

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Sistema de Identificação da Viscosidade do Óleo Lubrificante em
uma Caixa de Engrenagens Através do Sinal de Vibração**

Rui Gomez Teixeira de Almeida

Orientador: Linilson R. Padovese
Co-Orientador: Demétrio C. Zachariadis

São Paulo
2002

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Sistema de Identificação da Viscosidade do Óleo Lubrificante em
uma Caixa de Engrenagens Através do Sinal de Vibração**

Trabalho de formatura apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Graduação em Engenharia

Rui Gomez Teixeira de Almeida

Orientador: Linilson R. Padovese
Co-Orientador: Demétrio C. Zachariadis

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

São Paulo

2002

Nota: 10,0

DET

ofícios

Dimitro C Zadernski

06/12/02

AGRADECIMENTOS

Cabe aqui meu sincero agradecimento a diversas pessoas que, de uma forma ou de outra, facilitaram o meu trabalho.

A todo o pessoal do LADIN (Laboratório de Análise Dinâmica e Instrumentação), pois sempre estiveram do meu lado, ajudando, apoiando, debatendo e sugerindo. Em especial ao Rodrigo e ao Elvys pelas discussões inteligentes e por vezes acaloradas e que (na minha visão) acabam por enriquecer e amadurecer o conteúdo do trabalho.

Ao meu orientador que sempre acreditou e deu suporte a este trabalho e que sempre manteve a porta aberta, pronto a discutir os problemas apresentar suas idéias e discutir as minhas.

A todos os amigos e amigas que sempre aparecem e que sofrem, apóiam, brigam e discutem e que fazem com que a gente não se sinta sozinho. Em particular ao Michel, Nicolau, Rodrigo, Losano, Taís, Ivan, Mauro, Adonis , Vincent, Flávio Barroso e André Isacson que fizeram mais prazerosos estes últimos cinco anos .

Aos meus Pais e irmãs que, além de sempre me darem o seu apoio, se dispuseram nestes últimos 5 anos, a tocar as coisas sem a minha ajuda e abriram a possibilidade de que eu voltasse para a universidade.

RESUMO

A crescente implementação pela indústria de técnicas de manutenção preditiva exige cada vez mais o aprimoramento dos processos capazes de fornecer informações sobre o estado de um equipamento. Dentre os procedimentos de análise existentes para máquinas rotativas, a análise de vibração é um dos mais utilizados sendo, portanto, cada vez mais importante explorar todas as possibilidades deste método. Este trabalho investiga métodos de análise de assinatura mecânica para avaliar o efeito da variação da viscosidade do lubrificante no sinal de vibração de caixas de engrenagem. O trabalho discute e apresenta uma metodologia de aquisição e processamento de sinais de vibração capaz de identificar alterações na viscosidade do óleo lubrificante

ABSTRACT

With the growth of the industrial use of predictive maintenance methods based on vibration analysis, especially for rotating machinery, increases the interest for new techniques of monitoring and signal processing. The news challenges leads to increasing the range of problems that can be detected thought vibration analyses in order to include other characteristics of the machinery such as the lubrication condition. The major physic characteristic of a lubricant is its viscosity. That can be altered by chemical or mechanical degradation, contamination with water or other products. This work presents a study of the detection of lubricant viscosity alteration in gearbox, by vibration analysis. Vertical and axial vibration data were acquired from an experimental apparatus consisted of a gearbox with spur teeth. The experiment was made using different kinds of lubricant oils and considering several shaft speeds. The temperature of the lubricant was also monitored. The used lubricants were base oils, which mean, oils without any additives, in a way of best characterize the influences of the viscosity. The collected data were analyzed using some well-known signal processing and statistical methods. The results show that it is possible to use vibration analysis to detected differences of lubricant viscosity. The work presents a methodology to acquire and process vibration signal from a gearbox in order to detect oil viscosity alterations.

Índice Geral

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. METODOLOGIA E CRONOGRAMA.....	4
2.1. OBJETIVOS.....	4
2.2. METODOLOGIA APLICADA	4
2.3. IDENTIFICAÇÃO DAS ATIVIDADES ENVOLVIDAS.....	6
2.3.1. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.3.2. MONTAGEM DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL E DETERMINAÇÃO DA CADEIA DE MEDIDAS.....	6
2.3.3. MONTAGEM DE UM BANCO DE ÓLEOS LUBRIFICANTES	7
2.3.4. REALIZAÇÃO DE ENSAIOS EXPERIMENTAIS.....	7
2.3.5. PROCESSAMENTO E ANÁLISE DO BANCO DE DADOS GERADOS.....	7
2.3.6. ELABORAÇÃO DE UM SISTEMA DE DIAGNÓSTICO DE ALTERAÇÃO DE VISCOSIDADE.....	7
3. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA.....	8
3.1. LITERATURA CONSULTADA.....	8
3.2. CONSULTAS A ESPECIALISTAS.....	12
4. REVISÃO TEÓRICA DE MÉTODOS DE ANÁLISE DE SINAL.....	14
4.1. PARÂMETROS ESTATÍSTICOS.....	14
4.1.1. RMS	14
4.1.2. SKEWNESS	14
4.1.3. KURTOSIS	15
4.2. PARÂMETROS ESPECTRAIS.....	15

4.2.1. A DEP	17
4.3. ENVELOPE	18
4.4. FREQUÊNCIAS DE ENGRANAMENTO.....	19
5. APARATO EXPERIMENTAL	20
5.1. BANCADA.....	20
5.2. APLICAÇÃO DE CARREGAMENTO	21
5.3. INSTRUMENTAÇÃO.....	24
5.4. MONTAGEM DO BANCO DE ÓLEOS	26
6. PROCESSO DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	28
6.1. INICIO DO PROCESSO DE AQUISIÇÃO	28
6.2. PROCESSO DE AQUISIÇÃO PARA ENGRANAGEM SEM CARREGAMENTO.....	28
6.3. PROCESSO DE AQUISIÇÃO PARA ENGRANAGEM COM CARREGAMENTO	30
6.3.1. AJUSTE	30
6.3.2. CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS PARA OS CASOS COM CARREGAMENTO	31
6.4. O CASO SEM ÓLEO.	33
7. O BANCO DE DADOS.....	34
8. RESULTADOS DE ANÁLISE DE ÓLEO.....	36
9. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO.....	39
10. PROCESSAMENTO DOS SINAIS.....	42
10.1. PRÉ-PROCESSAMENTO.	42
10.2. METODOLOGIA PARA DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS MÉDIOS.....	43
10.2.1. SEM CONSIDERAR MÉDIAS NO TEMPO (TÉCNICA A)	43

10.2.2. CONSIDERANDO MÉDIAS NO TEMPO (TÉCNICA Tm)	43
Considerações sobre as duas técnicas (A e Tm).....	44
10.3. OS ESPECTROS.....	45
<u>11. RESULTADOS E ANÁLISES.....</u>	<u>47</u>
11.1. MÉTODOS ESTATÍSTICOS.....	48
11.1.1. SKEWNESS	48
11.1.2. KURTOSIS	50
11.1.3. RMS.....	53
11.2. MÉTODOS ESPECTRAIS.....	55
11.2.1. ESPECTRO DO ENVELOPE	55
Espectro em função da Rotação.....	55
Espectro em função da Viscosidade	56
11.2.2. ESPECTRO DO SINAL	59
Espectro em função da Rotação.....	59
Freqüências de engrenamento	61
Espectro em função da Viscosidade	65
11.3. PARÂMETROS EB.....	66
11.3.1. EFEITOS DO CARREGAMENTO SOBRE O EB2.....	69
11.3.2. EFEITOS DA ENGRANAGEM DEFEITUOSA	71
11.3.3. ANÁLISE GERAL DO PARÂMETRO EB2	72
<u>12. SISTEMA DE MONITORAMENTO DE DEGRADAÇÃO DE LUBRIFICANTE EM CAIXAS DE ENGRANAGENS – SILUBEN</u>	<u>74</u>
12.1. COLETA DE DADOS E CONDICIONAMENTO.....	74
12.2. DIGITALIZAÇÃO E PROCESSAMENTO.....	75
12.3. ANÁLISE DO RESULTADO OBTIDO.....	75
<u>13. CONCLUSÃO</u>	<u>78</u>

14. BIBLIOGRAFIA..... 80

ANEXOS

1-Fotos do dispositivo experimental.....	85
2-Características e análise de óleo.....	90
3-Caixa de engrenagem.....	99
4-Parâmetros de aquisição e instrumentação.....	102

Lista de Figuras

FIGURA 1-CROQUIS DOS ENGRANAMENTOS	20
FIGURA 2-ESQUEMA PARA APLICAÇÃO DE CARGA	22
FIGURA 3-ESQUEMA DA INSTRUMENTAÇÃO	25
FIGURA 4-VELOCIDADES DE ROTAÇÃO COM A VISCOSIDADE	41
FIGURA 5SKEWNESS, VERTICAL CAREADO, SEM CARGA.	49
FIGURA 6-SKEWNESS, VERTICAL, CAREADO,POTÊNCIA CONSTANTE.....	50
FIGURA 7-KURTOSIS, VERTICAL,NORMAL,CARGA CONSTANTE	51
FIGURA 8-KURTOSIS, VERTICAL,CAREADA,CARGA CONSTANTE.....	51
FIGURA 9-KURTOSIS, VERTICAL,NORMAL,SEM CARGA	52
FIGURA 10-KURTOSIS, VERTICAL,CAREADO,SEM CARGA	52
FIGURA 11-RMS, VERTICAL NORMAL,CARGA CONSTANTE	54
FIGURA 12- RMS, VERTICAL ,CAREADO, CARGA CONSTANTE.....	54
FIGURA 13- RMS, VERTICAL ,NORMAL, SEM CARGA.	55
FIGURA 14- ESPECTRO DO ENVELOPE X ROTAÇÃO	56
FIGURA 15- ESPECTRO DO ENVELOPE X VISCOSIDADE.....	57
FIGURA 16- ESPECTRO DO ENVELOPE X VISCOSIDADE(ZOOM).....	58
FIGURA 17- ESPECTRO X ROTAÇÃO ÓLEO 470Q	59
FIGURA 18- ESPECTRO X ROTAÇÃO (DETALHE DA BANDA DE 0 A 2000HZ).....	60
FIGURA 19- ESPECTRO X ROTAÇÃO (DETALHE DA BANDA DE 2500 A 7000HZ).	60
FIGURA 20- ACELERAÇÃO AXIAL , CARGA CONSTANTE , ÓLEO FRIO, 1600 RPM	62
FIGURA 21- IPBF2-AXIAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE	63
FIGURA 22- IPBF2-VERTICAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE.....	64
FIGURA 23- IPBF2-AXIAL, CAREADO, CARGA CONSTANTE.....	64
FIGURA 24- ESPECTRO- SEM CARGA ,1600 RPM , ÓLEO FRIO, NORMAL VERTICAL ...	66
FIGURA 25- EB1-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA.....	67
FIGURA 26- EB2-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA	68
FIGURA 27- EB3-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA.....	68
FIGURA 28- EB2-VERTICAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE	70
FIGURA 29- EB2-VERTICAL, NORMAL, POTÊNCIA CONSTANTE.....	70
FIGURA 30- IB2-VERTICAL, CAREADO, CARGA CONSTANTE.....	71
FIGURA 31_ESQUEMA DO SISTEMA.....	77

LISTA DE TABELAS

TABELA 1-FREQÜÊNCIAS DE ENGRENAMENTO.....	21
TABELA 2-VARIADOR DE FREQÜÊNCIA	21
TABELA 3 BANCO DE LUBRIFICANTES E TABELAS DE MISTURA	26
TABELA 4-VISCOSIDADE ESPERADA NA CONDIÇÃO "FRIO"	29
TABELA 5- CONDIÇÕES DO REDUTOR.....	32
TABELA 6- CARACTERÍSTICAS DO FREIO.....	32
TABELA 7- CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO PARA POTÊNCIA CONSTANTE	32
TABELA 8- CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO PARA CARGA CONSTANTE.....	33
TABELA 9-RESULTADOS DA ANÁLISE DE ÓLEO	37
TABELA 10- ORDEM DE VISCOSIDADES	38
TABELA 11- VELOCIDADES DE ROTAÇÃO	40
TABELA 12- NÚMERO COMPLETO DE VOLTAS DO EIXO DE SAÍDA CONSIDERADO EM CADA ROTAÇÃO PARA TÉCNICA TM.....	44
TABELA 13-FREQÜÊNCIAS DE ENGRENAMENTO	61

Lista de abreviaturas	
RMS	Root mean square
96	Oleo de viscosidade 96 cSt a 40°
200	Oleo de viscosidade 200 cSt a 40°
300	Oleo de viscosidade 300 cSt a 40°
400	Oleo de viscosidade 400 cSt a 40°
470	Oleo de viscosidade 470 cSt a 40°
A	Tecnica de media A
a	Aceleração axial
B1	Banda de 0 a 2000Hz
B2	Banda de 20000 a 7000Hz
B3	Banda de 7000 a 10000Hz
c	Condição experimental de carga constante
f	Condição frio
EB1	Integral da banda B1 em relação a frequencia
EB2	Integral da banda B2 em relação a frequencia
EB3	Integral da banda B3 em relação a frequencia
n	Engrenagem normal
p	Condição experimental de potência constante
pdf	Função densidade de probabilidade
DEP	Densidade espectral de potência
q	Condição quente
s	Condição experimental sem carga
s/o	Condição sem óleo
Tm	Técnica de média Tm
v	Aceleração vertical
IpBf1	Energia da banda na primeira freqüência de engrenamento
IpBf2	Energia da banda na segunda freqüência de engrenamento

Lista de Símbolos		
P	Força aplicada e medida pela balança	N
a	Distancia horizontal entre a força da balança ao centro do disco.	m
b	Distancia horizontal do centro de massa do freio, ao centro disco.	m
f_0	Frequênciia fundamental	Hz
G	Peso do freio aplicado no centro de massa	N
Gc	Ganho do condicionador B e K	
Gf2	Ganho do filtro analogico do canal 2	
Gf3	Ganho do filtro analogico do canal 3	
K	Kurtosis	
M	Momento (attrito) aplicado pelo freio ao disco	N.m
m	valor médio do sinal	
N	número de pontos de um sinal	
n	índice de ponto do vetor	
Pot	Potênciia	w
R	reação do disco onde o freio está apoiado	N
s	Skewness	
S2	Sinal em volts	v
T_0	Período fundamental	s
ω	Rotação	rad/s
X(f)	Sinal no domínio da frequênciia	
x(t)	sinal no tempo	
x_i	Amplitude do sinal na posição i	
Δf	Passo de frequênciia	Hz
Δt	Passo no tempo	s
σ	Desvio padrão	

1. INTRODUÇÃO

O termo “manutenção” não tem, em geral, uma conotação positiva. A maioria das vezes a primeira idéia, quando se percebe um defeito no equipamento, é troca-lo por um outro novo. É claro, no entanto, que os recursos não são ilimitados e, naturalmente uma industria quer sempre tirar o máximo proveito dos equipamentos que já se tem em mãos.

Neste quadro é fácil perceber que cada vez mais a manutenção tem se tornado um fator crucial.

No Japão, calcula-se que a manutenção de sistemas mecânicos represente cerca de 3% do produto nacional bruto deste país [20]. É de se esperar que este porcentual seja bem maior no caso do Brasil pois o Japão se trata de um país altamente industrializado e com um parque industrial bastante atualizado. diferente, portanto, da nossa realidade. É claro que esta afirmação não é tão direta visto que as máquinas mais novas e mais complexas, como as do parque industrial Japonês, exigem uma manutenção mais cuidadosa.

Nos últimos anos, no setor industrial, o conceito de manutenção preditiva tem sido amplamente difundido e implementado. A pesquisa indicada na referência [37] ratifica esta conclusão. No referido trabalho é mostrado e comentado o resultado de uma pesquisa ligando a performance da empresa à estratégia de manutenção adotada. O trabalho se baseia em entrevistas com uma grande quantidade de gerentes industriais de companhias de diversos setores. Os resultados obtidos apontam que empresas que adotam técnicas mais modernas de manutenção, como a preditiva, e estratégias pró-ativas, como a manutenção da produtividade total (TPM), obtêm as melhores performances.

As razões para o sucesso deste conceito de manutenção estão ligadas a questões de produtividade e qualidade. Com o aumento de complexidade das máquinas envolvidas nos atuais processos de produção, o custo relativo à perda de produção devido a paradas não programadas excede, varias vezes, o custo da manutenção em si. A manutenção preditiva diminui o número de manutenções não programadas minimizando as perdas de produção por paradas não programadas. Além disto, a manutenção preditiva possibilita a diminuição dos custos operacionais

da própria manutenção, ao otimizar a vida de componentes, evitar trocas de componentes e intervenções indevidas, diminuindo também o tempo médio de reparo (uma vez que a tarefa pode ser programada e o diagnóstico já está feito) e maximizando a vida útil do equipamento [15].

De forma geral a manutenção preditiva leva a um controle maior do processo produtivo, trazendo portanto uma melhoria também na qualidade deste processo.

Nestes últimos anos diversas companhias perceberam que aumentar a confiabilidade de seus equipamentos não é apenas necessário como também é crítico para sua própria sobrevivência.

Hoje uma companhia é avaliada em mercados de ações, também pela sua capacidade de prever a produção[24]. Investidores depositam sua fé (e seu dinheiro) em empresas que demonstram capacidade de atingir as metas de produção e demonstram portanto seu controle sobre a planta. Plantas com alta confiabilidade usualmente atingem as metas de produção.

A realização de manutenção preditiva, ou seja, manutenção executada com base na condição do equipamento, exige cada vez mais conhecimento sobre métodos não intrusivos para caracterização da real condição de um equipamento.

No que se refere a máquinas rotativas, grande parcela dos equipamentos mecânicos industriais, duas técnicas tem sido largamente utilizadas [40]:

- Análise de vibração.
- Análise de óleo.

Diversos contatos com o meio industrial têm revelado a carência de informação a respeito da relação vibração/lubrificação.

Em Novembro de 2000 realizou-se no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP um Workshop sobre Lubrificantes [42], com participação tanto de empresas do setor de lubrificação (Petrobrás, Hilub, Lubrin, Lwart, Texaco, etc.) quanto representantes de empresas usuárias (Itaipu Binacional, Cia Suzano de Papel e Celulose, Mahle Cofap, etc.). Alguns dos temas discutidos, que ainda requerem uma melhor solução tecnológica para monitoramento e diagnóstico, são: a detecção da quebra de regime de lubrificação, a degradação do lubrificante, a influência da qualidade do lubrificante/aditivos no desgaste do equipamento, a interação entre

falhas mecânicas e lubrificação, uso de vibração para o monitoramento destes problemas, etc.

De contatos e discussões com representantes de algumas destas empresas foi possível identificar de maneira mais clara a necessidade de avaliar melhor o comportamento vibracional de uma máquina considerando o efeito do lubrificante, sua degradação e variação de viscosidade, influência de aditivos e contaminações, etc.

Sendo o monitoramento de vibração um procedimento usual em inúmeras plantas industriais, a idéia de estender este parâmetro ao monitoramento do estado de lubrificação dos equipamentos industriais é natural.

Atualmente o procedimento para verificação do estado do lubrificante e da lubrificação requer a retirada de uma amostra de óleo da máquina e a posterior verificação, feita por um laboratório especializado, do estado deste lubrificante.

A possibilidade de, através de análise de vibração, obter-se informações sobre o estado da lubrificação pode significar:

- Uma diminuição do número necessário de análises de óleo
- Uma maior agilidade do processo de tomada de decisão no caso de uma falha iminente.
- O acompanhamento de um processo de degradação da lubrificação gerando um maior conhecimento sobre o fenômeno bem como determinando uma linha de tendência para o processo.

Neste trabalho pretendemos criar um sistema de processamento e aquisição de dados de vibração para uma caixa de engrenagens axial de forma a poder detectar variações de viscosidade do óleo lubrificante utilizado.

2. METODOLOGIA E CRONOGRAMA

2.1. Objetivos

Criar um sistema de processamento e aquisição de sinais de vibração de uma caixa de engrenagens capaz de detectar alterações de viscosidade do óleo lubrificante utilizado.

2.2. Metodologia aplicada

Este projeto será realizado no Laboratório de Análise Dinâmica, LADIN, do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

Como ponto de partida deste projeto realizou-se uma ampla pesquisa bibliográfica, procurando assim conhecer melhor os principais fenômenos e ferramentas envolvidas neste trabalho assim como determinar o estado da arte no assunto.

Para atingir os fins propostos utilizou-se a seguinte metodologia:

- Montagem de uma bancada para aquisição de sinais de vibração de um motorreduutor com a colocação de um variador de freqüência na entrada do motor de forma a poder variar a rotação de trabalho.
- Montagem da instrumentação para aquisição de sinais de vibração axial, vibração vertical e rotação, assim como monitoramento da temperatura do óleo..
- Montagem de um banco de lubrificantes de diversas viscosidades e sem nenhum aditivo (os chamados óleos básicos) de forma que o valor da viscosidade do óleo recomendado para esta caixa de engrenagens esteja aproximadamente no meio do intervalo de viscosidades que compõe o banco.
- Realização de tomada de dados de vibração variando-se: Viscosidade do óleo lubrificante (com alterações tanto do óleo utilizado quanto da temperatura na qual o óleo se encontra), carga e rotação do motor.
- Analisar os sinais coletados, utilizando-se diversas ferramentas de processamento de sinal, de forma a detectar, para todas as condições

experimentais, alterações no sinal de vibração devido à variação da viscosidade do óleo lubrificante.

- Elaboração e aperfeiçoamento de um sistema de processamento de sinal capaz de identificar a alteração da viscosidade.

Para a realização da parte experimental foi utilizado um motorredutor axial da marca Cestari montado sobre uma plataforma de aço.

Quatro parâmetros serão monitorados neste projeto: a vibração da caixa de engrenagens em duas direções (vertical e axial), a rotação do motor e a temperatura do óleo lubrificante. Destes parâmetros os três primeiros serão digitalizados para análise e o último será apenas monitorado e anotado (maiores detalhes serão dados no item 6.2 deste trabalho).

As duas direções de vibração serão monitoradas para que possamos determinar em qual das duas a alteração de viscosidade é mais facilmente detectada (lembrando-se que esta é uma caixa de engrenagens helicoidais).

A rotação do equipamento é definida pela freqüência selecionada no inversor de freqüência. Como esta rotação selecionada pode variar devido, p. ex., à flutuação de carga torcional, optou-se pelo monitoramento da rotação efetiva. A forma escolhida para monitorar a rotação efetiva foi através da colocação de um trigger analógico no eixo de saída do redutor. Este trigger, além de fornecer a rotação, pode ser utilizado para controlar a digitalização de forma que possamos realizar médias do sinal no domínio do tempo. A utilização desta técnica, que destaca efeitos relativos a posição angular, é bastante utilizada em análise de máquinas rotativas. Além disto utilizar esta técnica permitirá compará-la com outras técnicas de realização de médias[41].

O monitoramento da temperatura do óleo se dará pela colocação de um termopar em contato com o reservatório de óleo do redutor. Este monitoramento é importante pois a viscosidade é altamente dependente da temperatura e assim, ao saber a temperatura é possível determinar a viscosidade através de correlações experimentais conhecidas.

O banco de óleos deve ser formado por óleos básicos, embora os óleos utilizados em engrenamentos possuam aditivos. Como estes, em determinadas

condições, podem provocar certas alterações no comportamento da viscosidade que mascarem os efeitos desejados, evitou-se utilizá-los no presente trabalho.

Como queremos identificar alterações na viscosidade é importante que nosso banco de lubrificantes compreenda viscosidades inferiores e superiores à recomendada pelo fabricante da caixa de engrenagens, pois a diminuição de viscosidade pode significar má lubrificação e desgaste e o aumento de viscosidade pode causar perda de potência e assim ambos os casos correspondem a uma falha de lubrificação e o sistema deve ser sensível às duas possibilidades..

Os ensaios realizados com cada lubrificante em uma certa viscosidade devem compreender mais de um carregamento e diversas rotações de forma que os resultados sejam robustos.

Serão testadas diversas ferramentas de processamento de sinal, tanto estatísticas quanto de análise espectral, de forma a poder identificar as mais adequadas para a solução do problema proposto.

2.3.Identificação das atividades envolvidas

2.3.1. Pesquisa Bibliográfica.

Nesta fase procurou-se pesquisar na literatura informações necessárias para a realização do projeto assim como para determinar o estado da arte .

