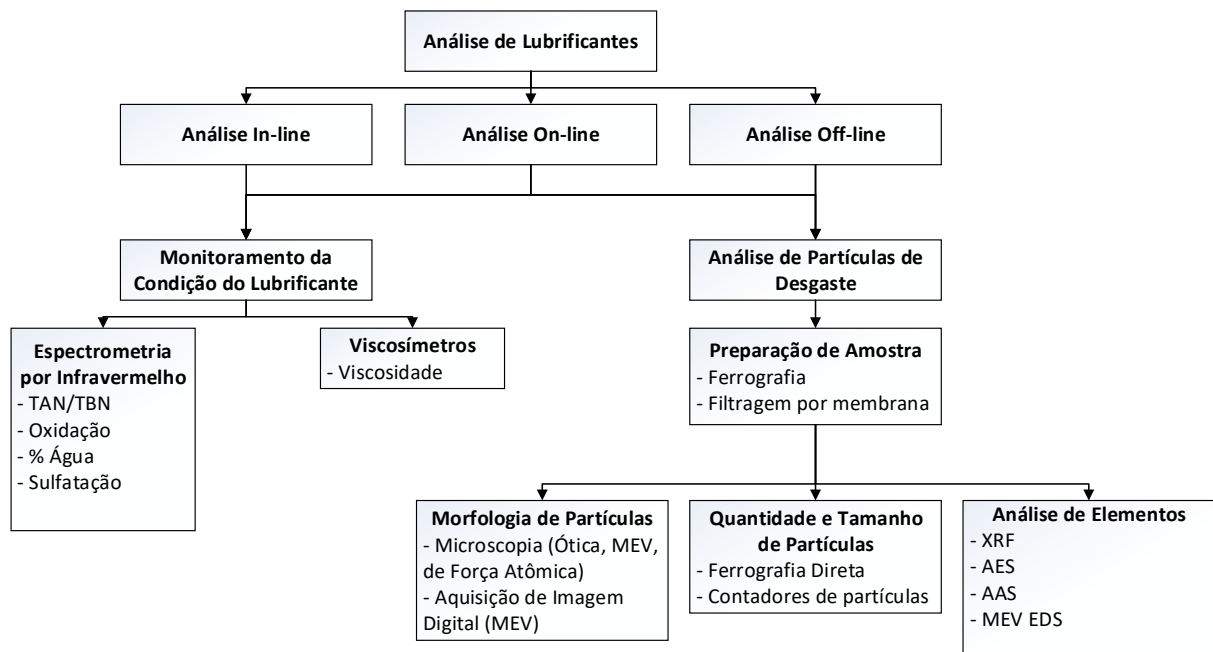
O monitoramento da condição do óleo foi utilizado para estabelecer tempos ideais de troca de óleo em grandes sistemas e é determinado pelo desempenho de alguns indicadores geralmente relacionados à concentração de aditivos e às propriedades físicas do óleo, dentre alguns exemplos: viscosidade, número total de ácidos, (TAN – Total Acid Number), número total de base (TBN – Total Base Number), contaminação por água, contaminação por

combustível, etc. (TOMS, 1998; NEWELL, 1999; BIJWE et al., 2000; DALLEY, 2002; LIU et al., 2000).

A análise de partículas de desgaste envolve técnicas “off-line” que despendem tempo e custo maiores. No monitoramento de condições de óleo, os parâmetros analisados são comparados com as propriedades de um óleo novo, já na análise de partículas, cada situação exige um certo conhecimento do sistema e das técnicas para uma avaliação mais eficiente, pois não há parâmetros para comparação (EBERSBACH, 2007).

Um fluxograma com uma classificação geral das diversas técnicas de análise de lubrificantes pode ser visto na Figura 7.

Figura 7 - Fluxograma de técnicas de análise de lubrificantes.



Fonte: Próprio autor.

2.3.1 Monitoramento da condição do óleo

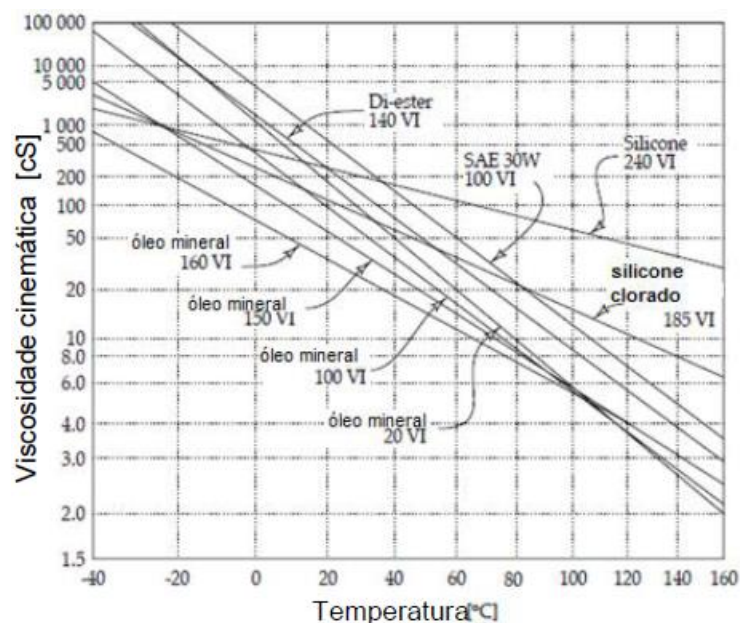
Nesta seção, iremos fazer uma revisão bibliográfica de alguns parâmetros regularmente monitorados pelo OCM e as técnicas aplicadas para a obtenção destes.

2.3.1.1 Viscosidade

A viscosidade é uma propriedade física de um fluido que fornece uma medida de resistência ao cisalhamento, podendo ser expressa em termos de viscosidade cinemática ou

viscosidade dinâmica. Normalmente, a viscosidade diminui com o aumento da temperatura e essa relação fornece outra propriedade de óleo conhecida como Índice de Viscosidade (VI – Viscosity Index). Quanto maior o VI, menor o grau de influência da temperatura sobre a viscosidade (CUNHA, 2005). A norma ASTM D-2270 fornece dados para o cálculo do VI para viscosidades medidas a 40°C e 100°C. A Figura 8 mostra o comportamento da viscosidade de alguns óleos com diferentes índices de viscosidade.

Figura 8 - Gráfico de viscosidade por temperatura de diversos óleos de diferentes IV.



Fonte: Stachowiak e Batchelor (2005).

A viscosidade pode mudar ou não com as variações da taxa de cisalhamento do óleo (fluidos não newtonianos e fluidos newtonianos, respectivamente) e, a espessura do filme lubrificante têm relação direta com esse fator. A princípio, tem-se a impressão que óleos mais viscosos proporcionam mais desempenho a lubrificação, uma vez que o filme lubrificante será mais espesso, porém, nem sempre é o caso, já que óleos mais viscosos requerem mais energia para serem cisalhados. Consequentemente, mais calor é gerado, as temperaturas das superfícies em contato aumentam, podendo favorecer falhas no sistema ou degradação do lubrificante (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

Com o aumento da pressão do sistema, a viscosidade do lubrificante aumenta, sendo este efeito maior para a maioria dos casos, principalmente se ocorrer a pressões muito acima da atmosférica. É o caso de aplicações sob grandes cargas como, por exemplo, rolamentos e engrenagens. As pressões nestas aplicações podem ser tão grandes e de uma forma tão rápida

que as vezes o lubrificante líquido se comporta como um sólido (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

Existem diversas formas de classificação e quantificação da viscosidade na literatura. As mais utilizadas são as oriundas da SAE (Society of Automotive Engineers) e ISO (International Organization for Standardization) (CUERVA, 2013). E dois métodos muito utilizados na quantificação da viscosidade são: o viscosímetro Cannon-Fenske (unidade cSt) e o viscosímetro Saybolt (unidade SUS).

Monitorar a viscosidade de óleos lubrificantes é uma ação importante em programas de manutenção. Mudanças de viscosidade podem implicar em prejuízos aos sistemas lubrificados. Os níveis de tolerância no monitoramento de óleos industriais são recomendados em $\pm 5\%$ para condições normais e $\pm 10\%$ para condições críticas. Aplicações mais severas requerem tolerâncias mais rígidas (BARNES, 2002).

Uma redução significativa na viscosidade pode resultar em: perda do filme de óleo entre as superfícies causando desgaste excessivo; aumento do atrito mecânico causando consumo excessivo de energia do sistema, e o atrito mecânico pode aumentar a geração de calor que pode ser prejudicial ao sistema; vazamentos internos e externos; aumento da capacidade de contaminação do óleo por partículas (CUNHA, 2005).

Já um aumento da viscosidade pode resultar em: excessiva geração de calor causando oxidação, formação de lodo e formação de vernizes, consumo excessivo de energia para superar o atrito do óleo, fraca demulsibilidade e bombeamento fraco do óleo (CUNHA, 2005).

A

Tabela 1 mostra possíveis causas da diminuição e do aumento da viscosidade de um óleo e se é possível corrigir a alteração da propriedade. Em um plano de monitoramento, é importante identificar a causa raiz da alteração da viscosidade e, às vezes, alguns testes adicionais são necessários como: TAN, espectroscopia por infravermelho, porcentagem de água, porcentagem de fuligem, porcentagem de glicol, cromatografia, etc. (POA, 2002).

Tabela 1 - Causas comuns de alteração da viscosidade.

	Diminuição da viscosidade	Aumento da viscosidade
Mudanças na base do óleo (mudança molecular)	<ul style="list-style-type: none"> ✗ Fissura térmica das moléculas do óleo; ✗ Afinamento dos melhoradores de VI devido ao cisalhamento; 	<ul style="list-style-type: none"> ✗ Polimerização; ✗ Oxidação; ✗ Perda por evaporação; ✗ Formação de carbono e oxido insolúvel
Adição na base do óleo (contaminação)	<ul style="list-style-type: none"> ● Combustível; ● Refrigerante; ● Solventes; ✗ Óleo errado (baixa viscosidade). 	<ul style="list-style-type: none"> ● Água; ● Aeração; ✗ Fuligem; ✗ Anticongelante (glicol); ✗ Óleo errado (alta viscosidade).
<ul style="list-style-type: none"> ✗ Mudança não corrigível. ● Corrigível pela remoção de contaminantes, se possível. 		

Fonte: Adaptado de POA (2002).

2.3.1.2 TAN e TBN

Os óleos lubrificantes podem apresentar características básicas ou ácidas, determinadas por diversos fatores como: origem, processo de refino, aditivos empregados, deterioração em serviço e contaminações (CUERVA, 2013). Mas o fato é que, inevitavelmente, os lubrificantes se degradam com o tempo; estresse mecânico e térmico, junto com contaminantes, levam os lubrificantes a não desempenharem sua função eficientemente. A degradação ocorre nos elementos químicos do óleo, formando subprodutos (na maioria das vezes, ácidos), gerados por reações entre aditivos e óleo base em um ambiente de muito estresse térmico (SPECTOR INC., 2013).

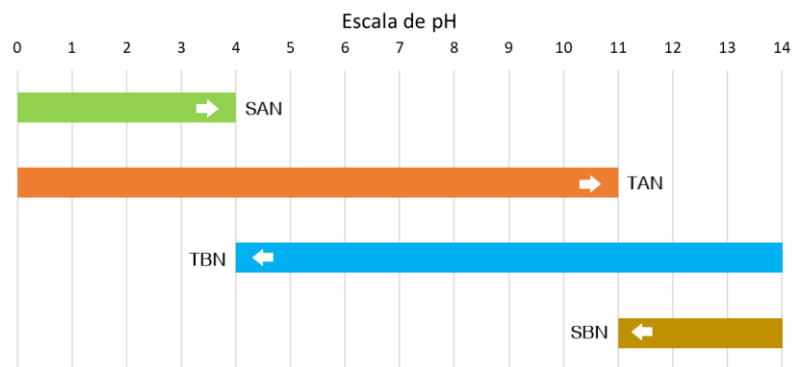
Os subprodutos da degradação do óleo fomentam a corrosão das partes metálicas das máquinas em contato com o óleo e a formação de vernizes e lamas que podem obstruir os filtros de óleo rapidamente, por isso, é essencial o monitoramento dos níveis ácidos e básicos de um óleo lubrificante à medida que ele envelhece (SPECTRO INC., 2013).

O número de neutralização recebe alguns nomes conhecidos na literatura de acordo com sua característica (CUERVA, 2013): número básico total (TBN – Total Base Number): é a medida da quantidade de ácido (em mg de KOH ou equivalente) gasta para atingir pH 4 todos os componentes básicos presentes em 1g da amostra, conhecido também como reserva alcalina restante dos aditivos presentes no óleo (SPECTRO INC., 2013) e; número ácido total (TAN –

Total Acid Number): é a medida da quantidade de base (em mg de KOH ou equivalente) gasta para atingir pH 11 todos os componentes ácidos presentes em 1g da amostra.

Outros termos bastante utilizados são: número de base forte (SBN – Strong Base Number): é a medida da quantidade de ácido (em mg de KOH ou equivalente) gasta para atingir pH 11 todos os componentes básicos fortes presentes em 1 g da amostra e; número de ácido forte (SAN – Strong Acid Number): é a medida de quantidade de base (em mg de KOH) gasta para atingir pH 4 todos os componentes ácidos fortes presentes em 1g de amostra. A Figura 9 mostra uma interpretação prática dos números de neutralização em uma escala de pH.

Figura 9 - Interpretação prática dos números de neutralização na escala pH.



Fonte: Próprio autor.

O TBN é muito utilizado no monitoramento de óleo em motores a diesel, pois altas temperaturas e tensões térmicas favorecem a formação de subprodutos ácidos e, por isso, os óleos lubrificantes para essas aplicações são fabricados com uma boa reserva alcalina, capaz de consumir os subprodutos antes que corroam o motor e formem vernizes e lama. O TAN é constantemente utilizado em aplicações como engrenagens, sistemas hidráulicos e turbinas, nos quais a formação de ácidos é um pouco menos agressiva do que em motores (SPECTRO INC., 2013).

Nem sempre o comportamento ao longo do tempo de um número de neutralização é contínuo (ascendente ou descendente), seu comportamento dependerá muito da composição do óleo. Por exemplo, uma família de óleos de engrenagens pesadas utilizada particularmente em aplicações na indústria de turbinas eólicas, terá seu TAN inicialmente caindo com o tempo devido à presença de aditivos ácidos que vai se esgotando, e posteriormente, o TAN subirá quando a formação de ácidos superar a supressão do aditivo ácido (SPECTRO INC., 2013).

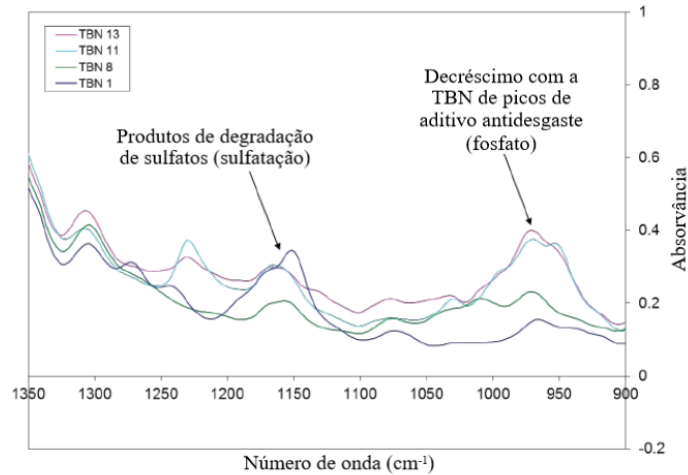
Existem diversas metodologias que identificam um determinado número representante destas características ácidas/básicas, dentre elas, algumas muito conhecidas são: o colorimétrico (ASTM D-974) e o potenciométrico (para TAN: ASTM D-664 utilizando KOH; para TBN: ASTM D-4739 utilizando ácido clorídrico e ASTM D-2896 utilizando ácido perclórico) (CUERVA, 2013). O método colorimétrico é baseado na alteração da cor de um indicador; é um método pouco preciso, principalmente para óleos escuros, nos quais é difícil a detecção da mudança de cor do indicador. O método potenciométrico é mais preciso que o anterior. Baseia-se na diferença de potencial gerada quando dois eletrodos de materiais distintos são colocados na solução a ser medida, e tal valor é relacionado com a escala de pH (de 0 a 6, o produto é ácido; 7 o produto é neutro e; de 8 a 14 o produto é básico). (CUERVA, 2013).

Apesar de a titulação eletroquímica ser o método tradicional para medir esses valores, ele é complexo e dispendioso (aproximadamente 1 hora), exigindo quantidades relativamente grandes de amostras (0,1 a 20 g), técnicos bem treinados, utilização de equipamentos de proteção e utilização e eliminação de reagentes perigosos (inflamáveis, tóxicos, corrosivos, solventes etc.), entre outras dificuldades. A espectrometria por infravermelho (IRS – Infra-red spectroscopy) se tornou um método alternativo para medir valores de TAN e TBN, através de um processo que envolve a construção de uma biblioteca de dados, a classificação de amostras e técnicas de regressão multivariada (SPECTRO INC., 2013).

Tanto os aditivos básicos nos óleos quanto o acumulado de ácido podem ser vistos como mudanças no espectro infravermelho de uma amostra. As alterações são indicadas nos espectros de infravermelho pela diminuição nos picos de absorção (TBN) ou pelo aumento nos picos de absorção (TAN). Muitos elementos básicos utilizados em óleo (principalmente, motores) possuem picos na região de 1000 cm^{-1} e 1900 cm^{-1} , enquanto, os produtos típicos de oxidação possuem picos na faixa de $1600\text{-}1800\text{ cm}^{-1}$. Ou seja, não há um único pico relacionado diretamente com o TAN; porém a alteração no espectro serve para correlacionar com um valor de TAN (SPECTRO INC., 2013).

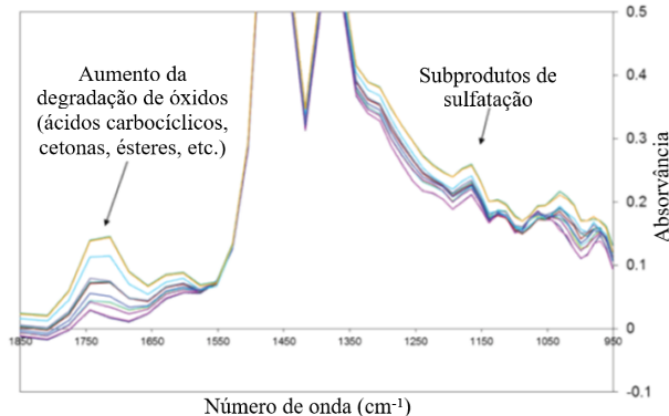
A Figura 10 mostra um exemplo de IRS para avaliação do TBN e a Figura 11 mostra um exemplo de IRS para avaliação do TAN.

Figura 10 - Espectro para óleos com valores de TBN entre 1-16 mgKOH/g, ilustrando o comportamento complexo dos vários aditivos e picos de degração infravermelhos.



Fonte: Adaptado de Spectro Inc. (2013).

Figura 11 - Aumento do TAN em óleo de engrenagem no espectro infravermelho.



Fonte: Adaptado de Spectro Inc. (2013).

A IRS ainda não se estabeleceu como método principal para obter o número de neutralização pois carece de métodos padrões e é sujeito a complexidade química dos muitos lubrificantes exigentes. Até hoje, a IRS depende muito da elaboração de “calibrações” específicas por lubrificante, o que acaba levando a criação de um grande banco de dados. Mas possui diversas vantagens como: necessidade de pouca amostra (cerca de 0.03 ml), processo de limpeza simples, tempo de execução curto (cerca de 1 minuto), etc.; resultando em reduções de custo, uma vez que diminui mão-de-obra e materiais. Além disso, muitos espectrômetros comerciais possuem a capacidade de catalogar a “família” do óleo a ser analisado, ou seja,

uma amostra do óleo novo é utilizada no instrumento uma vez, e este serve como padrão para as demais amostragens (SPECTRO INC., 2013).

2.3.2 *Análise de partículas de desgaste*

A análise de partículas de desgaste é um forte indicador da interação tribológica na qual estas são formadas (TANNÚS; GONÇALVES, 2004). A quantidade de partículas, tamanho, forma e composição dão informações precisas sobre as condições das superfícies em movimento sem a necessidade de se desmontar o conjunto a qual estas partes pertencem. De acordo com o estudo destas partículas pode se relacionar as situações de desgastes do conjunto e atribuí-las a condições físicas ou químicas (BARRACLOUGH et al., 1999).

Em geral, a análise de partículas de desgaste é feita de forma “off-line”, pois assim possibilita a utilização das mais variadas e eficientes técnicas para avaliação das partículas, portanto, inicialmente, deve se ter expertise para realizar uma boa amostragem do óleo (EBERSBACH, 2007).

A amostragem deve ser realizada de forma que a amostra represente o óleo presente no sistema. Uma série de fatores deve ser levada em conta quando realizar a amostragem, por exemplo, recomenda-se a utilização de equipamentos limpos, para evitar contaminação do óleo. Outro exemplo, é a posição em que se deve retirar a amostra, principalmente em casos de sistemas não circulantes, nos quais pode haver concentração de partículas depositadas em certos pontos (FITCH; TROYER, 2000; ROYLANCE; HUNT, 1999).

Uma questão importante para a amostragem é a sua frequência. Alguns autores recomendam uma frequência de amostragem de duas a quatro vezes a maior frequência característica de falha do equipamento (TOMS, 1998; BARRON, 1996). Mas nem sempre se tem o histórico de falhas do equipamento, portanto, a determinação pode ser feita baseada no tipo de equipamento e nas condições em que opera. A velocidade de rotação e a potência do sistema são fatores cruciais para essa determinação. Quanto mais rotação e/ou mais potência, menor o tempo entre cada coleta (TOMS, 1998). No planejamento de manutenção das empresas, outros fatores são levados em consideração, como: layout do processo, equipamentos reservas, riscos à segurança e ao meio ambiente, tempo de manutenção, entre outros.

Uma recomendação de frequência de amostragem elaborada por Fitch e Troyer (2000) pode ser vista na Tabela 2. O critério utilizado foi o tipo de máquina.

Tabela 2 - Recomendações de intervalos de amostragem de óleo para análise em equipamentos comuns no setor industrial.

Máquina	Horas
Motores a diesel (não automotivos)	150 – 250
Transmissão, diferenciais, transmissões finais	300 – 1000
Equipamentos hidráulicos móveis	200 – 500
Turbinas a gás industriais	500
Motores a vapor	500
Compressores a gás ou a ar	500
Chillers	500
Caixa de engrenagens – alta velocidade/carga	300 – 500
Caixa de engrenagens – baixa velocidade/carga	1000

Fonte: Adaptado de Fitch e Troyer (2000).

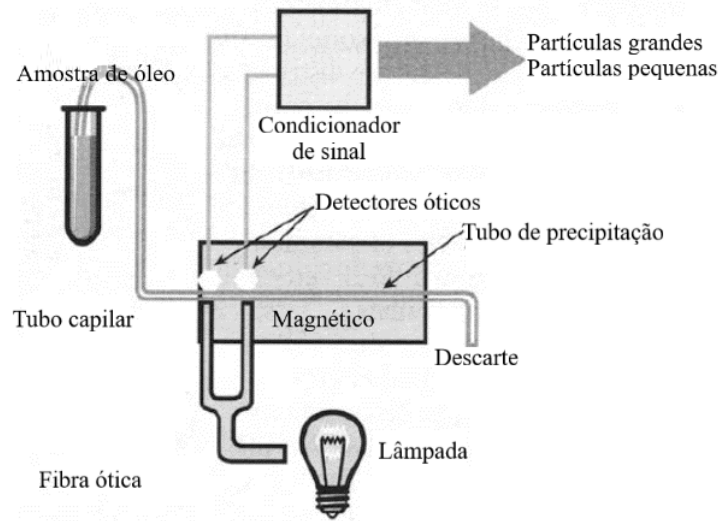
Como dito anteriormente, a análise de partículas de desgaste em sua grande maioria tem abordagem off-line de amostragem. Técnicas in-line ou on-line são bastante limitadas, em geral, realizam apenas contagem e identificação do tamanho das partículas. Por outro lado, as técnicas off-line podem fornecer informações de contagem, tamanho, forma, composição, rugosidade superficial, angularidades, etc. Contagem e tamanho de partículas podem ser obtidos através de equipamentos conhecidos como contadores de partículas. Forma, angularidade e rugosidade superficial de partículas podem ser obtidas através de técnicas microscópicas. A composição das partículas é obtida através de análise de elementos, em grande parte, realizada através de técnicas de espectrometria (EBERSBACH, 2007).

2.3.2.1 Contagem e distribuição de tamanho

A contagem de partículas é útil como avaliação histórica, na qual alterações repentinas no número de partículas em geral podem sinalizar uma falha a ocorrer. Alterações do número de partículas de determinados tamanhos podem, ainda, sinalizar a prevalência de um modo de desgaste no sistema, que pode leva-lo a uma falha (EBERSBACH, 2007).

Um dos primeiros métodos a ser utilizado para contagem de partículas é a ferrografia direta (DRF – Direct Reading Ferrography). Ele utiliza princípios óticos para a detecção das partículas (obstrução da luz, por exemplo) e mede a concentração de partículas ferrosas acima e abaixo de 5 μm (EBERSBACH, 2007). A Figura 12 mostra o esquema de funcionamento de um aparelho de ferrografia direta.

Figura 12 - Ferrografia direta.



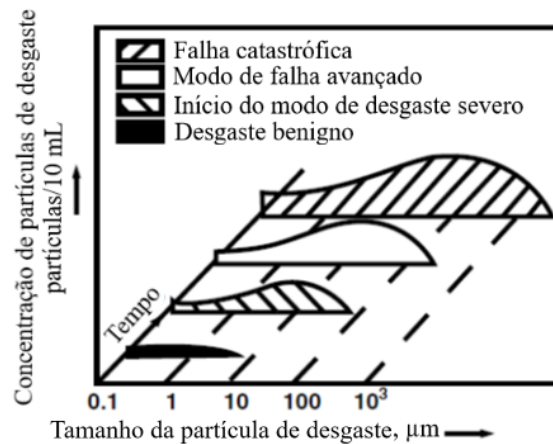
Fonte: Adaptado de Toms (1998).

Os contadores de partículas atuais possuem custo baixo e podem detectar a ocorrência de um desgaste anormal em um sistema. Normatizações para a contagem e distribuição de tamanhos de partículas foram desenvolvidas. Alguns contadores operam segundo essas normas. A norma mais comum é uma classificação do grau de limpeza do óleo baseado em três dados obtidos por contadores de partículas: a concentração de partículas acima de 4 μm , acima de 6 μm e acima de 14 μm (EBERSBACH, 2007).

Contadores de partículas podem ser usados de forma in-line ou on-line. Porém, podem não contar com dispositivos magnéticos, operando apenas por princípio ótico, o que pode levar a quantificação de partículas não desejadas para análise de desgaste. Outra situação que pode ocorrer é flutuações ou contaminações temporárias no sistema, o que pode ocasionar alarmes falsos de desgaste anormal (EBERSBACH, 2007).

Vários autores estudaram a relação entre a contagem de partículas, a distribuição dos tamanhos de partículas e a severidade de desgaste. A relação pode ser vista na Figura 13. Na literatura, alguns autores chamam o gráfico de “curva da asa” (CUNHA, 2005).

Figura 13 - Relação de tamanho e concentração de partículas com a probabilidade falha do sistema.



Fonte: adaptado de Glaeser (2001).

2.3.2.2 Morfologia das partículas

O comportamento de desgaste dos materiais se dá pelos mecanismos atuantes de desgaste, estes dependentes da estrutura tribológica do sistema (materiais, meio, etc.), da ação dos elementos tribológicos (rolar, deslizar, escoar, etc.) e dos parâmetros operacionais (carga, velocidade, temperatura, tempo, etc.) (CUNHA, 2005).

Rabinowicz (1995) identificou 4 formas principais de desgaste: adesivo, abrasivo, corrosivo e por fadiga; classificando os processos de oxidação, erosão, erosão por cavitação e impacto como processos marginais, enquanto outros autores consideram como modos de desgaste. Já Ludema (1996) relacionou 34 termos diferentes para discutir a nomenclatura que descreve os modos de desgaste. Ebersbach (2007) sintetizou a classificação dos modos de desgaste em: desgaste por atrito ou deslizamento, desgaste por cisalhamento, desgaste por fadiga de rolamento, desgaste por fadiga de rolamento com deslizamento e desgaste por deslizamento severo.

Cada modo de desgaste obedece suas próprias leis, podendo ocorrer que um modo de desgaste influencie na atuação de outro. Assim, em análise de situações complexas, é importante identificar a causa primária do desgaste (CUNHA, 2005). A análise da forma das partículas torna possível identificar o modo de desgaste que está ocorrendo, bem como o grau de desgaste. E como, em geral, as partículas de desgaste possuem tamanhos pequenos, a determinação da morfologia requer o uso de microscópios de alta potência (PENG; KIRK, 1998; PODSIADLO; STACHOWIAK, 1997).

Abaixo, iremos discorrer um pouco sobre as características morfológicas dos modos de desgaste classificados por Ebersbach (2007):

- **Desgaste por fadiga de deslizamento (atrimento):** ocorre geralmente quando duas superfícies se movimentam com contato sob certa pressão. As partículas formadas são em maioria pequenas plaquetas (0.5 a 15 μm). A presença de partículas de desgaste por atrimento é gerada em sistemas em boas condições, e sua concentração se eleva facilmente se contaminantes (sílica, por exemplo) estiverem presentes no óleo lubrificante do sistema (BOWEN; WESTCOTT, 1980).
- **Desgaste por fadiga de rolamento:** as partículas são comuns em sistemas com rolamentos de contato, e surgem devido à fadiga nas superfícies dos elementos rolantes. É possível observar três tipos de partículas: fagulhas, esféricas e laminares. As partículas fagulhas são geradas quando um ponto de fadiga surge na superfície do elemento rolante. As partículas esféricas surgem quando se forma uma trinca de fadiga na superfície do elemento rolante, geralmente possuem tamanhos menores que 3 μm . Mas também podem ser originadas a partir de erosão por cavitação ou processos de soldagem (em escala microscópica), com diâmetros de 10 μm . As partículas laminares possuem tamanhos de 20 a 50 μm e provavelmente indicam, juntamente com a presença de partículas esféricas e a detecção de uma condição severa de desgaste, a falha prematura de um rolamento (BOWEN; WESTCOTT, 1980).
- **Desgaste por cisalhamento:** as partículas geralmente têm formas longas, com 2 a 5 μm de largura e 25 a 100 μm de comprimento. A formação das partículas de desgaste por cisalhamento ocorre quando uma superfície penetra em outra, semelhante a um processo de usinagem só que em escala microscópica. Também pode ocorrer a formação das partículas de desgaste por cisalhamento quando há presença de partículas abrasivas muito duras no sistema de lubrificação, que, quando as partículas duras entram em contato com a superfície de material mais mole, há a formação das partículas de desgaste por corte (classificado como desgaste por abrasão por Stachowiak & Batchelor (2005)). A presença de partículas de desgaste por cisalhamento indica que o sistema já está operando sob condições anormais (BOWEN; WESTCOTT, 1980). Outras subclassificações do desgaste por cisalhamento são: desgaste por erosão (caracterizado pelo impacto de partículas nas superfícies) e desgaste por cavitação (processo de cavitação em lubrificantes operando à altas velocidades) (STACHOWIAK; BATCHLOR, 2005).

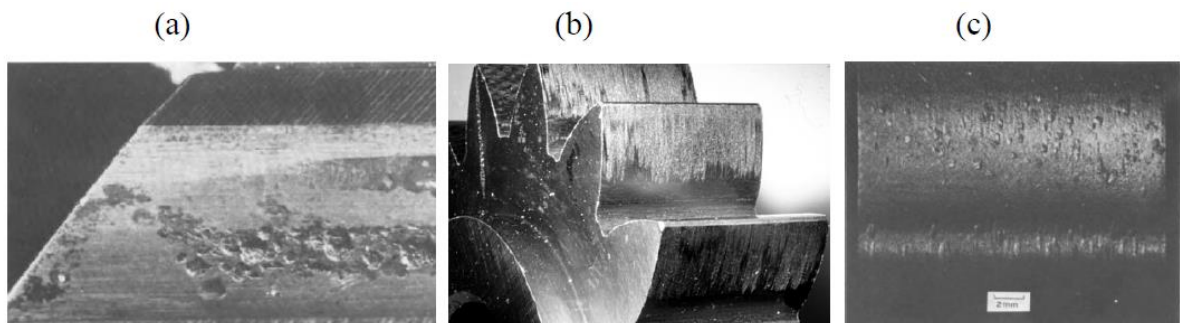
- **Desgaste por deslizamento severo:** as partículas ocorrem quando há tensões elevadas nas superfícies em contato, geralmente causadas por excesso de carga ou baixa velocidade (BOWEN; WESTCOTT, 1980) em que, provavelmente, ocorreu a falha do filme lubrificante. Nestas circunstâncias, o desgaste é resultado da “adesão” entre os corpos em contato (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005). Se a tensão superficial exceder a tensão limite do material, maior será a proporção de partículas grandes em relação a partículas pequenas. Geralmente, as partículas terão no mínimo 20 μm e sua identificação se torna viável pela presença de contornos retos ou arranhões superficiais (BOWEN; WESTCOTT, 1980).

Há uma combinação entre dois modos de desgaste que é característica de pares engrenados em processo de fadiga, o desgaste por rolamento e deslizamento combinados, que pode ser subdividido em dois tipos característicos:

- **Scuffing:** é uma forma grave de falha de superfície que ocorre a partir de alta velocidade ou a temperaturas elevadas. Não há um consenso na literatura sobre esta forma de desgaste, mas em geral, está relacionada a falha de lubrificação elastohidrodinâmica (HÖHN; MICHAELIS, 2004). Aditivos específicos e tratamentos superficiais como nitretação e revenimento são indicados para amenizar o desgaste (inclusive para o caso de pittings também) (SNIDLE et al., 2004).
- **Pitting:** é a forma mais comum de desgaste na superfície no dente de engrenagens, geralmente ocorre em superfícies que não são endurecidas. As covas formadas por pitting de corrosão variam de 2-20 μm de profundidade (WINTER; OSTER, 1990; EBERSBACH, 2007). Metais com formação de pittings muitas vezes apresentam ser foscas ou acinzentadas. Os principais impulsionadores deste tipo de desgaste são a condição de má lubrificação e temperatura e/ou o engrenamento com deslizamento (WINTER; OSTER, 1990). As partículas de desgaste apresentam semelhanças com as características de partículas geradas por desgaste por rolamento (EBERSBACH, 2007).

A Figura 14 mostra visualmente as características de três tipos de modo de desgaste em dentes de engrenagens: os dois primeiros através da combinação de rolamento e deslizamento (scuffing e pitting) e o terceiro através de cisalhamento por partículas abrasivas.

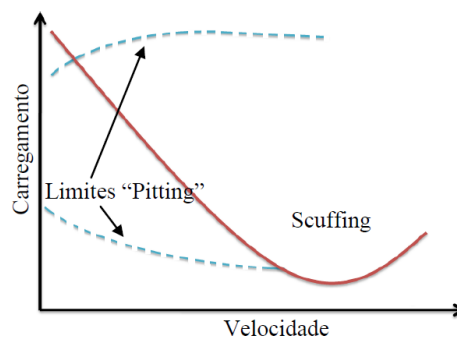
Figura 14 - Modos de desgaste em engrenagens: desgastes de rolamento e deslizamento combinados: a) pitting b) scuffing e; desgaste por cisalhamento: c) partículas abrasivas.



Fonte: Höhn e Michaelis (2004).

Jones e Scott (1991) relacionaram os desgastes por pitting e scuffing com a carga e a velocidade do sistema (Figura 15), sabendo que a condição ideal do filme lubrificante em pares engrenados (lubrificação elastohidrodinâmica) ocorre com baixas cargas e velocidade alta.

Figura 15 - Desgastes na superfície de dentes de engrenagens em razão de carga e velocidade - elaborado por Jones e Scott (1991).



Fonte: Silva (2015).

A classificação de Ebersbach (2007) é elaborada, praticamente, de acordo com o comportamento físico do sistema de lubrificação. Pode ocorrer ainda desgastes impulsionados por ataques químicos, causados pela interação entre os corpos em contato e o lubrificante, assim, conhecido como desgaste por corrosão. Se o agente corrosivo for o oxigênio, tem-se o desgaste por oxidação (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

Para fins informativos, além da classificação de Ebersbach (2007), na literatura, é possível encontrar algumas simplificações para a classificação das formas das partículas de desgaste geradas. Outro autor dividiu as partículas em provenientes de: esfoliação, corte por

abrasão, fadiga, arrastamento e desgaste severo por deslizamento (Figura 16). Arato Junior (2004) associou os tipos de desgaste e a severidade de desgaste de acordo com as formas e os tamanhos de partículas (Tabela 3).

Figura 16 - Morfologia e tamanho das partículas.

1	ESFOLIAÇÃO	2	CORTE POR ABRASÃO
	 <ul style="list-style-type: none"> * Escamas * Superfície lisa * 0,5 ~ 5µm 	 <ul style="list-style-type: none"> * Cavacos * Existência de areia * 10 - 100µm 	
3	FADIGA (rolamento e engrenagem)	4	ARRASTAMENTO (engrenagens)
	 <ul style="list-style-type: none"> * Esferas * ~ Regulares * ~ 3µm 	 <ul style="list-style-type: none"> * Superfície rugosa * Coloração por temperatura * >20µm 	
5	DESGASTE SEVERO POR DESLIZAMENTO	6	PARTÍCULAS DIVERSAS
	 <ul style="list-style-type: none"> * Estrias * Corte reto * > 20µm 	 <p>Areia</p> <p>Polímeros de fricção</p>	

Fonte: Cuerva (2013).

Tabela 3 - Morfologia das partículas e modo de desgaste segundo Arato Junior (2004).

Morfologia das partículas e modo de desgaste		
Forma das partículas	Tipo de desgaste	Importância do desgaste
Pequenas plaquetas (0,3 µm a 5 µm)	Desgaste de adesão	Desgaste anormal
Grandes plaquetas (5 a 150 µm)	Atrito	Desgaste perigoso
Escamas (10 µm a 1 mm)	Escamação	Desgaste perigoso
Lascas enroladas ou encurvadas	Abrasão	Grave, sobretudo se as lascas forem numerosas
Esferas plásticas	Depósito de aditivos	Ocorrência grave
Esferas metálicas pequenas (1 µm a 5 µm)	Fadiga dos rolamentos	Ocorrência grave
Esferas metálicas grandes (> 10 µm)	Cavitação – erosão	Ocorrência grave
Magmas, aglomerados (2 a 150 µm)	Corrosão – oxidação	Ocorrência grave

Fonte: Adaptado de Cuerva (2013).

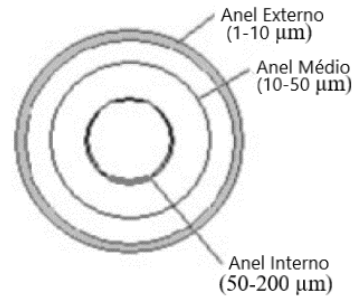
A análise das formas das partículas pode ser abordada de forma qualitativa e de forma quantitativa. Na forma qualitativa, o resultado depende muito da capacitação e experiência do analista, uma vez que ele terá que avaliar de forma discricionária a imagem, por exemplo, avaliar se o contorno da partícula é redondo ou angular ou se a superfície é lisa, áspera ou arranhada. Na abordagem quantitativa, descritores objetivos precisos são utilizados para eliminar a dependência do julgamento humano. Tais descritores são utilizados através de computadores capazes de analisar às imagens através de operações matemáticas (STACHOWIAK, 1997).

Existem dois métodos bem difundidos para a preparação de uma amostra para a análise de partículas de desgaste: a ferrografia e a filtragem por membrana.

A ferrografia consiste na separação de partículas ferrosas da amostra de óleo através da exposição a um campo magnético. Obviamente, uma grande desvantagem do método é que partículas não magnéticas, de modo geral, não são identificadas, já que não são influenciadas pelas forças magnéticas presentes. Existem alguns dispositivos de ferrografia que quantificam a presença de partículas (ferrografia quantitativa) e outros em que amostras são geradas, estas conhecidas como ferrogramas, que serão posteriormente analisadas em microscópios (ferrografia qualitativa). Informações metalúrgicas e conhecimentos de manutenção são utilizados pelo analista para avaliar os mecanismos de desgaste presente no sistema (EBERSBACH, 2009).

O depositador rotativo de partículas (RPD – Rotary Particle Depositor) é um método de preparação de ferrogramas muito utilizado. O aparelho extrai partículas presentes na amostra de óleo pela ação de forças magnéticas, centrífugas e gravitacionais. As partículas são depositadas sobre uma lâmina de vidro formando três anéis concêntricos (Figura 17). Durante esta deposição ocorre a separação das partículas em relação ao seu tamanho, na qual partículas maiores (50 - 200 μm) se depositam no anel interno, médias (10 - 50 μm) no anel intermediário e partículas pequenas (1 - 10 μm) no anel externo (CUERVA, 2013).

Figura 17 – Esquema de um ferrograma obtido pelo método RPD.



Fonte: Adaptado de Cuerva (2013).

O método de filtragem por membrana funciona através da passagem do óleo amostrado por um filtro (em geral, de nitrato de celulose), com tamanho de malha em torno de 3 µm. O escoamento de um solvente através da membrana remove todos os vestígios de óleo remanescente. São retidas apenas as partículas com tamanhos superiores ao da malha (EBERSBACH, 2009). Os aparelhos de filtragem por membrana desenvolvidos apenas produzem amostras, ou seja, a membrana também precisa ser analisada em microscópios. A análise de uma membrana é mais difícil do que de um ferrograma, uma vez que partículas que não são provenientes de desgaste estarão presentes e, para piorar, não há nenhuma separação quanto ao tamanho das partículas, característica de alguns instrumentos de ferrografia. Contudo, a filtragem por membrana é o método mais prático, rápido e barato entre os dois (TOMS, 1998).

A morfologia de partículas pode ser difícil de se detectar devido ao pequeno tamanho da maioria das partículas de desgaste. Algumas técnicas têm sido utilizadas, incluindo a microscopia ótica (OM – Optical Microscopy) e a microscopia eletrônica de varredura (SEM – Scanning Electron Microscopy) (EBERSBACH, 2007).

A OM é a mais simples das técnicas de microscopia para análise das amostras (ferrogramas ou membranas) e a ampliação da imagem ocorre através de princípios físicos de lentes óticas. A maioria dos microscópios óticos possuem câmera que permitem salvar as imagens para posterior análise em softwares adequados. Informações de contorno e cor de partículas podem ser usadas para análise qualitativa das partículas de desgaste. Embora o funcionamento do OM seja simples, para analisar as partículas exige-se um mínimo de conhecimento de operação. É a técnica mais utilizada devido ao baixo custo e simplicidade. Em geral, obtém ampliações na ordem de 1000 vezes.

A SEM é uma técnica de imagem de superfície em que um feixe de elétrons é usado para sondar a superfície de uma amostra. Esta técnica de análise pode, por conseguinte, obter uma imagem de alta resolução da superfície com ampliações tipicamente variando de 200.000 vezes (TOMS, 1998). As imagens obtidas de um microscópio eletrônico de varredura são transferidas para um computador para análise visual e numérica da morfologia das partículas.

Como a imagem é gerada eletronicamente, a técnica SEM possui a desvantagem de não ser possível visualizar cores de partículas, um parâmetro importante na hora de identificar tipos de partículas (EBERSBACH, 2007). Entretanto, a maior desvantagem está na necessidade de preparar a amostra para utilização no microscópio, pois a maioria das amostras de partículas de desgaste (ferrogramas e membranas) é composta por material não condutor de eletricidade, o que dificulta a formação da imagem eletrônica. Para adequar a amostra, uma fina camada de um material condutor (geralmente, ouro) pode ser pulverizada na amostra, processo conhecido como metalização. Tal procedimento torna o processo de análise demorado e custoso, e, ainda, pode propagar erros de análise, não permitindo uma correta visualização das partículas (EBERSBACH, 2007).

2.3.2.3 Análise de elementos químicos

A análise de elementos envolve a análise da amostra de óleo e a determinação dos elementos que estão contidos nas partículas de desgaste. Esta informação pode ser utilizada para localizar os componentes da máquina que as produziram, caso a metalurgia de cada tipo de componente seja suficientemente diferente (TOMS, 1998).

Informações de composição podem ser obtidas monitorando raios-x secundários gerados pelas interações feixe de elétrons-espécime através do detector EDS (Energy-Dispersive Spectroscopy), recurso disponível em microscópios do tipo SEM. Como para a análise de forma, a análise de elementos pode ser prejudicada pela preparação da amostra para a leitura eletrônica, desta vez, através da inserção de contaminantes não originais da amostra.

