

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA – UNB**  
**FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**MARIO GUILHERME SILVA RUPF**

**ANÁLISE DE DESGASTE DO SISTEMA DE ENGRENAGEM /  
ROLAMENTO DE UM REDUTOR VIA INSPEÇÃO VIBRACIONAL E  
POR ULTRASSOM**

**BRASÍLIA - DF**  
**2018**

MARIO GUILHERME SILVA RUPF

ANÁLISE DE DESGASTE DO SISTEMA DE ENGENHAGEM / ROLAMENTO DE  
UM REDUTOR VIA INSPEÇÃO VIBRACIONAL E POR ULTRASSOM

Dissertação de conclusão de curso apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas *Stricto Sensu*, Nível de Mestrado, da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como pré-requisito para a obtenção do Grau de Mestre em Ciências Mecânicas.  
Prof.<sup>a</sup> Orientadora da Dissertação: Palloma Vieira Mutterle.

Prof. Lucival Malcher – Coordenador Acadêmico

Brasília – DF  
2018

ANÁLISE DE DESGASTE DO SISTEMA DE ENGRENAGEM / ROLAMENTO DE  
UM REDUTOR VIA INSPEÇÃO VIBRACIONAL E POR ULTRASSOM

Dissertação de conclusão de curso elaborado por Mario Guilherme Silva Rupf aprovada pela Coordenação Acadêmica, foi aceito como pré-requisito para a obtenção do Grau de Mestre em Ciências Mecânicas, Curso de Pós-Graduação *stricto sensu*, nível mestrado, da Universidade de Brasília.

Data da aprovação: 28 de fevereiro de 2018.

---

Prof.<sup>a</sup> Dra. Palloma Vieira Muterlle - Orientadora  
Universidade de Brasília

---

Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira - Examinador interno  
Universidade de Brasília

---

Prof. Dr. Antônio Piratelli Filho - Examinador externo  
Universidade de Brasília

Brasília – DF  
2018

## FICHA CATALOGRÁFICA

RUPF, MARIO GUILHERME SILVA

Análise de Desgaste do Sistema de Engrenagem / Rolamento de um Redutor Via Inspeção Vibracional e por Ultrassom.

Nº 124 p. 210 x 297 mm (FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2018). Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Darcy Ribeiro. Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas.

- |                                     |                 |
|-------------------------------------|-----------------|
| 1. Lubrificação Elastohidrodinâmica | 3. Desgaste     |
| 2. Manutenção Proativa              | 4. Contaminação |
| I. FT/ UNB                          | II. Mestre      |

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

RUPF, M. G. S. (2018). Análise de Desgaste do Sistema de Engrenagem / Rolamento de um Redutor Via Inspeção Vibracional e por Ultrassom. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação: ENM-DM 275/2018, Faculdade Unb Darcy Ribeiro/FT/Universidade de Brasília, DF.

## CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Mario Guilherme Silva Rupf

TÍTULO: Análise de Desgaste do Sistema de Engrenagem / Rolamento de um Redutor Via Inspeção Vibracional e por Ultrassom

GRAU: Mestre

ANO: 2018

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

---

Nome: Mario Guilherme Silva Rupf

Endereço: Rua Ângelo Monteiro da Silva, N<sup>o</sup> 295, Apt<sup>o</sup> 102, Cidade Nova, Paracatu,  
MG – Brasil

CEP: 38600-000

Email: mariogsr@gmail.com

## DEDICATÓRIA

*Dedico esse trabalho a minha família e a minha querida noiva que tanto me incentivou e fortaleceu nessa caminhada, na conclusão de mais um curso para agregar conhecimento e sabedoria em minha carreira profissional e pessoal.*

*Obrigado!*

## AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me concedido toda a perseverança para não deixar desistir do cumprimento desse objetivo.

À professora Palloma Vieira Muterlle pela contribuição e paciência na realização deste trabalho.

Aos Professores do Programa de Mestrado em Ciências Mecânicas, pela dedicação, trabalho e orientação nas disciplinas do programa.

A minha noiva Ana Carolina Campos Dayrell, pelo incentivo, apoio e compreensão por estes dois anos árduos de estudo.

Ao técnico em lubrificação Caio Ítalo Freire de Andrade, técnico em preditiva Michael Robert Oliveira e ao técnico em hidráulica Gabriel Gomes que tanto se empenharam na aquisição e lançamentos de dados desse estudo.

Ingrid Robinson de Almendra Freitas na parceria e contribuição do Laboratório de Análise de Óleo da empresa Lubrin.

Gabriel Mozelli Carvalho Couto, pelo apoio teórico de compartilhamento de informações e referências para embasamento técnico – científico.

Por fim, meu enorme agradecimento a todos os demais professores da Unb, aos colegas e a empresa Kinross Gold pelo apoio e incentivo nesse projeto. Aqui a minha eterna gratidão a todos!

## RESUMO

Rupf, Mario Guilherme Silva, *Análise de Desgaste do Sistema de Engrenagem / Rolamento de um Reduto Via Inspeção Vibracional e por Ultrassom*, Brasília: Faculdade Unb Darcy Ribeiro, Universidade de Brasília, Brasil, 2018. Dissertação de Mestrado.

Sistemas de acionamentos com redutores são comuns em mineração de modo geral, em especial aplicado a transportadores de correias. No Brasil modelos de manutenção são fortemente adotados, porém a manutenção proativa que visa mitigar e evitar o início de um dano ao componente, ainda é uma concepção inovadora na mineração. No entanto a busca por redução de falhas, redução de custos de manutenção, extensão da vida dos componentes e utilização máxima dos ativos é algo desafiador. Foi apresentado como objetivo principal, correlacionar dados das variáveis monitoradas do redutor e gerar modelos para explicar os comportamentos vibracional e ultrassom. A aquisição dos dados feita semanalmente e tomados simultaneamente no ato da coleta, por um período de aproximadamente 6 meses das: frequências de falhas do rolamento e engrenamento, contaminação, características físico – químicas do óleo, ruídos oriundos de alta frequência, temperaturas, carga do transportador e corrente do motor, foram feitas utilizando técnicas preditivas de manutenção. Após profundo estudo por meio de análises estatísticas apoiado pelo software Excel, com o modelo de regressão linear múltipla, bem como uma avaliação minuciosa utilizando o software Matlab com o modelo de regressão polinomial, foi possível ser comprovado que não existe forte correlação entre as variáveis estudadas. No caso, vibração e ultrassom como variáveis dependentes, como variáveis independentes os dados provenientes da análise de óleo, corrente do motor e temperatura. Comprovado um comportamento aleatório dos valores dos parâmetros analisados, ou seja, os modelos gerados para as frequências de falha e ultrassom como resposta, em pontos de coletas semelhantes, são distintos. Por outro lado, a análise qualitativa por ferrografia analítica caracterizou claramente o tipo de desgaste do engrenamento e rolamento do redutor, o que direciona para soluções desse tipo de modo falha.

**Palavra chave:** Análise de Óleo, Contaminação, Desgaste, Elastohidrodinâmico, Engrenamento, Lubrificação, Manutenção Proativa, Redutor, Ultrassom e Vibração.



## ABSTRACT

Rupf, Mario Guilherme Silva, *Wear Analysis of Gear System / Bearing by Vibration and Ultrasonic Inspection*, Brasília: University Unb Darcy Ribeiro, University of Brasília, Brazil, 2018. Master's Thesis.

Drive systems with gearboxes are common in general mining, especially applied to belt conveyors. In Brazil maintenance models are strongly adopted, but a proactive maintenance that aims to mitigate and prevent the beginning damage of the part of equipment, which is still an innovative design in mining. Therefore, the pursuit to reduce failures, maintenance costs, extending component life and maximizing asset utilization is challenging. It was presented as the main objective, to correlate data from monitored variables of the reducer and generate models to explain vibrational and ultrasonic behavior. The acquisition of the data was made weekly and taken simultaneously, during approximately 6 months of: frequency of bearing and gearing failures, contamination, physical - chemical characteristics of oil, noises from high frequency, temperatures, belt conveyor load and motor current, it was done using predictive maintenance technical. After extensive study through statistical analysis supported by Excel software, using the multiple linear regression model and using Matlab software with the polynomial regression model, it was possible be proved that there is not strong correlation between variables studied. In that case, vibration and ultrasonic as dependent variables, as independent variables from the oil analysis data, motor current and temperature. A random behavior of the values analyzed parameters was proved, in other word, the generated models to fault frequencies and ultrasonic as response, as similar points monitored, the models are different. On the other hand, the qualitative analysis by analytical ferrography clearly characterized the type of gear and bearing wear, which leads to failure model solutions.

**Keyword:** Oil Analysis, Contamination, Wear, Elastohydrodynamic, Gearing, Lubrication, Proactive Maintenance, Reducer, Ultrasonic and Vibration.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Custo de manutenção x tempo.....	7
Figura 2.1 - Condição das tensões em um contato estático.....	10
Figura 2.2 - Tensões em um contato com deslizamento.....	11
Figura 2.3 - Geometria de dois corpos, convexa e a outra côncava em contato.....	12
Figura 2.4 - Efeitos da deformação elástica local no filme lubrificante.....	14
Figura 2.5 - Efeitos da espessura mínima de filme lubrificante.....	18
Figura 2.6 - Geometria de contato entre dentes evolventes de engrenagem.....	19
Figura 2.7 - Simulação de contato em engrenagens.....	21
Figura 2.8 - Marcas de pitting.....	24
Figura 2.9 - Marcas de scuffing, desgaste por adesão severa.....	24
Figura 2.10 - Dano por fadiga na pista interna de rolamento.....	26
Figura 2.11 - Norma ISO 4406 (Noria Corporation).....	27
Figura 3.1 - Redutor do transportador de correia 16TR503.....	29
Figura 3.2 - Layout do transportador de correia 16TR503.....	29
Figura 3.3 - Corte esquemático.....	30
Figura 3.4 - Dados técnicos do motor e redutor.....	31
Figura 3.5 - Vista explodida do redutor.....	32
Figura 3.6 - Desenho do rolamento esquemático.....	34
Figura 3.7 - Aparelho analisador de vibração.....	37
Figura 3.8 - Acelerômetro.....	37
Figura 3.9 - Exemplo da aplicação da FFT – Transformada de Fourier.....	38
Figura 3.10 - Espectro de vibração no domínio do tempo.....	39
Figura 3.11 - Espectro de vibração no domínio da frequência.....	40
Figura 3.12 - Espectro de vibração – vista circular no domínio do tempo.....	41
Figura 3.13 - Espectro no domínio da frequência – formato cascata.....	42
Figura 3.14 - Espectro de vibração – envelope.....	43
Figura 3.15 - Sequência de etapas para geração do gráfico de envelope.....	43
Figura 3.16 - Perda de utilidade (E. Rabinowicz, 1985) .....	45
Figura 3.17 - Coleta de óleo (Kinross Gold Corporation, 2017).....	47
Figura 3.18 - Representação esquemática: a) desgaste abrasivo por deslizamento de partículas e b) desgaste abrasivo por rolamento de partículas.....	48
Figura 3.19 - Dados básicos e identificação de relatório de análise de óleo.....	49

Figura 3.20 - Dados de acidez e viscosidade do óleo lubrificante.....	50
Figura 3.21 - Dados de contaminação no óleo lubrificante.....	51
Figura 3.22 - Dados de metais de desgastes no óleo lubrificante.....	52
Figura 3.23 - Dados de concentração de aditivo no óleo lubrificante.....	53
Figura 3.24 - Dados de desgaste por ferrografia analítica.....	54
Figura 3.25 - Ultraprobe 9000.....	55
Figura 3.26 - Display do Ultraprobe 9000.....	55
Figura 3.27 - Gráfico de viscosidade cinemática x temperatura.....	57
Figura 3.28 - Desenho esquemático dos pontos de coletas do redutor.....	58
Figura 3.29 - Imagem termográfica de um pinhão.....	59
Figura 4.1 - Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (BPFO - 4H).....	76
Figura 4.2 - Gráfico de dispersão vibração x corrente (BPFO - 4H).....	77
Figura 4.3 - Gráfico de dispersão - ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (BPFO - 4H).....	77
Figura 4.4 - Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (BPFO - 4A).....	80
Figura 4.5 - Gráfico de dispersão vibração x corrente (BPFO - 4A).....	81
Figura 4.6 - Gráfico de dispersão - ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (BPFO - 4A).....	81
Figura 4.7 - Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (AFEPE - 4H).....	84
Figura 4.8 - Gráfico de dispersão vibração x corrente (AFEPE - 4H).....	84
Figura 4.9 - Gráfico de dispersão - ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (AFEPE - 4H).....	85
Figura 4.10 - Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (AFEPE - 4A).....	87
Figura 4.11 - Gráfico de dispersão vibração x corrente (AFEPE - 4A).....	87
Figura 4.12 - Gráfico de dispersão - ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (AFEPE - 4A).....	88
Figura 4.13 - Gráfico de dispersão ruído x viscosidade.....	90
Figura 4.14 - Gráfico de dispersão ruído x corrente.....	90
Figura 4.15 - Gráfico de dispersão - ajuste de curva, ruído x viscosidade x corrente.....	91
Figura 4.16 - Análise de óleo – ferrografia analítica.....	93
Figura 4.17 - Imagem realizada com microscópio ótico, partículas de desgaste 500x.....	94

Figura 4.18 - Imagem realizada com microscópio ótico 200 x a) partícula com características de fratura, b) partículas com características de desgaste por adesão.....	94
Figura 4.19 - Imagem realizada com microscópio ótico, partículas de desgaste 50x.....	95

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 4.1 - Dados gerais monitorados.....	62
Tabela 4.2 - Dados específicos monitorados (óleo e vibração do engrenamento).....	64
Tabela 4.3 - Dados específicos de vibração dos rolamentos monitorados – parte 1....	67
Tabela 4.4 - Dados específicos de vibração dos rolamentos monitorados – parte 2....	70
Tabela 4.5 - Dados ultrassônicos monitorados.....	74
Tabela 4.6 - Análise de regressão linear múltipla - BPFO - 4H.....	79
Tabela 4.7 - Análise de regressão linear múltipla - BPFO - 4A.....	83
Tabela 4.8 - Análise de regressão linear múltipla - Engrenagem - AFEPE 4H.....	86
Tabela 4.9 - Análise de regressão linear múltipla - Engrenagem - AFEPE 4A.....	89
Tabela 4.10 - Análise de regressão linear múltipla - Análise Sônica.....	92
Tabela 4.11 -Três categorias da análise de óleo.....	96

**LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS**

ASTM	American Society for Testing and Materials
AGMA	American Gear Manufactures Assosiation
ABNT – NBR	Associação Brasileira de Normas Técnicas
EHL	Lubrificação elastohidrodinâmica
EHD	Lubrificação elastohidrodinâmica
ISO	International Organization for Standardization
SAE	Society of Automotive Engineers

## LISTA DE SÍMBOLOS

### SÍMBOLOS LATINOS

a	Raio da área de contato
BPFI	Frequência de falha na pista interna [Hz]
BPFO	Frequência de falha na pista externa [Hz]
BSF	Frequência de falha em elemento girante [Hz]
C1	Lugar geométrico do contato 1
C2	Lugar geométrico do contato 2
Cos	Cosseno
cSt	Centistokes
CV	Cavalo vapor
D1	Diâmetro externo da pista interna
D2	Diâmetro interno da pista externa
db	Decibel
DE	Diâmetro do elemento girante
EP	Extrema pressão
f	Frequência de rotação
F <sub>1</sub>	Frequência de rotação do eixo de entrada
F <sub>2</sub>	Frequência de rotação do eixo intermediário
F <sub>e1</sub>	Frequência de engrenamento do primeiro par engrenado
F <sub>e2</sub>	Frequência de engrenamento do primeiro par engrenado
FTF	Frequência de falha em gaiola
FFT	Transformada Rápida de Fourier
g	Aceleração da gravidade
H	Potência transmitida [Kw]
h <sub>B</sub>	Distância do centro da engrenagem movida à intercessão com o lugar geométrico do contato com o círculo base [m]
h <sub>e</sub>	Deformação elástica combinada dos sólidos [m]
h <sub>eA</sub>	Deformação elástica do sólido A [m]
h <sub>eB</sub>	Deformação elástica do sólido B [m]
h <sub>f</sub>	Constante

$h_g$	Separação devida à geometria dos sólidos sem deformação
$h_0$	Espessura mínima de filme lubrificante
Hz	Hertz
K	Tensão cisalhante do material
Khz	Kilohertz
m	Metro
$N_1$	Rotação do eixo de entrada
$N_2$	Rotação do eixo intermediário
$N_3$	Rotação do eixo de saída
$N_A$	Velocidades rotacional da roda [rps]
$N_B$	Velocidades rotacional da roda [rps]
$p$	Pressão hidrostática
$q$	Tensão normal à interface ou tensão de compressão
$R_4$	Número de partículas maiores do que 4 micrometros
$R_6$	Número de partículas maiores do que 6 micrometros
$R_{14}$	Número de partículas maiores do que 14 micrometros
R	Raio da esfera [m]
$R'$	Raio reduzido
$R_A$	Raio primitivo da engrenagem motora
$R_B$	Raio primitivo da engrenagem movida
rad	Radiano
$R_{ax}$	Raio de curvatura do corpo A na direção x
$R_{ay}$	Raio de curvatura do corpo A na direção y
$R_{bx}$	Raio de curvatura do corpo B na direção x
$R_{by}$	Raio de curvatura do corpo B na direção y
RMS	Desvio médio quadrático
RPM	Rotações por minuto
RPS	Rotações por segundo
$R_x$	Raio de curvatura reduzido da direção x
$R_y$	Raio de curvatura reduzido da direção y
s	Segundo
S	Distância entre o contato do dente engrenado e a linha primitiva
Sin	Seno



$T_A$	Torque exercido pela engrenagem motriz
$T_B$	Torque exercido na engrenagem movida
$U_A$	Velocidade do corpo A [m/s]
$U_B$	Velocidade do corpo B [m/s]
$Z_1$	Número de dentes do eixo do pinhão do eixo de entrada
$Z_2$	Número de dentes da engrenagem do eixo intermediário
$Z_3$	Número de dentes da engrenagem do eixo de saída
$Z_4$	Número de dentes do pinhão intermediário
$W$	Carga total no dente

### SÍMBOLOS GREGOS

$\alpha$	Coeficiente pressão-viscosidade [ $m^2/N$ ]
$\beta$	Ângulo de contato [Rad]
$\eta_p$	Viscosidade do lubrificante a uma pressão 'p' [Pas]
$\eta_0$	Viscosidade à pressão atmosférica [Pas]
$\Theta$	Temperatura
$\lambda$	Razão da espessura mínima de filme
$\mu$	Coeficiente de atrito
$\sigma_1$	Tensão única atuante
$\sigma_2$	Tensão principal 2
$\sigma_3$	Tensão principal 3
$\sigma_A$	Rugosidade superficial do corpo 'A' [RMS]
$\sigma_B$	Rugosidade superficial do corpo 'B' [RMS]
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima cisalhante
$\tau_{45^\circ}$	Tensão cisalhante a $45^\circ$
$\mu m$	Micrometro
$\Phi$	É o ângulo pelo qual os planos de tensão principal são rotacionados
$\Psi$	Ângulo de pressão
$\omega_A$	Velocidade angular da engrenagem A
$\omega_B$	Velocidades angular da engrenagem B

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1. OBJETIVO.....	1
1.2. O CENÁRIO ATUAL DA MINERAÇÃO .....	1
1.3. TIPOS DE MANUTENÇÃO.....	2
1.3.1. Manutenção corretiva.....	3
1.3.2. Manutenção preventiva.....	4
1.3.3. Manutenção preditiva.....	5
1.3.4. Manutenção proativa.....	5
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>8</b>
2.1. LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA.....	8
2.2. TENSÃO DE CONTATO.....	9
2.2.1. Condição da tensão em contato estático.....	10
2.2.2. Condição da tensão em contato rolante e corpos lubrificados.....	11
2.2.3. Contato entre duas superfícies côncava - convexa.....	12
2.3. FILME LUBRIFICANTE ELASTOHIDRODINÂMICO.....	14
2.3.1. Formação do filme hidrodinâmico.....	14
2.3.2. Modificação da geometria do filme pela deformação elástica.....	14
2.3.3. Transformação da viscosidade do lubrificante e reologia sob pressão..	15
2.3.4. Distribuição de pressão em filmes elastohidrodinâmico.....	16
2.3.5. Lubrificação micro elastohidrodinâmica.....	16
2.3.6. Temperatura na superfície entre o contato dos sólidos e o seu efeito no EHL.....	18
2.4. VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....	22
2.4.1. Vibrações em engrenagens.....	22
2.4.2. Vibrações em rolamentos.....	24
2.5. INTERPRETAÇÃO DA ANÁLISE DE ÓLEO.....	26
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS – SISTEMA DE ESTUDO.....</b>	<b>28</b>
3.1. ACIONAMENTO MOTOR REDUTOR.....	28
3.2. ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.....	33
3.3. ANÁLISE DE ÓLEO.....	44
3.4. ANÁLISE ULTRASSÔNICA.....	54
3.5. AQUISIÇÃO DE OUTROS DADOS.....	56

<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>60</b>
4.1. APRESENTAÇÃO DOS DADOS COLETADOS.....	62
4.2. ANÁLISE ESTATÍSTICA.....	75
4.2.1. Análise estatística - ponto BPFO - 4H.....	76
4.2.2. Análise estatística - ponto BPFO - 4A.....	80
4.2.3. Análise estatística - ponto AFEPE - 4H.....	84
4.2.4. Análise estatística - ponto AFEPE - 4A.....	87
4.2.5. Análise estatística - Análise Sônica.....	90
4.3. ANÁLISE QUALITATIVA.....	93
<b>5. CONCLUSÃO.....</b>	<b>98</b>
<b>6. SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>100</b>
<b>7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>101</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 OBJETIVO

O desgaste dos engrenamentos e rolamentos do redutor analisados via inspeção vibracional e por ultrassom, somado as informações dos dados coletados da técnica complementar de análise de óleo, foram correlacionados no decorrer deste trabalho. Afim de apresentar qual a influência que os seus respectivos parâmetros podem exercer um sobre os outros, numa avaliação com o redutor em regime de trabalho.

Modelos estatísticos de regressão linear múltipla, polinomial e uma análise qualitativa de análise de óleo foram utilizados nessa investigação. Um redutor de um transportador de correia foi monitorado durante um período aproximado de 6 meses, onde foram coletados dados de vibração, óleo e sinais sonoros de alta frequência (30 KHz), após esse período essas informações foram tratadas utilizando softwares com ferramentas de análises estatísticas, com objetivo de entender o comportamento das oscilações mecânicas em função da carga, desgaste, contaminação do óleo e temperatura que impacta na viscosidade do óleo. Assim se pode entender de forma ampla o quanto a contaminação de óleo, o desgaste dos componentes, a viscosidade do fluido lubrificante e a variação de carga impactam na vibração e ruído ultrassônico.

## 1.2 O CENÁRIO ATUAL DA MINERAÇÃO

No cenário atual de manutenção os esforços para redução de falhas são enormes no que tange a produtividade das empresas, como no caso do estudo apresentado da mineradora de ouro Kinross Gold Corporation localizada em Paracatu - MG. Investimentos da ordem de milhões são realizados todos anos afim de que haja menor incidência de ocorrências corretivas, principalmente em equipamentos estratégicos, e assim se possa garantir uma maior disponibilidade, aumentar o tempo de vida dos componentes e como consequência aumentar a produção com o menor custo operacional possível.

O mercado recentemente tem sido muito agressivo, a economia oscilando, instabilidades políticas e muitos minerais em baixo preço como por exemplo o minério

de ferro, que somente agora tem retomado ao preço de mercado garantindo viabilidade do produto. Além disso hoje há uma crise hídrica em algumas regiões do Brasil, como por exemplo em Paracatu, que impossibilita garantir perenidade de produção das plantas. Pontualmente o setor de mineração de ouro tem conseguido se manter de certa forma estável em relação ao preço do ouro no mercado global, porém é importante ressaltar que numa crise, mineradoras bem estruturadas no setor de manutenção conseguem se manter mais sólidas diante do cenário econômico instável, uma vez que a manutenção em si e seus ativos representam um capital altíssimo para a companhia.

Diante da situação supracitada, as empresas modernas veem cada vez mais a necessidade de avanços e novas tecnologias, a aplicação dos conhecimentos desenvolvidos nas academias direcioná-los para soluções de problemas para um bem comum da humanidade e da produtividade das companhias, que consequentemente contribuem para as melhorias da economia, social e científica. Há uma busca incessante para otimizar a relação custo por unidade de produto produzido, ou seja, suportar para uma maior estabilidade da economia de um país diante de um capitalismo avassalador no cenário econômico mundial.

### 1.3 TIPOS DE MANUTENÇÃO

De acordo com Dupont “manutenção é a maior despesa independente controlável numa fábrica: em muitas empresas frequentemente excedem o lucro líquido anual”, considera-se na mineração o primeiro maior custo com energia, em seguida mão de obra e em terceiro lugar custos operacionais de manutenção, insumos e investimentos de projetos de capital. Ao longo do texto foi discutido a respeito dos tipos de manutenção e explicado porque o modelo de manutenção proativa é o mais econômico e eficaz para esse tipo de operação.

No passado, falando-se das décadas de 70 e 80, a manutenção corretiva era largamente utilizada, e ainda hoje é, porém em escala menor, já com a necessidade de se produzir mais e reduzir os custos, entra em ação a manutenção preventiva. Dependendo do tipo do seguimento, cada tipo de manutenção tem o seu melhor enquadramento, pode-se dizer por exemplo, que na aviação tem-se uma utilização ampla da manutenção preventiva. Isso quer dizer que dado a hora de voo da aeronave, a utilização de um componente será obsoletada, ou seja, o item será

trocado independente da sua condição, uma manutenção bem conservadora, já que o componente não pode ser monitorado online, ou mesmo que seja, não é possível garantir alta confiabilidade. Além disso a probabilidade de falhas nesse tipo de equipamento deve ser praticamente zero pois há vidas envolvidas, acidentes definitivamente não podem ocorrer.

Com advento das novas tecnologias, a manutenção preditiva ganhou mais força, contribuindo assim com a redução de custo e previsões mais assertivas a respeito da operação confiável das plantas de minério com seus equipamentos. Numa outra vertente, a manutenção proativa que trabalha de forma conjunta com a engenharia de confiabilidade para evitar qualquer início de falha, tem sido ampliada e estudada, ainda que de forma tímida, para garantir melhorias e eficiência nos processos de manutenção.

### 1.3.1 MANUTENÇÃO CORRETIVA

Segundo a Norma ABNT - NBR 5462 (1994), manutenção corretiva é “a manutenção efetuada após a ocorrência de uma pane, destinada a recolocar um item em condições de executar uma função requerida”. Em suma: é toda manutenção com a intenção de corrigir falhas em equipamentos, componentes, módulos ou sistemas, visando restabelecer sua função.

Este tipo de manutenção, normalmente implica em custos altos, pois a falha inesperada pode acarretar perdas de produção e queda de qualidade do produto. As paralisações são quase sempre mais demoradas e a insegurança exige estoques elevados de peças de reposição, com acréscimos nos custos de manutenção.

Esse tipo de manutenção é considerado ultrapassado nos dias atuais, apesar de ainda ocorrer em algumas empresas, dependendo do core business, pois pensam que uma máquina deve ser usada como algo “descartável”, em que não se tem um plano de manutenção elaborado e o equipamento simplesmente é substituído ou reparado de forma totalmente errada quando ocorre a falha ou quebra. A manutenção corretiva alimenta uma cultura de paradas não programadas, na qual a causa da falha ou quebra nunca são analisadas para que se encontre uma solução definitiva do problema. Dessa forma as “organizações” amargam grandes perdas com as suas máquinas improdutivas, devido à falta de um excelente planejamento e execução da manutenção.

### 1.3.2 MANUTENÇÃO PREVENTIVA

A definição da ABNT - NBR 5462(1994) para a manutenção preventiva é: “a manutenção efetuada em intervalos predeterminados, ou de acordo com critérios prescritivos destinada a reduzir a probabilidade de falha ou a degradação do funcionamento de um item”.

Apesar da manutenção preventiva ser programada, a sua escolha depende da classe do equipamento e muitas das vezes do tipo de indústria, pois seu custo pode ficar muito elevado, devido ao foco ser somente a troca ou o reparo dos equipamentos e componentes que poderiam ter uma vida útil bem maior, todavia são substituídos esporadicamente pequenos desgastes ou início de falha. Pode - se dizer que a manutenção preventiva é basicamente uma corretiva programada em alguns casos, na qual a máquina passa por uma inspeção e dependendo do nível de desgaste dos componentes são substituídos ou ela é trocada sem que haja uma análise crítica mais detalhada. Não se utiliza métodos de acompanhamento de falhas, assim tornando o custo com manutenções bastante elevado. Se a causa-raiz do problema fosse resolvida e monitorada regularmente, levaria a um tempo de disponibilidade da máquina maior.

Deve-se sempre lembrar que quando se fala de prevenção em termos de manutenção, não é o mesmo que solucionar o problema, pois substituir o equipamento ou reparar peças antes que venham a falhar ou até mesmo quebrar, não eliminam as causas-raízes de falhas, que sempre deve ser o foco da engenharia de confiabilidade na solução do problema. Sob uma outra ótica, a manutenção preventiva pode ser muito importante aliado às técnicas preditivas e proativas, como por exemplo a troca do óleo de um motor por indicação da análise de óleo, a relubrificação de rolamentos de um transportador de correias, a lubrificação da selagem dos mancais de um redutor para evitar a contaminação por particulado. Em suma, definida como uma manutenção sistematizada por meio de ordem de serviços geradas em tempo programado, ou ainda por meio de uma solicitação de um inspetor que utilizou em seu diagnóstico uma técnica instrumentada ou sensitiva.

### 1.3.3 MANUTENÇÃO PREDITIVA

Baseia-se em práticas de monitoramento em tempo real, instantâneo porém não necessariamente durante todo o tempo de operação da máquina, usando Softwares de análise de vibração, ultrassom, termografia, boroscopia, ensaios não destrutivos. Além desses métodos também é utilizado a análise de óleo para monitorar os níveis de contaminação por água, partículas, metais ferrosos e a condição dos aditivos que compõem o lubrificante. Todos esses recursos utilizados servem para prever o que está ocorrendo com a máquina em termos de desgaste adesivo, abrasivo, erosivo, entre outros.

Fatores como o aumento de vibração, temperatura e ruído, podem ser detectados com precisão pelas técnicas supracitadas, ou ainda pela inspeção sensitiva que utilizando apenas os 4 sentidos do homem e/ou com pouco ou nenhum instrumento conseguem coletar informações preciosas sobre o equipamento, porém sem a mesma precisão da técnica instrumentada. Apesar de todo conjunto de monitoramento para evitar as falhas dos equipamentos, o modelo de manutenção não trabalha com foco na busca e solução das causas raízes dos problemas. Nesse processo entra a engenharia de confiabilidade/manutenção com o arcabouço de informações técnicas, analisa o que está de anormal com o equipamento e busca soluções sólidas identificando a causa das falhas, pois para se alcançar a excelência em manutenção, deve-se sempre dedicar incansavelmente pelo conhecimento das causas raízes dos problemas.

### 1.3.4 MANUTENÇÃO PROATIVA

Sem dúvida podemos dizer que a manutenção proativa é um modelo a ser seguido, pois os seus resultados são muito superiores aos outros tipos de manutenções, porque ela trabalha com foco na solução da falha, isso quer dizer que o problema é tratado de forma definitiva. Dados apresentados por James C. Fitch mostram que “as causas raízes das falhas são muitas, ou pelo menos se presume que são, é geralmente aceito que 10 % das causas das falhas são responsáveis por 90 % das ocorrências”. (Jim Fitch CEO Noria Corporation, 2013).

Na maioria dos casos, os sintomas das falhas mascaram a causa raiz ou são eles próprios considerados como motivo principal da falha súbita de um rolamento por



exemplo, é com frequência considerada causada por lubrificante de má qualidade ou ruim. A causa raiz, por outro lado, é a contaminação do lubrificante, ou instalação defeituosa do rolamento e/ou uma relubrificação incorreta, no geral com excesso de lubrificante.