A pesquisa bibliográfica deve envolver lubrificação, vibração, processamento de sinais, viscosidade e outros assuntos relevantes ao projeto. Ela também deve compreender a consulta a especialistas que atuam nas diversas áreas abrangidas pelo projeto.

2.3.2. Montagem de uma bancada experimental e determinação da cadeia de medidas.

Nesta fase deve ser montada uma bancada experimental e uma cadeia de medidas que atendam as características propostas no item Metodologia.

2.3.3. Montagem de um banco de óleos lubrificantes

Será necessário conseguir um banco de lubrificantes que atendam as exigências da metodologia proposta, ou seja, óleos básicos, em determinadas faixas de viscosidade.

2.3.4. Realização de ensaios experimentais.

Devem ocorrer em duas etapas. Inicialmente serão realizados ensaios preliminares e uma primeira análise de resultados de tal forma que possamos corrigir ou alterar parâmetros da cadeia de medidas e do processo de aquisição para ressaltar características que se mostrem importantes no processo de análise. Após esta etapa serão efetuados os ensaios finais.

2.3.5. Processamento e análise do banco de dados gerados.

Envolve a utilização de diversas formas de processamento de sinal e análise de dados de forma a investigar as alterações no sinais de vibração quando ocorrem alterações na viscosidade do óleo.

2.3.6. Elaboração de um sistema de diagnóstico de alteração de viscosidade

Como complemento da análise final, esta etapa consiste em determinar um sistema de aquisição e processamento do sinal de vibração que caracterize a uma alteração de viscosidade.

Isto implica em determinar um sistema que possa ser aplicado em uma faixa de condições de carregamento e rotação e que identifique alterações na viscosidade.

3. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

3.1. Literatura consultada

A primeira etapa deste trabalho constituiu-se de realizar uma pesquisa bibliográfica sobre o tema lubrificação e vibração, as ferramentas utilizadas para este fim foram:

Banco de dados da usp – SIBI-USP

Banco de dados da biblioteca virtual da USP – Probe

Banco de dados da biblioteca virtual da USP – Web of Cience

Desta pesquisa bibliográfica, cujos resultados se encontram na referência bibliográfica deste trabalho, nota-se que existem poucos estudos sobre o tema de lubrificação e vibração. Especificamente sobre efeitos da viscosidade sobre a vibração de equipamentos, não foi encontrado nenhum trabalho.

A maioria dos artigos que abordam o tema vibração e falha de lubrificação dispõe sobre rolamentos e mancais de deslizamento [7,33,36,38]. Além disto estes artigos não tratam especificamente da viscosidade do lubrificante.

Alguns artigos [21,23,31,35] tratam de vibração e desgaste com e sem lubrificantes mas não estudam a influencia da viscosidade sobre o sinal de vibração.

Na referência [34], o autor propõe, através do monitoramento do sinal de vibração, a possibilidade de detectar o contato entre as asperezas superficiais do metal, que ocorre após a quebra do filme de lubrificante em engrenamentos. Este tipo de contato causa uma vibração que aparece em faixas muitos elevadas de freqüência, neste caso cerca de 55 kHz. Este tipo de sinal é conhecido como emissão acústica e neste caso a tomada de dados foi feita utilizando um acelerômetro trabalhando em ressonância assim como demoduladores e filtros analógicos para processamento do sinal.

A referência [28] trata diretamente de técnicas de emissão acústica e especialmente em como ela é utilizada na indústria para monitoramento de contato indicando falhas de lubrificação.

Alguns poucos artigos abordam os efeitos da lubrificação sobre a vibração. A referência [36] apresenta alguns modelos empíricos de rigidez e amortecimento do

filme lubrificante em mancais de rolamentos. Neste caso o autor utiliza uma caixa de rolamentos colocando vários tipos de óleo com diferentes viscosidades e diferentes níveis. O que o autor procura demonstrar, no entanto, é que o fenômeno conhecido como EFSD (equal frequency spacing distribution) que ocorre com o aumento do carregamento, também é dependente da lubrificação .O autor não pretende comparar características de lubrificantes.

A referência [7] trata de rolamentos utilizando graxa. Este artigo apresenta o histórico de vibração em uma caixa de rolamentos sendo utilizados diversos tipos de graxa. É interessante notar que uma das conclusões do autor é que os efeitos da lubrificação podem ser encontrados em faixas de freqüência bem acima das freqüências de defeito e de rotação. O autor propõe que isto ocorra devido a um amortecimento da vibração, nesta banda de freqüência, causado pelo lubrificante.

No caso específico de caixa de engrenamentos, a referência [26] discute classificação de falhas mecânicas em engrenamentos, apresenta e compara diversas técnicas de extração de características para poder classificar estas falhas, porém o autor não trata do fenômeno de lubrificação.

O livro da referência [40] é uma literatura básica apenas sobre monitoramento de vibração em caixas de engrenagem, o livro discute técnicas de aquisição e de análise de dados aplicadas a engrenamentos, mas não fala sobre efeitos de lubrificantes nos sinais de vibração.

As referências [1,25,26,38,39] apresentam e comparam diversos métodos de extração de características e a referência [30] apresenta conceitos básicos de tratamento de sinal e técnicas de estimação espectral , como p. ex. a densidade espectral de potência..

O livro da referência [6] apresenta conceitos de estatística básica utilizados no trabalho.

No artigo da referência [41] comenta a importância de se tomarem dados de vibração utilizando-se um trigger para referenciar a posição angular do eixo ao início de cada sinal de vibração coletado. Cabe ressaltar que os bons resultados, apresentados neste artigo, utilizando este procedimento, vem do fato de que este tipo de aquisição permite que sejam efetuadas médias do sinal no tempo. Este tipo de média tende a caracterizar melhor os efeitos que estão ligados a uma determinada

posição angular do eixo, como por exemplo, o caso de um dente quebrado ou defeituoso.

A referência [3] é um excelente artigo que trata dos métodos de análise em freqüência, o autor discute as transformadas discretas de Fourier e os métodos de densidade espectral tanto de energia quanto de potência e ressalta as diferenças existentes entre estes estimadores de espectro.

O artigo da referência [10] é um artigo feito por técnicos da Brüel and Kjaer (fabricantes de acelerômetros) e é mais um dos artigos que trata de rolamentos. O artigo fala quase exclusivamente da técnica de análise de envelope e das formas como esta técnica deve ser utilizada. O autor chega a se referir ao problema de lubrificação em mancais de rolamento afirmando que no envelope estes efeitos são claramente visíveis.

O artigo [14] explora o cepstrum como ferramenta para identificação de defeitos em máquinas rotativas. O artigo comenta que uma das causas de vibração da máquina é a lubrificação. O autor afirma que, no domínio espectral, as famílias de picos espaçados pela freqüência de rotação, aparecerão mapeados na “quefrênci” correspondente ao período de rotação do eixo.

Na referência [13] encontram-se comentários gerais sobre formas de manutenção preditiva em caixas de engrenagem e os resultados que podem ser atingidos por diversos tipos de análises .

Na referência [22] o autor analisa um novo tipo de processamento tempo-freqüência para detecção de defeitos em engrenamentos. Cabe lembrar que, de forma geral, são diversos os artigos que tratam de análise tempo-freqüência para diagnóstico de redutores.

O fato de que sinais em aceleração fornecem melhores resultados para diagnóstico é comentado na referência [16]. O mesmo artigo discute as freqüências de engrenamento e comenta que a severidade do defeito é maior quando aumenta a intensidade dos múltiplos das freqüências de engrenamento. O artigo também propõe que quando aumenta a intensidade das modulações pela freqüência de rotação, o sistema está próximo de uma falha.

O artigo [21] trata de análise de desgaste entre discos utilizando emissão acústica. O artigo consegue relacionar o desgaste com a intensidade de emissão

acústica especialmente na faixa de 50kHz a 400kHz.. O autor ainda comenta o efeito do contato entre as asperezas e que uma parte substancial de emissões podem ser observadas abaixo de 10kHz onde predominam as freqüências mecânicas. O mesmo texto comenta que a utilização de um lubrificante entre as superfícies não modifica o espectro, apenas modula as amplitudes.

No trabalho da referência [35] o autor trabalha com um sistema de pino contra disco e estuda a vibração induzida por irregularidades superficiais sem e com lubrificação.

O artigo [31] trata de uma experiência de desgaste em um equipamento de pino contra disco e identifica as freqüências naturais da estrutura da máquina como estando na faixa de 4000 a 6000Hz . O autor ainda cita os efeitos de irregularidades superficiais como sendo fontes de vibração.

O modelo dinâmico de uma caixa de engrenamentos é explorado na referência [18] . O autor explora a dinâmica existente em um par engrenado considerando os esforços dinâmicos no contato dos dentes. O artigo é interessante por apresentar e discutir modelos dinâmicos em redutores de engrenagens helicoidais. Modelos dinâmicos de engrenamentos helicoidais também são apresentados na referência [19] onde o autor trata mais especificamente do efeito dos carregamentos sobre a dinâmica do engrenamento e na referência [9] onde o autor compara a resposta para dois modelos diferentes.

Nos livros indicados nas referências [8,11] podem ser encontrados princípios básicos sobre lubrificação e lubrificantes. Particularmente na referência [11] o autor apresenta e discute alguns modelos de lubrificação para engrenagens, rolamentos e outros. Nestes livros também podem ser encontrados os conceitos básicos sobre o fenômeno de lubrificação, tipos de lubrificantes, inclusive com discussões sobre o rompimento do filme de lubrificante, efeitos da temperatura e da carga aplicada sobre o filme lubrificante e modelos de comportamento da viscosidade com a temperatura.

A referência [4] é um livro que trata apenas de lubrificação em redutores. O livro apresenta os principais tipos de lubrificação e identifica as diferenças para a lubrificação em mancais hidrodinâmicos. O livro, entre outros assuntos, discute o comportamento, em engrenamentos, da pressão elastohidrodinâmica e os fenômenos

que ocorrem na lubrificação de engrenamentos. O autor caracteriza a lubrificação de engrenamentos como sendo elastohidrodinâmica.

Na referência [29] há um histórico da lubrificação hidrodinâmica e o autor também aborda a lubrificação elastohidrodinâmica, enquanto que o artigo da referência [12] apresenta um histórico e os conceitos da lubrificação elastohidrodinâmica. Este tema ainda é comentado no artigo [5] onde o autor aborda principalmente os processos que ocorrem quando a espessura de filme é menor que o RMS do perfil de rugosidade superficial.

O texto da referência [2] relata um experimento realizado com esta mesma caixa de engrenagens utilizando dois óleos comerciais (aditivados) com viscosidades distintas. O efeito da viscosidade sobre o espectro de vibração é comentado neste artigo.

3.2. Consultas a especialistas.

Antes e durante a execução deste trabalho alguns especialistas, de diversas áreas relativas ao projeto, foram consultados.

O Eng. Marcelo Atílio da Hi-lub (empresa de consultoria em lubrificação) que é atualmente aluno de mestrado neste departamento, explicou detalhadamente o que ocorre hoje no ambiente industrial em termos de falha de lubrificação, procedimentos de manutenção preditiva e preventiva na área de lubrificação, características dos aditivos e influência de água na viscosidade do óleo. Na conversa com este especialista ficou clara a necessidade de utilizar óleos não aditivados de forma a melhor caracterizar a influência apenas da viscosidade.

O Eng. Luiz Fernando Rocha, na época trabalhando na companhia Suzano de Papel e Celulose na área de manutenção preditiva, também aluno de mestrado neste departamento, forneceu importantes informações gerais sobre o que é atualmente empregado no meio industrial em termos de manutenção preditiva em lubrificação e em análise de vibração. Foram também discutidas as necessidades e a realidade industrial atual tratando de vibração e lubrificação.

O Eng. Bruno Righi, da Petrobrás do setor de venda de óleo, nos informou sobre os óleos dito “básicos”, ou seja, óleos sem aditivos. Este engenheiro também

explicou o processo para obter um óleo com uma dada viscosidade através da mistura de dois óleos de viscosidades superior e inferior à requerida.

O Eng. Bruno também forneceu um vasto material técnico e catálogos comerciais sobre óleos lubrificantes de forma a que fosse possível escolher os óleos desejados para o experimento. A Petrobrás, através do eng. Bruno, forneceu amostras, de 5 litros, de cada óleo básico escolhido (foram escolhidos três tipos de óleo), as características destas amostras se encontram em anexo neste relatório.

Durante o processo de análise de óleo realizada no final da parte experimental houve a oportunidade de conhecer a empresa responsável pelas análises (Tribolab, uma conceituada empresa no ramo de analise de óleo para detecção de defeitos de lubrificação industrial) e conversar com o Eng. Tarcísio D'Aquino Baroni Diretor da empresa. Além de realizar as análises de óleo, O Eng. Baroni deu importantes contribuições sobre o tipo de análises que deveriam ser pedidas e como interpretar os resultados gerados. Conversou-se também sobre lubrificação em caixas de engrenagens e regimes hidrodinâmico e elastohidrodinâmico.

Cabe ainda dizer sobre este encontro, que o Eng. Baroni, ao ser informado sobre a metodologia aplicada, achou importante a utilização de óleos básicos (confirmando nossa idéia original). Vale também ressaltar que este Engenheiro começou sua carreira em manutenção preditiva na área de analise de vibração e, dentre os especialistas diretamente questionados sobre o tema, foi o único que não esperava que necessariamente uma viscosidade mais baixa devesse acarretar um aumento na energia do sinal (aumento de RMS).

4. REVISÃO TEÓRICA DE MÉTODOS DE ANÁLISE DE SINAL

4.1. Parâmetros estatísticos

4.1.1. RMS

O RMS está relacionado à energia do sinal. Em muitos casos a presença de um defeito é diretamente detectada pelo aumento do nível de vibração de uma máquina. Isto significa que o RMS calculado em uma certa banda pode ser utilizado para detecção de defeitos. Os resultados do RMS podem ser comparados com valores normalizados ou mesmo com valores anteriormente coletados. O RMS é calculado por:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i)^2} \quad \text{Equação 1}$$

Onde:

x_i é amplitude do ponto i do sinal;

N é o numero total de pontos do sinal

4.1.2. Skewness

É o momento estatístico de terceira ordem, normalizado pelo desvio padrão elevado a terceira potência.

$$s = \frac{1}{N\sigma^3} \sum_{i=1}^N [x_i - m]^3 \quad \text{Equação 2}$$

Onde:

m - valor médio do sinal.

σ - desvio padrão

Este momento indica uma assimetria na função densidade de probabilidade (pdf), significando um grau de desvio em relação a uma distribuição. Se o valor calculado é negativo o gráfico da pdf será deslocado para a direita , se for negativo o gráfico será deslocado para a esquerda. Quanto mais perto do valor nulo, mais próximo de uma distribuição simétrica.

4.1.3. Kurtosis

É o quarto momento estatístico normalizado pelo desvio padrão elevado a quarta potência e é calculado como:

$$K = \frac{1}{N\sigma^4} \sum_{i=1}^N (x_i - m)^4 \quad \text{Equação 3}$$

A kurtosis representa uma medida do achatamento da função densidade de probabilidade na região próxima do centro.

Como um parâmetro de diagnóstico de falhas em rolamentos , a kurtosis aumenta com o aumento do defeito, isto ocorre porque os pulsos gerados aumentam com a passagem do elemento rolante sobre o defeito.

4.2. Parâmetros espectrais

A avaliação do espectro de um sinal pode ser realizada pela aplicação da transformada de Fourrier. No caso de um sinal digitalizado, pode ser aplicada a TDF (transformada discreta de Fourrier) e que mantém, dentro de certas limitações, as mesmas características da primeira.

A transformada de Fourrier é uma transformação matemática que leva a informação do domínio temporal para o domínio em freqüência. Ela é obtida através da Série de Fourier. A série de Fourier é aplicada para sinais periódicos com período definido e pode ser escrita em diversas formas, serão apresentadas duas:

1^a forma (senos e co-senos)

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(2\pi f_0 t) + b_n \sin(2\pi f_0 t)] \quad \text{Equação 4}$$

onde: $f_0 = \frac{1}{T_0}$ é a freqüência fundamental.

$nf_0 = 1, 2, \dots, \infty$ são os harmônicos.

E os coeficientes a_0 , a_n e b_n são obtidos por:

$$a_0 = f_0 \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) dt \quad (\text{valor médio})$$

$$a_n = 2f_0 \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cos(2\pi n f_0 t) dt \quad , n = 1, 2, 3, \dots$$

$$b_n = 2f_0 \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \sin(2\pi n f_0 t) dt \quad , n = 1, 2, 3, \dots$$

2^a forma (complexa)

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X_n e^{j2\pi n f_0 t} \quad \text{Equação 5}$$

onde: $X_n = f_0 \int_0^{T_0} x(t) e^{-j2\pi n f_0 t} dt$
 $n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$

Sendo X_n complexo:

$$X_n = a_n - jb_n \quad \text{Equação 6}$$

As amplitudes da série são:

$$|X_n| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad \text{Equação 7}$$

E as fases da série são:

$$\varphi = \arctg \left(\frac{b_n}{a_n} \right) \quad \text{Equação 8}$$

Esta ferramenta (série de Fourier) é muito útil e importante nas análises de sinais periódicos, e seria interessante poder utilizá-la também em sinais não periódicos, mas para isso precisamos assumir que o sinal não periódico é limitado no

tempo e possui uma periodização, isso pode ser feito levando o termo T_0 para infinito, obtendo desse limite a integral de Fourier.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-2\pi f t} dt \quad \text{Equação 9}$$

Esta integral pode ser executada numericamente conservando as características da integral contínua. A este método dá-se o nome de Transformada Discreta de Fourier (DFT). Posteriormente descobriu-se um algoritmo computacional mais rápido para cálculo da DFT. A este novo algoritmo deu-se o nome de Transformada Rápida de Fourier ou FFT e se baseia na simetria da transformada desde que o sinal analisado tenha um número de pontos que seja uma potência de dois.

A transformada discreta de Fourier é calculada como:

$$X(m\Delta f) = \sum_{n=0}^{n=a} x(n\Delta t) \cdot e^{-j \cdot 2 \cdot \pi \cdot (m \cdot \Delta f) \cdot (n \cdot \Delta t)} \quad \text{Equação 10}$$

4.2.1. A DEP

A forma mais utilizada para a visualização do espectro (sobretudo para sinais com componentes aleatórias) é a Densidade Espectral de Potência (DEP) que é definida como sendo a Transformada de Fourier da função de autocorrelação.

Esta representação no domínio frequencial pode ser estimada utilizando os métodos do periodograma, ao qual o método de Welch pertence.

Neste trabalho a estimativa da densidade espectral de potência será feita através do método de Welch [30]. Neste caso cada sinal é dividido em janelas temporais iguais. Cada janela é multiplicada por uma função de apodisação e calcula-se a densidade espectral de potência para cada janela. A densidade espectral do sinal é calculada como sendo a média aritmética entre a densidade espectral de todas as janelas.

O método de Welch, em particular, utiliza a seguinte definição:

$$X[f] = \frac{1}{L \times M \times U} \sum_{l=0}^{L-1} \left| TF[x_M^l[t] \cdot \gamma_M[t]] \right| \quad \text{Equação 11}$$

Onde:

x_M^l é o sinal com a iésima porta temporal com dimensão M

M é o tamanho da janela temporal;

L é o número de janelas temporais;

γ_M é a iésima janela temporal de ponderação;

U é um fator de normalização da energia da janela de ponderação, obtida por:

$$U = \frac{1}{M} \sum_{n=0}^{M-1} (\gamma_M[n])^2 \quad \text{Equação 12}$$

Cabe lembrar o teorema de Perceval sobre a energia do sinal no domínio do tempo e no domínio da freqüência. Este teorema garante que a energia se conserva nos dois domínios e portanto que :

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} |X(f)|^2 df \quad \text{Equação 13}$$

4.3. Envelope

É bastante comum que sinais de vibração produzidos por máquinas rotativas contenham diversos tipos de modulação. Para verificar estes efeitos a melhor ferramenta é o espectro da envoltória do sinal.

O envelope de um sinal é a sua envoltória, ou seja, é a linha que define um contorno que contém o sinal, quando o sinal é visto no domínio do tempo. De forma geral esta linha conteria uma parte inferior e uma parte superior, no entanto é comum se falar do envelope se referindo apenas a uma das partes.

A partir do envelope obtém-se as possíveis modulações contidas no sinal. A informação mais utilizada desta ferramenta é o seu espectro, que informa a freqüência de modulação de amplitude do sinal.

Como normalmente as freqüências excitadas por um defeito são as naturais do sistema em altas freqüências, e conhecendo, por modelamento, que lateralmente a estas existe o aparecimento das freqüências de defeito modulando o sinal, esta ferramenta permite observar estas freqüências em uma banda mais baixa.

O sinal de envelope pode ser calculado pela transformada de Hilbert ou pela seguinte algoritmo [27]:

$$Env[x[t]] = |TFI(Z[f])| \quad \text{Equação 14}$$

Onde TFI é a transformada de Fourier inversa, e Z é obtido por:

$$Z[f] = \begin{cases} 2 \times TF(x(t)) & \text{para } f \geq 0 \\ 0 & \text{para } f < 0 \end{cases}$$

4.4. Freqüências de engrenamento

A freqüência mais característica no estudo do sinal de vibração de caixas de engrenagem são as freqüências de engrenamento. Estas freqüências podem se manifestar no espectro tanto na sua própria posição ou em seus múltiplos ou ainda aparecer como freqüência moduladora.

Pode ser calculada, para um par engrenado, por :

$$fe = np \cdot fr \quad \text{Equação 15}$$

Onde:

fe -Freqüência de engrenamento do par engrenado.

np -Número de dentes da engrenagem.

fr -Freqüência de rotação da engrenagem considerada.

5. APARATO EXPERIMENTAL

5.1. Bancada

Neste trabalho utilizamos um motorredutor da marca Cestari, com potência nominal de 0,37 kW, composto de dois pares de engrenagens helicoidais, relação de redução (i) de 6,32 , conforme croquis na Figura 1 (os dados mais completos se encontram no Anexo 3) .

No processo experimental foi utilizado um pinhão com duas condições distintas. Um lado dos dentes do pinhão estava em situação normal (sem desgaste) e um lado do pinhão possuía dez dentes com faces pronunciadamente riscadas.



Figura 1-Croquis dos engrenamentos

Toda caixa de redução tem dois conjuntos de freqüências característicos: As freqüências de rotação e as freqüências de engrenamento. As freqüências de engrenamento deste redutor nas rotações nominais consideradas são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1-Freqüências de engrenamento

Rotação entrada		Freqüência de engrenamento	
RPM	Hz	Par 2(Hz)	Par1 (Hz)
600	10.0	310.0	90.19
800	13.3	413.3	120.25
1000	16.7	516.7	150.32
1200	20.0	620.0	180.38
1400	23.3	723.3	210.44
1600	26.7	826.7	240.51

Antes da entrada da alimentação trifásica da rede no motor foi instalado um variador vetorial de freqüência de tal forma que pudéssemos controlar a velocidade na entrada do eixo da caixa redutora.

Visto que a freqüência da rede é de 60Hz, a rotação nominal do motor é de 1665 RPM (2 pares de pólos portanto). A Tabela 2 abaixo mostra as relações e valores utilizados para controlar a velocidade nominal imposta ao eixo de entrada da caixa redutora.

Tabela 2-Variador de Freqüência

Rotação de entrada		Rotação de saída		Freqüência no variador
RPM	Hz	RPM	Hz	Hz
600	10.000	94.94	1.58	21.62
800	13.333	126.58	2.11	28.83
1000	16.667	158.23	2.64	36.04
1200	20.000	189.87	3.16	43.24
1400	23.333	221.52	3.69	50.45
1600	26.667	253.16	4.22	57.66

5.2.Aplicação de carregamento

Para a aplicação de um carregamento sobre os engrenamentos, foi utilizado um freio ajustável posicionado sobre o eixo de saída de potência do redutor.

Para tanto, um disco de aço foi fixado no eixo de saída do redutor e uma estrutura de freio foi montada de forma que fosse possível a aplicação de uma força

de atrito, regulável, sobre o disco. Esta estrutura de aplicação de atrito fica apoiada apenas sobre o disco e uma balança, a Figura 2 a seguir mostra um esquema do sistema (ver foto no Anexo 1).