Contudo, existe uma variedade de técnicas mais eficazes para a análise elementar (EBERSBACH, 2007). A mais conhecida é a espectroscopia, que utiliza raios-x ou alta temperatura (até 10.000 K) para excitar os átomos das partículas e, o comportamento da energia envolvida neste processo irá denunciar qual é o elemento através do comprimento de onda característico deste (ROYLANCE; HUNT, 1999; ZUMDAHL, 1997). O monitoramento da condição baseada na análise espectroscópica do óleo (SOAP – Spectrometric Oil Analysis

Program) passou a ser muito utilizado nos anos 40 por indústrias ferroviárias (LAGO, 2007). As técnicas de espectrometria mais utilizadas são (EBERSBACH, 2007):

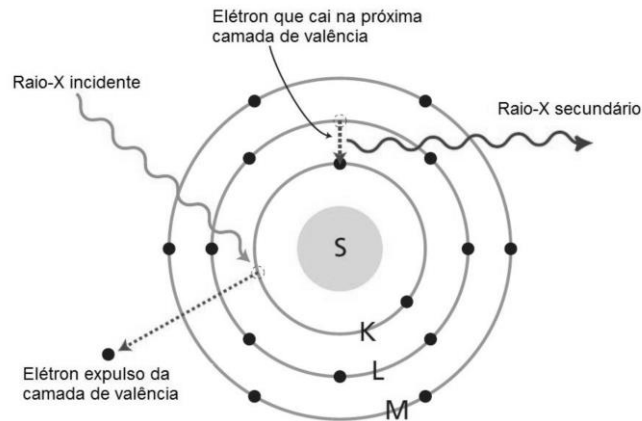
- Espectroscopia de emissão atômica (AES – Atomic emission spectroscopy);
- Espectroscopia de absorção atômica (AAS – Atomic absorption spectroscopy);
- Espectroscopia de fluorescência de raios-x (XRF – X-ray fluorescence).

A AES é a espectrometria mais comum em análise de óleo. Ele opera através da excitação de átomos para um estado de alta energia usando uma fonte de alta temperatura. Linhas de emissão características ocorrem quando os átomos perdem energia ao emitir fótons em comprimentos de onda específicos de acordo com os elementos presentes na partícula (SIMON; BRUCE, 2000).

Em sequência, a AAS também se tornou popular. Uma pequena porção da amostra de óleo é queimada em uma chama de alta temperatura, quente o suficiente para dissociar a amostra em um estado de plasma de átomos constituintes. A nuvem de plasma é irradiada por uma lâmpada com o comprimento de onda característico do elemento desejado, e a luz é absorvida. A absorção de luz é medida e convertida em ppm. Como um comprimento de onda diferente é necessário para detectar cada elemento, o bulbo precisa ser alterado e outra porção de amostra queimada para cada elemento a ser detectado (TOMS, 1998).

Por último, o método XRF é o que vem ganhando mais popularidade atualmente. Uma fonte de radiação de elevada energia (radiação gama ou radiação x) provoca a excitação dos átomos da substância a ser analisada. Quando um átomo no estado fundamental fica sob a ação de uma fonte externa de energia, ele absorve esta energia, promovendo elétrons a níveis mais energéticos. Neste estado o átomo estará numa situação instável. Na natureza tudo tende a buscar o estado de estabilidade, desta forma o átomo excitado tende a retornar ao seu estado fundamental, emitindo energia para se equilibrar. Esta energia envolvida na absorção é uma característica específica de cada elemento químico, permitindo a sua identificação e correspondente quantificação (EBERSBACH, 2007). A Figura 18 demonstra o modelo de interação dos elétrons sob ação dos raios-x.

Figura 18 - Modelo de transferência de elétrons sob ação de raios-x incidentes.



Fonte: Cuerva (2013)

A análise de elementos é aplicável devido à variedade de elementos de liga utilizados nos mais diversos componentes. Nem sempre o analista possui dados completos sobre as composições elementares dos componentes de um sistema, todavia, alguns componentes possuem fabricação consideravelmente uniforme, e assim, auxiliando na identificação do componente que está se desgastando (EBERSBACH, 2007). Roylance e Hunt (1999) elaboraram uma lista com diversos elementos químicos e possíveis elementos mecânicos que os emprega (Tabela 4). Em geral, os elementos mais comuns em partículas de desgaste de componentes mecânicos são: ferro, cobre e alumínio; e, em menor escala: prata, níquel, titânio, molibdênio e vanádio. Silício, alumínio e titânio geralmente indicam contaminação por sujeira. Boro, potássio e sódio são comuns em refrigerantes. Os aditivos apresentam vários elementos como: zinco, cálcio, sódio, cobre, magnésio, cloro, fósforo, antimônio, molibdênio, enxofre e boro (LAGO, 2007).

Tabela 4 - Elementos comuns em alguns componentes de máquina (elaborado por Roylance & Hunt (1999)).

Elemento		Fonte Possível
Alumínio	Al	Espaçadores, calços, arruelas, pistões em motores alternativos, revestimento em acessórios, gaiolas de rolamento em redutores planetários, algumas superfícies de rolamentos.
Antimônio	Sb	Ligas de rolamentos, graxa.
Bário	Ba	Aditivo de óleo, graxa, água – vazamentos.
Boro	B	Vedantes, poeira no ar, água, refrigerantes.
Cálcio	Ca	Aditivo de óleo, graxa, alguns rolamentos.
Cromo	Cr	Metal galvanizado, vedantes, gaiolas de rolamentos, anéis de pistão e parede do cilindro em motores alternativos, inibidor de corrosão por cromato (vazamento de refrigerante).
Cobre	Cu	Rolamentos axiais de virabrequim e biela, buchas dos pinos-munheca, resfriadores de óleo, engrenagens, válvulas, buchas de turbo-compressor, arruelas, radiadores de cobre (vazamentos de refrigerante). Ainda ligas de cobre, se estanho também: bronze, se zinco também: latão.
Ferro	Fe	Componentes de motor alternativo, rolamentos de rolos e de esferas, engrenagem mola, fio de segurança, arruelas de trava, porcas e pinos de bloqueio, parafusos.
Chumbo	Pb	Metal de rolamento (geralmente em adição para alta concentração de cobre ou alumínio), vedantes, solda, tintas, graxas.
Magnésio	Mg	Revestimento de acessórios de motor de avião, componentes de mancais, equipamentos marítimos (afetados pela água), aditivo de óleo.
Manganês	Mn	Válvulas, sopradores, sistemas de escape e admissão.
Molibdênio	Mo	Anéis de pistão (alguns motores a diesel), motores elétricos, aditivo de óleo.
Níquel	Ni	Metal de rolamento, metal de trem de válvula, pás de turbinas.
Fósforo	P	Aditivo de óleo, vazamentos de refrigerante.
Silício	Si	Poeira no ar, vedantes, aditivo antiespumante (alguns óleos).
Prata	Ag	Gaiolas de rolamentos (prateação), bombas de poça, dente de engrenagem, eixos, rolamentos em alguns motores alternativos.
Sódio	Na	Vazamentos de refrigerante, graxa, equipamento marítimo (afetado pela água).
Estanho	Sn	Metal de rolamento e buchas axiais de metal, pinos de pistão e pinos-munheca, pistões, anéis, retentores, solda.
Titânio	Ti	Desgaste do cubo do rolamento, pás e discos de compressor (aero-motores).
Zinco	Zn	Componentes de latão, vedantes de neopreno, graxa, vazamentos de refrigerante, aditivo de óleo.

Fonte: Ebersbach (2007).

2.4 Análise de vibrações

Com a necessidade de reduzir custos e garantir que os procedimentos estejam dentro de normas conhecidas de qualidade, muitas empresas vêm migrando dos procedimentos sistêmicos de manutenção preventiva, nos quais inspecionavam e reparavam equipamentos durante paradas programadas, para procedimentos de monitoramento preditivo, dentre as mais utilizadas, a análise de vibrações (SILVA, 2001).

A análise de vibrações tem como princípio que as estruturas dos equipamentos, excitadas pelos esforços dinâmicos, fornecem sinais vibratórios cuja frequência é representativa do esforço causador da vibração (WANG; WILLIAMS, 1995). O sinal resultante de vibração será a soma das respostas vibratórias dos diferentes esforços existentes no funcionamento do equipamento (SILVA, 2001). Desta forma, é possível avaliar o estado da máquina através dos níveis de vibração da mesma.

O monitoramento das vibrações pode variar desde uma simples medição do nível global de vibrações até a aplicação de técnicas avançadas de tratamento de sinais para identificação de possíveis falhas. Seu uso se dá de forma não invasiva, ou seja, é um método não destrutivo, podendo ser aplicado em equipamentos fechados; o que possibilita o diagnóstico da condição de falha sem custo referente a reposição de elementos mecânicos e a perdas por parada (ANTONIOLLI, 1999; HEYNS et al., 2012).

As vibrações sempre serão geradas em equipamentos, pois nenhum processo de fabricação garante uma tolerância zero, ou seja, erros que causarão esforços dinâmicos não adequados estarão presentes (ANTONIOLLI, 1999). Além disso, procedimentos incorretos de montagem podem causar alterações em padrões e níveis de vibração. Lenzi (1991) afirma que a técnica de análise de vibrações é o melhor parâmetro para avaliar condições dinâmicas como: balanceamento, desalinhamento entre eixos, estabilidade de mancais, tensões dinâmicas de componentes e falhas incipientes em rolamentos e engrenagens.

Uma vantagem importante da prática de monitoramento de vibrações é que os dados obtidos podem ser utilizados comparativamente com limites padrões recomendados por fabricantes ou com condições anteriores e/ou previsíveis de bom estado da máquina (ANTONIOLLI, 1999). E, segundo Matos (1980), quanto maior o defeito, maior a vibração do sistema; assim, através do acompanhamento da evolução do defeito, é possível antecipar a falha catastrófica e corrigir o problema evitando custos e danos secundários; uma clara vantagem da

manutenção preditiva em relação às técnicas mais convencionais de manutenção (corretiva e preventiva).

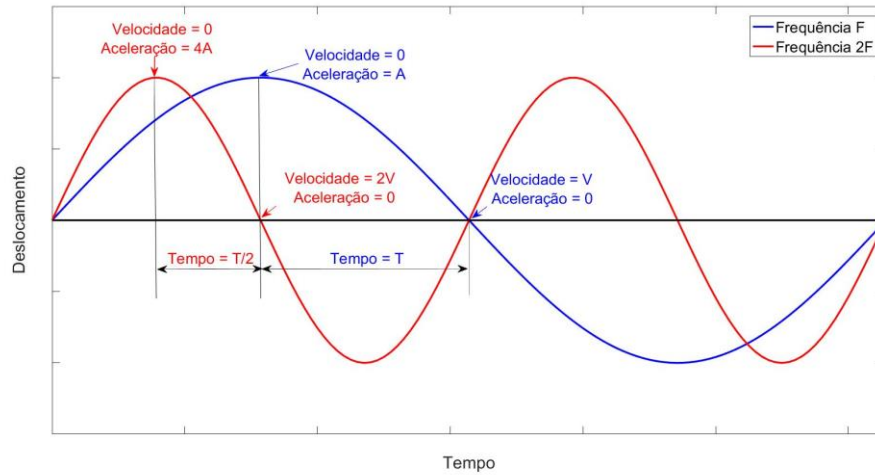
O passo inicial para a implementação de um programa de monitoramento de vibrações é o estudo detalhado dos equipamentos monitorados e seus elementos; podendo assim evidenciar cada possível fonte de vibração e sua importância para o sinal de vibração resultante (SILVA, 2001). Inclusive, é recomendado ao analista de vibração, além de conhecer o equipamento, também observá-lo atentamente sempre que for coletar um sinal ou utilizar paralelamente outras técnicas de monitoramento; assim, tornando mais fácil identificar outros parâmetros que podem facilitar o diagnóstico.

Para o monitoramento da vibração de uma máquina, é importante que as alterações de níveis de vibração sejam detectadas. Historicamente, foi comum a utilização de alguns tipos de sensores, entre eles, sensores de deslocamento, sensores de velocidade e acelerômetros. Cada tipo pode ser utilizado para diferentes aplicações, pois cada um apresenta uma vantagem diferente em determinadas situações.

Por exemplo, em altas frequências, as amplitudes da variável aceleração são maiores que a variável deslocamento, assim, neste caso é mais perceptível identificar variações da vibração com acelerômetros. Já para baixas frequências, as amplitudes do deslocamento são maiores que as da aceleração, portanto, recomenda-se a utilização de sensores de deslocamento. A velocidade se comporta de modo invariante com a frequência, sendo mais utilizado para frequências medianas.

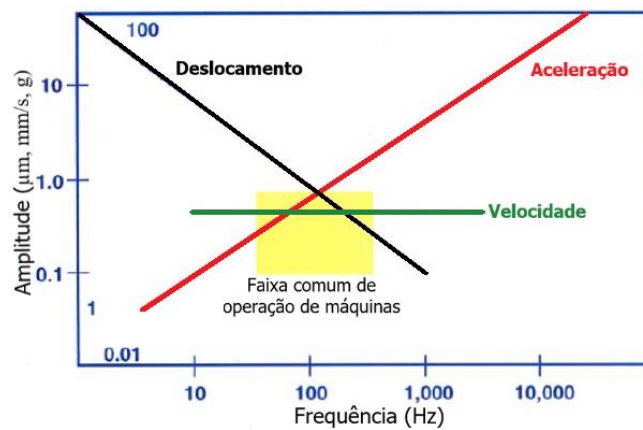
Tal afirmação pode ser observada na Figura 19. Para o deslocamento de um objeto do ponto máximo ao eixo da abscissa, um sinal de frequência F parte com aceleração A e atinge no tempo T velocidade V . Para um sinal de frequência $2F$, o mesmo deslocamento é realizado na metade do tempo $T/2$, atingindo velocidade final $2V$, assim, para tal, a aceleração inicial foi quatro vezes maior ($4A$). Portanto, as acelerações são maiores em sinais com frequências maiores. O deslocamento tem o comportamento inverso. A relação entre os parâmetros com amplitude e frequência é vista na Figura 20.

Figura 19 – Análise da cinemática do comportamento vibratório par duas frequências distintas.



Fonte: Próprio autor.

Figura 20 – Ilustração do comportamento dos parâmetros de deslocamento, velocidade e aceleração de acordo com a frequência do sinal.



Fonte: Adaptado de Ebersbach (2007).

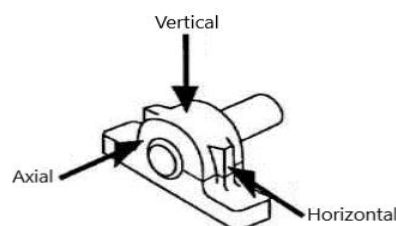
Outra questão importante na escolha do sensor de vibração é o tipo de aplicação. Em mancais de turbinas a vapor de alta rotação nas quais a lubrificação dos mancais é crítica, um sensor de deslocamento do eixo dentro do mancal pode ser mais funcional, principalmente se utilizar sistema de alarme, do que o sinal coletado por um acelerômetro. Contudo, atualmente,

os softwares de análise de vibrações conseguem a partir dos dados de aceleração as variáveis de velocidade e deslocamento. O caminho inverso não é possível.

Na amostragem dos sinais de vibração em programas de monitoramento industrial, é importante também entender a forma de coleta dos dados. Como dito anteriormente, conhecer a máquina é o primeiro passo. Assim, torna possível selecionar o melhor ponto no equipamento para instalar o sensor; quanto mais curto o caminho da fonte causadora de vibração até o acelerômetro, melhor. E, também, quanto menos amortecimento no caminho (ou seja, rigidez constante), mais fiel ao real estado do equipamento será o sinal obtido. O segundo passo é a forma de instalação do sensor. Há hoje em dia diversos métodos de montagem do sensor, dependendo de variáveis como acesso dos analistas e/ou instrumentos, custos, considerações técnicas, entre outros. A montagem ideal de um sensor é aquela em que ele esteja fixado permanentemente ao componente da máquina, porém, é normal encontrar outros métodos de montagem, por exemplo: montado e apertado com parafuso, colagem adesiva, utilização de base magnética, etc.

Mais uma questão importante é a posição dos sensores. Os sensores captam o sinal de vibração em uma única direção e, alguns defeitos e alguns equipamentos produzem sinais mais definidos em determinadas direções (LAGO, 2007). Por exemplo, engrenagens cilíndricas de dentes retos vão apresentar sinais mais definidos na sua direção radial, uma vez que a força de contato está naquele plano, tangente ao círculo primitivo das engrenagens enquanto em engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais haverá componentes tanto na radial como na axial, devido à geometria de engrenamento dos seus dentes. Em um programa de monitoramento de vibração, especificamente em mancais, é recomendado a coleta de sinais nos planos radiais (vertical e horizontal) e no plano axial (LAGO, 2007). A Figura 21 mostra as direções comuns de instalação dos sensores de coleta de sinais de vibração em mancais.

Figura 21 - Direções dos pontos de coleta de sinais de vibrações em mancais.



Fonte: Adaptado de Lago (2007).

Para a análise de sinais, é importante o entendimento da definição e classificação dos sinais, de acordo com o comportamento e parâmetros dos mesmos. Sinal é algo que carrega informações sobre o estado ou o comportamento de um determinado sistema físico, podendo ser representado por uma ou mais variáveis independentes. Por exemplo, um som é expresso em amplitudes em função do tempo e uma imagem é representada por variáveis espaciais (cores) (AQUINO, 2004).

Sinais podem ser contínuos ou discretos. Sinais contínuos são sinais cuja variação é dada em função de uma variável independente, na maioria das vezes a variável tempo t , ou seja, $f(t)$. Para a manipulação computacional numérica, é necessário discretizar os sinais. Sinais discretos são representados matematicamente como uma sequência de números, sob intervalos iguais (OPPEINHEIM et al., 1999).

Contínuos ou discretos, os sinais podem ser classificados em determinísticos ou aleatórios. Os determinísticos são sinais sobre o qual não existe nenhuma incerteza com respeito a seus valores em qualquer instante no tempo (SILVA, 2015), ou seja, podem ser representados por uma expressão matemática exata.

Os sinais determinísticos podem ser classificados como periódicos e não-periódicos. Uma forma de sinal determinístico periódico pode ser explicada a partir de uma função senoidal, no qual tem-se uma função variável com o tempo do seguinte tipo (AQUINO, 2004) como visto na Eq.(2):

$$x(t) = A \sin(2\pi f_0 t + \varphi) \quad (2)$$

Onde A é a amplitude do sinal, f_0 é a frequência em Hertz, t é o tempo e φ é o ângulo de fase.

Alguns sinais determinísticos podem ser representados pelo somatório de diversos sinais determinísticos periódicos (Eq.(3)).

$$x(t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(2\pi f_n t + \varphi_n) \quad (3)$$

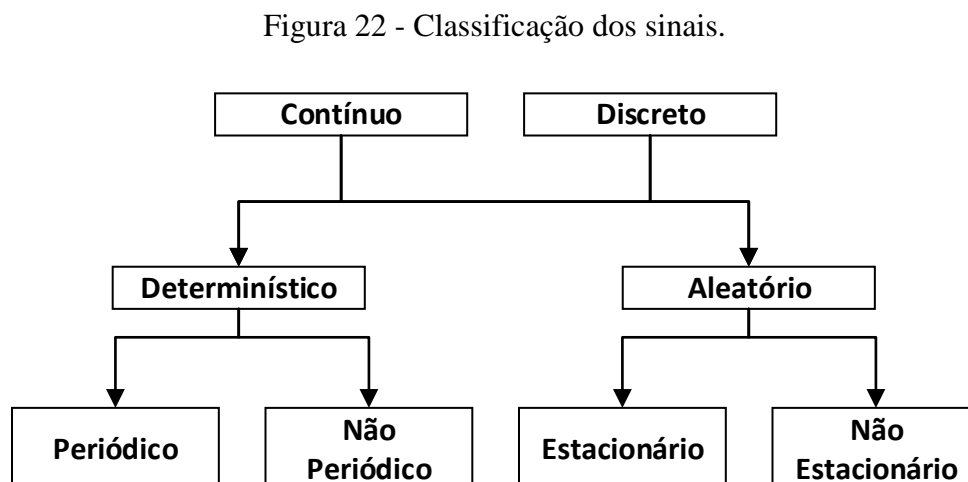
Onde f_n é a frequência em Hertz de cada sinal individual, A_n é a amplitude da n-ésima componente e φ_n é o ângulo de fase da n-ésima componente.

Na prática, contudo, o comportamento de um sinal não pode ser exatamente previsto, há muitos processos aleatórios, nos quais, para serem descritos, é necessário o emprego de métodos estatísticos como média, variância, desvio padrão, densidade de probabilidade, entre outros (BRAUN, 1986).

Sinais aleatórios podem ser subdivididos em estacionários e não estacionários. Sinais estacionários são aqueles em que suas propriedades estatísticas (média, variância, etc.) não dependem da variável tempo (SILVA, 2015), ou seja, o termo estacionário se refere às distribuições de probabilidade e não ao sinal amostrado (AQUINO, 2004).

Sinais aleatórios e estacionários podem ser divididos ainda em ergódicos e não ergódicos. Os sinais ergódicos têm as características estatísticas de conjunto, com respeito a uma variação do eixo temporal e as características estáticas tomadas ao longo de uma amostra, coincidentes (AQUINO, 2004).

A Figura 22 mostra um organograma da classificação de sinais.



Fonte: Adaptado de Silva (2001).

2.4.1 Fontes de vibração em caixas de transmissão por engrenagens

Como já visto, é muito importante identificarmos as possíveis fontes de ruído em uma máquina. Abaixo iremos discutir sobre algumas destas fontes, principalmente aquelas características de caixa de engrenagens:

Giro dos eixos: trata-se de um sinal presente que provoca, para cada eixo, uma resposta periódica senoidal com frequência relativa à rotação do eixo (SILVA, 2001). Segundo Silva (2015), o sinal ocorre devido às excentricidades residuais de montagem do par engrenado. O sinal vibratório do giro de um eixo pode ser descrito da seguinte forma:

$$Y_G(t) = Y_a \sin(2\pi f_G t) \quad (4)$$

Onde Y_G é o sinal vibratório do giro de um eixo, Y_a é a amplitude máxima do sinal, f_G é a frequência de rotação em Hz do eixo e t é o tempo.

Engrenamento: cada par engrenado gera uma resposta periódica senoidal referente ao engrenamento entre os dentes com a frequência de engrenamento. A GMF é igual ao produto entre a frequência de giro da engrenagem e o número de dentes desta engrenagem; ou seja, existe uma GMF para cada par engrenado (SILVA, 2001). A resposta do sinal vibratório referente ao engrenamento é descrito da seguinte forma:

$$Y_{GMF}(t) = Y_b \sin(2\pi f_{GMF} t) \quad (5)$$

Onde Y_{GMF} é o sinal vibratório do engrenamento, Y_b é a amplitude máxima do sinal, f_{GMF} é a frequência de engrenamento em Hz do par engrenado e t é o tempo.

O cálculo da GMF (f_{GMF}) de um par engrenado é:

$$f_{GMF} = Z_1 f_{G1} = Z_2 f_{G2} \quad (6)$$

Onde f_{G1} é a frequência de giro do pinhão em Hz e f_{G2} é a frequência de giro da coroa em Hz.

Harmônicos do Engrenamento: desvios relativos ao perfil perfeito os dentes, causados tanto pela deformação dos dentes sob carregamento quanto por um desgaste desigual geram sinais com respostas vibratórias senoidais em frequências harmônicas ao engrenamento ($2x$

GMF, 3x GMF, etc.), com amplitudes geralmente menores que a GMF. A resposta do sinal vibratório referente ao engrenamento é descrito da seguinte forma:

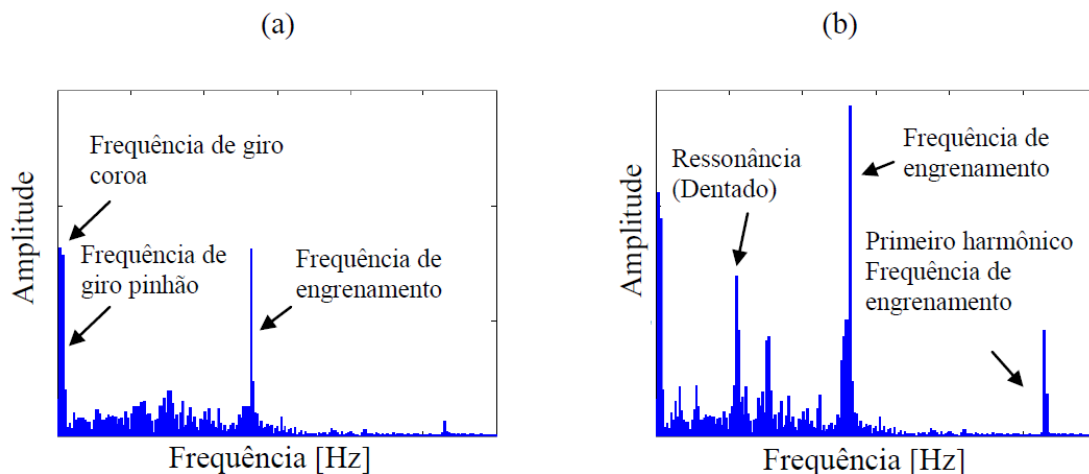
$$Y_{GMF,n} = Y_{bn} \sin(2\pi f_{GMF}t + \phi_n) \quad (7)$$

Onde $Y_{GMF,n}$ é o sinal vibratório dos harmônicos de engrenamento, Y_{bn} é a amplitude máxima do sinal para cada harmônico, f_{GMF} é a frequência de engrenamento em Hz do par engrenado, ϕ_n é o ângulo de fase entre os harmônicos e t é o tempo.

Ressonância: alguns defeitos são capazes de causar excitações do tipo impulso, fazendo com que o sinal apresente componentes referentes aos graus de liberdade do sistema, ou seja, frequências ressonantes estarão presentes. Por questão de projeto, as frequências ressonantes geralmente estão localizadas entre a frequência de giro da engrenagem e a GMF (ARATO JÚNIOR, 2004).

A Figura 23 mostra um sinal de um par engrenado visto no domínio da frequência. A primeira imagem mostra um espectro sem defeitos, em que é possível ver as frequências de giro dos eixos/engrenagens e a GMF e a segunda imagem mostra um espectro com defeitos, na qual as amplitudes estão maiores (principalmente a GMF), surge frequências ressonantes e harmônicos da GMF.

Figura 23 - Espectro de frequências simuladas de um par engrenado: a) sem defeitos; b) com defeitos.



Fonte: Silva (2015).

Rolamentos: estes elementos mecânicos são os mais comuns em aplicações industriais, inclusive em caixas de engrenagens. Defeitos em rolamentos causam vibrações em altas frequências, que não são múltiplos inteiros da rotação do eixo (CUNHA, 2005). São frequências características relativas a defeitos de: pista interna (BPFI – Ball Pass Frequency Inner), pista externa (BPFO – Ball Pass Frequency Outer), gaiola (FTF – Fundamental Train Frequency) e elementos rolantes (BSF – Ball Spin Frequency).

Elétricas: caixas de transmissão de potência estão normalmente associadas a equipamentos elétricos rotativos, por exemplo, motores elétricos e geradores elétricos. Tais equipamentos geram vibração devido a dois fenômenos (além daqueles referentes a componentes mecânicos presentes como rolamentos): vibração devido a passagem dos polos do rotor nas ranhuras do estator e vibração devido ao efeito de magnetostricção (alteração nas dimensões de materiais ferromagnéticos sujeitos à campos magnéticos) causado pela dilatação das lâminas (melhores identificadas na direção axial). A primeira vibração depende da rotação do equipamento elétrico, do número de polos e ranhuras e, são de difícil detecção uma vez que muitas vezes coincidem com frequências do rotor e suas harmônicas. A segunda coincide com um valor igual ao dobro da frequência de alimentação da rede (LAGO, 2007) (no Brasil, a frequência de alimentação da rede é de 60 Hz). Em geral, são frequências consideradas baixas.

Alguns sintomas clássicos associados aos defeitos mais comuns em uma caixa de engrenagens são (RANDALL, 1982):

Eixo desalinhado: há a presença significativa de harmônicas da frequência de giro do eixo desalinhado e, em especial, de harmônicas das GMF's das engrenagens alojadas no eixo (em caixas redutores, é comum mais de um estágio de transmissão). A segunda e terceira harmônica aparecem com amplitudes iguais ou maiores que a fundamental e, amplitudes destas que superem em 150% o valor da fundamental caracterizam um desalinhamento que não pode ser tolerado. O defeito em um eixo com um estágio apenas pode ser representado matematicamente pela equação abaixo.

$$Y_{des}(t) = \sum_{n=0}^{n_1} Y_{G,n_1} \sin(2\pi n_1 f_G t + \phi_{n_1}) + \sum_{n=0}^{n_2} Y_{GMF,G,n_2} \sin(2\pi n_2 f_{GMF} t + \phi_{n_2}) \quad (8)$$

Onde Y_{G,n_1} é a amplitude do n_1 -ésima harmônica da frequência de giro, n_1 representa o número de harmônicas e ϕ_{n_1} é o ângulo de fase entre as harmônicas. Para a GMF, Y_{GMF,G,n_2} é a amplitude da n_2 -ésima harmônica, n_2 representa o número de harmônicas e ϕ_{n_2} é o ângulo de fase entre as harmônicas.

Excentricidade: montagem inadequada, erros de usinagem ou eixo fletido podem levar a uma operação excêntrica de uma engrenagem causando no sinal de vibração uma grande amplitude da GMF e bandas laterais decorrentes do processo de modulação. As bandas laterais são frequências igualmente espaçadas a direita e a esquerda da GMF e suas harmônicas, cujo o espaçamento tem valor da frequência de giro do eixo em que a engrenagem está fixada. Se a amplitude da GMF é três vezes maior que amplitude normal de funcionamento ou, alguma banda lateral supera em 70% o valor da fundamental, a excentricidade não deve ser tolerada (SILVA, 2001). Em engrenagens de dentes retos, o sinal é melhor verificado em amostragens no sentido radial; já em engrenagens helicoidais, a melhor verificação se dá no sentido axial (ARATO JUNIOR, 2004).

$$Y_{exc}(t) = \sum_{n=0}^n Y_{bn} \left[1 + \sum_{p=0}^p Y_{ap} \sin(2\pi p f_G t) \right] \sin(2\pi n f_{GMF} t + \phi_n) \quad (9)$$

Onde Y_{ap} é a amplitude da p -ésima banda lateral e p é o número de bandas laterais.

Danos no dentado: podem ocorrer danos no dentado como pittings, trincas e quebra de dentes. Trincas e dentes quebrados podem ser caracterizados por uma perda localizada da rigidez do dente defeituoso, que reflete em uma mudança tanto na amplitude como na fase do sinal de vibração, durante o período de engrenamento do dente com defeito. Estas mudanças ocorrem em virtude de uma modulação localizada, que reflete em aumento das bandas laterais presentes no espectro. Quando alguns desses defeitos são extensos, ocorre uma rápida e abrupta mudança na força aplicada no dente, o que pode excitar frequências ressonantes do sistema (MCFADDEN & WANG, 1992). Pittings podem ocorrer em todos os dentes ao mesmo tempo, gerando uma excitação na estrutura sob a forma de impactos repetidos, com a frequência de giro do eixo ao qual está acoplada; a estrutura mecânica irá responder vibrando em uma ou mais de suas frequências naturais (ARATO JUNIOR, 2004) e estas vem acompanhadas de bandas

laterais espaçadas no valor da frequência de giro da engrenagem com problema (SILVA, 2001; ARATO JUNIOR, 2004).

Danos em rolamentos: como o rolamento é um elemento submetido a cargas cíclicas, o principal tipo de falha sob condições normais de uso ocorre por fadiga de contato nas pistas ou nos rolos (MCFADDEN, 1990). Tais defeitos provocam esforços dinâmicos e consequentemente dá origem a uma vibração de baixa energia. Quando o rolamento está em boas condições, o sinal se apresenta como um ruído aleatório de banda larga e baixa amplitude de vibração. Com o surgimento e o desenvolvimento de uma pequena falha na pista estacionária, o sinal mostrará alguns impactos periódicos com amplitudes praticamente constantes no tempo. Os impactos podem excitar frequências ressonantes do sistema eixo-mancal, estas normalmente localizadas nas altas faixas de frequência. Quando a falha se desenvolve na pista rotativa ou nos rolos, o efeito do carregamento e do meio de transmissão irão causar uma modulação na amplitude de vibração, o que resultará em bandas laterais mistas da frequência ressonante que dependem da posição angular da falha. Em estágios mais avançados de falha, o sinal volta a apresentar características típicas de um ruído aleatório somado a pequenos transientes. Matematicamente, a excitação produzida pelo impacto de um ponto defeituoso numa superfície é modelada pela função de impulso unitário.

2.4.2 Métodos de processamento de sinais

Dados de vibração obtidos de máquinas podem ser analisados por técnicas computacionais para identificar falhas. A análise espectral é uma das mais conhecidas e utilizadas. O sinal obtido no domínio do tempo é convertido no domínio da frequência, podendo assim analisar frequências características produzidas na operação das máquinas. O procedimento matemático utilizado para a alteração do domínio é a transformada de Fourier.

O espectro de vibração é analisado para componentes de frequência característicos produzidos por defeitos comuns da máquina. Os dados obtidos são formas de onda periódicas de sinais de domínio de tempo (sinais que variam com o tempo) que podem ser convertidos em sinais no domínio de frequência (sinais que variam com a frequência), utilizando-se o procedimento matemático conhecido como transformada rápida de Fourier (FFT – Fast Fourier Transform).

Porém, diversas técnicas e parâmetros foram desenvolvidos ao longo dos tempos para a análise de sinais de vibração (DALPIAZ et al., 2000), técnicas no domínio do tempo, no domínio da frequência e no domínio tempo-frequência. As análises estatísticas e probabilísticas também são empregadas na análise de dados de vibração. Neste tópico, abordaremos diversas técnicas e parametrizações para avaliar o estado de um sistema através dos sinais vibratórios.

2.4.2.1 Análise espectral clássica

A análise espectral é a forma mais clássica de análise de sinal de vibração de equipamentos rotativos, na qual é possível identificar as principais fontes de ruído, observar a presença ou surgimento de defeitos e diagnosticar o nível de severidade do defeito (SILVA, 2001).

Fourier mostrou que um sinal com características periódicas poderia ser representado como a somatória de sinais senoidais (LYNN; FUERST, 1996). E, a transformada de Fourier (FT – Fourier Transform) (uma generalização das séries de Fourier) desempenha papel de destaque na análise de vibrações no domínio da frequência, principalmente se os sistemas analisados possuem frequências bem distintas entre si.

O cálculo do espectro de frequência para sinais contínuos é realizado por séries de Fourier e para sinais discretos é realizada pela transformada discreta de Fourier (DFT – Discrete Fourier Transform) é utilizado. A equação temporal é vista abaixo:

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (10)$$

Onde t é o tempo, ω é a frequência, $x(t)$ é o sinal no tempo e $X(\omega)$ é o sinal no domínio da frequência.

O sinal $x(t)$ é multiplicado por um termo exponencial, numa dada frequência ω e depois integrado ao longo do tempo, que também pode ser escrito na forma de termos geométricos (senos e cossenos). Quanto maior o resultado da multiplicação, mais considerável será aquela frequência no espectro final, tornando possível a análise (SILVA, 2001).

Como a integração é realizada em todo o tempo, não importa onde esteja localizada a componente em frequência no tempo, ela irá compor a integral resultante igual qualquer outra (sinais estacionários). Já quando a distribuição de probabilidade do sinal depende do tempo absoluto (sinais não estacionários) (NEWLAND, 1993), ou seja, possuem propriedades que podem ser calculadas instantaneamente, a Transformada de Fourier torna-se ineficaz, pois é uma integração realizada ao longo de toda amostra (SILVA, 2001).

Para a utilização da Transformada de Fourier, é importante entender o critério de Nyquist que afirma que para uma dada frequência de amostragem (f_s) de coleta do sinal, as informações obtidas são confiáveis somente para frequências menores que a metade da frequência de amostragem ($f_s/2$).

O processo inverso de transformar o sinal no domínio da frequência para o domínio no tempo é conhecido como transformada inversa de Fourier (IFT – Inverse Fourier Transform):

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{i\omega t}d\omega \quad (11)$$

Para a análise computacional, desenvolveu-se a Transformada Rápida de Fourier (FFT – Fast Fourier Transform) que realiza a DFT de forma computacional rapidamente. A FFT é muito aplicada na área de engenharia, principalmente em vibrações, em que é necessário saber a frequência contida na vibração. A rotina computacional FFT é encontrada em vários softwares, entre eles, o Matlab®.

O processo de diagnóstico de defeito no espectro de frequências se dá pela identificação das frequências fundamentais do sistema, a presença de harmônicos e bandas laterais em torno deles, assim como o surgimento de frequências diferentes ou frequências que sugiram ressonância. O diagnóstico da severidade do defeito é realizado com base no nível das amplitudes das fontes de ruídos fundamentais e a distribuição relativa entre estas amplitudes e as amplitudes de seus harmônicos e/ou bandas laterais (SILVA, 2001).

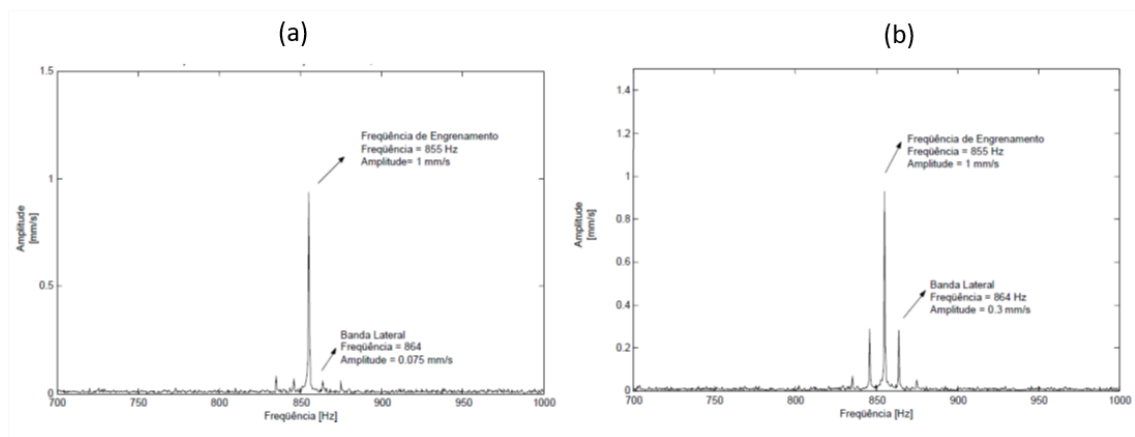
Em um único par engrenado, a Transformada de Fourier tem aplicabilidade, pois as frequências características destes sistemas são bem distantes, por exemplo, frequência de giro dos eixos, frequência de engrenamento (GMF), entre outras fontes de excitação periódica (SILVA, 2015). Porém, na maior parte dos casos, a análise exige muito trabalho e experiência

para ser realizada, especialmente na identificação do surgimento de novas frequências e na detecção da variação das amplitudes, uma vez que os sistemas engrenados: possuem diversos elementos mecânicos geradores de ruído de vibração tais como rolamentos; muitas vezes, possuem mais de um estágio de redução/multiplicação e; operam em ambientes com muitos outros equipamentos, assim, o espectro visualizará fontes externas de excitação (SILVA, 2001).

Constitui desvantagem, ainda, a presença de ruído aleatório com nível consideravelmente elevado, o que dificulta muito a identificação de componentes de frequência essenciais para a análise, assim como a identificação do surgimento de novas frequências e as variações de amplitudes das frequências em geral (SILVA, 2001).

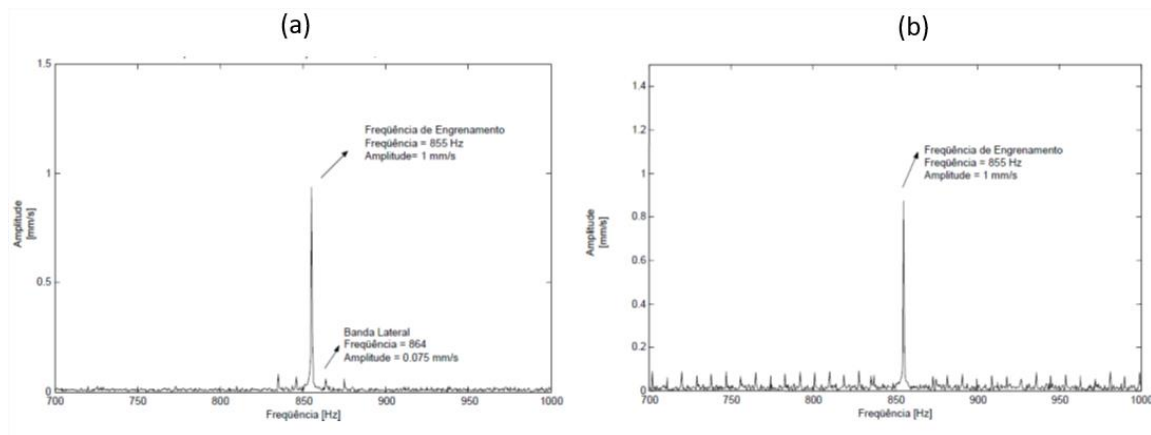
A Figura 24 mostra um gráfico de análise espectral clássica de pares engrenados comparando condições normais com excentricidade de engrenagem. A Figura 25 mostra um gráfico de análise espectral clássica de pares engrenados comparando condições normais com defeitos em dente.

Figura 24 - Comparação do espectro de sinais simulados de engrenagens sob condições: a) normais; b) com excentricidade.



Fonte: Silva (2001).

Figura 25 – Comparação do espectro de sinais simulados de engrenagens sob condições: a) normais; b) com defeito pontual em um dente.



Fonte: Silva (2001).

2.4.2.2 TSA

A média temporal síncrona (TSA – Time Synchronous Averaging) (FORRESTER, 1992; MCFADDEN, 1987a; MCFADDEN, 1987b; SKF, 1996) é uma técnica muito importante aplicada a excitações periódicas em sinais de vibração, em especial, para facilitar a detecção de falhas em sistemas de engrenagens (MCFADDEN, 1987).

Para se obter uma amostragem síncrona do sinal de vibração de uma engrenagem em específico, realiza-se uma média sobre várias revoluções da engrenagem (MCFADDEN, 1987), na qual cada bloco de amostragem deve ter o ponto inicial sempre na mesma posição angular, para caracterizar uma revolução da engrenagem. O objetivo é que o sinal resultante tenha praticamente apenas componentes que são síncronas com a rotação da engrenagem. E, quanto maior o número de blocos utilizados para tirar a média, mais a TSA se aproximará de um sinal periódico. Adicionalmente, haverá praticamente uma eliminação total de qualquer ruído aleatório no sinal, pois a média de muitos elementos aleatórios tende a zero (MCFADDEN; TOOZHY, 2000; SILVA, 2001).

A TSA, porém, tem dificuldades em detectar sintomas claros de qualquer defeito na engrenagem por si só, especialmente se o defeito estiver em fase inicial (WANG; MCFADDEN, 1996); geralmente, sinais temporais não são adequados para tal análise (SILVA, 2015). Especificamente para detectar e localizar a falha em um dente de engrenagem, ela é adequada principalmente quando tratar de um caso avançado de falha, pois a falha em um dente

implica em alteração no padrão de vibração. Para falhas em estágio inicial como o surgimento de uma trinca, é necessário aprimorar o processamento da TSA para que seja possível a identificação de pequenas modificações no comportamento do sinal de vibração (CHOY et al., 1996; SILVA, 2001; ARATO JUNIOR, 2004).

Outra dificuldade de aplicação da TSA é a necessidade de se utilizar um sinal de referência para determinar a posição angular da engrenagem. Para tal, utiliza-se um trigger, um sensor óptico do tipo emissor/receptor de luz na banda do infravermelho. E, para análise em um par engrenado, é necessário que a TSA seja aplicada individualmente em cada engrenagem (SILVA, 2001; SILVA, 2015).

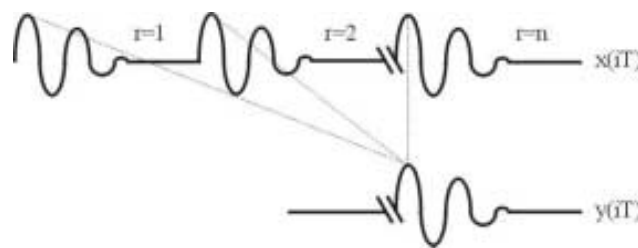
Uma forma eficiente de cálculo da TSA é chamada de recursiva ou estável, em que para cada bloco de dados é calculado um resíduo ponderado, acrescido a cada etapa à TSA, até que se complete o total de blocos, conforme a equação abaixo (BRAUN, 1986).

$$y_r(i) = y_{r-1}(i) + \frac{x_r(i) - y_{r-1}(i)}{r} \quad (12)$$

Onde $y_r(i)$ é a TSA resultante, $y_{r-1}(i)$ é a TSA acumulada dos blocos anteriores, $x_r(i)$ é o bloco original e r é o número do bloco.

A Figura 26 mostra um diagrama do processo de construção do sinal de TSA.

Figura 26 - Diagrama do processo de construção da TSA.

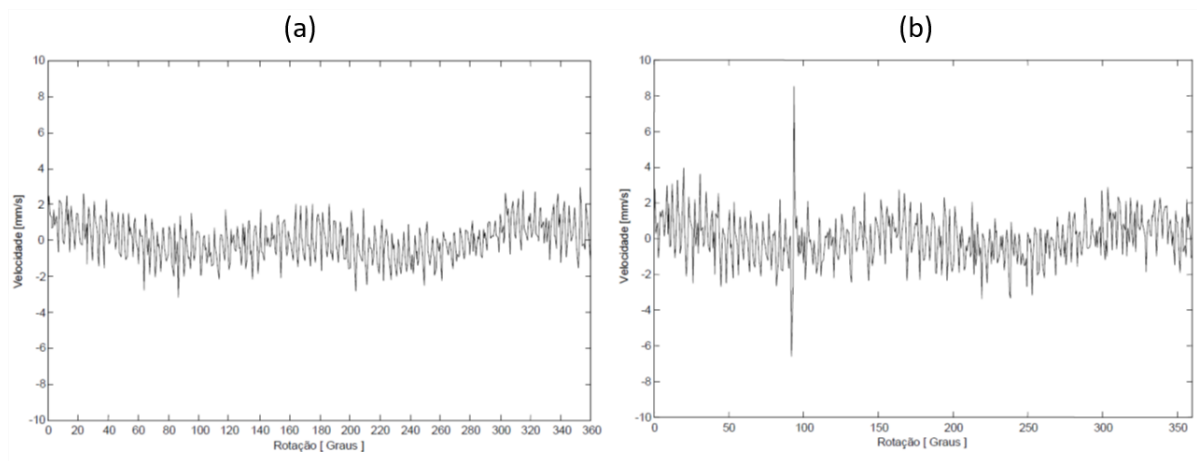


Fonte: retirado de Silva (2001).