Devido à maioria das máquinas usarem fluidos lubrificantes em seus projetos, neste contexto, a análise de óleo tornou-se a grande aliada da manutenção proativa, pois usa-se o óleo do sistema para detectar o nível de contaminação do equipamento, podendo verificar a ocorrência de desgastes precoces e conseqüentemente, acarretar falhas prematuras. Hoje, dentro da Kinross Gold, é possível mostrar o porquê a manutenção proativa pode ser até 10 vezes mais econômica do que a preventiva/corretiva tradicional. Tratando-se de controle de contaminação na manutenção proativa, existem casos em que houve uma queda de mais de 10 vezes no número de falhas do sistema de lubrificação do moinho SAG, um aumento de 12 vezes na confiabilidade do ativo e da receita da ordem de milhões de dólares. Diante dos dados se pode perceber que esse é o caminho a trilhar para se alcançar a excelência, no que tange ao custo de manutenção e operacional em relação ao custo por unidade de produto.

Monitoramento on line também está relacionado a manutenção proativa, uma vez que com sensores instalados em pontos estratégicos podem monitorar instantaneamente parâmetros como vibração, temperatura, humidade relativa entre outros, gerando alarmes ao supervisor, o que possibilita antecipadamente a tomada de decisão assertiva para com o equipamento.

Como pode ser verificado no gráfico abaixo de custos de investimento em manutenção versus tempo de atuação e/ou detecção da falha, o custo de manutenção é muito menor quando se investe rápido num controle proativo de sistema de gerenciamento da lubrificação e de contaminação por exemplo. Os impactos positivos numa produção são rápidos, aumentando assim o lucro, porém quando isso não ocorre, o custo com manutenção aumenta consideravelmente sem qualquer dúvida.

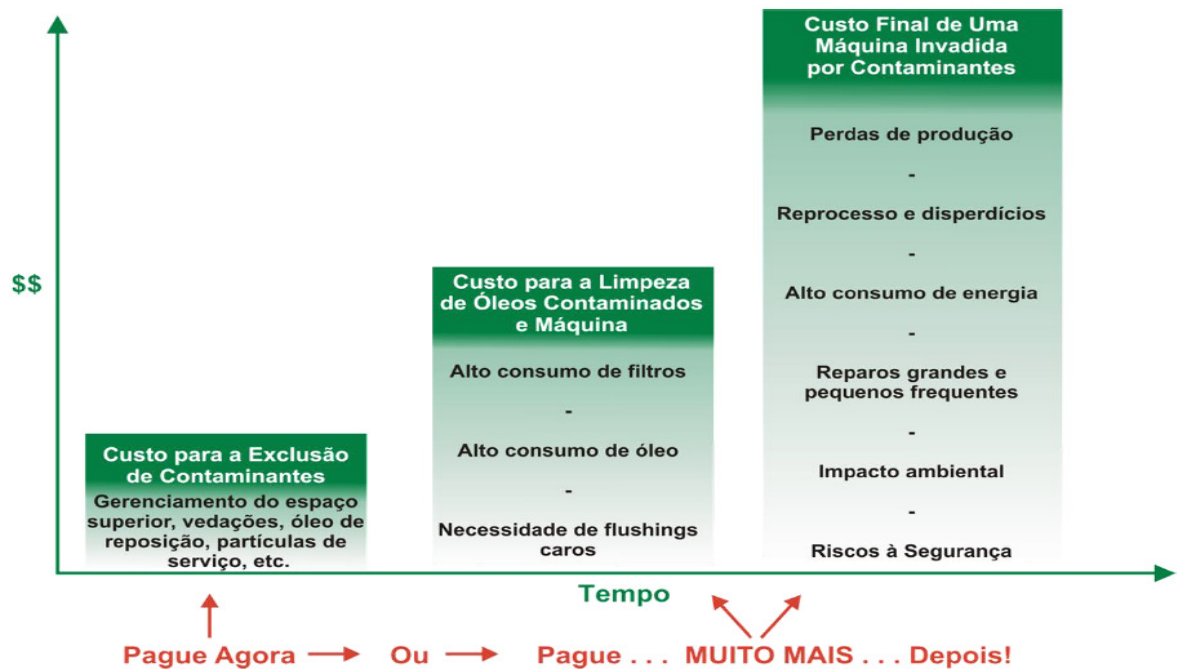


Figura 1.1 - Custo de manutenção x tempo (SIL- LUBRIFICAÇÃO, 2012).

Para garantir vida estendida aos rolamentos, fatores como níveis reduzidos de vibração, temperaturas controladas, ajustes de folga em rolamentos, usinagem da carcaça para garantir um assentamento perfeito do rolamento (em redutores), lubrificação periódica das selagens / labirintos, análise de óleo controlando os contaminantes, filtragem de alta eficiência, análise do óleo novo pois muitas vezes chegam a planta industrial lubrificantes contaminados, todos esses itens são verificações extremamente necessárias.

Controles agressivos como esses são muitos utilizados em tecnologias de aviação, aeroespacial, bem como em algumas mineradoras australianas, chilenas, peruanas e americanas. No Brasil o mundo da mineração ainda é muito carente de novas tecnologias e implementações que garantiriam grandes retornos às companhias, de modo geral, gerentes e gestores são poucos preparados tecnicamente para orientações sábias na relação de esforço e impacto aos seus subalternos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

Lubrificação elastohidrodinâmica pode ser definida como uma forma de lubrificação hidrodinâmica onde a deformação elástica dos corpos em contato e as mudanças de viscosidade com a pressão são as características fundamentais. As deformações dos corpos têm de ser inclusas no modelo básico da lubrificação elastohidrodinâmica. O mesmo se refere às alterações na viscosidade devido à pressão. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

Os mecanismos de lubrificação em contatos conformes tais como os encontrados em mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos foram bem descritos e definidos e as razões para a sua eficácia são bem entendidas. Entretanto, o mecanismo de lubrificação operando em contatos não-conformes sob elevada carga, tais como os encontrados em engrenagens, rolamentos e cames embora eficaz, foi pouco estudado pelas comunidades científicas e equipes de engenharia de campo, principalmente no Brasil.

As taxas de desgaste destes dispositivos são bem baixas o que implica a existência de filmes suficientemente finos para separar as superfícies opostas. Contudo esta conclusão estava em contradição com os valores calculados para espessuras de filme hidrodinâmicos. Os valores previstos de espessura de filme foram tão pequenos que era inconcebível para as superfícies em contato serem separadas por um filme de líquido viscoso. De fato, as espessuras de filme fluido calculadas sugeriam que as superfícies necessitariam de ser lubrificadas por um filme com a espessura de uma molécula. Em testes de laboratórios projetados para simular esta condição, as taxas de desgaste e o coeficiente de atrito obtidas foram muito mais elevadas do que as calculadas. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

Do ponto de vista do engenheiro e engenharia, as respostas às perguntas do que controla o mecanismo de lubrificação e como isto pode ser otimizado são muito importantes, uma vez que pontos de contato com elevada carga são encontrados com frequência e fornece uma lubrificação eficaz para este tipo de contato que é um ponto crítico.

Em 1949 o primeiro modelo realista que proporcionou uma solução aproximada para a espessura da película elastohidrodinâmica foi proposto por Ertel e Grubin. E encontrada a combinação de três efeitos: Hidrodinâmica, deformação elástica das superfícies metálicas e o aumento da viscosidade de óleo sob extremas pressões são as bases deste mecanismo.

Este regime de lubrificação é referido na literatura como lubrificação elastohidrodinâmica que é comumente abreviada para EHL ou EHD. Importante ressaltar que este tipo de lubrificação em discussão é limitado aos óleos em oposição aos outros líquidos viscosos por causa da sua dependência pressão-viscosidade. Os filmes de lubrificação são muito finos, na faixa de 0,1 a 1 [ $\mu\text{m}$ ], porém conseguem separar as superfícies em interação, resultando em uma significativa redução do desgaste e atrito. Embora este regime geralmente opere entre superfícies não-conformes, também pode ocorrer sobre certas circunstâncias nos contatos classificados como conformes, tais como mancais de deslizamento sob alta carga e os casquilhos, componentes muito aplicados em moinhos.

## 2.2 TENSÃO DE CONTATO

Da mecânica elementar é conhecido que duas superfícies em contato sob carga irão deformar. A deformação pode ser plástica ou elástica dependendo da magnitude da força aplicada e da dureza do material. Em muitas aplicações de Engenharia como por exemplo mancais de rolamento, engrenagens, cames, vedações e etc, as superfícies de contato são não-conformes e conseqüentemente as áreas de contato resultantes são muito pequenas e as pressões resultantes muito elevadas. Estas tensões podem ser determinadas das fórmulas analíticas baseadas na teoria da elasticidade desenvolvidas por Hertz em 1881. (HUTCHINGS, 1992).

Simplificando hipóteses para a Teoria de Hertz

- Os materiais em contato são homogêneos e a tensão de escoamento não é excedida;
- A tensão de contato é causada pela carga que é normal ao plano tangente de contato, o que efetivamente significa que não existem forças tangenciais atuando entre os sólidos em contato;

- A área de contato é muito pequena quando comparada com as dimensões dos sólidos em contato;
- Os sólidos em contato estão em repouso e em equilíbrio;
- O efeito da rugosidade da superfície é desprezível.

Com estas considerações a teoria de Hertz forma a base do modelo de lubrificação elastohidrodinâmica, forma de lubrificação essa que ocorre no redutor particular em estudo.

### 2.2.1 CONDIÇÃO DA TENSÃO EM CONTATO ESTÁTICO

Considerando dois corpos em contato sob uma carga estática e sem movimento relativo entre eles, admitindo que não há movimento entre os corpos, é possível afirmar que não há cisalhamento na interface entre os corpos e assim a tensão de cisalhamento atuante é igual a zero.

De acordo com os princípios da mecânica dos sólidos, os planos onde a tensão de cisalhamento é igual a zero são chamados de planos principais. Desta maneira a interface entre dois corpos em um contato estático é um plano principal onde a tensão principal ' $\sigma_1$ ' é a única tensão atuante, que é a tensão máxima de cisalhamento que ocorre a  $45^\circ$  do plano principal, como mostrado na figura 1, sendo  $\sigma_1$ , e  $\sigma_2$  as tensões principais,  $p$  é a pressão hidrostática,  $k$  é a tensão de cisalhamento do material.

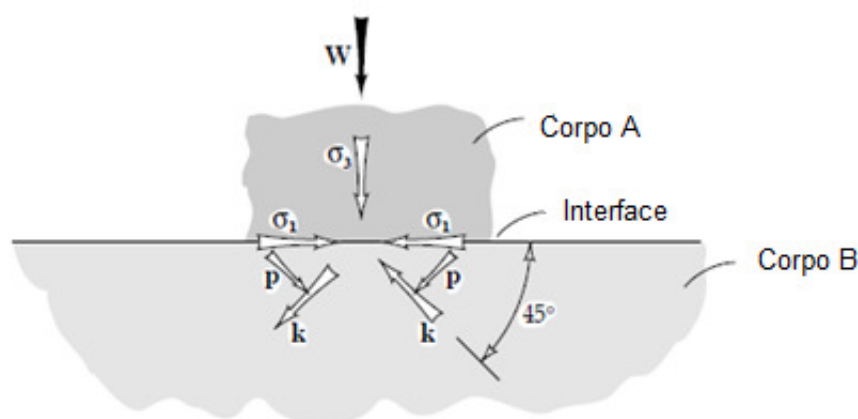


Figura 2.1 – Condição das tensões em um contato estático, (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_{45^\circ} = \pm k = \pm \left( \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right)$$

Em um contato circular, por exemplo, a máxima tensão de cisalhamento ocorre a aproximadamente  $0,6a$ , onde ' $a$ ' é o raio da área de contato.

## 2.2.2 CONDIÇÃO DA TENSÃO EM CONTATOS ROLANTES E DESLIZANTES LUBRIFICADOS

Rolamento, em geral, resulta do aumento da área de contato e a subsequente modificação do campo de tensões de Hertz em ambas as condições – à seco e lubrificada. A influência mais crítica nos campos de tensões subsuperficiais, é exercida pelo deslizamento. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

Para ilustrar o efeito do deslizamento na distribuição de tensões, considera-se dois corpos em contato com algum deslizamento ocorrendo entre eles. Forças de atrito são os resultados inevitáveis do deslizamento e causam uma tensão de cisalhamento atuante ao longo da interface entre os corpos, como mostrado na figura 2.

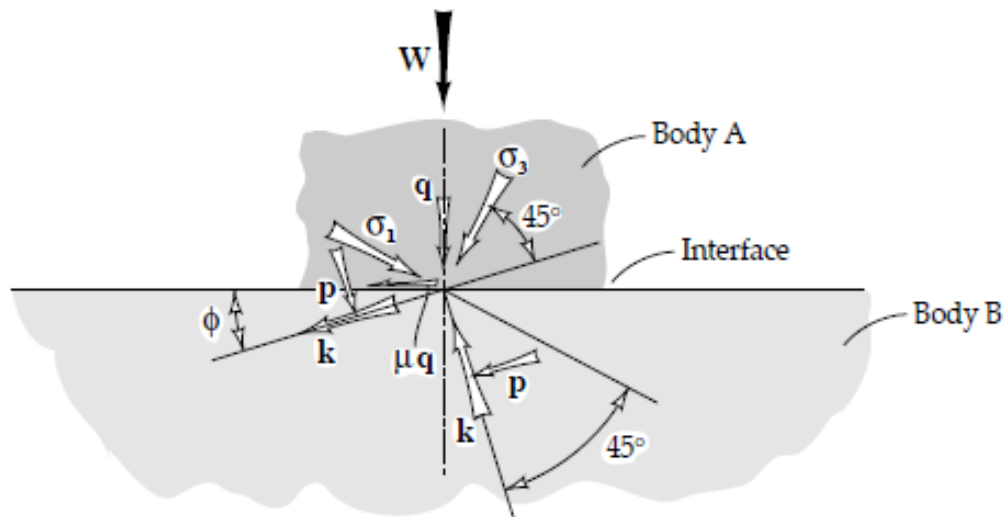


Figura 2.2 – Tensões em um contato com deslizamento. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

$\mu$  é o coeficiente de atrito,  $q$  é a tensão normal à interface ou tensão de compressão devido à carga,  $\Phi$  é o ângulo pelo qual os planos de tensão principal são rotacionados das posições correspondentes de zero atrito para equilíbrio das tensões de atrito.

A tensão de atrito atuante na interface é equilibrada pela rotação dos planos de tensão principal através de um ângulo ' $\Phi$ ' das suas posições originais quando forças de atrito são ausentes. A magnitude do ângulo ' $\Phi$ ' depende da tensão de atrito  $\mu q$  atuante na interface entre os corpos de acordo com a relação:

$$\Phi = \cos^{-1}(\mu q/k)$$

### 2.2.3 CONTATO ENTRE DUAS SUPERFÍCIES CÔNCAVA - CONVEXA

Corpos elásticos em contato sofrem deformação e a geometria de contato, carga e propriedades do material determinam a área de contato e as tensões. A geometria de contato depende se o contato ocorre entre superfícies que são ambas convexas ou a combinação de superfícies planas, convexas e côncavas.

A forma de uma área de contato depende da curvatura dos corpos em contato. Por exemplo, contatos pontuais ocorrem entre duas esferas, contatos lineares ocorrem entre dois cilindros paralelos e contatos elípticos, que são os mais frequentemente encontrados em aplicações práticas de engenharia, ocorrem quando dois cilindros são cruzados, ou uma esfera em movimento está em contato com o anel interno/externo de um rolamento, ou o contato entre os dentes de duas engrenagens.

A curvatura dos corpos pode ser convexa, plana ou côncava. É definido por convenção que:

- Superfícies convexas – Curvatura positiva
- Superfícies côncavas – Curvatura negativa

Como regra geral tem-se: Se o centro da curvatura está dentro do sólido, a curvatura é positiva. Se estiver fora do sólido a curvatura é negativa.

Dois corpos elásticos com uma superfície convexa e outra côncava em contato. A geometria de contato entre uma superfície convexa e côncava é mostrada na figura abaixo:

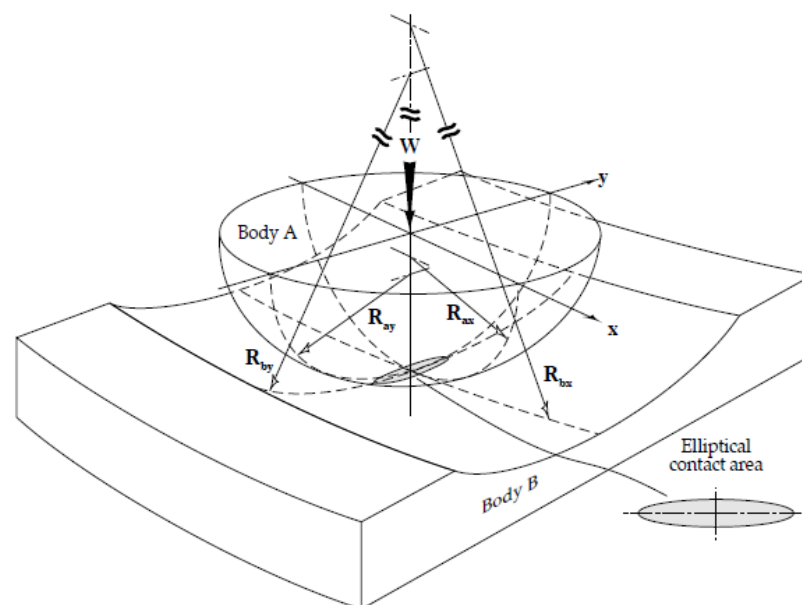


Figura 2.3 – Geometria de dois corpos, convexa e a outra côncava em contato (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

O corpo 'B' possui uma superfície côncava e de acordo com a convenção a sua curvatura é negativa. Logo, ' $R_{bx}$ ' e ' $R_{by}$ ' são negativos. O raio de curvatura reduzido para este contato se torna:

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ax}} - \frac{1}{R_{bx}} + \frac{1}{R_{ay}} - \frac{1}{R_{by}}$$

Ou,

$$\frac{1}{R'} = \left( \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{ay}} \right) - \left( \frac{1}{R_{bx}} + \frac{1}{R_{by}} \right)$$

Onde:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{ax}} - \frac{1}{R_{bx}}$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ay}} - \frac{1}{R_{by}}$$

Área de contato, pressão, deflexão máxima e posição da tensão máxima de cisalhamento. A avaliação dos parâmetros de contato é essencial em muitas aplicações práticas de engenharia. Os parâmetros de contato utilizados com mais frequência são:

- Dimensões da área de contato;
- Pressão máxima de contato, muitas vezes chamada de Tensão Hertziana ou de Hertz;
- Deflexão máxima no centro das superfícies de contato;
- Posição da tensão máxima de cisalhamento abaixo da superfície.

Na maioria dos casos, a área de contato é envelopada por uma elipse tal como no caso de dois cilindros cruzados a um ângulo diferente de 90°. Uma área de contato circular é encontrada entre duas esferas em contato ou quando dois cilindros estão cruzados a 90°. A área de contato entre dois cilindros paralelos é cercada por um retângulo estreito. Pressões de contato e deflexões também dependem da geometria e dos corpos em contato.



## 2.3 FILME LUBRIFICANTE ELASTOHIDRODINÂMICOS

Pode-se dizer que o termo filme lubrificante elastohidrodinâmico refere-se a um óleo lubrificante que separa as superfícies opostas de um contato concentrado. As propriedades desta quantidade mínima de óleo, são sujeitas aos extremos de pressão e cisalhamento, determinam a eficiência do mecanismo de lubrificação sob contato rolante.

No que tange aos efeitos contribuintes para a geração de filmes elastohidrodinâmicos, explicados na seção posterior, desempenham um papel importante na formação de filmes lubrificantes na lubrificação elastohidrodinâmica, e agem simultaneamente.

### 2.3.1 FORMAÇÃO DO FILME HIDRODINÂMICO

A geometria de superfícies em interação em contatos Hertzianos contém cunhas convergentes e divergentes então, alguma forma de lubrificação hidrodinâmica ocorre. Ao contrário da hidrodinâmica clássica, a geometria de contato e a viscosidade do lubrificante são uma função da pressão hidrodinâmica, porém são necessários os desenvolvimentos de cálculos específicos.

### 2.3.2 MODIFICAÇÃO DA GEOMETRIA DO FILME PELA DEFORMAÇÃO ELÁSTICA

Para todos os materiais independentes do módulo de elasticidade, as superfícies em um contato Hertziano deformam elasticamente. O principal efeito na deformação elástica de um perfil de filme lubrificante é interpor a região central das superfícies quase-paralelas entre as cunhas de entrada e saída.

O efeito geométrico é mostrado na figura 2.4 a seguir. Nesta situação, dois corpos, no caso uma superfície plana corpo B e uma esfera corpo A em contato elástico estão ilustrados.

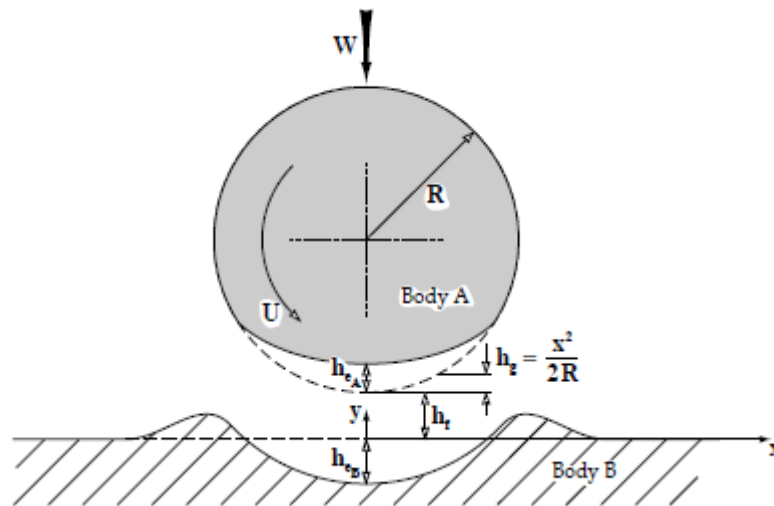


Figura 2.4 – Efeitos da deformação elástica local no perfil do filme lubrificante. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

Os raios de contato para a situação da figura 2.4 são ' $\infty$ ' e ' $R$ ' para a superfície plana e a esfera, respectivamente.

O perfil do filme na direção ' $x$ ' é dado por:

$$h = h_f + h_e + h_g$$

Onde:

$$h_f = \text{constante [m];}$$

$$h_e = \text{deformação elástica combinada dos sólidos [m]. } h_e = h_{eA} + h_{eB};$$

$$h_g = \text{separação devida à geometria dos sólidos sem deformação [m];}$$

$$R = \text{raio da esfera [m].}$$

### 2.3.3 TRANSFORMAÇÃO DA VISCOSIDADE DO LUBRIFICANTE E REOLOGIA SOB PRESSÃO

Quando um líquido separa duas superfícies, pressões extremas e mais elevadas que as pressões encontradas em lubrificação hidrodinâmica são inevitáveis. Pressões no lubrificante de 1 a 4 [GPa] são encontradas em elementos de máquinas típicos como por exemplo: engrenagens. O fenômeno piezo-viscosidade aparece e é dado pelo aumento acentuado da viscosidade do óleo e outros lubrificantes com o aumento da pressão. A relação pressão-viscosidade é descrita por uma equação que procura aproximar este fenômeno do real e é conhecida como a lei de Barus:

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p}$$

Onde:

$\eta_p$  = Viscosidade do lubrificante a uma pressão ' $p$ ' e temperatura ' $\Theta$ ' [Pas];

$\eta_0$  = Viscosidade à pressão atmosférica e temperatura ' $\Theta$ ' [Pas];

$\alpha$  = Coeficiente pressão-viscosidade [ $m^2/N$ ].

Com superfícies suficientemente duras em contato, a pressão do lubrificante pode aumentar a níveis muito elevados e a questão se existe algum limite para o aprimoramento da viscosidade se torna pertinente. A resposta é que de fato há restrições em que o lubrificante perde seu caráter líquido e se torna semi-sólido. Assim sendo, para o presente momento presume-se que a lei de Barus é exatamente aplicável.

#### 2.3.4 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO EM FILMES ELASTOHIDRODINÂMICOS

Em um contato estático, a distribuição de pressão é uma semi-esfera ou elipsoidal no perfil de acordo com a teoria clássica de Hertz. O campo de pressão irá mudar, entretanto quando as superfícies começarem a ter movimento relativo entre si na presença de um fluido lubrificante piezo-viscoso tal como o óleo. O movimento relativo entre as duas superfícies causa a geração de um filme lubrificante hidrodinâmico que modifica a distribuição de pressão até certo ponto. As maiores mudanças no perfil de pressão ocorrem nas regiões de entrada e saída do contato.

A espessura mínima é um parâmetro importante, uma vez que controla a probabilidade de interação de aspereza entre as duas superfícies. O tamanho e a inclinação do pico de pressão dependem fortemente das características pressão - viscosidade do lubrificante. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

#### 2.3.5 LUBRIFICAÇÃO MICRO – ELASTOHIDRODINÂMICA E MISTA

Na avaliação da espessura de filme em contatos EHL tem sido considerado que as superfícies de contato lubrificadas por filmes elastohidrodinâmicos são planas. Entretanto, na prática as superfícies nunca são planas, elas são rugosas, cobertas por características de várias superfícies, tamanhos e distribuição.

Se as asperezas superficiais são da mesma altura que a espessura de filme elastohidrodinâmico, pode-se perguntar se existe alguma separação entre as

superfícies por uma película lubrificante. Por exemplo, a espessura de película de EHL encontra-se frequentemente na faixa de 0,2 a 0,4 [µm] que é semelhante à rugosidade de uma superfície bruta (sem usinagem).

Varição local de película como uma função da rugosidade superficial local é melhor caracterizada por um parâmetro proposto por Tallian. A relação entre a espessura mínima da película e a rugosidade superficial composta de duas superfícies em contato é definida como:

$$\lambda = \frac{h_0}{(\sigma_A^2 + \sigma_B^2)^{0,5}}$$

Onde:

$h_0$  = Espessura mínima de filme lubrificante [m];

$\sigma_A$  = Rugosidade superficial RMS (desvio médio quadrático) do corpo 'A' [m];

$\sigma_B$  = Rugosidade superficial RMS (desvio médio quadrático) do corpo 'B' [m];

$\lambda$  = Parâmetro que caracteriza a razão da espessura mínima de filme com a rugosidade de superfície composta.

Uma forma comum de dano de superfície é a fadiga de superfície onde pequenas lascas ou "pittings" se desenvolvem nas superfícies de contato e impedem o rolamento ou deslizamento suave.

A rapidez de formação de pitting ou um simples desgaste é descrito em termos de vida por fadiga que é o número de contatos rolantes/deslizantes até o ponto em que o pitting é suficiente para evitar movimentação suave entre as superfícies opostas.

A relação entre ' $\lambda$ ' e vida por fadiga é mostrado no gráfico a seguir, gráfico esse muito utilizado por fabricantes de rolamentos, na qual seus catálogos tentam definir a vida em função da carga, rotação e temperatura de seus rolamentos.

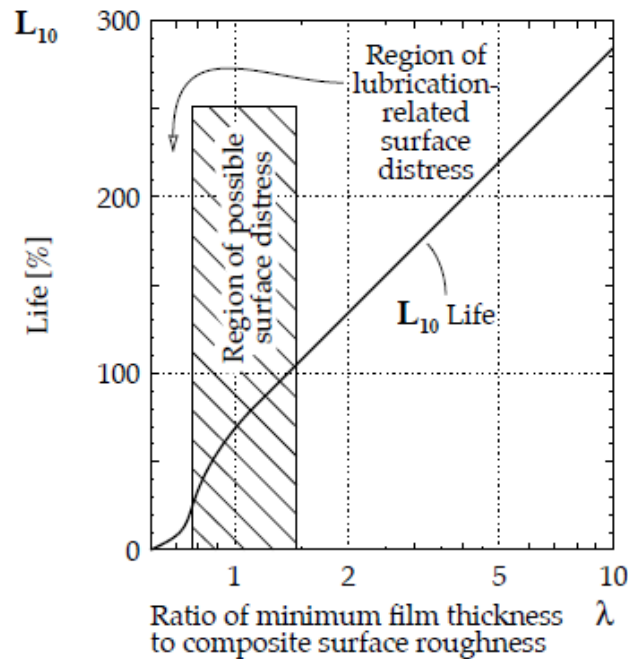


Figura 2.5 – Efeitos da espessura mínima de filme e rugosidade de superfície no contato para vida por fadiga. (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

Verificou-se que uma boa porcentagem de elementos de máquinas operam muito bem mesmo com  $\lambda \approx 1$ , na região de “possível desgaste prematuro de superfícies”. Isto sugeriria que para uma lubrificação ser efetiva, ocorre deformação elástica que “aplana” as asperezas de superfície e a lubrificação elastohidrodinâmica é estabelecida entre as asperezas. Este processo pobremente entendido onde as asperezas são de alguma maneira evitadas de ficar em contato entre si é conhecido por ‘lubrificação micro-elastohidrodinâmica’ ou ‘micro-EHL’.

Em muitas ocasiões de EHL, contato direto entre as asperezas deformadas continuarão a ocorrer mesmo com a presença de micro-EHL. Se o filme lubrificante que separa as superfícies é tal que permite algum contato entre as asperezas deformadas, então este tipo de lubrificação é considerado na literatura como ‘mista’ ou ‘lubrificação parcial’.

### 2.3.6 TEMPERATURA NA SUPERFÍCIE ENTRE O CONTATO DOS SÓLIDOS E O SEU EFEITO NA EHL

A temperatura na superfície possui um forte efeito na EHL, da mesma forma que ocorre com a lubrificação hidrodinâmica. Temperaturas elevadas diminuem a viscosidade do óleo lubrificante e geralmente diminuem o coeficiente pressão-



A velocidade de contato superficial é expressa como:

$$U = \frac{U_A + U_B}{2} = \frac{\omega_A R_A \sin \psi + \omega_B R_B \sin \psi}{2}$$

Onde:

$R_A, R_B$  = Raios primitivos da engrenagem movida e motriz, respectivamente. [m];

$\psi$  = Ângulo de pressão, que é o ângulo agudo entre o contato normal e a tangente comum dos círculos primitivos;

$\omega_A, \omega_B$  = Velocidades angulares das engrenagens movida e motriz, respectivamente. [rad/s].

Uma vez que:

$$\frac{R_A}{R_B} = \frac{\omega_B}{\omega_A}$$

Então a velocidade de contato superficial é:

$$U = \omega_A R_A \sin \psi = \omega_B R_B \sin \psi$$

Considerando que a força total é carregada por somente um dente, como mostrado na figura 2.6, a carga de contato em termos de torque exercido é dado por:

$$W = \frac{T_B}{h_B} = \frac{T_B}{R_B \cos \psi}$$

Onde:

$W$  = Carga total no dente [N];

$h_B$  = Distância do centro da engrenagem movida à intercessão com o lugar geométrico do contato com o seu círculo base. [m]

$T_B$  = Torque exercido na engrenagem motriz. [N.m]

O torque exercido na roda motriz e movida é expresso em termos da potência transmitida e é calculado da seguinte equação:

$$T_A = \frac{H}{\omega_A} = 9,55 \frac{H}{N_A}$$

$$T_B = \frac{H}{\omega_B} = 9,55 \frac{H}{N_B}$$

Onde:

$N_A, N_B$  = Velocidades rotacionais das rodas movida e motriz respectivamente [rps];

$H$  = Potência transmitida [kW];

Substituindo o valor de torque na equação da carga total no dente temos então a carga de contato. A espessura mínima e central do filme EHL podem ser calculados da formulação de espessuras de filmes EHL.

Porém, mais uma vez é importante frisar que como o acionamento do redutor estudado existe inversor de frequência, essas rotações e relações podem ser alteradas em função da velocidade da correia do transportador.

Na figura 2.6, a linha de 'C1' a 'C2' é o lugar geométrico do contato e pode ser visto que a distância 'S' entre o contato do dente engrenado e a linha primitiva é continuamente modificada com a posição de contato durante o ciclo de transmissão de força entre as engrenagens.