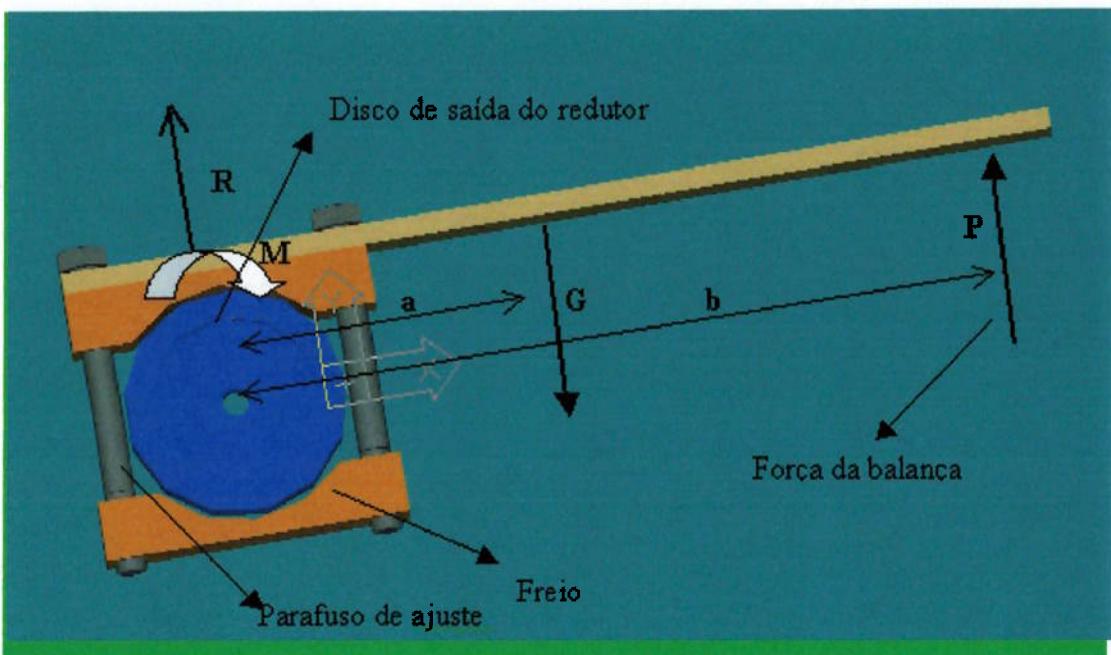


Figura 2-Esquema para aplicação de carga

Onde:

P-Força aplicada e medida pela balança.

G-Peso do freio aplicado no centro de massa.

R-reação do disco onde o freio está apoiado.

M-Momento (atraito) aplicado pelo freio ao disco.

a- Distância horizontal do centro de massa do freio, ao centro disco.

b- Distância horizontal do ponto de aplicação da força da balança ao centro do disco.

Neste caso, considerando o freio imóvel, podemos aplicar o equilíbrio de momentos.

$$P.b = G.a + M$$

Equação 16

Medindo a carga da balança, inicialmente com o disco parado e portanto sem atrito e assim $M=0$, podemos determinar o valor da força (P_0) onde:

$$P_0 \cdot b = G \cdot a$$

Equação 17

Assim o valor do torque aplicado sobre o freio quando há atrito será:

$$M = P \cdot b - P_0 \cdot b$$

Equação 18

Se o disco está em velocidade constante (como efetivamente ocorre durante os ensaios) então o momento resistivo tem a mesma intensidade do momento M e a potência dissipada neste freio será dada por:

$$Pot = \omega \cdot M$$

Equação 19

Onde ω é a velocidade de rotação em rad/s.

Este método, conhecido como freio de Pronin, foi escolhido por ser confiável, de fácil execução e, embora apresentasse alguma imprecisão (devido especialmente à utilização de uma balança mecânica de leitura visual), é perfeitamente aplicável a este caso onde não há necessidade de grande precisão na medida desta variável experimental.

Outros tipos de aplicação de torque foram cogitados, como por exemplo:

- A colocação de um gerador ligado a saída de potência do redutor e a dissipação da energia do gerador com a utilização de resistências elétricas.
- Acoplar a saída do redutor a uma bomba hidráulica e realizar o trabalho de bombeamento de um líquido para um reservatório superior.

O primeiro método oferece resultados bastante precisos, como pudemos constatar, pois se visitou um sistema assim que é aplicado no laboratório de motores do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas).

No entanto, ambos os métodos são de execução mais complexa e tomariam mais tempo do projeto. O eventual ganho em precisão não se justifica, pois para este estudo, a carga aplicada é apenas um parâmetro indicativo.

5.3.Instrumentação

Para se obter uma medida confiável de viscosidade é necessário que seja monitorada a temperatura do óleo. Adquiriu-se um termopar com características adequadas para a faixa de temperatura desejada e compatível com o multímetro existente no laboratório (um termopar do tipo k, com bainha de latão e proteção de aço inox). É importante notar que a temperatura monitorada é a temperatura do óleo no reservatório da parte inferior da caixa de redução.

Foi efetuado um furo na caixa de engrenagem por onde foi colocado o termopar, de tal maneira que sua ponta ficasse em contato com o óleo dentro da caixa e que o movimento das engrenagens não danificasse o sensor.

Para as medidas de vibração, dois acelerômetros foram utilizados. Eles foram parafusados em uma peça metálica em forma de “L” (um em cada braço do L). Esta peça foi por sua vez parafusada sobre o segundo par engrenado (Figura 1). Desta maneira um acelerômetro mede vibração na direção vertical e outro na axial. (no anexo 1 se encontram fotos desta montagem).

O sinal do acelerômetro vertical (Marca B&K – ver anexo 4) entra em um condicionador de sinal B&K onde passa por um filtro passa alta de 1Hz. Neste condicionador, além de passar por um amplificador de carga, o sinal é multiplicado por um ganho denominado Gc. Saindo deste condicionador o sinal entra em um filtro analógico (anti-aliasing), passa-baixa, com freqüência de corte 10 kHz e ganho Gf2. Após a passagem por este filtro o sinal entra no canal 2 da placa de digitalizadora conectada a um micro computador.

O acelerômetro axial (marca PCB-anexo 4) , passa inicialmente por um condicionador com amplificador de carga e depois por um filtro analógico (anti-aliasing), passa-baixa, com freqüência de corte 10 kHz e ganho Gf3. Após a passagem por este filtro o sinal entra no canal 3 da placa de digitalizadora conectada ao PC.

Foi implementado um trigger no eixo de saída para controlar o início da aquisição. Este trigger utiliza-se de sensores fotoelétricos e um circuito que fornece uma saída de 5V quando não há nada entre o emissor e o receptor e fornece uma saída de 1,2V quando há um obstáculo entre o emissor e o receptor. O sinal do trigger foi digitalizado no canal 1 da placa digitalizadora.

Para controlar o processo de aquisição e digitalização de dados foi feito um programa no aplicativo Lab-View. Este programa controla os canais de aquisição, freqüência de amostragem, número de pontos e início da aquisição controlado pelo sinal do trigger.

O programa também mostra na tela, em tempo real, o sinal de um canal selecionado, assim como a estimativa espectral do sinal, avaliada pela sua densidade espectral de potência (PSD).

A Figura 3 apresenta um esquema da cadeia de medidas utilizada. No Anexo 1, existem fotos da bancada e instrumentação.

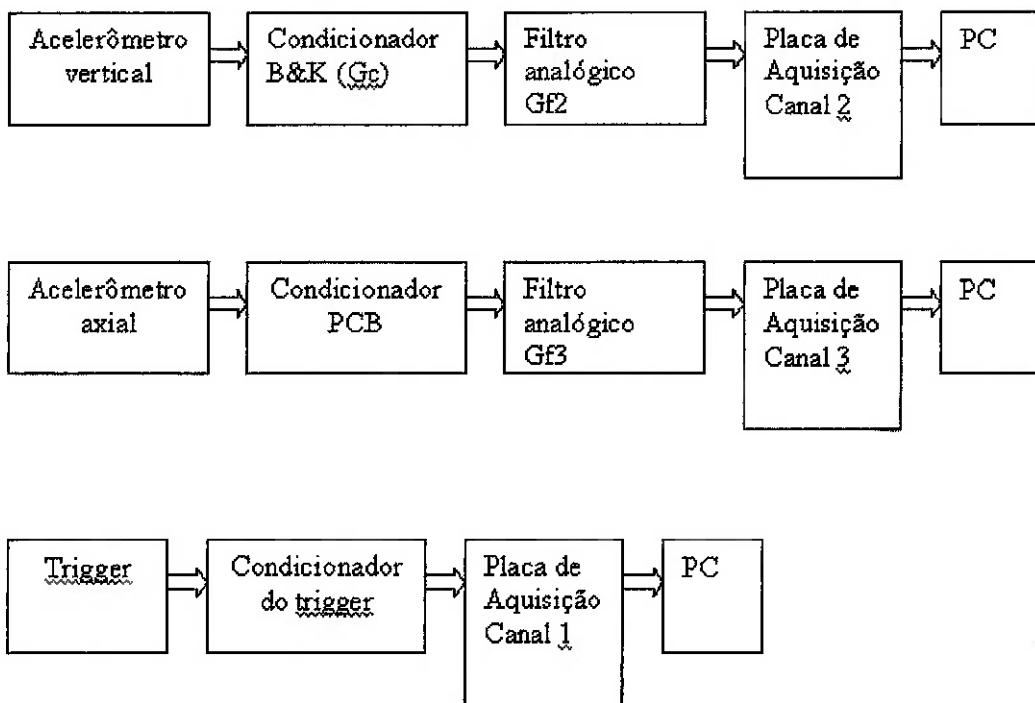


Figura 3-Esquema da instrumentação

5.4.Montagem do Banco de óleos

Através do material cedido pela Petrobrás, e levando-se em conta a viscosidade recomendada para esta caixa redutora, os seguintes óleos básicos foram escolhidos para se montar o banco de óleos .

- Óleo A-Óleo Petrobrás OB-440
- Óleo B-Óleo Petrobrás OB-100

As características destes dois óleos básicos estão descritas no Anexo 2 deste trabalho. Ambos tem viscosidade superior e inferior (respectivamente) ao óleo especificado para o moto redutor. Misturando-se em proporções adequadas estes dois óleos obteve-se um banco de lubrificantes com viscosidades intermediárias à dos óleos A e B.

Visto que a viscosidade do lubrificante recomendado para esta caixa de engrenagens é de 220 cst, usando a tabela de misturas fornecida pela Petrobrás e material de laboratório químico, tal como Becker ,bureta, e balão volumétrico montou-se o banco de lubrificantes descritos na Tabela 3.

Tabela 3 Banco de lubrificantes e tabelas de mistura

Óleo A	Óleo B	Óleo A	Óleo B	Óleo obtido	Óleo obtido	denominado
quant. %	quant. %	quant. (ml)	quant.(ml)	quant. (ml)	Viscosidade (cSt40°C)	
100	0	500	0	500	476	470
90	10	450	50	500	400	400
74	26	370	130	500	300	300
50	50	250	250	500	200	200
0	100	0	500	500	96	100

É importante notar que o intervalo de viscosidades deste banco de lubrificantes foi concebido de forma que a viscosidade recomendada pelo fabricante estivesse próxima ao meio deste intervalo.

As viscosidades dos óleos foram confirmadas por um exame de laboratório e os resultados confirmam esta tabela. Os resultados das análises de óleo serão melhor comentados no capítulo 8.

6. PROCESSO DE AQUISIÇÃO DE DADOS

6.1. Início do processo de aquisição

Antes de efetivamente começar a formar o banco de dados, foram efetuadas diversos ajustes preliminares na cadeia de medida de forma que houvesse o menor nível de ruído possível nos sinais. No início o nível de ruído foi muito alto, devido a dificuldades de se encontrar um bom sistema de aterramento da instrumentação. Diversas tentativas foram feitas de forma a determinar a melhor condição de aterramento.

O processo de teste da qualidade do aterramento constituía-se de verificar o sinal proveniente dos acelerômetros quando colocados longe da bancada e quando colocados na posição de trabalho (com o motor elétrico ligado e desligado).

Estes testes vieram a confirmar aquilo que se sabia devido a experiências anteriores com esta aparelhagem, ou seja, que a maior fonte de ruídos provém do motor elétrico e do variador de freqüência.

Ajustando o aterramento, especialmente eliminando os loopings de terra, controlando os ganhos da aparelhagem e mudando as configurações dos canais de aquisição, foi possível ajustar o sistema de tal forma que o nível de ruído detectado, no pior dos casos, ficasse abaixo de 6% do nível do sinal.

Também foi necessário ajustar o trigger, pois em alguns casos o programa de aquisição disparava no momento errado (por influência do ruído). Foi necessário ajustar resistores e os níveis de voltagem do sistema de alimentação do condicionador do trigger, além de selecionar níveis de voltagem no programa de digitalização (Lab-View) de forma que a aquisição ocorresse sempre na condição (posição) desejada.

6.2. Processo de aquisição para engrenagem sem carregamento

No início de cada experimento com um óleo novo a caixa de engrenagem era aberta, era feita uma limpeza e então era colocado um novo óleo até completar o nível indicado pelo fabricante (cerca de 350 ml). Para cada óleo os ganhos da cadeia

de medidas eram ajustados de forma a ficarem adequados com a faixa de ± 10 volts por canal, imposto pelo sistema de aquisição.

Como a amplitude do sinal dependia da velocidade de rotação ajustou-se o ganho para a maior velocidade de forma que, para um óleo em uma determinada condição experimental (rotação e condição de defeito do pinhão), o ganho do sinal fosse sempre o mesmo.

Uma vez ajustado o ganho dava-se início a tomada de dados.

A primeira aquisição era tomada antes do redutor atingir uma condição normal de trabalho, ou seja, com o óleo ainda frio (temperatura ambiente, cerca de 30 °C). A segunda tomada de dados se dava quando o redutor se encontrava a 40°C, situação esta denominada condição quente.

Todos os dados foram digitalizados e gravados em voltagem, com unidades em Volts.

Quando a temperatura excedia os valores propostos por mais de 1°C o redutor era desligado até que voltasse a temperatura nominal.

Esta temperatura era monitorada através do multímetro ligado ao termopar dentro da caixa. O dado era anotado no livro de aquisição junto com o nome do arquivo gravado (Anexo 4). A Tabela 4 mostra a variação de viscosidade esperada para cada óleo segundo a tabela de conversão fornecida pela Petrobrás.

Tabela 4-Viscosidade esperada na condição "frio"

Óleo	Viscos. a 40°C	Viscos.a 30°C
	cSt	cSt
96	96	170
200	200	330
300	300	550
400	400	760
470	470	900

Resultados mais precisos sobre a viscosidade a 30°C foram obtidos pela análise de óleo e serão comentados no capítulo 8 deste trabalho.

Para cada óleo, na condição fria, foram tomados dados variando-se a rotação de entrada entre 600 RPM até 1600 RPM com passos de 200 RPM. Para cada condição de rotação foram tomadas 9 amostras com freqüência de amostragem de 21 kHz e 42.900 pontos cada. Ainda numa condição de óleo frio o mesmo processo foi

repetido utilizando-se, no primeiro par de engrenamentos, o lado defeituoso do pinhão (este pinhão z1 possui, em um dos lados, 10 dentes com faces pronunciadamente riscadas).

A freqüência de amostragem, assim como a freqüência de corte do filtro analógico, foi escolhida segundo o critério de Nyquist de forma a que se obtivesse informação espectral até 10kHz. A escolha desta banda é baseada em trabalhos preliminares [2], onde foi possível observar que a informação relativa à variação de viscosidade do óleo está presente na faixa de 6kHz. Cabe ressaltar também que como não foi encontrada nenhuma teoria específica sobre o assunto era natural que se escolhesse a maior banda possível (dentro das possibilidades dos acelerômetros utilizados) até porque sempre é possível posteriormente diminuir digitalmente a banda do sinal.

O número de pontos foi escolhido por um compromisso de vários fatores:

- Elevado tempo de duração de sinal, garantindo pelo menos mais de uma volta do eixo de saída e uma resolução espectral conveniente.
- Capacidade do computador e do programa de aquisição de digitalizar e gravar os arquivos.

Um resumo do relatório de aquisição se encontra no Anexo 4 deste relatório.

Numa primeira etapa não foi utilizado nenhum torque externo, além do natural do próprio sistema.

A tomada dos dados para o lado defeituoso do pinhão era realizada invertendo-se o sentido de rotação do motor A esta condição de defeito deu-se o nome de “engrenagem careada” e a condição com o lado sem defeitos foi denominada “engrenagem normal”.

6.3. Processo de aquisição para engrenagem com carregamento

6.3.1. Ajuste

Após a montagem do sistema, durante os primeiros testes, verificou-se um problema experimental. A carga medida na balança, quando aplicado o freio, oscilava muito e portanto não era possível atingir uma condição de carga minimamente estável, necessária ao experimento.

Para que fosse possível utilizar o freio foi necessário primeiro ajustar a área de contato do freio (diminuí-la) e, durante os experimentos, lubrificar constantemente o disco com um lubrificante a base de grafite.

Com estas medidas e mais alguns ajustes menores, foi possível manter um carregamento confiável aplicado sobre o redutor.

Outro problema relacionado com o sistema de freio, é o calor gerado por atrito. Uma vez que um dos parâmetros importantes é a temperatura do óleo, o calor gerado no freio faz com que a caixa atinja uma temperatura de regime muito acima da obtida para o sistema sem carga. Este fato fez com que o processo de aquisição fosse mais lento (pois o redutor ficava quente mais rapidamente). Para minimizar este problema um ventilador foi colocado ao lado do redutor para aumentar a troca de calor por convecção e assim diminuir a taxa de aquecimento com o redutor ligado e aumentar a taxa de resfriamento quando o redutor estivesse desligado.

6.3.2. Condições experimentais para os casos com carregamento

Uma vez que a rotação é um dos parâmetros alterados são possíveis duas condições experimentais distintas com aplicação do carregamento sobre o redutor.

- a- Potência constante – Neste caso a potência resistiva aplicada sobre a caixa é conservada em todas as rotações. Esta condição reflete mais uma aplicação industrial onde a potência do redutor é escolhida para atender um propósito e o redutor deve trabalhar quase sempre nesta condição de potência (pois de outra forma, outro redutor seria selecionado).
- b- Carga constante – Neste caso a carga (ou o Momento resistivo) é mantida constante. Sendo o momento mantido constante em todas as rotações então a força sobre os dentes da engrenagem é mantida constante. A força sobre os dentes (que são a superfície lubrificada) é um parâmetro bastante importante para o regime de lubrificação do engrenamento[4].

As duas condições experimentais foram contempladas no banco de dados. Uma vez que, em cada rotação, a carga utilizada no caso de potência constante era diferente da carga utilizada no caso de carga constante isto permitiu que, além de

uma nova condição experimental de carregamento, fossem obtidos mais resultados experimentais com cargas diferentes de forma que o resultado experimental ficasse melhor caracterizado para variações de carregamento.

A Tabela 5 mostra as características do redutor e a Tabela 6 a seguir mostra os parâmetros utilizados para o freio. A Tabela 7 mostra as condições de carregamento utilizadas em cada rotação, na condição experimental de potência constante e a Tabela 8 mostra estes dados para a condição de carga constante.

Tabela 5- Condições do redutor

Redutor coaxial cestari :010201 cg			
Redução(i)		6,32	
Potencia nominal		370	W

Tabela 6- Características do freio

Condições do freio			
Braço		0,83	m
P0		0,1	kg

Tabela 7- Condições de carregamento para potência constante

potência cte					
Rotação de entrada	Rotação de saída	Rotação de saída	Força (P)	Torque	Potência
(RPM)	(RPM)	w(Rad/s)	(N)	(N.m)	W
1600	253,2	26,5	0,85	6,26	165,84
1400	221,5	23,2	0,98	7,28	168,87
1200	189,9	19,9	1,14	8,65	171,9
1000	158,2	16,6	1,37	10,56	174,93
800	126,6	13,2	1,72	13,43	177,96
600	94,9	9,9	2,29	18,21	180,99

Tabela 8- Condições de carregamento para carga constante

Carga cte					
Rotação de entrada	Rotação de saída	Rotação de saída	Força (P)	Torque	Potência
(RPM)	(RPM)	w(Rad/s)	(N)	(N.m)	W
1600	253,2	26,5	1,5	11,62	307,9
1400	221,5	23,2	1,5	11,62	269,4
1200	189,9	19,9	1,5	11,62	230,9
1000	158,2	16,6	1,5	11,62	192,4
800	126,6	13,2	1,5	11,62	154
600	94,9	9,9	1,5	11,62	115,5

O processo de aquisição utilizado nesta segunda etapa experimental é igual ao já explicado para o caso sem carga.

6.4. O caso sem óleo.

De forma a poder comparar os dados para uma condição limite de lubrificação foram realizados ensaios com o redutor seco, ou seja, nenhum óleo colocado.

Esta condição experimental pode ser considerada como uma condição sem lubrificante pois a viscosidade do ar é bem inferior a do óleo (cerca de 4 ordens de grandeza menor).

O procedimento de tomada de dados foi idêntico aos já anteriormente descritos com duas únicas diferenças:

- Por se tratar de uma condição crítica de lubrificação, foram tomados apenas 4 sinais para uma dada condição experimental (4 exemplos). Este cuidado foi tomado para se evitar danos no redutor.
- Não foi monitorado a temperatura devido à ausência de banho de óleo.

Assim, nas condições experimentais nas quais não foi utilizado óleo, (denominada condição s/o) não será feita nenhuma distinção entre condição fria e condição quente.

7. O BANCO DE DADOS

Como a informação sobre o banco de dados, descrita nos capítulos anteriores, é bastante extensa, este capítulo se faz necessário no sentido de resumir claramente todas as condições experimentais contempladas neste trabalho. Foram utilizados no trabalho experimental:

1. Cinco óleos com diferentes viscosidades: 96, 200, 300, 400,470 cSt, além de uma condição com a caixa sem óleo (denominada s/o).
2. Duas condições de temperatura: próximo de 30°C, condição fria; próximo de 40°C, condição quente (condições de temperaturas não aplicáveis à condição sem óleo)
3. Duas condições no pinhão: um lado do pinhão normal (designado neste trabalho como ‘normal’) e um lado do pinhão defeituoso, com 10 dentes riscados, designado neste trabalho como ‘careado’.
4. Seis diferentes rotações de entrada: 600, 800, 1000, 1200,1400 e1600 RPM.
5. Três condições de carregamento:
 - Sem Carga.
 - Potência constante.
 - Carga constante.
6. Três sinais:
 - Aceleração vertical
 - Aceleração axial
 - Trigger

O banco de dados é composto por sinais de vibração obtidos nas combinações de todas as condições descritas acima. Como pode ser observado é um banco de dados bastante abrangente e extenso.

Para cada condição experimental, foram tomados 9 exemplos de sinal (exceto para a condição sem óleo quando foram tomados 4 exemplos de cada sinal), com:

- 21000Hz de Taxa de amostragem.
- 42900 pontos.

O banco de dados utilizado é composto de 10152 sinais.

8. RESULTADOS DE ANÁLISE DE ÓLEO

No final do processo de aquisição as amostras de óleo utilizadas foram examinadas pelo empresa Tribolab, renomado laboratório especializado em análise de óleo, nas seguintes condições e analises:

- Foi determinada experimentalmente a viscosidade a 40°C e 100°C de todos os óleos utilizados no redutor, além de uma amostra, não utilizada no redutor, do óleo 96. Além disto, todos estes óleos tiveram sua viscosidade estimada (pelo laboratório) na temperatura de 30°C .(para o óleo 200 , a viscosidade a 30 °C foi efetivamente medida).
- Para as duas amostras 96 (a não utilizada no redutor e a utilizada) foram feitas (além da viscosidade) análises de espectrografia.

As análises de viscosidade visam determinar as condições reais das viscosidades dos óleos utilizados.

O exame de espectrografia, serve para identificar partículas pequenas de metais que contidas no óleo. Esta análise foi realizada com o intuito de verificar se houve contaminação das amostras devido a desgaste ou outra forma qualquer. Uma contaminação deste tipo poderia influir sobre os níveis de vibração e sobre as características físicas do óleo além de indicar a ocorrência desgaste excessivo provocado por falhas de lubrificação. A ocorrência de desgaste excessivo poderia provocar alterações geométricas nos dentes e alterar significativamente as características vibratórias do redutor.

Este teste foi feito apenas para o óleo 96, pois é o menos viscoso e, portanto, sob as mesmas condições de carga e de rotação que todos os outros, é o óleo para o qual é mais provável que ocorra algum tipo de desgaste.