No caso do sistema de par engrenado com um dente quebrado, o monitoramento da condição de ambas engrenagens utilizando a TSA só é possível de forma individual; ou seja, não é possível diferenciar a origem da falha. Contudo, a TSA é capaz de identificar o defeito com apenas uma medida. Finalmente, na análise individual, a TSA é capaz de identificar qual é o dente quebrado (DALPIAZ et al, 2000).

A Figura 27 mostra um sinal simulado de par engrenado após aplicação da TSA, sob condições normais e sob o defeito pontual em um dente.

Figura 27 - TSA simulada com: a) condições normais e b) condição de defeito pontual em um dente.



Fonte: Silva (2001).

Quanto as condições de operação de um par engrenado, Silva (2001) verificou que a TSA é influenciada pela variação do torque e da rotação. Com o aumento do torque há um aumento generalizado da amplitude do sinal, inclusive no caso que há o pico indicativo de um defeito pontual em um dente. Já o aumento da rotação mostrou-se menos influente do que o torque, mas também alterou as características do sinal.

2.4.2.3 Filtros digitais

Para a análise da condição de um par engrenado, alguns componentes não fornecem informações capazes do diagnóstico, principalmente as que representam as baixas frequências; lembrando que, a frequência mais utilizada para avaliar a condição de um par engrenado é a frequência de engrenamento GMF e suas modulações; uma frequência relativamente alta em relação às demais do sistema. Para eliminar as componentes de baixa frequência, filtros digitais são empregados. Os mais eficazes e utilizados são os das classes IIR (Infinite Impulse Response) Butterworth, Chebyshev tipo I, Chebyshev tipo II e. Elíptico (SILVA, 2001). Os filtros podem ser dos tipos:

- Passa banda (band-pass): filtro em que são eliminadas todas as frequências fora da banda de frequência selecionada;

- Passa alta (high-pass): filtro em que são eliminadas todas as frequências abaixo da frequência de corte selecionada;
- Passa baixa (low-pass): filtro em que são eliminadas todas as frequências acima da frequência de corte selecionada;
- Rejeita banda (band-stop): filtro em que são eliminadas todas as frequências dentro da banda de frequência selecionada.

2.4.2.4 Sinal residual

É possível aplicar a Transformada de Fourier à TSA sem a necessidade de nenhum tipo de janela pois a TSA é um sinal exatamente periódico. Tal fato torna possível a realização de algumas operações, tal como aplicar um filtro ideal, para eliminar as componentes indesejáveis no sinal; tornando tais componentes nulas no domínio da frequência e depois retornando o sinal ao domínio do tempo através da Transformada Inversa de Fourier (MCFADDEN, 1987b).

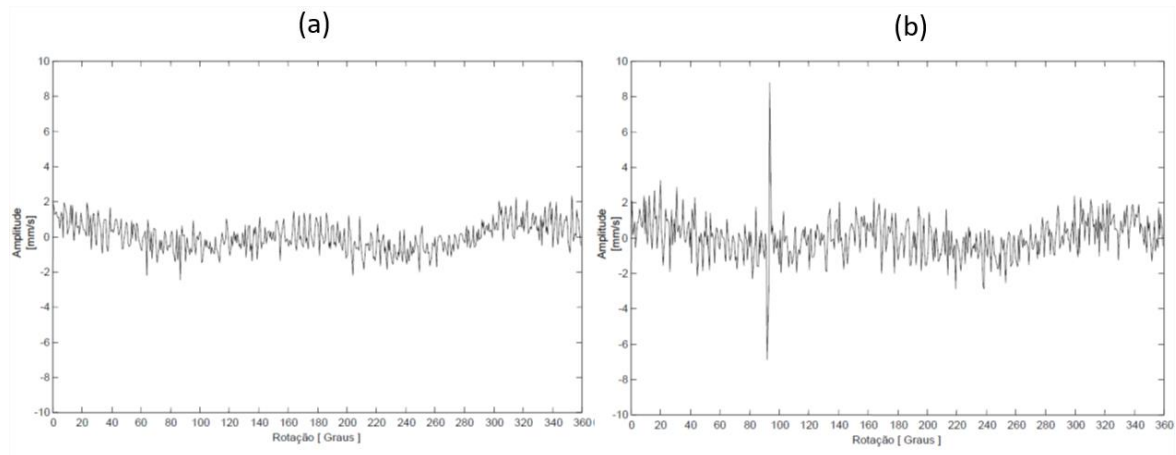
A técnica do sinal residual foi proposta por Stewart (1977); e consiste na eliminação da GMF e suas harmônicas da TSA, portanto, aplica-se a Transformada de Fourier na TSA, filtra-se a GMF e suas harmônicas e aplica-se a Transformada Inversa de Fourier no sinal filtrado, resultando no sinal residual. O sinal composto pelas componentes eliminadas é chamado de sinal regular (MCFADDEN, 1987b).

Ao analisar tal técnica, MCFADDEN (1987b) mostra que o sinal regular representa a média temporal do sinal de engrenamento de uma engrenagem enquanto o sinal residual representa as variações da TSA em relação ao sinal médio de engrenamento, e, frequentemente, a segunda pode evidenciar mais claramente falhas prematuras do que a TSA.

Silva (2001) avaliou a capacidade de detecção do sinal residual para alguns defeitos comuns em pares engrenados. Para o caso de condições constantes de carga, o sinal residual não foi capaz de identificar nem a presença nem a evolução de uma excentricidade no par engrenado; mas identificou e localizou mais claramente do que a TSA a presença de um defeito pontual em um dente de engrenagem. Silva (2001) também verificou o comportamento do sinal residual para casos de variação de torque e rotação em sistemas com a presença de um defeito pontual em um dente de engrenagem; e, notou que tais fatores influenciam o sinal. Variando o torque, há um aumento generalizado da amplitude do sinal, inclusive do pico indicativo do defeito. Já a variação de rotação mostrou-se bem menos influente do que o torque, mas também alterou as características do sinal.

A Figura 28 mostra um sinal simulado de um par engrenado após aplicação da TSA e obtenção do sinal residual, sob condições normais e sob condição de um defeito pontual em um dente.

Figura 28 - Sinal residual simulado com: a) condições normais e b) condição de defeito pontual em um dente.



Fonte: Silva (2001).

2.4.2.5 Demodulação temporal

Em geral, a modulação de um sinal ocorre pela multiplicação de um sinal por outro, um processo não linear que gera novas frequências não presentes em nenhum dos sinais originais, diferentemente da simples adição ou mistura de sinais (estes apresentarão apenas frequências já presentes em um dos sinais) (SILVA, 2001). De acordo com White (1991), o processo de modulação ocorre quando um sinal de baixa frequência causa uma variação na amplitude de um sinal de alta frequência na razão de amplitude da baixa frequência, gerando duas novas frequências (bandas laterais) espaçadas no valor da baixa frequência a direita e a esquerda da alta frequência.

Muitas vezes, excitações com baixo nível de energia não são detectáveis na análise espectral clássica, por gerar amplitudes pouco significativas que ficarão escondidas no nível do ruído de fundo, porém, se forem excitações do tipo impactos repetidos, causarão modulações de outras frequências, e o defeito poderá ser detectado por um processo de demodulação (CUNHA, 2005).

São defeitos do tipo impacto repetidos: excentricidades, falhas no dentado e defeitos de rolamento. No caso da excentricidade, o fenômeno ocorre em todo o período de rotação, para o

dente defeituoso, ocorre no período de engrenamento e, para defeitos de rolamento, excita frequências próprias do sistema. Em todos os casos, os defeitos são evidenciados no espectro de frequências pela presença de bandas laterais em torno de ou a frequência de engrenamento ou uma frequência natural do sistema. O espaçamento entre as frequências principais e as bandas laterais fornecem informações sobre a fonte causadora do defeito (WHITE, 1991; LEE; WHITE, 1997).

McFadden (1985) mostrou que um sinal filtrado em torno da GMF ou em torno do harmônico dominante dessa, uma estimativa da modulação em amplitude e fase pode ser realizada, utilizando-se a transformada de Hilbert (HT – Hilbert Transform) (COHEN, 1995; THRANE et al., S.D.).

A transformada de Hilbert é uma operação linear que gera como saída uma função no mesmo domínio e ortogonal à função de entrada. Para sinais contínuos, é definida como (BENDAT; PIERSOL, 2010):

$$\tilde{x}(t) = \mathcal{H}[x(t)] = x(t) * \frac{1}{\pi t} = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{\pi(t - \tau)} d\tau \quad (13)$$

A transformada discreta de Hilbert (DHT – Discrete Hilbert Transform) é possível a partir da FFT, implementação semelhante a feita pelo software Matlab através da função hilbert (DE MELO, 2015).

O resultado obtido é uma representação na forma complexa, do sinal, contendo informações sobre a amplitude e a fase da modulação. Uma representação gráfica da demodulação pode ser realizada mediante um gráfico de coordenadas cartesianas, no qual o eixo das abscissas representa as componentes reais do sinal resultante da transformada de Hilbert e no eixo das ordenadas estão as componentes imaginárias. O resultado deste tipo de representação é semelhante ao movimento realizado pelos planetas em torno do sol, denominado de órbita (FORRESTER, 1992).

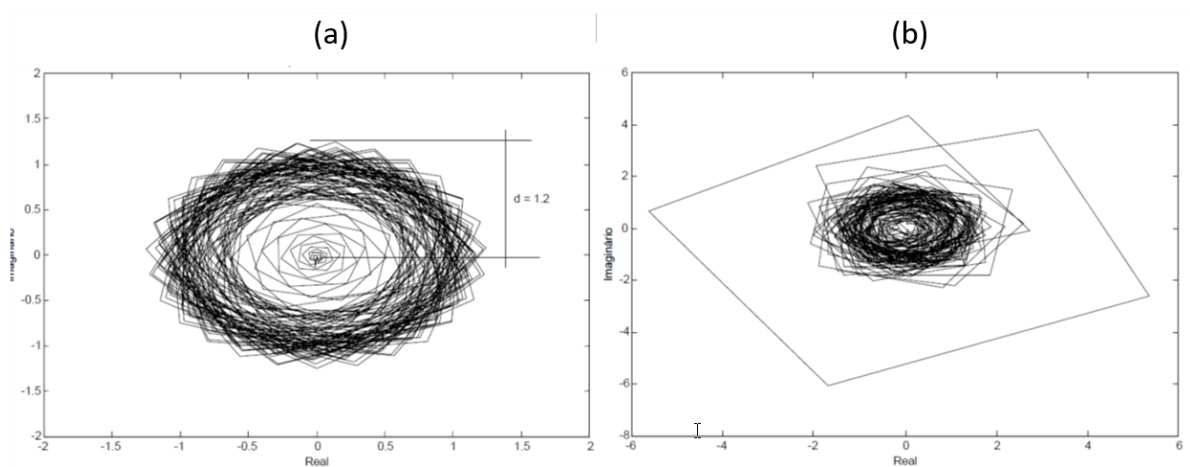
A modulação em fase causa alterações anormais no movimento orbital em torno da origem, ao passo que, a modulação em amplitude causa variação da distância entre o centro da órbita e sua porção mais externa. Em resumo, o processo de demodulação envolve os seguintes passos:

- 1) Filtragem do sinal em torno GMF ou da ressonância por intermédio de um filtro passa banda ajustado para englobar o maior número de bandas laterais.
- 2) Detecção do sinal modulador, utilizando a transformada de Hilbert.

3) Análise gráfica cartesiana mostrando a relação entre a amplitude e a fase da modulação.

A Figura 29 mostra um sinal simulado de par engrenado com a aplicação da demodulação aplicada em torno da GMF. O sinal a) representa a demodulação de um sistema sob condições normais e o sinal b) representa a condição de um sistema sob condições de um defeito pontual em um dente.

Figura 29 - Demodulação em torno da GMF de um sinal simulado com: a) condições normais e b) condição de defeito pontual em um dente.



Fonte: Silva (2001).

2.4.2.6 Parâmetros estatísticos de sinais

Na análise estatística, destacam-se a obtenção de alguns parâmetros de uma amostra, especificamente, momentos estatísticos puros e suas normalizações. Os momentos estatísticos podem ser estimados e parametrizados para indicar a condição de um sistema (SILVA, 2001), e podem ser obtidos em torno da origem ou da média. Como regra geral, para amostras com mais de um elemento e sinais discretos, os cálculos dos momentos estatísticos podem ser obtidos pelas equações abaixo.

$$\begin{aligned}
 me_k &= \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n |x_i|^k && \text{em torno da origem} \\
 me_k &= \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n |x_i - \mu|^k && \text{em torno da média}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

Onde me_k é o k -ésimo momento estatístico, n é o número total de elementos da amostra, x_i é o valor da amostra em determinado elemento, μ é a média e k é a ordem do momento estatístico.

Do ponto de vista de análise de sinais, os pontos são considerados sempre positivos (em módulo), assim o valor médio de um sinal é sempre maior que zero (SILVA, 2001). A média é calcula pela equação abaixo.

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|
 \tag{15}$$

Os primeiros indicadores estatísticos utilizados em análise são: a média (em relação a origem), e a variância, momento estatístico de segunda ordem. Depois, outros fatores de destaque utilizados são: a skewness, uma normalização do momento estatístico de terceira ordem, e, a kurtosis, uma normalização do momento estatísticos de quarta ordem. E ainda, outros indicadores estatísticos muito utilizados são o valor médio eficaz (RMS), o fator de crista e o fator de forma.

2.4.2.6.1 Média

A média (μ) também é chamada de medida da tendência central ou centralidade pois representam as amostras mediante seus valores médios, em torno dos quais tendem a concentrar os dados. (BARNES, 1994). Do ponto de vista estatístico, o sinal é tratado como uma amostra e o valor médio amostral de um sinal contínuo é visto na equação abaixo.

$$\mu = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt
 \tag{16}$$

Onde T é o período total de integração do sinal e $x(t)$ é a amplitude do sinal em cada instante do tempo.

2.4.2.6.2 Variância e desvio-padrão

A variância (s) e o desvio-padrão (σ) possuem a função de verificar a representatividade das medidas em relação a posição, uma vez que sinais diferentes podem possuir a mesma média, ou seja, um sinal pode ter as medidas concentradas perto da média enquanto outra pode ter as medidas bem dispersas em relação à média (BARNES, 1994). O cálculo para sinal discreto pode ser visto na equação abaixo.

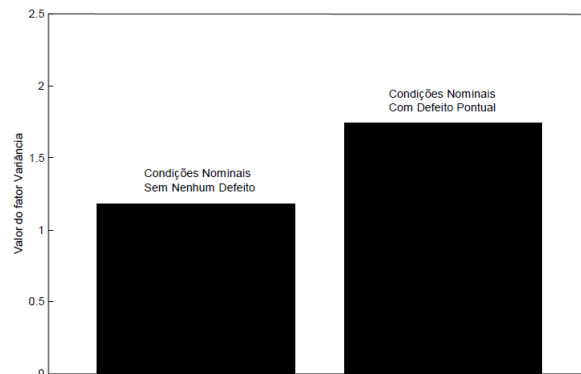
$$s = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|^2 \quad (17)$$

$$\sigma = \sqrt{s}$$

A concepção de variância define-se como a soma ponderada dos desvios de todas as medidas em relação à média, por isso, a variância nunca terá valores menores que zero e, só será zero, quando for a única possibilidade para o valor da amostra (sem dispersão nenhuma) (AQUINO, 2004).

Silva (2001) avaliou o valor de variância de um sinal simulado com condições normais nas engrenagens e outro com a condição de um dente com defeito pontual, ambos com carga constante, e, concluiu que a variância é capaz de detectar a presença de um defeito pontual. O mesmo não ocorreu para o caso de uma evolução de uma excentricidade das engrenagens (Figura 30).

Figura 30 - Diferença dos valores de variância de sinais simulados de engrenagens: um sem defeito e outro com um dente com defeito pontual.



Fonte: retirado de Silva (2001).

2.4.2.6.3 RMS

O nível global de vibração ou nível eficaz de vibração (RMS – Root Mean Square), também conhecido como média quadrática, é um parâmetro de um sinal qualquer muito utilizado em sinais de vibração pois seu cálculo leva em conta tanto o tempo de onda como as amplitudes da onda. O RMS tem relação direta com a energia total do sinal (SILVA, 2001). Heng & Nor (1998) afirmam que a se a média indica o valor médio a amostra e a variância indica a variação em torno da média, então, o RMS indica a intensidade da média.

O cálculo do RMS pode ser visto na equação abaixo.

$$\begin{aligned}
 RMS &= \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} && p/ \text{ sinal contínuo} \\
 RMS &= \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2} && p/ \text{ sinal discreto}
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

O aumento do nível de RMS pode indicar vários fatores em um sistema mecânico; um deles é a possível presença de um defeito no sistema. Se todas as variáveis de processo permanecem constante, e o RMS aumenta, provavelmente um defeito evoluiu (SILVA, 2001).

Não existem valores padrões de RMS para todos os sistemas; o RMS dependerá de cada sistema e todas as condições e parâmetros envolvidos; assim como dependerá de várias características referentes à amostragem do sinal, como, por exemplo, frequência e período,

como também, das técnicas de tratamento de sinal aplicadas. Porém, para equipamentos rotativos, existem normas específicas para especificar faixas aceitáveis de RMS de acordo com características de operação do sistema. Exemplos: NBR 10082 (Figura 31).

Figura 31 - Severidade aceitável de acordo com faixas de classificação dos equipamentos conforme NBR 10082 para frequências de 10-1000 Hz.

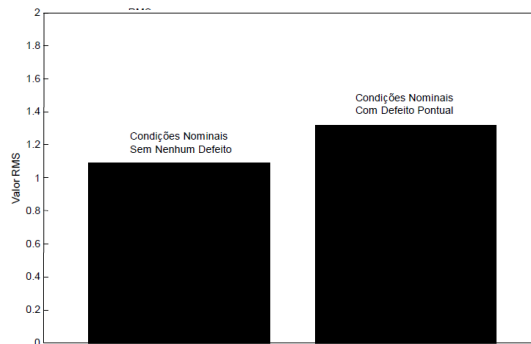
FAIXA DE CLASSIFICAÇÃO	FAIXA DE VELOCIDADE RMS (VALOR EFICAZ DA VELOCIDADE DE VIBRAÇÃO) – mm/s	
	ACIMA DE	ATÉ
0,11	0,071	0,112
0,18	0,112	0,18
0,28	0,180	0,28
0,45	0,28	0,45
0,71	0,45	0,71
1,12	0,71	1,12
1,8	1,12	1,80
2,8	1,8	2,8
4,5	2,8	4,5
7,1	4,5	7,1
11,2	7,1	11,2
18	11,2	18
28	18	28
45	28	45
71	45	71

Fonte: Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT (2011).

Por fim, o RMS apenas indica uma alteração quantitativa, não é capaz sozinha de identificar a fonte da falha; outros procedimentos devem ser empregados para tal (SILVA, 2001).

Silva (2001) avaliou o valor de RMS de um sinal simulado com condições normais nas engrenagens e outro com a condição de um defeito pontual em um dente, ambos com carga constante, e, concluiu que o RMS é capaz de detectar a presença de um defeito pontual (Figura 32).

Figura 32 - Diferença dos valores de RMS de sinais simulados de engrenagens: um sem defeito e outro com um dente com defeito pontual.



Fonte: retirado de Silva (2001).

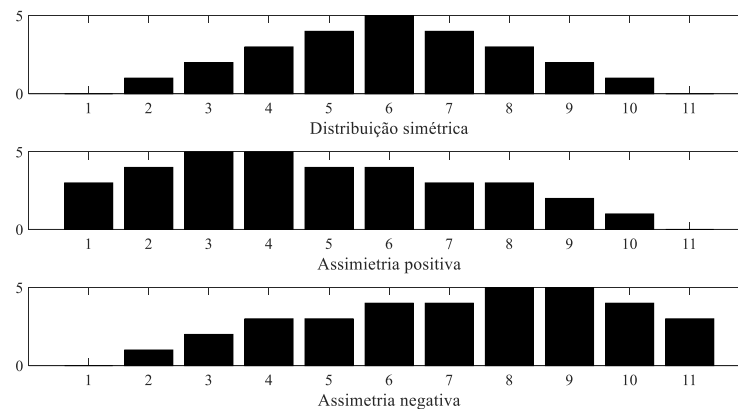
2.4.2.6.4 Skewness

O parâmetro skewness (sk), também conhecido como obliquidade ou assimetria, é uma normalização do momento estatístico de terceira ordem, que tem por objetivo analisar a simetria da distribuição da amostra, assim, tal fator analisa a inclinação da distribuição e pode ser obtido pela equação abaixo (BARNES, 1994).

$$sk = \frac{1}{n-1} \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^3}{\sigma^3} \quad (19)$$

Se $sk = 0$, a distribuição das medidas é simétrica; se $sk > 0$, a distribuição é assimétrica positiva (cauda a direita) e; se $sk < 0$, a distribuição é assimétrica negativa (cauda a esquerda). A Figura 33 mostra o comportamento de três distribuição de dados que possuem skewness diferentes.

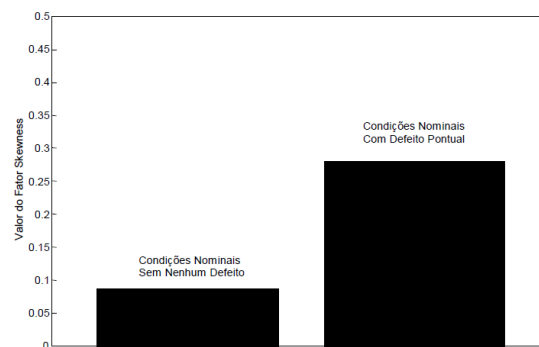
Figura 33 - Distribuição de dados com skewness diferentes.



Fonte: Próprio autor.

Silva (2001) avaliou o valor de skewness de um sinal simulado com condições normais nas engrenagens e outro com a condição de um dente com defeito pontual, ambos com carga constante, e, concluiu que o skewness é capaz de detectar a presença de um defeito pontual (Figura 34). Porém, foi incapaz de identificar e avaliar a evolução de um defeito de excentricidade.

Figura 34 - Diferença dos valores de skewness de sinais simulados de engrenagens: um sem defeito e outro com um dente com defeito pontual.



Fonte: retirado de Silva (2001).

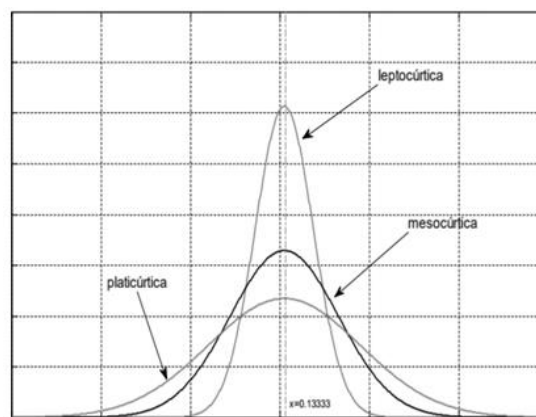
2.4.2.6.4.1 Kurtosis

O parâmetro kurtosis (kt) ou curtose é uma normalização do momento estatístico de quarta ordem, que tem por objetivo analisar o achatamento da distribuição da amostra e pode ser obtido pela equação abaixo (SILVA, 2001).

$$kt = \frac{1}{n-1} \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^4}{\sigma^4} \quad (20)$$

Se $kt = 3$, a distribuição é definida como mesocúrtica; se $kt < 3$, a distribuição é definida como platicúrtica e; se $kt > 3$, a distribuição é definida como leptocúrtica. Tal classificação é vista na Figura 35.

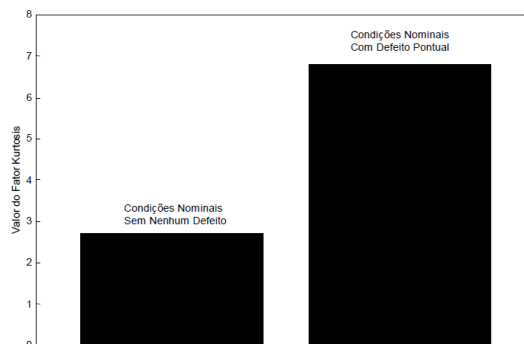
Figura 35 - Distribuição de dados com kurtosis diferentes.



Fonte: Próprio autor.

Silva (2001) avaliou o valor de kurtosis de um sinal simulado com condições normais nas engrenagens e outro com a condição de um dente com defeito pontual, ambos com carga constante, e, concluiu que a kurtosis é extremamente capaz de detectar a presença de um defeito pontual (Figura 36). Stewart (1977) já havia demonstrado que para valores de kurtosis menores que 3.5 não existe falha pontual, de 3.5 a 4.5 um pequeno dano pontual está presente e para valores maiores que 4.5 um grande dano ocorreu. Para o caso de um defeito de excentricidade, Silva (2001) verificou que a kurtosis não é capaz de detectar a presença e nem a evolução do defeito.

Figura 36 - Valores de kurtosis para sinais simulados de engrenagens um com condições normais e outro com um defeito pontual em um dente.



Fonte: retirado de Silva (2001).

2.4.2.6.4.2 Fator de forma

O fator de forma (FF – Form Factor) é um parâmetro que fornece uma ideia do comportamento da onda em relação a sua forma. O cálculo do fator de forma é feito pela equação abaixo.

$$FF = \frac{RMS}{\mu} \quad (21)$$

Valores de fator de forma próximos de 2 indicam fenômenos que tendem a forma de onda senoidal.

2.4.2.6.5 Fator de crista

O fator de crista (CF – Crest Factor) ou, fator de pico, é um parâmetro que fornece uma ideia do comportamento da onda em relação a seu pico máximo. O cálculo do fator de crista é feito pela equação abaixo.

$$CF = \frac{|x_i|_{max}}{RMS} \quad (22)$$

Onde $|x_i|_{max}$ é o valor máximo do sinal.

Grandes valores de fator de crista indicam a presença de um pico bem destacado em relação ao comportamento do sinal, provavelmente resultante de um fenômeno repetitivo, com intervalos de tempo regulares; ou seja, indica a presença de pulsos curtos simples (SAAVEDRA; ESPINOZA, 1987; WYATT; MEMME, 1987).

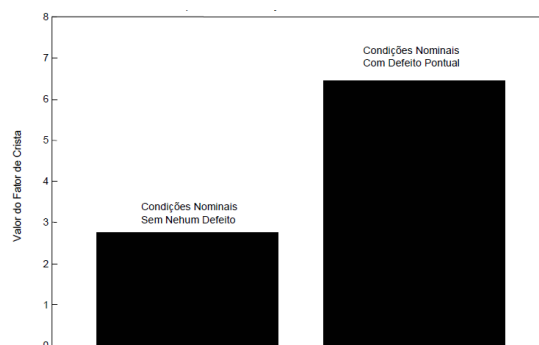
O fator de crista para um sinal aleatório sem nenhum impacto gira em torno dos valores de 3 a 4. Sob a presença de choques fortes, porém não frequentes, os valores podem variar de 20 a 30. É comum tal característica em mancais de rolamentos com lubrificação imprópria ou com cavidades nas pistas do rolamento. Como tais pulsos tem duração muito curta, geram vibrações de alta frequência (CUNHA, 2005).

A aplicação do parâmetro de fator de crista não é recomendada para sistemas que não produzem impactos, por exemplo, quando há defeitos de montagem ou na presença de desgaste (não produzem pulsos). Também não é recomendada para sistemas que operam em baixa rotação (100 – 200 RPM) (CUNHA, 2005).

Mais uma limitação de utilizar o fator de crista é que os intervalos de medição devem ser pequenos pois o período para que o defeito se desenvolva e se estabilize é curto. Além disso, a técnica não permite identificar o tipo e a severidade do defeito (CUNHA, 2005).

Silva (2001) avaliou o valor do fator de crista de um sinal simulado com condições normais nas engrenagens e outro com a condição de um dente com defeito pontual, ambos com carga constante, e, concluiu que o fator de crista é capaz de detectar a presença de um defeito pontual (Figura 37), mas não um defeito de excentricidade, assim como sua evolução.

Figura 37 - Valores de fator de crista de sinais simulados de engrenagens com: uma condição normal e uma condição de defeito pontual.



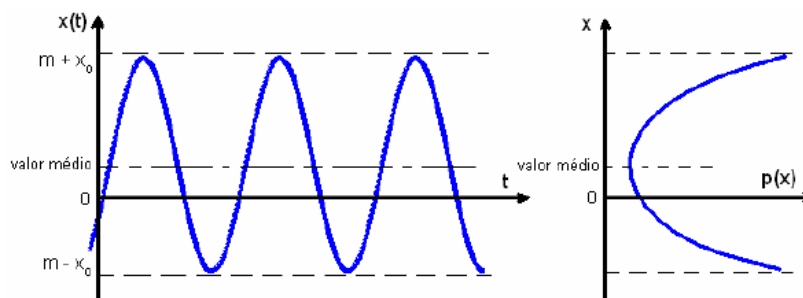
Fonte: Silva (2001).

2.4.2.7 Análise estatística utilizando função densidade de probabilidade

Muitos sinais vibratórios apresentam características aleatórias e, como visto anteriormente, não há uma equação matemática exata capaz de representá-los, tanto para valores no passado como no futuro. Assim, a caracterização e análise deve ser feita por meios estatísticos. Alguns parâmetros utilizados na análise estatística foram vistos na seção 2.4.2.6.

Para entendermos a modelagem e caracterização estatística de sinais aleatórios, é importante conhecermos princípios de uma função densidade de probabilidade (PDF – Probability Density Function). Observe o comportamento de um sinal senoidal (sinal determinístico) e a probabilidade de ocorrência de todas as amplitudes na Figura 38.

Figura 38 - Comportamento de um sinal senoidal e sua PDF.



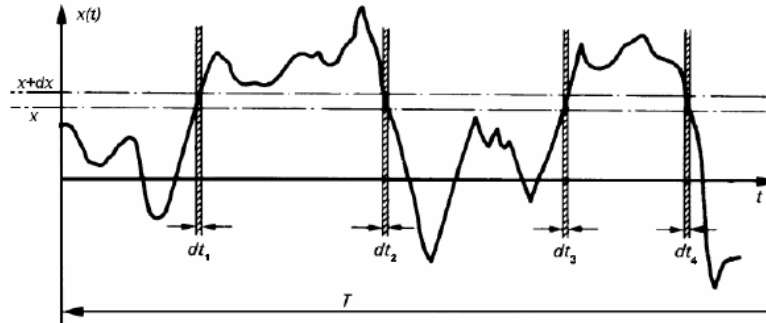
Fonte: Aquino (2004).

Uma vez que os valores da senóide permanecem mais tempo nos valores extremos do que no entorno da média, a PDF $p(x)$ será maior nas extremidades e menor no valor médio (AQUINO, 2004).

Para sinais aleatórios, não é possível saber de antemão seus valores futuros. Assim, assumindo que o sinal também seja estacionário (características estatísticas constantes ao longo do tempo), pode-se utilizar os parâmetros estatísticos para calcular a PDF, a exemplo do que é feito para uma função determinística (NEWLAND, 1983).

Verifique a identificação da probabilidade de ocorrer um intervalo de amplitude $x + dx$ em um sinal aleatório na Figura 39.

Figura 39 - Definições de intervalos de ocorrência de determinada amplitude em um sinal aleatório.



Definição: Aquino (2004).

Pode-se definir a probabilidade de $x + dx$ ocorrer como a somatória dos intervalos de tempo ($\sum dt$) em que ocorrem em relação ao intervalo total do sinal (T), resultando em uma definição teórica do significado de densidade de probabilidade:

$$p(x)dx = \frac{dt_1 + dt_2 + dt_3 + dt_4}{T} = \frac{\sum dt}{T} \quad (23)$$

Não existe um procedimento geral para que um sinal ou, genericamente, uma variável aleatória qualquer seja manipulada matematicamente para que o resultado seja uma PDF. Desenvolveu-se, então, a teoria da probabilidade, tomando-se por base variáveis aleatórias específicas, resultando em diversos tipos de PDF's. Cada PDF descreve especificamente o comportamento de uma variável aleatória, também específica, não havendo assim generalidades. Algumas das PDF's desenvolvidas mais utilizadas podem ser vistas na

Tabela 5 (AQUINO, 2004), estimadas por parâmetros como média (μ), desvio-padrão (σ) e intervalo entre a e b .

Tabela 5 - PDF's mais utilizadas.

PDF	Expressão (y)
-----	---------------

Gaussiana ou Normal	$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}$
Uniforme	$y = \frac{1}{b-a}$
Gamma	$y = \frac{1}{b^a\Gamma(a)} x^{a-1} e^{-\frac{x}{b}}$
Weibull	$y = abx^{b-1} e^{-ax^b}$
Exponencial	$y = \frac{1}{\mu} e^{-\frac{x}{\mu}}$
Lognormal	$y = \frac{1}{x\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\ln x - \mu)^2}{2\sigma^2}}$

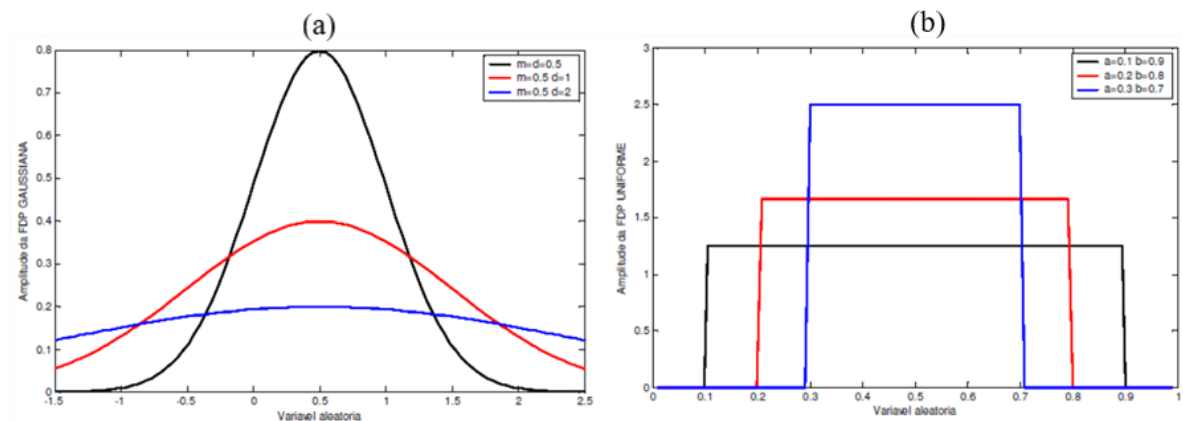
Fonte: Próprio autor.

Em matemática, a função gamma vista na equação da *PDF* gamma é uma extensão da função fatorial para o conjunto de números reais e complexos, com o argumento subtraído em 1. Para n sendo um número inteiro positivo, define-se:

$$\Gamma(n) = (n - 1)! \quad (24)$$

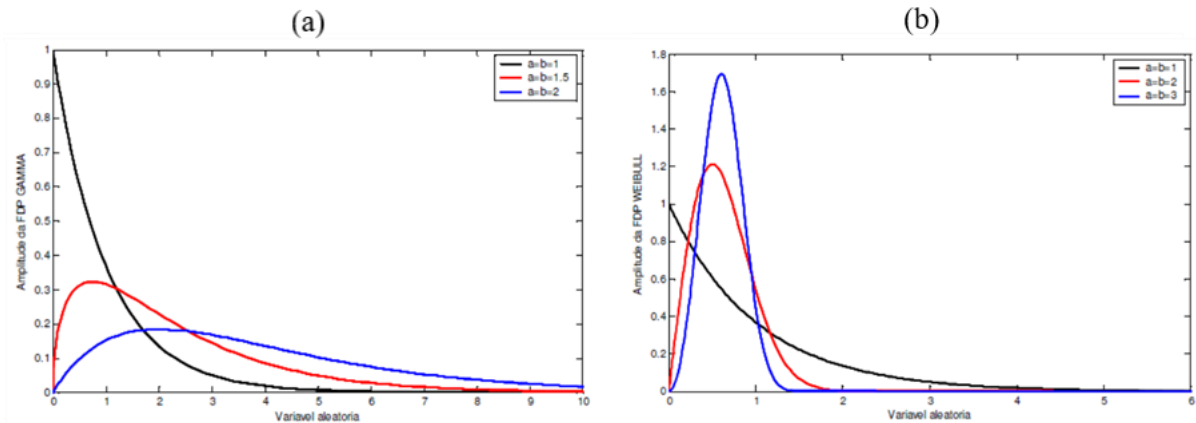
Nas figuras abaixo (Figura 40 a Figura 42), veremos como se comporta cada PDF citada na Tabela 5 de um sinal senoidal, de acordo com diferentes médias e desvios-padrão.

Figura 40 - PDF estimada a partir da média e desvio-padrão: a) gaussiana; b) uniforme.



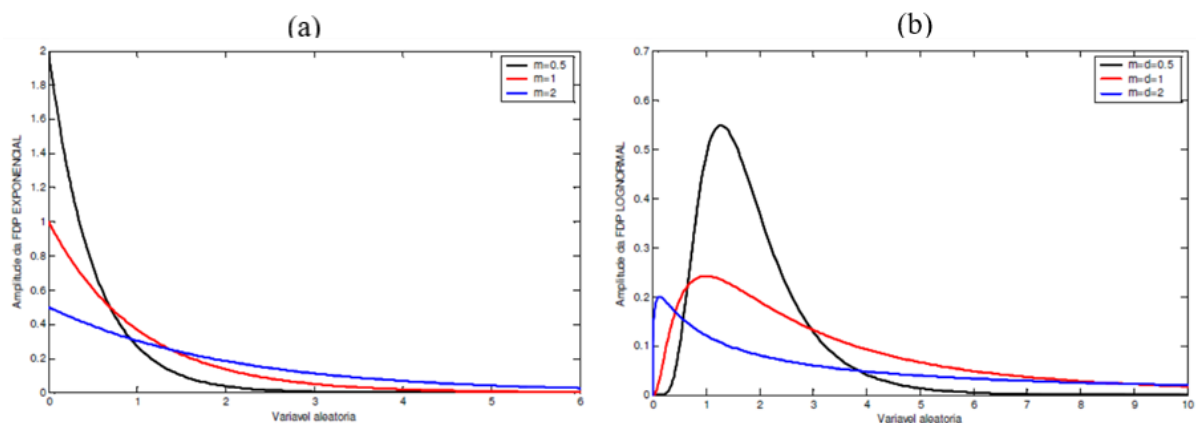
Fonte: Adaptado de Aquino (2004).

Figura 41 - PDF estimada a partir da média e desvio-padrão: a) gamma; b) Weibull.



Fonte: Adaptado de Aquino (2004).

Figura 42 - PDF estimada a partir da média e desvio-padrão: a) exponencial; b) lognormal.



Fonte: Adaptado de Aquino (2004).

A distribuição de probabilidades contínua mais simples é a uniforme: a probabilidade de se gerar qualquer ponto em um intervalo contido no espaço amostral é proporcional ao tamanho do intervalo. A gamma é uma distribuição muito genérica que engloba várias outras distribuições. Tem ampla utilização em várias áreas, alguns exemplos são: climatologia, economia, tempo de vida, etc. A exponencial tem ampla utilização em várias áreas de conhecimento, como o tempo de vida de óleos isolantes e dielétricos, entre outros. A distribuição normal corresponde a mais importante distribuição de variáveis aleatórias contínuas, em razão da sua enorme aplicação nos mais variados campos do conhecimento. O estudo do problema dos erros de medida levou a introdução da distribuição gaussiana, que mais tarde, recebeu o nome de curva normal (AQUINO, 2004).

As informações de uma PDF podem ser extraídas a partir da análise gráfica e, como visto anteriormente, a partir das medidas estatísticas que representam locação, dispersão,

simetria, entre outras características. Os momentos estatísticos foram definidos na seção 2.4.2.6.

2.4.2.7.1 Função densidade de probabilidade beta

A distribuição beta é uma função contínua definida no intervalo $[0,1]$ parametrizada por dois parâmetros de valores positivos, α e β , que controlam a forma da distribuição (LEEMIS & MCQUESTON, 2008):

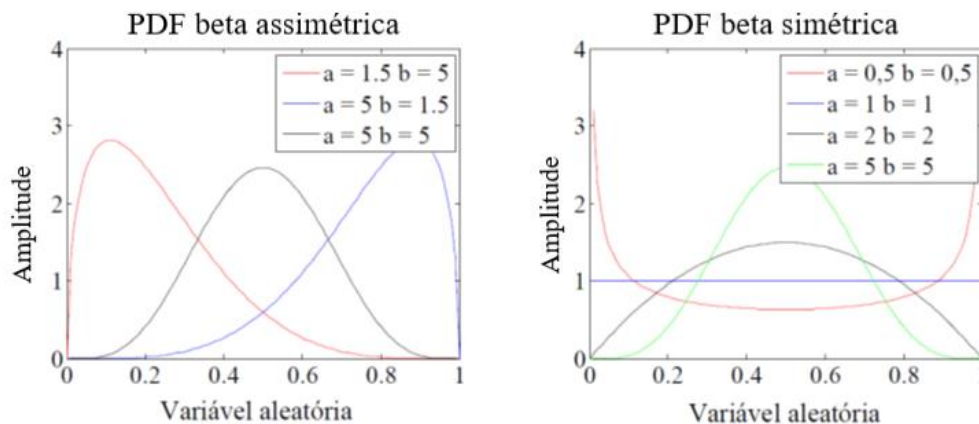
$$f(x, \alpha, \beta) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\beta)} x^{\alpha-1}(1-x)^{\beta-1} \quad (25)$$

$$\text{para } 0 < x < 1, \quad \alpha > 0 \text{ e } \beta > 0$$

Se $\alpha = \beta$, a distribuição é simétrica, se $\alpha > \beta$, a assimetria é negativa e, no caso de $\alpha < \beta$, sua assimetria é positiva. Uma das principais características da PDF beta é a característica de imitar outras distribuições. Quando adequadamente transformado e normalizado, um vetor de variáveis aleatórias quase sempre pode ser modelado como beta (SILVA, 2001).

Na Figura 43, é visto que para valores iguais de α e β , a PDF beta distribui-se de forma simétrica, ou seja, com skewness nulo. Pode-se notar, para α e $\beta = 1$, a PDF Beta representa uma distribuição uniforme e para α e β igual a 5, a representação é de uma distribuição gaussiana (SILVA, 2001).

Figura 43 - Comportamento da PDF Beta com distribuições assimétricas e simétricas.



Fonte: Adaptado de Silva (2001).

A distribuição Beta tem sido aplicada para modelar comportamento de variáveis aleatórias com intervalos limitados de comprimento finito, como por exemplo: análise genética de populações, controle de projeto, proporções dos minerais em rochas na estratigrafia, entre outros. Inclusive já mostrou ser uma grande ferramenta na detecção de falhas em máquinas rotativas (AQUINO, 2004).

2.4.2.7.2 Análises estatísticas

Basicamente existem três métodos de se analisar um sinal de vibração estatisticamente: Análise Histórica Global (AHG), Análise Individual Histórica (AIH) e Análise Individual Independente (AII).

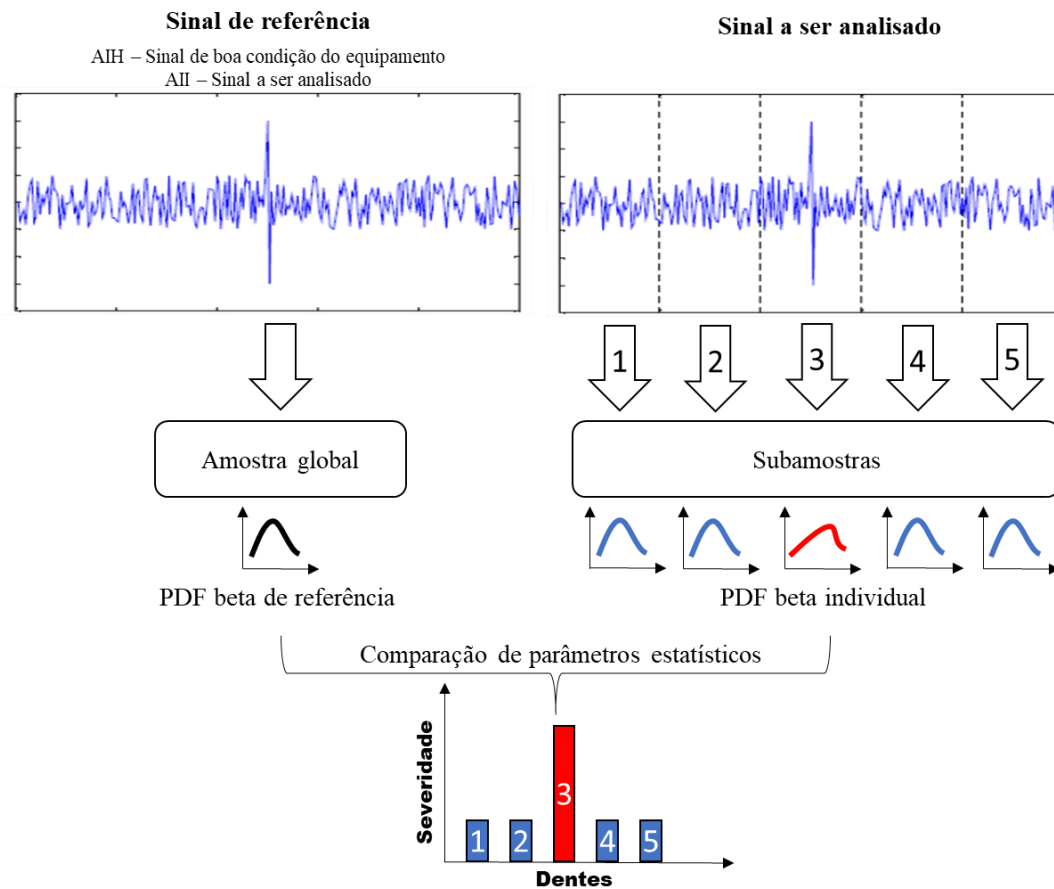
A AHG é o método mais simples. Consiste na comparação dos parâmetros obtidos das PDF's beta do sinal de referência, um sinal representativo do equipamento sob boas condições, com a do sinal a ser avaliado, representativo do estado atual do equipamento.