Desta maneira é possível modelar qualquer posição de contato específico na superfície do dente de uma engrenagem de perfil envolvente por dois discos circulares em rotação e de raios  $(R_A \sin \psi + S)$  e  $(R_B \sin \psi - S)$  como mostrado na figura 2.7. Esta ideia é aplicada em uma bancada de testes geralmente conhecida como máquina 'disco misto' ou 'dois discos' mostrada de maneira esquemática abaixo.

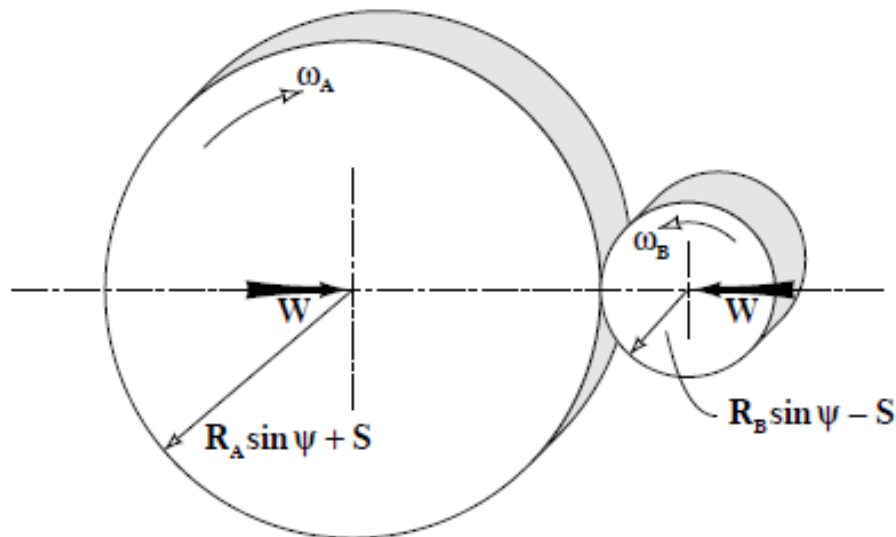


Figura 2.7 – Simulação de contato em engrenagens.

Diagrama esquemático de uma máquina 'dois discos' usada para simular contatos por rolamento / deslizamento em engrenagens de perfil envolvente. Para  $S=0$  rolamento puro e  $S \neq 0$  rolamento / deslizamento em contato EHL. '**S**' é a distância entre a linha primitiva e o contato do dente da engrenagem [m].

Uma vez que o contato por dentes engrenados é proximamente simulado pelos dois discos rotativos, estas máquinas são vastamente utilizadas para modelar lubrificação em engrenagens, desgaste, a seleção de lubrificantes e materiais para engrenagens.



## 2.4 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

A vibração é uma oscilação de um corpo em torno de uma posição de referência, ou ainda, é frequentemente um processo destrutivo, ocasionando falhas nos elementos de máquinas por fadiga. O movimento vibratório é a resposta de uma máquina as forças dinâmicas que a excitam, pois vibra-se em várias frequências e estas vibrações se propagam por toda a máquina e estruturas próximas. Vibrações severas induzem desgastes e fadiga, que certamente são responsáveis por quebras definitivas dos equipamentos.

Os sistemas mecânicos contêm 3 componentes básicos que interagem entre si e são responsáveis pelo comportamento dinâmico, uma mola (rigidez ou flexibilidade), amortecedor (dissipação de energia) e massa (inércia). Quando submetido a forças, eles reagem com deslocamento, velocidade e aceleração.

Os sinais reais encontrados na análise de vibrações, nem sempre têm a forma clássica dos sinais usados nos desenvolvimentos matemáticos, dado um sinal qualquer  $x(t)$ , em função do tempo, pode ser descrito em função de suas componentes de frequências pelo chamado de espectro frequência do sinal, matematicamente esta transposição do sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência, corresponde à Transformada Rápida de Fourier (FFT).

### 2.4.1 VIBRAÇÕES EM ENGRENAGENS

Sistemas de engrenagem podem variar desde um engrenamento simples composto por um pinhão e uma engrenagem até arranjos complexos com muitas engrenagens. O aumento da potência de transmissão de engrenagens e das velocidades de rotações das mesmas tem conseqüentemente aumento dos níveis de vibrações destes sistemas. Logicamente as engrenagens para estas situações requerem qualidade superiores. (ALMEIDA M.T; ALMEIDA F. R. V, 2012).

A AGMA, estabeleceu um número de qualidade para engrenagens, em função da velocidade tangencial do círculo primitivo. Os números de qualidade das engrenagens variam de 3 a 15, que crescem com aumento de precisão. Válido para engrenagens de dentes retos, com dentes helicoidais e cônicas.

No geral sistemas com engrenagens são encontradas em: compressores, ventiladores, moinhos de engrenagem aberta, sistema de acionamento de bomba hidráulica usando motor elétrico ou motor de combustão.

Muitos sistemas com engrenagens operam com velocidades tangenciais de 177,9 m/s, ou rotações que chegam até 40.000 RPM e capacidades de transmissão de potência de até 30.000 CV (22MW). Este nível de complexidade requer certos controles de parâmetros operacionais como: temperatura, pressão e vibração sejam monitorados para prover a longo prazo uma operação contínua e confiável.

Quando as engrenagens transmitem potência mecânica, todo o esforço passa pelos dentes em contato. Estruturalmente, cada dente equivale a uma viga engastada em um extremo na base do cilindro da engrenagem e livre no outro. As forças tangenciais são aplicadas no diâmetro primitivo. Sob estes esforços os dentes se deformam em flexão e alteram a condição de contato. (ALMEIDA M.T; ALMEIDA F. R. V, 2012.)

No que tange vibrações geradas pelo desgaste, é sabido que nos processos em que a carga é constante, acréscimos no nível de vibração nas harmônicas do engrenamento, isso indicará aumento no erro de forma dos perfis dos dentes. O desgaste uniforme dos dentes é um exemplo típico deste tipo de deterioração. Na faixa do círculo primitivo, os dentes rolam um sobre o outro criando uma tensão de compressão. Dessa forma, nas vizinhanças do círculo primitivo ocorrem também forças de atrito cuja direção varia com o ponto de contato, criando escorregamento e condições favoráveis ao aumento do desgaste uniforme, geralmente é possível visualizar uma linha primitiva no flanco do dente da engrenagem. Supondo um desgaste uniforme em toda engrenagem, a transmissão de forças e movimentos não serão suaves o que aumenta o nível de vibração na frequência de engrenamento.

O desgaste também se manifesta visualmente em forma de pitting, ou seja, pequenas depressões circulares na superfície de contato. Na figura 2.8 é possível visualizar marcas de pitting nos dentes da engrenagem, já na figura 2.9 marcas de scuffing, provavelmente causadas por falha do filme lubrificantes, gerando um desgaste adesivo severo.

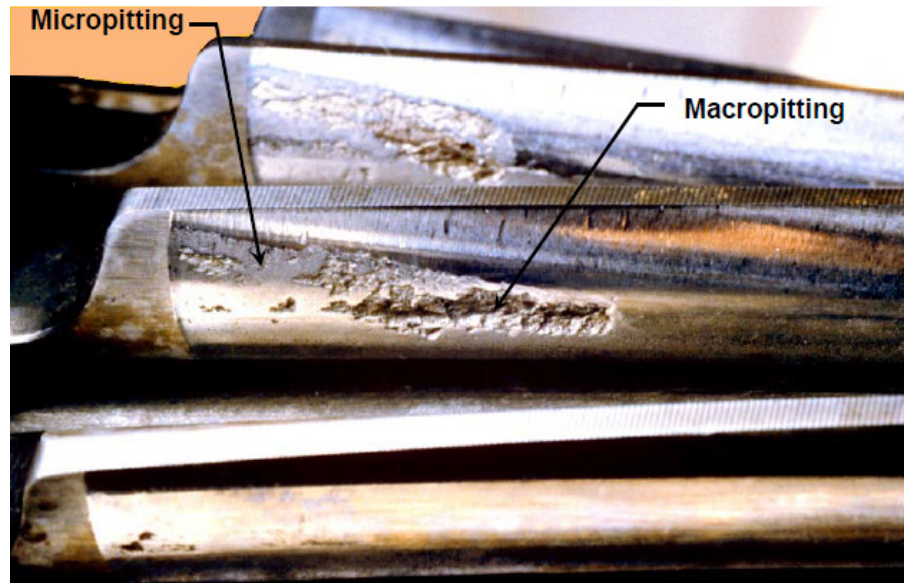


Figura 2.8 – Marcas de pitting. (Geartech, 2000.)

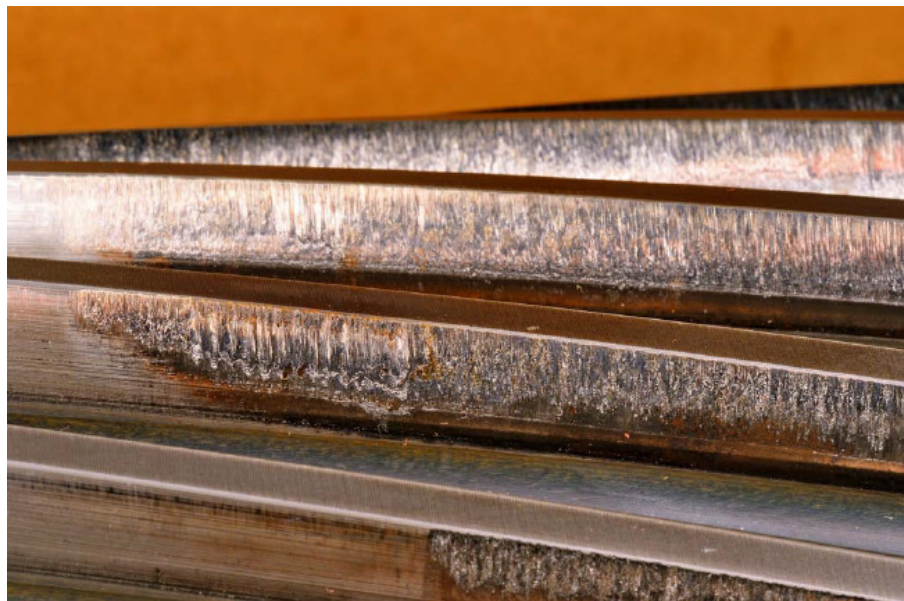


Figura 2.9 – Marcas de scuffing, desgaste por adesão severa. (Geartech, 2000.)

#### 2.4.2 VIBRAÇÃO EM ROLAMENTOS

Rolamentos com defeitos em suas pistas, esferas ou rolos, usualmente causam vibrações em altas frequências, que não são múltiplos inteiros da rotação do eixo nem fase estável. A alta frequência e a instabilidade de fase são justificadas pela natureza das forças dinâmicas que excitam o rolamento defeituoso gerando vibrações. Por exemplo, um defeito na esfera passará pelas pistas interna e externa em uma sucessão de impactos com o dobro da frequência de rotação da esfera chamada de

spin. A frequência fundamental da vibração será bem mais alta do que a do eixo, além disto, forças dinâmicas do tipo impulsos geram vibrações de frequências muito altas, na faixa de ressonância estrutural das pistas do rolamento. A amplitude da vibração dependerá da extensão da falha no rolamento, já os defeitos na gaiola do rolamento geram vibrações com frequência mais baixa do que a frequência de rotação do eixo. (ALMEIDA M.T; ALMEIDA F. R. V, 2015.)

Os rolamentos também podem sofrer esforços e vir a apresentar defeitos se estiverem sob a ação de vibrações externas, como por exemplo o transporte ou a permanência da máquina desligada em um ambiente com vibrações, pode provocar um “martelamento” dos rolos ou esferas nas duas pistas, que dependendo da intensidade e do tempo de exposição inutilizam o rolamento deixando nas pistas, marcas visíveis a olho nu.

Ambientes com alta umidade relativa podem provocar manchas marrons (oxidação) com espaçamento igual ao dos elementos rolantes. Substâncias abrasivas deixam marcas semelhantes às estrias produzidas por passagem de corrente elétrica dificultando a identificação da causa real.

Com relação as frequências típicas de defeitos, é muito importante acompanhar as vibrações dos rolamentos quanto as suas amplitudes e frequências, verificando como elas variam com o funcionamento da máquina. Com estas medidas pode-se montar um eficiente programa de manutenção preditiva, tema abordado mais adiante, pois com as técnicas atuais, é possível diagnosticar danos e a extensão da deterioração de rolamentos por causas como: defeito de fabricação, desgastes, lubrificação deficiente, manuseio ou operação inadequada do rolamento.

Na imagem a seguir, mostra um rolamento com dano avançado por falha de fadiga na pista interna, é possível identificar uma superfície bem irregular em função do dano gerado, esse tipo de falha pode ser acelerado em função de sobrecargas, onde haverá um aumento das tensões de contato, ou ainda um dimensionamento errado, quando dada a imperícia da avaliação das cargas atuante no rolamento.



Figura 2.10 – Dano por fadiga na pista interna de rolamento. (Fag, Rolling Bearing Damage, 2001.)

## 2.5 INTERPRETAÇÃO DA ANÁLISE DE ÓLEO

Para um melhor entendimento de laudos de análise de óleo, é importante explicar de forma sucinta a interpretação da secção quantitativa da análise de óleo no que tange a contagem de partículas. O número de partículas presente no óleo do equipamento, que de certa forma é um tanto quanto óbvio, reduz a vida dos componentes da máquina, ou seja, quando se tem mais partículas no sistema mais se acelera o desgaste.

Pela tabela a seguir, fica mais fácil o entendimento, o primeiro índice  $R_4$  representa o número de partículas maiores do que  $4\ \mu\text{m}$ ,  $R_6$  o número de partículas maiores do que  $6\ \mu\text{m}$ , e  $R_{14}$  o número de partículas maiores do que  $14\ \mu\text{m}$  conforme definido em norma ISO 4406, já os números que se encontram nessa posição, representam a quantidade de partículas conforme os seus respectivos tamanhos, por exemplo: o número 18 na posição  $R_4$ , corresponde a quantidade maior do 1300 e inclusive 2500 partículas maiores do que  $4\ \mu\text{m}$ , e assim sucessivamente correlacionando o número de partículas com seus tamanhos. É possível verificar que, o crescimento do número de classe quando relacionado ao número de partículas, acontece de forma exponencial numa base 2, isso quer dizer que se o nível de

contaminação conforme norma, reduzir em uma unidade o número de classe, significa reduzir pela metade a contaminação do óleo.

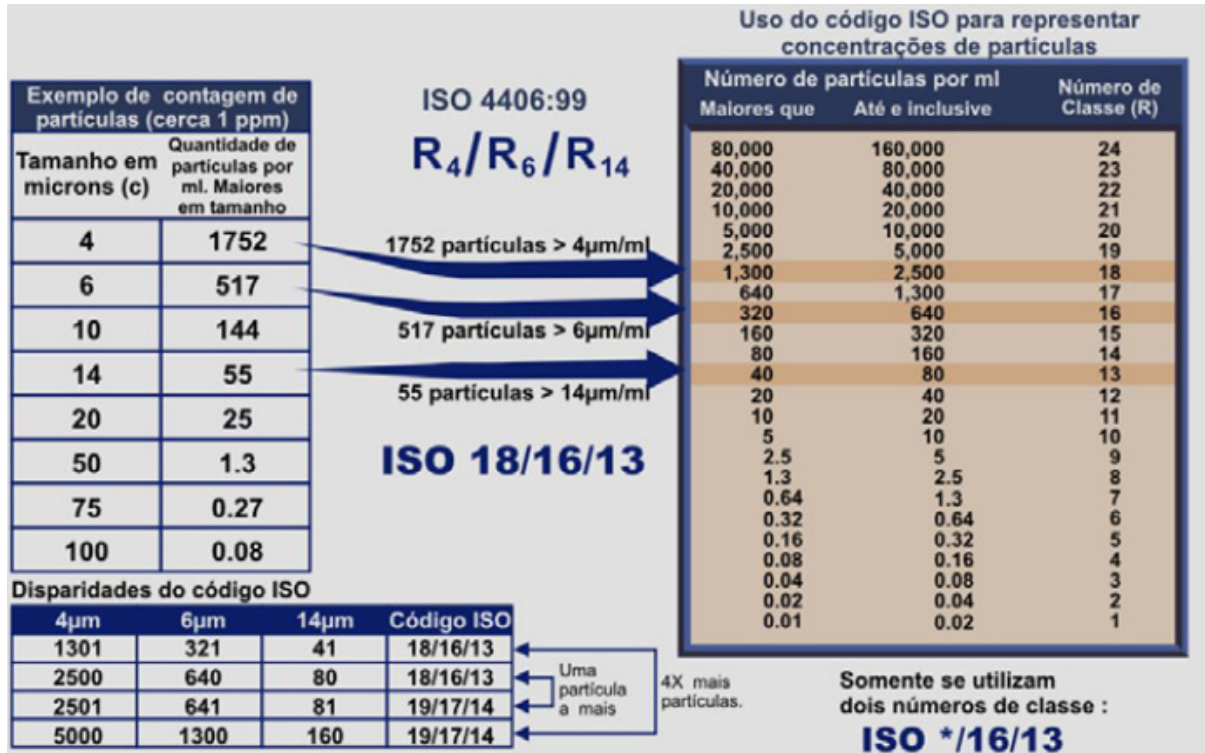


Figura 2.11 - Norma ISO 4406 (Noria Corporation).

Lembrando ainda de frisar sobre o aspecto de contaminação por partículas, ao contrário do que muitos pensam, a partícula não altera a viscosidade do óleo, mas sim age como um catalizador no processo de oxidação do fluido.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS - SISTEMA DE ESTUDO

#### 3.1 ACIONAMENTO MOTOR REDUTOR

A mostra-se na figura 3.1 abaixo, o equipamento 16TR503, um transportador de correia na área da britagem da mineradora de ouro Kinross Gold, uma companhia responsável pela produção de aproximadamente 27 % do ouro produzido no Brasil e a maior unidade do grupo no mundo. Esse conjunto de 3 redutores que compõe o acionamento do transportador de correia, acionam a correia através de 3 tambores e mais 7 tambores auxiliares para mudança de direção e apoio da correia, que trabalham de acordo com a figura 3.2 abaixo. O tambor 1 tem a função de descarga, 2 e 3 desviam a correia para retorno, 4 é composto por um acionamento duplo que utiliza dois redutores, um em cada ponta do eixo do tambor, pois esse é o tambor motriz principal do sistema, o 5 de acionamento simples utilizando apenas um redutor que tem a função de mover a correia para retorno, o 6 de desvio, o 7 estacionário, 8 e 9 de desvio e o 10 que tem a função de retorno. O mesmo transporta o minério da pilha a qual denomina-se de pilha pulmão ou pátio de estocagem, levando-o até a moagem primária, na qual alimenta o moinho semi autógeno – SAG da Metso.

Em termos da importância do sistema para a produção, considerou que a parada desse equipamento por uma hora, representa uma perda aproximada de lucro cessante de 62.000,00 dólares. A variação desse valor está de acordo com o preço do ouro e dólar, logo todo o sistema relacionado a esse circuito necessita de alta confiabilidade, e ainda infelizmente, mesmo que sejam utilizadas ferramentas de manutenção preditiva há ocorrência de falhas.

O acionamento do transportador é constituído por redutor e motor, cujas especificações se encontram na ficha técnica a seguir.



Figura 3.1 - Redutor do transportador de correia TAG 16TR503.

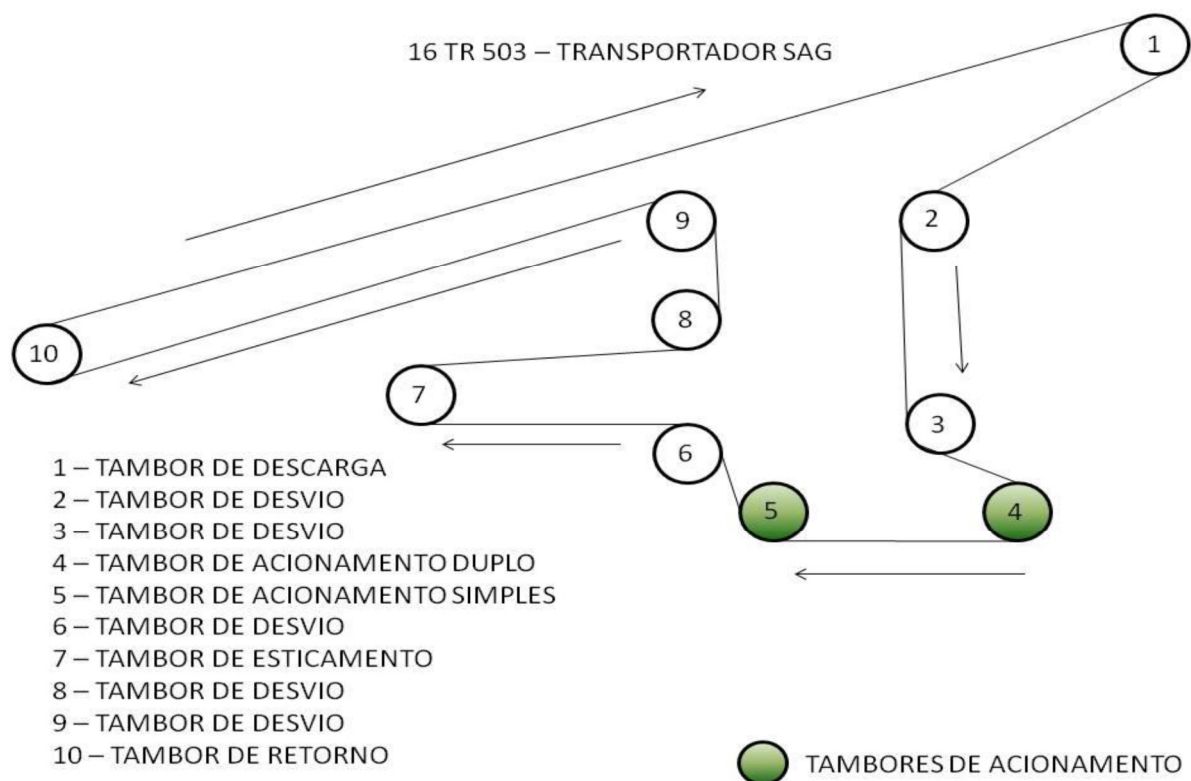
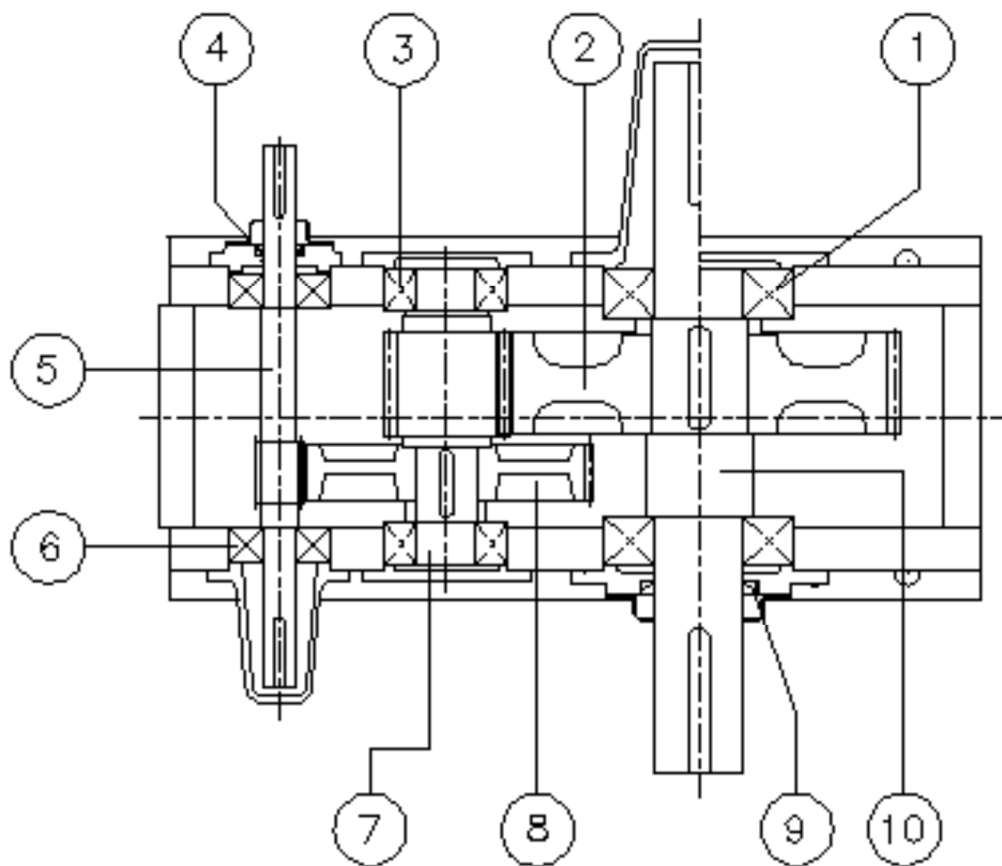


Figura 3.2: Layout do transportador de correia 16TR503.

O modelo dos redutores utilizados é o 2165 Y2-L linha Y2 da FALK, com uma relação de transmissão 1 : 23,93, potência específica de 770 CV acionado por um



motor de 500 CV e rotação de 1187 RPM. No seu eixo pinhão de 24 dentes na entrada, é montado em um par de rolamentos auto compensadores de duas carreiras de rolos cilíndricos para alta carga axial modelo 22322C-C3 SKF, o eixo intermediário é composto por uma coroa de 101 dentes na entrada e um pinhão de 19 dentes, com por seguinte, engrena com a coroa do eixo de saída de 108 dentes. O eixo intermediário usa rolamentos do tipo 22328 CC-C3 auto compensadores de duas carreiras de rolos cilíndricos, já o eixo de saída que é acionado pelo intermediário a uma rotação de 540 RPM e saindo com 50 RPM, usa os rolamentos do tipo 22244-CC de duas carreiras de rolos cilíndricos, no corte esquemático abaixo é possível entender de uma melhor forma a montagem do engrenamento com seus respectivos rolamentos.



CORTE ESQUEMÁTICO

Figura 3.3 - Corte esquemático.

DADOS TÉCNICOS			
Motor			
1	Fabricante:	WEG	
2	Carcaça:	HGF 355E	
3	Número de Série:	-	
4	Grau de Proteção:	IPW 55	
5	Corrente Nominal (A):	577,6	A
6	Escorregamento:	1,083	%
7	Frequencia (Hz):	60	Hz
8	Polaridade:	6	
9	Potência (cv):	500	cv
10	Rotação Nominal (rpm):	1187	rpm
11	Tensão Nominal (V):	440	V
12	Forma de Construção:	B3D	
13	Rolamentos LA:	6322 C3	
14	Rolamentos LOA:	6320 C3	
15	Nº de Ranhuras Rotor:	Não encontrado	
16	Nº de Ranhuras Estator:	Não encontrado	
Redutor Paralelo			
1	Fabricante:	FALK	
2	Modelo :	2165 Y2 - L	
3	R.G. :	**	
4	Rotação de Entrada (rpm):	1187	
5	Rotação de Saida (rpm):	50	
6	Relação de Redução :	1 : 23,92	
7	Potência Específica (cv):	770	
Rolamentos			
		LA	LOA
1	EIXO 1	22322C - C3	22322C - C3
2	EIXO 2	22328CC - C3	22328CC - C3
3	EIXO 3	22244CC	22244CC
Engrenagens			
1	Z1	24	
2	Z2	101	
3	Z3	108	
4	Z4	19	

Figura 3.4 - Dados técnicos do redutor e motor.

A seguir é possível ver uma vista explodida, um redutor constituído de vários componentes visto em elementos de máquinas, chave, eixo, engrenagem, juntas, rolamentos, tampas e retentores.

Após o entendimento pleno sobre o equipamento de estudo, foi apresentada as técnicas, materiais e ferramentas utilizadas para avaliação do comportamento mecânico e tribológico dos componentes.



### 3.2 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Quando se refere à vibração em sistemas mecânicos, na qual cada componente além de ter sua frequência natural, tem as frequências que são excitadas e as frequências de falhas que são geradas por defeitos em algum componente do equipamento, exemplos podem ser citados: peneira vibratória que é usada na classificação de minério, para que ela faça sua função é preciso que a mesma seja excitada por uma força. Já no caso de um redutor que está com uma vibração excessiva em um de seus eixos, pode ser identificado devido a uma frequência de falha causada por um defeito sobre uma das pistas do rolamento, gaiola e elemento girante, essas falhas podem ser detectadas de forma prematura através do método de análise de vibração.

Dessa forma pelos cálculos abaixo é possível determinar as frequências de rotação do eixo, engrenamento, rolamentos: pista interna (BPFI), pista externa (BPFO), elemento girante (BSF) e gaiola (FTF).

Cálculo das frequências dos pares engrenados, considerando:

- Número de dentes do eixo do pinhão do eixo de entrada ( $Z_1$ ) = 24
- Número de dentes da engrenagem do eixo intermediário ( $Z_2$ ) = 101
- Número de dentes da engrenagem do eixo de saída ( $Z_3$ ) = 108
- Número de dentes do pinhão intermediário ( $Z_4$ ) = 19
- Rotação do eixo de entrada ( $N_1$ ) = 1187 RPM
- Rotação do eixo intermediário ( $N_2$ )

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{101}{24} = \frac{1187}{N_2} \quad N_2 = 282 \text{ rpm}$$

- Velocidade do eixo de saída ( $N_3$ )

$$\frac{Z_4}{Z_3} = \frac{N_3}{N_2} \quad \frac{19}{108} = \frac{N_3}{282} \quad N_3 = 49,6 \text{ rpm}$$

- Frequência de rotação do eixo de entrada ( $F_1$ )

$$F_1 = \frac{N_1}{60} = \frac{1187}{60} \quad F_1 = 19,8 \text{ Hz}$$

- Frequência de rotação do eixo intermediário ( $F_2$ )

$$F_2 = \frac{N_2}{60} = \frac{282}{60} \quad F_2 = 4,7 \text{ Hz}$$

- Frequência de rotação do eixo saída ( $F_3$ )

$$F_3 = \frac{N_3}{60} = \frac{49,6}{60} \quad F_3 = 0,83 \text{ Hz}$$

- Frequência de engrenamento do primeiro par engrenado ( $F_{e1}$ )

$$F_{e1} = \frac{N_1}{60} Z_1 = \frac{1187}{60} 24 \quad F_{e1} = 474,8 \text{ Hz}$$

- Frequência de engrenamento do segundo par engrenado ( $F_{e2}$ )

$$F_{e2} = \frac{N_3}{60} Z_3 = \frac{49,6}{60} 108 \quad F_{e2} = 89,3 \text{ Hz}$$

Para os cálculos das frequências de falha dos rolamentos, as equações a seguir são apresentadas, todavia as empresas fabricantes de rolamentos por questão de sigilo tecnológico, mantem algumas informações de projeto restritas. Considerado as seguintes variáveis para a pista interna girando e a pista externa parada fixada na carcaça do redutor:

$f$  = frequência de rotação do eixo;  $D1$  = diâmetro externo da pista interna

$D2$  = diâmetro interno da pista externa;  $DE$  = diâmetro do elemento girante

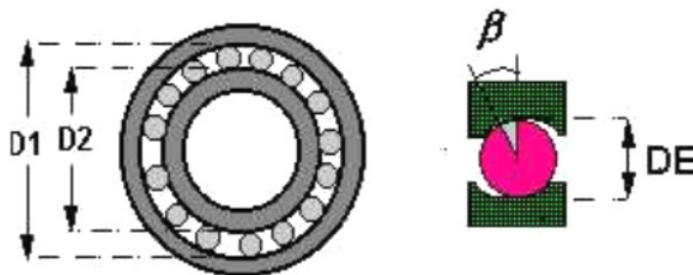


Figura 3.6 – Desenho do rolamento esquemático.