Este exame foi escolhido, em detrimento de exames de contagem de partícula, por ser mais sensível à pequenas partículas que ficam em suspensão no óleo. Assim fica mais caracterizado um eventual desgaste durante a operação, e não um eventual acúmulo de partículas metálicas no fundo do redutor.

Os resultados completos desta análise de óleo se encontram no Anexo 2.

Quanto ao desgaste, os resultados mostraram que não houve desgaste significativo, como era esperado devido aos pequenos tempos de aquisição.

Os resultados da análise de viscosidade podem ser mais bem observados na Tabela 9 abaixo.

A Tabela 9 possui as seguintes colunas :

- Óleo: Nomenclatura que foi usada para designar este óleo.
- Viscosidade a 100° Tribolab: Resultado da análise de viscosidade do óleo a 100°
- Viscosidade a 100° Petrobrás: Resultado esperado da viscosidade do óleo a 100°
- Viscosidade a 40° Tribolab: Resultado da análise de viscosidade do óleo a 40°
- Viscosidade a 40° Petrobrás: Resultado esperado da viscosidade do óleo a 40°
- Viscosidade a 30° Tribolab: Resultado da análise de viscosidade do óleo a 30°
- Viscosidade a 30° Petrobrás: Resultado esperado da viscosidade do óleo a 30°
- Var. poc A 30: Mostra a variação porcentual entre o valor medido pela Tribolab e o valor Petrobrás a 30°C.
- Var. poc A 40: Mostra a variação porcentual entre o valor medido pela Tribolab e o valor Petrobrás a 40°C.

Tabela 9-Resultados da análise de óleo

oleo	visc a 100 tribolab	visc a 100 petrobras	visc a 40 tribolab	visc a 40 petrobras	visc a 30 tribolab	visc a 30 petrobras	Var. porc. A 30	Var. porc. A 40
96 novo	10	11	97	96	172	168	2.4%	1.0%
96	11	11	112	96	203	168	20.8%	16.7%
200	20	18	217	200	358	371	3.5%	8.5%
300	24	23	328	300	643	580	10.9%	9.3%
400	30	28	364	400	680	790	13.9%	9.0%
470	30	31	435	476	861	942	8.6%	8.6%

Algumas observações devem ser feitas sobre estes resultados:

Todos os apresentaram uma viscosidade bastante próxima da viscosidade esperada pela formulação utilizada segundo a carta de mistura de óleos básicos fornecida pela Petrobrás.

Cabe notar que algumas diferenças são esperadas, uma vez que, além da própria mistura poder conter erros, durante processo de troca de óleo (reflushing), mesmo abrindo a caixa e limpando antes de colocar o novo óleo (como foi feito), sempre fica algum óleo da amostra anterior nas reentrâncias da caixa.

Como este processo foi repetido pelo menos três vezes por óleo, é claro que houve alguma mistura indesejável. Fica claro este fenômeno se for observado que há uma tendência de as viscosidades se aproximarem do meio do intervalo (ou seja, óleos menos viscosos tenderam a ter sua viscosidade aumentada e vice-versa). Convém lembrar também que este fenômeno também depende da ordem com que os óleos foram trocados.

Desta forma pode-se montar a Tabela 10 que mostra a ordem crescente de viscosidades (considerando o resultado das análises de óleo feitas pela Tribolab) dos óleos utilizados. Foi colocado na tabela também a cor e o tipo de linha com a qual este óleo foi traçado nos gráficos de resultados além de um número indicando sua posição em relação a ordem crescente de viscosidade.

Tabela 10- Ordem de viscosidades

Ordem de viscosidade-Tribolab				
oleo	visc (cSt)	ordem	cor	estilo
96q	112	1	magenta	pontilhado
96f	203	2	magenta	continuo
200q	217	3	azul	pontilhado
300q	328	4	vermelho	pontilhado
200f	358	7	azul	continuo
400q	364	5	preto	pontilhado
470q	435	6	verde	pontilhado
300f	643	8	vermelho	continuo
400f	680	9	preto	continuo
470f	861	10	verde	continuo

A nomenclatura utiliza as letras 'f' e 'q' colocadas após o nome para indicar a condição de óleo frio e de óleo quente respectivamente.

9. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

Para efetuar uma análise consistente do espectro de um sinal de aceleração de uma máquina rotativa, é necessário identificar a rotação real uma vez que a freqüência de rotação, as freqüências de engrenamento (função também da freqüência de rotação) são parâmetros utilizados em análise de caixas de engrenagem (16,38, 39,40) e devem ser identificados no espectro.

Além disto é comum aparecerem no espectro modulações com estas freqüências (freqüências de rotação) que podem ser eventualmente identificadas na análise de envelope.

Cabe lembrar que, embora o variador de freqüência de alimentação do motor tenha sido utilizado (ver Tabela 2), para um motor elétrico a carga influí bastante no escorregamento do rotor em relação ao estator e portanto na velocidade real de rotação. Assim procuraremos aqui identificar, através do sinal do trigger, as reais freqüências de rotação nas diversas condições experimentais.

Outro ponto que vale lembrar é que quanto maior a viscosidade maior a dissipação de energia por atrito viscoso (como pode ser visto pela teoria hidrodinâmica clássica [29]) e portanto maior a carga sobre o motor elétrico e menor sua velocidade, assim é interessante saber se esta carga viscosa é importante a ponto de afetar significativamente a rotação.

É claro que, na prática, o uso de um parâmetro, baseado na rotação, para identificação de variação de viscosidade não seria muito útil pois seria difícil separar uma alteração de velocidade devida a mudança de viscosidade de uma alteração devida a uma mudança de carga.

Os sinais de trigger foram processados de forma que obtivemos, para cada sinal, o tempo necessário para que o eixo de saída completasse um número inteiro de voltas. Desta forma foi possível calcular a velocidade média de rotação para cada uma das condições experimentais.

A Tabela 11 mostra, para cada condição experimental de carga, defeito e rotação nominal, o valor máximo e mínimo da rotação (lembrando que para cada condição de carga e rotação, existem 11 condições de viscosidade). Esta tabela é importante pois é possível identificar as rotações de trabalho em todas as

condições experimentais testadas e será bastante utilizada quando forem analisados os espectros tanto do sinal, quanto do envelope e especialmente ao serem analisadas as freqüências de engrenamento..

Tabela 11- velocidades de rotação

condição experimental									
carga cte					potência cte				
Rotacao nominal (RPM)	normal		careado		Rotacao nominal (RPM)	normal		careado	
	max	min	max	min		max	min	max	min
600	568	540	566	550	600	490	450	490	460
800	770	735	770	750	800	750	735	760	735
1000	970	935	970	960	1000	985	980	990	980
1200	1170	1135	1170	1150	1200	1210	1200	1210	1205
1400	1375	1325	1362	1366	1400	1430	1425	1430	1420
1600	1590	1540	1590	1540	1600	1660	1650	1660	1650

sem carga				
Rotacao	normal		careado	
nominal	max	min	max	min
(RPM)	(RPM)	(RPM)	(RPM)	(RPM)
600	640	610	645	640
800	850	850	855	855
1000	1070	1070	1285	1280
1200	1285	1285	1285	1285
1400	1500	1495	1500	1495
1600	1710	1710	1710	1710

Para uma melhor análise, foram gerados gráficos, como os da Figura 4, onde colocamos para uma dada condição de defeito, carregamento e temperatura do óleo, as velocidades de rotação real em função da nominal para diversas viscosidades diferentes.

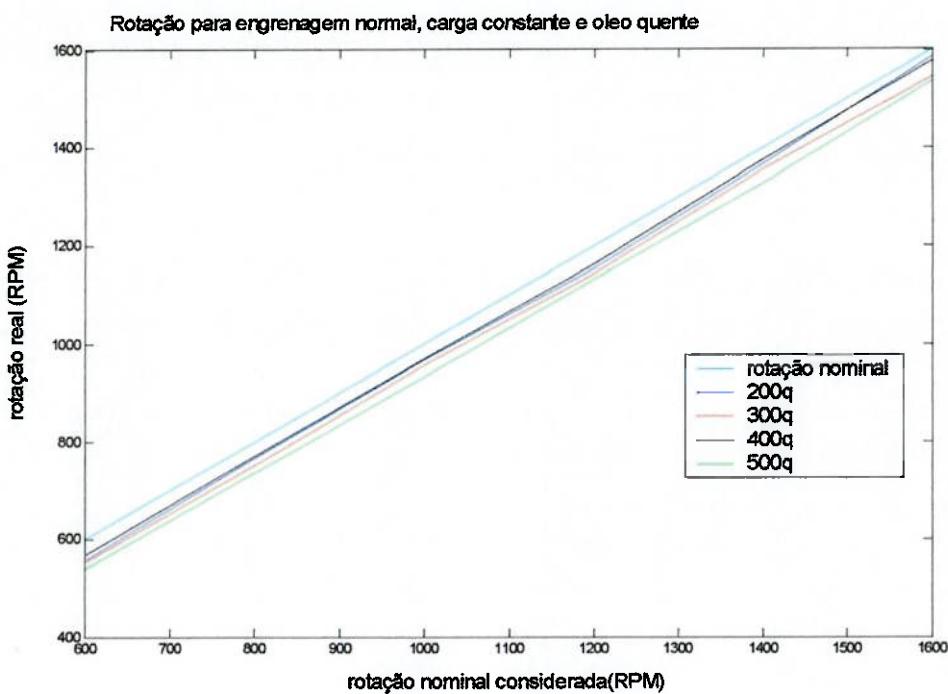


Figura 4-velocidades de rotação com a viscosidade

A análise destes resultados mostrou que não há significativas variações de velocidade para alterações de viscosidade , carga e entre a condição experimental de engrenagem normal e com defeito. Estas alterações são especialmente desprezíveis se forem comparadas com a alteração de velocidade devido a aplicação de diferentes níveis de carga.

Assim, para cálculo das freqüências de engrenamento e identificação de freqüências moduladoras, será utilizada uma rotação média para cada condição de carregamento (em mesma rotação nominal, é claro).

10. PROCESSAMENTO DOS SINAIS

Conforme já apresentado, com mais detalhes, neste trabalho, os principais parâmetros de aquisição de sinais utilizados estão resumidos abaixo.

- Freqüência de amostragem: 21kHz.
- Número de pontos: 42900.
- Filtros analógicos passa baixa: 10kHz (Butterworth de 6º ordem).
- 9 aquisições de sinais para cada condição experimental (nove exemplos) exceto para o caso sem óleo onde foram tomados 4 exemplos.
- Todos os sinais foram digitalizados em volts.

10.1. Pré-processamento.

O processamento de dados foi efetuado com o auxílio do programa Mat-Lab.

A primeira etapa de processamento constituiu-se em converter, de volts para m/s^2 , todos os sinais digitalizados de aceleração. Este processo gerou um novo banco de dados.

Foram escolhidas cinco características de cada sinal para serem analisadas: RMS, Kurtosis, Skewness, espectro e espectro do envelope.

Os momentos estatísticos (kurtosis e skewness) e o RMS foram escolhidos por serem técnicas conhecidas para caracterização de sinal. Além disto o RMS é técnica padrão para monitoramento de condição de máquinas rotativas em geral e, em particular, para o caso de engrenamentos. Existem inclusive normas específicas para engrenamento baseadas neste parâmetro (AGMA, por exemplo).

O Skewness e a Kurtosis também têm sido estudados para caracterização de defeitos [25] (a kurtosis particularmente, com algum sucesso), especialmente em mancais de deslizamento e rolamento. Além disto estes parâmetros servem para verificar a confiabilidade estatística entre os sinais obtidos para uma mesma condição experimental.

A representação espectral do sinal é característica fundamental para análise de vibração de um equipamento. Neste trabalho escolhemos trabalhar com o DEP (Densidade Espectral de Potência) como representação espectral, pois este método permite uma minimização de ruídos e garante uma boa estimativa estatística. Utilizou-se o método de Welch para calcular a DEP [30].

A técnica da envoltória (comumente chamado de envelope) é de uso bastante difundido quando se trata de máquinas rotativas e particularmente em redutores. Isto se deve ao fato desta técnica ser um excelente demodulador e os sinais gerados por este tipo de máquina habitualmente contém diversas modulações importantes. Como exemplo pode-se citar as modulações pela freqüência rotação e de engrenamento. Além disto, há referência na literatura que relaciona esta técnica à lubrificação e ao atrito superficial [10].

Foi desenvolvido um programa para verificar possíveis discrepâncias entre cada conjunto de 9 exemplos. Isto foi feito calculando-se os parâmetros estatísticos (RMS, Skewness, Kurtosis) de cada exemplo.

A análise do desvio padrão destes valores permite eliminar possíveis sinais oriundos de erros experimentais.

10.2. Metodologia para determinação de parâmetros médios.

Utilizou-se duas técnicas para a obtenção de valores médios das características dos sinais:

10.2.1. Sem considerar médias no tempo (técnica A)

A primeira técnica utilizada não considera o sinal do trigger. Foram calculados o RMS, o skewness, a kurtosis e o PSD (espectro) do sinal inteiro e para cada amostra considerada.

O valor médio utilizado como sendo o representativo desta condição experimental foi calculado pela média aritmética entre os valores e vetores (no caso do PSD) obtidos para cada amostra considerada.

10.2.2. Considerando médias no tempo (técnica Tm).

Neste caso, utilizamos o sinal do trigger do 1^a exemplo de cada condição experimental para, através de um programa, selecionar um intervalo de pontos do

sinal que formasse um número inteiro de voltas do eixo de saída. O número total de voltas consideradas variou, de acordo com a rotação do eixo de entrada da caixa, e está mostrado na Tabela 12.

Tabela 12- Número completo de voltas do eixo de saída considerado em cada rotação para técnica Tm

Eixo de entrada (RPM)	Número de Voltas Consideradas por amostra
600	2
800	3
1000	4
1200	5
1400	6
1600	7

Escolhido o ponto inicial e o intervalo de pontos da primeira amostra, esta foi cortada neste intervalo gerando assim um novo sinal que contém um numero inteiro de voltas. Para os demais exemplos o sinal do trigger foi utilizado para cortar um novo sinal começando sempre na mesma posição angular do eixo de saída definida pelo 1º exemplo.

Ao se observar o sinal do trigger notou-se um problema. Em várias amostras o sinal continha muito ruído dificultando a utilização do programa para identificar os pontos de passagem do eixo. Este sinal então foi filtrado utilizando-se um filtro digital, Butterworth, sexta ordem, passa baixa com freqüência de corte de 1 kHz. O sinal obtido após a passagem ficou suficientemente bom para que o programa fosse utilizado.

Assim foi possível gerar um sinal representativo de uma dada condição experimental tomando-se a média entre os 9 exemplos.

Para cada um desses sinais foi então calculado o RMS, o skewness, a kurtosis o DEP (espectro), o envelope do sinal e a DEP do envelope.

Considerações sobre as duas técnicas (A e Tm).

Os dois métodos considerados tendem eliminar ruídos aleatórios. O método da media no tempo elimina também freqüências que não forem harmônicas da freqüência do eixo de saída (e da respectiva freqüência de engrenamento).

Numa primeira etapa os parâmetros estatísticos dos sinais, descritos acima, foram calculados para os 9 exemplos nas condições experimentais. Os resultados foram analisados procurando-se valores extremos e eventualmente relacionados com uma falha grosseira no momento da aquisição.

Este procedimento, que em estatística seria a eliminação de pontos extremos, em processamento de sinal estamos efetuando o processo de validação dos sinais experimentais, garantindo a confiabilidade e repetibilidade dos testes e verificando que o sinal é estacionário.

Resultados obtidos com a técnica Tm não serão apresentados neste trabalho por terem sido bastante piores daqueles obtidos com a técnica A.

10.3. Os espectros.

Como já foi comentado, para as análises espetrais deste trabalho, optou-se por utilizar a densidade espectral de potência ou DEP.

O DEP foi calculado utilizando-se o método de Welch ou método do periodograma [11]. Inicialmente, os espectros (tanto para o espetro do sinal como do envelope do sinal) foram calculados utilizando-se os seguintes parâmetros:

- Janelas de divisão do sinal: (hanning) 21450 pontos (metade do sinal).
- Número de pontos de cálculo da transformada de Fourier: 21450 pontos (toda a janela)
- Sem recobrimento (overlap=0) .
- Resolução espectral gráfica obtida: próxima de 1,5 Hz .(Já está sendo levado em conta a degradação da janela de Hanning utilizada)

Ou seja, para cada sinal coletado o espetro gerado é a média de 2 espetros, como temos nove exemplos , o espetro final é a média de 18 espetros.

Escolhemos estes parâmetros inicialmente para privilegiar a resolução espectral pois não sabíamos qual sua real importância no problema a ser analisado.

Após analisar os primeiros resultados, quando se notou que a resolução em freqüência não era tão significativa, mas o número de medias era importante, reprocessamos os dados com os seguintes parâmetros:

- Janelas de divisão do sinal (hanning window) : 7000 pontos.
- Número de pontos utilizado para cálculo da transformada de Fourier: 7000 pontos (toda a janela)
- Sem recobrimento (overlap=0).
- Resolução espectral gráfica obtida: próxima de 4,5 Hz.

Estes serão os espectros apresentados no trabalho.

Assim cada espectro observado neste relatório corresponde a média de 63 espectros.

11. RESULTADOS E ANÁLISES

Serão apresentados neste capítulo alguns resultados e as análises para os métodos utilizados.

As análises sobre a eficiência dos parâmetros em detectar alterações de viscosidade têm por base a Tabela 10 deste relatório que indica uma ordem crescente de viscosidades para os óleos utilizados.

A expressão “ordenamento” será utilizada na análise de resultados para indicar que há uma boa relação com a ordem apresentada na Tabela 10. Um “bom ordenamento” apresentado por um determinado parâmetro indica que os resultados obtidos seguem a ordem indicada na referida tabela, um “ordenamento ruim” indica um resultado quase aleatório com respeito a viscosidade.

Embora os resultados tenham sido analisados principalmente com respeito a viscosidade, algumas considerações serão feitas sobre o comportamento geral de determinados parâmetros, com respeito a: carga, rotação ou presença de defeito .

Este tipo de análise é importante pois, por exemplo, se um parâmetro é alterado pela viscosidade e pela carga ficará mais difícil diferenciar uma alteração de viscosidade de uma alteração de carga.

Inicialmente serão apresentados resultados obtidos com os métodos estatísticos como Skewness, Kurtosis e RMS.

Será mostrado que o skewness e a kurtosis não são afetados pela viscosidade do óleo, embora este último apresente bons resultados para detectar a engrenagem defeituosa. O RMS embora tenha uma correlação com a viscosidade, não apresenta bons resultados em grande parte das condições testadas.

A seguir será apresentada uma breve análise dos resultados obtidos utilizando o espectro do envelope e aplicando duas ferramentas: Espectro do envelope em função da rotação e Espectro do envelope em função da viscosidade.

As análises de espectro em função da rotação têm como função identificar freqüências dependentes e freqüências não dependentes da velocidade de rotação. Esta informação é importante em análise de espectro.

A análise em função da viscosidade tem por objetivo identificar uma freqüência ou banda que tenha um comportamento dependente da viscosidade.

Será mostrado que a técnica do envelope não apresentou bons resultados em relação a viscosidade.

Para a análise do espectro do sinal serão mostrados os resultados de três ferramentas:

- Espectro em função da rotação.
- Amplitudes do espectro nas freqüências de engrenamento.
- Espectro em função da viscosidade.

Poderá ser visto que as freqüências de engrenamento são afetadas pela viscosidade, mas (assim como o RMS) não de uma forma regular para a maior parte das condições experimentais e que, portanto não são eficientes para identificar alterações de viscosidade.

O resultado obtido com a análise de espectro em função da viscosidade aponta para uma banda de freqüências que tem uma boa correlação com a viscosidade.

Para verificar e ressaltar esta observação foi criado um novo parâmetro, nomeado EB2.

Serão apresentados então os resultados obtidos com este parâmetro e será mostrado que este parâmetro possui um excelente ordenamento em relação a viscosidades, produzindo maiores valores quanto menor for a viscosidade. Dentre as ferramentas utilizadas poderá ser verificado que este parâmetro é aquele que, sem dúvida, apresenta a mais forte e consistente correlação com a viscosidade.

Para facilitar a visualização dos gráficos com respeito a ordem de viscosidades, na legenda de cada gráfico, na frente da denominação do óleo, foi acrescentado um número entre parêntesis,. Este número é a posição deste óleo com relação a Tabela 10.

11.1. Métodos Estatísticos

11.1.1. Skewness

A Figura 5 e a Figura 6 mostram, respectivamente, o skewness calculado para aceleração vertical, engrenagem careada, nas condições sem carga e potência constante respectivamente.

Como se pode notar, não é possível ordenar as viscosidades a partir dos resultados obtidos com o cálculo do skewness. Resultados semelhantes ocorrem também para os sinais medidos na direção axial.

Nota-se, entretanto, um pequeno aumento do skewness com o aumento da carga, isto pode ser visto na Figura 6, onde se nota também o declínio do skewness com o aumento da rotação. Vale lembrar que, no caso da potência constante, o aumento da rotação corresponde a uma diminuição da carga. Nota-se que o mesmo não ocorre no caso sem carga, Figura 5, e portanto esta diminuição não deve ser função da rotação.

O mesmo se deu no caso de carga constante.

Estes comportamento ocorre apenas para a aceleração vertical, não ocorre no caso axial, cujos resultados não serão mostrados.

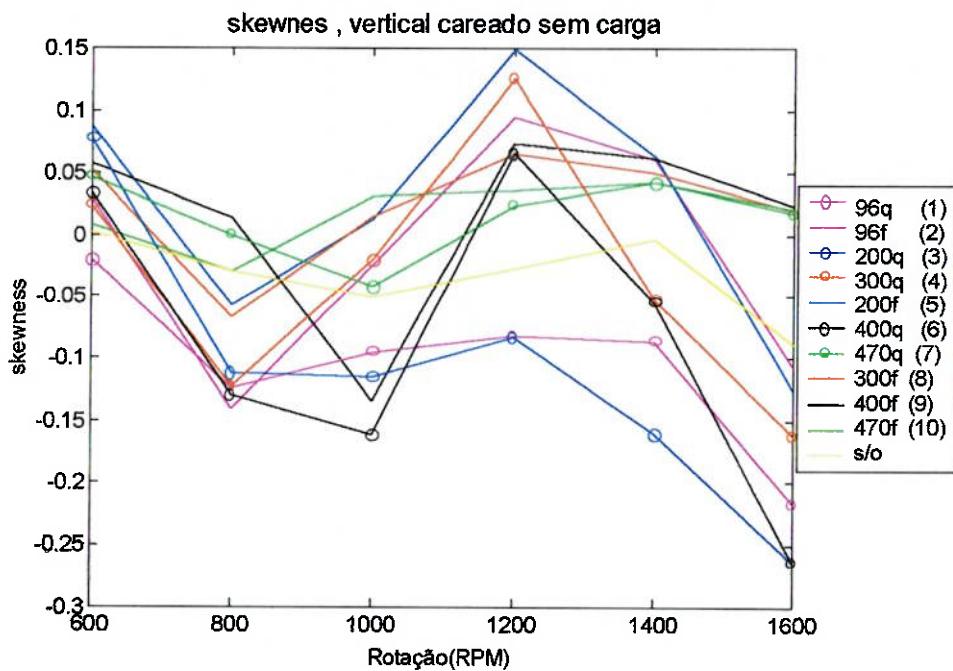


Figura 5 Skewness, vertical careado, sem carga.