A AIH utiliza fatias devidamente divididas do espaço amostral a ser analisado, em que cada fatia representa um subespaço amostral, possuindo individualmente sua própria PDF beta, com seus parâmetros representativos. Posteriormente, é necessário que estes parâmetros sejam individualmente comparados a um parâmetro de referência, de mesma ordem. Tal referência é um espaço amostral completo de um sinal representativo de boas condições do equipamento, sem qualquer falha. Na prática esta referência deve ser obtida tomando-se por base o equipamento nos estágios iniciais de operação.

Deste modo, a AIH possui um objetivo bastante específico, que é, identificar ao longo de um sinal defeituoso, a presença de fenômenos transientes, e caso estes ocorram, indicar qual é a sua localização.

A AII é uma proposta alternativa a AIH para situações em que não se possui um sinal de referência para comparação. Assim, propõem-se a utilização do próprio sinal completo a ser analisado como referência comparativa com as subamostras deste sinal. O fluxograma dos métodos AIH e AII podem ser vistos na Figura 44.

Figura 44 - Procedimento de aplicação da Análise Individual Histórica e da Análise Individual Independente em sinais de vibração.



Fonte: Adaptado de Aquino (2004).

Para analisarmos estatisticamente os sinais de vibração, alguns passos para normalização destes são necessárias. Primeiro, o sinal analisado é dividido pelo valor de RMS para minimizar efeitos de variação de potência. Segundo, para adequar o sinal a uma distribuição beta, o intervalo de dados deve estar compreendido entre 0 e 1. Assim, o sinal é convertido em valores absolutos, acrescenta-se um fator relativamente baixo a todos os componentes, apenas para eliminarmos os zeros e, em seguida, divide-se o sinal por um valor maior que a maior amplitude do sinal. Consequentemente, teremos uma distribuição entre 0 e 1.

Por fim, o resultado de todo o processamento do sinal pode ser quantificado através de parâmetros comparativos para cada período do engrenamento. O parâmetro que apresenta melhores resultados na identificação de defeitos em dentes de engrenagem é o quarto momento estatístico, que, então, define o nível de severidade ou qualidade de engrenamento DRM40 (SILVA, 2001):

$$DRM4O = \frac{M_{o\ sub}^4 - M_{o\ global}^4}{M_{o\ global}^4} \quad (26)$$

Onde $M_{o\ global}^4$ é o quarto momento estatístico em relação a origem do sinal de referência e $M_{o\ sub}^4$ é o quarto momento estatístico em relação a origem da subamostra.

2.4.3 *Comparação entre técnicas*

Silva (2001) classificou diversas técnicas de tratamento de sinais de um sistema de par engrenado para a identificação de um problema de excentricidade, a detecção de um aumento na excentricidade e a identificação de um dente quebrado. A classificação pode ser vista na

Tabela 6.

Tabela 6 – Capacidade de detecção de uma falha utilizando variadas técnicas de análise de sinal.

Técnica de análise	Capacidade de detecção de acordo com a condição analisada		
	Identificação da excentricidade	Evolução da excentricidade	Identificação do dano pontual
TSA	Nenhuma	Nenhuma	Muito boa
Sinal residual	Nenhuma	Nenhuma	Muito boa
Demodulação	Boa	Boa	Muito boa
Variância	Nenhuma	Nenhuma	Boa
RMS	Indeterminada	Indeterminada	Boa
Skewness	Nenhuma	Nenhuma	Boa
Kurtosis	Nenhuma	Nenhuma	Muito boa
Fator de crista	Nenhuma	Nenhuma	Muito boa
Análise espectral	Excelente	Excelente	Boa

Fonte: Adaptado de Silva (2001).

É importante esclarecer que o fato de uma técnica ou parâmetro ser “capaz” de identificar uma condição, não implica que esta conseguirá obrigatoriamente detectar o aparecimento ou evolução de defeitos (SILVA, 2001). Por exemplo, Silva (2001) demonstrou que para um sinal simulado de um par engrenado, a análise espectral apresentou ótima capacidade de detectar uma excentricidade e a evolução deste defeito (através do surgimento e evolução de bandas laterais), assim como a presença de um defeito pontual em um dente (através da presença de componentes espectrais em torno da GMF). Porém, para uma análise real realizada em uma caixa redutora, McFadden (1987) não conseguiu detectar a presença de uma falha pontual, especialmente devido à presença de uma grande quantidade de linhas espectrais presentes em um sinal real, que acaba por esconder as indicações referentes ao dano pontual.

Este trabalho focará em identificar pequenos danos pontuais, avaliar sua evolução e também avaliar o comportamento das técnicas frente ao desgaste de um par engrenado.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A parte experimental deste trabalho focou em avaliar o comportamento do desgaste ao longo da vida útil de uma engrenagem, avaliando o comportamento de uma engrenagem sob a presença de um entalhe simulando a presença de uma trinca e avaliando o comportamento da engrenagem de acordo com a variação deste entalhe. A avaliação deste comportamento se deu através do monitoramento da condição, aplicando diversas técnicas de análise de lubrificantes e análise de vibrações.

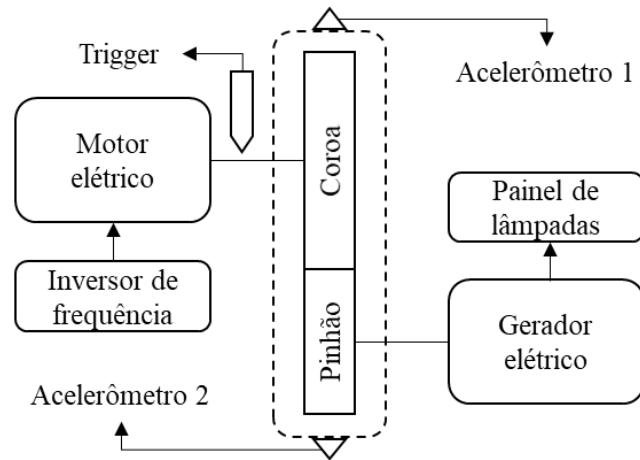
Uma bancada experimental foi montada para tal propósito no IPBEN – Instituto de Pesquisa em Bioenergia. Os instrumentos utilizados para obter os dados de vibração pertencem ao Laboratório de Vibrações. Os instrumentos utilizados para coleta de amostras de óleo e análise das amostras pertencem ao Laboratório de Tribologia. Todas as unidades citadas estão sob a responsabilidade do DEM – Departamento de Engenharia Mecânica do campus FEIS – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, da UNESP – Universidade Estadual Paulista.

A seguir, iremos abordar a montagem da bancada e toda sua instrumentação, os ensaios realizados e as técnicas e equipamentos de análise aplicados.

3.1 Bancada experimental

Um modelo de bancada experimental semelhante foi utilizado por Silva (2015). A bancada é composta por um inversor de frequência (Tabela 15) que controla a rotação de um motor elétrico (Tabela 16) que aciona um multiplicador de velocidade (Tabela 17). No eixo de saída do multiplicador está acoplado um gerador elétrico (Tabela 18) com objetivo de fornecer carga ao sistema. A intensidade da carga é controlada por um painel de lâmpadas (Tabela 25) ligado ao gerador elétrico. Todo o conjunto foi fixado em bases instaladas em uma mesa metálica rígida com rodas próprias para absorção de vibrações. As tabelas com os dados técnicos completos dos equipamentos utilizados estão no APÊNDICE . A Erro! Autreferência de indicador não válida. mostra a composição da bancada dividida em módulos de acordo com a função dos componentes

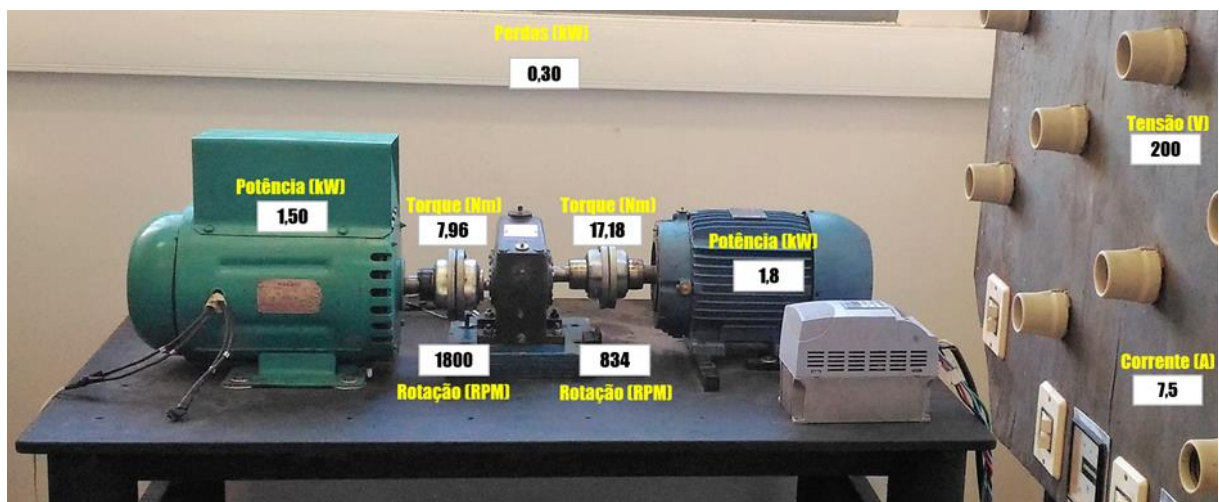
Figura 45 - Bancada experimental.



Fonte: Próprio autor.

O motor elétrico tem potência de 3,7 kW e rotação nominal de 1715 RPM e o par engrenado multiplica a rotação do eixo de entrada por 2,16 (coroa tem 95 dentes e pinhão 44), podendo atingir um máximo de cerca de 3700 RPM. Porém, a bancada é limitada pelo gerador elétrico, que tem rotação nominal de 1800 RPM, com potência de 4 kVA. Assim, o controle de rotação de todo o sistema é feito pela rotação do gerador elétrico e a rotação do motor elétrico é limitada no valor de 834 RPM, acarretando na diminuição de sua potência útil. A Figura 46 mostra os torques e as potências de operação do sistema e outros parâmetros operacionais constantes da bancada.

Figura 46 - Parâmetros operacionais de cada componente da bancada experimental.




Fonte: Próprio autor.

O painel de lâmpadas conta com um visor de um medidor de frequência analógico que fornece a frequência de rotação do gerador. E ainda conta com um amperímetro e cabos de conexão para multímetros para medição de tensão, ambos da rede. Com os dados de tensão (V_r) e corrente (I_r), é possível identificar a potência absorvida ($W_r = V_r I_r$) da rede pelo motor elétrico. Consequentemente, com o rendimento do motor (η_m), calcula-se a potência útil do motor elétrico ($W_m = \eta_m W_r$).

As pequenas alterações da bancada experimental deste trabalho em relação ao trabalho do Silva (2015) consistem em alterações nos acoplamentos e fixações. Os acoplamentos utilizados entre o motor elétrico e o multiplicador e entre o multiplicador e o gerador elétrico foram selecionados de modo que se evitasse a propagação de vibração entre os componentes, assim, favorecendo que vibrações indesejadas provenientes da rede elétrica, motor elétrico, gerador elétrico e demais fontes externas chegassem amortecidas aos pontos de medição. Para tal, foi selecionado o acoplamento flexível do tipo grade (Tabela 26). Novas chavetas de acoplamento do motor elétrico com o multiplicador de velocidade e de acoplamento do multiplicador de velocidade com o gerador elétrico foram fabricadas a fim de evitar folgas mecânicas indesejáveis ao experimento. Novos furos e elementos de fixação foram utilizados para que falta de rigidez de fixação não atrapalhassem o experimento.

O par engrenado, suas principais características e os critérios de falha calculados por normas AGMA são apresentados na Tabela 7. Todos os parâmetros completos utilizados para o cálculo dos fatores de critério de falha assim como a rotina para o cálculo são encontrados no APÊNDICE .

Tabela 7 - Parâmetros de dimensão e critérios de falha do par engrenado.

	Parâmetro	Pinhão	Coroa
	Diâmetro nominal	44 mm	95 mm
	Número de dentes	44	95
	Largura da face	10 mm	10 mm
	Dureza superficial	230 HB	230 HB
	Fator de flexão	0,925	1,0063
	Fator de desgaste	1,497	2,2961

Fonte: Próprio autor.

3.1.1 Procedimentos de operação

Para inicializar a operação da bancada experimental em todos os ensaios foi desenvolvido um procedimento padrão a fim de garantir a correta utilização da mesma. A rotina segue abaixo:

- 1) Os torques de todos os elementos de fixação de base do motor elétrico, do multiplicador de velocidade e do gerador elétrico eram conferidos manualmente para que folgas mecânicas fossem mínimas e constantes ao longo de todo o experimento;
- 2) Os torques de todos os elementos de fixação da tampa e de níveis de óleo do multiplicador de velocidade eram conferidos manualmente para evitar vazamentos de óleo lubrificante;
- 3) O inversor de frequência era acionado e o sistema iniciava em baixa rotação e sem carga;
- 4) Gradualmente a velocidade de rotação era aumentada e, a cada aumento, uma coluna de lâmpadas era ativada. Nesta etapa, conferia-se o valor de tensão para ver a necessidade de se ligar a próxima coluna. Valores maiores de 220 V implicavam que a rotação gerava tensão suficiente para ligar a próxima coluna (e também evitar a danificação das lâmpadas, adequadas para essa tensão);
- 5) Após todas as lâmpadas suficientes para a carga aplicada serem acessas, a frequência de rotação do gerador elétrico era conferida e, se necessário, adequada até a rotação nominal; o operador aguardava cerca de 30 minutos até que todo o sistema se estabilizasse, uma vez que variações nos parâmetros de operação poderiam ocorrer enquanto os componentes não atingissem a temperatura de operação final, por exemplo, filamentos de lâmpadas, acoplamentos, rolamentos, engrenagens, etc.;

Durante a operação do equipamento, algumas inspeções eram realizadas periodicamente para garantir a constância dos parâmetros de operação, entre elas:

- Verificação das temperaturas de pontos críticos de operação utilizando uma câmera termográfica infravermelha ou análise sensorial (tato), entre eles: acoplamentos, eixos, rolamentos, caixa multiplicadora, etc.;
- Verificação de vibrações excessivas utilizando os acelerômetros e os condicionadores de sinais ou análise sensorial (tato);
- Verificação do estado das lâmpadas. Caso, alguma queimasse, a potência do sistema cairia, necessitando de troca;
- Inspeção da amperagem, tensão e frequência no painel de lâmpadas; inspeção da bancada para identificação de vazamentos;

Para encerrar a operação do sistema para a obtenção de amostras de óleo, o procedimento abaixo era seguido:

- 1) Verificação dos parâmetros de operação era feita e, caso algum esteja incorreto, a correção é feita e um tempo de estabilização é aguardado;
- 2) Redução gradual da rotação da bancada e até a parada completa da bancada;

Para a obtenção dos dados de vibração, apenas a primeira etapa do procedimento anterior era seguida. Outros procedimentos característicos da coleta do sinal de vibração serão vistos mais abaixo.

Por último, por motivos de segurança, um sistema de vigilância com câmera foi instalado para o acompanhamento online da operação da bancada.

3.2 Ensaios

Os ensaios realizados foram divididos em três etapas, porém, primeiramente é importante definirmos os fatores constantes de ambas.

O óleo lubrificante utilizado na caixa de engrenagens é o recomendado pela fabricante da caixa de engrenagens original (Tabela 24). Ele foi monitorado e repostado até o nível exato (aproximadamente 1/3 do volume total da caixa) toda vez que uma amostra de óleo (cerca de 60 mL) for retirada e toda vez que se julgar necessário, uma vez que vazamentos podem ocorrer. O nível exato é possível pois há um pino roscado como nível. O óleo é repostado até que atinja o nível e vaze pela lateral da carcaça, em seguida, o pino é rosqueado. Essas decisões são tomadas para que a lubrificação seja um fator constante ao longo de todo o experimento, e as únicas variações possíveis são as partículas de desgaste, que foram avaliadas, assim como parâmetros condicionais do óleo provenientes da evolução dos desgastes. Além de que, todas as ações envolvendo o óleo lubrificante devem ser executadas com o máximo de segurança e higiene, evitando contaminações do óleo da bancada.

Outras condições constantes de todos os ensaios foram a carga no eixo de saída e a rotação dos eixos. O monitoramento da velocidade dos eixos é feito através do medidor de frequência analógico. Para o monitoramento da condição de carga, a potência é observada através dos dados de tensão e corrente do painel de lâmpadas, como já citado.

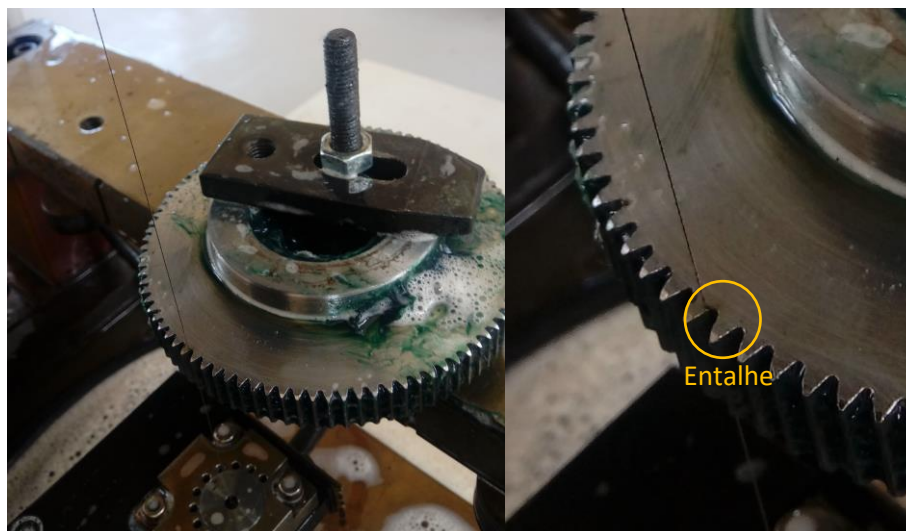
Os ensaios foram realizados em um ambiente com temperatura controlada. O objetivo é proporcionar que alguns componentes da bancada não sobreaqueçam, uma vez que algumas condições impostas podem sobrecarregar certos elementos.

Os ensaios definidos neste trabalho foram:

Ensaio 1 – a primeira etapa consistiu em operar a bancada com as engrenagens após a fabricação, teoricamente, com condições boas de saúde. O tempo de duração do ensaio foi definido em 720 horas (no mínimo) mais um tempo adicional de 180 horas que foi definido de acordo com as tendências das análises. Foi visto no monitoramento da condição a fase de amaciamento do sistema nos dados até o nível estável, e, posteriormente, o início do fim da vida útil. O objetivo foi avaliar a evolução do desgaste da coroa. Apesar do pinhão ser mais propenso ao desgaste, a coroa foi definida para análise pois iremos comparar os resultados com o próximo ensaio, que, em razão da necessidade de uma inspeção visual, ficava impossível nesta bancada tal acompanhamento no pinhão. Os dados de vibração e de análise de óleo sob as diversas técnicas de processamento foram avaliados e comparados. Após o ensaio, as engrenagens foram inspecionadas visando identificar algum desgaste ou falha visível.

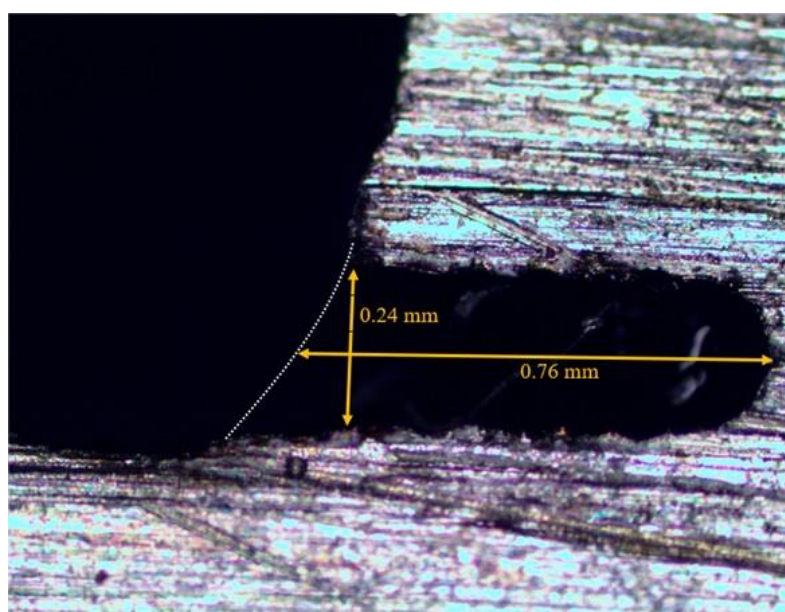
Ensaio 2 – a segunda etapa consiste em inserir um entalhe em um dente de engrenagem como forma de simular a presença de uma trinca e ensaiar esse novo par engrenado. Na Figura 47 e na Figura 48 são vistos o processo de usinagem do entalhe e as dimensões do entalhe, respectivamente. Como dito anteriormente, a coroa foi a engrenagem analisada. Inicialmente, observamos a capacidade das ferramentas de monitoramento em diagnosticar a falha e, depois, avaliamos se tal condição implica em evolução da falha. Inicialmente, avaliamos as condições de hora em hora durante 12 horas para verificar a ocorrência de falha catastrófica a partir do entalhe. Não ocorrendo a falha, o tempo máximo de experimento passou a ser 360 horas, para evitar que a evolução do desgaste seja um fator influente nos dados. Novamente, as mesmas técnicas de monitoramento dos dados de vibração e da análise de óleo foram utilizadas. Em toda coleta de dados, o dente com entalhe foi inspecionado.

Figura 47 - Processo de usinagem de um entalhe em um dente de engrenagem utilizando eletroerosão a fio.



Fonte: Próprio autor.

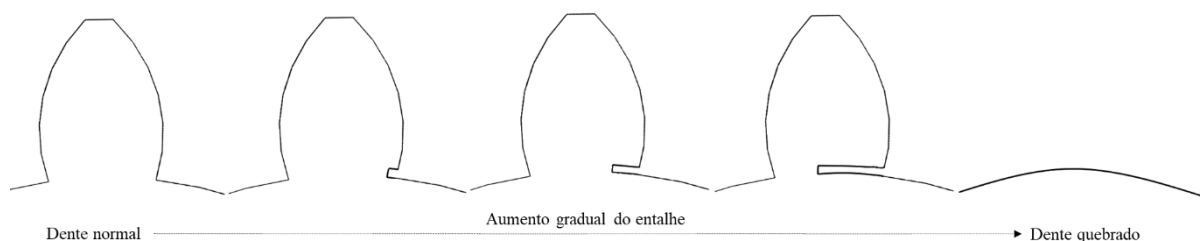
Figura 48 - Dimensões do entalhe ao longo da face do dente de engrenagem.



Fonte: Próprio autor.

Ensaio 3 – a terceira etapa consiste em remover gradualmente material da base de um dente da coroa e avaliar o comportamento dos sinais de vibração para cada condição, procurando identificar o padrão de evolução dos parâmetros a partir das técnicas de vibração. A remoção do material foi realizada utilizando uma serra mecânica. A Figura 49 ilustra o aumento gradual do entalhe.

Figura 49 - Processo gradual de aumento do entalhe na raiz do dente para o Ensaio 3.



Fonte: Próprio autor.

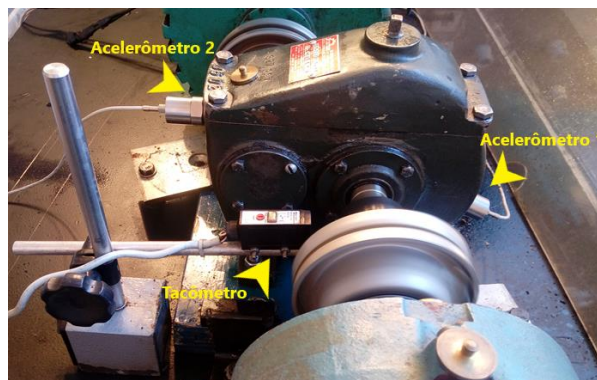
3.3 Instrumentação

Para a coleta de dados, algumas ferramentas foram utilizadas. Abaixo há a descrição e função dos instrumentos de acordo com a análise em que foi utilizada.

3.3.1 Coleta dos sinais de vibração

Os sinais obtidos em análise de vibrações são representativos do fenômeno real de vibração que está ocorrendo no sistema, pois sempre haverá perda de energia da fonte de vibração até o sensor que está medindo, assim como também há perdas nos instrumentos de sensoriamento. Recomenda-se que os pontos de medição sejam montados o mais próximo possível da fonte de vibração. Neste experimento, como o objetivo é o par engrenado, dois pontos de medição foram montados na carcaça do multiplicador, um próximo a coroa e outro próximo ao pinhão (Figura 50). Na análise dos resultados, apenas um sinal foi utilizado e outro sinal serviu de validação dos dados. Idealmente, os pontos teriam que ser instalados o mais próximo possível do contato de engrenamento. A base de acoplamento dos acelerômetros foi montada através da colagem de uma base circular na carcaça, que possui um pino roscado próprio para a fixação dos acelerômetros.

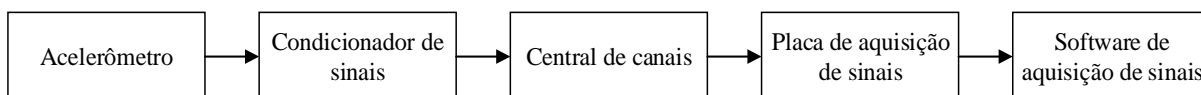
Figura 50 - Posição dos acelerômetros e do tacômetro nos ensaios.



Fonte: Próprio autor.

A cadeia para a coleta dos sinais de vibração, com início nos acelerômetros (Tabela 19) é ainda composta por 2 condicionadores de sinais (Tabela 20), uma placa de conversão analógico-digital (Tabela 21), um notebook (Tabela 22) com software de aquisição de sinais. A cadeia é vista na Figura 51.

Figura 51 – Diagrama da instrumentação para aquisição de sinais de vibração.



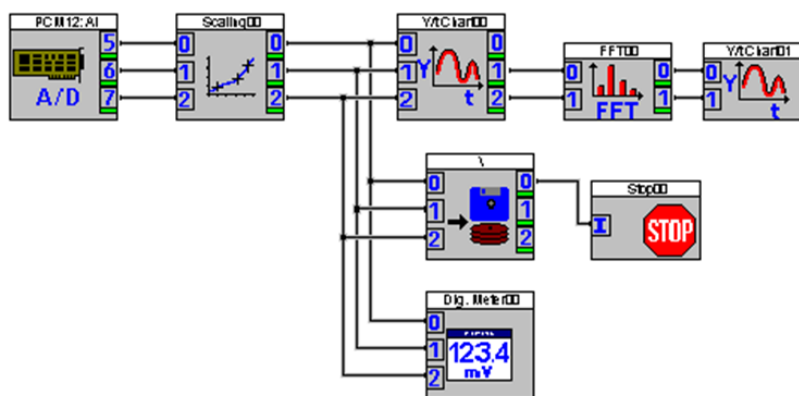
Fonte: Próprio autor.

O sistema de medição foi calibrado com o auxílio de um calibrador portátil cuja vibração de saída expressa em unidade de aceleração é constante e possui o valor de 1g. Tanto os condicionadores quanto o software de aquisição foram calibrados para que o sinal fosse fornecido em unidade de velocidade (mm/s).

Ainda para a análise de vibrações, foi utilizado um sensor tipo trigger ou tacômetro para o controle da rotação do eixo de entrada do par engrenado. Este dispositivo emite um sinal toda vez que uma marca feita propositalmente no eixo passa pelo sensor fotossensível desse equipamento, revelando a frequência que o eixo gira, e com isso, sua rotação. O tacômetro foi utilizado para a aplicação da técnica de TSA. Além da questão da inspeção do dente, decidiu-se pelo controle do eixo que continha a coroa pois, assim, torna possível a analisar a rotação completa tanto da coroa como do pinhão. A fixação do tacômetro foi feita através de uma base magnética (Figura 50).

A amostragem do sinal de vibração no software DasyLab foi realizada conforme o fluxograma da Figura 52. O programa coletou as informações de dois acelerômetros e do tacômetro. A Tabela 8 define as funções de cada elemento no fluxograma.

Figura 52 - Fluxograma de etapas de amostragem do sinal no software DasyLab.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 8 - Função dos elementos do programa para coleta de sinais de vibração no software DasyLab.

Elemento	Função
PCM 12: AI	Representa a captação do sinal pela placa de aquisição
Scalling00	Representa o processo de ganho de escala do sinal
Y/t Chart00	Plota a amplitude do sinal ao longo do tempo real
FFT00	Aplica a Transformada de Fourier no sinal
Y/t Chart01	Plota a amplitude do sinal ao longo da frequência em tempo real
Save	Registra os dados do sinal de vibração
Stop00	Encerra uma etapa da amostragem e inicia outra até o número total de blocos
Dig.Meter00	Fornece amplitudes de medição em Volts em tempo real

Fonte: Próprio autor.

As definições de número de pontos por bloco, número de blocos e, conseqüentemente, número total de pontos foram feitas com base na capacidade de processamento e de memória do notebook utilizado, para se ter a melhor resolução possível do sinal. Posteriormente, ao utilizarmos as técnicas de análise os pontos necessários foram adequados de acordo com a necessidade da técnica. A frequência de amostragem utilizada foi de 10000 Hz, com 4096 pontos por bloco e 300 blocos, totalizando 1228800 pontos.

Todo procedimento de coleta de sinais de vibração era antecipado por alguns passos visando a fiel reprodutibilidade de amostragem de dados, como, por exemplo, a verificação da fixação dos acelerômetros e a checagem das baterias dos instrumentos utilizados.

3.3.2 Coleta de amostras de óleo

Para a coleta do óleo foram utilizados uma seringa metálica para a sucção do óleo da caixa multiplicadora com mangueira plástica na ponta para atingir o nível desejado para a coleta do óleo e tubetes para o armazenamento de cada amostra de óleo, cerca de 60 mL por amostra.

As amostras de óleo foram retiradas com o sistema desligado para evitar riscos à segurança do operador, porém as coletas ocorreram imediatamente após o desligamento do equipamento para evitar a dispersão e decantação das partículas de desgaste influenciados pelo resfriamento do óleo e pela gravidade; o ponto de coleta foi o nível máximo de óleo da caixa multiplicadora com o objetivo de manter homogênea e representativa a amostra em relação a todo óleo presente na caixa multiplicadora.

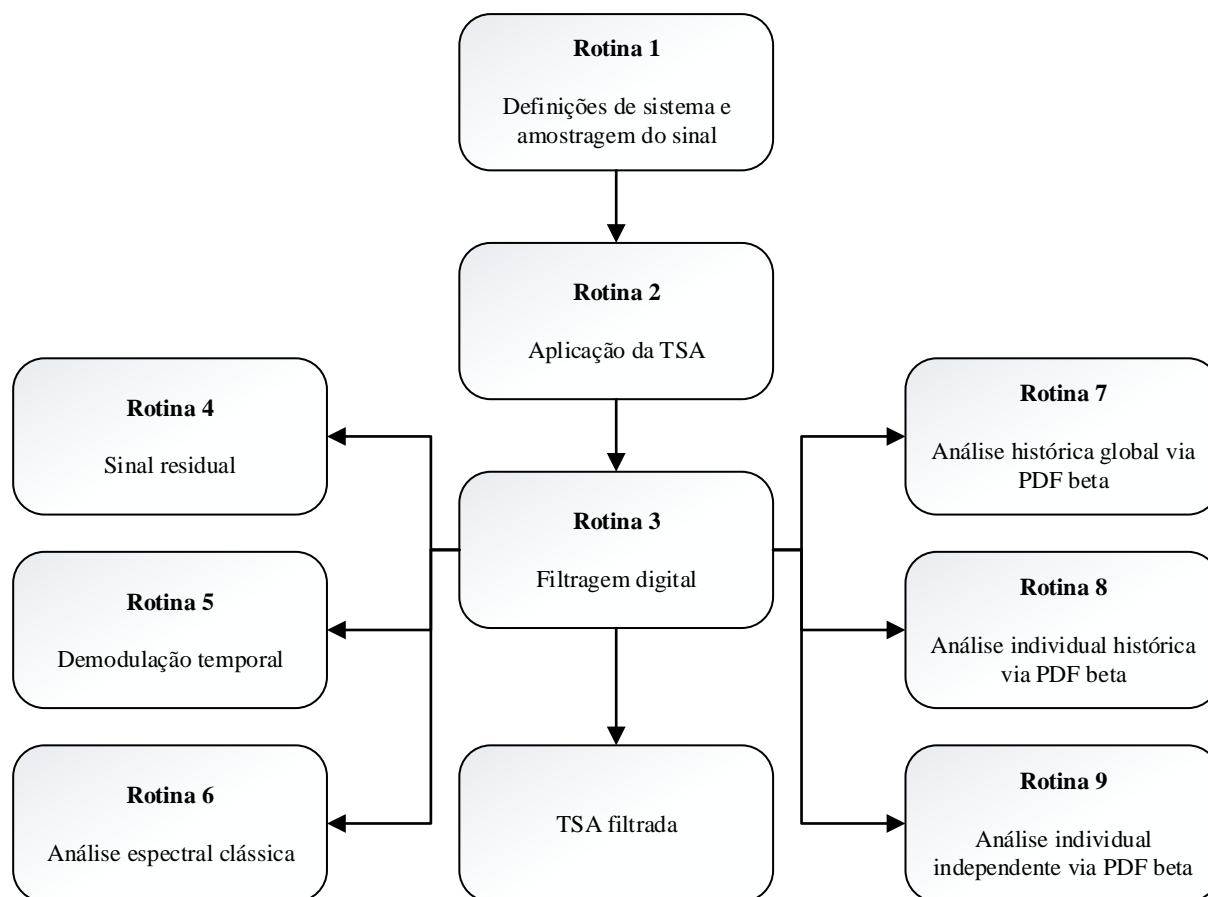
3.4 Análises

3.4.1 Análise de vibrações

Primeiramente, o software DasyLab fornece um arquivo no formato ASC onde estão os dados de vibração. Tal arquivo contém algumas informações referentes a coleta do sinal nas primeiras linhas, e, nas linhas seguintes, apresenta todos os dados separando em ponto e vírgula cada canal. Um pré-processamento foi utilizado para eliminar as informações desnecessárias separar os sinais em variáveis distintas para a análise de resultados.

Para a análise de resultados, uma rotina computacional utilizando MatLab foi desenvolvida. A Figura 53 mostra um fluxograma de sub-rotinas pertencente a rotina principal. A rotina computacional pode ser vista no APÊNDICE .

Figura 53 - Fluxogramas de rotinas de análise de sinais de vibração.



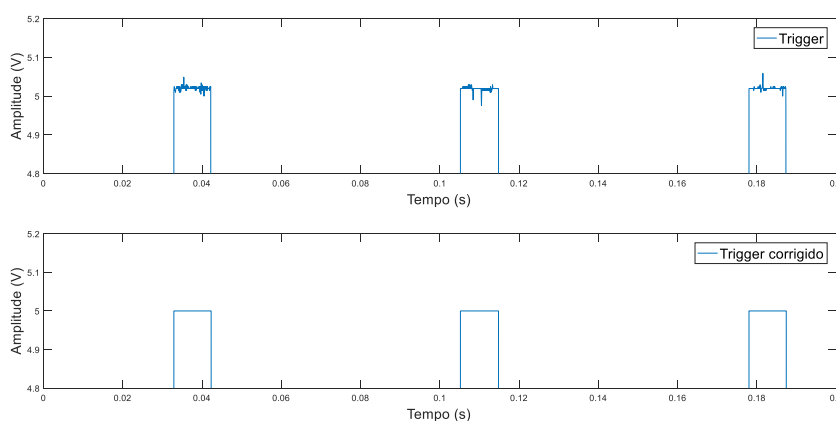
Fonte: Próprio autor.

A Rotina 1 “Definições de sistema e amostragem de sinal” tem a função de estabelecer os parâmetros do sistema e de amostragem do sinal. É também definido a quantidade de voltas utilizadas para a aplicação da TSA para uma análise individual mais realista de cada engrenagem, pois, se considerarmos tendo no início da análise o engrenamento entre o dente 1 de uma engrenagem com o dente 1 da outra engrenagem, ambos só irão se reencontrar após uma certa quantidade de voltas. Definir a quantidade mínima de voltas para tal evita que uma diferença no sinal referente a um dente específico da engrenagem que não está sendo analisada prejudique a análise, uma vez que tal dente já terá engrenado com todos os outros dentes até reencontrar seu par inicial, fazendo que seu impacto seja igualmente distribuído.

A Rotina 2 “Aplicação da TSA” é responsável pela normalização do sinal do tacômetro (Figura 54), pois na prática, este sinal vem com variações de sua amplitude, e, para a identificação dos pontos que determinam uma volta precisamos ter um sinal com apenas dois

valores (zero e máximo). Feita a normalização, a rotina passa a identificar quais são os pontos que identificam uma volta completa. Tendo o período de uma volta de uma engrenagem, é possível identificar as frequências de giro das engrenagens e a frequência de engrenamento GMF e suas harmônicas.

Figura 54 - Correção dos desvios do sinal do tacômetro para cálculo da TSA.



Fonte: Próprio autor.

Ainda na Rotina 2, a partir da máxima quantidade de pontos encontrada entre dois pontos de identificação do tacômetro, define-se blocos de dados, em que, cada bloco inicia em um ponto identificado pelo tacômetro até o máximo de pontos por volta encontrado. Esse processo serve para que os blocos possuam a mesma quantidade de pontos. Tal processo torna possível o cálculo da TSA, que ocorre em sequência.

A Rotina 3 “Filtragem Digital” é uma rotina em que os filtros digitais utilizados no programa estão localizados, que são: filtro passa-alta com frequência de corte de 1000 Hz, filtro passa-baixa com frequência de corte de 300 Hz, filtro passa-banda na faixa de 300 a 1000 Hz, filtro passa-banda de menos e mais 300 Hz em torno da GMF, da 1ª harmônica da GMF e da 2ª harmônica da GMF, filtro passa-banda de menos e mais 100 Hz em torno das duas supostas frequências ressonantes do sistema. Na filtragem em torno da GMF é obtido o sinal que vai ser utilizado na análise da própria TSA e nas rotinas 4, 5, 6, 7, 8 e 9.

A Rotina 4 “Sinal residual” aplica um filtro rejeita-banda no sinal da TSA filtrada em mais e menos 70% da frequência da menor rotação encontrada na frequência de engrenamento GMF e todas as suas harmônicas, restando apenas as bandas laterais destas frequências.

A Rotina 5 “Demodulação temporal” realiza a aplicação da Transformada de Hilbert (comando Hilbert, no MatLab) em torno da GMF e, no gráfico cartesiano entre valores reais e imaginários, encontra a maior distância do centro até a órbita.

A Rotina 6 “Análise espectral clássica” aplica a FFT – Fast Fourier Transform (comando fft, no MatLab), transformando o sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência. Ainda, corrige o sinal resultante, uma vez que o comando no MatLab retorna o sinal até metade da frequência de amostragem espelhado a direita e a esquerda do ponto zero, o que acaba dividindo as amplitudes pela metade.

A Rotina 7 “Análise histórica global via PDF beta” normaliza o sinal da TSA filtrada em torno da GMF e calcula a distribuição Beta do sinal e seus parâmetros. Posteriormente, tais parâmetros são comparados historicamente. Nos tópicos abaixo, detalharemos o processo de normalização e os parâmetros utilizados.

A Rotina 8 “Análise individual histórica via PDF beta” também normaliza o sinal da TSA filtrada em torno da GMF e calcula a distribuição beta do sinal e seus parâmetros. Em sequência, o sinal é dividido em número iguais de pontos representam cada bloco o engrenamento de um único dente, já que o sinal inteiro da TSA representa uma volta completa. Em cada bloco de pontos, é obtido a distribuição beta e seus parâmetros. A distribuição beta e os parâmetros individuais de cada dente são comparados com a distribuição beta e os parâmetros de um sinal completo de referência, sinal este representativo do melhor estado ou de uma boa condição da engrenagem.

A Rotina 9 “Análise individual independente via PDF beta” também normaliza o sinal da TSA filtrada em torno da GMF e calcula a distribuição beta do sinal e seus parâmetros. Em sequência, o sinal é dividido em número iguais de pontos representam cada bloco o engrenamento de um único dente, já que o sinal inteiro da TSA representa uma volta completa. Em cada bloco de pontos, é obtido a distribuição beta e seus parâmetros. A distribuição beta e os parâmetros individuais de cada dente são comparados com a distribuição beta e os parâmetros do próprio sinal completo sendo analisado.

3.4.1.1 TSA

Na aquisição dos sinais de vibração, é aconselhável que a TSA seja realizada sobre um número inteiro de rotações da engrenagem que não está em análise, assim, minimizando os efeitos decorrentes de qualquer não uniformidade existente entre dentes diferentes engrenando, pois, em uma primeira rotação do pinhão, um dente qualquer irá engrenar com um dente qualquer da coroa, mas em uma segunda rotação, este irá engrenar com outro dente qualquer da coroa. A combinação primária dos dentes só irá se repetir quando o número de rotações do pinhão e da coroa for um número inteiro (MCFADDEN, 2000; SILVA, 2001).

O procedimento geral para cálculo da TSA para a análise do engrenamento foi feito em torno da frequência de engrenamento, uma vez que a presença de harmônicos da GMF pode representar outros defeitos como desalinhamento e excentricidades. O objetivo do trabalho é identificar condições de defeitos pontuais em todos os ensaios, seja a presença de trincas ou o desgaste superficial. O processo de cálculo da TSA se deu nos seguintes passos:

- 1) Carregamento e adequação dos sinais de cada acelerômetro e do tacômetro;
- 2) Ajuste do sinal do tacômetro para identificação correta do número de voltas da coroa e dos pontos de início de volta;
- 3) Separação dos sinais dos acelerômetros em bloco de pontos de acordo com uma volta da coroa;
- 4) Cálculo da TSA;
- 5) Filtragem do sinal em torno da frequência de engrenamento GMF. Foi feita através de um filtro passa-banda de mais e menos 300 Hz a partir da GMF;
- 6) Plotagem do sinal TSA representativo de uma volta ao longo do tempo.

3.4.1.2 Sinal residual

Por característica, um sinal de engrenamento apresenta pico alto na frequência de engrenamento em relação às bandas laterais e, a representação de alterações no padrão de vibração estão associadas a variações nas bandas laterais. O sinal residual visa eliminar a frequência de engrenamento para avaliar melhor essas alterações. O procedimento para cálculo do sinal residual é:

- 1) Cálculo da TSA;

- 2) Aplicação de filtro digital rejeita-banda em torno da GMF e todos os seus harmônicos. O filtro é de mais e menos 70% da menor frequência de rotação, para que não sejam eliminadas bandas laterais do sinal;
- 3) Plotagem do sinal ao longo do tempo;

3.4.1.3 Demodulação temporal

A demodulação temporal é um tratamento de sinal que visa identificar o comportamento das bandas laterais em torno da frequência central, no caso, a frequência de engrenamento GMF. A transformada de Hilbert transforma o sinal em componentes complexas, representativas de amplitude e fase do comportamento das bandas laterais e, a plotagem das componentes reais pelas imaginárias nos fornece um parâmetro de comportamento das bandas laterais.

O procedimento para cálculo de demodulação é:

- 1) Aplicação do filtro passa-banda em torno da frequência que é modulada a ser analisada, no caso, a frequência de engrenamento. Foi definido um filtro de mais e menos 300 Hz;
- 4) Aplicação da transformada de Hilbert;
- 5) Plotagem de gráfico cartesiano de componentes reais por componentes imaginárias;
- 6) Análise da amplitude através da distância máxima de órbita. Através de um processo qualitativo, também é possível analisar a fase do sinal modulado, observando o comportamento da órbita no gráfico;

3.4.1.4 Análise espectral clássica

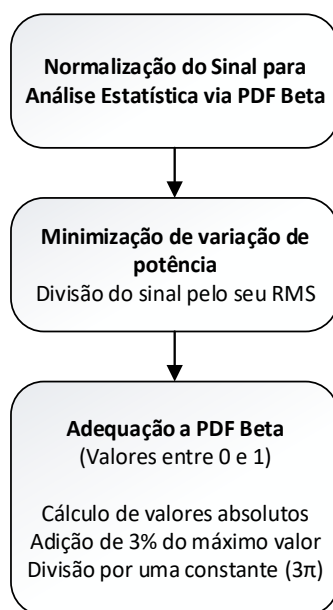
A transformada de Fourier nos permite observar o comportamento das frequências características de um sinal. O procedimento para cálculo da análise espectral é:

- 1) Aplicação da transformada de Fourier utilizando o algoritmo da FFT – Fast Fourier Transform;
- 2) Correção dos resultados da FFT, uma vez que a rotina no MatLab “espelha” o resultado em zero para mais e para menos a metade do valor da frequência de amostragem, reduzindo as amplitudes pela metade;
- 3) Plotagem no domínio da frequência;

3.4.1.5 Análise estatística via função de densidade de probabilidade beta

Na análise dos sinais de vibração utilizaremos a distribuição beta do sinal para diagnóstico da condição. Primeiramente, utilizaremos o sinal da TSA filtrada em torno da frequência de engrenamento para extrair informações relativas ao engrenamento. O sinal foi normalizado conforme citado na referência bibliográfica da técnica (Figura 55).