$n$  = número de elementos girante

$$DP = \frac{D1 + D2}{2} = \text{Diâmetro primitivo}$$

$\beta$  = ângulo de contato

$BPFO$  = frequência de falha para a pista externa

$$BPFO = \frac{n}{2} f \left( 1 - \frac{DE}{DP} \cos \beta \right)$$

$BPFI$  = frequência de falha para a pista interna

$$BPFI = \frac{n}{2} f \left( 1 + \frac{DE}{DP} \cos \beta \right)$$

$BSF$  = frequência de falha de elemento girante

$$BSF = \frac{DE}{DP} f \left[ 1 - \left( \frac{DE}{DP} \cos \beta \right)^2 \right]$$

$FTF$  = defeito na gaiola

$$FTF = \frac{1}{2}f \left( 1 - \frac{DE}{DP} \cos \beta \right)$$

Para efeito de cálculo os fabricantes dos rolamentos já fornecem o valor da parcela sem a variável  $f$ , sendo somente necessário verificar o valor da frequência de rotação dos eixos para seguir com os cálculos.

#### Cálculo das frequências de falhas para o rolamento 22322 – E1 – XL (FAG)

- Frequência de falha para a pista externa (*BPFO*):

O valor de 6,1327 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BPFO = 6,1327 \times F_1 = 6,1327 \times 19,8 = 121,43 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para a pista interna (*BPMI*):

O valor de 8,8673 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BPMI = 8,8673 \times F_1 = 8,8673 \times 19,8 = 175,57 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para os corpos rolantes (*BSF*):

O valor de 2,5911 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BSF = 2,5911 \times F_1 = 2,5911 \times 19,8 = 51,30 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para a gaiola (*FTF*):

O valor de 0,4088 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$FTF = 0,4088 \times F_1 = 0,4088 \times 19,8 = 8,09 \text{ Hz}$$

#### Cálculo das frequências de falhas para o rolamento 22328 – E1 – XL (FAG)

- Frequência de falha para a pista externa (*BPFO*):

O valor de 5,6341 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BPFO = 5,6341 \times F_2 = 5,6341 \times 4,7 = 26,48 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para a pista interna (*BPMI*):

O valor de 8,8659 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BPMI = 8,8659 \times F_2 = 8,8659 \times 4,7 = 39,32 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para os corpos rolantes (*BSF*):

O valor de 2,4049 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BSF = 2,4049 \times F_2 = 2,4049 \times 4,7 = 11,30 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para a gaiola (*FTF*):

O valor de 0,4024 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$FTF = 0,4024 \times F_2 = 0,4024 \times 4,7 = 1,89 \text{ Hz}$$

#### Cálculo das frequências de falhas para o rolamento 22244 – E1 – XL (FAG)

- Frequência de falha para a pista externa (*BPFO*):

O valor de 8,1102 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BPFO = 8,1102 \times F_3 = 8,1102 \times 0,83 = 26,48 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para a pista interna (*BPFI*):

O valor de 10,8898 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BPFI = 10,8898 \times F_3 = 10,8898 \times 0,83 = 39,20 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para os corpos rolantes (*BSF*):

O valor de 3,2946 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$BSF = 3,2946 \times F_3 = 3,2946 \times 0,83 = 11,30 \text{ Hz}$$

- Frequência de falha para a gaiola (*FFT*):

O valor de 0,4269 Hz é a frequência de falha dada pelo fabricante em 1 Hz.

$$FTF = 0,4269 \times F_3 = 0,4269 \times 0,83 = 1,89 \text{ Hz}$$

A partir dos cálculos realizados acima, das frequências de falhas dos componentes: rolamentos, engrenamento e eixos. Foram introduzidos no software de análise de vibração para que fosse possível realizar o monitoramento com o analisador de vibração, ou seja, um setup do instrumento. Esse mapeamento é necessário para verificar a alteração das amplitudes das frequências de falhas em função das variáveis como contaminação do óleo, carga, corrente, temperatura do óleo que implica em variação da viscosidade do mesmo e o desgaste da engrenagem e rolamento.

O aparelho utilizado para fazer a aquisição dos dados de vibração de frequências de falhas de engrenamento e rolamento, foi o coletor de dados FALCON que permite realizar o monitoramento periódico de máquinas rotativas. A seguir o modelo do aparelho utilizado conforme figura 3.7.



Figura 3.7 - Aparelho analisador de vibração.



Figura 3.8 - Acelerômetro

O acelerômetro é então colocado no ponto de coleta e a transmissão é feita por modo wi-fi para o aparelho analisador, onde guarda todos os dados adquiridos durante o monitoramento. Com o acelerômetro triaxial, não é necessário fazer a coleta em três posições de um ponto específico como no passado, pontos esses axial, horizontal e vertical. Isso reduz o tempo de coleta do técnico, e a cada ano que se passa novas tecnologias são desenvolvidas para a contribuição de uma análise mais assertiva possível do técnico inspetor quanto ao equipamento monitorado.



Já o software que foi utilizado, é o XPR ao qual recebe todos os dados do analisador o que possibilita realizar manipulações, geração de gráficos de: aceleração, velocidade, deslocamento no domínio do tempo, frequência, vista circular, tendência global, formato cascata entre outros. O próprio software possui equacionamentos como por exemplo a Transformada de Fourier, RMS, modulação e etc... para gerar os gráficos requeridos.

Pode –se dizer que com o advento da Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transform - FFT), o trabalho de obtenção de bandas espectrais tornou-se mais eficiente com o passar dos anos. Sua finalidade consiste em permitir a mudança em um sinal obtido no domínio do tempo para o domínio da frequência. Isso se faz necessário uma vez que, em geral, os gráficos obtidos no domínio do tempo contêm um excesso de informação, pois os sinais se sobrepõem com diferentes amplitudes e frequências, o que se torna difícil muitas vezes uma avaliação criteriosa. Ainda, ruído podem ser captados do próprio coletor e interferência de outros equipamentos adjacentes. Na imagem a seguir nota-se a superposição de sinais, na face direita em vermelho os sinais de ondas sobrepostas, e na face esquerda o espectro da frequência gerado pela aplicação da transformada de Fourier.

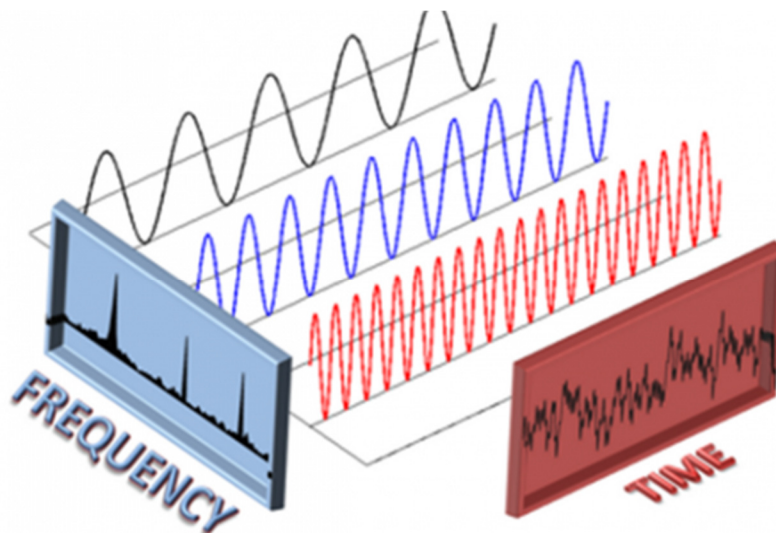


Figura 3.9 - Exemplo da aplicação FFT – Transformada de Fourier

No gráfico abaixo é possível verificar um exemplo da vibração em aceleração (g) no domínio do tempo do ponto 4H coletado do redutor.

Esse tipo de gráfico é muito importante de ser analisado para que se possa encontrar as frequências de falhas em evidência. O surgimento de picos indica uma

possível falha, porém, no geral as frequências mais evidentes são as de engrenamento e de rotação dos eixos, ou seja, as de maiores energia. Essa identificação de qual é a frequência que está se acentuando, pode ser identificada colocando o cursor do programa sobre a mesma e assim informará automaticamente qual é a frequência de falha.

Os limites de vibrações para cada classe de equipamento são determinados por norma ISO 18436-2, todavia na maioria das vezes é necessário manter e analisar o histórico de cada equipamento para definição dos limites corretos.

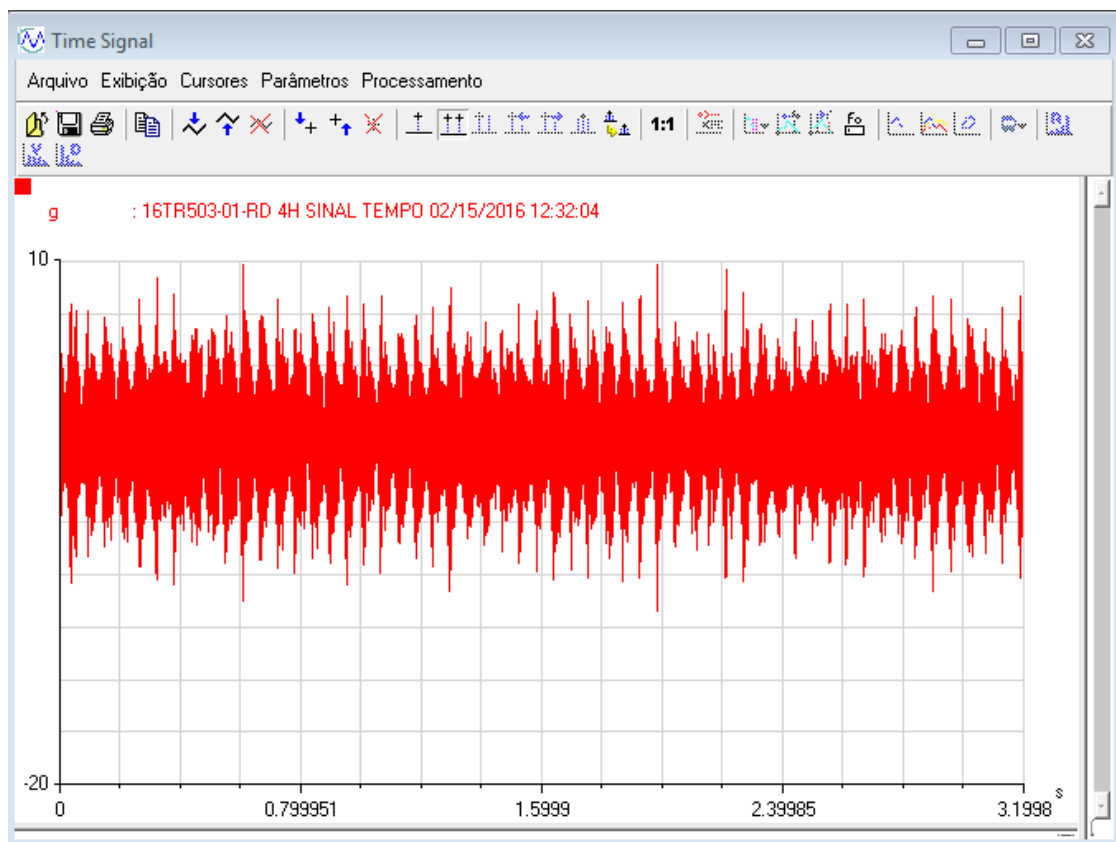


Figura 3.10 - Espectro de vibração no domínio do tempo

Já no gráfico a seguir, expressado em aceleração (g) no domínio da frequência que varia de 0 a 2307 Hz, notou-se que existem várias frequências nesse espectro, porém algumas em particular se acentuam, como no exemplo a seguir, a frequência de engrenamento de 425,8 Hz se destaca. Essa é a frequência mais próxima da frequência calculada anteriormente, 474,8 Hz, frequência essa de engrenamento do primeiro par engrenado, talvez o questionamento seria: Porque essa diferença de aproximadamente 50 Hz entre a medida real e a calculada? Isso ocorre em função do

inversor de frequência instalado que altera as rotações dos motores, conseqüentemente, mudança das frequências do redutor, bem como da taxa de alimentação de minério dos transportador para o moinho SAG.

A partir dessa abordagem, quando se faz a coleta em campo com o aparelho, o analisador identifica a frequência de rotação do eixo de entrada por exemplo, geralmente o com maior energia, e automaticamente faz a correção para o cálculo das frequências de engrenamento, eixos e frequência de falha dos componentes. Logo pode-se afirmar que os valores calculados, são utilizados como referências de cálculo para input dos dados no software. Observe que o valor de  $f_0$ , no gráfico é da ordem de 4,19 Hz, ou seja, frequência de rotação do eixo intermediário de 4,7 Hz, conforme calculado anteriormente.

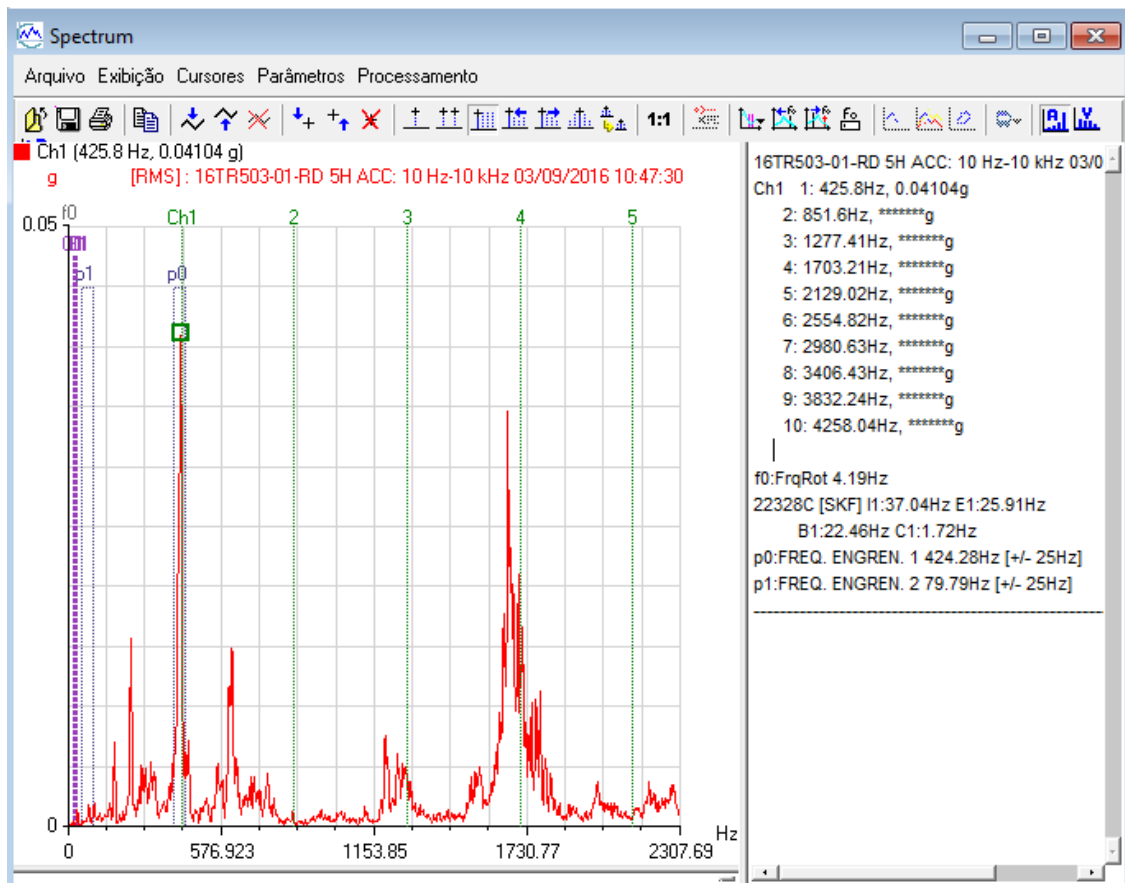


Figura 3.11 - Espectro de vibração no domínio da frequência.

Para o gráfico seguinte do espectro de vibração no domínio da frequência, numa vista circular, o mesmo contribui muito para uma análise pontual da energia no engrenamento de cada dente.

Particularmente, com essa forma visualização do gráfico é possível diagnosticar falhas como por exemplo de excentricidade do eixo, fabricação do engrenamento, ovalização, e também a fratura de algum dente.

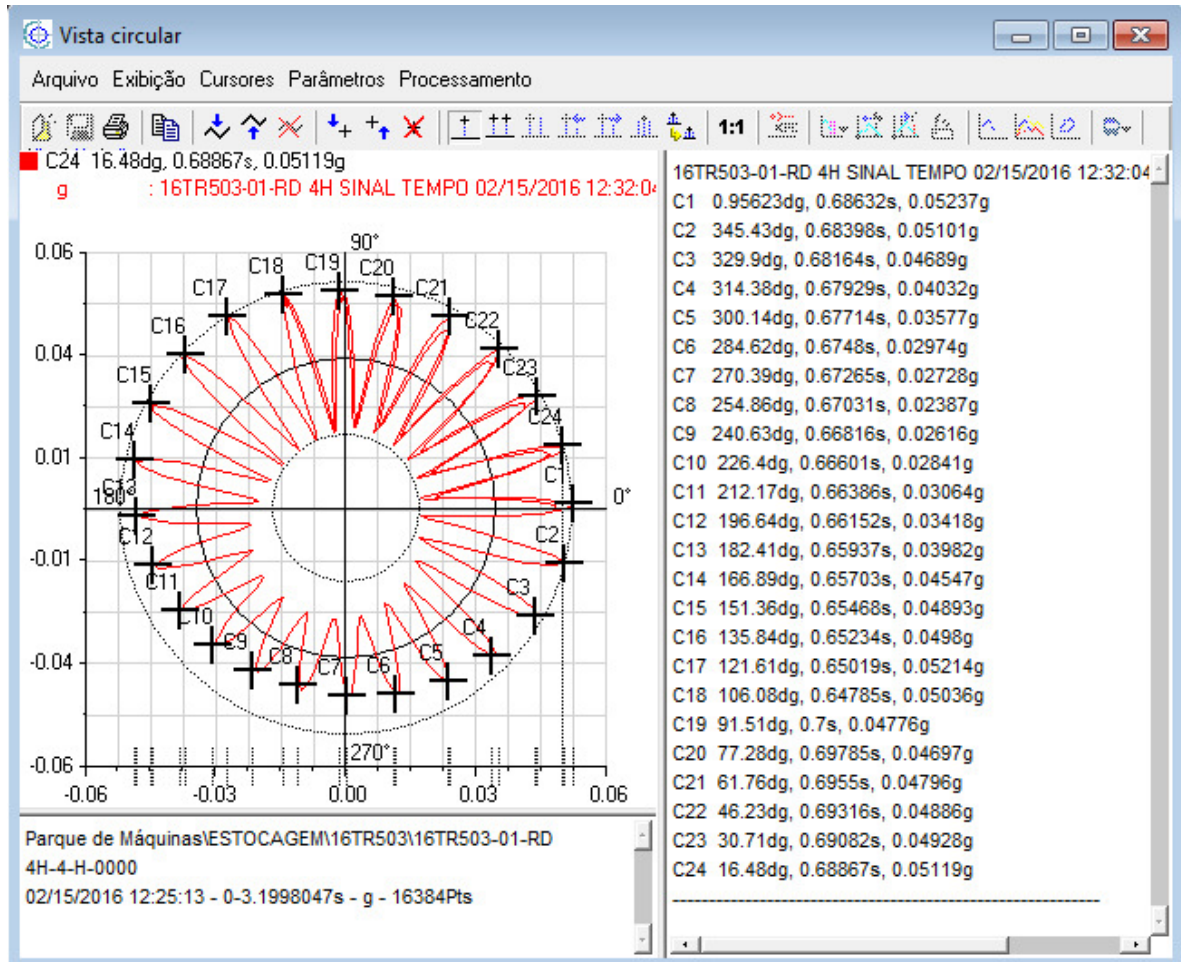


Figura 3.12 - Espectro de vibração – vista circular no domínio do tempo.

Para o gráfico da figura 3.13, considera-se complementar de todos os outros citados, que para uma análise de tendência, o gráfico em formato cascata representa bem essa visualização, uma vez que ordena de forma cronológica os espectros de vibração no domínio da frequência. Esse tipo de gráfico possibilita a avaliação de algum ponto anormal em função das variações das amplitudes de vibração, caracterizando assim o início ou uma falha já em evolução, que pode acarretar uma quebra do componente.

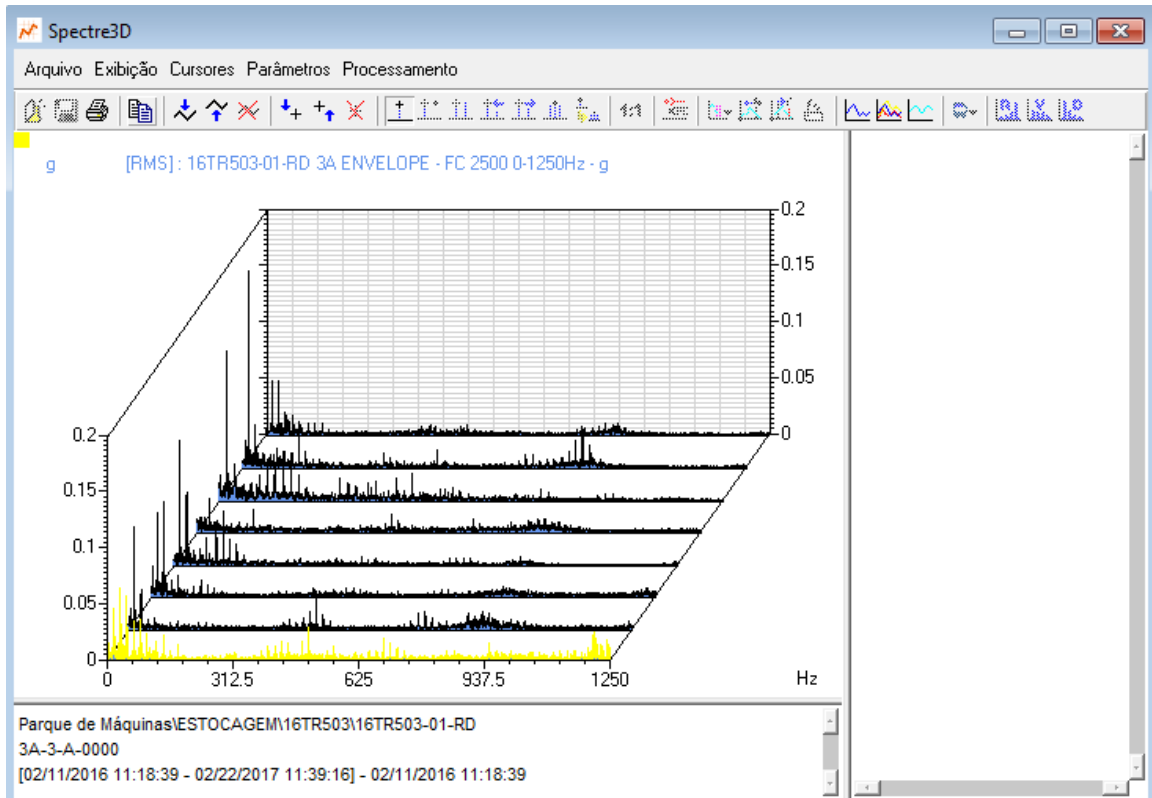


Figura 3.13 - Espectro no domínio da frequência – formato cascata.

Os sinais de vibração provenientes de um rolamento defeituoso somam-se aos de baixa frequência dos componentes rotacionais, dos sinais de impulsos de defeitos e dos ruídos da máquina. Frequentemente, os sinais de defeitos de rolamentos são de curta duração, os quais se traduzem, no domínio da frequência, como harmônicos de pequenas amplitudes, dispersos em larga faixa de frequências e se confundem com os ruídos da máquina. Ruídos da máquina mascaram os estágios iniciais dos defeitos dos rolamentos, fazendo-se com que só com a análise de espectro, sejam de difícil detecção. (Manual SKF, 1995.)

Para a identificação de falha, uma análise de envelope pode ser feita, primeiramente filtrar as baixas frequências dos componentes em rotação do sinal complexo. Os componentes repetitivos de alta frequência são aumentados e convertidos para dentro do alcance do espectro do rolamento, enquanto que os ruídos da máquina são reduzidos por um significativo fator sinal/ruído.

Se amplitudes de vibração aparecem no espectro de envelope, que está relacionado com as frequências de defeito do rolamento, pode-se deduzir que um defeito incipiente está em desenvolvimento. A seguir um gráfico de envelope utilizado no experimento.

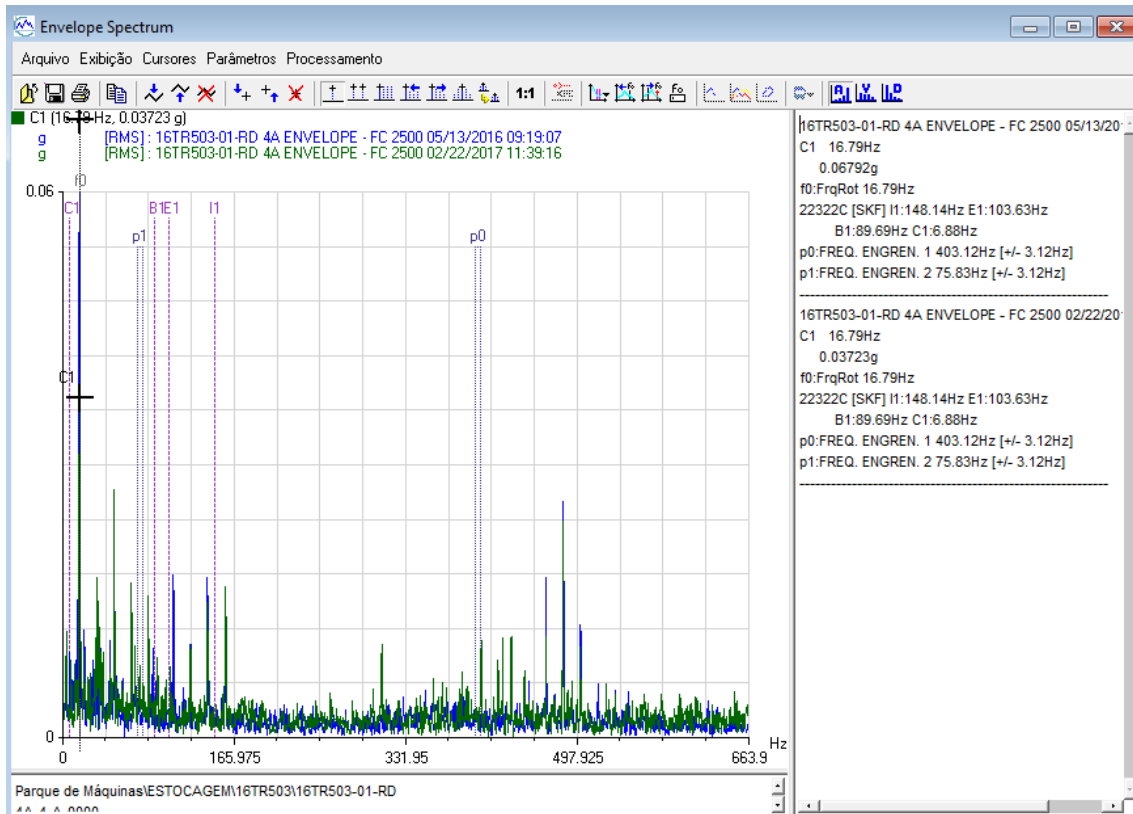


Figura 3.14 - Espectro de vibração – envelope.

Note que a Transformada de Fourier é o primeiro passo quando se utiliza a técnica de envelope, após essa etapa é feita uma filtragem, técnica chamada de passa banda, aplica-se a transformada de Hilbert para ter o sinal modulado, e em seguida aplica-se novamente a Transformada de Fourier (demodulação), para obter um sinal mais satisfatório na interpretação da falha.

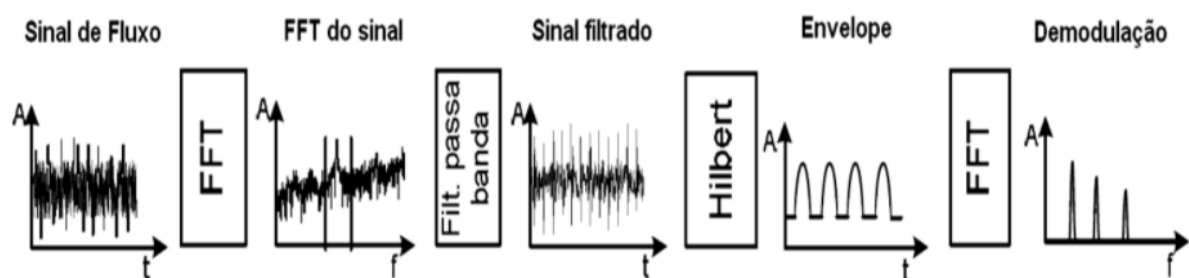


Figura 3.15 - Sequência de etapas para geração do gráfico de envelope.

Importante frisar que foram monitorados 6 pontos de vibração no redutor, pontos esses próximos aos rolamentos, e feito a aquisição triaxial dos dados de vibração. Outra consideração relevante é lembrar que o acionamento dessa máquina,

transportadora de correia é triplo isso quer dizer, um sistema mestre escravo em que, a rotação dos motores 2 e 3 são controladas por um sistema PID, integrativo derivativo, que faz o controle, automação e sincronismo. Por meio de um sistema de fibra óptica possibilita a comunicação praticamente instantânea entre os 3 motores, utilizado como variáveis de controle de torque e rotação.

Esse é um sistema muito importante para que se possa manter o sincronismo entre os acionamentos, pois qualquer alteração dos parâmetros de controle definido, ocorrerá o desarme do transportador de correia.

### 3.3 ANÁLISE DE ÓLEO

Dentre os métodos utilizados também foi definido o de análise de óleo, hoje um método imprescindível para realização de monitoramento de equipamentos críticos numa linha de produção. Paradas das máquinas podem gerar perdas estratosféricas, isso com relação a receita da companhia em seu planejamento estratégico de entrega de produção reportado aos acionistas.

Realizar intervenções de manutenção ligadas à lubrificação de forma correta é fundamental, pois quando realizado de forma assertiva faz com que se tenha uma redução no consumo de energia e um cuidado com preservação dos recursos naturais. Isto porque se evita a substituição de peças prematuras, em que é necessário gastar energia e recursos naturais ao processo de fabricação das peças desgastadas e substituídas, além da redução do consumo considerável de lubrificante.

Toda a peça, até ser consumida, passa por uma série de processamentos que vão desde a extração do minério, sua purificação, transformação até a sua conformação e montagem. Logo, quando substituímos peças prematuramente, estamos consumindo toda esta energia e uma parte de nossos recursos naturais. (Manual Lubrin, 2004).

Num contexto mais didático, cada vez mais tem sido estudado o dano da contaminação no desgaste dos componentes de uma máquina, porém os estudos são ainda recentes, e o que se comprova cada vez mais é a necessidade dos equipamentos trabalharem com o fluido lubrificante limpo, minimizando o máximo o número de partículas de desgaste, por isso a grande importância de um monitoramento preditivo / proativo com apoio da análise de óleo.

Os impactos num modo geral foram muito bem estudados e explorados pelo professor E. Rabinowicz, quando em 1985, apresentou seu histórico de estudo sobre a degradação de superfície de elementos lubrificados. Nele o professor afirmou que 15 % das perdas se deviam a obsolescência das perdas dos ativos e outros 15 % perda por problemas de acidente, mas que uma grande maioria da perda de utilidades se devia a problemas de degradação de superfície.

Dentro da degradação de superfície é possível verificar que se divide em desgaste mecânico em 50 % e 20 % relacionados a corrosão, lembrando que todos esses dados foram levantados para equipamentos industriais. O modo de falha de desgaste encontram-se as falhas por abrasão, fadiga e adesão com uma correlação direta aos lubrificantes que acabam sendo vetores desse processo na prática.