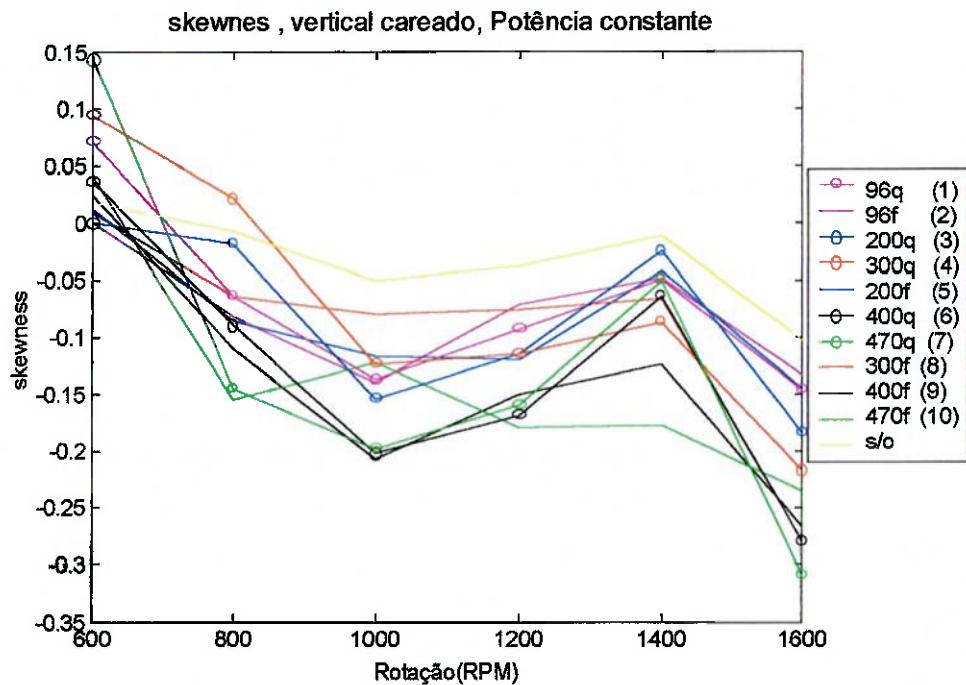


Figura 6-Skewness, vertical, careado,potência constante.

11.1.2. Kurtosis

As figuras (Figura 7, Figura 8, Figura 9 e Figura 10) mostram a kurtosis em função da rotação considerando o sinal vertical nas condições: carga constante e engrenagem normal, carga constante e careado, sem carga e normal , sem carga e careado respectivamente .

Pode-se perceber no comportamento da kurtosis que este parâmetro identifica claramente a engrenagem defeituosa da normal (especialmente em alta rotação, se compararmos o valor da kurtosis da engrenagem normal com os valores calculados para engrenagem careada). O mesmo ocorre para potência constante

Assim como no caso do skewness , a kurtosis não é sensível à variação de viscosidade não havendo grandes alterações de valores para diferentes viscosidades.

Resultados semelhantes foram obtidos para a aceleração axial.

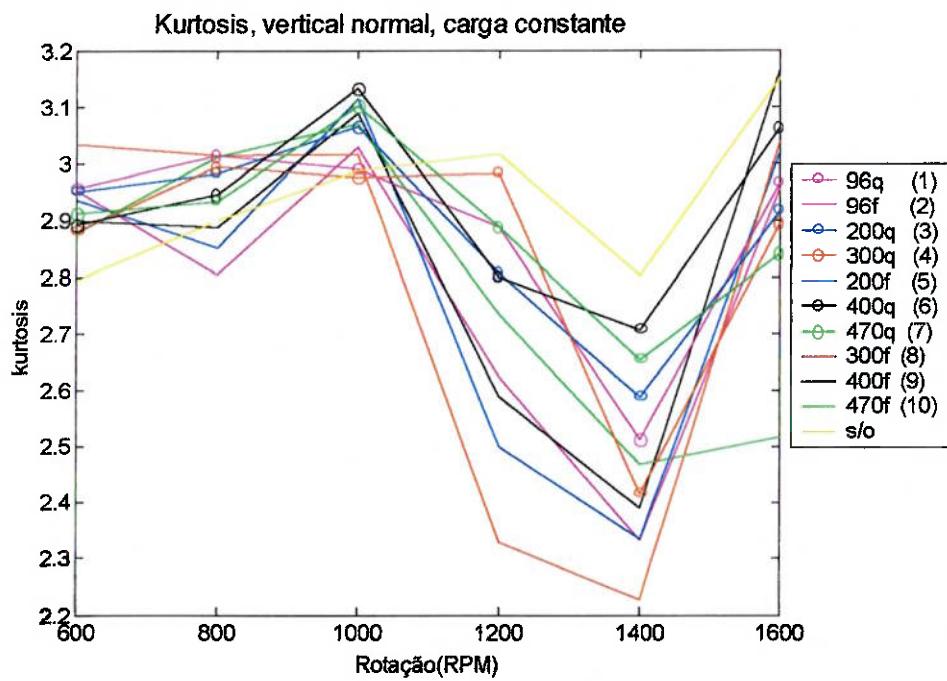


Figura 7-kurtosis,vertical,normal,carga constante

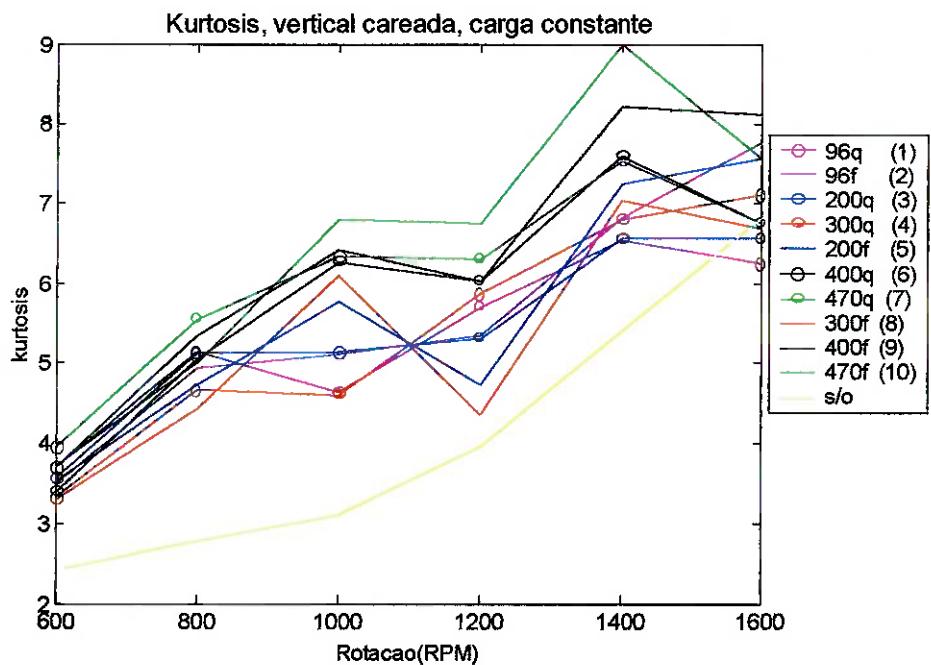


Figura 8-Kurtosis,vertical,careada,carga constante.

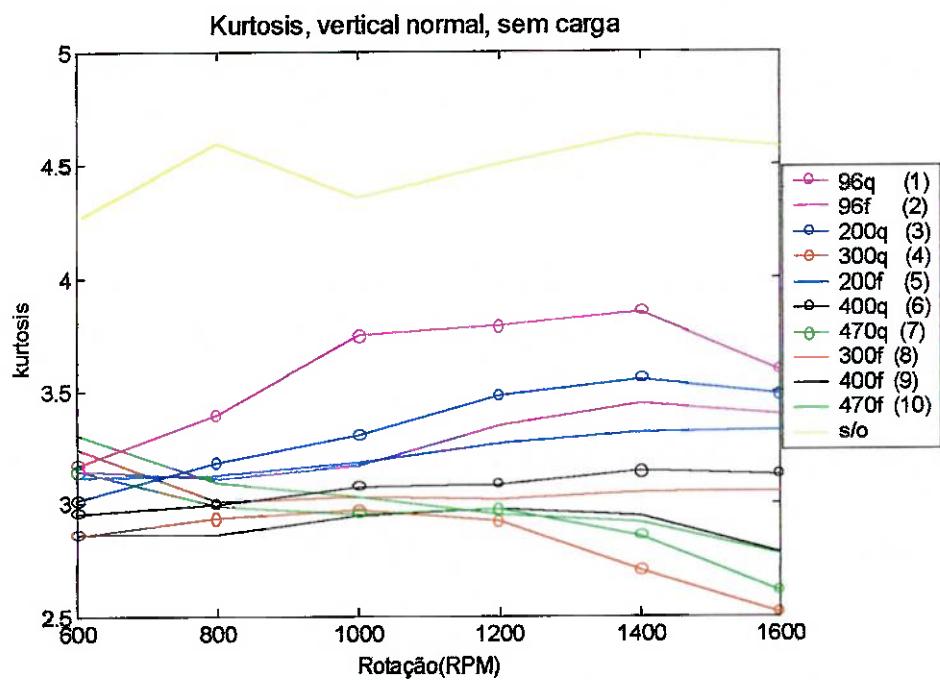


Figura 9-Kurtosis,vertical,normal,sem carga

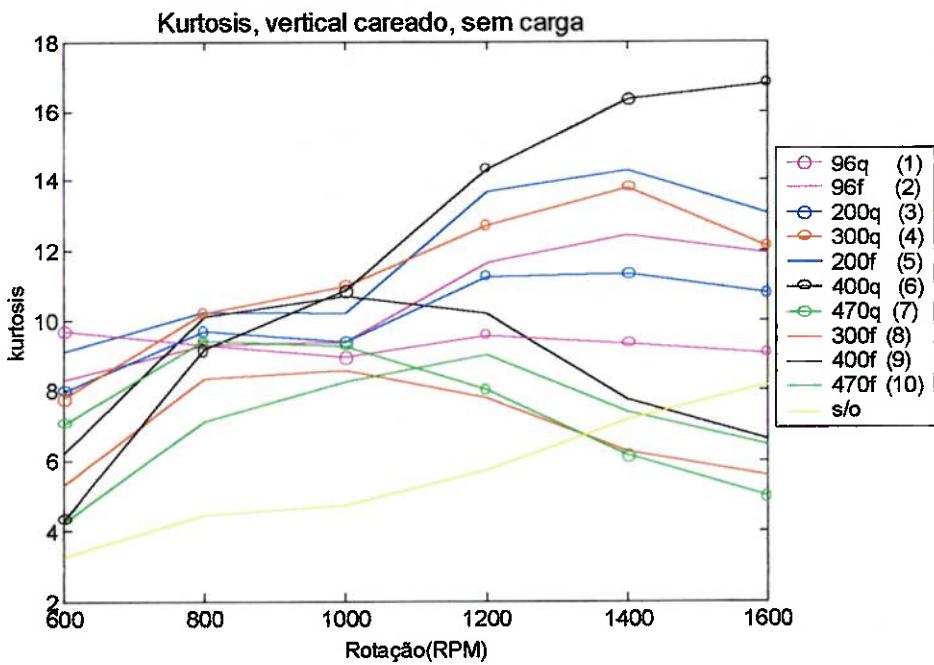


Figura 10-Kurtosis,vertical,careado,sem carga

11.1.3. RMS

As figuras(Figura 11 e Figura 12) mostram o RMS da aceleração vertical em: carga constante normal e careado respectivamente.

A Figura 12 mostra o gráfico para aceleração vertical na condição, sem carga e engrenagem normal.

Fica claro também, que é outro parâmetro capaz de identificar a engrenagem careada apresentando, em todas as rotações, os valores de RMS maiores para a engrenagem careada, isto confirma sua importância em manutenção preditiva.

Nota-se também que há uma tendência ao RMS decrescer com o aumento da carga, (pode ser observado da comparação da figura sem carga e com carga para engrenagens normais). Este resultado, embora não muito intuitivo pode se dever a uma diminuição das folgas do sistema com o aumento da carga.

Nota-se também claramente que a condição sem óleo (s/o) é claramente identificada para uma engrenagem defeituosa (caso careado) e sem carga , mas na engrenagem normal, com carga este caso não é bem identificável. Este resultado é surpreendente uma vez que a condição sem óleo é a pior condição possível para uma falha de lubrificação e certamente seria dado como certo, por muitos, que esta condição experimental seria certamente detectada pelo RMS.

Para os sinais de aceleração vertical, no caso do redutor sem carga, pode-se notar que, embora haja uma tendência geral de aumento do RMS com a diminuição da viscosidade, fato que poderia ser devido a diminuição do amortecimento causado pelo óleo com a diminuição da viscosidade, esta tendência não se confirma em diversas situações importantes.

Por exemplo se a Figura 11 for analisada, é possível notar que o óleo 470 frio (viscosidade de 861 cSt) tem um valor de RMS mais alto do que o valor obtido para o mesmo óleo na condição quente (viscosidade de 435 cSt) em baixas rotações. Com o aumento da rotação o comportamento se inverte (as curvas se cruzam). Esta situação é importante pois se trata de um mesmo óleo que está apenas com a temperatura diferente e portanto com uma viscosidade diferente.

Nota-se que a aplicação de carga e a presença de defeito piora sensivelmente a ordem de viscosidade como pode ser observado nas figuras 10 e 11.

Cabe também lembrar que esta tendência de aumento de RMS com a viscosidade aparece apenas na aceleração vertical não se repetindo para direção axial.

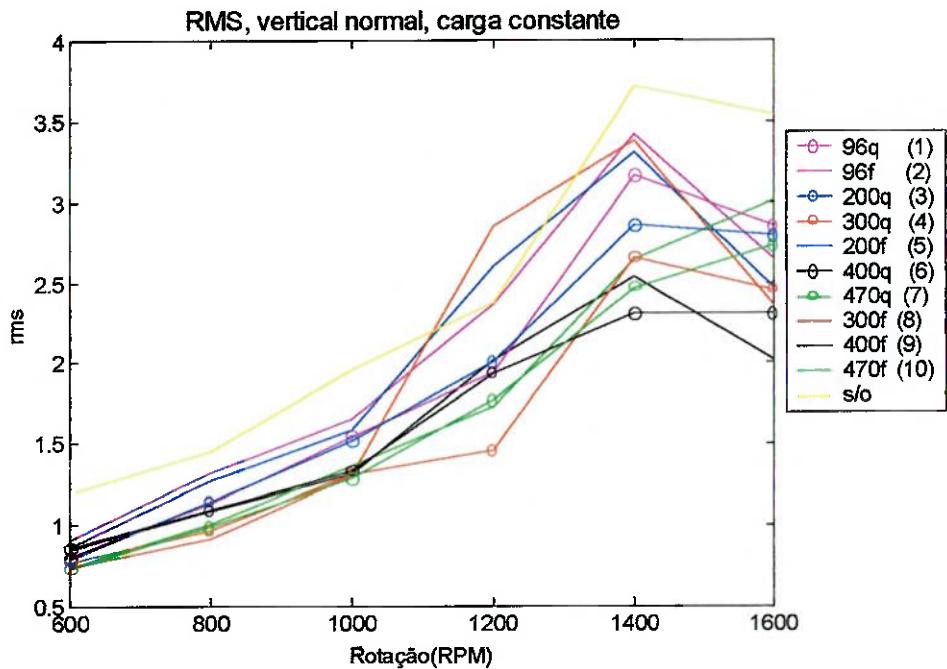


Figura 11-RMS,vertical normal,carga constante

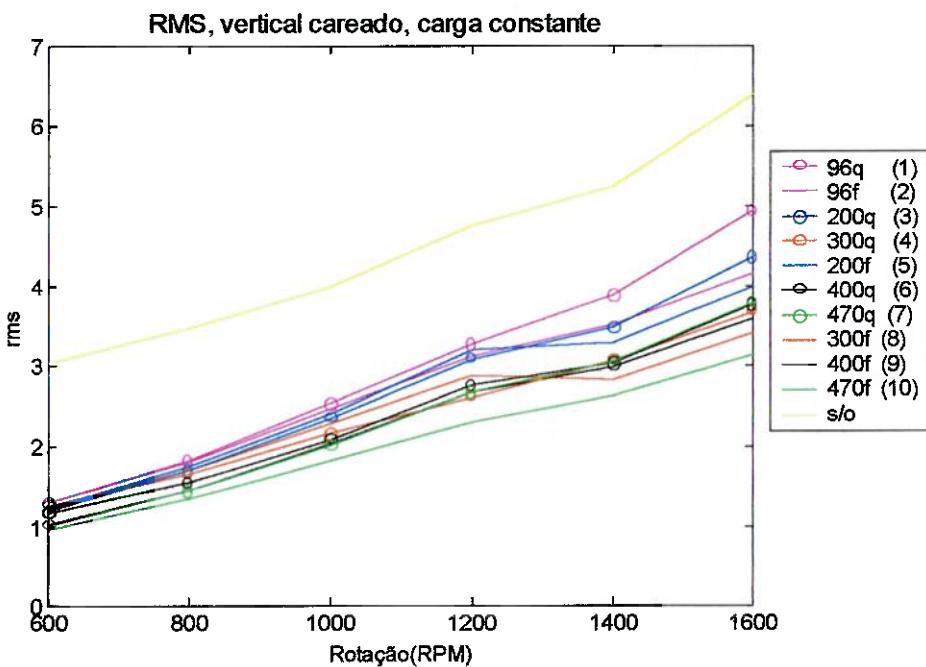


Figura 12- RMS, vertical ,careado, carga constante.

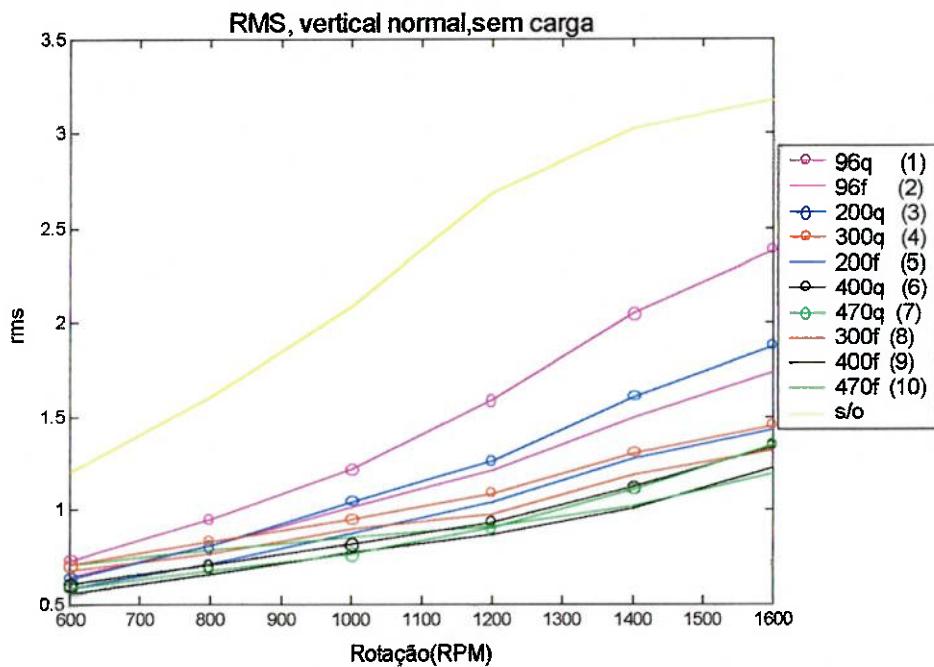


Figura 13- RMS, vertical ,normal, sem carga.

11.2. Métodos Espectrais

11.2.1. Espectro do Envelope

A envoltória de um sinal é conhecida como envelope do sinal e representa uma das mais utilizadas ferramentas de processamento de sinais para máquinas rotativas. O espectro do envelope é capaz de identificar eficientemente as freqüências de modulação do sinal.

Neste item discute-se a possibilidade desta ferramenta de ressaltar diferenças entre as viscosidades dos óleos.

Para cada condição experimental foram montados dois tipos de gráfico do espectro do envelope do sinal: Os gráficos do espectro do envelope em função da viscosidade e em função da rotação.

Espectro em função da Rotação

A Figura 14 abaixo representa o gráfico do espectro do envelope em função da velocidade na banda de 0 a 1200Hz , para a condição com carga constante ,

aceleração axial, óleo 96 frio. Esta forma de visualização permite que sejam facilmente identificadas as freqüências de engrenamento que serão analisadas posteriormente.

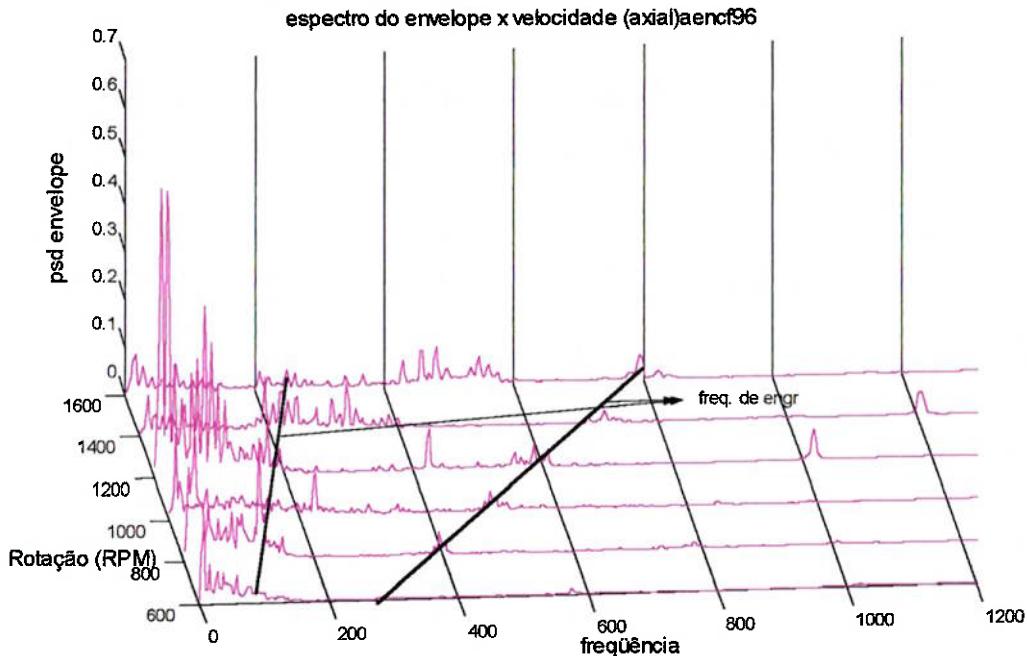


Figura 14- Espectro do envelope X rotação

Espectro em função da Viscosidade

A Figura 15 mostra um exemplo dos gráficos obtidos para o envelope em função da viscosidade no caso de uma engrenagem normal, aceleração vertical, carga constante e na condição de óleo frio em 1600 RPM.

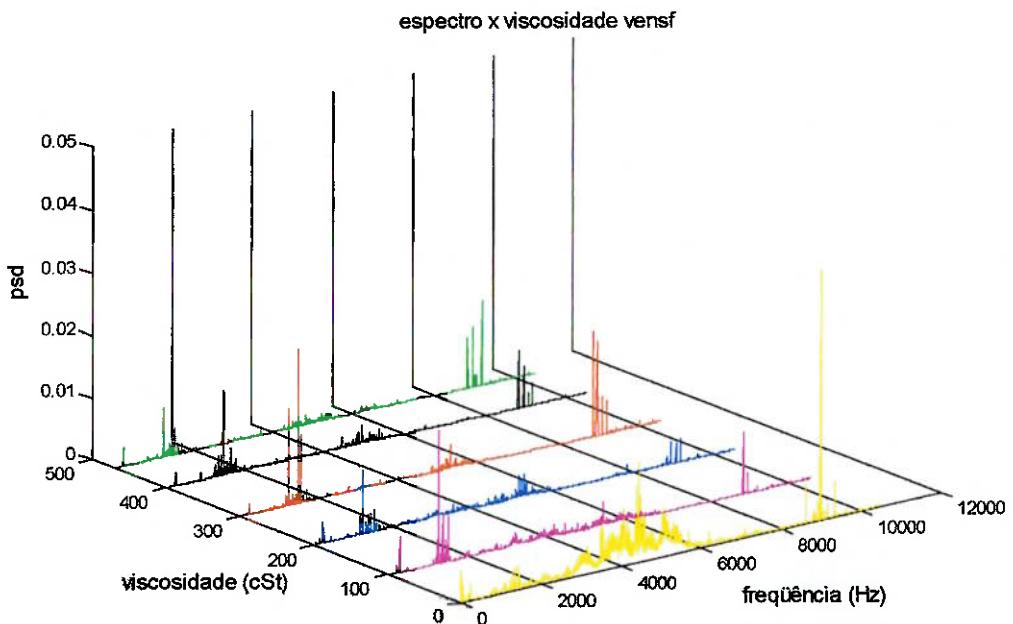


Figura 15- Espectro do envelope X viscosidade

O gráfico da Figura 15 ilustra o espectro do envelope numa banda larga do sinal.

A Figura 16 a seguir mostra um detalhe na banda de 0 a 2000Hz. Como pode ser observado não existe uma correlação clara com a variação de viscosidade.