Figura 55 - Normalização do sinal de vibração para aplicação da distribuição beta.



Fonte: Próprio autor.

Aplicamos as três técnicas de avaliação estatística: Análise Histórica Global, em que a distribuição beta (ou algum parâmetro seu) é comparada historicamente; Análise Individual Histórica, em que um parâmetro relativo chamado condição de engrenamento é criado através da comparação das subamostras representativas de cada dente de engrenagem com uma amostra global representativa de uma sinal de boa condição, e; Análise Individual Independente, em que também é definido um parâmetro relativo em que cada sinal é a própria referência para às suas subamostras. O desvio entre a amostra individual e global é o quarto momento estatístico em relação a origem (DMR4O).

O sinal de referência para ser usado na Análise Individual Histórica foi definido após o Ensaio 1, sendo o primeiro sinal do ensaio. Poderia também ter sido utilizado o primeiro sinal assim que constatado a passagem da fase de amaciamento para o período de operação normal do par engrenado.

3.4.2 Análise de lubrificantes

A análise de lubrificantes foi utilizada nos dois primeiros ensaios para fiscalizar a condição de desgaste do par engrenado, em que, no primeiro ensaio, validará as condições de desgaste observadas pela análise de vibrações. No segundo ensaio, as análises buscaram perceber alterações de seus parâmetros que indicam evolução do desgaste.

As análises aplicadas nas amostras de óleo foram:

- 1) Espectroscopia de fluorescência de raios-x para obter a composição dos elementos químicos das partículas de desgaste. Esta técnica foi importante para determinarmos o desgaste do material, avaliando principalmente a concentração de ferro e também, serviu para acompanhar o comportamento de elementos de aditivos, assim, garantindo o bom estado do lubrificante;
- 2) Espectroscopia de infravermelho para obtenção de TAN, oxidação e % de água para garantir as boas condições do óleo, além de que, o comportamento do TAN pode variar para aplicações em engrenagens de alta carga;
- 3) Contagem de partículas utilizando o Índice PQ, no PQA;

A seguir, as características e os procedimentos passo-a-passo das técnicas de análise de óleos lubrificantes empregados neste trabalho são descritos.

3.4.2.1 Análise de elementos químicos

A análise de elementos foi realizada utilizando um espectroscópio de fluorescência de raios-x (XRF). A espectroscopia de fluorescência de raios-x é uma técnica não destrutiva que permite identificar os elementos químicos presentes em uma amostra de óleo, assim como estabelecer a proporção em que cada elemento se encontra na amostra.

O equipamento utilizado é o Oxford X-supreme (

Tabela 9) que permite a identificação de 19 elementos químicos. Para a identificação dos elementos, este aparelho lança em cada amostra três faixas de energia e, de acordo com a faixa e a quantidade de energia obtida de volta (pela emissão do fóton), a medição do comprimento de onda e a intensidade de energia fornecem o elemento químico e a proporção em que está presente na amostra (OXFORD INSTRUMENTS, 2013).

Tabela 9 - Dados do espectrômetro de fluorescência de raios-x.

Espectroscópio de fluorescência de raios-x		
	Fabricante	Oxford
	Modelo	X-supreme
	Sistema operacional	Windows XP
	Elementos químicos	Mg, Al, Cl, Ti, V, Cr, Mn, Fe, Co, Ni, Cu, Mo, Sn, Pb, P, S, Ca e Zn.

Fonte: Próprio autor.

A preparação da amostra para análise de elementos é feita nas seguintes etapas:

- Prepare o filme específico (fornecido com o equipamento) para a análise, no recipiente cilíndrico de alumínio;
- Agite o tubete contendo o óleo a ser analisado constantemente durante alguns minutos para que a amostra fique homogênea. Tal processo evita erros de representatividade da real condição do experimento causados pela decantação das partículas mais densas na amostra primária;
- Retire 13 ml da amostra do tubete com uma pipeta e deposite no recipiente cilíndrico;
- Abra a tampa do espectroscópio, insira o recipiente no local apropriado e feche a tampa;
- Abra o software de análise no sistema operacional do aparelho e inicie a análise;
- Realize a varredura de todos os tempos mortos de cada amostra (maior precisão no resultado);
- Salve os gráficos de espectro e a tabela com os resultados da análise.


O aparelho consegue realizar em um único processo a análise de até 10 amostras.

3.4.2.2 *Espectroscopia de infravermelho (IRS)*

A espectroscopia de infravermelho é realizada utilizando o Fluidscan (Tabela 10), instrumento que possui uma porta amostra retrátil onde o óleo é pingado sobre um visor que sela o óleo através de pressão.

Para o óleo utilizado nos ensaios, o espectroscópio de infravermelho fornece dados de TAN, corrosão e porcentagem de contaminação por água.

Tabela 10 - Dados do espectrômetro de infravermelho


Espectroscópio de infravermelho		
	Fabricante	-
	Modelo	Fluidscan
	Parâmetros fornecidos	Glicol, nitratação, oxidação, fuligem, sulfatação, TAN, TBN, água e gráfico de absorvência.

Fonte: Próprio autor.

3.4.2.3 Contagem de partículas

A contagem de partículas foi feita utilizando o aparelho PQA (Tabela 11), que fornecerá um índice próprio representativo do número de partículas contabilizado, o PQ Index.

Tabela 11 - Dados técnicos do PQA.

Contador de partículas		
	Fabricante	Kittiwake Developments Ltda
	Modelo	Ferrous Debris Monitor PQA
	Tensão nominal	110/240 V
	Frequência	47 – 63 Hz
	Potência	15 W
	Diâmetro máximo da amostra	53 mm
	Temperatura ambiente	20°C – 30°C

Fonte: Próprio autor.

O PQA é um instrumento de contagem de partículas. É um magnetômetro com duas bobinas organizadas de forma que a bobina de amostra (sensor) e a bobina de referência estão em equilíbrio quando não há nenhuma amostra no aparelho. O equipamento foi projetado para assegurar que ambas bobinas respondam igualmente às mudanças na temperatura ambiente (PQA, 2003).

Ao colocar no equipamento uma amostra contendo partículas ferromagnéticas, o equilíbrio entre as bobinas é desfeito e o sinal resultante causado pelo desequilíbrio é ampliado,

filtrado e transformado em um valor representativo da amostra (PQ Index), que tem relação direta com a massa das partículas ferromagnéticas (ferro e níquel) encontradas na amostra. Portanto, o PQ Index não tem nenhuma relação com a morfologia e o tamanho das partículas de desgaste, apenas com a quantidade (PQA, 2003).

A amostragem pode ser feita em potes plásticos de 2 mL, frascos, filtros de membrana ou lâminas de vibro (PQA, 2003).

Uma característica essencial do PQA em relação a outros instrumentos é a capacidade de reconhecer pequenas partículas (de 5 a 10 μm) sem a necessidade de uma preparação complexa da amostra. Assim como partículas de até milhares de microns, algo difícil para espectroscópios (PQA, 2003).

Algumas medidas para realização da análise no PQA são importantes. Recomenda-se deixar o aparelho ligado permanentemente e retirar as amostras aquecidas do interior do aparelho, para estabilizar a temperatura no interior do mesmo, pois esta é uma fonte significativa de erro. Também é necessário que o analista tome cuidado para não forçar a superfície do aparelho, que também pode levar a resultados falsos (PQA, 2003).

Antes de cada análise no aparelho PQA é feita a calibração do aparelho, realizada através de um padrão original (“750 Standard”) fornecida pelo fabricante do equipamento.

O procedimento de análise no PQA ocorre seguindo as etapas abaixo:

- Agite o tubete contendo o óleo a ser analisado constantemente durante alguns minutos para que a amostra fique homogênea. Tal processo evita erros de representatividade da real condição do experimento causados pela decantação das partículas mais densas na amostra primária;
- Utilizando uma pipeta, deposite em um pote plástico 2 ml do óleo lubrificante a ser analisado e o tampe;
- Insira a amostra no estojo do aparelho PQA e obtenha o PQ Index;
- Para fins estatísticos, realize 10 medições para cada amostra;

As técnicas espectroscópicas e o PQ Index estão sendo usados em conjunto. Se o PQ Index for inferior à análise de ppm de ferro por espectroscopia, é improvável que existam partículas de tamanhos maiores que 5 μm naquela amostra de óleo. Se o PQ Index e o ppm de ferro por espectroscopia forem semelhantes ou o PQ Index for maior, há partículas grandes presentes (PQA, 2003).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados do monitoramento da condição utilizando as técnicas de análise de vibrações e análise de lubrificantes dos três ensaios propostos nos Materiais e Métodos.

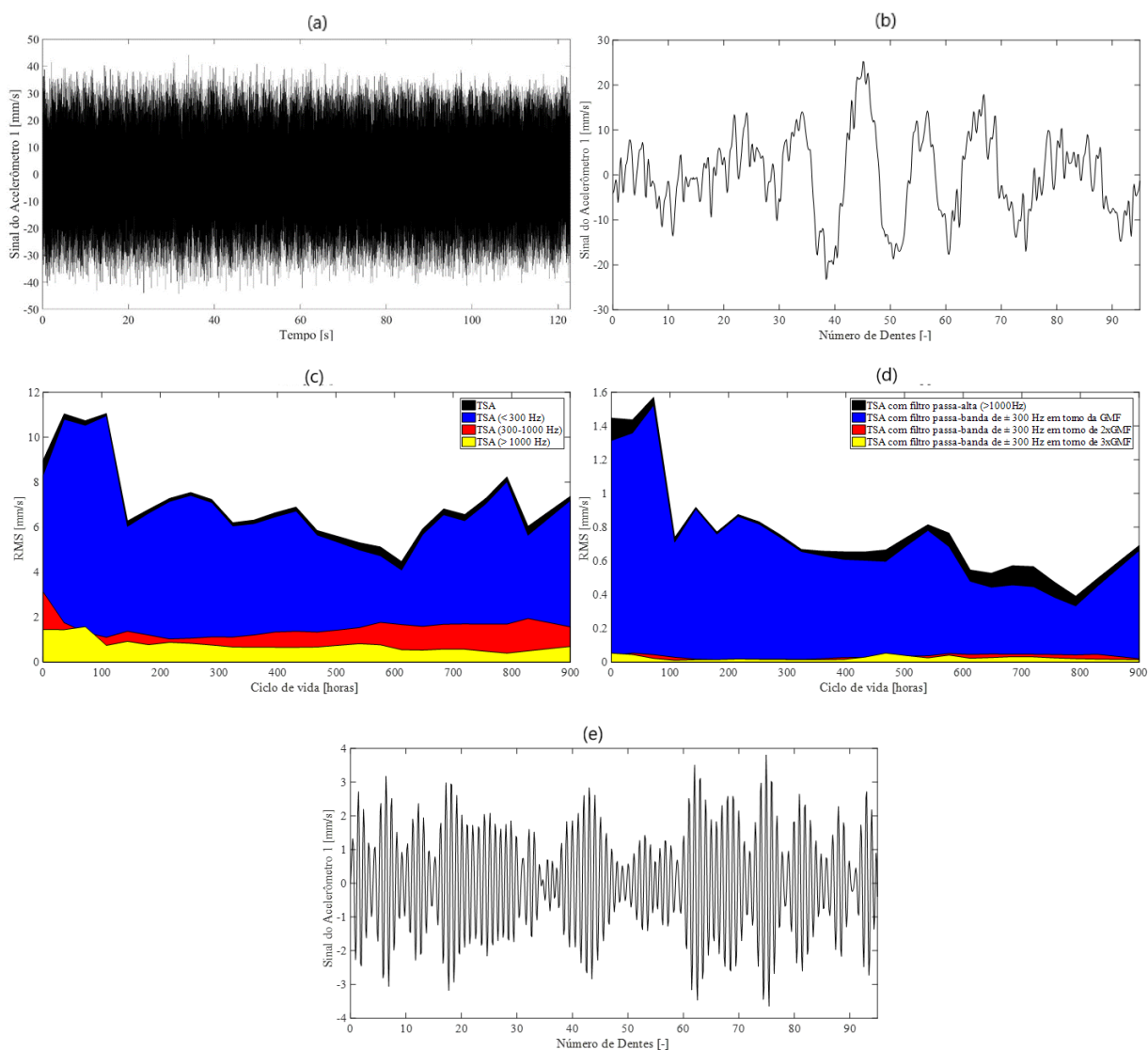
4.1 Ensaio 1 (desgaste)

O primeiro ensaio consistiu em acompanhar os dados de monitoramento do par engrenado recém-fabricado e avaliar a tendência dos parâmetros de cada técnica, de acordo com a evolução do desgaste das engrenagens. Vamos avaliar as técnicas de análise de vibrações e de análise de lubrificantes ao longo do período de desgaste, respectivamente.

4.1.1 Análise de vibrações

Inicialmente, coletamos periodicamente (36 horas) os sinais de vibração dos dois acelerômetros posicionados na carcaça do multiplicador. O sinal bruto apresenta diversas componentes que não nos fornecem informações úteis sobre o estado de saúde apenas do par engrenado, por isso, prosseguimos com a aplicação das técnicas que busca clarear o comportamento deste sistema. A Figura 56 (a) mostra um sinal na fase inicial do ensaio do acelerômetro 1 (perto da coroa) plotado no domínio do tempo.

Figura 56 - Sinais do acelerômetro 1 do Ensaio 1: (a) sinal original no domínio do tempo; (b) sinal após a aplicação da TSA e separação em blocos de rotação da coroa; (c) comportamento do RMS em diversas faixas de frequência (0-300 Hz, 300-1000 Hz e 1000-5000 Hz) ao longo do período de teste; (d) comportamento do RMS em torno da GMF e suas harmônicas; e (e) sinal TSA filtrado em torno da GMF no domínio do tempo.



Fonte: Próprio autor.

A aplicação da TSA foi realizada a partir do sinal do tacômetro posicionado na coroa. Como previsto, a Figura 56 (b) nos mostra o resultado da aplicação da TSA no sinal bruto, e, plotando ao longo de uma volta da coroa, conseguimos visualizar melhor o comportamento de todo o sistema durante o período total de engrenamento.

Porém, muitas informações que não possuem relação direta com o engrenamento ainda estão presentes no sinal. Assim, na sequência, verificaremos o comportamento de algumas regiões de frequência que estão presentes nos sinais de vibração ao longo de todo o Ensaio 1 através da aplicação de filtros digitais.

Utilizando o parâmetro de RMS, comparamos o comportamento de algumas faixas de frequência do sinal após aplicação da TSA: de 0 a 300 Hz, frequências baixas, de 300 a 1000 Hz, em que, por projeto, estão presentes frequências ressonantes do sistema, e, de 1000 a 5000 Hz, frequências altas (engrenamento e rolamentos). Ao longo do ensaio 1, a bancada passou por problemas em um dos acoplamentos, o que favorece o aumento do nível de vibração na frequência de rotação do eixo em que está acoplado e suas harmônicas (região de frequências baixas). Na Figura 56 (c), é possível identificar que as frequências altas foram levemente influenciadas pelo problema, o que nos leva a conclusão de que, por mais que filtros sejam utilizados, é importante manter todo o sistema em boas condições para os ensaios.

Dentro da região de alta frequência, aplicamos filtros passa-banda em torno da frequência de engrenamento e suas harmônicas para verificar qual delas se destaca. Como esperado para um par engrenado em boas condições, a região que se destacou foi a da frequência de engrenamento (Figura 56 (d)). Caso, alguma harmônica tivesse valor considerável, seria necessário avaliar as condições de alinhamento e concentricidade das engrenagens. Além disso, as regiões maiores que a frequência de engrenamento podem apresentar em sua composição componentes de frequência relativas a ressonantes de rolamentos, prejudicando a análise da condição do engrenamento através das harmônicas.

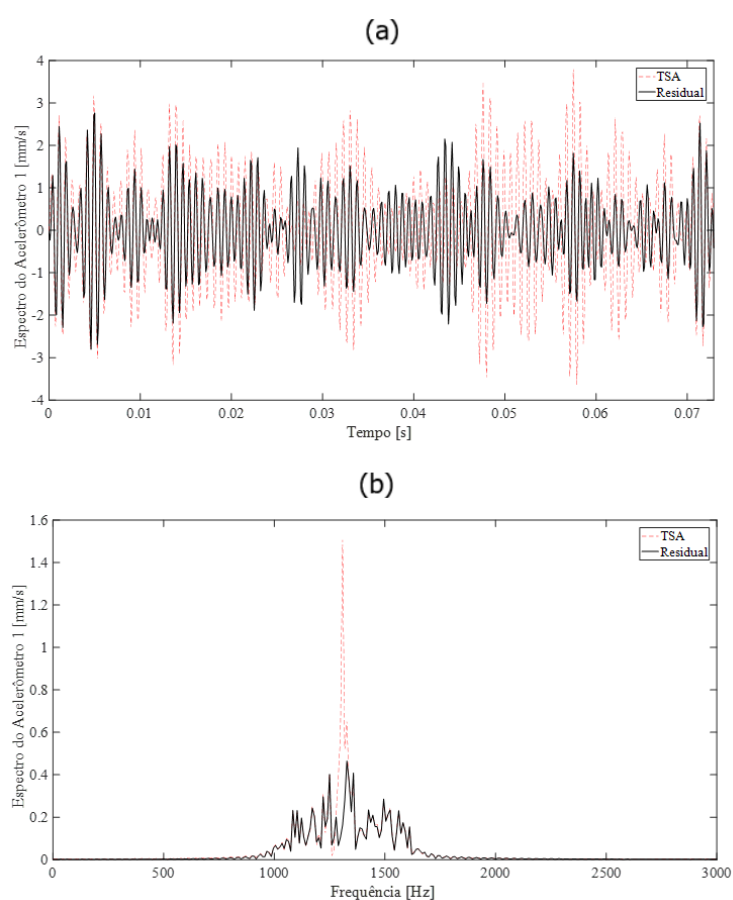
Portanto, o sinal usado nas próximas análises foi a TSA com filtro passa-banda de 300 Hz acima e abaixo da frequência de engrenamento, como visto na Figura 56 (e).

Para sinais reais, a análise visual é muito complicada para traçar o comportamento da evolução do desgaste. A utilização dos parâmetros estatísticos dos sinais ao longo do tempo materializa melhor a análise do desgaste. Na seção “Parâmetros estatísticos”, é verificado a análise da TSA filtrada utilizando os parâmetros: média, RMS, variância, skewness, kurtosis, fator de forma e fator de crista.

4.1.1.1 Sinal residual

A Figura 57 mostra a aplicação da técnica do sinal residual em comparação com a TSA filtrada do sinal original.

Figura 57 - TSA filtrada e Sinal Residual ao longo de 1 volta da coroa: a) domínio do tempo; b) domínio da frequência.



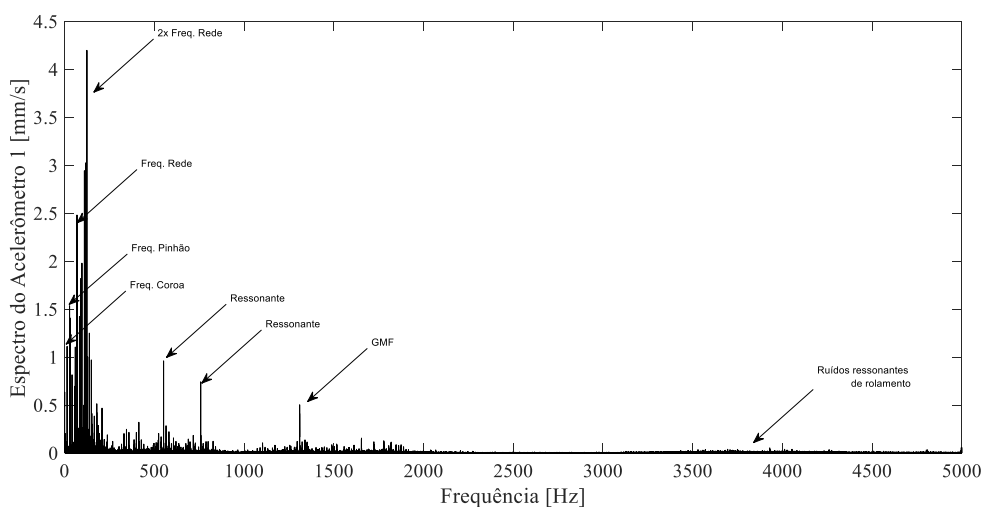
Fonte: Próprio autor.

A exemplo da TSA filtrada, a análise visual do sinal para avaliar o desgaste necessita do auxílio de ferramentas estatísticas para uma melhor visualização.

4.1.1.2 Análise espectral clássica

Para conferir a aplicação da TSA e posterior filtragem na região de interesse, vamos conferir o espectro de frequências do sinal original na Figura 58.

Figura 58 - Espectro de frequências do sinal original.



Fonte: Próprio autor.

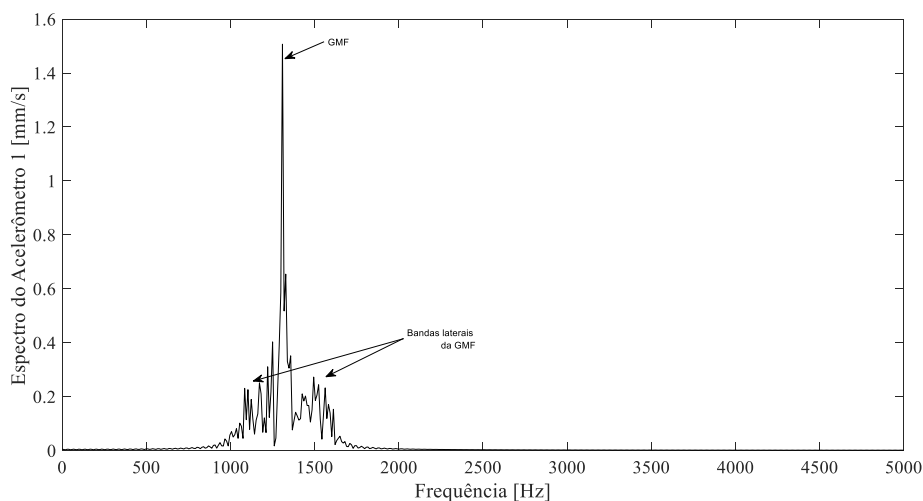
No sinal original é possível identificar as frequências características do sistema: frequências de giro dos eixos (14 e 30 Hz) e suas harmônicas, frequências de origem elétrica (frequência de rede e 1ª harmônica – 60 e 120 Hz), frequências ressonantes do sistema (550 e 750 Hz) mais bandas laterais, frequência de engrenamento GMF (1300 Hz) mais bandas laterais e ruídos ressoantes de rolamentos (3500 a 4500 Hz). Harmônicas da frequência de engrenamento (2600 e 3900 Hz) não se destacam, o que, juntamente com baixa amplitude da GMF e de suas bandas laterais, nos garante boas condições de montagem e concentricidade do par engrenado. Esta avaliação foi importante pois indica que as variações em torno da GMF se darão basicamente pela evolução do desgaste da engrenagem (coroa).

As frequências ressonantes podem indicar a presença de um defeito pontual em dentes de engrenagens, o que seria útil para as análises do Ensaio 2. Porém, há diversos outros tipos de fontes excitadoras impulsivas que podem excitar as ressoantes, assim, descartaremos a análise desta região.

As altas frequências de rede e harmônicas podem indicar defeitos elétricos tanto do motor como do gerador, como problemas de alimentação do sistema. Um cuidado tomado para a coleta dos sinais de vibração foi o caminho do cabo do acelerômetro até o condicionador de sinal, uma vez que campos magnéticos podem interferir na qualidade de obtenção do sinal.

A Figura 59 mostra o espectro de frequência do sinal original após aplicação da TSA e filtragem em torno da frequência de engrenamento (GMF), facilitando a visualização da condição do engrenamento.

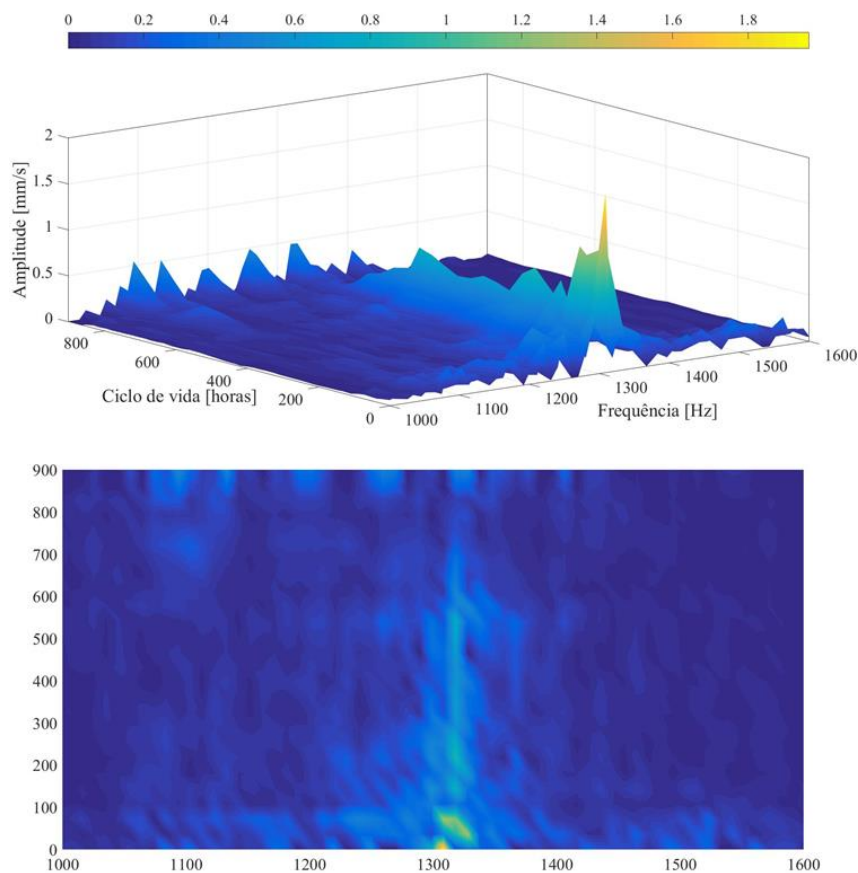
Figura 59 - Espectro de frequências da TSA Filtrada em torno da GMF.



Fonte: Próprio autor.

Para analisar a evolução do desgaste ao longo da vida útil do par engrenado utilizando análise espectral clássica, plotamos um mapa 3D relacionando o espectro de frequências ao longo de todo o ensaio. As Figura 60 e Figura 61 mostram o mapa 3D da TSA filtrada e do sinal residual, respectivamente.

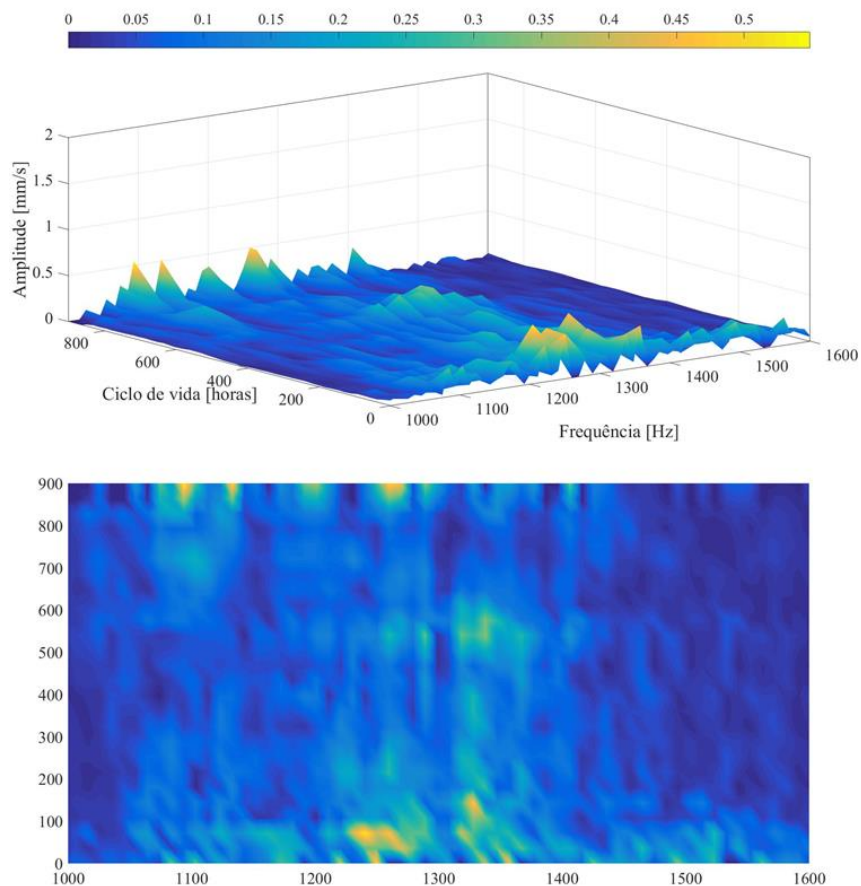
Figura 60 – Mapa 3D da análise espectral do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo do Ensaio 1.



Fonte: Próprio autor.

O comportamento do espectro do sinal da TSA filtrada mostra uma concentração de picos ao longo do ensaio na região da GMF, pois essa naturalmente se apresenta maior que as bandas laterais. É possível analisar a alta concentração (intensidade) de bandas nas primeiras 100 horas do ensaio, concluindo que este padrão evidencia a fase de amaciamento do par engrenado, na qual, desvios de perfil dos dentes geram este padrão até que, o engrenamento se torna mais suave. A partir de 100 horas, a GMF e as bandas laterais perdem intensidade gradativamente, o que corresponde a um período normal de operação do par engrenado. O mapa começa a apresentar aumento de intensidade (especialmente, nas bandas laterais) após 800 horas de ensaio, o que condiz com o início do fim da vida útil da engrenagem. Lembrando que, a condição de critério de falha por desgaste da coroa era maior que 1, ou seja, esse período deve ocorrer acima das 720 horas iniciais previstas.

Figura 61 - Mapa 3D da análise espectral do sinal residual ao longo do Ensaio 1.



Fonte: Próprio autor.

A mesma análise de resultados do mapa 3D da TSA filtrada pode ser obtida no mapa 3D do sinal residual, e a percepção é ainda maior, uma vez que, eliminada a GMF, os picos das bandas laterais se tornam mais claros, assim, evidenciando a condição de saúde da engrenagem mais facilmente.

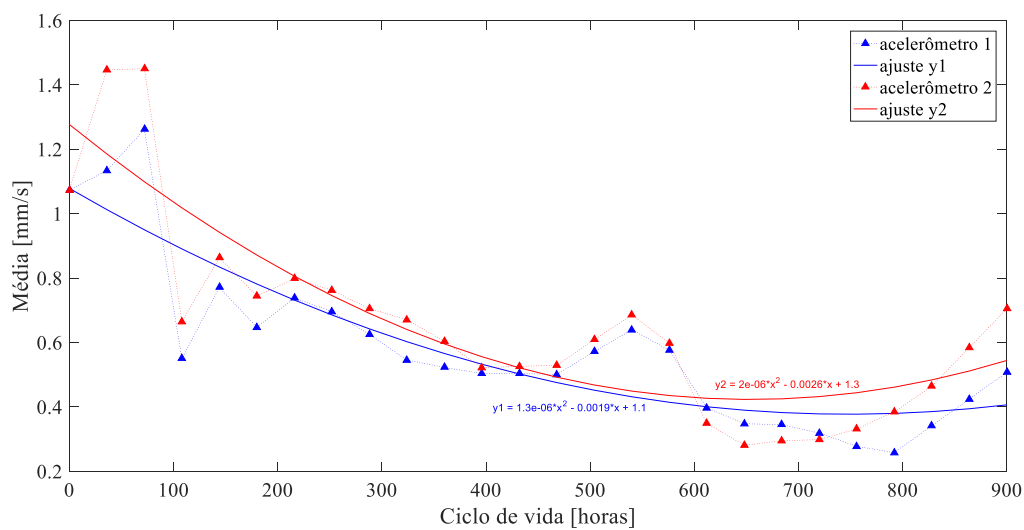
4.1.1.3 *Parâmetros estatísticos*

Nesta seção, avaliaremos o comportamento dos parâmetros estatísticos em relação ao sinal da TSA filtrada em torno da GMF. Nos gráficos, plotamos o comportamento visto nos dois acelerômetros como forma de validação dos dados. Em conjunto, avaliamos a diferença no comportamento do parâmetro da TSA filtrada com o sinal residual.

Média

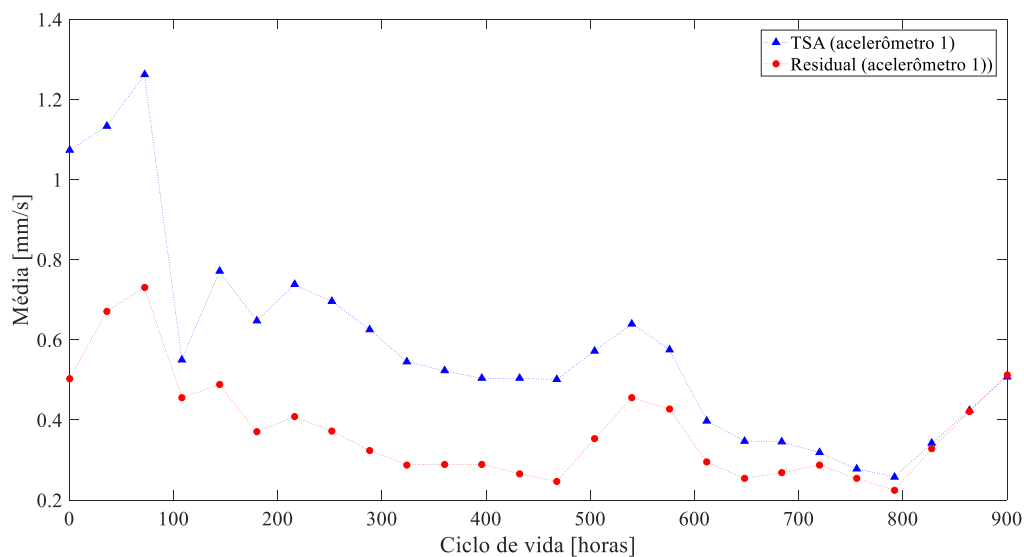
A Figura 62 apresenta o valor da média do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 63 apresenta a comparação entre as médias da TSA filtrada e do sinal residual.

Figura 62 - Média da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 63 - Comparação do Média da TSA filtrada com o sinal residual



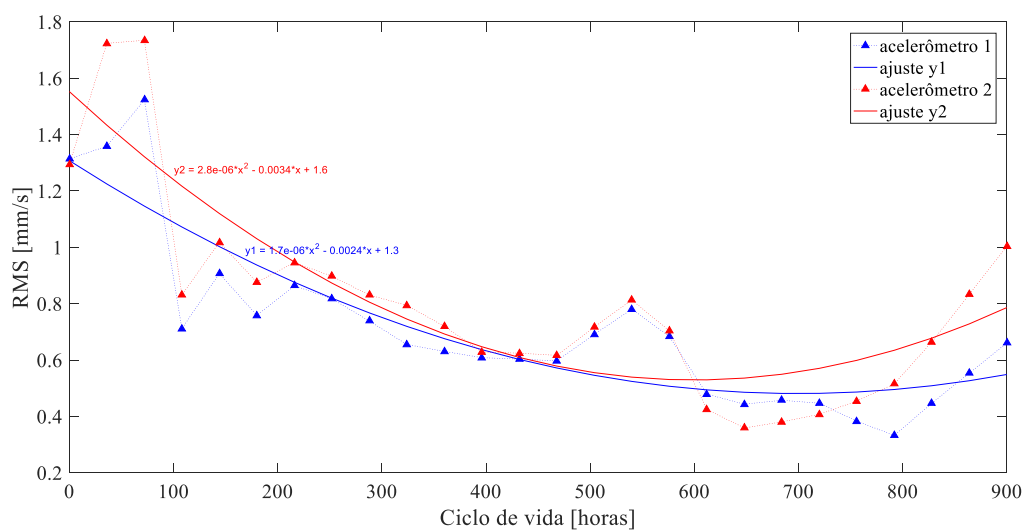
Fonte: Próprio autor.

É visto que tanto média da TSA filtrada como a média do sinal residual apresentaram o comportamento esperado de desgaste. Também é evidente que a eliminação da GMF no sinal residual eliminou um pouco a influência das baixas frequências. Provavelmente, tal efeito ocorreu devido aos problemas em um dos acoplamentos causando uma rotação desregular das engrenagens.

RMS

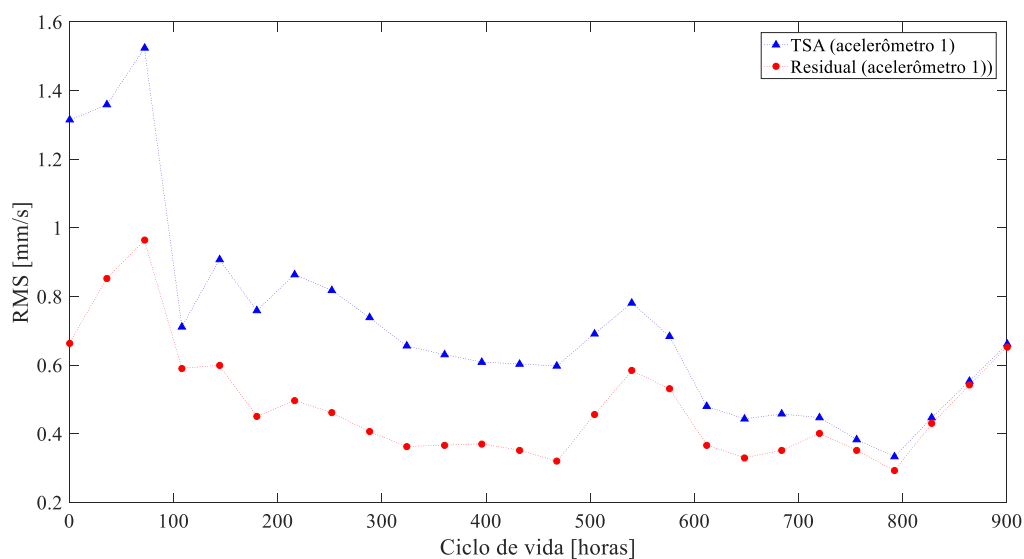
A Figura 64 apresenta o valor da média do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 65 apresenta a comparação entre a TSA filtrada e o sinal residual.

Figura 64 - RMS da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado



Fonte: Próprio autor.

Figura 65 - Comparação do RMS da TSA filtrada com o sinal residual.



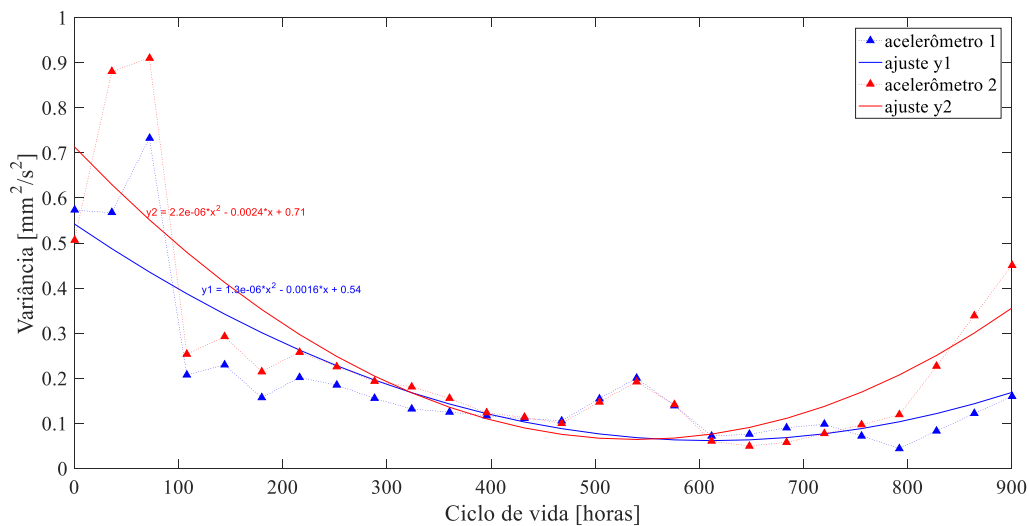
Fonte: Próprio autor.

A RMS também se mostrou adequada para indicar o desgaste. O efeito do acoplamento também foi visto na RMS.

Variância

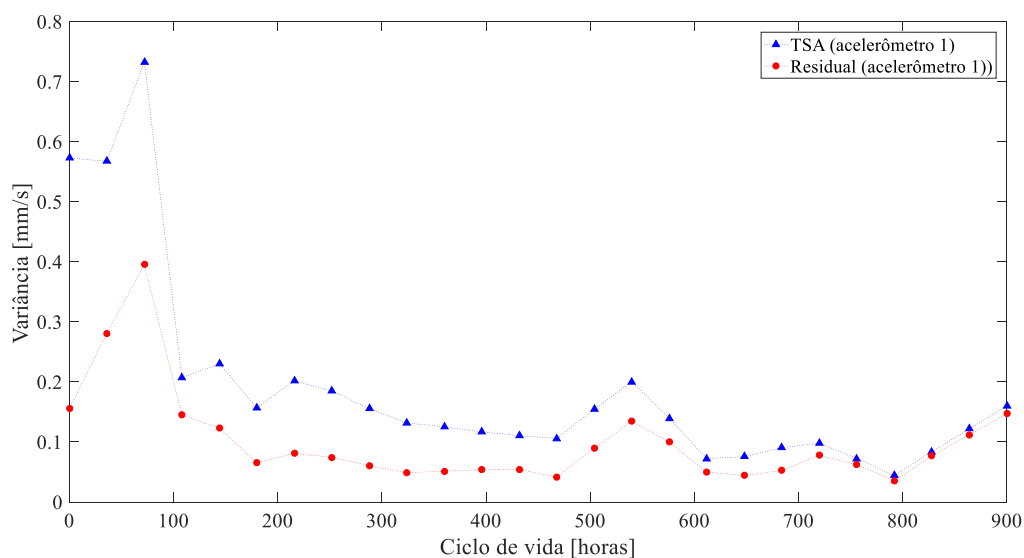
A Figura 66 apresenta o valor do parâmetro Variância do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 67 apresenta a comparação entre a TSA filtrada e o sinal residual.

Figura 66 - Variância da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 67 - Comparação do parâmetro variância entre TSA filtrada e sinal residual.



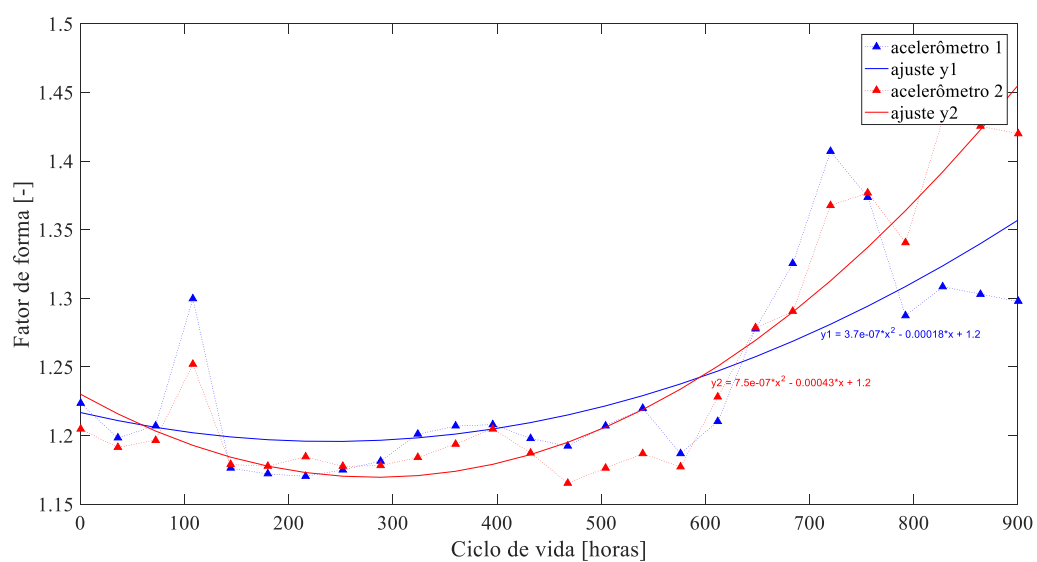
Fonte: Próprio autor.

A variância também se mostrou adequada para indicar o desgaste, porém a pouca inclinação das curvas de ajuste indica que uma avaliação do estado a partir de dados absolutos pouco variáveis pode ser imprecisa. O efeito do acoplamento também foi visto na variância.