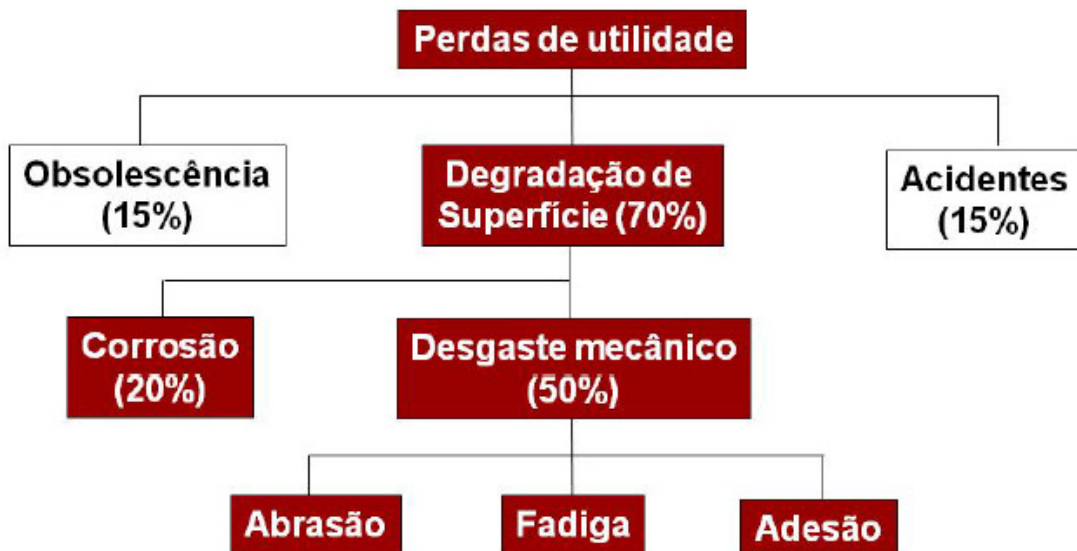


Figura 3.16 - Perda de utilidade (E. Rabinowicz, 1985).

Os principais tipos de contaminantes que se podem encontrar em sistemas lubrificados são na forma gasosa, líquida e sólida, no caso em questão estudado, os mais comuns são líquidos e sólidos. O efeito da contaminação da água no processo de oxidação se torna crítico quando a medição em ppm de água no óleo encontra-se acima dos limites estabelecidos, o fato é que quanto menor a concentração de partículas de água no óleo mais benéfico trará para o equipamento, já no contexto de partículas sólidas, discutido mais adiante, partículas de ferro são comumente encontradas na análise de óleo e pode-se considerar um desgaste “normal” dos componentes uma vez que, o contato das engrenagens, gera um desgaste no regime



elastohidrodinâmico ou misto, traduzido pelo contato entre as asperezas dos componentes ou por partículas duras entre os contatos dos 2 corpos, não é suficiente a espessura do filme lubrificante para tal separação plena dos contatos.

Para que o estudo relacione análise de óleo, vibração e ultrassom tenha a maior assertividade possível, fora tomado todos os cuidados necessários para a aquisição de dados evitando qualquer interferência externa ao objeto de estudo. Para isto, a coleta do óleo feita dentro dos padrões de excelência da lubrificação de classe mundial, ou seja, evitado qualquer contaminação externa na amostra para que não a torne inválida, e sim coletar informações estritamente das partículas contidas no óleo do redutor. Evitou qualquer análise inconsistente do particulado, isso porque a área de britagem é considerada muito agressiva no que tange particulados suspensos próximas aos acionamentos do transportador de correias 16TR503, tornando ainda mais vulnerável a amostra de óleo, isso também implica dizer que é necessário um esforço relativamente alto para evitar contaminação do equipamento nessas áreas.

No processo de coleta do óleo como mostrado na figura 3.17, o item 1 - engate rápido com conexão tipo minimess é instalado no redutor para uma realização de coleta confiável, que substitui ao vareta de nível, ponto suscetível a contaminação do equipamento. Já o item 2 - o frasco foi aberto e conectado à bomba dentro da sacola Zip Lock. Por fim a bomba, item 3, sempre mantendo limpa antes de qualquer coleta, fazendo a substituição da mangueira para evitar contaminação cruzada e residual do óleo de outros equipamentos.

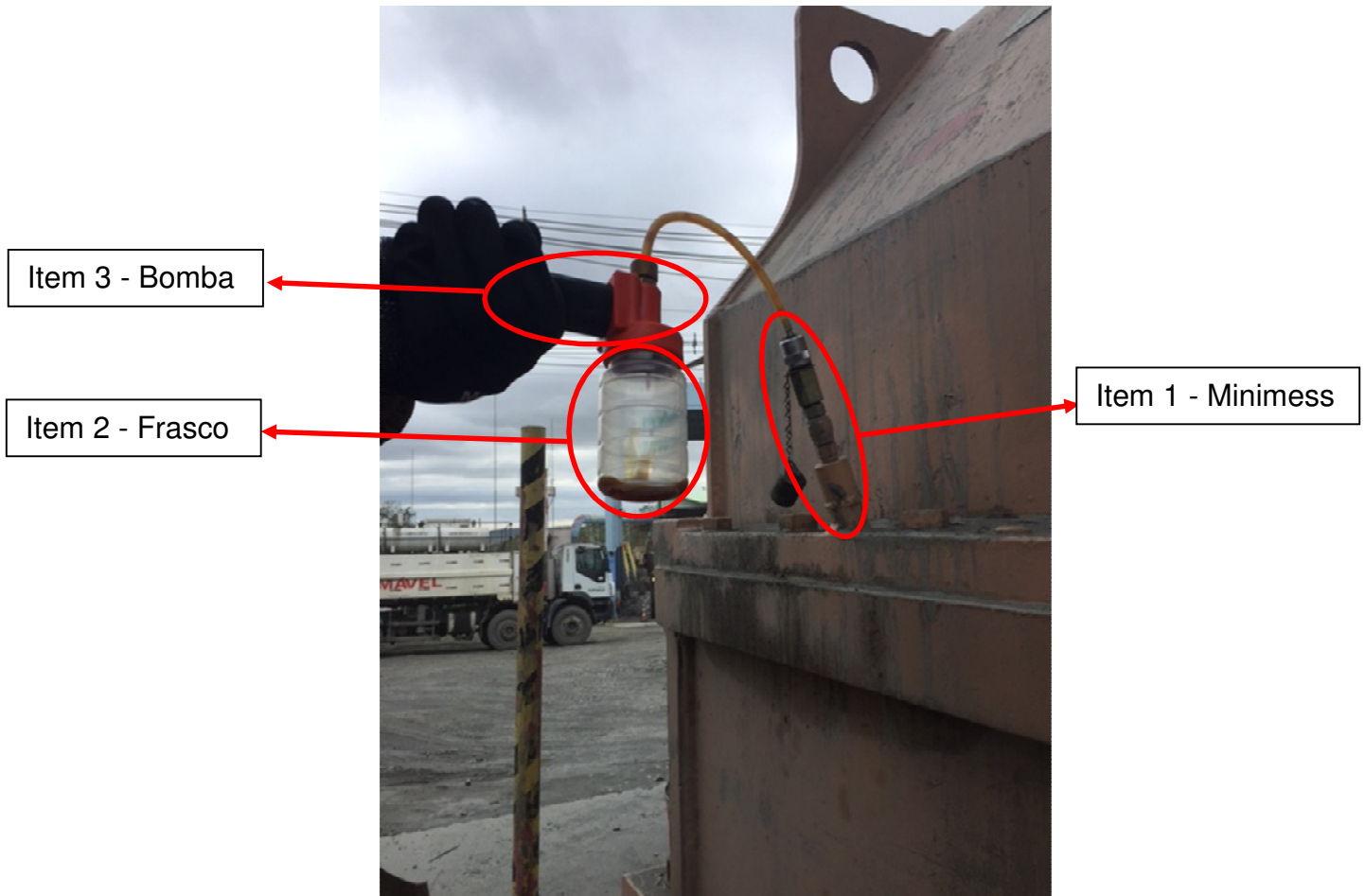


Figura 3.17 - Coleta de óleo realizada no redutor 16TR503RD1. (Kinross Gold Corporation, 2017).

Para uma análise mais criteriosa, o tubo de coleta conhecido como Tubo de Pitot tem a sua sucção instalada na metade do nível de óleo, nível esse com o redutor em operação, pois essa é uma região onde é encontrada partículas suspensas que são direcionadas por salpico aos rolamentos e engrenagem. O material sedimentado no fundo do redutor, que geralmente não interessa para análise óleo, mas que em contrapartida é muito utilizado para uma análise visual da quantidade de partículas ferromagnéticas, usa-se materiais ferromagnéticos no cárter do redutor, sendo possível coletar algumas dessas partículas servindo como uma ferramenta secundária de avaliação do desgaste do equipamento.

Partículas geralmente como sílica e alumínio são consideradas de influência externa, já partículas de ferro, no caso particular de uma mineração de ouro, são geradas pelo desgaste natural das engrenagens, dois tipos de desgastes abrasivo ocorrem no redutor conforme visualizada nas figuras a seguir.



Figura 3.18 - Representação esquemática: a) desgaste abrasivo por deslizamento de partículas e b) desgaste abrasivo por rolamento de partículas.

Quando o desgaste é resultante da ação de asperezas duras em uma das superfícies em movimento relativo e/ou por partículas engastadas, o desgaste é denominado de desgaste abrasivo por deslizamento. Nesta configuração, as partículas abrasivas deslizam contra uma superfície (Fig. 3.18 a). Outra forma de desgaste por abrasão ocorre quando as partículas abrasivas estão livres e dispersas entre duas superfícies em movimento relativo, podendo as partículas rolar e deslizar entre as duas superfícies. Esta forma de desgaste é denominada de desgaste abrasivo por rolamento, (Fig. 3.18 b) (HUTCHINGS et al., 1996).

A taxa de desgaste é normalmente menor quando ocorre o desgaste por rolamento de partículas abrasivas. No entanto, durante o processo de desgaste abrasivo é possível a transformação de desgaste por rolamento em desgaste por deslizamento de partículas. Se a partícula dura rolante penetrar e ficar engastada em uma das superfícies está se tornando uma partícula deslizante (HUTCHINGS et al., 1996).

As coletadas foram feitas semanalmente salve alguns períodos quinzenalmente em função de feriados e paradas de planta. O relatório foi dividido em 5 partes, 1 - cabeçalho e informações básicas, 2 - características físico químicas, 3 - contaminantes geralmente particulados e água, 4 - monitoramento de aditivos e 5 - gráfico de tendências e quando solicitado uma sexta etapa que é uma análise qualitativa das partículas.

Na primeira parte do relatório de análise de óleo, dados básicos como cliente, data de coleta, data do envio análise, Tag do equipamento, volume de óleo e etc... São informados para catalogação, controle e rastreabilidade da amostra, conforme imagem a seguir.

		LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA FL-062/4 - RELATÓRIO DE ANÁLISE DE LUBRIFICANTE Sistema de Qualidade Certificado ISO9001:2008					
<b>Informações do Relatório</b>						No. do Relatório: 217530, Emissão: 08/03/2017	
No. do Relatório	217530	Emissão	08/03/2017				
<b>Informações da Empresa</b>							
Empresa	KINROSS BRASIL MINERAÇÃO S.A.	Unidade	KINROSS - PLANTA II				
Contato	Mario Guilherme	Tel.:	38 36791573				
<b>Informações da Amostra</b>							
Área	16 - Britagem	Responsável pela coleta					
Equipamento	Transportador	TAG	16TR503RD1				
Ponto	Redutor - Primário	CIP-Codigo do Ponto	14				
Lubrificante	OMALA 220 / SHELL 220	Viscosidade	220 cSt				
Tempo de Uso		Volume	133				
Data da Coleta	21/02/2017	Data do Recebimento	07/03/2017	Data da Análise	08/03/2017		
<b>Recomendações</b>							
Descontaminar o óleo, com uso de equipamentos apropriados, para remoção de PARTÍCULAS até a especificação desejada. Acompanhar tendência do ensaio de Contagem de Partículas, nos próximos ensaios.							



**ALERTA**

  
  
  
**THIAGO MARTINS MAS LOPES**  
 SUPERVISOR DE LABORATÓRIO  
 CRQ: 04492517 - IV REGIÃO

Figura 3.19 - Dados básicos e identificação de relatório de análise de óleo.

O óleo mineral utilizado no redutor é o ISO VG 220, da linha Omala S2 da empresa Shell. Dependendo de cada fornecedor, formulações podem ser modificadas além da qualidade do petróleo utilizado no processo de fabricação do lubrificante, o que pode influenciar na performance do fluido quando aplicado ao equipamento. A referência para viscosidade foi: O fluido lubrificante deve atender a variação de + ou – 10% da viscosidade do óleo especificado por norma. Parâmetros de acidez também são monitorados e seu limite para condenação ou não do produto é dado pelo fabricante, esse número de referência pode variar de acordo com cada fabricante.

Propriedades de acidez e viscosidade no geral caminham juntas, aumentando a acidez poderá por consequência alterar a viscosidade do fluido, pois tais características químicas começam a ser modificadas. Foi possível visualizar com variações sutis essas propriedades no exemplo da figura a seguir:

Ensaio	Unidade	Norma	Referência	REL. ATUAL	ÚLTIMOS RELATÓRIOS >>					
				Data da Coleta	21/02/2017	30/01/2017	13/02/2017	02/02/2017	06/01/2017	13/01/2017
				Data da Análise	08/03/2017	23/02/2017	23/02/2017	14/02/2017	31/01/2017	23/01/2017
				Relatório No.	217530	216914	216906	216284	215374	215146
				Situação	ALERTA	ALERTA	ALERTA	ACEITÁVEL	CRÍTICO	ALERTA
PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE										
Viscosidade a 40°C	cSt	ASTM D445	198 à 242	205,3	211,6	223,6	214,4	223,7	213,5	
AN - Número de Acidez	Mg KOH/g	ASTM D974	<= 1,5	0,48	0,6	0,7	0,4	0,52	0,46	

Figura 3.20 - Dados de acidez e viscosidade do óleo lubrificante.

Nessa etapa de análise, a verificação de água e quantidade de partículas foi feita. O limite definido pelos fabricantes de redutores é de aproximadamente 500 ppm, no geral o conhecimento sobre lubrificação é bem limitado dos fabricantes de equipamentos, uma vez que sabido quanto menor o teor de água no óleo menor será o desgaste por oxidação e desgaste por fadiga, dessa forma esse valor ainda é considerado alto. A equipe de engenharia da Kinross já encontrou em alguns manuais de redutores recomendações de até 15000 ppm de água como limite para análise de óleo, o que é considerado uma discrepância incalculável e inexecutável para operação confiável e vida do equipamento.

A maior preocupação prática é o efeito deletério da água na resistência à fadiga de contato de Aços (R.E. Cantley, 1977).

Verificou-se que tão pouco quanto 10 [ppm] de água reduz a vida de fadiga por cerca de 10% (P. Schatzberg and I.M. Felsen, 1968).

O aumento da concentração de água no óleo reduz progressivamente a fadiga vida. Por exemplo, 0,01% de água reduz a vida por fadiga em cerca de 32 a 48% (I.M. Felsen, R.W. McQuaid and J.A. Marzani, 1972).

Ou seja, mesmo que o limite definido pela engenharia da companhia Kinross seja de 400 ppm, 0,04% de água, ainda pode ser considerado alto de acordo com as citações acima, é de certa forma prudente rever e buscar sempre o menor valor possível dentro de uma análise de custo benefício. Fazer a retirada da água dissolvida no óleo do equipamento é o ideal, porém muitas vezes esse trabalho não é tão barato e requer investimento. Abaixo um exemplo prático dos índices de contaminação do óleo do redutor 16TR503RD1.

CONTAMINANTES									
Água por Karl Fischer	ppm	ASTM D4377/D4928	<= 400	266,7	192,4	294,6	275,2	264,6	156,7
Contagem de Partículas	NAS	SAE AS 4059	<= 9	12	9	9	9	11	11
Contagem de Partículas	ISO (4/6/14um)	ISO 4406	<= 20 / 18 / 15	23 / 21 / 18	20 / 18 / 15	20 / 18 / 15	20 / 18 / 15	22 / 20 / 17	22 / 20 / 17
Aparência Visual	-	IT-153	-	Líquido Castanho Escuro	Líquido Castanho Escuro	Líquido Castanho Escuro	Líquido Castanho Escuro	Líquido Castanho Escuro	Líquido Castanho Escuro

Figura 3.21 - Dados de contaminação no óleo lubrificante.

A norma ASTM D6575 padroniza o ensaio da espectrometria analítica, este ensaio mostra resultados importantes para a vida da máquina e seus componentes, como por exemplo o monitoramento do teor de ferro em ppm, este material proveniente muitas das vezes das engrenagens, baliza e orienta engenheiros e técnicos na tomada de decisão, embora o limite menor do que 150 ppm de ferro seja definido pelo fabricante do equipamento como status bom, ainda requer uma atenção, para talvez a realização de uma filtragem, ou até mesmo uma boroscopia na verificação do dano no engrenamento.

O ponto principal da espectrometria é acompanhar a tendência, caso ocorra um aumento significativo das partículas de ferro, é um sinal de aceleração da taxa de desgaste e deve ser investigado. Outros metais também são monitorados, mas se faz necessário conhecer a composição básica de alguns componentes para saber a origem da partícula, conseqüentemente de onde certamente irá ocorrer o dano.

De modo geral, os metais de contaminação externo são poucos, e o principal é a sílica, o seu aumento no monitoramento pela análise de óleo evidencia que certamente há pontos de entrada dos contaminantes externos, através de vedações, vareta de nível, respiros deficientes entre outros. Para evitar esta contaminação externa, existe a necessidade de uma avaliação detalhada da fonte de entrada desse particulado e ações devem ser tomadas para solucionar esta anomalia.

ESPECTOMETRIA RDE - METAIS DE DESGASTE									
Fe - Ferro	ppm	ASTM D6595	<= 150	36	30	39	9	33	15
Cr - Cromo	ppm	ASTM D6595	<= 4	0	0	0	0	1	0
Pb - Chumbo	ppm	ASTM D6595	<= 30	1	1	2	0	1	0
Cu - Cobre	ppm	ASTM D6595	<= 10	1	1	1	1	1	1
Sn - Estanho	ppm	ASTM D6595	<= 10	0	0	0	0	0	0
Al - Alumínio	ppm	ASTM D6595	<= 10	1	1	1	0	1	0
Ni - Níquel	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
Ag - Prata	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
V - Vanádio	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
Ti - Titânio	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
Mn - Manganês	ppm	ASTM D6595		0	1	0	0	0	0
Cd - Cádmio	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
ESPECTOMETRIA RDE - METAIS DE CONTAMINAÇÃO									
Si - Silício	ppm	ASTM D6595	<= 20	0	0	0	0	0	0
B - Boro	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	1	0
Na - Sódio	ppm	ASTM D6595		1	1	1	1	1	0

Figura 3.22 - Dados de metais de desgastes no óleo lubrificante.

Para o caso de aditivos, novamente a formulação é feita de acordo com cada fabricante do óleo lubrificante, não existe um padrão ideal a ser seguido, todavia é sabido que o fósforo é o principal aditivo do lubrificante Omala S2 G 220. Este aditivo de suma importância no processo de proteção contra o desgaste dos componentes do redutor, que é considerado um aditivo de extrema pressão EP, ou seja, a sua concentração deve estar acima de 160 ppm para manter a funcionalidade, parâmetro esse definido pelo fabricante do óleo. Tal parâmetro necessita ser controlado, pois a sua depleção significa dizer que nos pontos de alta pressão de contato o fósforo começou a agir fixando-se a superfície metálica, e formando uma proteção entre os contatos de ambas as partes, isso minimiza a degradação da superfície do componente.

Logo, quando se observa pelos laudos de análise de óleo um decaimento do teor de fósforo, é sinal que esse elemento está sendo consumido do óleo e carece de atenção nas análises, na figura a seguir 3.23 é possível identificar a evolução do teor deste aditivo em função do tempo, o seu aumento pode ocorrer pelo fato de adição de óleo novo no redutor, isso em maior representatividade, ou ainda uma pequena variação da coleta.

ESPECTOMETRIA RDE - ADITIVOS									
Mg - Magnésio	ppm	ASTM D6595		4	7	6	2	9	3
Mo - Molibidênio	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
Ca - Cálcio	ppm	ASTM D6595		9	14	14	5	16	7
Ba - Bário	ppm	ASTM D6595		0	0	0	0	0	0
P - Fósforo	ppm	ASTM D6595	>= 160	234	173	176	195	219	200
Zn - Zinco	ppm	ASTM D6595	<= 30	22	20	19	18	49	21

Figura 3.23 - Dados de concentração de aditivo no óleo lubrificante.

Ainda no caso de aditivos, é importante observar que o Zn é muita das vezes encontrado em componentes mecânicos, como por exemplo gaiola de rolamento, e também como aditivo do lubrificante, dessa forma a experiência e avaliação do analisador do laudo de análise de óleo, deve ser feita de forma criteriosa para garantir assertividade das ações e entender de onde o metal é proveniente cruzando dados com a análise de vibração.

Por fim, a análise do desgaste por ferrografia analítica, apresenta resultados qualitativos das partículas de desgastes com uma classificação de severidade em relação aos danos dos componentes e as partículas analisadas. No próximo capítulo é melhor discutido sobre a técnica de ferrografia analítica.

DESGASTE - FERROGRAFIA ANALITICA * Maiores informações em OBSERVAÇÕES							
WearCheck - Metais	-	IT-106	Aceitável - Muito Pouco, Pouco Alerta - Leve, Moderado Crítico - Alto, Muito Alto	Alto		Alto	
WearCheck - Contaminantes	-	IT-106	Aceitável - Muito Pouco, Pouco Alerta - Leve, Moderado Crítico - Alto, Muito Alto	Alto		Alto	
Wearcheck - Equipamento	-	IT-106	Aceitável - Normal, Aceitável Alerta - Moderado, Alerta Crítico - Severo, Crítico	Aceitável		Moderado	

Observações
<b>WC METAIS:</b> Alta concentração de partículas metálicas. Muito desgaste por Esfoliação em AÇO até 3 microns.
<b>WC CONTAMINANTES:</b> Alta concentração de contaminantes. Alta incidência de Óxidos, Amorfos (Areia/Poeira/Outros).
<b>FÍSICO QUÍMICO:</b> A amostra apresenta teor de água DENTRO dos limites de tolerância. A água presente na amostra está DILUIDA.

Figura 3.24 - Dados de desgaste por ferrografia analítica.



A análise de óleo hoje é uma ferramenta importantíssima no que tange o monitoramento dos equipamentos, podendo auxiliar nas análises de causa - raiz dos equipamentos em estudo, aumentando a vida dos ativos e garantindo maior performance, pois contaminação por partículas que circulam em sistemas de fluido lubrificante, provocam danos às superfícies através dos mecanismos de desgaste, conhecidos geralmente por: abrasão, erosão e fadiga superficial, mediante este desgaste são geradas cada vez mais partículas e o desgaste aumenta numa reação em cadeia.

### 3.4 ANÁLISE ULTRASSÔNICA

A técnica de análise ultrassônica possui aplicações diversas na indústria, de forma a antecipar proativamente as falhas, como por exemplo: acompanhamento da evolução do efeito corona em redes elétricas de transmissão, identificação de vazamentos de gases, e como objeto de estudo, detecção da deficiência de filme lubrificante.

O monitoramento feito no redutor busca identificar anomalias com relação ao filme lubrificante dos componentes. Hoje, essa técnica aplicada à rolamentos é considerada consolidada nos Estados Unidos, porém muito recente no Brasil, no qual utilizam frequências entre 25 e 30 KHz como frequências de análise. Lubrifica-se os rolamentos, fazem a medição, criam um base line feito em decibel – db, em seguida a partir desta base dados acompanham a evolução do ruído, quando somado 8 db acima da referência, é solicitado a lubrificação pois caracteriza contato e perda de filme lubrificante entre os elementos mecânicos do componente. Se for detectado um valor de 16 db somado ao valor base, considera-se dano no componente, conseqüentemente, o que poderá ser feito nesse momento em diante é somente acompanhar o dano até a sua troca. A partir desse estágio a análise de vibração passa ser eficiente.

É possível constatar no artigo “The word on ultrasonic monitoring”, publicado por (Alan Bandes, 2016.), êxito no monitoramento de redutores quando comparado com a técnica de análise de vibração, mostrando que o ultrassom foi mais sensível e eficiente para identificação de determinados tipos de falhas.

No caso do redutor 16TR503RD1, foram monitorados 8 pontos, 6 próximos aos rolamentos e 2 pontos na carcaça, um desses dois pontos acima do minimess na

carcaça superior, e o outros em lado oposto, ou seja, pontos próximos ao eixo de entrada, saída e intermediário.

Verificando-se a potencialidade de tal ferramenta, foi utilizado Ultraprobe 9000 para coleta dos sinais sônicos, a 30 KHz, referência adotado de acordo com os artigos lidos e orientação do fabricante do equipamento ultrassônico. Abaixo algumas imagens do aparelho utilizado no estudo.



Figura 3.25 - Ultraprobe 9000.



Figura 3.26 - Display do Ultraprobe 9000.

Como mostrado na figura acima, existe uma entrada para fones, em que é possível escutar o ruído do componente, obviamente ruídos dentro da faixa auditiva do ser humano, e acompanhar a variação deste ruído no momento da lubrificação para um rolamento com aplicação a graxa por exemplo.

Esta avaliação tem a finalidade de poder comparar as técnicas utilizadas no monitoramento do redutor, outros dados também foram adquiridos para a realização de uma análise mais completa e confiável, como verificado na explicação seguinte.

### 3.5 AQUISIÇÃO DE OUTROS DADOS

Outros dados como temperatura ambiente, carga de alimentação da correia transportadora, temperatura do equipamento, viscosidade do óleo na temperatura de operação do equipamento também foram coletadas.

Quanto a coleta da temperatura ambiente sempre fora utilizado um ponto de referência adequado, para que não houvesse variações de leituras do instrumento a laser pirômetro (Hytek), sem a necessidade de ajustar a emissividade do aparelho todos os momentos da coleta. O ponto coletado da temperatura ambiente foi numa viga próxima ao equipamento, de forma similar, porém na carcaça do redutor (cárter) também foi coletado a temperatura do equipamento.

Os dados de corrente do motor e alimentação foram retirados do PI, sistema este de automação da Kinross, e feito a média dentro do período de coleta dos dados de vibração, para que pudesse ser feita a correlação de forma mais confiável possível.

Já os dados de viscosidade foram retirados da curva dada pelo fabricante aliado ao código criado em Excel para definir o valor da viscosidade do óleo em função da temperatura requerida (temperatura de operação do equipamento). No gráfico da figura 3.27, verifica-se o efeito exponencial da relação entre viscosidade cinemática (cSt) e temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ), e por isso se faz tão importante o controle da temperatura dos equipamentos lubrificados, pois conseqüentemente a mudança de temperatura altera a viscosidade do fluido lubrificante, que por sua vez altera a espessura do filme. Essas alterações podem acarretar uma redução da proteção definida por cálculo da película protetora da superfície de contato entre os componentes. Importante ressaltar que esse controle na indústria é muito pouco realizado, e muitas das vezes pela criticidade do equipamento para operação carece de maiores refinamentos.

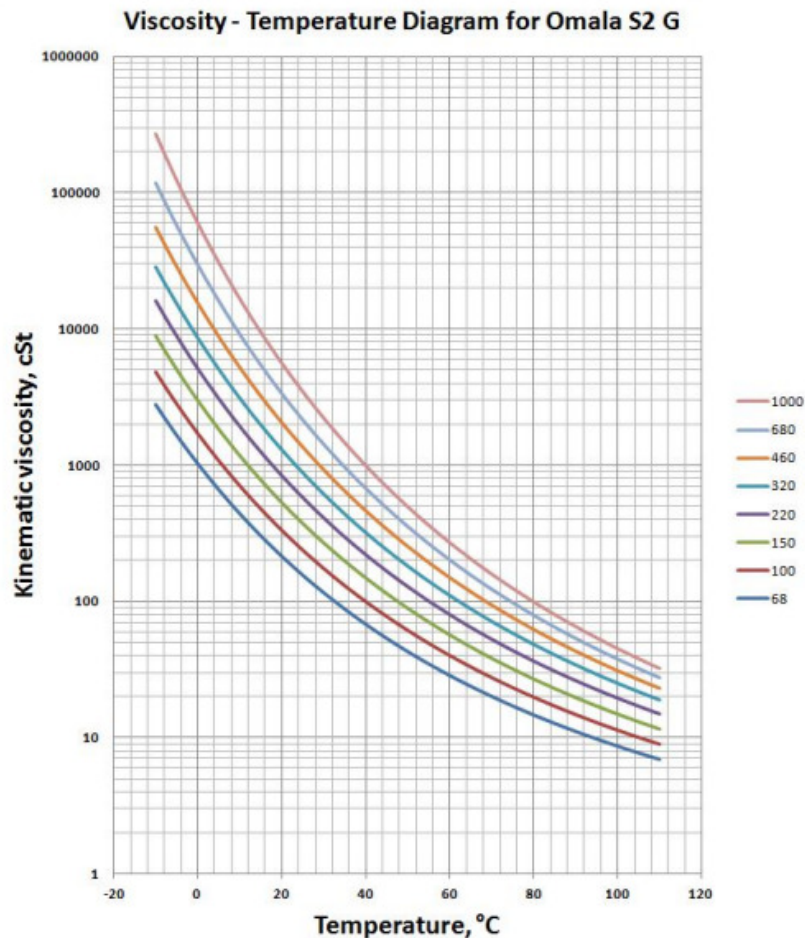


Figura 3.27 - Gráfico de viscosidade cinemática x temperatura.

A partir das técnicas e metodologia utilizadas, de posse dos dados foi possível iniciar uma análise de correlação entre as variáveis citadas, buscando um modelo entre os parâmetros controlados.

Em junho de 2016, iniciou-se as coletas de dados no redutor, feita semanalmente e quinzenalmente dependendo das demandas dos técnicos e das programações de parada programada de planta, foram realizadas um total 21 coletas até meados de março de 2017, o número total de dados adquiridos de vibração, análise de óleo, temperatura, ultrassom e etc... foi da ordem de 2200 para buscar o máximo de assertividade e confiança nas análises. Alguns dados, representados por um “-“ nas tabelas de resultados, não foram possíveis de serem coletados/lançados em função de configuração errada do coletor, indisponibilidade do técnico, entre outros.

De acordo com a figura 3.28 a seguir, no desenho esquemático foram definidos os pontos de estudo e coleta de dados, de acordo com as posições dos eixos de

entrada, intermediário e saída do redutor/carcaça. Os pontos com letras A até H são remetidos as coletas ultrassônicas, já os números de 3 a 8 são relacionados aos dados coletados de vibração.

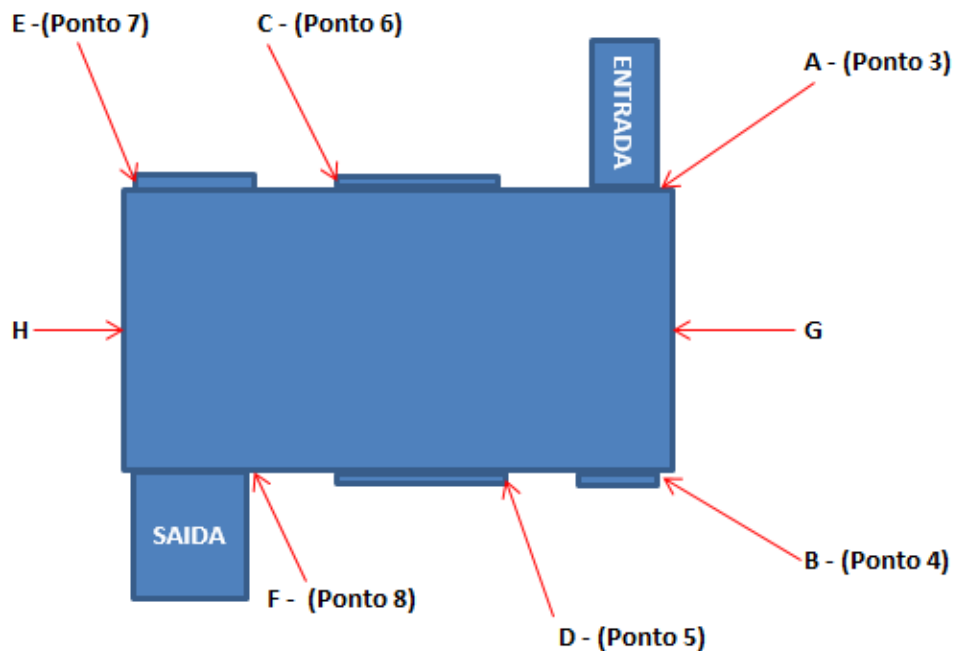


Figura 3.28 - Desenho esquemático dos pontos de coletas do redutor.