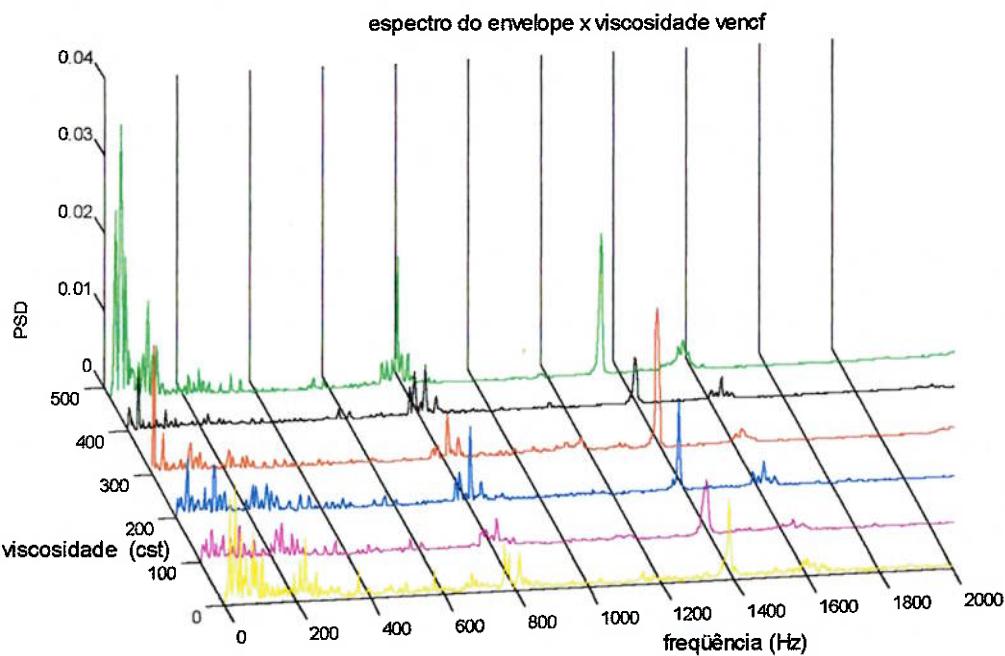


Figura 16- Espectro do envelope X viscosidade(zoom)

Da análise dos gráficos apresentados acima nota-se que no espectro do envelope aparecem bem claras as freqüências de engrenamento (no caso da Figura 16, pode-se perceber os picos altos que aparecem na freqüência de engrenamento do segundo par , próximo de 800Hz).

Foi possível observar também que não há grande alteração do espectro do envelope com o carregamento, mas há um aumento considerável nas amplitudes das freqüências de rotação quando consideramos a engrenagem careada.

Em termos de viscosidade, nota-se que, especialmente no sinal vertical, há uma tendência a aumentar as amplitudes do espectro do envelope com o aumento da viscosidade. No entanto este comportamento só ocorre para altas rotações, em baixa rotação as amplitudes são praticamente iguais.

Mesmo este comportamento representa apenas uma tendência geral, falhando no caso do óleo 400 como pode ser visto na Figura 16 para o caso dos picos em 1400Hz.

De forma geral, não foi possível identificar, através da análise do espectro do envelope, uma banda ou uma característica que representasse uma correlação clara e consistente com a alteração de viscosidade.

11.2.2. Espectro do sinal

A análise de assinatura mecânica de uma máquina é feita essencialmente pela análise espectral. Neste caso três ferramentas gráficas foram utilizadas para a análise espectral.

Espectro em função da Rotação

Este tipo de análise foi realizado para identificar claramente as freqüências de engrenamento e para identificar bandas ou freqüências que são dependentes da rotação. Ou seja, este tipo de análise permite localizar e identificar as freqüências de engrenamento e distinguir freqüências naturais (não dependentes da rotação).

É importante identificar em qual categoria se encontram as possíveis freqüências relacionadas com a viscosidade pois isto pode fornecer informações sobre o fenômeno e poderia indicar a possibilidade de extrapolar os resultados para outros tipos de máquina.

Para identificar estes comportamentos foram feitos gráficos do espectro em função da velocidade de rotação nominal.

A Figura 17 apresenta um exemplo de um destes gráficos, e se refere a óleo 470 frio, em potência constante, engrenagem normal aceleração vertical.

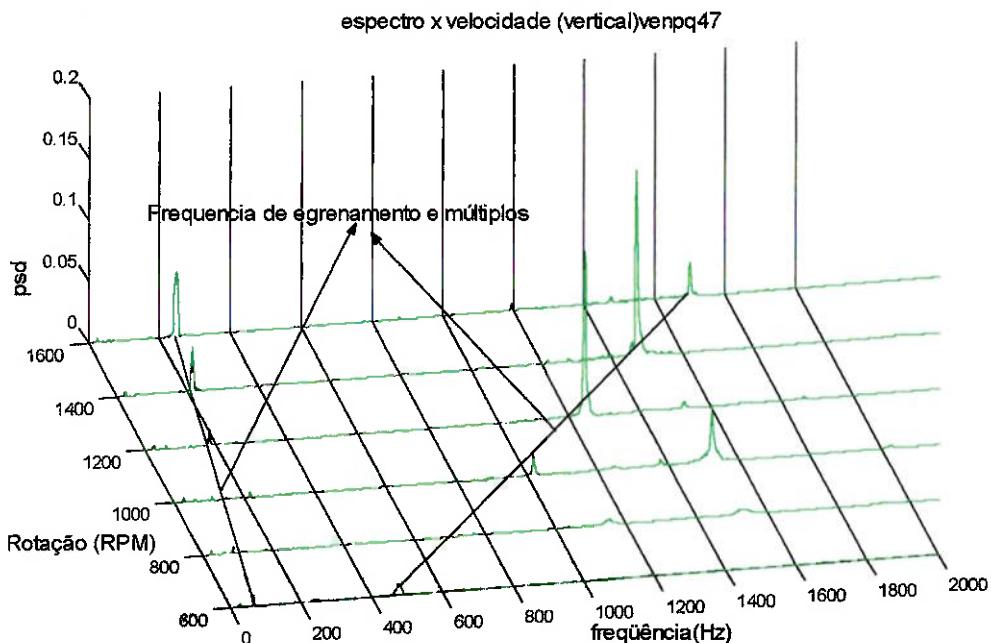


Figura 17- Espectro X rotação óleo 470q

Uma análise mais detalhada pode ser feita se os gráficos forem observados em bandas mais estreitas.

As Figura 18 e Figura 19 apresentam o mesmo gráfico da Figura 17 nas bandas 0 a 2000Hz e 2500 a 7000Hz respectivamente.

Figura 18- Espectro X rotação (detalhe da banda de 0 a 2000Hz)

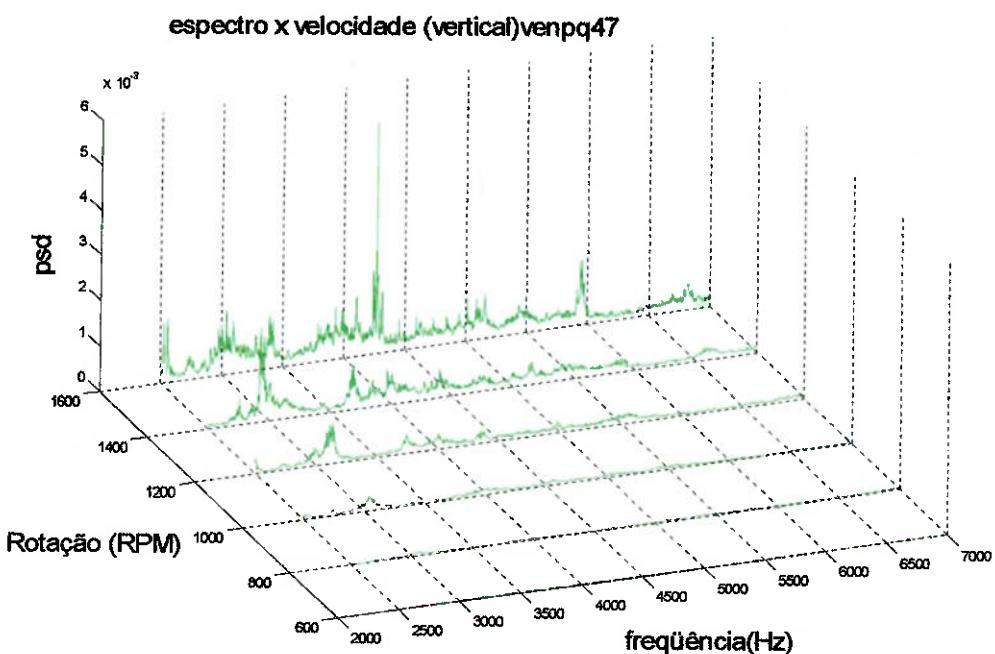


Figura 19- Espectro X rotação (detalhe da banda de 2500 a 7000Hz).

Analizando estes gráficos foi possível verificar a posição das freqüências de engrenamento e suas harmônicas mais importantes (como a segunda harmônica da segunda freqüência de engrenamento que aparece no gráfico da figura 17).

Foi possível observar também que, acima de 2000Hz, não há nenhuma freqüência variando com a rotação. A banda de 2400 a 7000Hz é de particular interesse pois, como posteriormente será mostrado, esta banda parece estar relacionada com a lubrificação.

Freqüências de engrenamento

A insistência deste trabalho em verificar os efeitos da viscosidade sobre a intensidade da freqüência de engrenamento não se deve apenas ao fato deste parâmetro ser largamente utilizado em manutenção preditiva de caixas de engrenagem, mas também porque esta freqüência corresponde ao fenômeno de aproximação entre dois dentes engrenados(que , numa condição de boa lubrificação , deve ser separado por uma película de óleo) . Assim sendo, sua intensidade deve sofrer influência da película de óleo que é influenciada pela viscosidade [11]. A questão é saber se esta influência é significativa a ponto de poder indicar uma alteração de viscosidade.

A Tabela 13 a seguir apresenta os valores reais (medidos) da rotação e das freqüências de engrenamento decorrentes.

A partir destes valores é possível identificar nos gráficos, como os já apresentados nas Figura 19, as freqüências de engrenamento.

Tabela 13-Freqüências de engrenamento .

Freqüências de engrenamento							
carga constante		sem carga					
Rotação (RPM)	Rotação (Hz)	Freq. Engr. Par 2 (Hz)	Freq. Engr. Par 1(Hz)	Rotação (RPM)	Rotação (Hz)	Freq. Engr Par 2 (Hz)	Freq. Engr Par 1(Hz)
550	9.2	284.17	82.67	625	10.4	322.92	93.95
750	12.5	387.50	112.74	850	14.2	439.17	127.77
950	15.8	490.83	142.80	1070	17.8	552.83	160.84
1150	19.2	594.17	172.86	1285	21.4	663.92	193.16
1350	22.5	697.50	202.93	1500	25.0	775.00	225.47
1560	26.0	806.00	234.49	1710	28.5	883.50	257.04

potênci a constante			
Rotação (RPM)	Rotação (Hz)	Freq. Engr. Par 2 (Hz)	Freq. Engr. Par 1(Hz)
470	7.8	242.83	70.65
740	12.3	382.33	111.23
980	16.3	506.33	147.31
1200	20.0	620.00	180.38
1430	23.8	738.83	214.95
1650	27.5	852.50	248.02

Elaborou-se gráficos de espectro x viscosidade considerando apenas a banda da freqüência de engrenamento, como o gráfico da Figura 20 abaixo que considera a

aceleração axial , carga constante , óleo frio, 1600 RPM, engrenagem normal na banda da segunda freqüência de engrenamento.

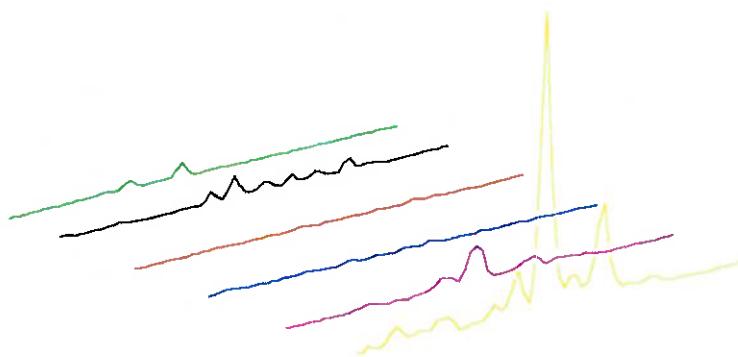


Figura 20- Aceleração axial , carga constante , óleo frio, 1600 RPM

A observação deste tipo de gráfico permite concluir que há realmente alguma relação entre a viscosidade e a amplitude da freqüência de engrenamento no caso das acelerações axiais. É fácil notar que quanto maior a viscosidade menor é o pico de freqüência. Vale ressaltar que isto só foi observado no caso do segundo par engrenado.

Diante da grande quantidade de informação a ser analisada, foi necessário criar uma nova forma de visualização de forma a poder observar melhor este comportamento.

O processo utilizado foi a integração da DEP em relação à freqüência em faixas que continham as freqüências de engrenamento, ou seja, procurou-se privilegiar a energia das freqüências de engrenamento.

Dois parâmetros são propostos:

- I_{pBf1} - Integral do espectro na banda da primeira freqüência de engrenamento
- I_{pBf2} - Integral do espectro na banda da segunda freqüência de engrenamento.

A Figura 21, apresenta um gráfico do parâmetro ipBf2 para a condição de carga constante, engrenagem normal e aceleração axial e a Figura 22 apresenta uma gráfico nas mesmas condições mas para aceleração vertical.

A Figura 23 apresenta a condição de carga constante, engrenagem normal, aceleração axial para uma engrenagem careada (apresentados em uma escala logarítmica, para melhor visualização) .

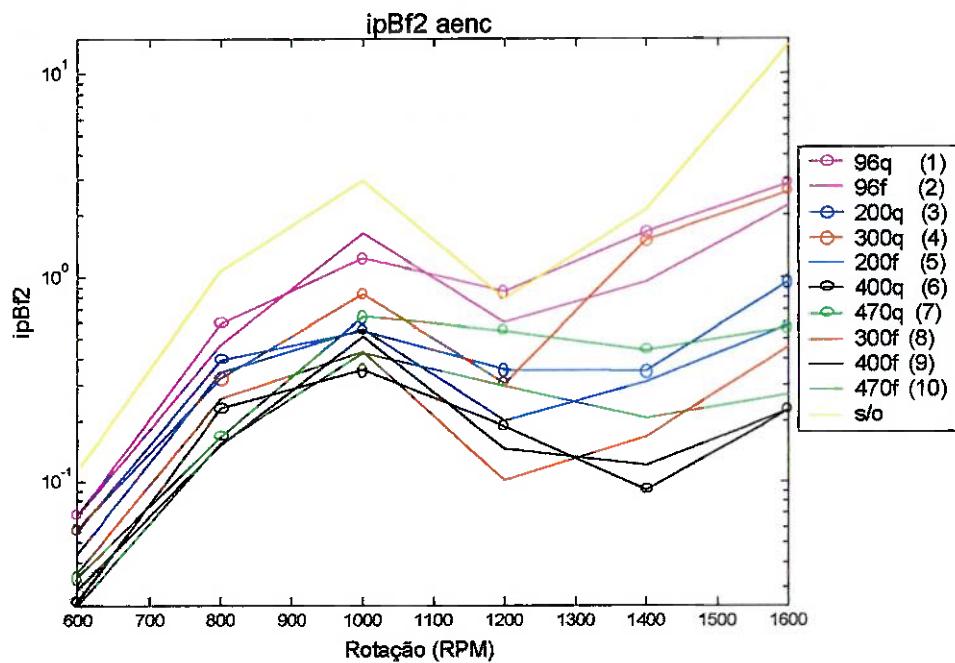


Figura 21- IpBf2-axial, normal, carga constante

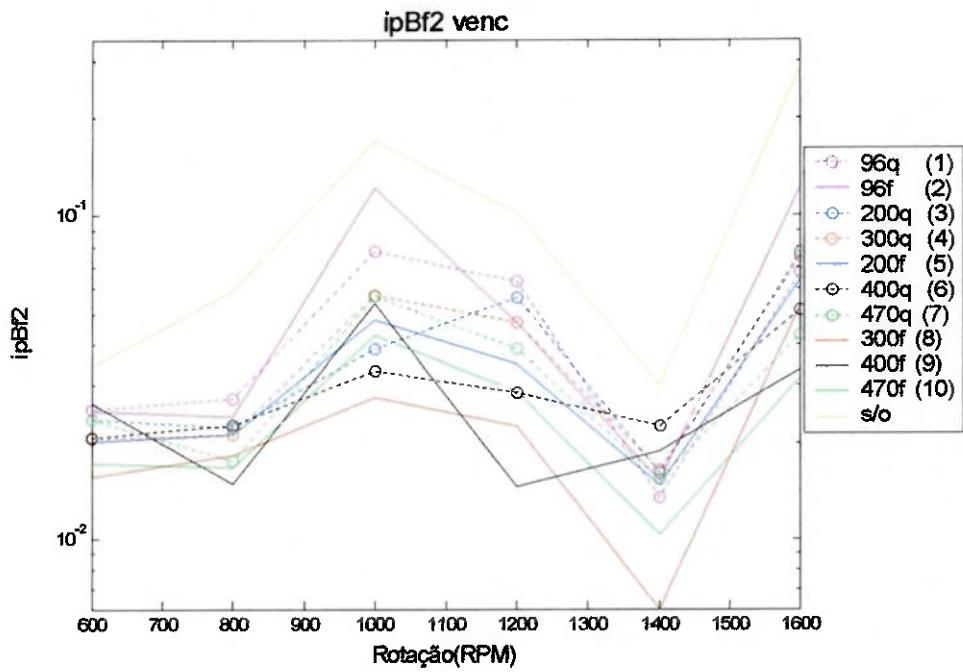


Figura 22- IpBf2-vertical, normal, carga constante.

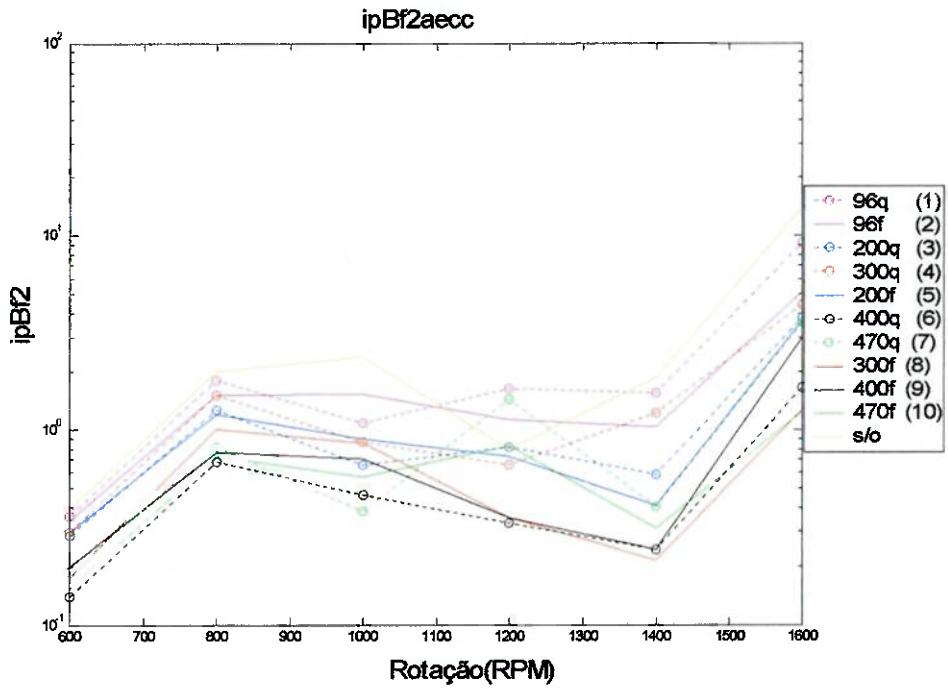


Figura 23- IpBf2-axial, careado, carga constante.

Da análise destes resultados se nota que o parâmetro ipBf2 axial permite ordenar a viscosidade em determinadas rotações, mas para outras rotações, embora a

correlação ainda exista, os resultados ficam comprometidos e não consistentes pois falham em diversas condições experimentais.

Este comportamento se repete no caso da aceleração vertical, mas o resultado é pior do que para o caso axial.

Nos dois casos a intensidade do parâmetro é afetada pela aplicação de carga. Para estes casos os resultado (a ordem com a viscosidade) é melhor do que nos casos sem carga. Isto é coerente pois as freqüências de engrenamento são intensificadas com a aplicação da carga.

A existência de um defeito na face do dente aumenta a intensidade do parâmetro, mas prejudica muito a ordem com relação a viscosidade.

O parâmetro I_{pBf1} não ofereceu informação relevante para identificação de viscosidade.

De forma geral, pode-se dizer que as freqüências de engrenamento são afetadas pela viscosidade do óleo, mas não de uma forma muito consistente em todas as condições experimentais testadas . Pode eventualmente servir para caracterizar a viscosidade dentro de certas condições experimentais específicas.

Espectro em função da Viscosidade

O objetivo maior desta análise foi tentar identificar uma freqüência ou uma banda que tivesse correlação com a variação de viscosidade. Para tanto foram analisados gráficos de espectro por viscosidade.

Considerando o espectro na banda total não foi possível identificar, de forma consistente, uma alteração em função da viscosidade.

Observando-se os espectros com mais cuidado foi possível observar que a banda de 2500 a 7000 Hz (sinal de aceleração vertical) apresenta uma clara tendência de conter mais energia quanto menor for a viscosidade.

Esta constatação está associada com a distribuição de todas as freqüências desta banda e não com uma freqüência em particular.

Convém salientar que esta banda é uma banda de baixa energia quando comparada ao espectro total.

A Figura 24 mostra um destes gráficos para a condição sem carga , 1600 RPM , óleo frio, engrenagem normal e aceleração vertical, um dos poucos casos em que esta banda aparece com um nível de energia considerável.

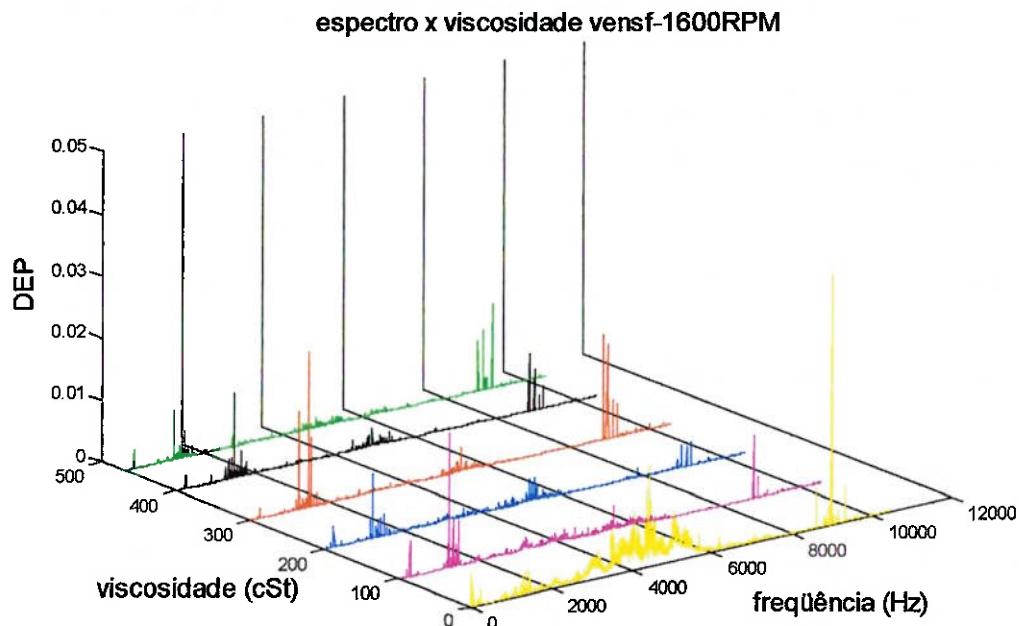


Figura 24- Espectro- Sem carga ,1600 RPM , óleo frio, normal vertical.

De forma a poder qualificar e verificar este comportamento, três novos parâmetros foram criados.

11.3. Parâmetros EB

Para verificar e ressaltar o real envolvimento da banda de 2400Hz a 7000Hz com a viscosidade, separou-se o espectro em três bandas de freqüência:

- Banda 1 (B1) – 0 a 2400 Hz
- Banda 2 (B2) – 2400 a 7000Hz
- Banda 3 (B3) – 7001 a 10000Hz

Para cada uma destas bandas, considerando todas as condições experimentais testadas, foi calculada a integral da densidade espectral de potência (em todo intervalo da banda considerada e utilizando-se o método numérico dos trapézios).