Fator de forma

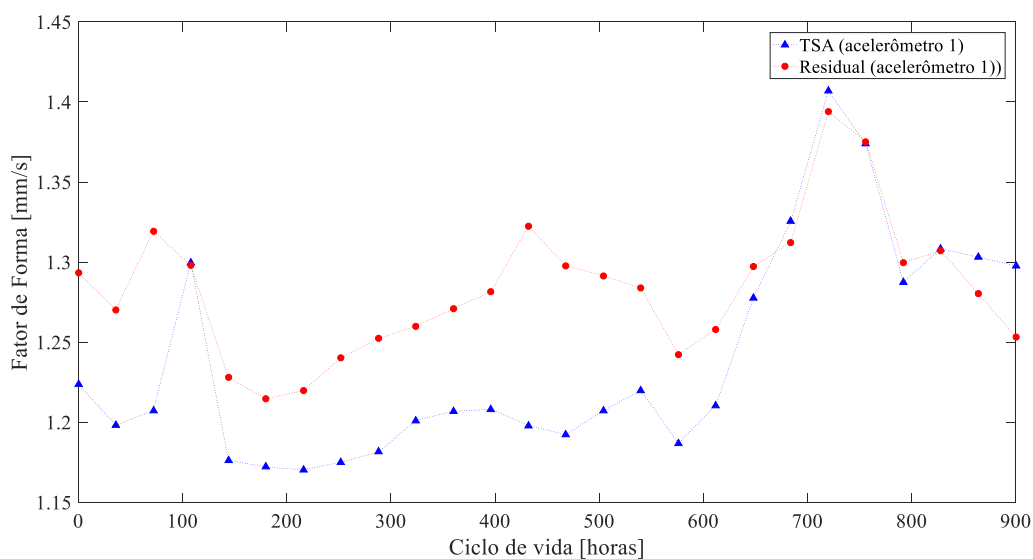
A Figura 68 apresenta o valor da média do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 69 apresenta a comparação entre a TSA filtrada e o sinal residual.

Figura 68 - Fator de forma da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 69 - Comparação do parâmetro fator de forma entre TSA filtrada e sinal residual.



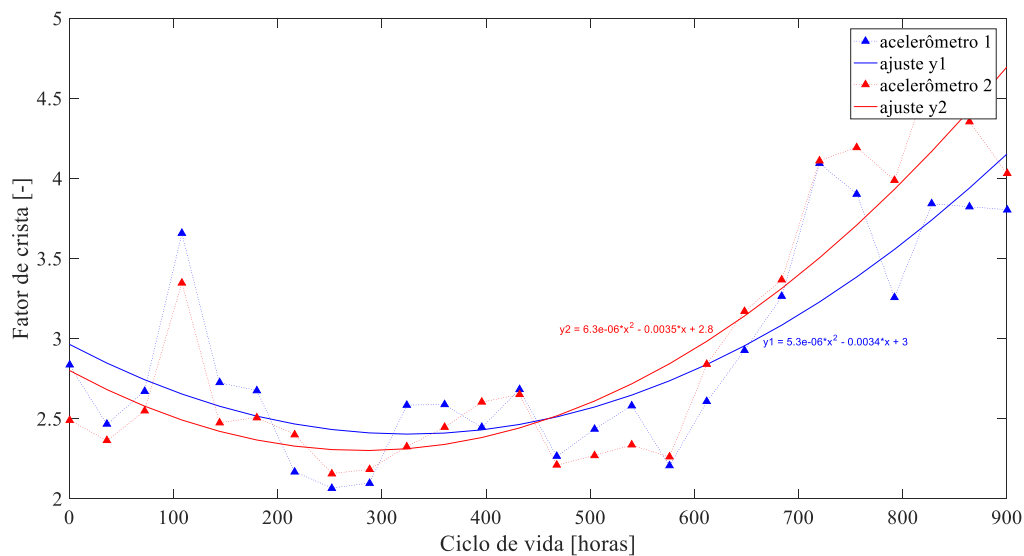
Fonte: Próprio autor.

O fator de forma se mostrou adequado para a avaliação do desgaste. A boa inclinação dos dados ao se aproximar do fim da vida útil evidenciou tal fato. O efeito das baixas frequências foi imperceptível pelo parâmetro.

Fator de crista

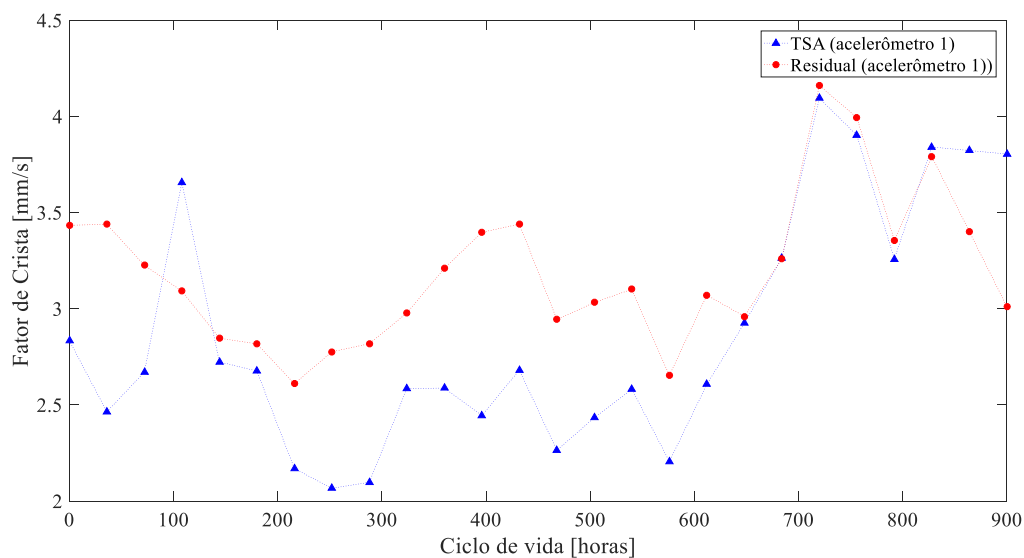
A Figura 70 apresenta o valor da média do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 71 apresenta a comparação entre a TSA filtrada e o sinal residual.

Figura 70 - Fator de crista da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 71 - Comparação do parâmetro Fator de Crista entre TSA filtrada e sinal residual.



Fonte: Próprio autor.

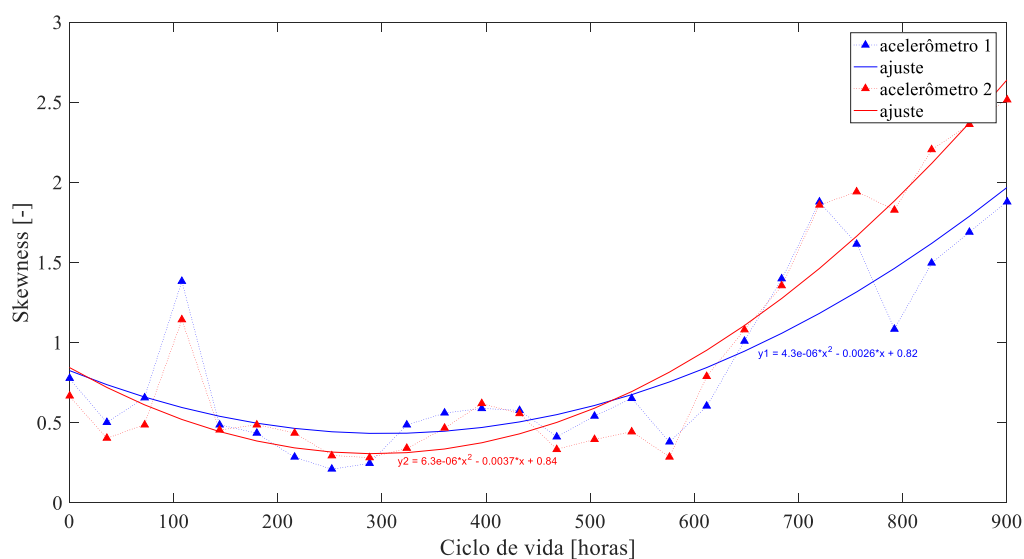
O parâmetro fator de crista se mostrou mais adequado utilizando a TSA filtrada do que o sinal residual na avaliação da evolução do desgaste, devido a sua curvatura de tendência,

porém, fica evidente que, ao eliminar a GMF, o fator de crista apresenta valores absolutos maiores nas fases de amaciamento e operação normal, ou seja, possui maior capacidade detectar pequenas alterações. Mas ao agravar o desgaste, o fator de crista da TSA filtrada responde igualmente.

Skewness

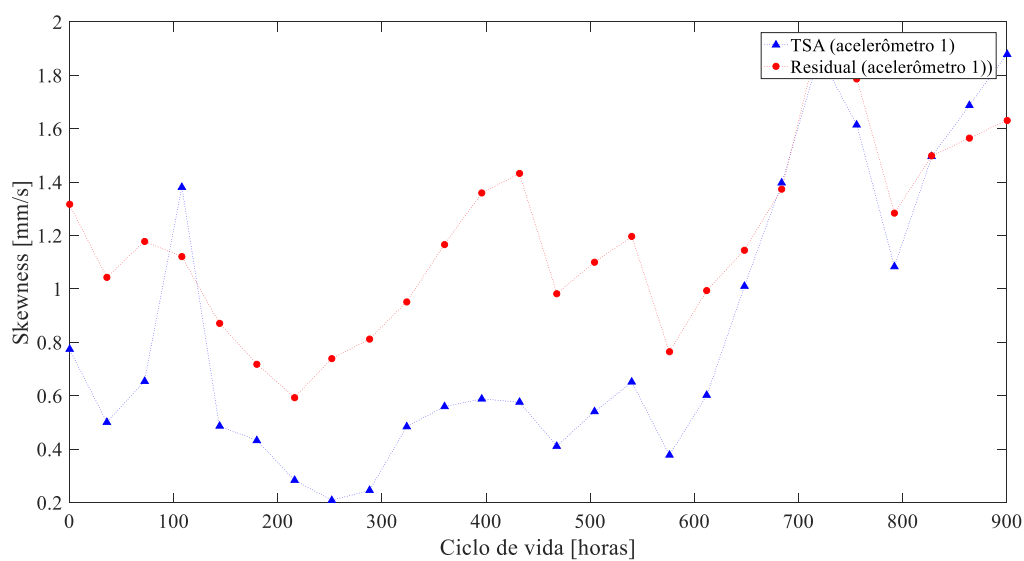
A Figura 72 apresenta o valor da média do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 73 apresenta a comparação entre a TSA filtrada e o sinal residual.

Figura 72 - Skewness da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 73 - Comparação do parâmetro skewness entre TSA filtrada e sinal residual.



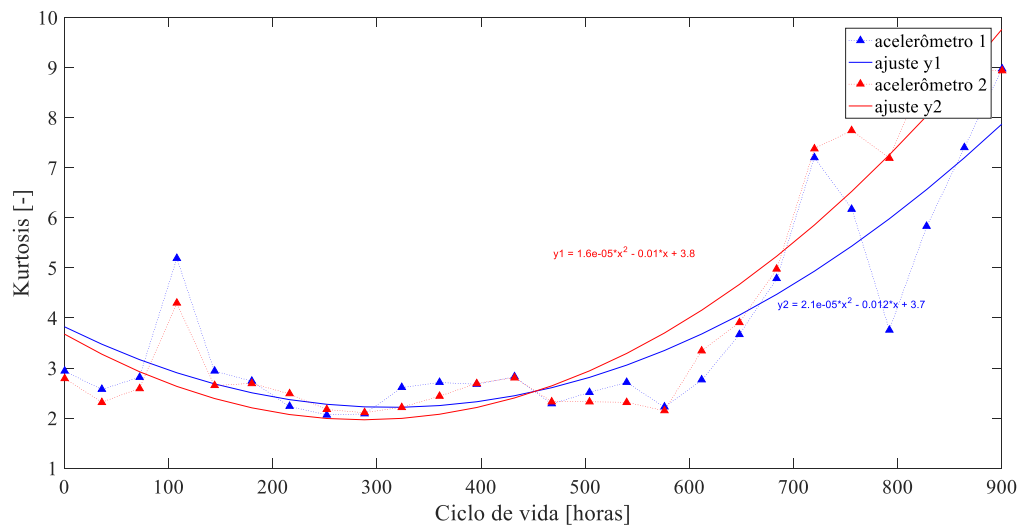
Fonte: Próprio autor.

O parâmetro skewness apresenta alta capacidade de avaliar a evolução do desgaste, principalmente na aplicação da TSA filtrada. Assim que se aproxima do fim da vida útil, a inclinação da curva do parâmetro aumenta muito.

Kurtosis

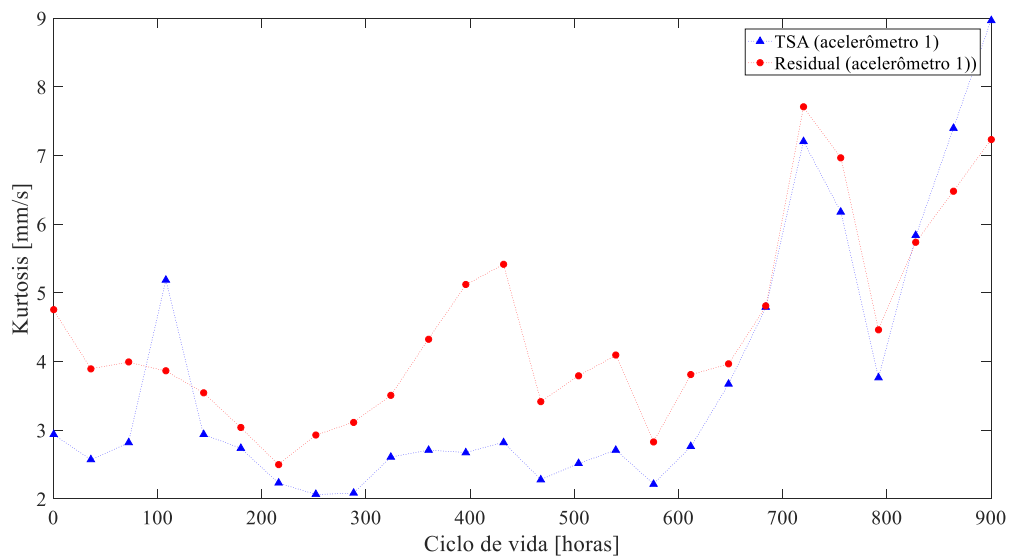
A Figura 74 apresenta o valor da média do sinal TSA filtrado em torno da GMF ao longo das 900 horas de ensaio. E a Figura 75 apresenta a comparação entre a TSA filtrada e o sinal residual.

Figura 74 - Kurtosis da TSA filtrada em torno da GMF ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 75 - Comparação do parâmetro kurtosis entre TSA filtrada e sinal residual.



Fonte: Próprio autor.

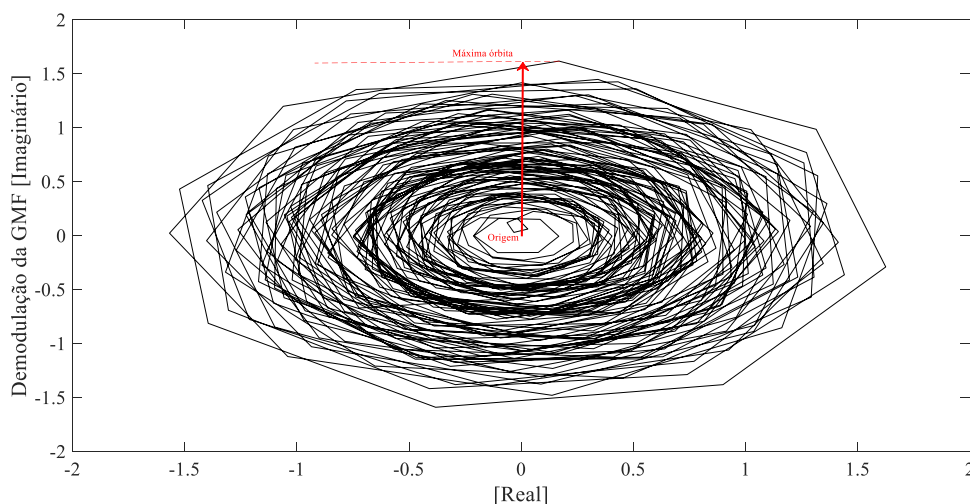
O fator kurtosis apresenta alta capacidade de detecção da evolução do desgaste, ao aproximar do fim da vida útil, a kurtosis cresce drasticamente. Em termos absolutos, é o melhor parâmetro para avaliar variações.

4.1.1.4 Demodulação temporal

Pela predominância de vibração em torno da GMF, a TSA filtrada em seu entorno foi utilizada para o cálculo da demodulação. Outro motivo para não utilização das harmônicas da GMF para a demodulação foi a coincidência com frequências provenientes de outras fontes rotativas (ressonantes de rolamentos). Também descartamos a utilização das frequências ressonantes do sistema pois harmônicos de frequências de giro e frequências de fonte elétrica poderiam estar coincidindo no espectro, o que pode ter contribuído com amplitudes superiores ao que se era esperado em frequências menores que 1000 Hz. Além de que, várias fontes de energia impulsiva podem ser excitadores de frequências ressonantes, mascarando os resultados que desejamos exclusividade ao par engrenado.

Na análise por demodulação, um gráfico cartesiano era gerado para cada sinal e o valor do máximo valor de órbita era registrado. Na Figura 76, é utilizado como exemplo uma amostra após 450 horas de funcionamento.

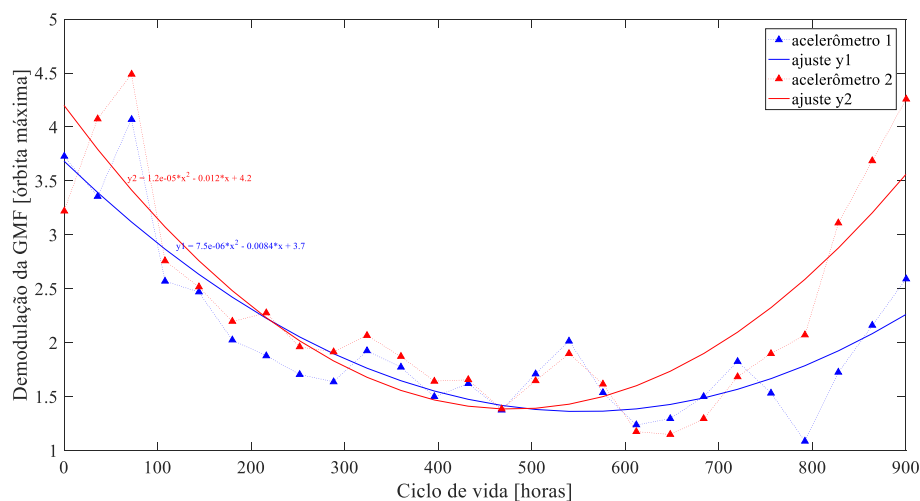
Figura 76 - Demodulação da GMF após 450 horas de funcionamento



Fonte: Próprio autor.

A avaliação do comportamento do máximo valor de órbita da demodulação em torno da frequência de engrenamento (GMF) ao longo da vida útil do par engrenado (Figura 77) indicou o desgaste da engrenagem, evidenciando claramente as fases de amaciamento, operação normal e desgaste severo. Assim, a demodulação em torno da GMF é um bom parâmetro para avaliarmos a evolução do desgaste em pares engrenados.

Figura 77 - Demodulação da frequência de engrenamento (GMF) ao longo da vida útil do par engrenado.



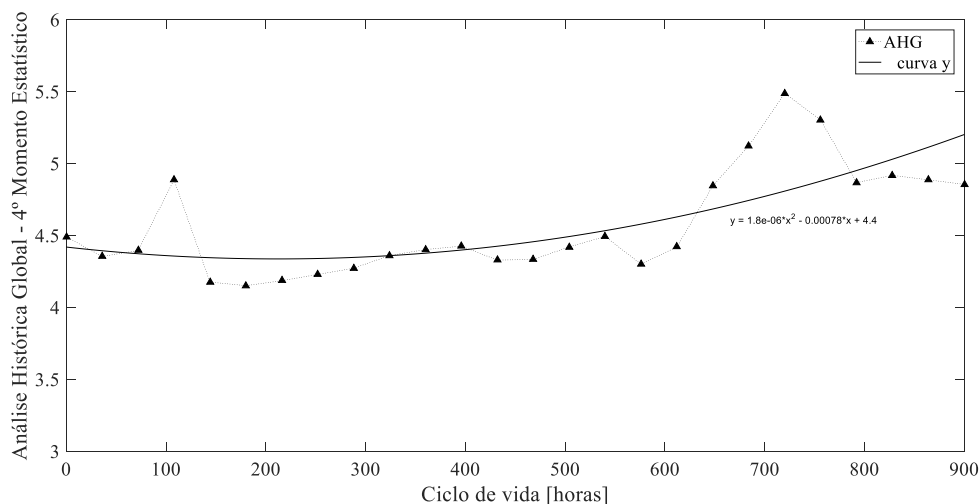
Fonte: Próprio autor.

4.1.1.5 Análise estatística via função densidade de probabilidade beta

Para a análise estatística utilizando PDF beta, aplicamos os procedimentos de Avaliação Histórica Global (AHG), Avaliação Individual Histórica (AIH) e a Avaliação Individual Independente (AII) com os sinais normalizados conforme descrito em Materiais e Métodos e avaliando o parâmetro de quarto momento estatístico. O primeiro método nos informa o comportamento do sinal como um todo, ao longo do tempo, de acordo com a distribuição beta deste, e, os dois últimos métodos nos informa o comportamento individual de cada engranzamento.

A AHG é apresentada na Figura 78.

Figura 78 - Análise Histórica Global no Ensaio 1.

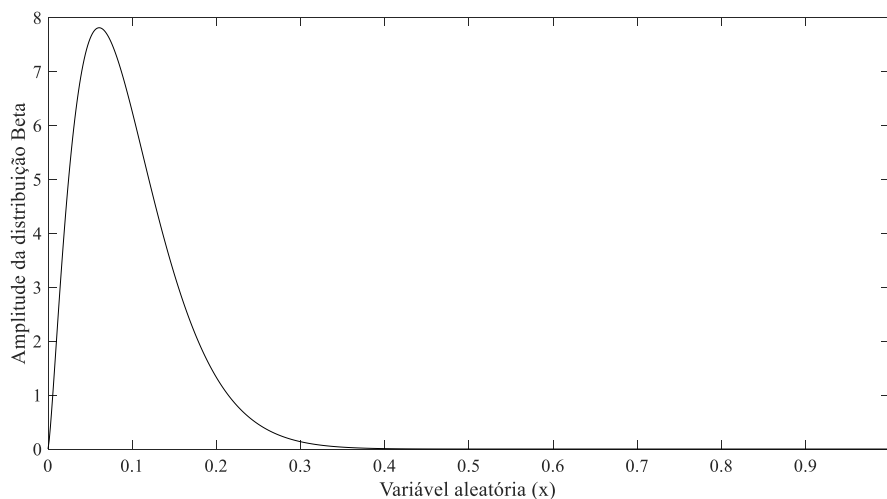


Fonte: Próprio autor.

Pouca informação pode ser obtida desta análise, uma vez que a normalização do sinal e a aplicação do quarto momento estatístico puro não indicou mais fielmente o comportamento de desgaste geral do que a própria análise utilizando kurtosis.

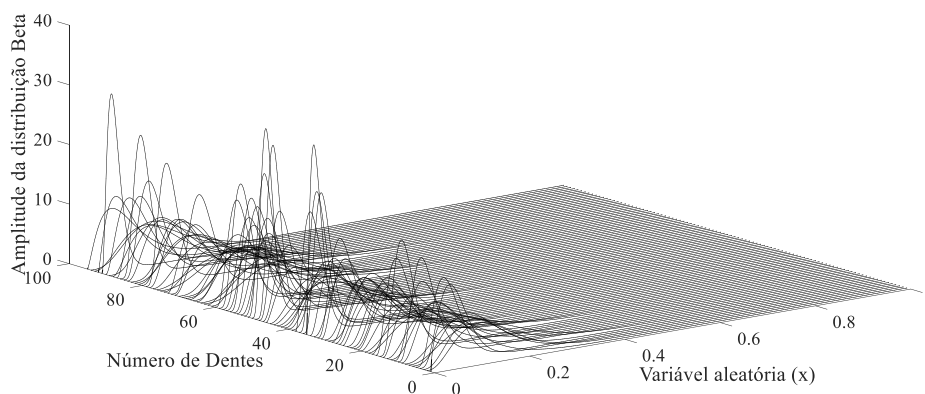
Já a AIH e a AII operam de maneira semelhante, diferenciando apenas no sinal de referência utilizado. A AII utiliza o sinal individual de cada amostra enquanto o AIH utiliza um sinal de referência representante da boa qualidade do sistema. O sinal de referência definido para este ensaio e também para o ensaio com entalhe foi o primeiro sinal obtido durante este ensaio, assim, possuindo o sinal que indicasse a melhor qualidade de operação do par engrenado. A distribuição beta do sinal de referência é visto na Figura 79 e as distribuições betas individuais de cada dente do próprio sinal de referência são vistas na Figura 80.

Figura 79 - Distribuição beta do sinal de referência utilizado na Análise Individual Histórica dos Ensaio 1 e Ensaio 2.



Fonte: Próprio autor.

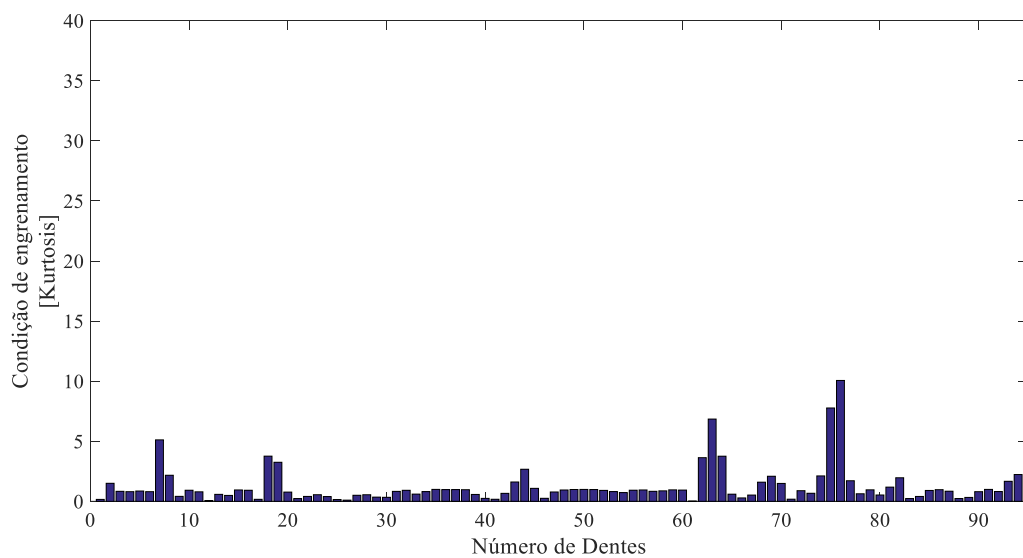
Figura 80 - Distribuição de PDF's de cada dente.



Fonte: Próprio autor.

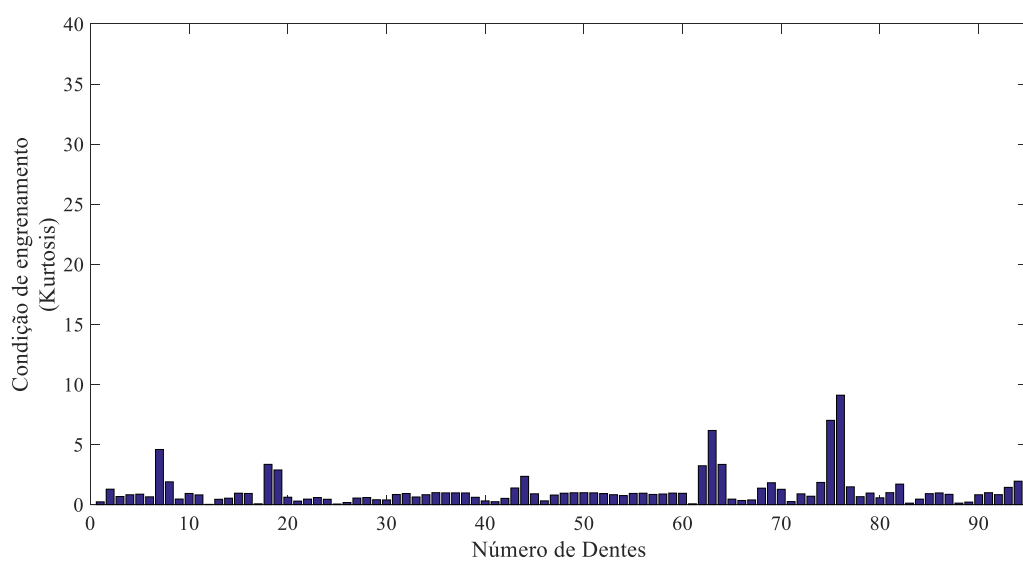
A Figura 81 mostra a plotagem da condição do engrenamento calculado utilizando a AHI e a Figura 82 mostra a plotagem da condição do engrenamento calculado utilizando AII, ambos, a partir do próprio sinal de referência. Portanto, sendo a referência exatamente a mesma, ambos os gráficos devem ser idênticos.

Figura 81 - Avaliação Histórica Individual do 4º momento estatístico partir da função densidade de probabilidade beta.



Fonte: Próprio autor.

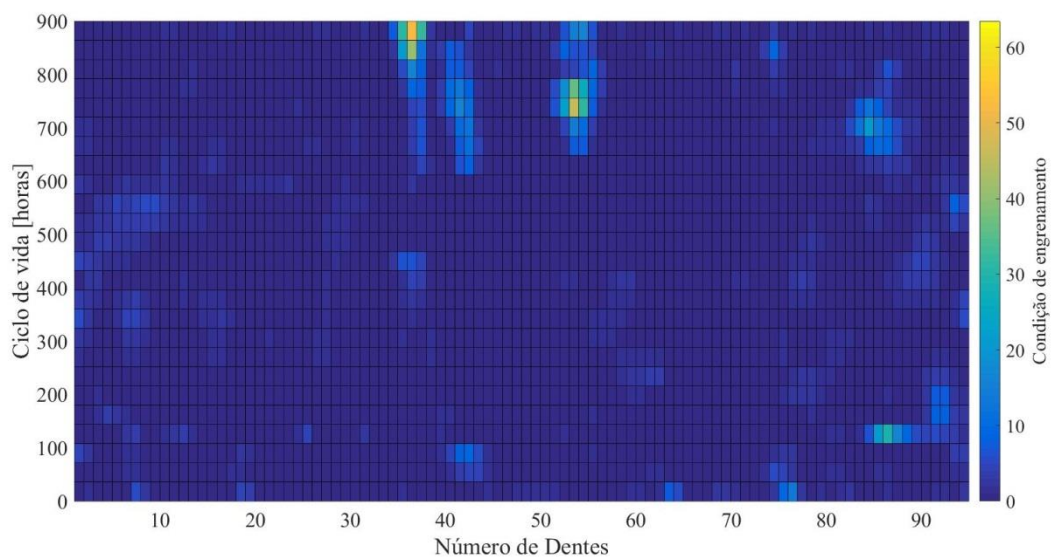
Figura 82 - Avaliação Individual Independente do 4º momento estatístico a partir da função densidade de probabilidade beta.



Fonte: Próprio autor.

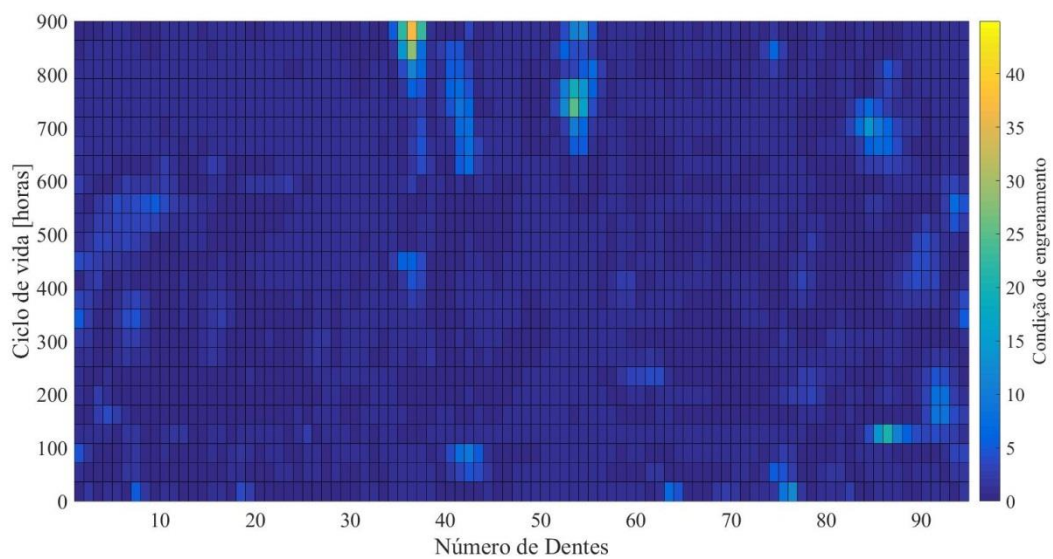
Para facilitar a avaliação da evolução histórica do desgaste nos dentes de engrenagem, mapas de cores foram montados para a AIH (Figura 83) e para a AII (Figura 84).

Figura 83 - Análise Individual Histórica ao longo do ciclo de vida útil.



Fonte: Próprio autor.

Figura 84 - Análise Individual Independente ao longo da vida útil.



Fonte: Próprio autor.

A Análise Individual Histórica foi capaz de identificar a evolução de um desgaste em algumas regiões do dentado ao se aproximar das 900 horas. No mapa, percebe-se o aumento do desgaste em até 4 regiões distintas. O mesmo ocorre para a Análise Individual Independente.

Não foi perceptível na análise uma evolução uniforme do desgaste. Do ponto de vista experimental, algum desvio de fabricação ou montagem ou até algum dano ao longo do ensaio pode ter proporcionado uma aceleração do desgaste em determinada região do dentado. Do ponto de vista da técnica de Análise Individual Histórica, a escolha do sinal de referência pode ter amenizado os valores de condição de engrenamento de todos os dentes. Já usando a Análise Individual Independente, o esperado era a supervalorização de defeitos pontuais e não do desgaste como um todo. Na Figura 85, é perceptível algumas deformações e desgaste severo em dentes que foram identificados na região 35-40 das análises AIH e AII.

Figura 85 - Desgaste e deformações nos dentes da região 35-40 da coroa após o Ensaio 1.



Fonte: Próprio autor.

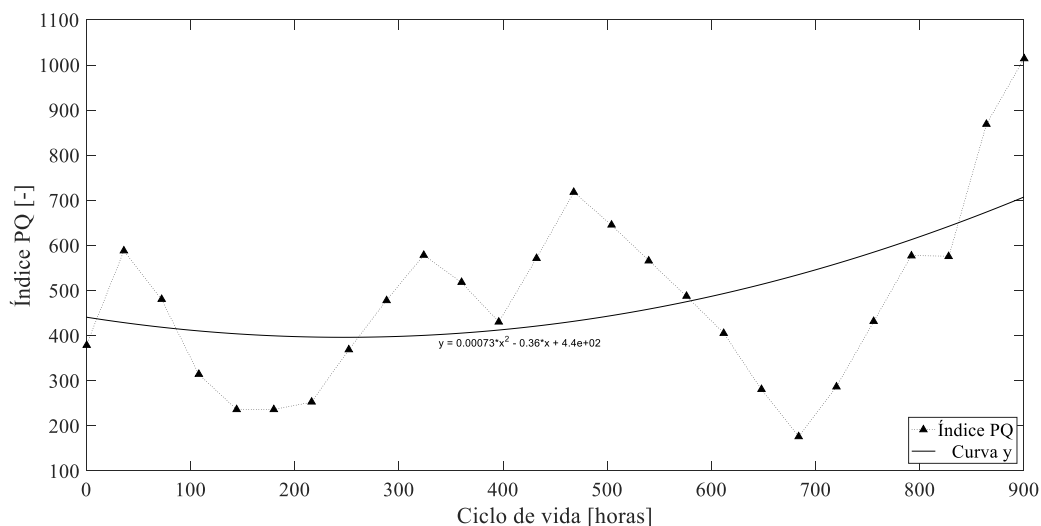
4.1.2 Análise de lubrificantes

O monitoramento dos lubrificantes foi usado para avaliarmos as condições do lubrificante, assim, mantendo este parâmetro constante e para avaliar o comportamento das partículas de desgaste frente a evolução do desgaste do par engrenado.

4.1.2.1 Contagem de partículas

A concentração das partículas de desgaste foi monitorada através do Índice PQ obtidos pelo PQA. A Figura 86 mostra o comportamento do índice PQ ao longo das 900 horas de ensaio. O ponto 0 do eixo das abscissas do gráfico é representado pelo óleo lubrificante novo, antes de ser inserido na bancada.

Figura 86 - Índice PQ ao longo da vida útil do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

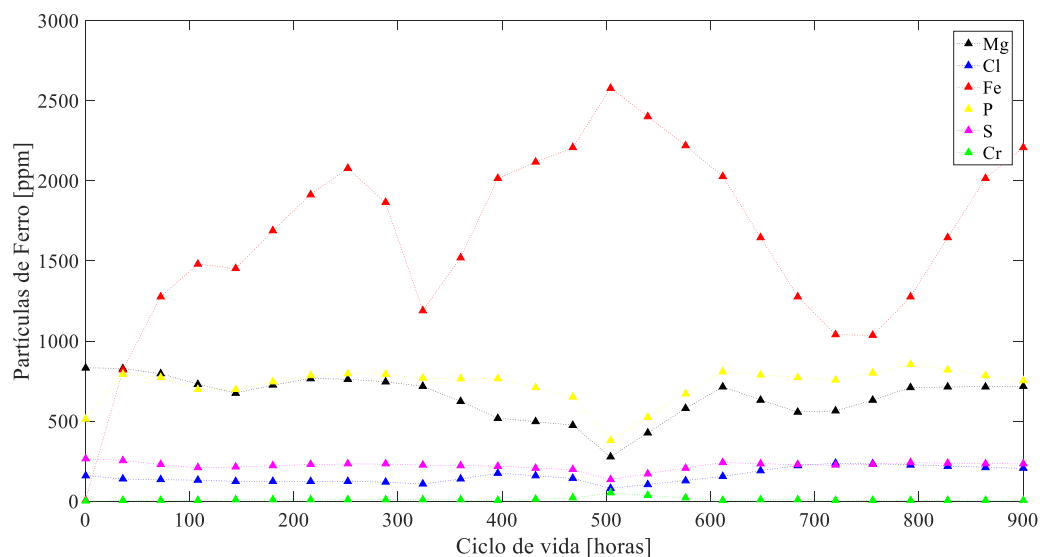
O Índice PQ apresentou o comportamento característico da curva da banheira, porém a inclinação da curva foi menor do que esperada, já que, em um desgaste severo haja um aumento gradual da taxa de aumento da concentração de partículas de desgaste. Uma consideração a ser

tomadas quanto a contagem de partículas é a questão da diluição do lubrificante, uma vez que em toda coleta eram retirados cerca de 10% do total do óleo em operação, sendo repostado com óleo totalmente novo. Outra consideração é a questão da profundidade atingida pela seringa ao coletar o óleo, podendo causar variações drásticas na concentração de partículas na amostra, uma vez que o óleo é coletado após um processo de parada da bancada. Uma forma de monitoramento in-line ou on-line é uma ótima oportunidade para um próximo trabalho.

4.1.2.2 Espectrometria por fluorescência de raios-x (XRF)

A Figura 87 apresenta a análise de elementos químicos realizada utilizando o espectrômetro de raios-x Oxford X-Supreme.

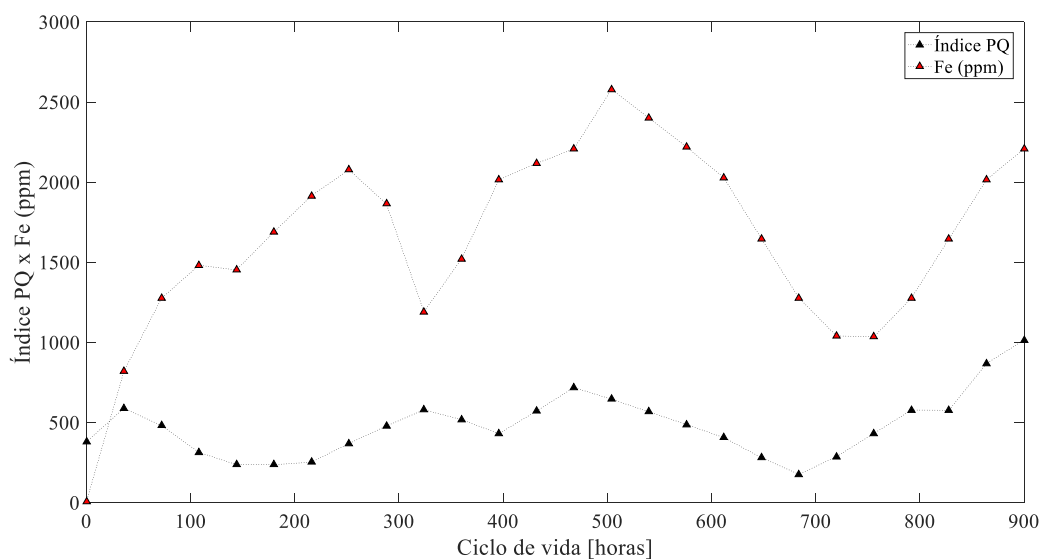
Figura 87 - Análise de elementos químicos utilizando espectrometria XRF do Ensaio 1.



Fonte: Próprio autor.

A análise de elementos químicos mostra que a maioria dos elementos analisados pouco se alteram ao longo do ensaio. Enxofre, fósforo e magnésio são elementos muito presentes em aditivos de lubrificantes. O ferro se altera ao longo do ensaio, indicando a presença do desgaste. A Figura 88 compara a variação do Índice PQ com a concentração de ferro da análise XRF.

Figura 88 - Comparação entre o Índice PQ e a análise do elemento Ferro por XRF.



Fonte: Próprio autor.

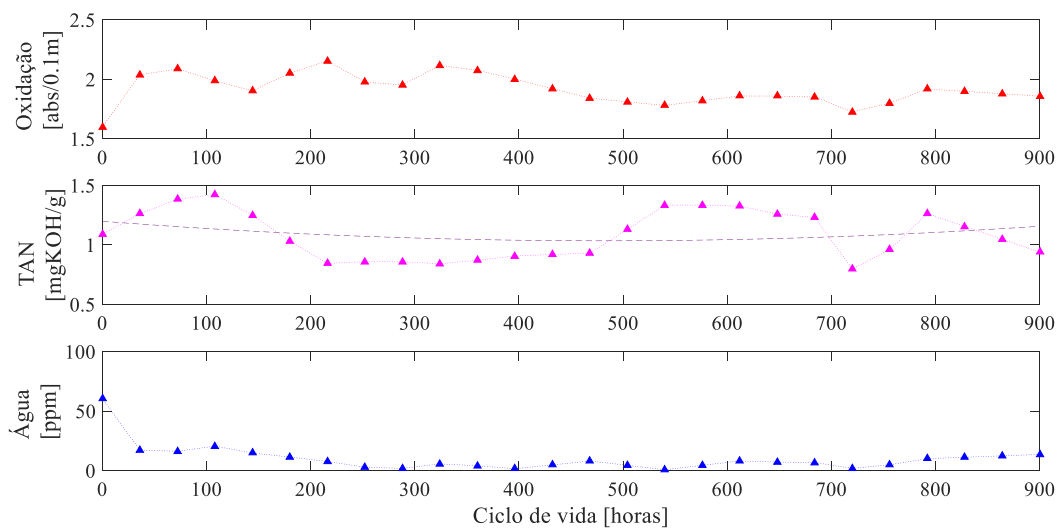
Ambos os gráficos apresentam uma tendência de crescimento, evidenciando o desgaste. E o Índice PQ se mostra inferior à concentração de ferro obtido por espectroscopia, o que pode indicar que existem poucas partículas acima de $5\ \mu\text{m}$. Tal fato pode indicar que o modo de desgaste ocorrendo é o esperado para engrenagens, fadiga combinada de deslizamento e rolamento. A aproximação das duas curvas perto de 800 horas pode indicar que os tamanhos das partículas estão aumentando, caracterizando um aumento da severidade do modo de desgaste.

4.1.2.3 Espectrometria por infravermelho

O espectrômetro Fluidscan trabalha com uma base de dados de óleos lubrificantes para a análise. A primeira etapa para a análise do espectro consiste em inserir a amostra de óleo em condições ideais para o que o instrumento identifique um óleo que apresenta um espectro semelhante em sua biblioteca. O óleo encontrado pela biblioteca garantiu alta compatibilidade de espectro com o óleo lubrificante utilizado (9.5 em uma escala de 0 a 10).

A análise por espectrometria por infravermelho (Figura 89) forneceu três informações da condição do óleo: oxidação, TAN e quantidade de água.

Figura 89 - Condição (oxidação, TAN e % água) do óleo lubrificante SAE 90 durante o ciclo de vida do par engrenado.



Fonte: Próprio autor.

A variação de TAN pode ser representativa da condição do sistema de lubrificação em engrenagens de alta potência, pois lubrificantes adequados apresentam componentes ácidos que perdem seu estoque ao longo do tempo e depois a curva se inverte com a formação de ácidos conforme o desgaste. No caso, o TAN se mostrou praticamente constante durante todo o ensaio. O mesmo ocorreu para a concentração de óxidos e de água nas amostras.

Figura 90 - Coroa e pinhão após o Ensaio 1.



Fonte: Próprio autor.