Os pontos foram marcados no redutor para mitigar qualquer eventual variação do local de coletas, e conseqüentemente distúrbios nos dados coletados.

Além das ferramentas de análise já citadas, uma excelente técnica para uma avaliação geral e real é a termografia, uma tecnologia que permitiu visualizar por infravermelho os gradientes de temperatura, hoje já existem câmaras especiais que são chamadas de termo visores, e geram imagens térmicas chamadas termogramas, ou seja, em resumo que permite visualizar a distribuição de calor na região focalizada diagnosticando os pontos quentes. Muitas vezes a imagem térmica contribui para evidenciar algum tipo de aquecimento localizado, que podem caracterizar um possível iniciação de falha.

Um ponto muito importante a ser considerado, é o ajuste feito pelo técnico da emissividade do aparelho termográfico, pois numa eventual parametrização errada, poderá gerar um resultado “mascarado”, não condizendo com a condição real do equipamento.

A figura a seguir é uma imagem termográfica real, feita no engrenamento de um moinho de bolas, um pinhão com aproximadamente 1000 mm de largura, na qual

é possível ver o ponto de grande concentração de calor. Caracteriza um contato maior no lado esquerdo do pinhão, na zona avermelhada que nesse caso o contato está deslocado, não sendo a melhor forma de operação do moinho. O ideal seria que o gradiente térmico se iniciasse do centro para as laterais numa melhor distribuição do contato das faces dos dentes de engrenagem entre coroa – pinhão, conseqüentemente melhor distribuição térmica. Do ponto de vista mecânico, os redutores devem ser ajustados de forma que esse contato fique centralizado e bem distribuído em todo o seguimento do dente em cerca de 80 %, caso essa distribuição de contato não seja bem alocada no momento das manutenções, poderá haver um desgaste prematuro localizado, onde a tensão localizada tornara-se elevada causando pitting e aquecimento. Outra forma de verificar o contato é utilizando o azul da prússia nas montagens, como comentado acima, procedimentos extremamente necessários para garantir uma boa funcionalidade e vida estendida dos componentes especialmente para engrenagem de redutores que são ajustados muitas vezes pelas folgas axiais dos rolamentos.

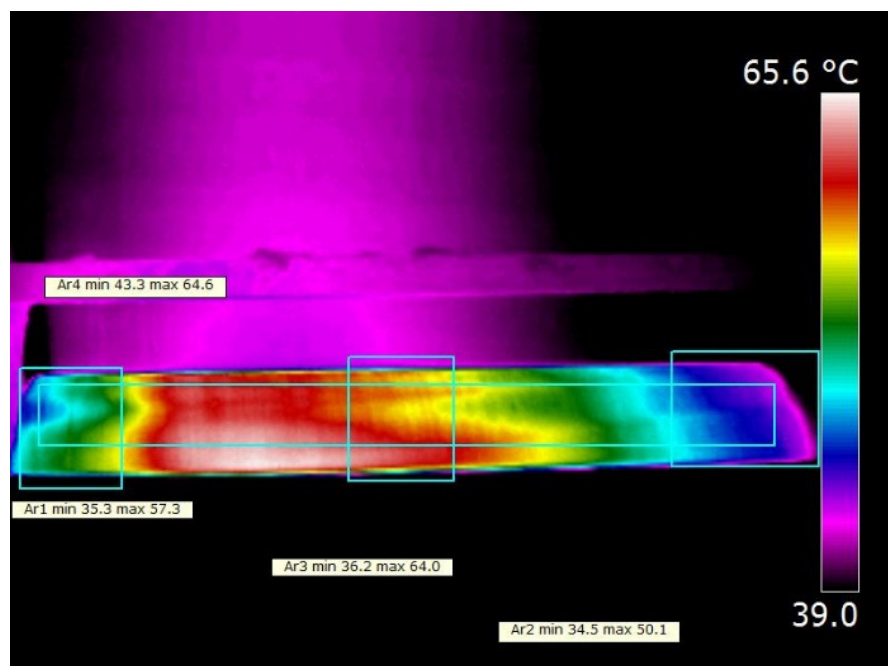


Figura 3.29 - Imagem termográfica de um pinhão.

O objetivo da ilustração acima, é enfatizar que na indústria esta é uma ferramenta muito utilizada em inspeções de redutor. No capítulo a seguir foi discutido, mostrado os dados capturados e os resultados da análise estatística da correlação entre vibração, análise de óleo e ultrassom.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo foram apresentados os resultados a partir da análise dos dados coletados, análise de regressão linear múltipla e polinomial comprovando a existência ou não de correlação entre as variáveis monitoradas, com o objetivo de entender o comportamento e as respostas dinâmicas do redutor. Num primeiro momento utilizando a ferramenta de análise de regressão múltipla, ferramenta estatística disponível no Excel, gerou-se a tabela ANOVA – Analysis of Variance. Nessa primeira etapa, foram analisados como variáveis dependentes, a vibração e ultrassom de forma isolada em função das variáveis independentes: nível de contaminação do óleo em NAS, nível de contaminação por água em (ppm), viscosidade em (cSt) e corrente do motor em (A), mostrados na tabela 4.6.

O modelo pode ser modificado, porém os dados são fixos. O mais importante é se o modelo encontrado representa menor erro e é útil para o estudo proposto. (BOX, G. E. T.; HUNTER J. S.; HUNTER W. G, 2005.)

Numa próxima etapa, para que os modelos tivessem uma melhor aderência as curvas e/ou o R- quadrado ajustado fossem mais próximos de um, ou seja, um menor erro, utilizou-se o software Matlab para uma análise de regressão polinomial. As variáveis dependentes foram mantidas de acordo com a etapa anterior no Excel. Já as variáveis independentes foram reduzidas, no caso, avaliado a viscosidade do fluido lubrificante e a corrente do motor.

A corrente está relacionada diretamente com a taxa de alimentação do material no transportador de correia, já as propriedades do fluido lubrificante com a condição da temperatura ambiente e do equipamento. Poeira, água podem ser catalizadores e/ou causadores de uma performance deficiente de lubrificação.

Em termos de influência no comportamento dinâmico vibracional, é sensato dizer que as variáveis de corrente, viscosidade e contaminação podem influenciar em maior grau, conseqüentemente afetam as cargas de contato e forças resultantes no redutor.

Sabido que a viscosidade do óleo é alterada de acordo com a temperatura de forma exponencial conforme mostrado no gráfico da figura 3.27, ou seja, o controle da temperatura de operação do redutor é extremamente necessária, ao qual altera a espessura do filme lubrificante, num regime de lubrificação elastohidrodinâmico

conforme a equação abaixo, que é a base da seleção e direcionamento das variáveis dependentes a serem utilizadas no modelo.

$$h_{\min} = 1,79R^{0,47}\alpha^{0,49}\eta_0^{0,68}U^{0,68}E^{-0,12}W^{-0,07}, \text{ onde}$$

$h_{\min}$  → Espessura mínima de filme

$R$  → Raio da esfera

$\alpha$  → Constante que depende da viscosidade do óleo a pressão 0.

$\eta_0$  → Viscosidade in centipoise (Pa-1)

$U$  → Velocidade de deslizamento

$E$  → Módulo reduzido das superfícies

$W$  → Carga normal

A notável eficiência da lubrificação elastohidrodinâmica na prevenção de contato sólido a sólido, mesmo sob tensões de contato extremas, impede a rápida destruição de muitos componentes mecânicos como rolamentos ou engrenagens.

O mecanismo do EHL envolve uma rápida mudança no lubrificante de um estado de quase líquido-ideal fora do contato para um estado de viscosidade extrema ou quase-sólida dentro do contato. Esta transformação permite ao lubrificante ser desenhado para dentro do contato por arraste viscoso enquanto há a geração de tensão de contato suficiente dentro do contato para separar as duas superfícies opostas.

A formulação para o cálculo da espessura de filme em lubrificação EHL é baseada na carga, velocidade, dimensões da superfície de contato entre os sólidos e o módulo de elasticidade dos materiais em contato. Assim como desempenha o papel de lubrificação de contatos concentrados, o mecanismo EHL pode ser utilizado para gerar tração, por exemplo, onde as forças de atrito habilitam a transmissão de potência conforme visto na expressão acima.

Atualmente o efeito da contaminação, é uma relação meramente experimental e sensível num primeiro momento na indústria. Há evidências comprovadas por experiência de campo, que grandes contaminações por água por exemplo, influenciam no aumento da vibração de forma significativa. Logo após a troca do óleo contaminado com água de um redutor, há um decaimento dos níveis de vibração, porém ainda não é sabido ao certo a relação entre essas variáveis.



#### 4.1 APRESENTAÇÃO DOS DADOS COLETADOS

Na tabela abaixo são apresentados os dados gerais relevantes para análise de regressão linear múltipla. Nessa análise diversas tentativas foram realizadas com objetivo de encontrar as melhores correlações. Isso quer dizer a utilização de mais variáveis dependentes como por exemplo a concentração de aditivo no lubrificante (fósforo), concentração de contaminante ferro presente no óleo entre outros. Os modelos eram alterados na busca de bons resultados.

Tabela 4.1 – Dados gerais monitorados

Data da coleta	Viscosidade na temp. de trabalho (cSt)	Temperatura do óleo (°C)	Temperatura ambiente (°C)	Corrente (A)	Alimentação (ton/h)
16/06/16	233,2	39	23	375,71	4045,35
22/06/16	175,61	44	25	487,15	5896,00
06/07/16	100,21	55	28	490,81	5718,83
19/07/16	56,78	68	27	488,50	5991,62
24/08/16	185,58	43	26	492,63	5546,61
02/09/16	95,6	56	28	531,05	6411,02
28/09/16	121,74	51	26	499,37	6037,09
07/10/16	50,43	71	27	481,18	5654,59
19/10/16	87,16	58	31	415,92	4338,79
28/10/16	83,3	59	26	514,22	6131,40
03/11/16	100,21	55	28	499,55	6100,60
11/11/16	105,11	54	27	431,82	4706,78
22/11/16	175,61	44	26	451,31	5290,77
02/12/16	121,74	51	27	428,20	4697,35
16/12/16	145,6	47,5	24,5	463,34	4870,56
06/01/17	115,85	52	33	399,64	4089,94
13/01/17	296,87	35	29	544,46	5921,25
23/01/17	185,58	43	26	429,91	4655,24
30/01/17	134,71	49	31	337,89	3617,24
13/02/17	185,58	43	26	503,18	5527,10
03/03/17	100,21	55	27	499,23	6167,61

Para facilitar a apresentação dos dados, foi abreviado alguns nomes relativamente longos. A seguir as abreviações dos parâmetros de frequência de engrenamento.

- AFEPE 4H – Amplitude da frequência de engrenamento do primeiro par engrenado ponto 4H - Horizontal. Unidade (RMS)
- AFEPE 4A - Amplitude da frequência de engrenamento do primeiro par engrenado ponto 4A - Axial. Unidade (RMS)
- AFESE 6H - Amplitude da frequência de engrenamento do segundo par engrenado ponto 6H – Horizontal. Unidade (RMS)
- AFESE 6A - Amplitude da frequência de engrenamento do segundo par engrenado ponto 6A – Axial. Unidade (RMS)

Foram adotados para título de estudo somente dois pontos para a frequência de engrenamento e dois pontos para as frequências de falhas dos rolamentos do redutor. Porém é importante ressaltar que pontos em diferentes posições, mas no mesmo eixo, LA e LOA foram comparados os modelos de regressão.

A realização deste trabalho foi colaborada pela ajuda de dois técnicos, um técnico de preditiva e um técnico de lubrificação. Por motivos diversos houve momentos em que um técnico não podia estar junto ao outro para a realização das coletas de dados de vibração, ultrassom e óleo, ou ainda técnicos com expertises diferentes que não sabiam exatamente manipular os instrumentos de coleta, isso acarretou a falta de dados em algumas tabelas. Importante frisar que nas análises de regressão, todos os dados foram retirados onde haviam alguma informação faltante correlacionados a data de coleta, tal ação teve o objetivo de manter o estudo dos modelos confiável.

Na tabela a seguir são mostrados os dados coletados durante o período específico.

Tabela 4.2 – Dados específicos monitorados (óleo e vibração do engrenamento)

Data	AFEPE 4H	AFEPE 4A	AFESE 6H	AFESE 6A	Nível de cont. por part.	NAS	Nível de cont. por água (PPM)	Ferro (PPM)	Fósforo (PPM)
16/06/16	0,0088	0,0072	0,003	0,0078	24/22/19	13	134,9	58	273
22/06/16	0,0048	0,0025	0,0069	0,0064	-	-	-	-	-
06/07/16	0,015	0,0085	0,021	0,019	-	-	-	-	-
19/07/16	0,08	0,082	0,057	0,042	-	-	-	-	-
24/08/16	0,0087	0,0053	0,01	0,0051	23/21/18	12	139,3	48	281
02/09/16	0,0069	0,0055	0,0068	0,0045	-	-	-	-	-
28/09/16	0,0055	0,0046	0,0065	0,0048	24/22/19	13	122,8	56	245
07/10/16	0,014	0,035	0,019	0,04	22/20/17	11	114,4	45	240
19/10/16	0,0091	0,013	0,013	0,0035	23/21/18	12	239,5	55	262
28/10/16	0,0088	0,018	0,0058	0,0062	24/22/19	13	218,5	56	245
03/11/16	0,01	0,0097	0,0045	0,0065	23/21/18	12	276,9	48	249
11/11/16	0,01	0,0075	0,009	0,0049	23/21/18	12	170,5	45	268
22/11/16	0,0053	-	0,017	0,0094	23/21/18	12	188,9	47	196
02/12/16	0,0069	0,0059	0,0099	0,0045	23/21/18	12	151,3	49	251
16/12/17	0,0085	0,0082	0,014	0,007	23/21/18	12	172,6	45	246
06/01/17	0,019	0,014	0,021	0,0086	23/21/18	12	160,6	39	238
13/01/17	0,021	0,016	0,013	0,0086	22/20/17	11	156,7	15	200
23/01/17	0,031	0,017	0,028	0,0095	-	-	-	-	-

Data	AFEPE 4H	AFEPE 4A	AFESE 6H	AFESE 6A	Nível de cont. por part.	NAS	Nível de cont. por água (PPM)	Ferro (PPM)	Fósforo (PPM)
30/01/17	0,0096	0,0097	0,019	0,0082	20/18/15	9	192,4	30	173
13/02/17	0,018	0,017	0,037	0,035	20/18/15	9	294,6	39	176
03/03/17	0,018	-	0,0099	0,152	21/19/16	10	199,9	46	229

Na tabela acima foram apresentados os dados relativos as frequências de engrenamento, coletados nos pontos 4 e 6, nível de contaminação apresentados com base em duas normas, todavia utilizadou-se nos modelos de análise de regressão linear múltipla somente os dados em NAS. O nível de contaminação de água em ppm foi monitorado, bem como partículas de ferro e aditivo fósforo de extrema pressão também em partes por milhão.

Numa análise rápida da condição do óleo de uma máquina qualquer, é muito importante acompanhar a tendência dos parâmetros monitorados ao longo do tempo. Isso dará informação sobre o que está acontecendo com os componentes do equipamento, e ainda contribuir para um melhor diagnóstico sobre a sua condição quando comparado a outras técnicas.

Como exemplo de bom monitoramento e interpretação de uma análise de óleo, a tendência do aumento do teor de ferro é uma demonstração do desgaste nas engrenagens. A depleção de aditivo de extrema pressão, no caso em questão o fósforo, o seu decaimento significa dizer que as suas moléculas de fósforo estão aderindo a superfície de contato, onde certamente há uma solicitação de uma “proteção” adicional contra as tensões elevadas entre as superfícies de contato. O fósforo deixa de estar no óleo aderindo a superfície de contato, o que é retratado pela análise de vibração em um possível diagnóstico de esforço no engrenamento e consequentemente temperaturas elevadas de contato. Diante do que foi exposto, é muito importante estar atendo para o histórico do equipamento, se houve reposição de óleo ou não, filtragem e etc... para que não haja interpretações incorretas do relatório de análise de óleo.

Tabela 4.3 – Dados específicos de vibração dos rolamentos monitorados - parte 1

Data	BPFO		BPFI		FFT		BSF	
	AMFF (4H)	AMFF (4A)	AMFF (4H)	AMFF (4A)	AMFF (4H)	AMFF (4A)	AMFF (4H)	AMFF (4A)
16/06/16	0,0022	0,01	0,0019	0,011	0,0046	0,0009	0,003	0,00054
22/06/16	0,0069	0,0028	0,012	0,0024	0,017	-	0,0093	0,0031
06/07/16	0,011	0,0065	0,0011	0,0031	-	0,0045	0,0024	0,0067
19/07/16	0,0011	0,00083	0,00073	0,00012	0,00058	0,00072	0,0044	0,0011
24/08/16	0,0023	0,00053	0,0043	0,00089	0,0009	0,00047	0,003	0,00054
02/09/16	0,0004	0,0005	0,0033	0,0004	0,0022	0,00079	0,0022	0,00034
28/09/17	0,0012	0,0013	0,0013	0,0013	0,0017	0,0015	0,001	0,0011
07/10/17	0,0018	0,003	0,0018	0,002	0,0017	0,0019	0,00095	0,0012
19/10/17	0,0028	0,0022	0,0018	0,0019	0,0034	0,0019	0,0031	0,0023
28/10/17	0,0043	0,0038	0,0035	0,0019	-	0,0037	0,0063	0,0023
03/11/17	0,0031	0,0014	0,003	0,002	0,0015	0,0015	0,0038	0,001
11/11/17	0,004	0,0013	0,0043	0,0012	0,012	0,0033	0,0027	0,0012
22/11/17	0,0038	0,0011	0,0027	0,00097	0,0047	0,00085	0,0029	0,0012
02/12/17	0,004	0,00095	0,00066	0,0013	0,0079	0,0018	0,003	0,0011
16/12/17	0,0043	0,00087	0,0044	0,0027	-	-	0,0026	0,0009
06/01/17	0,00093	0,0012	0,0011	0,002	0,024	0,0036	0,01	0,0021
13/01/17	0,00049	0,00052	0,00094	0,00058	0,0013	0,0011	0,00056	0,00039
23/01/17	0,0039	0,0012	0,0047	0,0015	0,011	-	0,0026	0,0012

Data	BPFO		BPFI		FFT		BSF	
	AMFF (8H)	AMFF (8A)	AMFF (8H)	AMFF (4A)	AMFF (8H)	AMFF (8A)	AMFF (8H)	AMFF (8A)
30/01/17	0,0032	0,0006	0,0032	0,00062	0,0031	0,00062	0,004	0,00072
13/02/17	0,0035	0,0015	0,0028	0,00097	0,013	0,0018	0,0044	0,0015
03/03/17	0,0045	-	0,0012	-	0,009	-	0,044	-

Os dados específicos de vibração dos rolamentos monitorados apresentados nas tabelas 4.3 e 4.4, são apenas parte do volume de dados monitorados neste estudo, ou seja, mais de 1000 dados foram coletados, porém para uma simplificação da análise foram utilizados pontos estratégicos na avaliação de correlação por regressão, 2 rolamentos de um total de 6, com as informações das frequências de falhas de pista interna, externa, elemento girante e gaiola foram apresentados. Os pontos supracitados, foram escolhidos por serem geralmente o de maior energia, ou seja, alta rotação que em caso de possível caracterização de falha serão certamente mais evidentes do que em outros pontos.



Tabela 4.4 - Dados específicos de vibração dos rolamentos monitorados - parte 2

Data	BPFO		BPFI		FFT		BSF	
	AMFF (8H)	AMFF (8A)	AMFF (8H)	AMFF (8A)	AMFF (8H)	AMFF (8A)	AMFF (8H)	AMFF (8A)
16/06/16	0,0041	0,0032	0,0028	0,0029	0,0052	-	0,0019	0,0026
22/06/16	0,0041	0,0024	0,0042	0,0025	0,0036	0,0021	0,003	0,0025
06/07/16	0,0027	0,0008	0,003	0,0013	0,0031	0,0016	0,0019	0,0016
19/07/16	-	-	-	-	-	-	-	-
24/08/16	0,00084	0,00032	0,0016	0,00071	0,00043	0,00047	0,00032	0,0015
02/09/16	0,00074	0,00046	0,0011	0,00059	-	0,00073	0,00056	0,00068
28/09/17	0,00063	0,006	0,00068	0,0011	0,00097	0,00091	0,00047	0,00089
07/10/17	0,0044	0,00067	0,0042	0,00085	0,0035	0,00071	0,0013	7,8E-05
19/10/17	0,0014	0,00046	0,00049	0,00033	0,00064	0,00025	0,00028	0,0017
28/10/17	0,00078	0,001	0,00072	0,00036	0,00057	-	0,00047	0,00036
03/11/17	0,0012	0,0013	0,00073	0,0004	0,00021	0,00032	0,00028	0,002
11/11/17	0,0012	0,0013	0,00073	0,0004	0,00021	0,00032	0,00028	0,002
22/11/17	0,00052	0,0016	0,00077	0,001	0,00039	0,0013	0,0004	0,0015
02/12/17	0,0016	0,0013	0,00085	0,00044	0,00053	0,00014	0,00047	0,0002
16/12/17	0,00065	0,0029	0,00043	0,00085	0,00054	0,0016	0,0007	0,0006
06/01/17	0,00097	0,00019	0,00069	0,00035	0,00045	0,0003	0,00056	0,00032
13/01/17	0,00094	0,00068	0,00056	0,00034	-	0,00044	0,00036	0,00025
23/01/17	0,0015	0,00051	0,0011	0,0003	0,00056	0,00046	0,0004	0,00025

Data	BPFO		BPFI		FFT		BSF	
	AMFF (4H)	AMFF (4A)	AMFF (4H)	AMFF (4A)	AMFF (4H)	AMFF (4A)	AMFF (4H)	AMFF (4A)
30/01/17	0,00065	0,0013	0,00092	0,0011	0,00039	0,0011	0,00065	0,0016
13/02/17	0,00085	0,00092	0,0009	0,00067	0,00029	0,00051	0,00042	0,00078
03/03/17	0,0017	0,00097	0,0019	0,00072	0,00066	0,00063	0,00057	0,00044

Na tabela a seguir 4.5, os dados de ultrassom são apresentados considerando 8 pontos do redutor de A a H, seis desses pontos os mesmos de onde foram coletados os dados de vibrações e mais dois pontos extras na carcaça do redutor. O instrumento Ultraprobe 9000 ainda é pouco utilizado no Brasil, talvez pela falta de conhecimento e divulgação em seminários e simpósios, mas se consegui para avaliação do redutor fazer uma ótima captura dos dados ultrassônicos.

Em mineração especificamente, poucas empresas ou quase nenhuma utilizam a técnica de monitoramento ultrassônico, considerada como uma ferramenta poderosíssima de verificação e análise de efeito corona em redes elétricas, vazamento de ar comprimido, algo muito comum nestes tipos de indústria. Também é utilizado de forma proativa no monitoramento da performance do filme lubrificante, em rolamentos de motores e transportadores de correia.

Apesar da realização de pesquisas sobre a análise ultrassônica em artigos, pouquíssimas referências são encontradas atualmente, alguns testes já realizados em rolamentos de transportadores de correia unido ao instrumento estetoscópio na própria Kinross, foi possível ser comprovados resultados bem positivos com relação ao monitoramento dos componentes.

A aplicação dessa técnica na avaliação e monitoramento de redutores é inédito no Brasil. Em rolamentos lubrificadas a graxa é possível acompanhar a evolução do ruído (em decibel), pois há um controle preciso com o medidor de graxa em gramas da quantidade de graxa aplicada ao rolamento, uma vez que a graxa reduz o nível de ruído do rolamento até um certo nível. A partir de um determinado ponto aumenta-se novamente o ruído quando em adição do lubrificante, nesse momento considera-se parar com a aplicação de graxa para evitar aquecimento do mancal em função do atrito fluido. O aumento do ruído que dar-se-á em função da diminuição da espessura do filme lubrificante, em consequência da queda de viscosidade do óleo ou ausência do óleo da graxa em função da temperatura ou períodos muitos longos de relubrificação, afeta a performance funcional e vida do componente.

De modo geral, a lubrificação é feita a óleo dos rolamentos de redutores, utilizando o método de lubrificação por banho (salpico) ou lubrificação forçada com um conjunto moto bomba auxiliar. Por esse motivo não é possível realizar o controle de ruído como no caso de uma lubrificação a graxa, o que se torna um monitoramento mais complexo, todavia é possível realizar o acompanhamento da tendência do aumento do ruído em função do tempo.

A lubrificação por salpico acontece quando o óleo em “splash” gerado pelas engrenagens é direcionado as calhas coletoras que por sua vez encaminham o óleo para os pontos de lubrificação dos rolamentos do redutor. Para o caso de uma lubrificação forçada, há um conjunto motor e bomba de óleo que direciona o óleo do cárter do redutor para pontos específicos de lubrificação de engrenagem e rolamentos, usualmente essa técnica é muito utilizada em redutores de grande porte como por exemplo os aplicados em moinhos de bolas. O redutor Falk estudado, tem a sua lubrificação por salpico com calhas coletoras, e como proteção contra contaminação, uma graxa de selagem / bloqueio contra contaminantes externos além de respiro, tubo de pitot no lugar da vareta de nível e no lugar da vareta um visor tipo parede, processo esse conhecido como blindagem, já explicado nos capítulos anteriores.

É possível verificar na tabela a seguir as variações da amplitude em decibel do som monitorada a uma frequência de 30 kHz, ou seja, frequências elevadas que são dificilmente capturadas pelo acelerômetro utilizado na análise de vibração. Uma avaliação mais refinada do comportamento mecânico entre os contatos da pista e rolos constituintes do rolamento auto compensador de rolos com folga C3 bem como o contato dos dentes das engrenagens, foi feita com o Ultraprobe 9000, que é considerado uma ferramenta de manutenção proativa, e que no auxílio do estetoscópio proporciona um melhor diagnóstico do equipamento.

Tabela 4.5 – Dados ultrassônicos monitorados

Data	Ponto (A) db	Ponto (B) db	Ponto (C) db	Ponto (D) db	Ponto (E) db	Ponto (F) db	Ponto (G) db	Ponto (H) db
16/06/16	-	-	-	-	-	-	-	-
22/06/16	-	-	-	-	-	-	-	-
06/07/16	-	-	-	-	-	-	-	-
19/07/16	-	-	-	-	-	-	-	-
24/08/16	-	-	-	-	-	-	-	-
02/09/16	49	53	67	53	73	49	71	62
28/09/17	48	52	65	52	77	52	65	65
07/10/17	-	-	-	-	-	-	-	-
19/10/17	51	53	67	53	79	55	69	68
28/10/17	49	51	65	51	82	54	66	67
03/11/17	53	55	68	54	77	56	67	69
11/11/17	48	51	65	52	77	54	71	69
22/11/17	51	56	69	51	82	55	70	69
02/12/17	49	51	65	52	80	56	68	-
16/12/17	-	-	-	-	-	-	-	-
06/01/17	58	64	53	58	38	46	48	46
13/01/17	57	65	48	52	42	42	43	66
23/01/17	54	67	51	49	44	40	46	64
30/01/17	56	58	54	51	42	45	49	54
13/02/17	54	58	57	53	44	46	52	53
03/03/17	59	61	57	53	44	44	51	58

De posse e apresentação dos dados coletados experimentalmente em campo com a equipe técnica Kinross, foi discutido nos capítulos subsequentes, a relação existente entre esses dados em análise estatística e gráfica, utilizando o modelo de regressão linear múltipla, ferramenta essa de análise de dados por meio do software Excel e uma análise de regressão polinomial com o apoio do software Matlab.

Por fim, feita uma análise qualitativa das partículas de desgaste, apoiada pela interpretação dos relatórios de análise de óleo e verificação feita no microscópio ótico do laboratório de materiais da Unb.

## 4.2 ANÁLISE ESTATÍSTICA

A equação de regressão linear expressa uma relação linear entre uma variável dependente  $y$  e duas ou mais variáveis preditoras ( $x_1, x_2, \dots, x_k$ ), de forma geral a equação de regressão múltipla é:  $y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_kx_k$ . Para a determinação da melhor equação de regressão múltipla, não há um procedimento exato e automático, isso quer dizer que, para cada caso deve ser analisado a melhor forma e metodologia para a busca de resultados, porém, existem algumas diretrizes que foram adotadas conforme listado abaixo:

1. Usar o bom senso e considerações práticas para incluir ou excluir variáveis.
2. Considerar o valor de  $P$ , que significa uma significância global da equação de regressão múltipla.
3. Considerar equações com altos valores de  $R^2$  ajustado, esse valor pode variar de acordo com o número de variáveis preditoras.

Para as análises de regressão de modo geral, utilizou-se das seguintes premissas:

1.  $R$ -quadrado ajustado, deve ser maior que 0,6, isso mostra que o modelo tem um bom ajuste da reta, ou seja, a variável independente “ $X$ ” explica “ $Y$ ”.
2. Valor –  $P$ :  $< 5\%$ , significa que os coeficientes são significativos. Caso o modelo não seja significativo, isso mostra que: Alguma variável “ $X$ ” importante ficou fora do modelo, ou o modelo é não linear.
3.  $F$  de significação, menor do que 0,05, é válido, e isso diz que a probabilidade de “ $X$ ” da relação ser dado ao acaso.

De acordo com o que foi apresentado acima, deve-se avaliar o  $R$  – quadrado ajustado, o  $F$  de significação, em seguida o valor de  $P$  para se chegar a uma conclusão da existência ou não de correlação dos dados.

#### 4.2.1 ANÁLISE ESTATÍSTICA - PONTO BPFO - 4H

Inicialmente, dentro do estudo de correlação entre a frequência de falha de pista externa no ponto 4H e a viscosidade, gerou-se um gráfico de dispersão da vibração em função da viscosidade conforme figura a seguir.

Nesse gráfico é possível observar para uma mesma viscosidade de 100,21 cSt, existem amplitudes de vibrações diferentes, o que comprova que a alteração da vibração não está relacionada somente com a viscosidade do fluido lubrificante. Por isso a necessidade de combinar mais variáveis para melhor compreensão da variação da amplitude de vibração. É notório também pelo gráfico de dispersão, que ao diminuir a viscosidade do fluido há um aumento sutil da vibração como tendência, mas novamente, não de forma isolada.

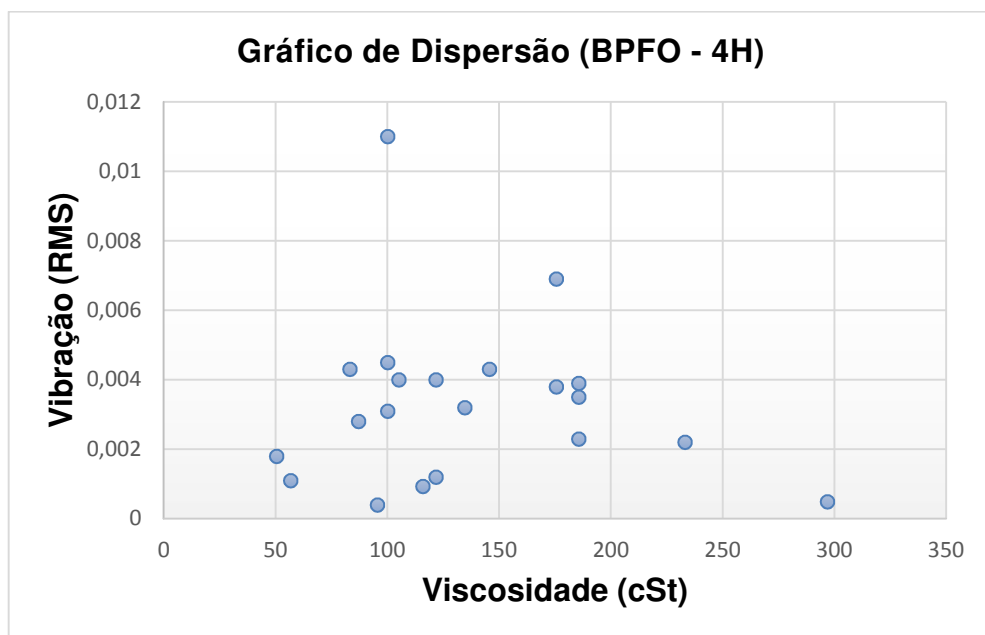


Figura 4.1 – Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (BPFO – 4H)

A seguir o gráfico de dispersão vibração x corrente para o mesmo ponto 4H foi plotado, importante observar a presença de outliers, ou seja, pontos observados bem afastados da série estudada em ambos os gráficos de dispersão.