Estes parâmetros foram nomeados de: EB1, EB2, EB3 , para as bandas B1, B2 e B3 respectivamente.

As figuras (Figura 25, Figura 26, Figura 27) apresentadas a seguir mostram respectivamente os parâmetros EB1, EB2, EB3 para o caso da engrenagem normal, aceleração vertical e sem carregamento. Todos estão apresentados em função da rotação (para uma melhor visualização, foi adotada uma escala logarítmica).

Comparando este parâmetro entre as diferentes bandas pode-se observar claramente que a banda B2 contém maior a informação sobre a viscosidade do que as outras bandas consideradas (B1 e B3).

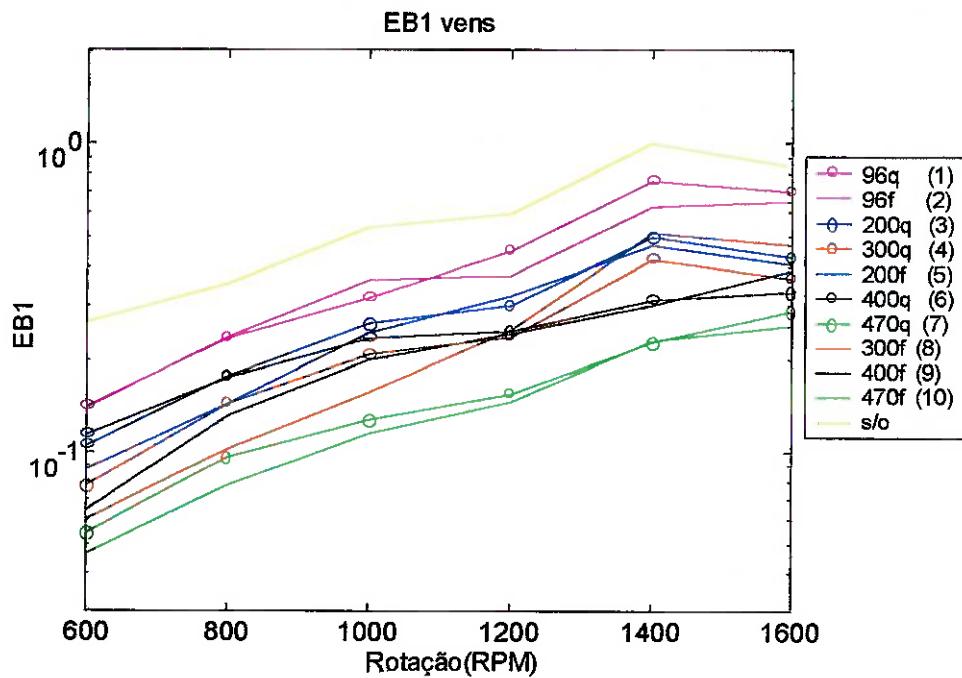


Figura 25- EB1-vertical, normal, sem carga

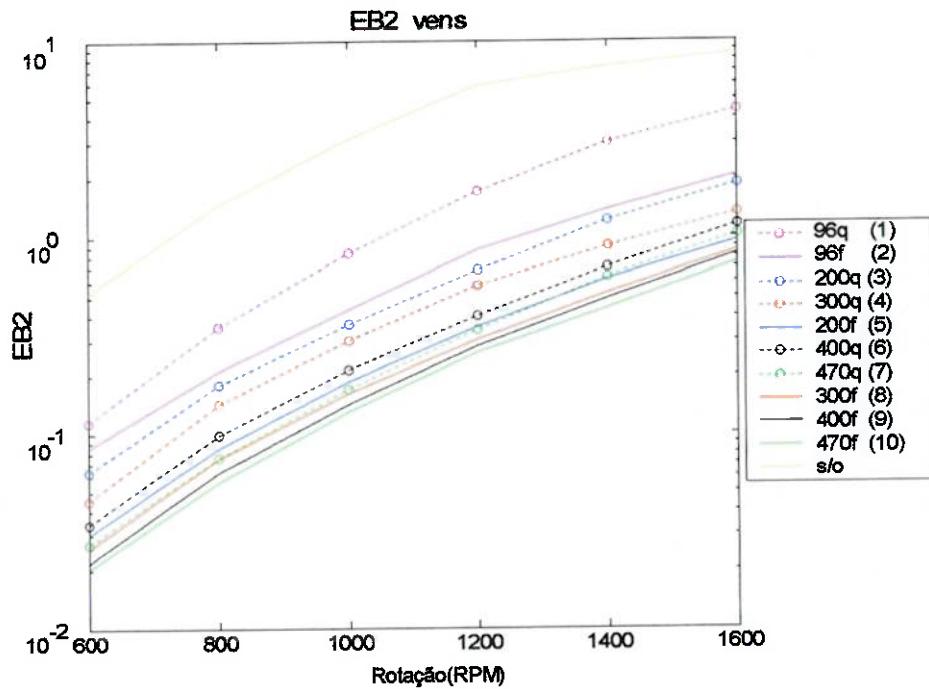


Figura 26- EB2-vertical, normal, sem carga

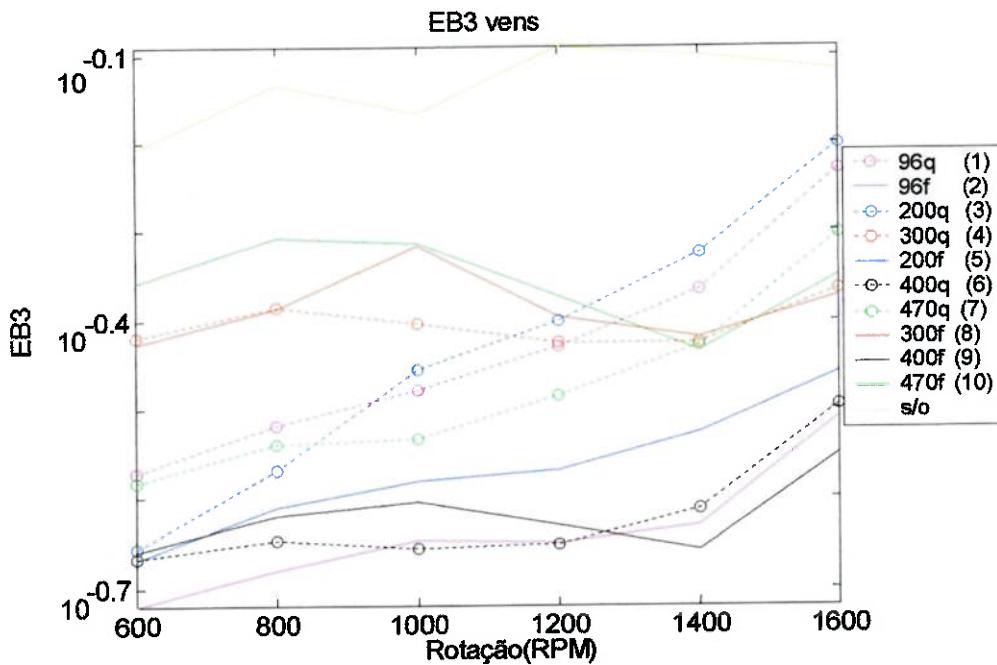


Figura 27- EB3-vertical, normal, sem carga.

Fica claro, pela observação das figuras (Figura 25, Figura 26, Figura 27)que, na banda B2 , os dados aparecem bastante ordenados em função da viscosidade em todas as condições de rotação consideradas.

É interessante também notar que, numa escala mono-log como a dos gráficos apresentados, há uma tendência a haver um igual espaçamento entre os valores dos parâmetros em todas as rotações. É possível perceber também que este fenômeno não se repete em nenhuma outra banda considerada.

Cabe ressaltar que o ordenamento é pior no caso de se utilizar toda a banda do sinal (0 a 10000Hz), apresentado no item 11.1.3 deste relatório. Convém observar que a integral da DEP numa banda e o RMS do sinal nesta banda são análogos.

Vale notar que a ordem de viscosidades é respeitada mesmo quando se considera um mesmo óleo em temperaturas diferentes, este fato é um forte indicativo de o parâmetro estar efetivamente relacionado à viscosidade e não à uma outra eventual característica do óleo.

Considerando os resultados apresentados na Figura 26 e comparando-se com os valores de viscosidade da Tabela 10 chega-se à conclusão de que o máximo erro observado entre a ordem esperada e a ordem obtida no gráfico é de 1,6% (em viscosidade) . Esta porcentagem foi nomeada de desvio do parâmetro.

11.3.1. Efeitos do carregamento sobre o EB2

O valor do parâmetro EB2 não é muito alterado com a aplicação de carga. No entanto, o carregamento tende a aproximar as linhas de viscosidade e desordenar algumas linhas tornando maiores os valores de desvios.

Este fato pode ser notado nas figuras (Figura 28, Figura 29) que apresentam os gráficos para engrenagem normal nas condições de carga constante e potência constante respectivamente. Vale destacar que permanece ainda uma boa correlação com a viscosidade.

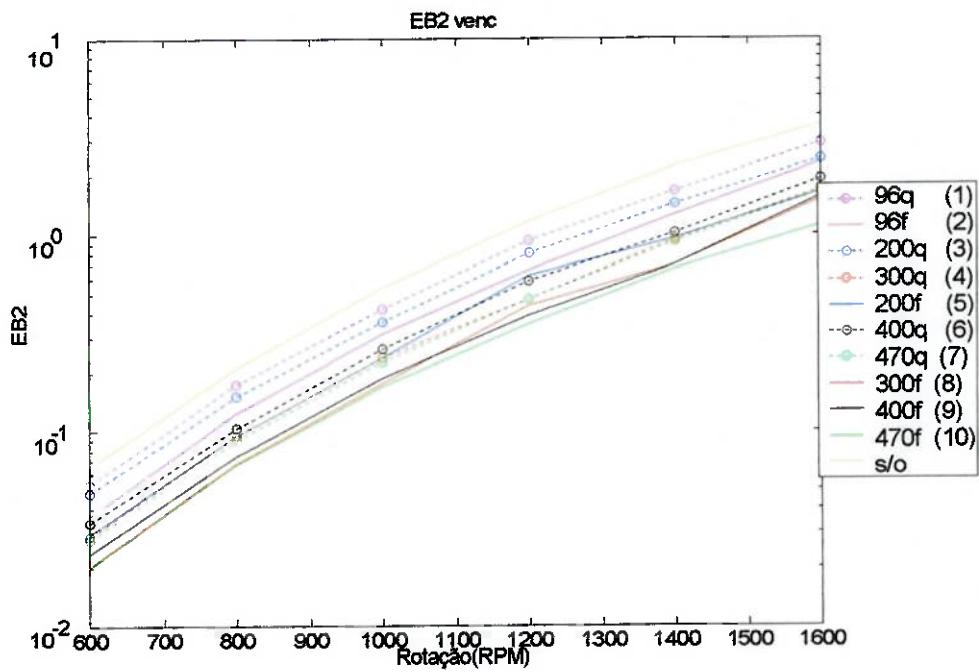


Figura 28- EB2-vertical, normal, carga constante

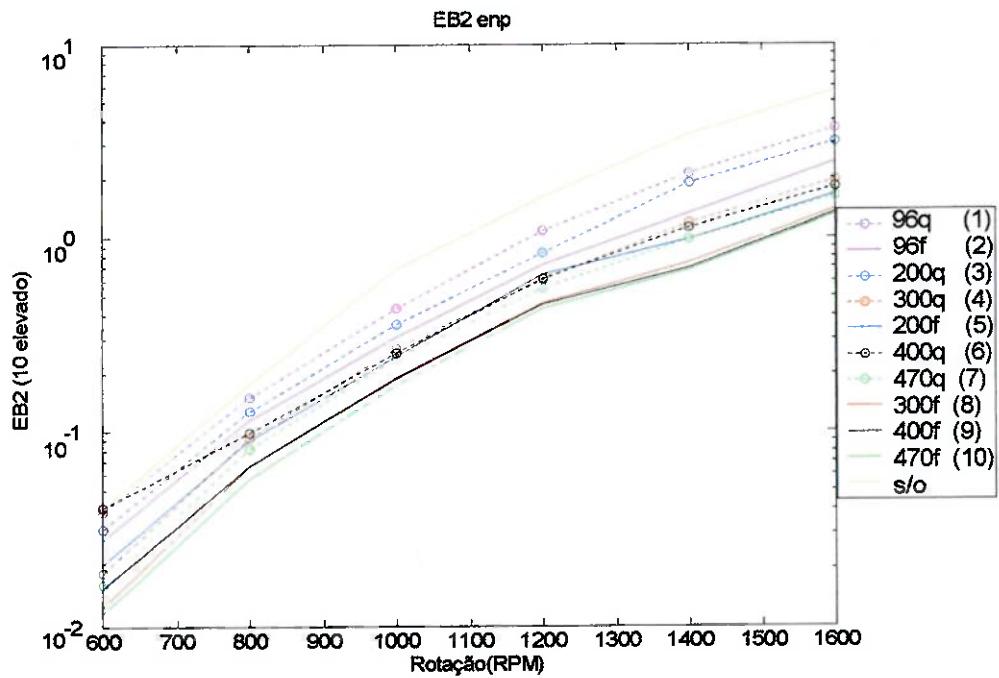


Figura 29- EB2-vertical, normal, potência constante.

Cabe ressaltar que, embora não ocorram alterações tão significativas dos valores do parâmetro EB2 há uma tendência de diminuir os valores com o aumento da carga. O mesmo fato foi observado para o RMS já discutido no item 11.1.3.

Ainda que com a aplicação de carga, as linhas do gráfico fiquem mais juntas e pioraram o ordenamento, o valor do desvio para os casos de carga e potência constante chega apenas 9,8% .

11.3.2. Efeitos da engrenagem defeituosa

No caso de engrenamento defeituoso (careado) o parâmetro EB2 não apresenta tão bons resultados como no caso de engrenagem normal.

Este fato é esperado uma vez que o defeito introduzido é um dano na superfície de contato justamente a superfície onde o lubrificante trabalha.

A Figura 30 ilustra este resultado mostrando o gráfico do EB2 para o caso de uma engrenagem careada na condição de carga constante. Nota-se também o aumento considerável dos valores do parâmetro para o caso da engrenagem defeituosa, indicando uma maior intensidade nesta banda. Este resultado é o mesmo em todas as condições de carga testadas.

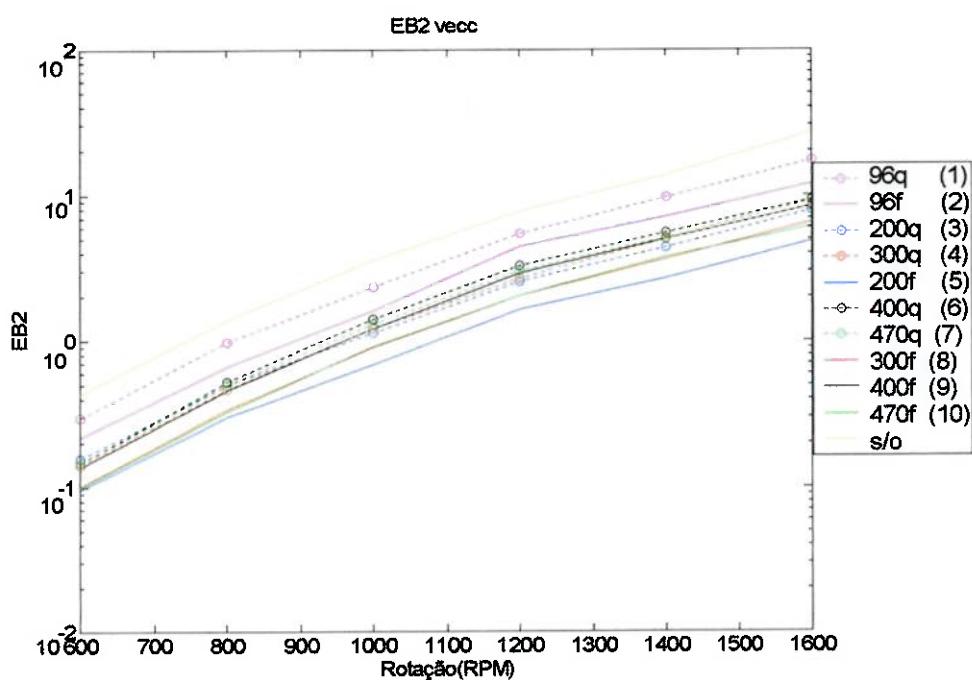


Figura 30- IB2-vertical, careado, carga constante

11.3.3. Análise geral do parâmetro EB2

De forma geral, comparando este parâmetro com todos os outros parâmetros e processos já apresentados, fica claro que o EB2 é, de longe, o que contém maiores e mais consistentes informações a respeito da viscosidade. Desta forma, uma vez que este parâmetro se mostra bastante relacionado com a viscosidade, isto é uma clara evidência de que a banda considerada está fortemente relacionada com a lubrificação.

Os desvios observados, não são significativos, além de bastante pequenos (cerca de 10%, para o pior caso) deve ser levado em conta que a viscosidade é fortemente dependente da temperatura e, embora esta tenha sido mantida em torno das temperaturas indicadas, há variações de até 1°C (como pode ser verificado no Anexo 3 deste relatório que apresenta todas as condições experimentais). A análise de óleo mostrou que esta variação pode significar alterações da ordem de 20% na viscosidade do óleo (dependendo do óleo).

É também importante notar que na grande maioria das condições testadas o parâmetro ordena perfeitamente a viscosidade dos óleos utilizados.

Vale assim ressaltar a consistência do parâmetro em todas as condições experimentais de rotação mantendo sempre uma subida regular e apenas trocando a ordem no caso de um ou dois óleos com viscosidade muito próximas e em algumas rotações.

A atuação do parâmetro também é consistente com a carga pois há pouca alteração nos seus valores para cargas diferentes. Isto indica que, se a viscosidade está sendo monitorada, uma pequena alteração da carga não poderá causar um diagnóstico da viscosidade muito errado.

O estudo de caso de engrenamento danificado permite analisar a possibilidade de se distinguir entre uma variação de viscosidade em um caso de surgimento de danos superficiais. Ambos afetam o parâmetro EB2, mas a kurtosis, por exemplo, só é afetada pelo dano superficial (como foi visto na análise da kurtosis item 11.1.2). Assim a análise conjunta de vários parâmetros permite um diagnóstico.

Cabe lembrar que, da análise de espectro por rotação, a banda B2, não apresenta um deslocamento de posição com o aumento de rotação. Isto é importante para a análise das causas da banda pois indica que esta banda deve estar relacionada

a uma série de freqüências naturais . O fato de ser uma banda constituída de freqüências naturais também é importante em termos de diagnóstico pois indica que o parâmetro deve ser eficiente mesmo para rotações diferentes das rotasões testadas.

12. SISTEMA DE MONITORAMENTO DE DEGRADAÇÃO DE LUBRIFICANTE EM CAIXAS DE ENGRENAÇÕES – SILUBEN

Apresenta-se neste capítulo a metodologia que compõe o Sistema de monitoramento de degradação de lubrificantes para caixas de engrenagens via análise de vibração- SILUBEN. Deve ficar claro que esta metodologia se aplica a qualquer máquina rotativa cujos efeitos da lubrificação possam ser identificados.

No entanto, no escopo deste trabalho, trataremos da metodologia a ser especificamente aplicada a esta caixa de engrenagens.

Em princípio, este processo deve começar logo após o redutor estar montado com um óleo novo, ou um óleo recém analisado de forma que se possa estabelecer um parâmetro de comparação (em termos de manutenção preditiva é fundamental estabelecer uma base-line).

12.1. Coleta de dados e condicionamento.

Os dados deve ser coletados por um acelerômetro posicionado verticalmente sobre o redutor, o nível de ruído deve estar abaixo de 10%.

Se possível o sinal deve ser analogicamente filtrado por um filtro passa-banda no intervalo de 2000 a 7500Hz . Embora tenhamos obtido bons resultados sem a filtragem, este procedimento provavelmente irá aumentar significativamente a sensibilidade do método.

O sinal deve ser condicionado e amplificado (a maior amplificação permitida pela placa digitalizadora) antes de ser digitalizado.

Como o parâmetro é sensível à velocidade de rotação, esta também deve ser monitorada. É desejável que este monitoramento seja feito através de um sinal de encoder posicionado no eixo do redutor (desta forma o sinal de velocidade fica armazenado digitalmente para uma futura observação), mas bons resultados podem ser obtidos monitorando a velocidade de qualquer outra forma desejada.

Um fator também importante e que deve ser monitorado é a temperatura do óleo na caixa de engrenagens, pois a viscosidade é muito sensível a variações de temperatura.

Devem ser coletadas diversas amostras do sinal de vibração (pelo menos 10 amostras com duração de 2s) preferivelmente com pequenos intervalos de tempo entre uma amostra e outra para que qualquer influência transitória possa se dissipar nas médias espectrais. Este processo é particularmente importante para ser estabelecida a baseline.

Como já foi discutido, não é necessário (para este processo) que seja utilizado um trigger na aquisição, ou seja, não é necessário garantir a mesma sincronia de fase em todos os sinais coletados.

12.2. Digitalização e processamento.

O processo de digitalização deve respeitar a freqüência de Nyquist. Uma boa digitalização, neste caso, deve envolver freqüências de amostragem da ordem de 20kHz.

O processamento deve inicialmente converter os sinais para unidades de vibração de forma que todos os sinais a serem comparados estejam na mesma base.

A seguir deve ser calculada a densidade espectral de potência de cada sinal utilizando: 7000 pontos para cálculo da FFT , 7000 pontos de janela e sem recobrimento.

Deve ser feita a média entre todas as densidades espectrais calculadas.

Este sinal médio deve ser numericamente integrado, na banda de 2500 a 7000Hz , utilizando-se o método dos trapézios.

O resultado desta integração é o parâmetro que deve ser comparado.

12.3. Análise do resultado obtido.

A simples comparação do parâmetro EB2 com um resultado anterior (baseline) não indica necessariamente uma alteração das condições de lubrificação. Para que esta afirmação possa ser feita devemos proceder a algumas verificações preliminares.

A velocidade de rotação deve ser comparada com aquela utilizada durante a coleta de dados da base-line. Se a velocidade for superior espera-se naturalmente um aumento do valor do parâmetro sem que signifique um aumento de viscosidade.

A temperatura deve ser monitorada. Se esta for diferente da temperatura durante a coleta de dados da base-line, ocorre uma natural alteração de viscosidade sem que necessariamente isto represente uma degradação das propriedades do lubrificante.

Devemos levar em conta que irregularidades superficiais tendem a aumentar os valores deste parâmetro.

Como já foi visto, a kurtosis é pouco afetada pela viscosidade e bastante afetada pelas irregularidades superficiais. Assim a kurtosis deve ser observada numa primeira fase da análise. Se houver uma alteração do parâmetro e uma significativa alteração da kurtosis, deve-se desconfiar de um defeito superficial no dente da engrenagem. Se o parâmetro EB2 (Item 11.3) é afetado sem que a kurtosis seja significativamente alterada então deve estar ocorrendo uma alteração nas propriedades do lubrificante.

A Figura 31_Esquema do sistemaapresenta um esquema do sistema.