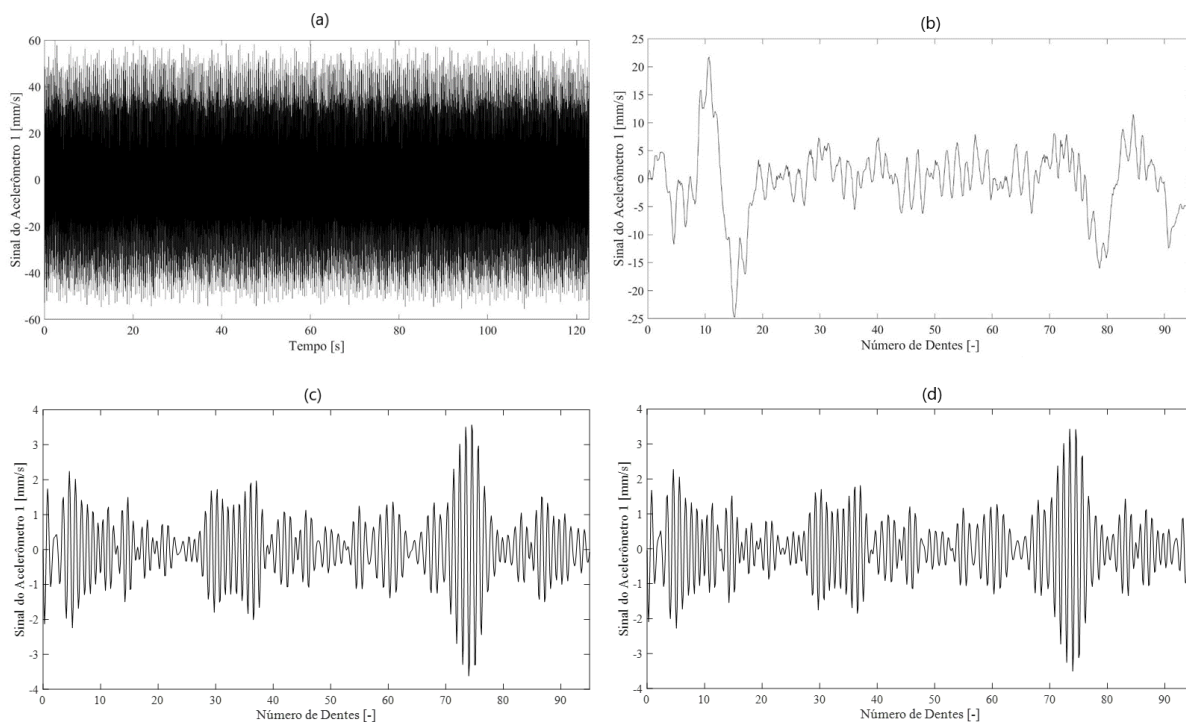
4.2 Ensaio 2 (entalhe)

O segundo ensaio consistiu na usinagem um entalhe na raiz de um dente de uma coroa para simular a presença de uma trinca. O entalhe foi realizado através de um processo de eletroerosão a fio. As dimensões do entalhe estão na Seção MATERIAIS E MÉTODOS.

A primeira etapa da análise deste ensaio é verificar se as técnicas de análise de sinais de vibração conseguem detectar a presença do entalhe na engrenagem. Em seguida, foi ensaiada a bancada experimental em 360 horas para observar se há a propagação do defeito (entalhe).

A Figura 91 (a) apresenta um sinal coletado no início do ensaio. Logo no sinal bruto, já é possível identificar picos ao longo do tempo que indicam a presença de um defeito impulsivo caracterizando a presença do entalhe.

Figura 91 – Sinais do acelerômetro 1 no Ensaio 2: (a) sinal original; (b) TSA separada em uma rotação da coroa; (c) TSA filtrada em torno da GMF; (d) sinal residual.



Fonte: Próprio autor.

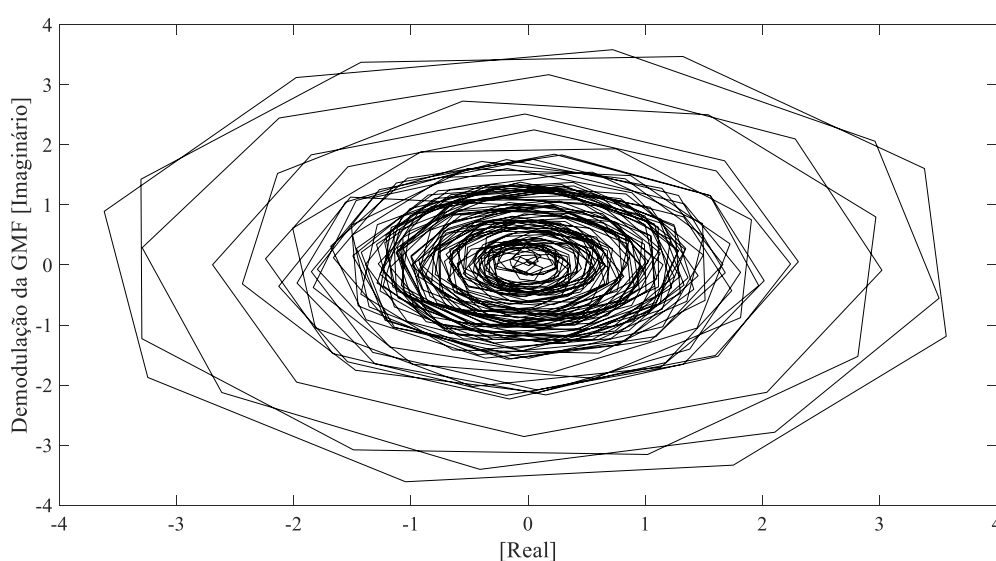
Em sequência, aplicamos a TSA (Figura 91 (b)) e a filtramos em mais e menos 300 Hz em torno da frequência de engrenamento GMF (Figura 91 (c)). Analisando a TSA filtrada, é possível identificar uma faixa do engrenamento em que picos altos são visíveis, do dente 70 ao 76, mais ou menos. Vale ressaltar que os posicionamentos dos dentes foram mantidos de acordo com o referencial inicial, pois dependendo do posicionamento do tacômetro, o dente número 1 não coincide com o dente que está engrenando no momento do registro do tacômetro.

A Figura 91 (d) mostra a aplicação do sinal residual, que apresenta um comportamento muito semelhante ao da TSA filtrada, evidenciando picos sobressaltados na região de 70 a 76 do engrenamento.

4.2.1 Demodulação temporal

A demodulação temporal também se mostrou capaz de identificar o entalhe. Isso pode ser visto tanto pela variação da órbita como pela distância máxima de órbita vistos na Figura 92.

Figura 92 - Demodulação da GMF do Ensaio 2.

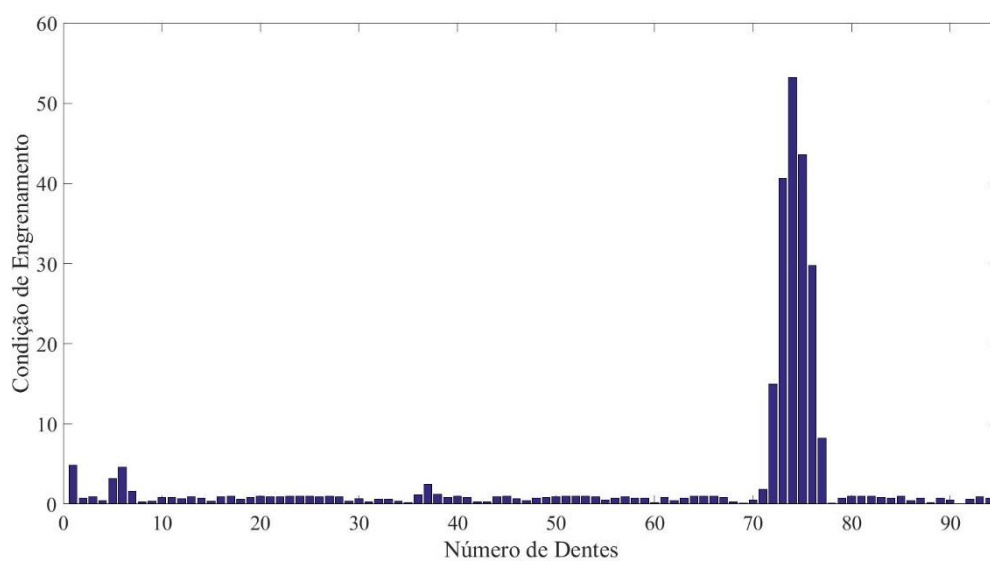


Fonte: Próprio autor.

4.2.2 Análise estatística via função densidade de probabilidade beta

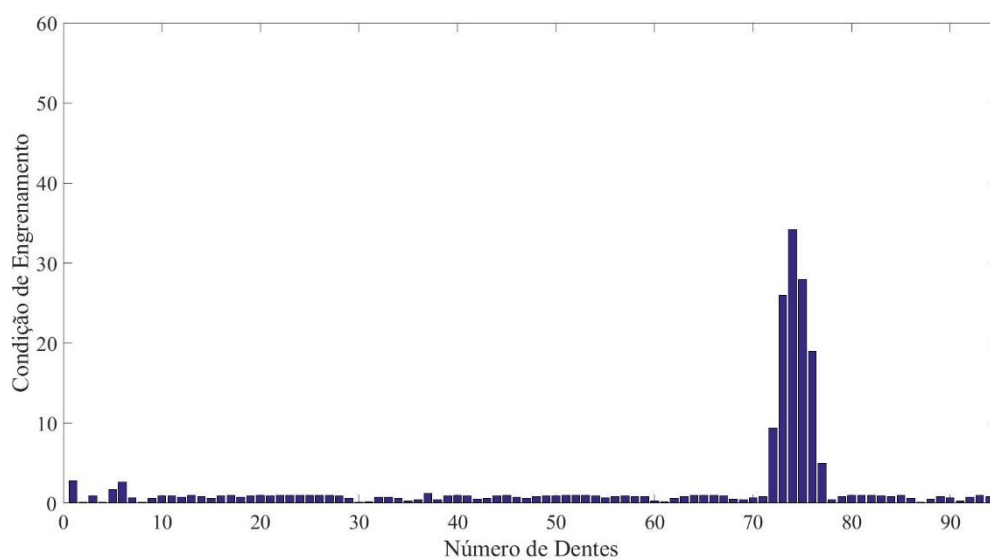
As análises estatísticas via função densidade de probabilidade também se mostraram extremamente capazes de identificar a presença do entalhe. A Análise Histórica Individual é vista na Figura 93 e a Análise Individual Independente é vista na Figura 94.

Figura 93 - Análise Histórica Individual do primeiro sinal do Ensaio 2.



Fonte: Próprio autor.

Figura 94 - Análise Individual Independente do primeiro sinal do Ensaio 2.



Fonte: Próprio autor.

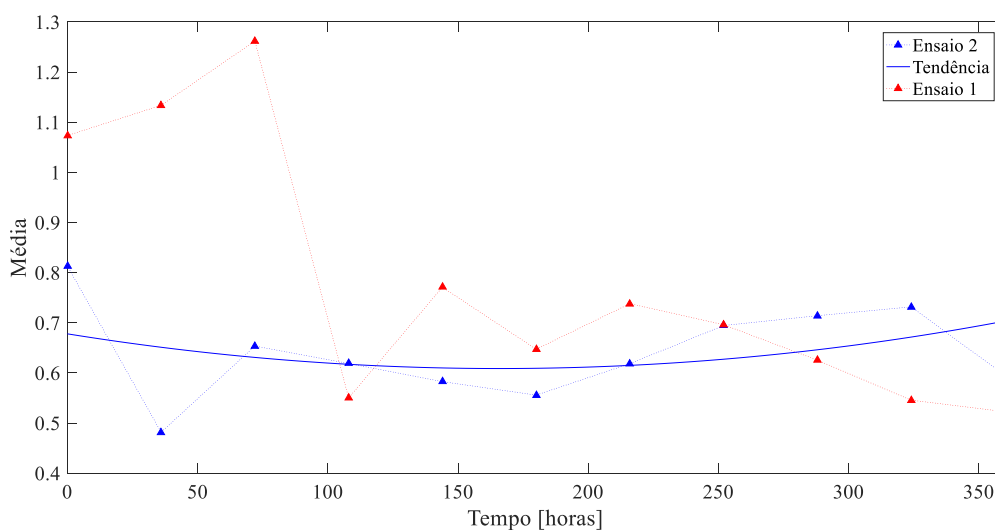
A Análise Individual Histórica responde muito bem a presença do entalhe devido a utilização do sinal de referência proveniente de um estado bom do par engrenado proveniente

do Ensaio 1. Mesmo assim, a Análise Individual Independente também é capaz de detectar a presença do entalhe.

4.2.3 Parâmetros estatísticos

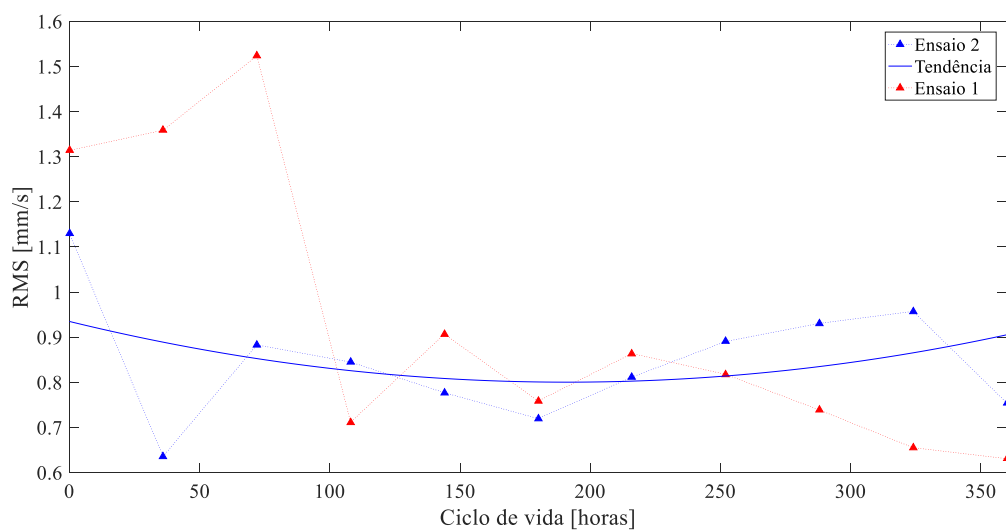
Para vermos a influência da presença do entalhe nos valores absolutos dos parâmetros estatísticos da TSA filtrada, plotamos cada parâmetro durante as 360 horas do Ensaio 2 comparado as 360 horas iniciais do Ensaio 1, conforme segue: média (Figura 95), RMS (Figura 96), variância (Figura 97), fator de forma (Figura 98), fator de crista (Figura 99), skewness (Figura 100) e kurtosis (Figura 101).

Figura 95 - Parâmetro média da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



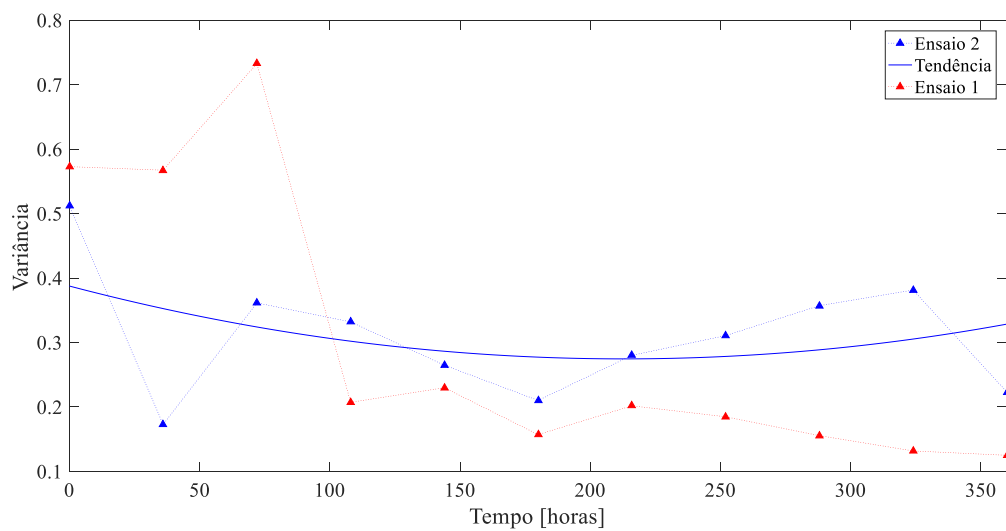
Fonte: Próprio autor.

Figura 96 - Parâmetro RMS da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



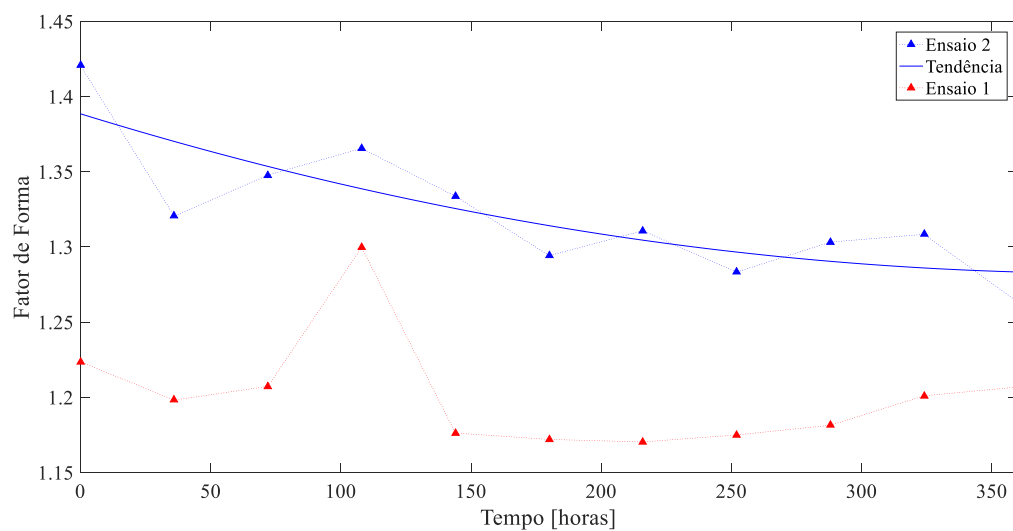
Fonte: Próprio autor.

Figura 97 - Parâmetro variância da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



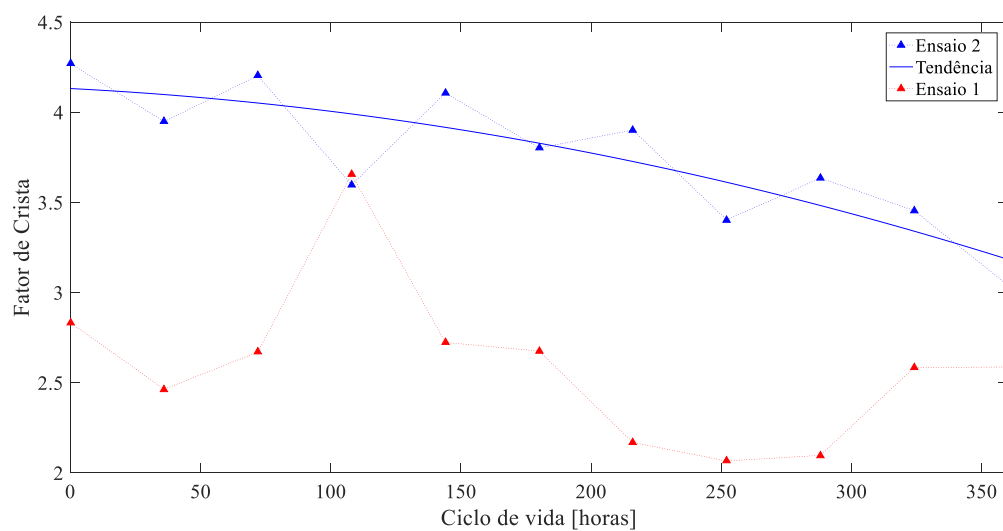
Fonte: Próprio autor.

Figura 98 - Parâmetro fator de forma da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



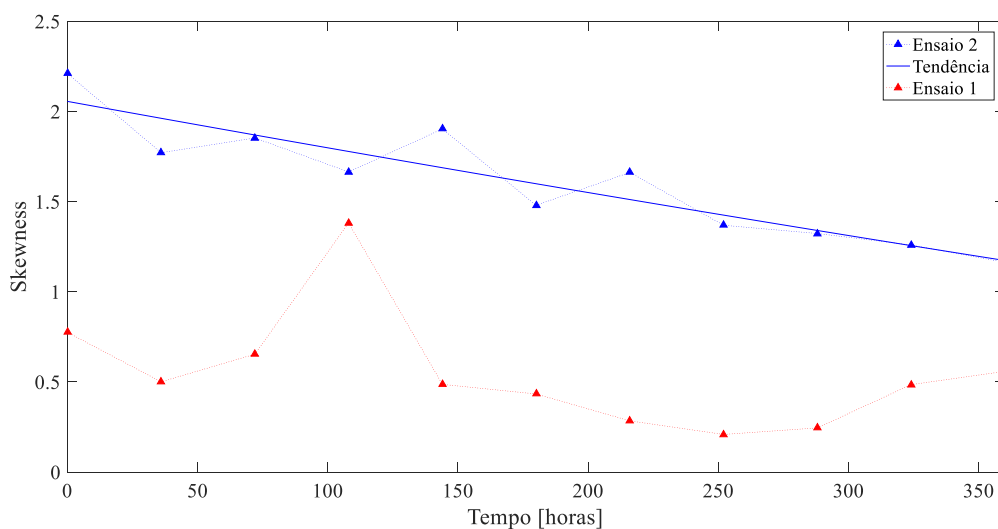
Fonte: Próprio autor.

Figura 99 - Parâmetro fator de crista da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



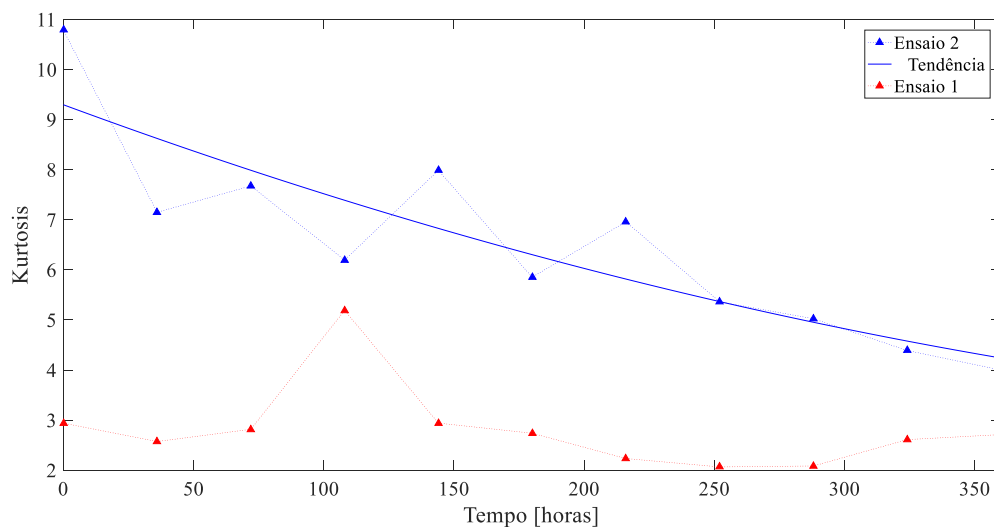
Fonte: Próprio autor.

Figura 100 - Parâmetro skewness da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



Fonte: Próprio autor.

Figura 101 - Parâmetro kurtosis da TSA filtrada em torno da GMF do Ensaio 2.



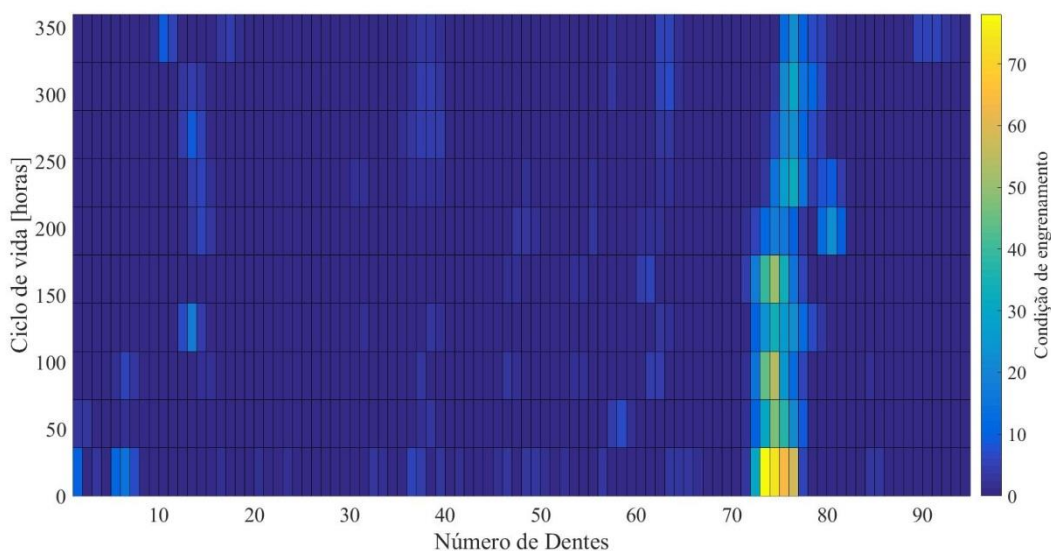
Fonte: Próprio autor.

Dos parâmetros avaliados acima quanto a capacidade de detecção do entalhe, a média, o RMS e a variância não evidenciaram a presença do entalhe do dente de engrenagem. O fator de forma evidenciou a presença do entalhe, mas sua utilização pode não ser indicada devido a baixa diferença entre o valor de um sinal sem defeito com um sinal com o entalhe. O fator de

crista evidenciou muito bem a presença do entalhe, enquanto a skewness e a kurtosis tiveram os melhores resultados, respectivamente.

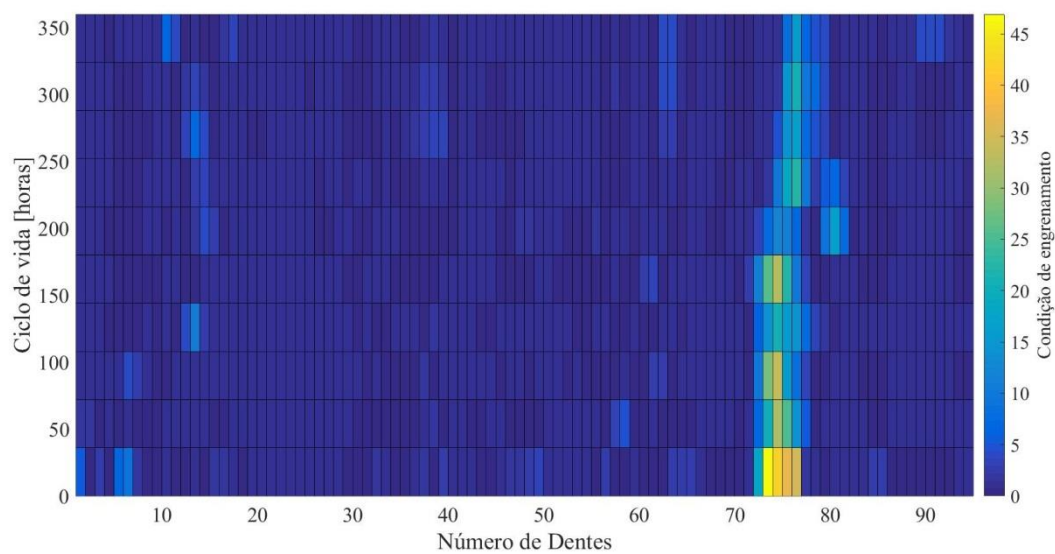
Quanto a avaliação da evolução do defeito, a média, o RMS e a variância se mantiveram praticamente constante, enquanto os demais parâmetros apresentaram tendência de queda ao longo do tempo. Isto pode ser relacionado ao fato de que o entalhe não causou o surgimento e propagação de trincas que levariam a quebra do dente e, de certa forma, o defeito foi sendo amaciado com o passar do tempo. A não evolução do entalhe para uma falha catastrófica é confirmada nas análises individuais estatísticas via PDF beta (Figura 102 e Figura 103) e pela inspeção microscópica do entalhe (Figura 104).

Figura 102 - Análise Individual Histórica do Ensaio 2.



Fonte: Próprio autor.

Figura 103 - Análise Individual Independente do Ensaio 2.



Fonte: Próprio autor.

Figura 104 - Acompanhamento do entalhe após 360 horas. a) entalhe na raiz do dente; b) aumento microscópico em 10x.



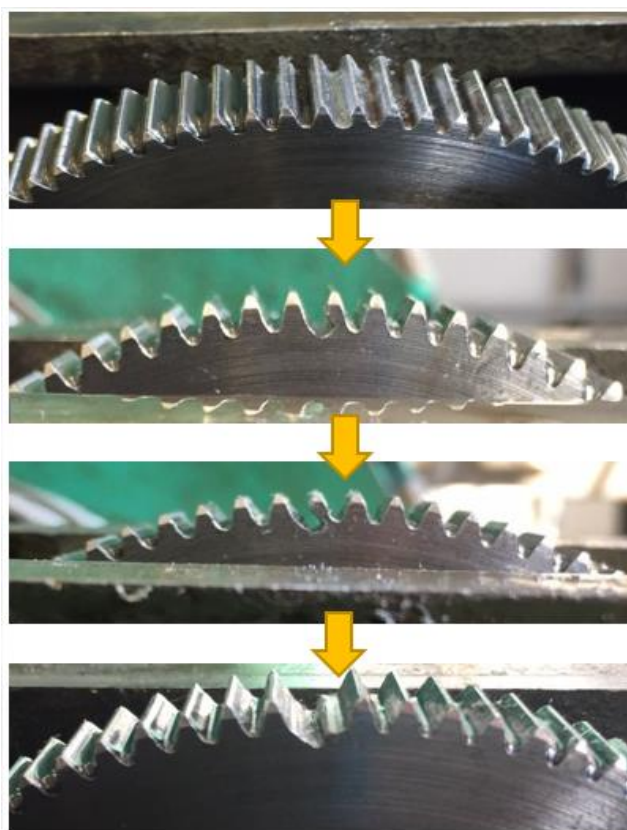
Fonte: Próprio autor.

A exemplo das análises de sinais de vibração e da inspeção visual, a análise de lubrificantes também não indicou nenhuma alteração que sinalizasse a presença de uma evolução de um defeito, por isso não há necessidade de plotar os resultados aqui.

4.3 Ensaio 3 (entalhe gradual)

O terceiro ensaio consisti na remoção gradual de material da base de um dente para correlacionar as técnicas de análise de sinais de vibração com o tamanho do defeito, no caso, um entalhe. A evolução do entalhe pode ser vista na Figura 105.

Figura 105 - Processo de expansão do entalhe na raiz do dente da coroa.



Fonte: Próprio autor.

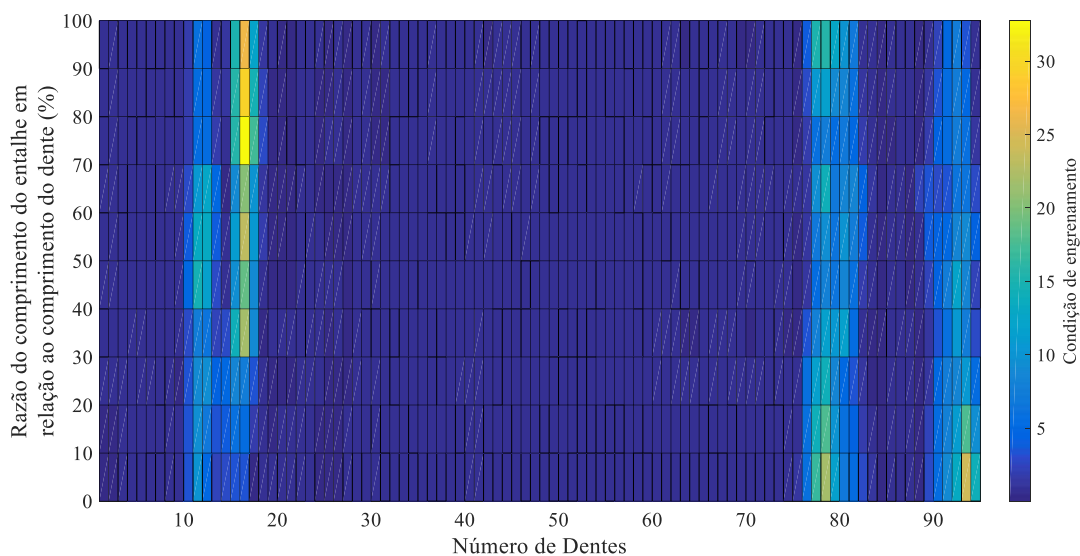
Como o ensaio foi realizado na mesma engrenagem em que estava o entalhe feito por eletroerosão a fio, realizamos apenas a análise estatística via função densidade de

probabilidade beta para analisar a evolução individual da região em que está presente o dente ensaiado. Outras técnicas seriam influenciadas pela presença do entalhe já que o padrão de vibração se altera no sinal global sob a presença de qualquer anomalia.

A medição do tamanho do entalhe foi obtida através do software de imagem Opticam Microscopia OPTHD, realizando medias relativas ao comprimento do entalhe em relação ao comprimento total do dente. Como o processo de obtenção do entalhe era manual, interpolações foram realizadas para a plotagem dos gráficos.

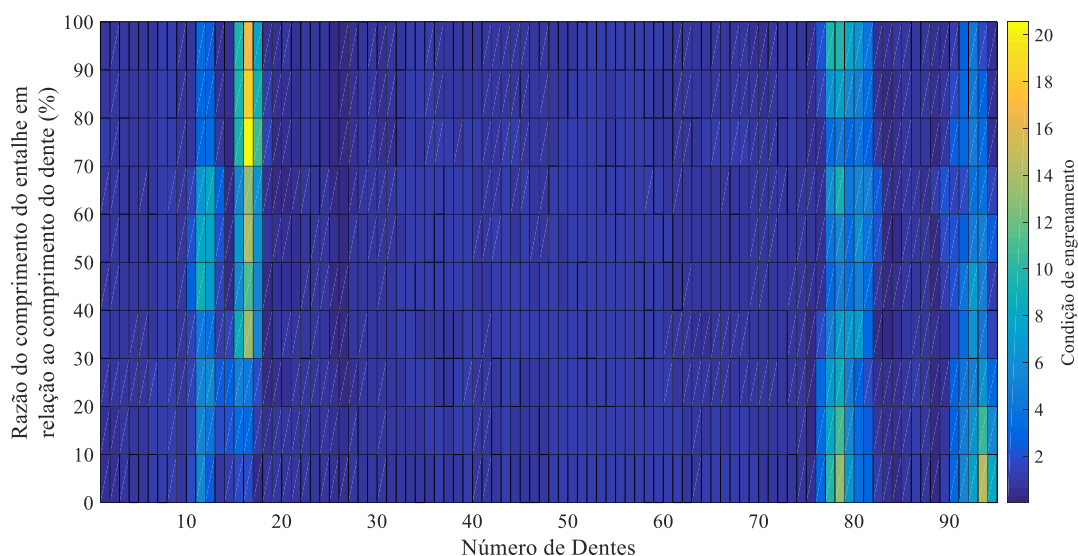
A Figura 106 mostra a Análise Individual Histórica utilizando função densidade de probabilidade beta e a Figura 107 mostra a Análise Individual Independente utilizando função densidade de probabilidade beta.

Figura 106 - Análise Individual Histórica via PDF beta do Ensaio 3.



Fonte: Próprio autor.

Figura 107 - Análise Individual Independente via PDF beta do Ensaio 3.



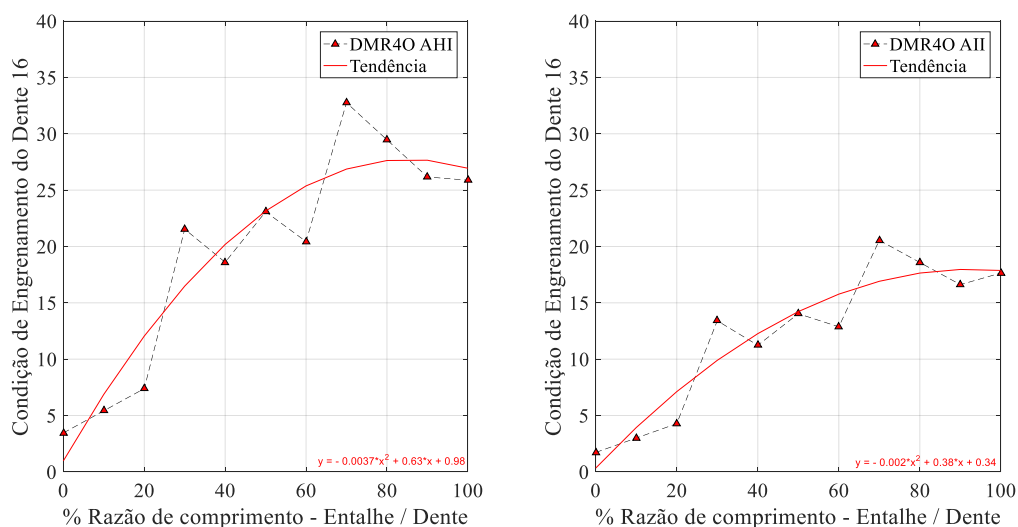
Fonte: Próprio autor.

Os mapas de condição de engrenamento mostram que as análises individuais via PDF beta identificam a evolução do tamanho do entalhe (Dente 16). A Análise Individual Histórica novamente se mostra mais adequada em razão de utilizar um sinal de boa condição de referência. A comparação do nível de severidade da condição de engrenamento de todo o mapa nos indica que algo alterou a intensidade deste em relação ao Ensaio 2. A presença de dois defeitos simultâneos na mesma engrenagem pode ser o fator que amortiza a intensidade do mapa.

Uma consideração em relação a análise individual por dente de engrenagem é a questão da utilização do tacômetro, pois, pequenas alterações de um sinal para outro podem deslocar um dente de posição no gráfico. Outra consideração seria a questão do número de pontos utilizados para os cálculos individuais dos parâmetros de cada dente, pois pequenas variações para mais ou para menos podem não representar fielmente a posição real do dente sendo analisado. Uma forma de minimizar este efeito seria regular a amostragem do sinal para que cada período de engrenamento possua mais pontos. Outro fator que pode ter amenizado a intensidade do resultado pode ter sido a condição do pinhão durante o processo, uma vez que se constatou que alguns dentes se danificaram durante a análise, apesar da TSA ser desenvolvida para minimizar o efeito de impulsos proveniente do pinhão.

Na Figura 108 avaliamos a evolução do parâmetro DMR4O (condição de engrenamento) em relação ao aumento do comprimento do entalhe em relação ao tamanho do dente utilizando as análises individuais histórica e independente.

Figura 108 - DMR4O em relação ao tamanho do entalhe através da Análise Individual Histórica e da Análise Individual Independente.



Fonte: próprio autor.

O comportamento da condição de engrenamento do Dente 16 é condizente com a perda de rigidez do dente causado pela perda de material na direção da linha de base da raiz. Novamente, a Análise Individual Histórica apresenta maior capacidade de detecção da evolução do defeito.

5 CONCLUSÕES

O Ensaio 1 mostrou que as técnicas de análise de vibrações são adequadas para avaliar o desgaste de uma engrenagem. Todas as técnicas apresentaram o comportamento característico da “curva da banheira”, onde o elemento passa primeiro por um estágio de amaciamento, depois para um estágio de operação normal e, ao fim da vida útil, os parâmetros voltam a aumentar. Os parâmetros que apresentaram maiores capacidades de detectar o agravamento do desgaste foram o fator de crista, a skewness, a kurtosis e a distância de órbita obtida por demodulação. O mapa de cores da análise espectral clássica também se mostrou útil para avaliar o desgaste.

A contagem de partículas utilizando PQA e o elemento químico ferro por espectroscopia de fluorescência de raios-x se mostrou adequada para avaliar o desgaste. Porém, observou-se que a alta relação entre quantidade de óleo de reposição e volume total de lubrificante na caixa ao longo dos ensaios pode influenciar nos resultados.

As análises comparativas de todo o engrenamento (AII e AIH) no Ensaio 1 evidenciaram o maior desgaste encontrado em uma região específica do dentado, confirmando que problemas superficiais de desgaste são perceptíveis em análise de vibrações.

As análises individuais (AHI e AII) utilizando função densidade de probabilidade beta se mostraram extremamente eficazes para localizar defeitos pontuais em dentes de engrenagens, tanto um desgaste avançado como na presença do entalhe.

Os parâmetros que responderam bem em amplitudes à presença de um entalhe simulando uma trinca foram: fator de forma, fator de crista, skewness e kurtosis. As técnicas de detecção TSA, sinal residual e, principalmente, demodulação temporal se mostraram capazes de detectar a presença do entalhe.

O Ensaio 3 mostrou que a análise estatística utilizando função densidade de probabilidade beta identifica a evolução do comprimento do entalhe, definindo um ponto de partida para estudos do monitoramento da propagação de trincas em dentes de engrenagem utilizando padrões de sinais vibratórios.

5.1 Trabalhos futuros

Para trabalhos futuros com análise de vibrações de pares engrenados, recomenda-se a utilização de técnicas de processamento de sinais no domínio tempo-frequência como, por exemplo, transformada curta de Fourier (STFT), transformada wavelet, distribuição Wigner-Ville, entre outras.

Para trabalhos futuros com análise de lubrificantes de pares engrenados, recomenda-se a utilização de uma nova bancada experimental, em que a quantidade de óleo de amostragem seja irrelevante frente ao volume total de óleo na carcaça da caixa de engrenagem, evitando assim distorções nas análises.

Para o estudo da propagação de trincas, recomenda-se a aplicação de modelos dinâmicos para simular o comportamento da propagação da trinca, obtendo sinais simulados e aplicando as técnicas de análise de vibrações para constatação do fenômeno.

Para o estudo da resposta vibratória de um par engrenado com um dente entalhado, recomenda-se a utilização de técnicas de remoção de material mais precisas para a obtenção do entalhe e, um maior número de tamanhos de entalhe para a avaliação. Variações da forma do entalhe também são recomendadas.

REFERÊNCIAS

- ALEMAYEHU, F.M.; EKWARO-OSIRE, S. Probabilistic MBDA and PHM for reliability of wind turbine drivetrain. In: **PROBABILISTIC PROGNOSTICS AND HEALTH MANAGEMENT OF ENERGY SYSTEMS WORKSHOP**, 2015, Ilha Solteira. **Anais...** Ilha Solteira – Unesp, 2015. p. 6-8.
- ALMEIDA, R. G. T. **Estudo da relação entre viscosidade do lubrificante e vibração em uma caixa de engrenagens**. 2006. 140 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- AN, D.; CHOI, J. H.; KIM, N.H. Prognostics 101: A tutorial for particle filter-based prognostics algorithm using Matlab. **Reliability Engineering & System Safety**, Barking, v. 115, p. 161-169, 2013.
- ANTONIOLLI, E. B. **Estudo comparativo de técnicas de medição e análise de vibrações para a manutenção preditiva em mancais de rolamentos**. 1999. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1999.
- AQUINO, M. B. **Aplicação da função densidade de probabilidade beta no diagnóstico de defeitos de montagem em redutores de engrenagens**. 2004. 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, 2004.
- ARATO JUNIOR, A. **Manutenção preditiva: usando análise de vibrações**. Barueri: Manole, 2004.
- BARNES, J. W. **Statistical analysis for engineers and scientists: a computer-based approach**. Singapore: McGraw-Hill, 1994. 396 p.
- BARNES, M. **Viscosity: how it is measured and reported**. Houston: Noria Corporation, 2002. p. 46-50.
- BARRACLOUGH, T. G.; SPERRING, T. P.; ROYLANCE, B. J.; NOWELL, T.; HODGES, D. Generic-based wear debris identification—the first step towards morphological classification. In: **INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONDITION MONITORING**, 1999, [S. l.]. **Proceeding...** [S. l.: s. n.], 1999. p. 525-538.
- BARRON, R. **Engineering condition monitoring: practice, methods and applications**. England: Addison Wesley Longman, 1996. 256 p.
- BAYER, R. G. **Mechanical wear prediction and prevention**. Marcel Dekker, 1994. 657 p.
- BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G. **Random data: analysis and measurement procedures**. 4th. Hoboken: Wiley, 2010. 640 p.
- BIJWE, J.; GARG, A.; GHANDI, O. Reassessment of engine oil periodicity in commercial vehicles. **Lubrication Engineering**, Park Ridge, v. 56, p. 23–39, 2000.

- BLAU, P. J. **Friction science and technology**. New York: Marcel Dekker, 1996. 399 p.
- BOWEN, E. R.; WESTCOTT, V. C. **Wear particle atlas**. Byrlington: Foxboro Analytical, 1980.
- BRAUN, S. **Mechanical signature analysis: theory and applications**. London: Academic, 1986. 384 p.
- CARRETEIRO, R. P.; MOURA, C. R. S. **Lubrificantes e lubrificação**. Rio de Janeiro: Makron Books, 1975.
- CHOY, F. K.; POLYSHCHUK, V.; ZAKRAJSEK, J. J.; HANDSCHUH, R. F.; TOWNSEND, D. P. Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system. **Tribology International**, Surrey, v. 29, n. 1, p. 77-83, 1996.
- COHEN, L. **Time frequency analysis**. New Jersey: Prentice Hall, 1995. 300 p.
- CUERVA, M. P. **Análise da influência da contaminação do lubrificante por biodiesel em um equipamento pin-on-disk**. 2013. 159 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, 2013.
- CUNHA, R. C. **Análise do estado de conservação de um redutor de velocidade através da técnica de partículas de desgaste no óleo lubrificante auxiliada pela análise de vibrações**. 2005. 164 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2005.
- DALLEY, R. **Oil/wear particle analysis: a predictive maintenance tool**. Ohio: Tech. Rep., 2002.
- DALPIAZ, G.; RIVOLA, A.; RUBINI, R. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 14, n. 3, p. 387-412, 2000.
- EBERSBACH, J. **Artificial intelligent system for integrated wear debris and vibration analysis in machine condition monitoring**. 2007. Thesis (PhD) - James Cook University, 2007.
- FITCH, J. C.; TROYER, D. D. Sampling methods for used oil analysis. **Tribology & Lubrication Technology**, Park Ridge, v. 56, n. 3, p. 40–47, 2000.
- FORRESTER, D. **Time-Frequency analysis in machine fault detection**. In: BOUALEM, B. Time–Frequency signal analysis: methods and application. Melbourne: Wiley Halsted, 1992. v.1, cap.18, p. 03-42.
- GLAESER, W. A. **Wear debris classification**. Battelle: [s. n.], 2001.
- HENG, R. B. W.; NOR, M. J. M. Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition. **Applied Acoustic**, [S. l.], v. 53, n. 1-3, p. 211-226, 1998.