Nele é possível observar uma concentração dos pontos, numa tendência de aumento de corrente, um aumento da amplitude de vibração, que numa análise pontual por si só não é possível de explicar o comportamento da amplitude de vibração.

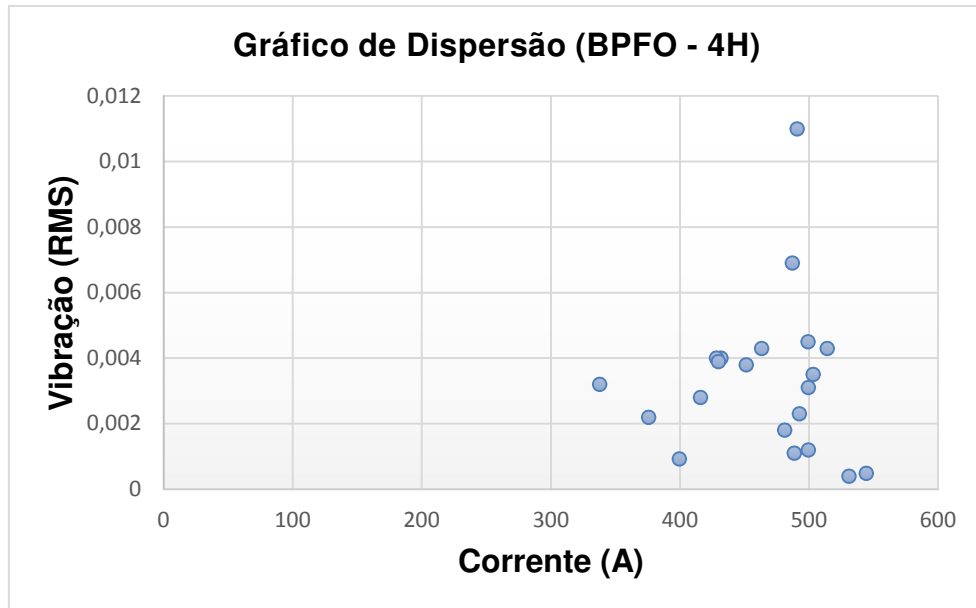


Figura 4.2 – Gráfico de dispersão vibração x corrente (BPFO – 4H)

Já numa avaliação mais profunda, utilizando a ferramenta de regressão polinomial no Matlab, buscando a análise de correlação entre as variáveis de vibração como variável dependente, viscosidade e corrente do motor como variáveis independentes, foi plotado o gráfico abaixo no ajuste da curva para com os pontos no espaço.

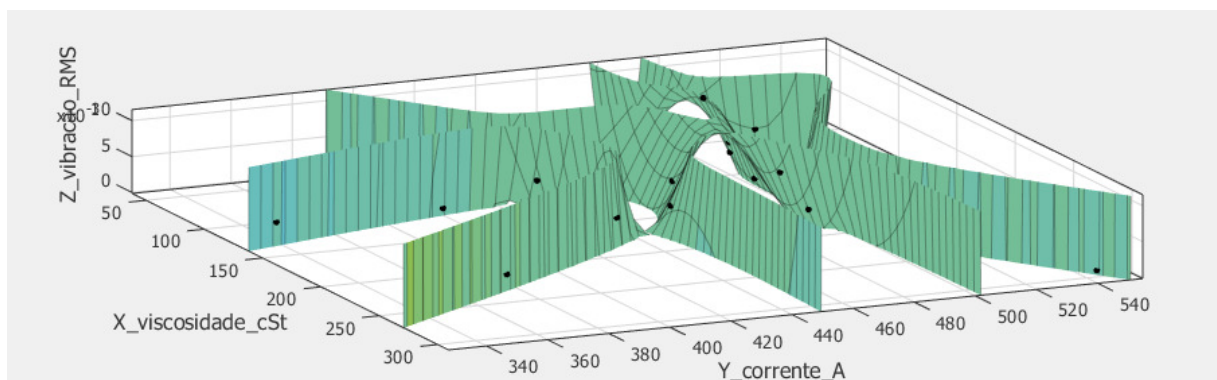


Figura 4.3 – Gráfico de dispersão – ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (BPFO – 4H)

Para o gráfico 4.3 o software gerou um polinômio de grau 5, conforme equação abaixo:

$$f(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2 + p30*x^3 + p21*x^2*y + p12*x*y^2 + p03*y^3 + p40*x^4 + p31*x^3*y + p22*x^2*y^2 + p13*x*y^3 + p04*y^4 + p41*x^4*y + p32*x^3*y^2 + p23*x^2*y^3 + p14*x*y^4 + p05*y^5, \text{ onde } f(x,y)$$



representa vibração em (RMS), X viscosidade em (cSt) e Y corrente em (A), sendo de p00 a p41, coeficientes reais do modelo, esse foi o melhor equacionamento encontrado, com um valor de R – quadrado ajustado de 83,78%.

Ainda na tentativa de investigar melhor a relação entre as variáveis coletadas, utilizou-se o modelo de regressão linear múltipla na ferramenta análise de dados oferecida pelo Excel, processados os dados e gerado a tabela 4.6, em que 4 são o total de variáveis dependentes, viscosidade na temperatura de trabalho, corrente, contaminação em grau NAS, e contaminação por água, o resultado gerado foi um valor de R-quadrado ajustado de 4%, ou seja, não há praticamente nenhuma relação entre as variáveis dependentes com a variável dependente vibração, para esse modelo. Isso significa dizer que apenas 4 % dos dados são justificados pelas variáveis dependentes. Outras análises também foram verificadas como a redução do número de variáveis e relação quadrática na busca de um R-quadrado ajustado maior ou igual a 60%, porém sem sucesso.

O modelo encontrado no gráfico 4.3 é muito particular, pois quando comparado a outros pontos do redutor para as mesmas frequências de falha, esse modelo já se modifica. Dessa forma é possível afirmar que os modelos são pontuais a cada caso e ponto. Não podemos replicá-lo a outros pontos de análise e redutores diferentes.

Na tabela 4.6, alguns valores nela apresentados nas colunas: erro padrão e coeficientes estão como zero, porém é apenas uma aproximação e arredondamento, já que os valores de vibração variam da ordem de 0,0001 a 0,1 (RMS).

Tabela 4.6 – Análise de regressão linear múltipla ponto - BPFO – 4H

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0,55
R-Quadrado	0,30
R-quadrado ajustado	0,04
Erro padrão	0,00
Observações	16,00

ANOVA					
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>
Regressão	4	7,39E-06	1,85E-06	1,16	0,38
Resíduo	11	1,75E-05	1,59E-06		
Total	15	2,48E-05			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>	<i>Inferior 95,0%</i>	<i>Superior 95,0%</i>
Interseção	0,00	0,00	0,62	0,55	-0,01	0,01	-0,01	0,01
Viscosidade na temp. de trabalho (cSt)	0,00	0,00	-1,14	0,28	0,00	0,00	0,00	0,00
Corrente (A)	0,00	0,00	-0,35	0,74	0,00	0,00	0,00	0,00
NAS	0,00	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Nível de cont. por água (PPM)	0,00	0,00	1,49	0,17	0,00	0,00	0,00	0,00

#### 4.2.2 ANÁLISE ESTATÍSTICA - PONTO BPFO – 4A

Seguindo a mesma metodologia anterior, foram plotados os gráficos de vibração x viscosidade e vibração x corrente, observado também a presença de outliers. Possivelmente, por uma falha de coleta do técnico ou erro na parametrização dos dados do coletor.

A mesma análise de tendência comentada na seção anterior para o ponto 4H pode ser considerada para esse caso. Note a concentração dos pontos em função da variação de viscosidade do fluido lubrificante causada pela variação da temperatura, logo um aumento sutil da vibração em tendência. Uma diminuição da viscosidade, gerando um aumento maior do contato e em seguida um ligeiro aumento da vibração.

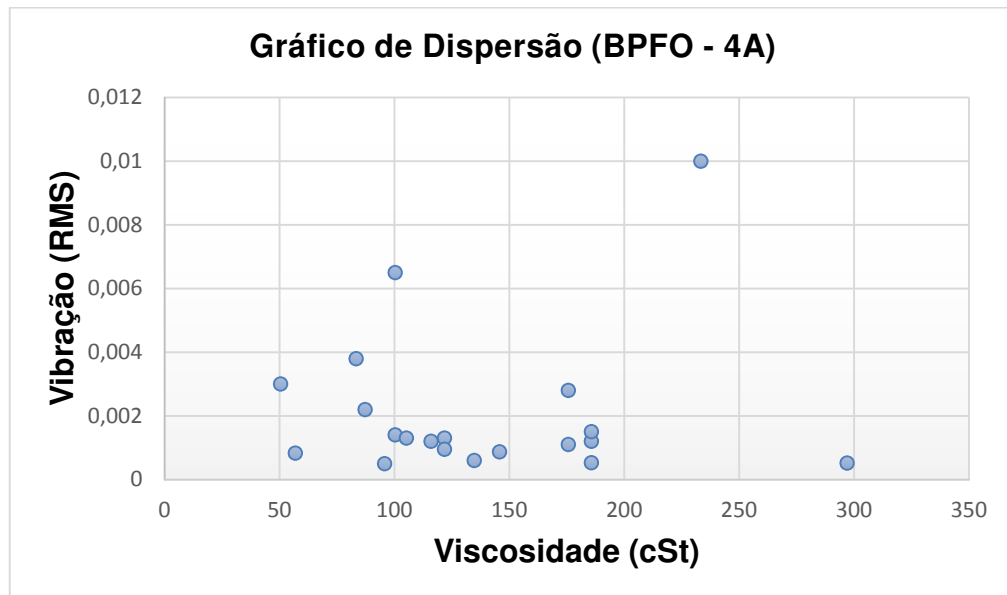


Figura 4.4 – Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (BPFO – 4A)

No gráfico abaixo 4.5 é possível verificar a dispersão dos dados de vibração em função da corrente, com ponto de coleta de vibração na direção axial da pista externa do rolamento.

A variação da corrente do motor que representa a carga / esforços transmitidos ao redutor pelo transportador de correia, mostra uma tendência de aumento da vibração em função do aumento da corrente.

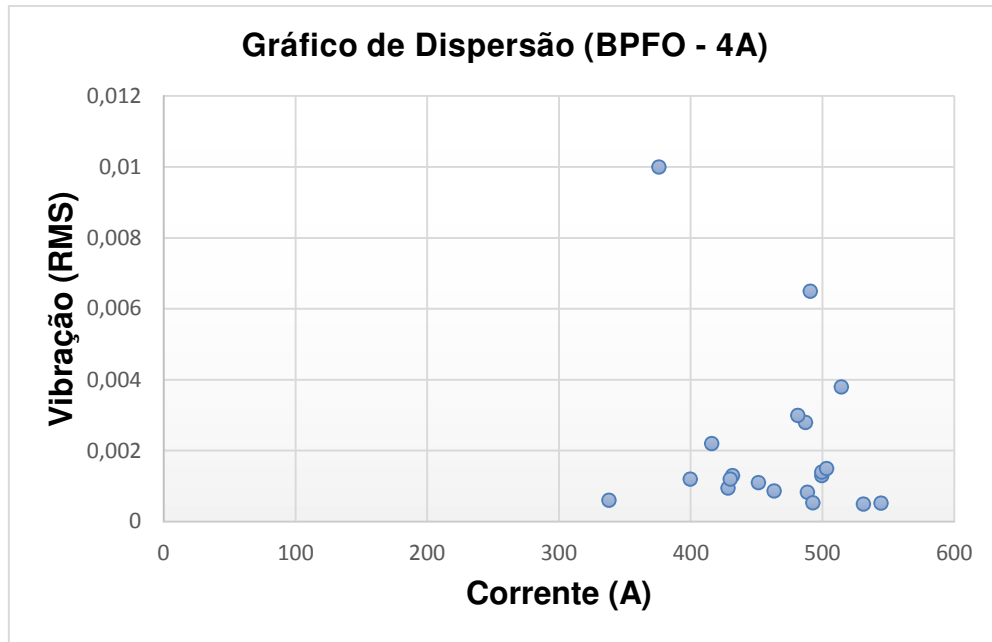


Figura 4.5 – Gráfico de dispersão vibração x corrente (BPFO – 4A)

Já no modelo do gráfico 4.6 abaixo, em 3D plotado via Matlab, apresenta uma curva com polinômio de grau 3 que melhor se ajusta aos pontos de viscosidade, corrente e vibração como resposta.

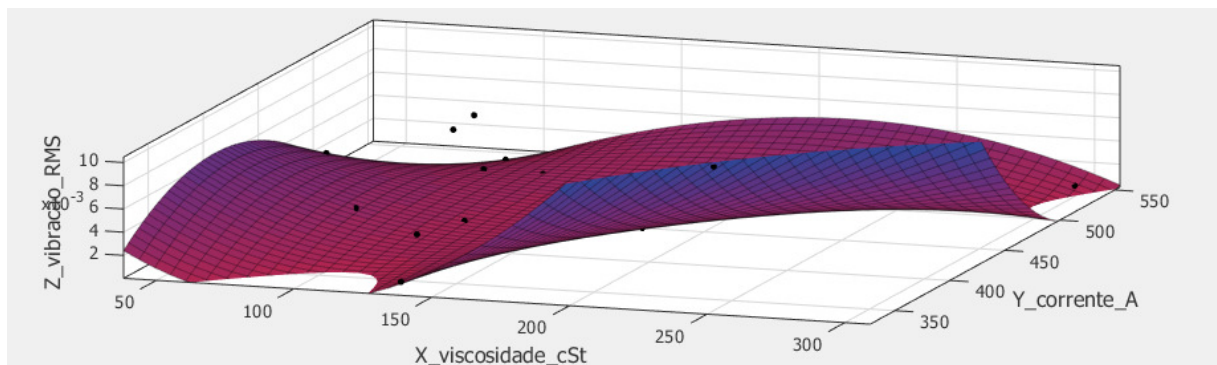


Figura 4.6 – Gráfico de dispersão – ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (BPFO – 4A)

O polinômio gerado foi:  $f(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2 + p30*x^3 + p21*x^2*y + p12*x*y^2$ , onde  $f(x,y)$  representa vibração em (RMS), X viscosidade em (cSt) e Y corrente em (A), sendo de p00 a p12, coeficientes reais do modelo, esse foi o melhor equacionamento encontrado, com um valor de R – quadrado ajustado de 60,8 %.

Numa avaliação mais abrangente dos dados, utilizando a análise de regressão do Excel, como no exemplo anterior, o valor gerado de R – quadrado ajustado foi de

0,04, ou seja, 4 % como resultado, um valor bem baixo para determinar alguma relação não aleatória. Além disso, de acordo com as premissas da análise estatísticas, redução de variáveis, análise quadráticas entre outras, também foram realizadas na tentativa de encontrar um melhor valor para o R – quadrado ajustado. Na tabela a seguir ANOVA é possível verificar todos resultados estatísticos de regressão, importante frisar que os coeficientes apresentados pelas tabelas de regressão 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10, são próximos de 0, não necessariamente são zeros, isso porque alguns resultados foram arredondados para melhor apresentação dos resultados estatísticos nas tabelas.

A título de informação, o significado das letras nas tabelas ANOVA, representam: SQ – Sums square (soma dos quadrados) e MS – Mean square (média dos quadrados).

Nas sessões seguintes uma avaliação da frequência de falha do engrenamento foi realizada, uma vez que a área de contato entre as superfícies das engrenagens são maiores quando comparado aos rolamentos e as tensões de contato variam com a carga aplicada aos dentes.

Tabela 4.7 – Análise de regressão linear múltipla ponto - BPFO – 4A

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0,56
R-Quadrado	0,32
R-quadrado ajustado	0,04
Erro padrão	0,00
Observações	15

ANOVA					
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>
Regressão	4	2,52E-05	6,31E-06	1,15	0,39
Resíduo	10	5,48E-05	5,48E-06		
Total	14	8,00E-05			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>	<i>Inferior 95,0%</i>	<i>Superior 95,0%</i>
Interseção	0,00	0,01	-0,47	0,65	-0,02	0,02	-0,02	0,02
Viscosidade na temp. de trabalho (cSt)	0,00	0,00	1,00	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Corrente (A)	0,00	0,00	-1,43	0,18	0,00	0,00	0,00	0,00
NAS	0,00	0,00	1,69	0,12	0,00	0,00	0,00	0,00
Nível de cont. por água (PPM)	0,00	0,00	0,37	0,72	0,00	0,00	0,00	0,00

### 4.2.3 ANÁLISE ESTATÍSTICA - PONTO AFEPE - 4H

De forma análoga para avaliação do comportamento da vibração do engrenamento tem-se os resultados conforme os gráficos abaixo, veja que em ambos os gráficos foi observado outliers. É interessante verificar de forma geral que para o gráfico do ponto 4H de vibração x viscosidade são mais dispersos, já no de vibração x corrente os pontos ficam mais concentrados numa dada região.

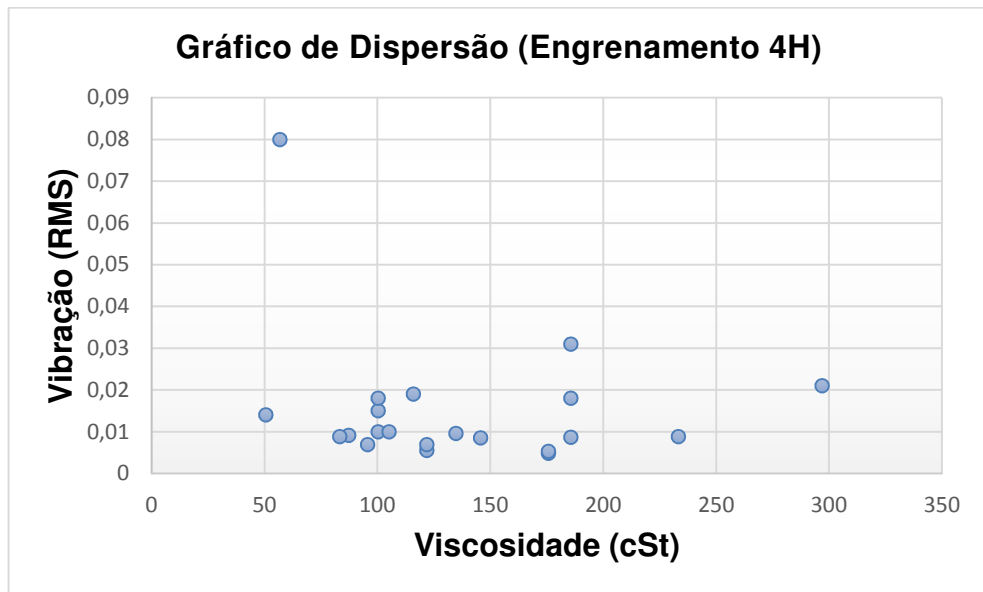


Figura 4.7 – Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (AFEPE – 4H)

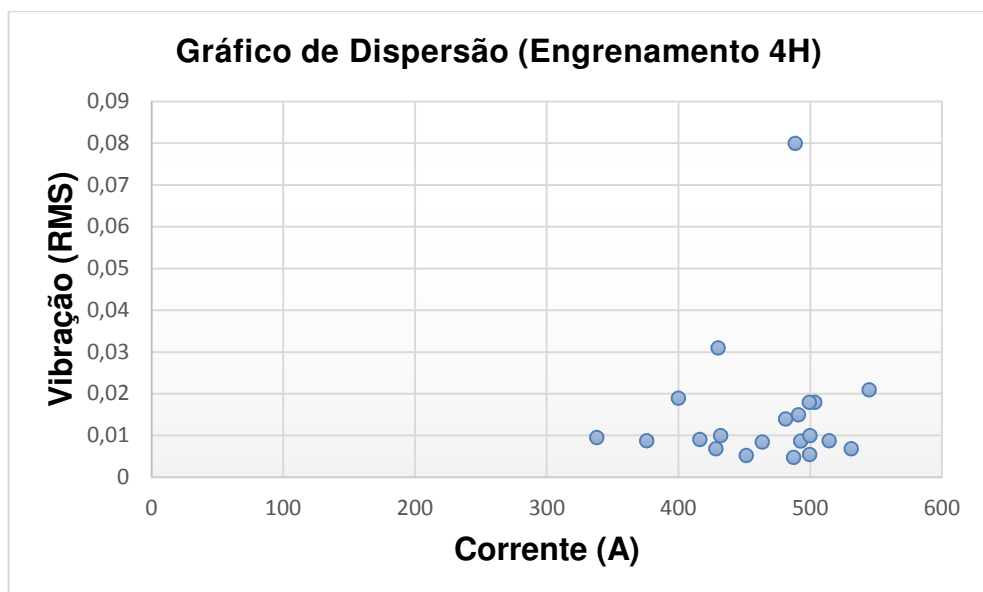


Figura 4.8 – Gráfico de dispersão vibração x corrente (AFEPE – 4H)

Para análise polinomial do ponto 4H (vibração na horizontal) foi gerado o gráfico conforme representação abaixo, polinômio esse de grau 5.

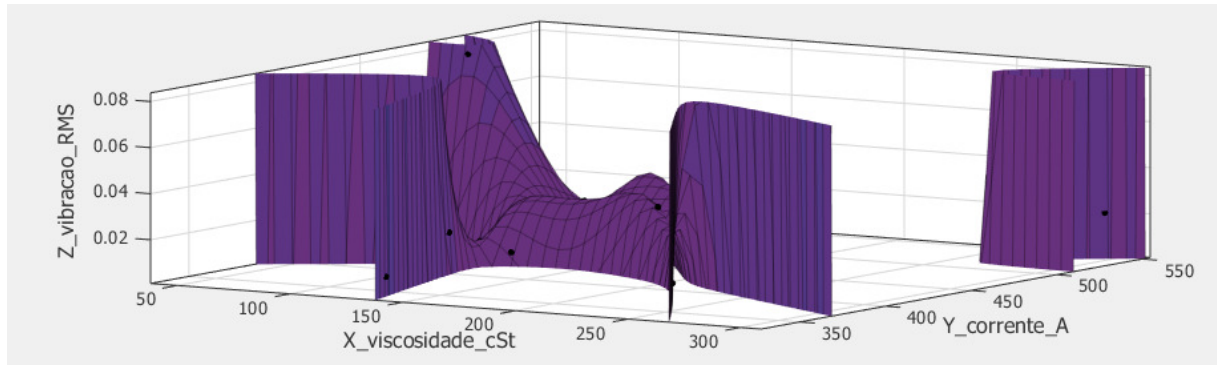


Figura 4.9 – Gráfico de dispersão – ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (AFEPE – 4H)

O polinômio gerado foi:  $f(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2 + p30*x^3 + p21*x^2*y + p12*x*y^2 + p03*y^3 + p40*x^4 + p31*x^3*y + p22*x^2*y^2 + p13*x*y^3 + p04*y^4 + p41*x^4*y + p32*x^3*y^2 + p23*x^2*y^3 + p14*x*y^4 + p05*y^5$ , onde  $f(x,y)$  representa vibração em (RMS), X viscosidade em (cSt) e Y corrente em (A), sendo de p00 a p41, coeficientes reais do modelo, com um valor de R – quadrado ajustado de 87,7 %.

É possível verificar pela tabela 4.8 que o modelo de regressão com mais variáveis, apresentou um R – quadrado ajustado de 21 %, ou seja, abaixo do recomendado dos modelos estatístico para garantir uma correlação mínima, modelo deve ser de no mínimo 60 %, para então assim seguir com as análises de F de significação e valores de P no modelo de regressão apresentado no campo A NOVA.

As interpretações na tabela 4.8 dos valores apresentados igual a zero, são análogas as sessões anteriores.



Tabela 4.8 – Análise de regressão linear múltipla ponto - Engrenagem – AFEPE 4H

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0,65
R-Quadrado	0,42
R-quadrado ajustado	0,21
Erro padrão	0,00
Observações	16

ANOVA					
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>
Regressão	4	0,00	0,00	1,99	0,17
Resíduo	11	0,00	0,00		
Total	15	0,00			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>	<i>Inferior 95,0%</i>	<i>Superior 95,0%</i>
Interseção	0,03	0,02	1,57	0,15	-0,01	0,06	-0,01	0,06
NAS	0,00	0,00	-2,29	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Nível de cont. por água (PPM)	0,00	0,00	-0,33	0,75	0,00	0,00	0,00	0,00
Viscosidade na temp. de trabalho (cSt)	0,00	0,00	0,62	0,55	0,00	0,00	0,00	0,00
Corrente (A)	0,00	0,00	1,30	0,22	0,00	0,00	0,00	0,00

#### 4.2.4 ANÁLISE ESTATÍSTICA - PONTO AFEPE - 4A

Para os gráficos abaixo para a frequência de engrenamento do ponto 4A, direção axial observa-se a presença de alguns outliers, de modo geral o comportamento pode ser comparado ao ponto 4H, uma dispersão muito aleatória dos dados.

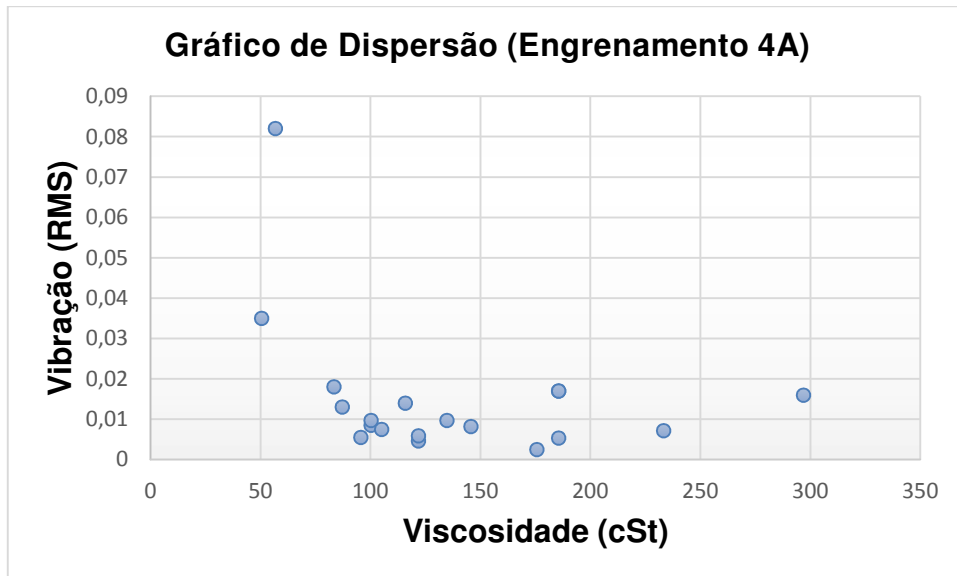


Figura 4.10 – Gráfico de dispersão vibração x viscosidade (AFEPE – 4A)

É possível identificar o outlier com a corrente do motor em aproximadamente 488 A, e 0,82 RMS de vibração.

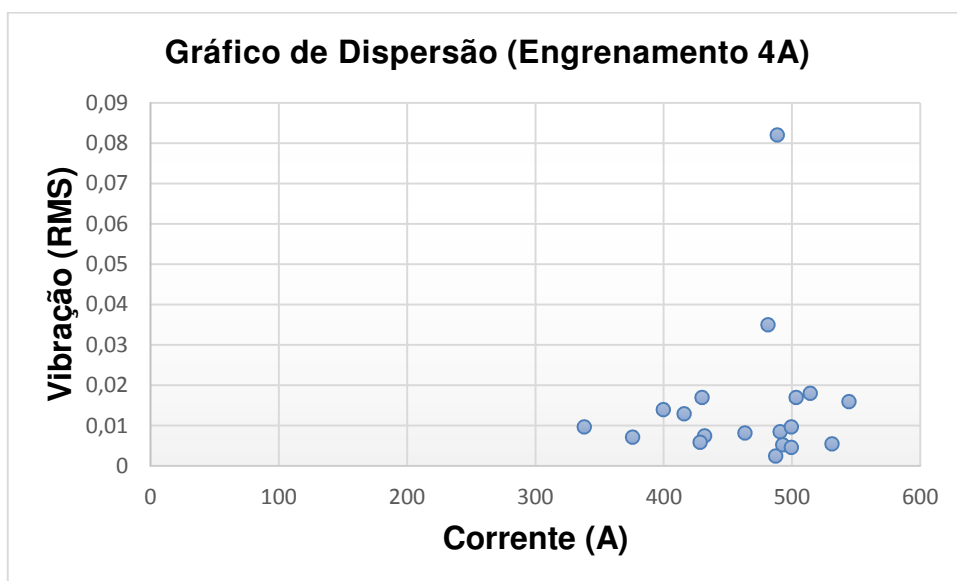


Figura 4.11 – Gráfico de dispersão vibração x corrente (AFEPE – 4A)

A seguir o gráfico 3D correlacionando vibração, viscosidade e corrente. O polinômio de grau 4 foi gerado:  $f(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2 + p30*x^3 + p21*x^2*y + p12*x*y^2 + p03*y^3 + p31*x^3*y + p22*x^2*y^2 + p13*x*y^3 + p04*y^4$ , onde  $f(x,y)$  representa vibração em (RMS), X viscosidade em (cSt) e Y corrente em (A), sendo de p00 a p31, coeficientes reais do modelo, com um valor de R – quadrado ajustado de 65,5%, pelo software Matlab é possível modelar o grau do polinômio de acordo com o melhor valor de R – quadrado ajustado, que seria o melhor ajuste da curva conforme explanado anteriormente.

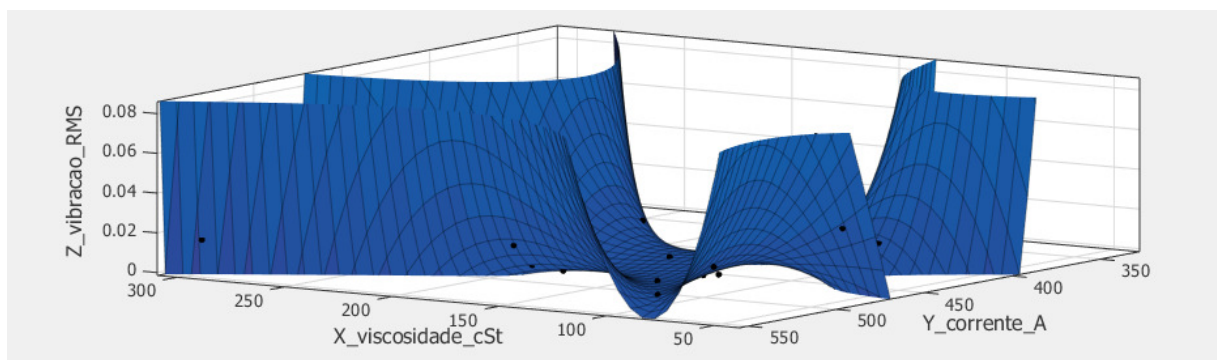


Figura 4.12 – Gráfico de dispersão – ajuste de curva, vibração x viscosidade x corrente (AFEPE – 4A)

Na tabela 4.9 de análise de regressão linear múltipla do ponto AFEPE – 4A, o valor observado de R – quadrado ajustado foi de apenas 15 % considerando as demais variáveis já citadas nas análises anteriores. Não há a necessidade de seguir com uma avaliação dos demais parâmetros estatísticos, uma vez que o valor de R – quadrado ajustado são considerados baixos. Esses resultados já caminham para algumas análises conclusivas que serão discutidas na seção de conclusões de resultados.