HEYNS, T.; GODSILL, S. J.; DE VILLIERS, J. P.; HEYNS, P. S. Statistical gear health analysis which is robust to fluctuating loads and operating speeds. **Mechanical systems and signal processing**, London, v. 27, p. 651-666, fev. 2012.

HÖHN, B. R.; MICHAELIS, K. Influence of oil temperature on gear failures. **Tribology international**, Kidlington, v. 37, n. 2, p. 103-109, Feb. 2004.

JOST, H. P. Tribology: how a word was coined 40 years ago. **Tribology and Lubrication Technology**, v. 62, n. 3, p. 24-29, 2006.

KARDEC, A. **Manutenção: função estratégica**. 3. ed. rev. e ampl. Rio de Janeiro: Qualitymark, 2009. 384 p.

KELLY, A.; HARRIS, M. J. **Administração da manutenção industrial**. [S. l.]: Instituto Brasileiro de Petróleo – IBP, 1980.

JONES, M. H.; SCOTT, D. **Industrial tribology**. [S. l.]: Elsevier, 1991.

LAGO, D. F. **Manutenção de redutores de velocidade pela integração das técnicas preditivas de análise de vibrações e análise de óleo lubrificante**. 2007. 180 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2007.

LEE, S. K.; WHITE, P. R. Fault identification for rotating machinery using adaptive signal processing and time-frequency analysis. In ASME DESIGN ENGINEERING CONFERENCE, 17., 1997, Sacramento. **Proceedings...** Sacramento: ASME, 1997. p. 1-12.

LENZI, A. **Revisão bibliográfica sobre técnicas de diagnóstico de defeitos em máquinas**. [S. l.: s. n.], 1991.

LIU, Y.; LIU, Z.; XIE, Y; YAO, Z. Research on an on-line wear condition monitoring system for marine diesel engine. **Tribology International**, Surrey, v. 33, p. 829–235, 2000.

LUDEMA, K. **Friction, wear, lubrication: a textbook in tribology**. Boca Raton: CRC, 1996.

LYNN, P. A.; FUERST, W. **Digital signal processing: with computer applications**. West Sussex: J. Wiley & Sons, 1996. 400 p.

MARU, M. M. **Estudo do desgaste e atrito de um par metálico sob deslizamento lubrificado**. Dissertação (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2003. 254 p.

MCFADDEN, P. D. A revised model for the extraction of periodic waveform by time domain averaging. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 1, n. 1, p. 83-95, 1987a.

MCFADDEN, P. D. **Analysis of the vibration of the input bevel pinion in RAN Wessex helicopter main rotor gearbox**. Melbourn: ARL Aero Propulsion Report 169, 1985.

MCFADDEN, P. D. **Condition monitoring of rolling element bearing by vibration analysis**. [S. l.]: Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 1990. p. 49-53.

MCFADDEN, P. D. Detection of gear faults by decomposition of matched difference of vibration signals. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 14, n. 5, p.805-17, 2000.

MCFADDEN, P. D. Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of meshing vibration. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 1, n. 2, p. 173-83, 1987b.

MCFADDEN, P. D.; TOOZHY, M. M. Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearings. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, 2000, v. 14, n. 6, p. 891-906.

MCFADDEN, P. D.; WANG, W. J. **Analysis of gear vibration signatures by the weighted Wigner-Ville distribution**. [S. l.]: Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, 1992. p. 387-393.

MELO, T. M. **Aplicação da Transformada de Hilbert e separação em bandas clínicas para redução do eletroencefalograma de longa duração**. 2015. 70 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Biomédica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ, 2015.

MENDONÇA, A. E. R. **Aplicação de redes neurais artificiais na identificação em redutores mecânicos de engrenagens**. 2001. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2001.

MIRSHAWKA, V. **Manutenção preditiva: caminho para zero defeitos**. São Paulo: Makron Books. 318 p. 1991.

MOBLEY, R. K. **An introduction to predictive maintenance**. [S. l.]: Butterworth-Heinemann, 2002.

NEWELL, G. E. Oil analysis cost-effective machine condition monitoring technique. **Industrial Lubrication and Tribology**, Droitwich, v. 51, n. 3, p. 119–124, 1999.

NEWLAND, D. E. **An introduction to random vibrations, spectral and wavelet analysis**. 3. ed. New York: Longman Scientific & Technical, 1993. 476 p.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

OPPEINHEIM, A. V.; SCHAFER, R. W.; BUCK, J. R. **Discrete-time signal processing**. 2. ed. Upper Saddle River, 1999. 870 p.

OXFORD INSTRUMENTS. **Products**. Abingdon: Oxford Instruments, 2013.

PENG, Z.; KIRK, T. B. Computer image analysis of wear particles in 3 dimensions for machine condition monitoring. **Wear**, Lausanne, v. 223, p. 157–166, 1998.

PETROBRÁS. **Lubrificantes: fundamentos e aplicações**. Rio de Janeiro: Ed. Petrobrás, 1999.

POA. **Practicing Oil Analysis**. [S. l.], 2002. p. 46–50.

PODSIADLO, P.; STACHOWIAK, G. W. Characterization of surface topography of wear particles by sem stereoscopy. **Wear**, Lausanne, v. 206, p. 39–52, 1997.

PPHMES. Probabilistic Prognostics and health management of energy systems workshop. In: THE PPHMES WORKSHOP, 2015, Ilha Solteira. **Proceedings...** Ilha Solteira: UNESP, 2015.

PQA. **Automatic ferrous debris monitor user manual**. Kittiwake: Analex, 2003.

RABINOWICZ, E. **Friction and wear of materials**. 2. ed. New York: John Willey and Sons, 1995.

RANDALL, R. B. A new method of modelling gear faults. **ASME Journal of Mechanical Design**, New York, v. 104, p. 259-62, 1982.

ROYLANCE, B. J.; HUNT, T. M. **The wear debris analysis handbook**. United Kingdom: Coxmoor Publishing Company, 1999.

SAAVEDRA, P.; ESPINOZA, J. **An integrated approach method to rotating machinery fault diagnosis**. [S. l.]: Condition Monitoring'87, 1987. p. 685-704.

SAMPAIO, D. J. B. S.; SOUSA, V. G. S.; RUBBO, D.; COSTA, A. F.; GLATT, R. Manutenção preditiva com inspeção termográfica inteligente. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE SISTEMAS ELÉTRICOS, 2014, Foz do Iguaçu. **Anais...** Foz do Iguaçu: [s. n.], 2014.

SANKARARAMAN S.; DAIGLE, M. J.; GOEBEL, K. Uncertainty quantification in remaining useful life prediction using first-order reliability methods. **IEEE Transactions on Reliability**, New York, v. 63, n. 2, p. 603-619, 2014.

SILVA, D. G. **Diagnóstico de falha em redutores de velocidade submetido à variação de potência**. 2001. 229 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2001.

SILVA, E. F. M. S. **Investigação de técnicas para o acompanhamento do desgaste de um par engrenado utilizando tribologia e análise de resposta dinâmica processada via função densidade probabilidade beta**. 2015. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2015.

SIMON, D.; BRUCE, G. **Foundations of spectroscopy**. Melbourne: Oxford University Press, 2000.

SKF. **Análise de vibrações I: WI211**. [S. l.], 2012.

SKF. **Why synchronous time averaging?: condition monitoring**. San Diego: SKF, 1996 (Application note CM3016).

SNIDLE, R. W.; EVANS, H. P.; ALANOU, M. P.; HOLMES, M. J. **Understanding scuffing and micropitting of gears**. In: NATO RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANISATION SPECIALISTS' MEETING ON THE CONTROL AND REDUCTION OF

WEAR IN MILITARY PLATFORMS, 2004, Virgínia. **Proceedings...** Virgínia: [s. n.], 2004. p. 14-18.

SPECTRO INC. **Using infrared spectroscopy for the determination of TAN and TBN in machinery lubrication oils.** Q1000TAN-TBN_WPv2_2013-04-15, 2013.

STACHOWIAK, G. W. Numerical characterization of wear particle morphology and angularity of particles and surfaces. **Tribology Letters**, v. 8-12, p. 371–389, 1997.

STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering tribology**. 3. ed. New York: Elsevier, 2005.

STEWART, R. M. **Some useful data analysis techniques for gearbox diagnostics**. [S. l.]: Institute of Sounds and Vibration, MHR/R/10/77, 1977.

TANNÚS, D. F.; GONÇALVES, A. C. **Análise do estado de conservação de um redutor de velocidade através da técnica de partículas de desgaste do óleo lubrificante**. In: CRE04-TE03 – XI CREEM UFRJ/IPRJ, 2004, Nova Friburgo. **Anais...** Nova Friburgo: Instituto Politécnico, 2004.

TEXACO. **Fundamentos de lubrificação automotiva**. Rio de Janeiro: Texaco, 2005. 72 p.

THRANE, N.; WISMER, J.; KONSTANTIN-HANSEN, H; GADE, S. **Practical use of the “Hilbert transform”**. Application note (BO 0437-11). Denmark: Brüel & Kjaer, [20--?]

TOMS, L. A. **Machinery oil analysis – methods, automation & benefits – a guide for maintenance manager, supervisors & technicians**. 2nd. ed. Virginia Beach: Coastal Skills Training Inc., 1998.

VITORINO, C. R. S. **Modelagem dinâmica de caixa multiplicadora de velocidades de aerogeradores**. Projeto de graduação – Universidade de Brasília – Faculdade de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica, 2012.

XAVIER, A. N. Manutenção classe mundial. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE MANUTENÇÃO, 2008, Salvador. **Anais...** Salvador: [s. n.] 2008.

WANG, H.; WILLIAMS, K. The vibrational analysis and experimental verification of a plane electrical machine stator model”. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 9, n. 4, p. 429-438, 1995.

WANG, W. J.; MCFADDEN, P. D. Application of wavelets to gearbox vibration signals for fault detection. **Journal of Sound and Vibration**, London, v. 192, n. 5, p. 927-39, 1996.

WEIDLICH, F. **Avaliação da lubrificação de rolamentos de motores elétricos por ultrassom**. 2009. 126 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

WINER, W. O. Future trends in tribology. **Wear**, Lausanne, v. 136, p. 19-27, 1910.

WINTER, H.; OSTER, P. Influence of lubrication on pitting and micropitting resistance of gears. **International Journal of Fatigue**, London, p. 16-23, 1990.

WYATT, J. F.; MEMME, M. J. **Practical condition monitoring**. [S. l.]: Condition Monitoring'87, 1987. p. 31-57.

ZUMDAHL, S. S. **Chemistry**. 4th. ed. Boston: Houghton Mifflin, 1997.

APÊNDICE A - Rotinas de análise de sinais de vibração

Rotina 1 – Definições de sistema e amostragem do sinal

```
%% Sistema
load Sinal;
load Trigger;
% Amostragem do Sinal
fs=10000; npb=4096;
% Par Engrenado
Z1=95; Z2=44; mult=Z1/Z2;
% Definição de Voltas Mínimas
j=lcm(Z1,Z2); nrcm=j/Z1;
nrpm=j/Z2;
% Pontos e Blocos
np=length(Sinal); nb=np/npb;
TPo=0:1/fs:(1/fs)*((nb*npb)-1);
TPo=TPo';
% Plotagem do sinal
plot(TPo,Sinal);
```

Rotina 2 – Aplicação da TSA

```
%% TSA
% Normalização do Sinal Trigger
Tg1(:,1)=Trigger(:,1);
for i=1:1:np
    if Tg1(i,:)<0.5
        Tg1(i,:)=0;
    end
    if Tg1(i,:)>=0.5
        Tg1(i,:)=5;
    end
end
% Identificação dos Pontos de Voltas
j=0;
for i=1:1:(np-2)
```

```
    if (Tg1(i,:)==5 &&
Tg1(i+1,:)==5 && Tg1(i+2,:)==0)
        j=j+1; ptV(j,1)=i+1;
    end
end
% Diferença em Pontos de Todas Voltas
for i=1:1:length(ptV)-1
    dif(i)=ptV(i+1)-ptV(i);
end
% Pontos por Volta e Voltas
difM=max(dif); npc=difM+1;
nrc=length(ptV)-1;
nrc=floor(nrc/nrcm)*nrcm;
% Frequências de Giro
T1=difM/fs; f1=1/T1;
T2=1/((Z1/Z2)*f1); f2=1/T2;
% GMF e Harmônicas
fGMF=f1*Z1; j=0;
for i=fGMF:fGMF:fs/2
    j=j+1; HGMF(j)=i;
end
%% TSA
% Separação em Blocos por Volta
for i=1:1:length(ptV)-1
    Aca(:,i)=Sinal(ptV(i):ptV(i)+difM,
1);
end
% Cálculo da TSA
TSA=zeros(npc,nrc);
TSA(:,1)=Aca(:,1);
for i=1:nrc-1
    TSA(:,i+1)=TSA(:,i)+((Aca(:,i+1)-
TSA(:,i))/(i+1));
end
% TSA
```

```
TSA=TSA(:,nrc);
% Vetores
TPc=0:1:np-1; TPc(1)=0;
TPc=(1/fs)*TPc;
Rotc=0:Z1./(length(Ac1)-1):Z1;
% Plotagem do sinal
plot(TPc,TSA);
```

Rotina 3 – Filtragem digital

```
%% Filtros Digitais
% Passa-alta (1000 Hz)
fc1=1000; fc=[fc1]; wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'high');
TSAf1=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-banda (300/1000 Hz)
fc1=300; fc2=1000; fc=[fc1 fc2];
wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'bandpass');
TSAf2=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-baixa (300 Hz)
fc1=300; fc=[fc1]; wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'low');
TSAf3=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-banda (GMF-300/GMF+300 Hz)
fc1=fGMF-300; fc2=fGMF+300;
fc=[fc1fc2]; wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'bandpass');
TSAf4=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-banda (2xGMF-300/2xGMF+300 Hz)
fc1=(2*fGMF)-300;
fc2=(2*fGMF)+300; fc=[fc1 fc2];
wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'bandpass');
TSAf5=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-banda (3xGMF-300/3xGMF+300 Hz)
fc1=(3*fGMF)-300;
fc2=(3*fGMF)+300; fc=[fc1 fc2];
```

```
wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'bandpass');
TSAf6=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-banda (Ressonante 1 - 550 Hz)
fn1=550; fc1=fn1-100; fc2=fn1+100;
fc=[fc1 fc2]; wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'bandpass');
TSAf7=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Passa-banda (Ressonante 2 - 760 Hz)
fn2=760; fc1=fn2-100; fc2=fn2+100;
fc=[fc1 fc2]; wn=fc/(fs/2);
[p1,p2]=butter(7,wn,'bandpass');
TSAf8=filtfilt(p1,p2,TSA);
% Plotagem do sinal
TSAFilt=TSAf4;
plot(TPc,TSAFilt);
```

Rotina 4 – Sinal residual

```
%% Sinal Residual
% Definição dos sinais
Resid=TSAFilt;
% Filtro Rejeita-Banda (GMF + Harmônicas)
for i=1:1:length(HGMF)
    fc1=HGMF(i)-(0.7*f1);
    fc2=HGMF(i)+(0.7*f1); fc=[fc1
    fc2]; wn=fc/(fs/2);
    [p1,p2]=butter(6,wn,'stop');
    Resid=filtfilt(p1,p2,TSAFilt);
end
% Plotagem do sinal
plot(TPc,Resid);
```

Rotina 5 – Demodulação temporal

```
%% Demodulação Temporal
% GMF
```

```

j=hilbert(TSAFilt);
Demod1(:,1)=real(j);
Demod1(:,2)=imag(j);
% 2xGMF
j=hilbert(TSAf5);
Demod2(:,1)=real(j);
Demod2(:,2)=imag(j);
% 3xGMF
j=hilbert(TSAf6);
Demod3(:,1)=real(j);
Demod3(:,2)=imag(j);
% Ressoante 1
j=hilbert(TSAf7);
Demod4(:,1)=real(j);
Demod4(:,2)=imag(j);
% Ressoante 2
j=hilbert(TSAf8);
Demod5(:,1)=real(j);
Demod5(:,2)=imag(j);
% Distância máxima de órbita
Dmd1=max(max(abs(Demod1)));
Dmd2=max(max(abs(Demod2)));
Dmd3=max(max(abs(Demod3)));
Dmd4=max(max(abs(Demod4)));
Dmd5=max(max(abs(Demod5)));
% Plotagem do sinal
plot(Demod1(:,1),Demod1(:,2));

```

Rotina 6 – Análise espectral clássica

```

%% Análise Espectral Clássica
% Original
j=2^nextpow2(length(Sinal));
tf=fft(Sinal,j)/(length(Sinal));
Sinaly=2*abs(tf(1:j/2+1));
Sinalx=fs/2*linspace(0,1,j/2+1);
% TSA
j=2^nextpow2(length(TSA));
tf=fft(TSA,j)/(length(TSA));
TSAy=2*abs(tf(1:j/2+1));
TSAx=fs/2*linspace(0,1,j/2+1);

```

```

% TSA Filtrada
j=2^nextpow2(length(TSAFilt));
tf=fft(TSAFilt,j)/(length(TSAFilt));
TSAFilty=2*abs(tf(1:j/2+1));
TSAFiltx=fs/2*linspace(0,1,j/2+1);
% Residual
j=2^nextpow2(length(Resid));
tf=fft(Resid,j)/(length(Resid));
Residy=2*abs(tf(1:j/2+1));
Residx=fs/2*linspace(0,1,j/2+1);
% Plotagem do sinal
plot(TSAFilty,TSAFiltx);

```

Rotina 7 – Análise Histórica Global (PDF beta)

```

% Normalização
sn=abs(TSAFilt/rms(TSAFilt));
sn=sn+(0.03*max(sn));
sn=sn/(3*pi());
xpto=0:1/(length(sn)):1;
% PDF Beta (Sinal Completo)
md=(mean(sn)); vr=(var(sn));
a=((md/vr))*((1-md)*md-vr);
b=((1-md)/vr))*((1-md)*md-vr);
m4oc=((a+3)*(a+2)*(a+1)*a)/((a+b+3)*(a+b+2)*(a+b+1)*(a+b));
m4mc=(3*a*b*(-2*a*b+2*b^2+2*a^2+a^2*b+a*b^2))/((a+b)^4*(a+b+1)*(a+b+2)*(a+b+3));
km4c=(3*(2*a^2+a^2*b-2*a*b+a*b^2+2*b^2)*(a+b+1))/(a*b*(a+b+2)*(a+b+3));
fdpbc=betapdf(xpto',a,b);

```

Rotina 8 – Análise Individual Histórica (PDF beta)

```

% Normalização

```

```

sn=abs(Ac21/rms(Ac21));
sn=sn+(0.03*max(sn));
sn=sn/(3*pi());
xpto=0:1/(length(sn)):1;
% Sinal de Referência
load fdpRef; load sinalRef;
% PDF Beta de Cada Dente
% Ponto Inicial e Final de Cada Dente
ptD(:,2)=1:Z1;
ptD(:,2)=ptD(:,2)*length(sn)/Z1;
ptD(:,2)=round(ptD(:,2));
ptD(:,1)=ptD(:,2)-(length(sn)/Z1);ptD(1,1)=1;ptD(:,1)=round(ptD(:,1));
% Cálculo dos Parâmetros por Dente
k=1;
for i=1:Z1
    for j=ptD(i,1):ptD(i,2)
        vaux(k)=sn(j);k=k+1;
    end

md=(mean(vaux));vr=(var(vaux));a=(md/vr)*((1-md)*md-vr);b=((1-md)/vr)*((1-md)*md-vr);

m4o=((a+3)*(a+2)*(a+1)*a)/((a+b+3)*(a+b+2)*(a+b+1)*(a+b));
m4m=(3*a*b*(-2*a*b+2*b^2+2*a^2+a^2*b+a*b^2))/((a+b)^4*(a+b+1)*(a+b+2)*(a+b+3));
km4=(3*(2*a^2+a^2*b-2*a*b+a*b^2+2*b^2)*(a+b+1))/(a*b*(a+b+2)*(a+b+3));
fdpbi(:,i)=betapdf(xpto',a,b);

mdD(i)=md;vrD(i)=vr;aD(i)=a;bD(i)=b;km4D(i)=km4;m4oD(i)=m4o;m4mD(i)=m4m;
clear vaux;k=1;NDt(i)=i;
Sev(i)=abs((m4oD(i)-sinalRef(1,1))/sinalRef(1,1));
Sev2(i)=abs((m4mD(i)-sinalRef(1,2))/sinalRef(1,2));
Sev3(i)=abs((km4D(i)-sinalRef(1,3))/sinalRef(1,3));
end

```

Rotina 9 – Análise Individual Independente (PDF beta)

% Normalização

```

sn=abs(TSAFilt/rms(TSAFilt));
sn=sn+(0.03*max(sn));
sn=sn/(3*pi());
xpto=0:1/(length(sn)):1;
% PDF Beta (Sinal Completo)
md=(mean(sn));vr=(var(sn));
a=((md/vr)*((1-md)*md-vr);
b(((1-md)/vr)*((1-md)*md-vr);
m4oc=((a+3)*(a+2)*(a+1)*a)/((a+b+3)*(a+b+2)*(a+b+1)*(a+b));
m4mc=(3*a*b*(-2*a*b+2*b^2+2*a^2+a^2*b+a*b^2))/((a+b)^4*(a+b+1)*(a+b+2)*(a+b+3));
km4c=(3*(2*a^2+a^2*b-2*a*b+a*b^2+2*b^2)*(a+b+1))/(a*b*(a+b+2)*(a+b+3));
fdpbc=betapdf(xpto',a,b);
% PDF Beta de Cada Dente
% Pto Inicial/Final de Cada Dente
ptD(:,2)=1:Z1;ptD(:,2)=ptD(:,2)*length(sn)/Z1;ptD(:,2)=round(ptD(:,2));
ptD(:,1)=ptD(:,2)-(length(sn)/Z1);ptD(1,1)=1;ptD(:,1)=round(ptD(:,1));
% Cálculo dos Parâmetros por Dente
k=1;
for i=1:Z1
    for j=ptD(i,1):ptD(i,2)
        vaux(k)=sn(j);k=k+1;
    end

md=(mean(vaux));vr=(var(vaux));a=(md/vr)*((1-md)*md-vr);b(((1-md)/vr)*((1-md)*md-vr);

m4o=((a+3)*(a+2)*(a+1)*a)/((a+b+3)*(a+b+2)*(a+b+1)*(a+b));
m4m=(3*a*b*(-2*a*b+2*b^2+2*a^2+a^2*b+a*b^2))/((a+b)^4*(a+b+1)*(a+b+2)*(a+b+3));
km4=(3*(2*a^2+a^2*b-2*a*b+a*b^2+2*b^2)*(a+b+1))/(a*b*(a+b+2)*(a+b+3));
fdpbi(:,i)=betapdf(xpto',a,b);

mdD(i)=md;vrD(i)=vr;aD(i)=a;bD(i)=b;km4D(i)=km4;m4oD(i)=m4o;m4mD(i)=m4m;
clear vaux;k=1;NDt(i)=i;
Sev(i)=abs((m4oD(i)-m4oc)/m4oc);Sev2(i)=abs((m4mD(i)-m4mc)/m4mc);Sev3(i)=abs((km4D(i)-km4c)/km4c);
end

```

APÊNDICE B - Critérios de falha do par engrenado

Tabela 12 - Dados técnicos iniciais do par engrenado

Engrenagens			
F_p	Largura da face do pinhão	10	<i>mm</i>
F_c	Largura da face da coroa	10	<i>mm</i>
$(N_c)_p$	Número de ciclos do pinhão	7.77×10^7	–
$(N_c)_c$	Número de ciclos da coroa	3.60×10^7	–
N_p	Número de dentes do pinhão	44	–
N_c	Número de dentes da coroa	95	–
V_p	Velocidade de rotação do pinhão	1800	<i>RPM</i>
V_c	Velocidade de rotação da coroa	833	<i>RPM</i>
P_{max}	Potência máxima do motor	1.48	<i>kW</i>
T_o	Torque	17	<i>Nm</i>
m	Módulo	1	–
d_p	Diâmetro primitivo do pinhão	44	<i>mm</i>
d_c	Diâmetro primitivo da coroa	95	<i>mm</i>
p	Passo circular	3.14	<i>mm</i>
n	Fator de segurança	2	–
R	Segurança do projeto (confiabilidade)	0.995	–
K_R	Fator de confiabilidade	1.08	–
K_O	Fator de sobrecarga	1	–
K_B	Fator de espessura ($m_B > 1.2$)	1	–
K_T	Fator de temperatura ($T < 120^\circ\text{C}$)	1	–
C_p	Coefficiente elástico	2300	<i>psi</i>
C_f	Fator de condição da superfície	1	–
C_H	Fator de razão de dureza	1	–
Q_v	Nível de precisão de transmissão	7	–
Y_p	Fator de forma de Lewis do pinhão	0.4	–
Y_c	Fator de forma de Lewis da coroa	0.44	–
K_S	Fator de tamanho	1	–

Fonte: Próprio autor.

Tabela 13 - Fatores de distribuição de carga do par engrenado

$(Y_N)_p$	Fator de ciclagem de tensão para resistência de flexão sob carregamento aplicado repetidamente do pinhão	0.98	—
$(Y_N)_c$	Fator de ciclagem de tensão para resistência de flexão sob carregamento aplicado repetidamente da coroa	0.99	—
$(Z_N)_p$	Fator de ciclagem de tensão para resistência à formação de cavidade do pinhão	0.95	—
$(Z_N)_c$	Fator de ciclagem de tensão para resistência à formação de cavidade da coroa	0.97	—
C_{mc}	Fator de correção de carga	1	—
C_e	Fator de correção do alinhamento do engrenamento	1	—
C_{pm}	Modificador da proporção do pinhão	1	—
K_m	Fator de distribuição de carga	1.15	—
C_{pf}	Fator de proporção do pinhão	0.025	—
C_{ma}	Fator de alinhamento de engrenamento	0.13	—
A	Constante empírica	0.127	—
B	Constante empírica	0.0158	—
C	Constante empírica	-0.093×10^{-4}	—
I	Fator geométrico para a resistência à formação de cavidades	0.3	—
J_p	Fator geométrico do pinhão	0.28	—
J_c	Fator geométrico da coroa	0.28	—
ϕ	Ângulo de pressão	20	$^{\circ}C$
m_G	Razão de engrenamento	2.16	—
W_t	Carga transmitida	0.36	kN
K_v	Fator dinâmico	1.31	—
V_e	Velocidade na linha primitiva	4.14	m/s

Fonte: Próprio autor.

Tabela 14 - Fatores de segurança do par engrenado

$(S_F)_p$	Fator de segurança de flexão do pinhão	0.98	—
$(S_F)_c$	Fator de segurança de flexão da coroa	0.99	—
S_H	Fator de segurança de formação de cavidades	3.53	—

Fonte: Próprio autor.

Rotina – Critérios de falha para projeto de engrenagens de dentes retos

```

%% DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS
% BASEADO NO LIVRO 'PROJETO DE
MÁQUINAS' (SHIGLEY et al., 7ªED) E
'PROJETO
% DE MÁQUINAS - UMA ABORDAGEM
INTEGRADA' (NORTON, 4ªED)
close all; clear all; clc;
%% UNIDADE DE PROJETO
und=1; % und=1; SISTEMA INGLÊS /
und=2; SISTEMA INTERNACIONAL
% sis=1; REDUTOR / sis=2;
MULTIPLICADOR
sis=2; % mont=1 - Montagem
Externa; mont=2 = Montagem Interna
mont=2;
% Parâmetros de Projeto
Conf=0.995;
gend1=1;gend2=1; % gend=1 - Grau
de Endurecimento Baixo; gend=2 -
Grau de Endurecimento Alto
%% PARÂMETROS DE PROJETO -
APLICAÇÃO PRÁTICA
KW=1.54;% Potência de aplicação
w1=1800;% Velocidade
horas=720;% Dados do Ciclo de Vida
Stot=100;Sec=0;% Montagem nos
eixos
Temp=80;% Temperatura da aplicação
%% PARÂMETROS DE PROJETO -
ENGRENAGENS (MATERIAIS)
HB1=220;HB2=220;% Dureza
Superficial
%% PARÂMETROS DE PROJETO -
ENGRENAGENS (DIMENSÕES)
Z1=44;Z2=95;% N° Dentes
m=1;fi=20;tr=10; % Módulo, Ângulo
de Pressão e Espessura de Borda
flf1=3.1835;flf2=3.1835; % Fator
de Largura de Face (3 a 5 Pc)
%% CÁLCULOS PRIMÁRIOS
mG=Z1/Z2;% Relações entre
engrenagens
w2=mG*w1;% Velocidades
% Potência
KW=0.97*KW;CV=KW/0.7355;HP=CV*0.98
63;
% Geometria das Engrenagens
Pc=pi*m;d1=m*Z1;d2=m*Z2;a=1/m;b=1.
25/m;ht=a+b; % Sistema
Internacional
db1=d1*cos(fi*pi()/180);db2=d2*cos
(fi*pi()/180);
dr1=d1-b;dr2=d2-
b;de1=d1+a;de2=d2+a;
Pd=1/m;Pd=Pd*25.4; % Sistema
Inglês
D1=Z1/Pd;D2=Z2/Pd;
% Largura de Face (Recomendado: de
3 a 5 Pc)
f1=flf1*Pc;f2=flf2*Pc;f1=11;f2=11;
F1=f1/25.4;F2=f2/25.4;
% Velocidade tangencial e
Multiplicador/Redutor
if sis==1
    mG=mG;
    Vt=pi*D1*w1/12; %ft/min
    vt=pi*d1*w1/60000; %m/s
else if sis==2
    mG=1/mG;
    Vt=pi*D2*w2/12;
    vt=pi*d2*w2/60000;
end
end
% Força tangencial
Wt=33000*HP/Vt; % em lbf
wt=(60*KW*1000)/(pi*d2*w2); % em
kN
% Torques

```

```

T2=60000*KW/(2*pi*w2);T1=T2/mG;
% Ciclos de Vida
min=horas*60;CV1=min*w1;CV2=min*w2
;
%% FATOR DE SOBRECARGA Ko
% Fonte de Potência
    % Uniforme x Uniforme - Ko =
1.00;
    % Uniforme x Choq. Mod. - Ko =
1.25;
    % Uniforme x Choq. Int. - Ko =
1.75;
    % Choq. Lev. x Uniforme - Ko =
1.25;
    % Choq. Lev. x Choq. Mod. - Ko
= 1.50;
    % Choq. Lev. x Choq. Int. - Ko
= 2.00;
    % Choq. Med. x Uniforme - Ko =
1.50;
    % Choq. Med. x Choq. Mod. - Ko
= 1.75;
    % Choq. Med. x Choq. Int. - Ko
= 2.25;
Ko=1;
%% FATOR DE ESPESSURA DE BORDA KB
mB=tr/ht;
if mB<1.2
    KB=1.6*log(2.242/mB); %
Shigley
    % KB=-2*mB + 3.4; % Norton (5
< mB < 1.2)
else
    KB=1;
end
%% FATOR DE TEMPERATURA KT
Temp=Temp*1.8 + 32; % Farenheit
if Temp<=250
    KT=1;
else
    KT=(460+Temp)/620; % Norton
end
%% FATOR DE CONDIÇÃO DE SUPERFÍCIE
Cf
% Não há nenhum cálculo para o
fator. Recomenda-se utilizar Cf>1
em casos
% em que o acabamento da
superfície causou danos ou é muito
grosseira
% DEFINIR DE ACORDO COM SEU
PROJETO!
Cf=1;
%% COEFICIENTE ELÁSTICO Cp
% Cp=sqrt(1/pi()*((1-
(cp1^2))/mE1)+((1-(cp2^2))/mE2)));
% TABELA 14-8
Cp=2300; % Aço x Aço
%% FATOR DE RAZÃO DE DUREZA CH
if HB1/HB2 < 1.2
    Alinha=0;
elseif HB1/HB2 >= 1.2 &&
HB1/HB2<=1.7
    Alinha=8.98*1e-
3*(HB1/HB2)-8.29*1e-3;
elseif HB1/HB2 > 1.7
    Alinha=0.00698;
end
CH=1+Alinha*(mG-1);
%% FATOR DE FORMA DE LEWIS Y
Dentes=[12;13;14;15;16;17;18;19;20
;21;22;24;26;28;30;34;38;43;50;60;
75;
100;150;300;400];
Fator=[.245;.261;.277;.29;.296;.30
3;.309;.314;.322;.328;.331;.337;.3
46
.353;.359;.371;.384;.397;.409;.422
;.435;.447;.46;.472;.48];
for i=1:1:25

```

```

    if Dentes(i)==Z1
        Y1=Fator(i);
    elseif Z1>Dentes(i) &&
Z1<Dentes(i+1)
        Y1=Fator(i+1)-
((Dentes(i+1)-Z1)/(Dentes(i+1)-
Dentes(i)))*(Fator(i+1)-Fator(i));
    end
end
for i=1:1:25
    if Dentes(i)==Z2
        Y2=Fator(i);
    elseif Z2>Dentes(i) &&
Z2<Dentes(i+1)
        Y2=Fator(i+1)-
((Dentes(i+1)-Z2)/(Dentes(i+1)-
Dentes(i)))*(Fator(i+1)-Fator(i));
    end
end
%% FATOR DINÂMICO Kv
Qv=5;
% Qv=1-2; Qualidade baixa; Qv=3-7;
Qualidade comercial; Qv=8-12;
Qualidade precisa
BKv=0.25*((12-
Qv)^(2/3));AKv=50+56*(1-BKv);
if und==1
    Kv=((AKv+sqrt(Vt))/AKv)^BKv; %
ft/min
else if und==2
Kv=((AKv+sqrt(200*Vt))/AKv)^BKv; %
m/s
    end
end
%% FATOR DE CONFIABILIDADE KR
if Conf>0.99
    KR=0.5-(0.109*log(1-Conf));
else
    KR=0.658-(0.0759*log(1-
Conf));% Conf entre 0.5 e 0.99
end
end
%% FATOR DE CICLAGEM DE TENSÃO
PARA RESISTÊNCIA A FLEXÃO Yn
if CV1<=1e3
    if HB1>=160 && HB1<250
        Yn1=1.6;
    elseif HB1>=250 && HB1<400
        Yn1=2.5;
    elseif HB1>=400
        Yn1=3.5;
    end
end
if CV1>1e3 && CV1<=5*(1e6)
    if HB1>=160 && HB1<250
        Yn1=2.3194*(CV1^-0.0538);
    elseif HB1>=250 && HB1<400
        Yn1=4.9404*(CV1^-0.1045);
    elseif HB1>=400
        Yn1=9.4518*(CV1^-0.148);
    end
end
if CV1>5*(1e6)
    if HB1>=160 && HB1<250
        Yn1=1.6831*(CV1^-0.0323);
    elseif HB1>=250
        Yn1=1.3558*(CV1^-0.0178);
    end
end
if CV2<=1e3
    if HB2>=160 && HB2<250
        Yn2=1.6;
    elseif HB2>=250 && HB2<400
        Yn2=2.5;
    elseif HB2>=400
        Yn2=3.5;
    end
end
if CV2>1e3 && CV2<=5*(1e6)
    if HB2>=160 && HB2<250
        Yn2=2.3194*(CV2^-0.0538);
    elseif HB2>=250 && HB2<400

```

```

        Yn2=4.9404*(CV2^-0.1045);
elseif HB2>=400
        Yn2=9.4518*(CV2^-0.148);
end
end
if CV2>5*(1e6)
    if HB2>=160 && HB2<250
        Yn2=1.6831*(CV2^-0.0323);
    elseif HB2>=250
        Yn2=1.3558*(CV2^-0.0178);
    end
end
end
%% FATOR DE CICLAGEM DE TENSÃO
PARA RESISTÊNCIA A CRATERAÇÃO Zn
if CV1<=1e4
    Zn1=1.6;
elseif CV1>1e4
    Zn1=2.466*(CV1^-0.056);
end
end
if CV2<=1e4
    Zn2=1.5;
elseif CV2>1e4
    Zn2=2.466*(CV2^-0.056);
end
end
%% FATOR DE TAMANHO Ks
Ks1=1.192*((F1*sqrt(Y1)/Pd)^0.0535
);Ks2=1.192*((F2*sqrt(Y2)/Pd)^0.05
35);
if Ks1<1
    Ks1=1;
else
    Ks1=Ks1;
end
end
if Ks2<1
    Ks2=1;
else
    Ks2=Ks2;
end
end
%% FATOR DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA
Km
        % Cmc=1; Dentes sem coroamento%
        Cmc=0.8; Dentes com coroamento
        Cmc1=1;Cmc2=1;
        %Cpf
        aux=F1/(10*D1);
        if aux<0.05
            aux=0.05;
        else
            aux=aux;
        end
        if F1<=1
            Cpf1 = aux - 0.025;
        elseif F1>1 && F1<=17
            Cpf1 = aux - 0.0375 +
            (0.0125*F1);
        elseif F1>17 && F1<=40
            Cpf1 = aux - 0.1109 +
            (0.0207*F1) - (0.000228*(F1^2));
        end
        aux=F2/(10*D2);
        if aux<0.05
            aux=0.05;
        else
            aux=aux;
        end
        end
        if F2<=1
            Cpf2 = aux - 0.025;
        elseif F2>1 && F2<=17
            Cpf2 = aux - 0.0375 +
            (0.0125*F2);
        elseif F2>17 && F2<=40
            Cpf2 = aux - 0.1109 +
            (0.0207*F2) - (0.000228*(F2^2));
        end
        end
        % Cpm
        if (Sec/Stot)<0.175
            Cpm=1;
        else
            Cpm=1.1;
        end
        end
        % Cma

```

```

% Engrenamento aberto: A=0.247;
B=0.0167; C=-0.765(10^4)
% Unidades fechadas, comerciais:
A=0.127; B=0.0158; C=-0.093(10^4)
% Unidades fechadas, de precisão:
A=0.0675; B=0.0128; C=-0.926(10^4)
% Unidades fechadas, extraprecisa:
A=0.0036; B=0.0102; C=0.822(10^4)
A=0.127;B=0.0158;C=-0.093*(10^-4);
Cma1 = A + B*F1 + C*(F1^2);Cma2 =
A + B*F2 + C*(F2^2);
% Ce=0.8; para engrenamento
ajustado na montagem, ou quando a
% compatibilidade é melhorada por
lapidação, ou ambas
% Ce=1; para todas as outras
condições
Ce=1;

Km1=1+Cmc1*(Cpf1*Cpm +
Cma1*Ce);Km2=1+Cmc2*(Cpf2*Cpm +
Cma2*Ce);
%% FATOR GEOMÉTRICO DE SUPERFÍCIE
I
mN=1; %1 para engrenagens
cilíndricas
if mont==1

I=(cos(fi*pi/180)*sin(fi*pi/180))*
mG/(2*mN*(mG+1));
elseif mont==2

I=(cos(fi*pi/180)*sin(fi*pi/180))*
mG/(2*mN*(mG-1));
end
%% FATOR GEOMÉTRICO DE RESISTÊNCIA
À FLEXÃO J
% Existe uma equação de cálculo;
mas um gráfico foi criado para
facilitar
% Figura 14-6
J2=0.295;J1=0.278;
%% TENSÃO ADMISSÍVEL DE FLEXÃO St
if gend1==1
    St1=-274 + 167*HB1 -
    0.152*(HB1^2);
elseif gend1==2
    St1=6235 + 174*HB1 -
    0.126*(HB1^2);
end
if gend2==1
    St2=-274 + 167*HB2 -
    0.152*(HB2^2);
elseif gend1==2
    St2=6235 + 174*HB2 -
    0.126*(HB2^2);
end
%% TENSÃO ADMISSÍVEL DE CONTATO Sc
if gend1==1
    Sc1=322*HB1 + 29100;
elseif gend1==2
    Sc1=349*HB1 + 34300;
end
if gend2==1
    Sc2=322*HB2 + 29100;
elseif gend1==2
    Sc2=349*HB2 + 34300;
end
%% FATOR DE SEGURANÇA DE FLEXÃO SF
sig1=(Wt*Ko*Kv*Ks1*Pd*Km1*KB)/(F1*
J1);sig2=(Wt*Ko*Kv*Ks2*Pd*Km2*KB)/
(F2*J2;
SF1=(St1*Yn1)/(KT*KR*sig1);SF2=(St
2*Yn2)/(KT*KR*sig2);
sigall1=(St1*Yn1)/(SF1*KT*KR);siga
ll2=(St2*Yn2)/(SF2*KT*KR);

%% FATOR DE SEGURANÇA DE DESGASTE
SH
sigc1=Cp*sqrt((Wt*Ko*Kv*Ks1*Km1*Cf
)/(D1*F1*I));


```

```
sigc2=Cp*sqrt((Wt*Ko*Kv*Ks2*Km1*Cf
)/(D2*F2*I));
SH1=(Sc1*Zn1*CH)/(KT*KR*sigc1);SH2
=(Sc2*Zn2*CH)/(KT*KR*sigc2);
```

```
sigcall1=(Sc1*Zn1*CH)/(SH1*KT*KR);
sigcall2=(Sc2*Zn2*CH)/(SH2*KT*KR);
```


APÊNDICE C - Tabela com dados técnicos de equipamentos e instrumentos

Tabela 15 - Dados técnicos do inversor de frequência.

Inversor de frequência		
	Modelo	CFW-08
	Fabricante	WEG
	Faixa de atuação	3 A – 16 A
	Potência máxima	16 kW


Fonte: Próprio autor.

Tabela 16 - Dados técnicos do motor elétrico.

Motor elétrico de indução trifásica				
	Modelo	100L 06/02 FZ63836	Classe de proteção	IP55
	Fabricante	WEG	CAT	N
	Rendimento	85,5%	Tensão	220V/380V
	Tensão	220V/380V	Corrente	14A/8,11A
	Potência nominal	3,7kW	Regime	S1
	Rotação nominal	1715 RPM	Peso	35 kg
	Fator de serviço	1,15	Fator de potência	0,81
	Ip/In	7,6		
	Rolamentos	6206-ZZ (lado acoplado); 6205-ZZ (lado oposto)		


Fonte: Próprio autor.

Tabela 17 - Dados técnicos do multiplicador de velocidade

Multiplicador de velocidade				
	Fabricante	Cestari	Rolamentos	2
	Modelo de carcaça	HS0 10L	Engrenagens	2 (dentes retos)
	Material da carcaça	Ferro fundido cinzento	Multiplicação	2,16
	Eixos	2	Engrenagens (tipo)	Dentes retos
	Engrenagens (material)		Aço GGD 1045 (260 HB)	

Fonte: Próprio autor.

Tabela 18 - Dados técnicos do gerador elétrico

Gerador elétrico				
	Fabricante	Kolhbach	Rotação nominal	1800 RPM
	Potência	4 kVA	Tensão	220 V / 380 V / 440V
	Classe de proteção	IP 22	Fator de potência	0,8
	Classe de isolamento	H	N° Série	121112014

Fonte: Próprio autor.

Tabela 19 - Dados técnicos dos acelerômetros

Acelerômetros			
Fabricante	MMF	Número (s)	2079 / 2076
Modelo	KS 50	Sensibilidade	2.29 mV/ms ⁻²
Freq. Ressonância	5 kHz		

Fonte: Próprio autor.

Tabela 20 - Dados técnicos dos condicionadores de sinais

Condicionadores de Sinais			
Fabricante	Robotron	Canais	1
Modelo	Schwingungsmesser 00 042		

Fonte: Próprio autor.

Tabela 21 - Dados técnicos da placa de conversão analógico-digital

Placa de Conversão A/D			
Fabricante/Modelo	PCM 32 superlogics	Canais	16

Fonte: Próprio autor.

Tabela 22 - Dados técnicos do notebook para aquisição dos sinais

Notebook de aquisição			
Fabricante	Toshiba, Inc.	Processador	AMD K6 – 450 MHz
Modelo	Satellite 2180 CDT	Memória RAM	64 Mb
HD	6.4 Gb	Sistema	Windows 98
Software	IOTech Inc DasyLab v4		


Fonte: Próprio autor.

Tabela 23 - Dados técnicos do sensor trigger

Tacômetro			
Fabricante	Balluff	Modelo	BOS-15K


Fonte: Próprio autor.

Tabela 24 - Dados técnicos do óleo lubrificante

Óleo lubrificante		
	Fabricante	Texaco
	Classificação	Texaco Gear Oil SAE 90
	Viscosidade	194,7 – 17,5 cSt (40°-100°C)
	Recomendado para	API GL-5 MIL-L-2105-D MAN 342 Type M-1
	Formulação	Óleos básicos minerais com aditivos de extrema pressão, abaixador de ponto de fluidez e inibidor de espuma.

Fonte: Próprio autor.

Tabela 25 - Dados técnicos do painel de lâmpadas

Painel de lâmpadas	
	Fabricante
	DEM/FEIS
	Potência máxima
	4 kW
	Lâmpadas
	150W – 200W
	Acessórios
	Medidor de frequência analógico; amperímetro; cabos de saída para multímetro

Fonte: Próprio autor.

Tabela 26 - Dados técnicos dos acoplamentos

Acoplamentos		
	Tipo	Flexível de grade
	Fabricante	Falk
	Modelo	Steelflex
	Tamanho	4F

Fonte: Próprio autor.