Para todos os modelos desenvolvidos na elaboração dos gráficos em 3D no Matlab, foi utilizado a ferramenta cftool, curve fitting para melhor ajuste da equação polinomial de regressão dos pontos dispersos.

Tabela 4.9 – Análise de regressão linear múltipla ponto - Engrenagem – AFEPE 4A

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0,64
R-Quadrado	0,41
R-quadrado ajustado	0,15
Erro padrão	0,01
Observações	14

## ANOVA

	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>
Regressão	4	0,00	8,35E-05	1,56	0,27
Resíduo	9	0,00	5,35E-05		
Total	13	0,00			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>	<i>Inferior 95,0%</i>	<i>Superior 95,0%</i>
Interseção	0,04	0,03	1,48	0,17	-0,02	0,10	-0,02	0,10
NAS	0,00	0,00	-1,87	0,09	-0,01	0,00	-0,01	0,00
Nível de cont. por água (PPM)	0,00	0,00	-1,03	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Viscosidade na temp. de trabalho (cSt)	0,00	0,00	-1,73	0,12	0,00	0,00	0,00	0,00
Corrente (A)	0,00	0,00	1,64	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00

#### 4.2.5 ANÁLISE ESTATÍSTICA - ANÁLISE SÔNICA

Por fim na última avaliação estatística são apresentados os gráficos de dispersão dos dados de ultrassom relativos ao ponto 4, para a análise sônica foram coletados apenas 12 vezes, o que certamente para todos os casos um número maior de coleta seria mais interessante para a realização de uma análise mais precisa. Ainda é possível visualizar outliers na apresentação do gráfico ruído x viscosidade de forma mais acentuada.

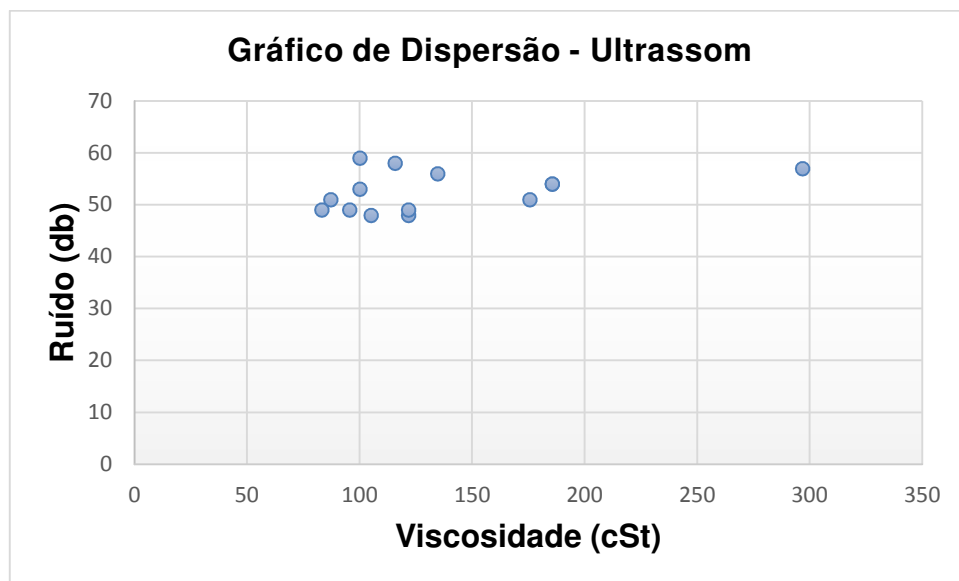


Figura 4.13 – Gráfico de dispersão ruído x viscosidade

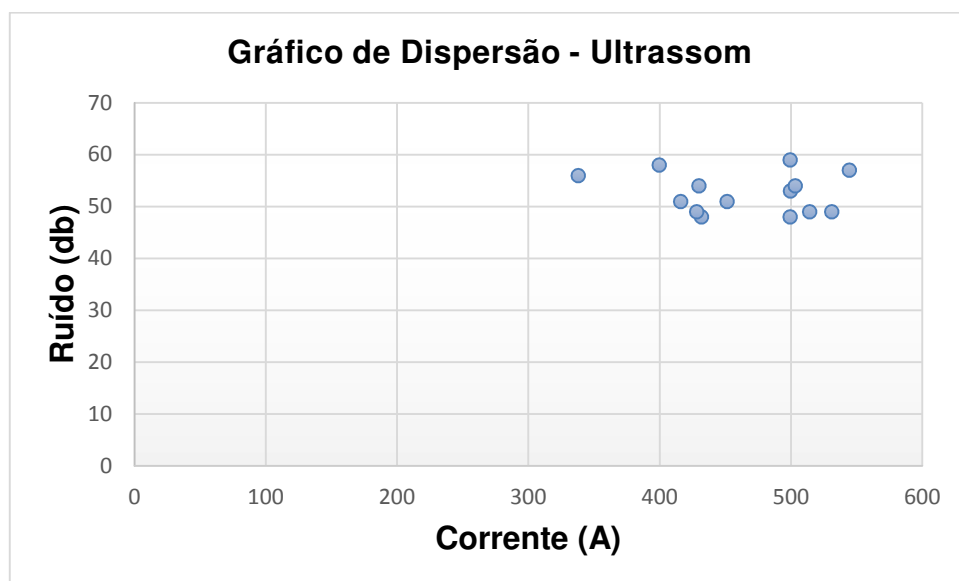


Figura 4.14 – Gráfico de dispersão ruído x corrente

Para o gráfico em 3D da análise ultrassônica, foi um pouco mais complexa em função do pouco número de pontos, ou seja, quanto mais pontos coletados no experimento, melhor seria o ajuste da curva, gerando mais confiabilidade aos resultados de correlação. A elaboração do gráfico da figura 4.15, ficou um pouco mais comprometida diante do que foi exposto acima, note que há bastante pontos afastados do plano, cuja a equação é:  $f(x,y) = p00 + p10*x + p01*y$ , com  $p00$ ,  $p10$  e  $p01$ , número reais, a função  $f(x,y)$  ruído (db), X viscosidade (cSt) e Y a corrente do motor (A), a equação polinomial apresentada foi de grau 1, com um R – quadrado ajustado de 4,7 %, uma resposta bastante restrita quando avaliados os pontos de dispersão do gráfico. Nos gráficos de dispersão, é possível ver uma estabilidade maior dos pontos sem muitas variações, ou seja, mesmo que altere a viscosidade do fluido e a carga, o range da variação de ruído se mantém sem abruptas alteração, quando comparado as respostas de vibração.

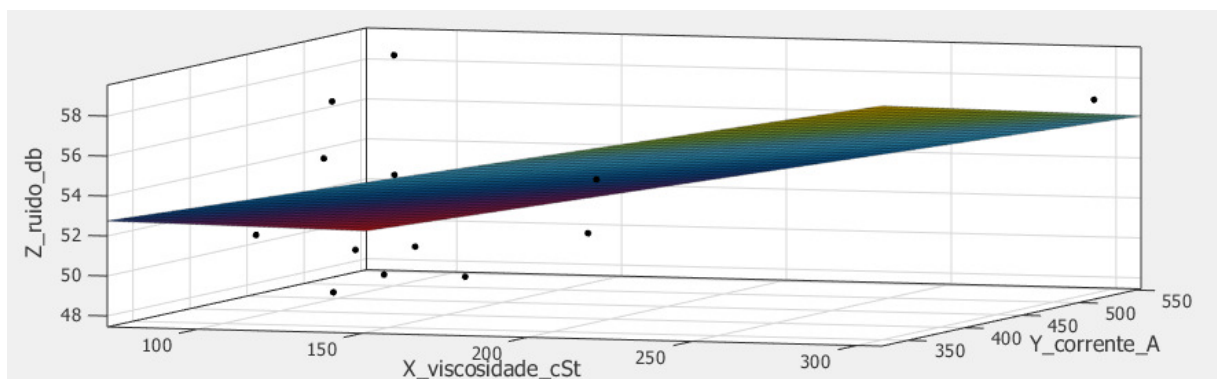


Figura 4.15 – Gráfico de dispersão – ajuste de curva, ruído x viscosidade x corrente (Ultrassom)

A análise de regressão linear múltipla via Excel, foi possível verificar o valor de R – quadrado ajustado em 12 %, um valor bem abaixo dos 60 % de referência adotada de acordo com (TRIOLA, M. F, Introdução à Estatística - Atualização da Tecnologia, 2013), tentativas de redução de variáveis para otimizar o R – quadrado ajustado também foram feitas.

Na seção a seguir uma avaliação qualitativa do óleo lubrificante utilizado no redutor foi abordado, verificando as características das partículas de desgaste e discutindo as propriedades do óleo com relação as atribuições / classificação das informações através de um relatório de análise de óleo no domínio do tipo de manutenção.

Tabela 4.10 – Análise de regressão linear múltipla - Análise Sônica

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0,66
R-Quadrado	0,44
R-quadrado ajustado	0,12
Erro padrão	3,76
Observações	12

## ANOVA

	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>
Regressão	4	77,05	19,26	1,36	0,34
Resíduo	7	99,20	14,17		
Total	11	176,25			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>	<i>Inferior 95,0%</i>	<i>Superior 95,0%</i>
Interseção	74,28	15,58	4,77	0,00	37,43	111,13	37,43	111,13
NAS	-2,01	1,15	-1,76	0,12	-4,72	0,70	-4,72	0,70
Nível de cont. por água (PPM)	-0,01	0,03	-0,39	0,71	-0,08	0,06	-0,08	0,06
Viscosidade na temp. de trabalho (cSt)	0,00	0,03	0,12	0,91	-0,06	0,06	-0,06	0,06
Corrente (A)	0,01	0,02	0,28	0,79	-0,05	0,06	-0,05	0,06

### 4.3 ANÁLISE QUALITATIVA

Por meio da análise de óleo foi possível verificar a real situação das partículas encontradas no redutor, de forma qualitativa e normatizada, de acordo com o ensaio de ferrografia analítica conforme imagens a seguir.

A ferrografia usa um alto gradiente de campo magnético atraindo as partículas do fluido proveniente da amostra do redutor, passando assim por uma lâmina com uma dada inclinação em relação a horizontal. Após a passagem do fluido com as partículas, é então realizada a limpeza da lâmina com o solvente removendo o fluido residual, mantendo as partículas fixadas a lâmina, e assim a mesma é levada ao microscópio para ser analisada.

Na imagem abaixo, foi possível verificar um elevado percentual de partículas metálicas proveniente do desgaste prematuro da engrenagem. Partículas de ferro de até 3 microns em até 500 vezes ampliadas.

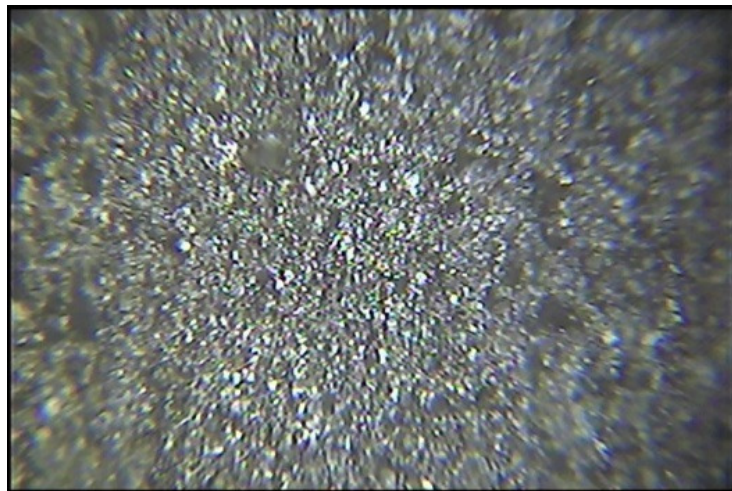


Figura 4.16 - Análise de óleo – ferrografia analítica

Na imagem 4.17 a) e b) a esfoliação é muito bem definida, esse tipo de desgaste é caracterizado por partícula dura, ou seja, uma partícula entre dois corpos em contato gerando esse formato de partícula (esfoliação) de até 15 microns, impossível de serem observadas a olho nu.



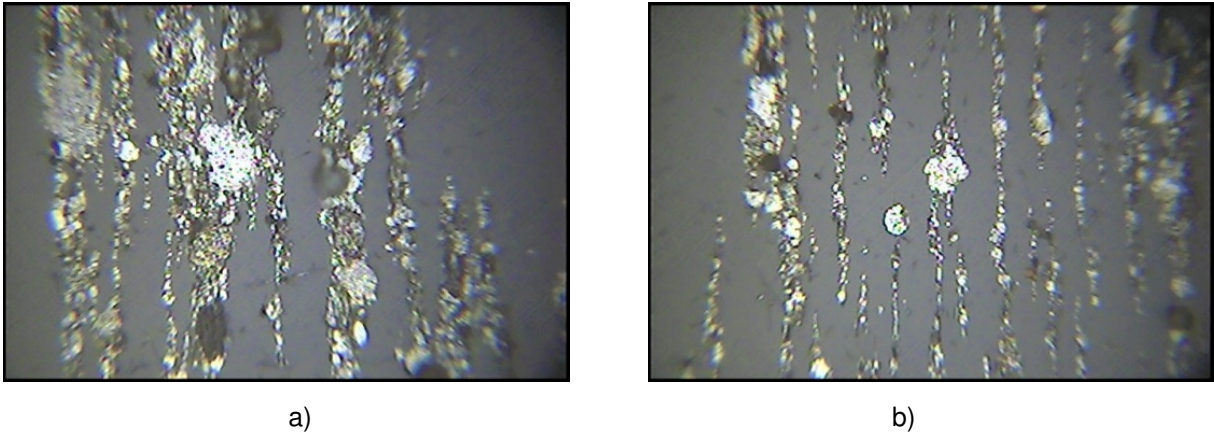


Figura 4.17 - Imagem realizada com microscópio ótico, partículas de desgaste – 500x.

As imagens abaixo realizadas no laboratório de materiais da Unb, com o microscópio ótico, também foram possíveis verificar o conglomerado de partículas no interior do redutor presente no óleo que estava sendo utilizado. Na imagem 4.18 a) destacada no círculo vermelho, uma partícula proveniente de um processo de crescimento de micro trinca até a sua fratura caracterizando o pitting, já na figura 4.18 b) verificou-se partículas com características por desgaste adesivo, certamente um rompimento do filme lubrificante localizado, gerando desgastes por adesão, consequentemente scuffing nas engrenagens.

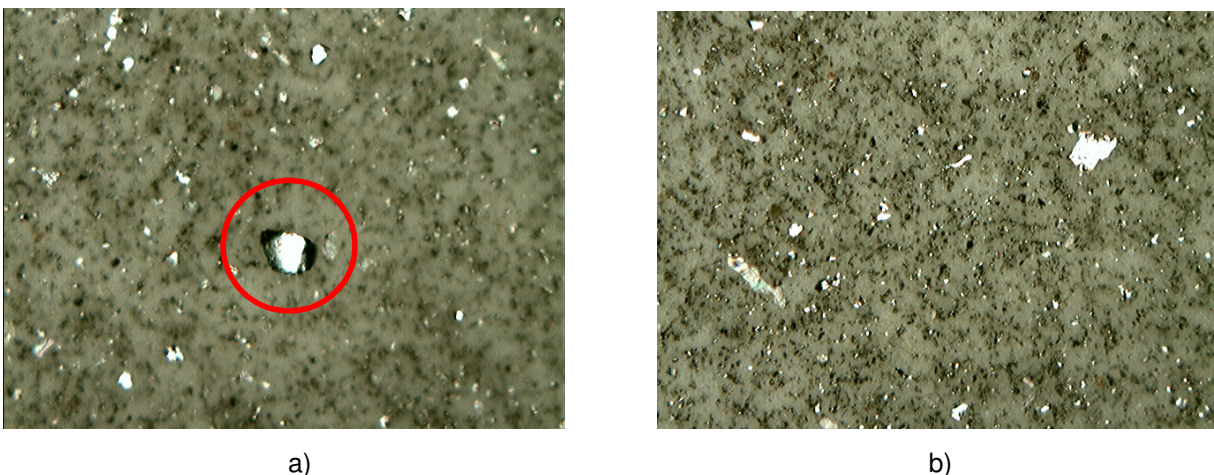


Figura 4.18 - Imagem realizada com microscópio ótico 200 x a) Partícula com características de fratura, b) Partículas com características de desgaste por adesão.

As imagens acima comprovam uma contaminação elevada por partículas, porém de ordem microscópicas que não são possíveis de serem analisadas sem o equipamento adequado.

Notou-se que na imagem, figura 4.19, algumas partículas mais brilhantes e reluzentes, são provenientes do desgaste adesivo, e uma vez gerado partículas no interior do redutor, a tendência é que as mesmas passem a agredir de forma danosa rolamentos e a própria engrenagem gerando mais partículas ao sistema. Uma reação em cadeia que pode ser quebrada com uma filtragem de alta eficiência e sistemática, troca do óleo ou em casos mais específicos alterando a viscosidade do fluido, no intuito de aumentar a espessura do filme lubrificante, que como consequência aumenta a proteção das regiões de contato elastohidrodinâmico / mista.

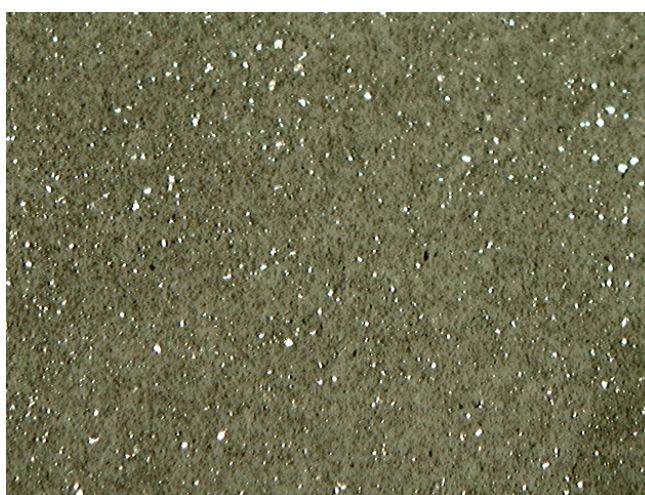


Figura 4.19 - Imagem realizada com microscópio ótico, partículas de desgaste – 50x.

Na tabela a seguir 4.11, é possível visualizar de forma resumida os benefícios de cada ensaio da análise de óleo bem como o domínio de resposta das informações, proativo ou preditivo.

A partir de uma investigação mais aprofundada, solicita-se o ensaio de interesse requerido para cada situação, porém o técnico analista ou engenharia de manutenção necessitam entender muito bem a proposta de cada ensaio para coletar informações realmente úteis para cada situação.

De modo geral, 80% dos ensaios são feitos de forma rotineira, pois a atuação no modo proativo deve ser imediata, ou seja, recebido a análise de óleo é necessário tomar uma ação caso os parâmetros estejam fora dos ranges definidos pela engenharia. Como boa prática, cruzar as informações da análise de vibração, análise de óleo ou sônica quando se julgar necessário, isso faz com que a equipe de manutenção na tomada de decisão seja assertiva baseada em conhecimento técnico e não em premissas vagas de caráter intuitivo.

Tabela 4.11 - Três categorias da análise de óleo

<b>O que é analisado?</b>	<b>1. Propriedades</b> Propriedades físicas e químicas do óleo usado. (Proativo)	<b>2. Contaminação</b> Contaminantes da máquina e lubrificantes. (Proativo)	<b>3. Partículas de desgastes</b> Presença e identificação de partículas de desgaste. (Preditivo)
<b>Contagem de partículas</b>	○	●	◇
<b>Água</b>	○	●	○
<b>Viscosidade</b>	●	◇	○
<b>Concentração ferrosa</b>	○	○	●
<b>Ferrografia analítica</b>	○	◇	●
<b>AN/BN (Neutralização)</b>	●	◇	◇
<b>(FTIR) infravermelho</b>	●	◇	○
<b>Partículas/Sedimentos</b>	○	●	◇
<b>Ponto de Fulgor</b>	◇	●	○
<b>Análise de elementos</b>	●	◇	●

Máximo benefício = ●

Mínimo benefício = ◇

Não terá benefícios = ○

Com o arcabouço de informações coletadas e apresentas nesse capítulo é possível chegar a conclusões concretas, objetivas e reais sobre o comportamento vibracional, sônico e relacionados a análise de óleo no que tange ao desgaste dos componentes.

Todas as informações aqui apresentadas certamente contribuem para a indústria, a manutenção preditiva e proativa, podendo reduzir os custos operacionais e colaborar para a extensão de vida dos ativos.

## 5 CONCLUSÕES

De acordo com todas as análises e teorias apresentadas, mostram-se que os excessos de partículas prejudicam o contato, todavia não é perceptível a alteração das amplitudes da frequência de falha. Cargas extremas geram riscos as engrenagens e rolamentos acelerando o desgaste. Tal afirmação foi comprovada pela ferrografia analítica, é possível visualizar as partículas de adesão e esfoliação, esse estudo contribui para gerar soluções de mitigação desse modo de falha, como por exemplo aumentar a espessura do filme lubrificante, ou instalar um sistema PID para controle da temperatura do óleo, o que mantém a viscosidade do óleo estável. Já a água acelera o processo de corrosão dos componentes internos ao redutor, que consequentemente acarreta desgaste por corrosão e fadiga de contato.

Para o redutor particular estudado, não foi identificado forte relação entre as variáveis dependentes (sônica / vibracional) com o desgaste das engrenagens e rolamentos, medido através da análise de óleo o processo de contaminação e nem com a carga, medido pela corrente do motor. Demonstrados esses resultados pela tabela ANOVA, mesmo que embora o equacionamento de espessura de filme lubrificante se relacione com a carga e viscosidade do fluido, esses parâmetros por si só não foram suficientes para provar qualquer alteração no sistema, que fosse perceptível pela parte dependente das funções de acordo com o estudo realizado.

Apesar de em experiências práticas de campo, grandes contaminações por particulados e água no óleo do redutor gerarem perturbações no sistema dinâmico dos equipamentos, por meio dos estudos realizados não foi possível comprovar qualquer relação para as contaminações apresentadas nas análises. Importante considerar que para os casos práticos, tais contaminações são em níveis muito elevados, perceptível a olho nu quando analisado as amostras de óleo, logo gera um distúrbio vibracional no sistema considerável.

Os valores de R – quadrado ajustado para um nível de confiança de 95 % via software Excel pela análise de dados, regressões, ficaram todas abaixo de 60%, o que é considerado um nível baixo de correlação entre os dados de variáveis dependentes com a independente. Por outro lado, para as variáveis de frequência de engrenamento, observou-se maiores valores de R - quadrado ajustado de 15 % para a AFEPE - 4A e 21% APFEPE - 4H no modelo de regressão linear múltipla quando

comparado aos valores de R - quadrado ajustado calculados dos rolamentos, todavia, o que se acredita que seriam melhorados esses valores com a aquisição de mais dados para uma análise mais robusta.

A análise estatística inicialmente foi realizada pelo modelo de regressão linear simples, seguindo então a posteriori para uma avaliação mais avançada pelo modelo de regressão linear múltipla buscando associar mais parâmetros ainda em Excel, por fim uma análise mais detalhada e profunda com outro software. Ao utilizar o software Matlab com o modelo de regressão polinomial, ferramenta cftool – fitting curve, onde nele foi possível alterar o grau do polinômio e eliminar alguns outliers na tentativa de um melhor valor de R – quadrado ajustado, apesar de bons ajustes na curva, a soma dos erros se torna grande quando utilizado o polinômio, não retratando um modelo ideal a ser aplicado.

Foi criado um modelo muito pontual para cada situação de vibração e sônica, ou seja, um comportamento aleatório difícil de ser explicado quando relacionado muitas variáveis. Para mesmos tipos de rolamentos, mas em pontos opostos de coleta, mantendo o mesmo tipo de análise, como por exemplo frequência de falha na pista externa, os resultados são modelos polinomiais distintos.

Portanto, as análises apresentadas comprovam fraca correlação entre vibração / ruído com desgaste, características de contaminação do óleo, viscosidade e carga. Encontrados modelos via Matlab que representam e justificam comportamentos pontuais do redutor estudado, porém que não devem ser replicados a outros pontos coletados.

## 6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

- Utilizar a metodologia apresentada e investigar o comportamento de outros tipos de redutores verificando similaridades.
- Montar uma bancada de teste motor – redutor que acione algum sistema, bomba, tambor e etc...., dessa forma variar carga, temperatura do óleo isoladamente para verificar a variação da vibração em função desses parâmetros de forma online.
- Estudar os efeitos sônicos do redutor em função da viscosidade do óleo lubrificante a partir do sistema citado no item acima.
- Realizar uma análise mais robusta, ou seja, com um número maior de dados seguindo o procedimento utilizado na dissertação.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA M.T; ALMEIDA F. R. V.; **Curso de análise de vibrações – módulo I. Princípios de Diagnóstico de Defeitos em Máquinas Rotativas**, Universidade Federal de Itajubá - Instituto de Vibração MTA, 2014.

ALMEIDA M.T; ALMEIDA F. R. V.; **Curso de análise de vibrações – módulo II. Diagnóstico de Defeitos em Mancais de Rolamentos**, Universidade Federal de Itajubá - Instituto de Vibração MTA, 2015.

ALMEIDA M.T; ALMEIDA F. R. V.; **Curso de análise de vibrações – módulo III. Técnicas Avançadas de Medidas e Análise de Vibrações em Máquinas Rotativas Especiais**, Universidade Federal de Itajubá - Instituto de Vibração MTA, 2012.

AMARNATH, M.; LEE, S. K. **Assessment of surface contact fatigue failure in a spur geared system based on the tribological and vibration parameter analysis**, Measurement, v. 76, 2015. p. 33-44.

AMARNATH, M.; PRAVEEN KRISHNA, I.R. **Local fault detection in helical gears via vibration and acoustic signals using EMD based statistical parameter analysis**, Measurement, v. 58, 2014. p.154-164.

ASTM – D445, **Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids**, ASTM International.

ASTM – D974, **Standard Test Method for Acid and Base number by Color – Indicator Titration**, ASTM International.

ASTM – D4377, **Standard Test Method for Water in Crude Oils by Potentiometric Karl Fischer Titration**, ASTM International.

ASTM – D4928, **Standard Test Method for Water in Crude Oils by Coulometric Karl Fischer Titration**, ASTM International.



ASTM – D6595, **Standard Test Method for Determination of Wear Metals and Contaminants in Used Lubricating Oils or Used Hydraulic Fluids by Rotating Disc Electrode Atomic Emission Spectrometry**, ASTM International.

ABNT–Associação Brasileira de Normas Técnica - NBR5462, **Confiabilidade e Manutenibilidade**.

BATCHELOR, A. W.; STACHOWIAK, G. W. **Engineering Tribology**, Elsevier Butterworth-Heinemann, 3<sup>rd</sup> Edition, 2005.

BOX, G. E. T.; HUNTER J. S.; HUNTER W. G. **Statistics for Experimenters, Design, Innovation, and Discovery**, Second Edition, 2005.

BOWEN, E. R.; WESTCOUTT V. C. **Wear Particle Atlas**, volume 1, 1976.

EBERSBACH, S.; PENG, Z.; KESSISSOGLU, N.J. **The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques**, *Wear*, v. 256, 2005. p. 16-24.

ELASHA, F.; GREAVESB, M.; MBAC, D.; ADDALI, A. **Application of Acoustic Emission in Diagnostic of Bearing Faults within a Helicopter gearbox**, Elsevier, *IRP*, v. 38, 2015, p.30-37.

ERRICHELO R., MULLER J. **How to inspect a gearbox**, *Machinery Lubrication*, 2012.

FAG, SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIAL. **Rolling Bearing Damage Recognition of damage and bearing inspection**, 2001.

FITCH, J. C. **Manutenção proativa pode economizar 10 vezes mais do que práticas de manutenção preditiva/preventiva convencionais**. Disponível em: <<http://www.pessoal.utfpr.edu.br/jmario/arquivos/proativa.pdf>>. Acesso em: 10 de fev. de 2013.

FLENDER. **Technical Handbook**, 2th edition, Flender Ag Bocholt, 2000.

CHEN, G. SHENG. **Handbook of friction – vibration interactions**, Elsevier – Woodhead Publishing, 2014.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**, Butterworth-Heinemann, 1992.

HYDAC. **Gerenciamento da Contaminação**. Manual Hydac 2004.

ISO 4406, **Cleanliness Code**, ISO International.

JUNIOR, J. W. **Renewable Energy Focus - Improving gearbox reliability**, 2009, p. 22-24.

JÚNIOR, L.O.R.B. **Avanços e benefícios de um programa de contaminação zero de práticas de lubrificação de classe mundial em mineração de bauxita na região amazônica**: detalhes de implantação e perspectivas futuras, Artigo, Trombetas, Pará 2007.

JOHNSON, K.L. **Contact Mechanics**, Cambridge University Press, 1985.

KATTELUS, J.; MIETTINEN, J.; LEHTOVAARA, A. **Detection of gear pitting failure progression with on-line particle monitoring**, Tribology International, 2017 p.1-7.

KOYO. **Manual de seleção de rolamentos**. Disponível em <<http://www.koyo.com.br/pdf/prod2.pdf>. Acessado em 5 de fev. de 2017.

LOUTAS, T.H.; SOTIRIADES, G.; KALAITZOGLOU, I.; KOSTOPOULOS, V. **Condition monitoring of a single-stage gearbox with artificially induced gear cracks utilizing on-line vibration and acoustic emission measurements**, Applied Acoustics, 2009, v. 70, p.1148-1159.

LUBRIN. Lubrificação Industrial LTDA. **Manual de Lubrificação Industrial**. São Paulo, 2004.

LUDEMA, K.C. **Sliding and Adhesive Wear**, ASM Handbook, Friction, Lubrication and Wear Technology, ASM International, Vol. 18, 1992. p. 436-438.

LUDEMA, K.C. **Friction, Wear, Lubrication**, Butterworth-Heinemann, 1996.

MACHADO W.R., MESKO, E.F., OLIVEIRA F. V. A., PIN F., RUPF M.G.S, **Lubrificação Confiável**, Trabalho de Conclusão de Curso, Fundação Getúlio Vargas, Brasília – 2013.

MISRA, A.; FINNIE, I. **On the size effect in abrasive and erosive wear**. *Wear*, 1981, v. 65, p. 359-373.

Noria - ReliablePlant disponível em: **The word on ultrasonic monitoring**<http://www.reliableplant.com/Read/5206/ultrasonic-monitoring>. Acesso em 3 de jan. 2017.

Parâmetros de contato- sistema Maxweel-PUC-RIO. **Teoria do contato de Hertz: Modelo Elástico Linear**. Disponível em: [www.maxwell.vrac.puc-rio.br/9631/9631\\_8.PDF](http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/9631/9631_8.PDF). Acessado em 14 de fevereiro de 2017.

PENG, Z.; KESSISSOGLU N. **An integrated approach to fault diagnosis of machinery using wear debris and vibration analysis**, *Wear*, v.255, 2003. p. 1221-1232.

PENG, Z.; KESSISSOGLU, N.; COX, M. **A study of the effect of contaminant particles in lubricants using wear debris and vibration condition monitoring techniques**, 2005, Elsevier, *Wear*, v. 258, p.1651-1662.

SAE AS 4059, **Cleanliness Classification for Hydraulic Fluids**, SAE International.

Schaeffler Brasil. Disponível em: **Manual de seleção de rolamentos**. <[http://www.schaeffler.com.br/content.schaeffler.com.br/.../barrel\\_rollerbearings.jsp](http://www.schaeffler.com.br/content.schaeffler.com.br/.../barrel_rollerbearings.jsp). Acessado em 5 de fev. de 2017.

SHIN, KIHONG; HAMMOND, JOSEPH. **Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineer**, John Wiley & Sons Ltd, 2008.

SKF. Disponível em: **Manual de seleção de rolamentos**. <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/roller-bearing/.../index.html>. Acesso em 4 de fev. de 2017.

TRIOLA, M. F.; **Introdução à Estatística - Atualização da Tecnologia**, LTC, 11ª Edição, 2013.

VALENTIN, L. POPOV. **Contact Mechanics and Friction**, Springer, 2010.