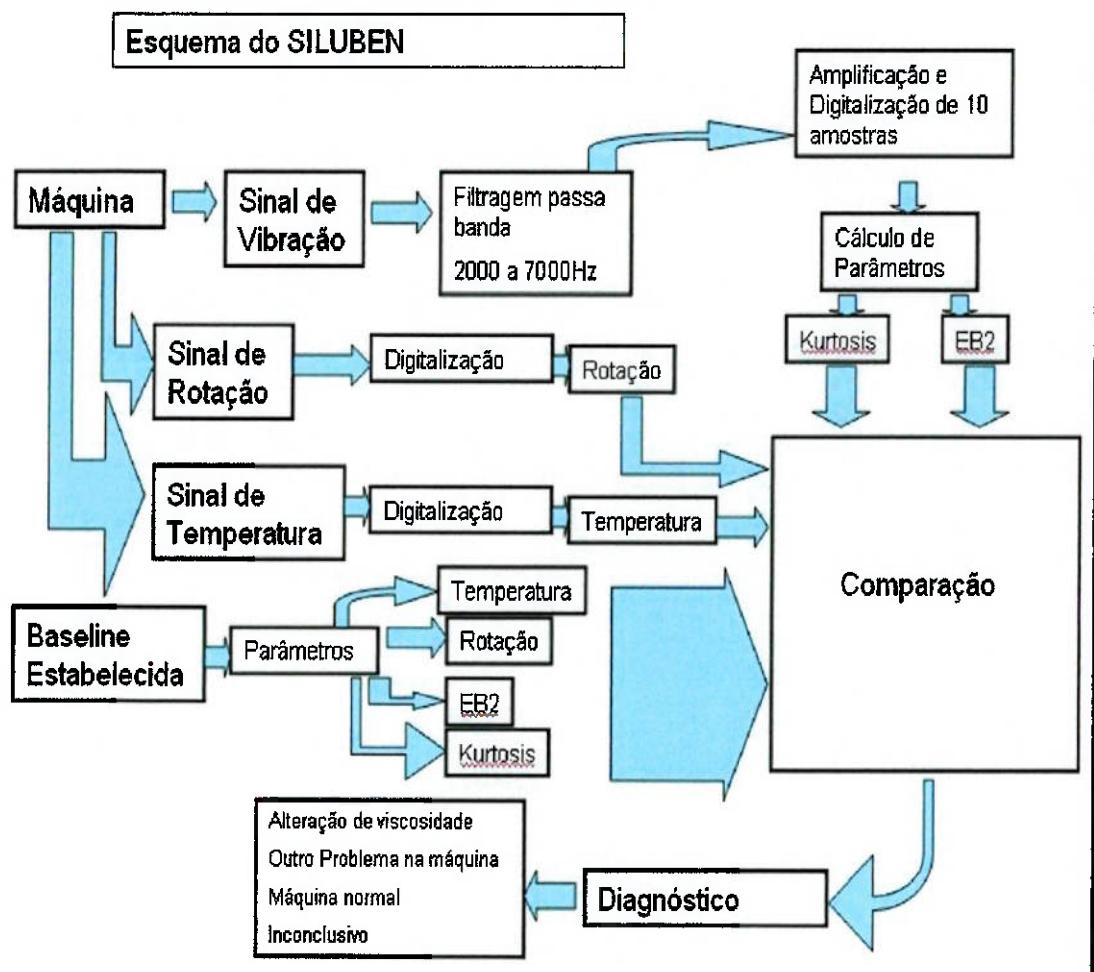


Figura 31_Esquema do sistema

13. CONCLUSÃO

É possível, através dos sinais de vibração, monitorar variações de viscosidade do óleo lubrificante utilizado na caixa de engrenagens.

A banda de freqüência de 2400 a 7000 Hz do sinal vertical (banda B2) é a que melhor caracteriza a viscosidade. Esta banda não é afetada pela carga, mas é bastante afetada pelas irregularidades superficiais do dente (caracterizadas pelos engrenamentos careados).

A intensidade da banda B2 sobe regularmente com a rotação mas sua composição espectral não depende da velocidade de rotação (a banda não se move com a rotação).

O parâmetro proposto para detecção de alteração de viscosidade, EB2, e que reflete a energia da banda B2, é bastante consistente e robusto para variações de carga e rotação e apresenta apenas pequenos desvios em relação ao ordenamento esperado das viscosidades. Um indicativo do bom funcionamento deste parâmetro é o fato de sempre distinguir, com bastante facilidade (pois atribui valores bastante diferentes), qualquer óleo nas condições frio e quente.

De forma geral o RMS, como era esperado, tende a aumentar com a diminuição da viscosidade. No entanto este comportamento não é consistente, falhando em diversas condições experimentais importantes. Um bom exemplo disto ocorre quando o valor do RMS do sinal de vibração tomado quando o óleo estava frio é maior que o RMS do sinal tomado quando o mesmo óleo estava quente (viscosidade menor).

Com a aplicação de carregamento externo o RMS apresenta resultados ainda piores chegando inclusive a não detectar o caso do redutor sem óleo (crítico em se tratando de lubrificação).

O estudo das amplitudes das freqüências de engrenamento, assim como o caso do RMS, também não foi útil para identificação de viscosidade Embora estas freqüências apresentem um comportamento aparentemente ligado a viscosidade (especialmente o sinal do segundo par engrenado, sobre o qual estavam posicionados os acelerômetros) este comportamento não se mantém de forma consistente para boa parte das condições experimentais testadas.

A utilização de médias temporais (técnica Tm) apresentou resultados piores aos obtidos quando realizamos médias de parâmetro (técnica A).

Os parâmetros estatísticos como Kurtosis e Skewness não apresentam grandes mudanças com a viscosidade. Vale notar que a Kurtosis, em particular, é capaz de diferenciar a engrenagem careada em todas as condições experimentais e não é afetada pela viscosidade.

A variação de viscosidade modula a energia na banda B2. No entanto esta composição espectral não é originada por um fenômeno ligado a viscosidade pois está presente no caso do redutor sem óleo.

Em trabalhos futuros se pretende estudar os efeitos da viscosidade sobre outra caixa de engrenagens assim como outros equipamentos (como rolamentos por exemplo). Isto é importante pois se alterações de viscosidade puderem ser detectados em outros equipamento, utilizando a mesma banda , ou a mesma metodologia, significaria que o parâmetro pode ser generalizado.

14. BIBLIOGRAFIA

1. Almeida , R G ; Vicente , A S ; Padovese, L R; 2001, *New Technique For Evaluation of Global Vibration Levels in Rolling bearings*, Anais do Cobem 2001.
2. Almeida, R G; Vicente A S ;. Maru M. M.; Padovese, L R; 2001, *Vibration Analysis in Gearbox with Two Different Types of Lubricants*, Anais do PACAM 2001.
3. Arruda, J.R.F; *Comparando Laranjas com bananas*, Revista de acústica e Vibrações n° 23 , junho/99.
4. Bartz, W. J. ; *Lubrication of gearing*; Mechanical engineering Publications Limited, 1993.
5. Bo, J. ; *Thin Film Lubrication of real surfaces*; Tribology international, 33, 2000.
6. Boes, D. C.; Graybill, F. A.; Mood, A. M.; 1974, *Introduction to the Theory of Statistics*, 3rd. Ed., McGraw-Hill.
7. Campbell W S; Jacopini J ; *Suction Roll Pilot Bearing Failure Due To Inadequate Lubrication* ; Vol 77 , numero 12 Tappi Journal.
8. Carreiro, R. P.;Moura, C.R.S.; *Lubrificantes e Lubrificação*;
9. Celik, M. ; *A comparison of three teeth and whole body models in spur gears analysis*; Mechanism and machine theory, 34, 1227-1235, 1999.

10. Courrech J; *Análise do envelope para detecção efetiva de defeitos em rolamentos- Verdade ou Ficção?*, Revista UPTIME ,nº 1 ,2000, vol 8.
11. Dorinson, A; Ludema, K; 1997, *Mechanics and Chemistry in Lubrication; Tribology series* , 9 , Elsevier 1985.
12. Dowson, D.; *Elastohydrodynamic and micro- elastohydrodynamic lubrication; Wear* , 125-138,January 1995.
13. East, W; *Predictive Maintenance Can Solve Gear Problems*; Foundry Management and technology, august 1989.
14. Gerges, S. N. Y. ;*Análise de cepstrum para identificação de falhas em elementos de máquinas*; Revista da Abramam.
15. Jennings, I.D.; *Predictive Maintenance for Process Machinery*; Mining Technology, April, 1990.
16. Jones, R. M. ;*A guide to interpretation of machinery vibration -part1*; Sound and Vibration, May,1994
17. Kapur K.C.; Lamberson L.R.; *Reliability in Engineering Design* ; John Wiley & Sons ,1977
18. Kasuba, R.; Evans, J. W.; *an extended model for determining dynamic loads in spur gears*; Transactions of the ASME ,vol 103, abril 1981.
19. Kazunori, I; Hirano, F; *Dynamic behavior of heavy loaded spur gears*; Journal of Engineering for industry, may 1974.
20. Kimura Y; *Maintenance Tribology: its significance and activity in Japan*; Wear 207, 1997, 63-66

21. Lingard S.; Yu C. W.; Yau C. F.; *Slides wear studies using acoustic emission*; Wear, 162-164, 1993.
22. Macfadden, P. D.; Cook J. G.; *Decomposition of gear vibrations signals by generalized s transform*; Mechanical Systems and signal Processing, 13,691-707,1999.
23. Massouros, G., P.; *Normal vibrations of a plain bearing working under boundary lubrications conditions*; Tribology international, October,1983.
24. Matusheski B.; *Achieving Maximum Benefit from CMMS Data*; Applied Technology Publications, Inc, novembro de 2000
25. Pachaud, C.; Salvatet, R.; Fray, C.; *Crest Factor and Kurtosis Contributions to Identify Defects Inducing Periodical Impulsive Forces*, Mechanical Systems and Signal Processing, June, pages 903-916.
26. Padovese L R; *Using acoustic noise for fault classification in gearbox*; Anais do COBEM 1999.
27. Padovese, L. R.; *Automatização de Diagnóstico de Falhas em Plantas Industriais*; 2002, 142 p., Tese de Livre Docência, EP-USP.
28. Pedro F. F. ; *Emissão acústica na manutenção preditiva e preventiva*; Mundo mecânico , abril, 1988.
29. Pinkus, O.; *A Brief History of the Theory of Hydrodynamic Lubrication*; *Transactions of ASME*, Vol. 109,pg. 3, January, 1987.
30. Proakis, J.G; Manolakis, D.G.; 1996, *Digital Signal Processing*, 3rd Ed., Prentice Hall.

31. Pupaza, D. ;Beynon, J. H. ; *The use of vibration monitoring in detecting the initiation and prediction of corrugations in rolling-sliding contact wear;* Wear, 175-183, 1994.
32. Satter, M. A.; Ebadi A. R. ; *Wear of gears: a case study at shiraz Cement Plant;* Wear, 162-164 , 1993.
33. Silva, A., "Detecção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos" ; Tese de Doutorado, EESC-USP ,1999.
34. Smith, J. D.; *Continuous Monitoring of Smith Shocks After Lubrication Failure;* Proceedings of the institute of Mechanical Engineers, 1995, vol 209 , pages 17-29.
35. Soom, A.; Kim, C.; *Roughness-Induced Dynamic Loading at Dry and Boundary-Lubricated Sliding Contacts;* Journal of Lubrication Technology, October, 1983.
36. Su, Y T; Sheen Y T ; Lin M H 1992; *Signature Analysis of roller bearing vibrations: lubrication effects* ; *Journal of mechanical engineering science , Vol. 206*
37. Swanson L; *Linking maintenance strategies to performance;* International Journal of production economics, 70 (2001), pgs 237244
38. Tandon N; *A Comparison Of Some Vibration Parameters For the Condition Monitoring Of Rolling Element Bearings;* Measurements 12, 1994, pages 285-289.
39. Tandon, N.; Choudhury, A.; 1999, *A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings;* Tribology International, Vol.32, May, pages 469-480.

40. Taylor, J I; 2000, *The Gear Analysis Handbook*, VCI editors, United States.
41. Wismer, N J; 1997, *Time Domain Averaging Combined With Order Tracking*, Brüel and Kjaer application Notes
42. I Workshop Desafios, Expectativas e Experiências na Produção e Utilização de Lubrificantes: Uma Abordagem Cooperativa, Novembro de 2000, São Paulo, Anais, ISBN 85-86686-12-3, Coordenação: Prof. Dr. Linilson R. Padovese e Prof. Dr. Amilton Sinatra

Anexo 1

Fotos da bancada e instrumentação

FOTOS E DETALHES DO EQUIPAMENTO UTILIZAMENTO**Bancada**

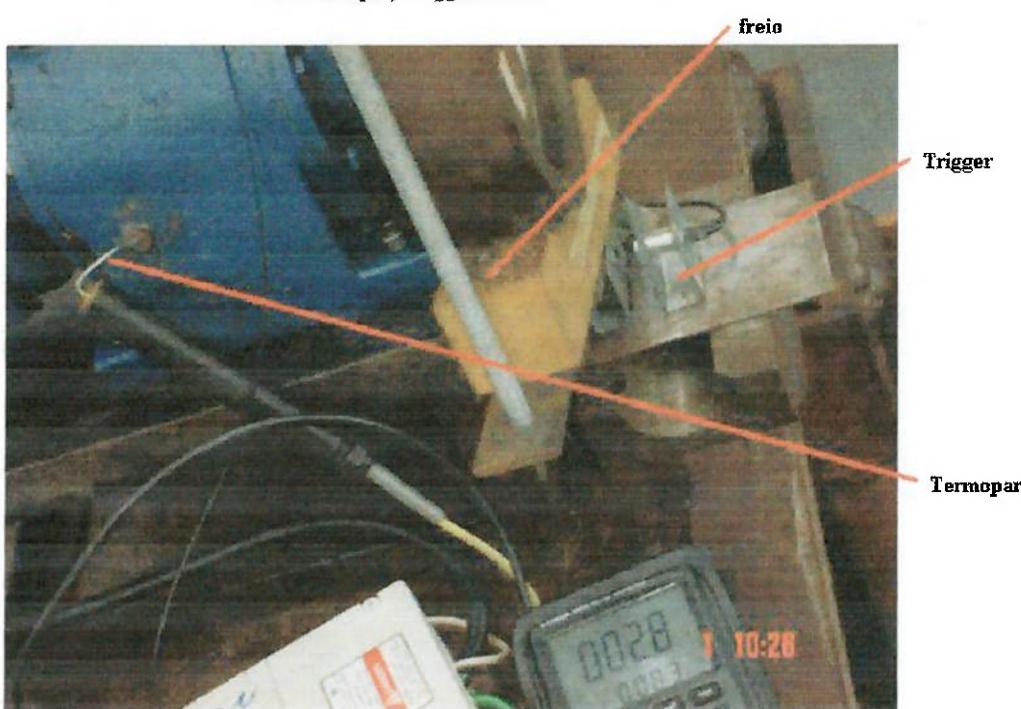
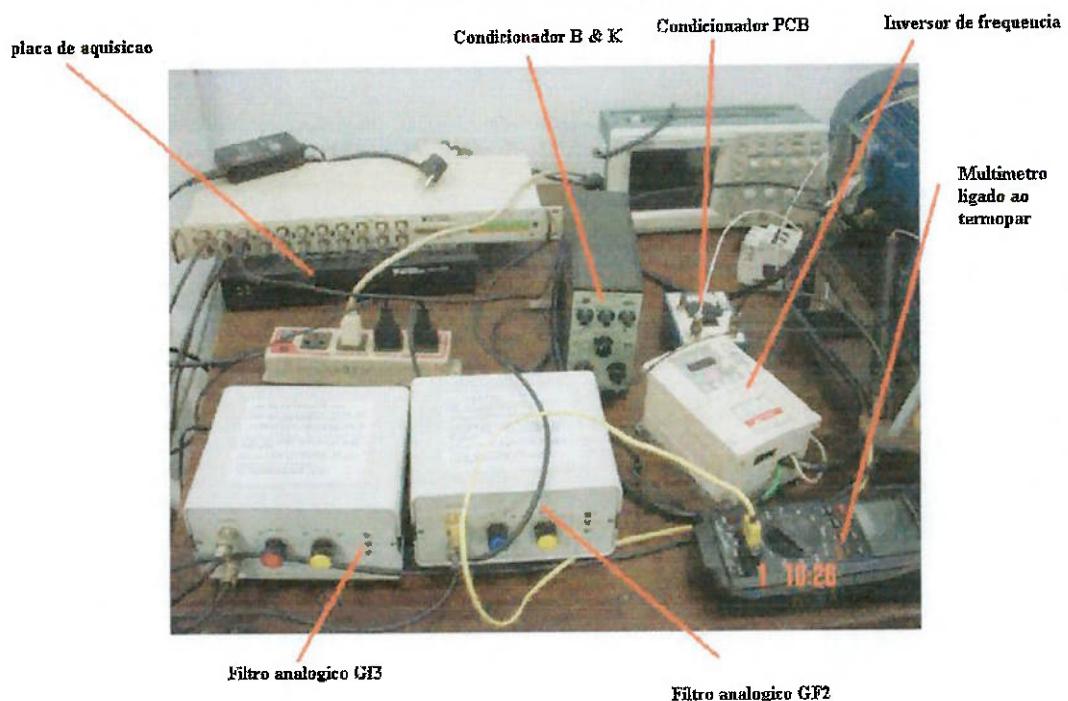
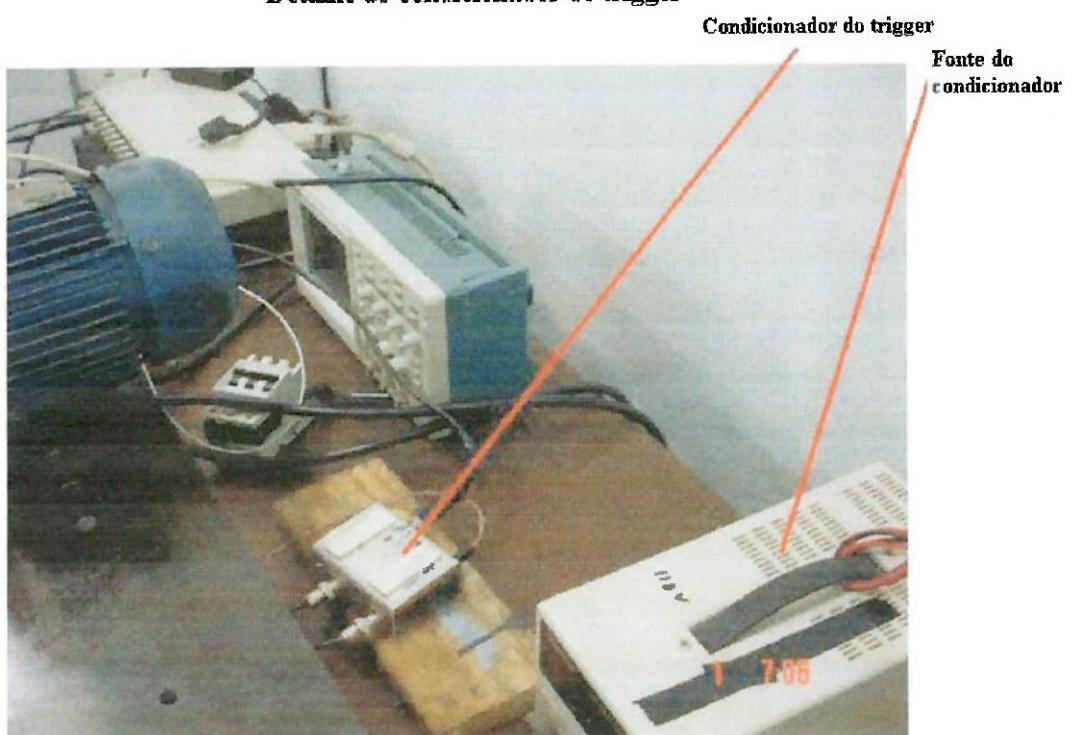
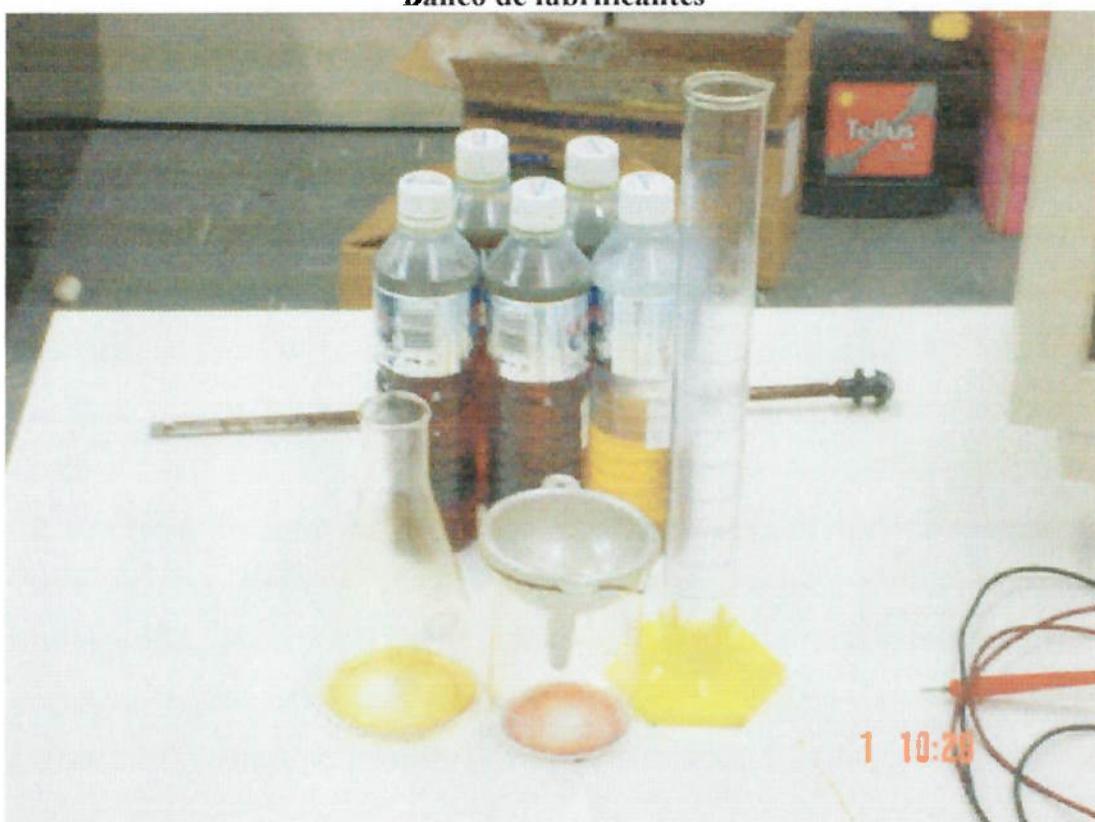
Detalhe dos acelerometros**Acelerometro PSB axial****Acelerometro B&K vertical****Foto termopar, trigger e freio**

Foto com detalhe da instrumentação**Detalhe do condicionador do trigger**

Sistema de aplicação de carga



Banco de lubrificantes



Anexo 2

Características dos Óleos Utilizados

CERTIFICADO DE ENSAIO
GERÊNCIA INDUSTRIAL
TECNOLOGIA DE LUBRIFICANTES

Av. Fabor, s/n - Campos Elíseos
Duque de Caxias - RJ - 23225-030

CERT 012799PR-A

Fone:(021) 677-3231
Fax:(021) 677-3173

Produto: Lub. Ind. OB 100
Origem: Tanque:4299

Data de Amostragem: 14/09/2001

Número Amostra: 012799PR-A
Batchada: 2799-1
Recebimento: 14/09/2001

Ensaios	Método	Resultado
Viscosidade Cinemática 40°C	ASTM D-445	96.93 cSt
Viscosidade Cinemática 100°C	ASTM D-445	10.96 cSt
Índice de Viscosidade	ASTM D-2270	97
Cor ASTM	ASTM D-1500	2
Densidade 20/4°C	ASTM D-4052	0.8837
Água por Crepitação	BR-10.00/17	Ausente
Aparência Visual	Visual	Límpido
Índice de Acidez Total	ASTM D-974	0.01 mgKOH/g
C.L.C. (3h, 100°C)	ASTM D-130	1a
Ponto de Fluidez	ASTM D-97	-3 °C
Ponto de Fulgor COC - Aut.	ASTM D-92	266 °C

Parecer Técnico:

Produto liberado para venda.

Os resultados se referem somente à amostra analisada

Emitente: Luzia Sant'Anna

CRQ/CREA: 03415713

Data de Emissão: 14/09/2001



PETROBRAS
DISTRIBUIDORA S.A.

CERTIFICADO DE ENSAIO

GERÊNCIA INDUSTRIAL
TECNOLOGIA DE LUBRIFICANTES

Av. Fabril, s/n - Complexo Elísio
Duque de Caxias - RJ - 25225-030

CERT 012892PR-A

Fone:(021) 677-3231
Fax.(021) 677-3173

Produto: Parafínico Bright Stock
Origem: Tanque:4300

Data de Amostragem: 17/09/2001

Número Amostra: 012892PR-A
Batchada: 2892-1
Recebimento: 17/09/2001

Ensaios	Método	Resultado
Viscosidade Cinemática 40°C	ASTM D-445	476.1 cSt
Viscosidade Cinemática 100°C	ASTM D-445	31.00 cSt
Índice de Viscosidade	ASTM D-2270	95
Cor ASTM	ASTM D-1500	L4.5
Densidade 20/4°C	ASTM D-4052	0.9000
Água por Crepitação	BR-10.00/17	Ausente
Aparência Visual	Visual	Límpido
Índice de Acidez Total	ASTM D-974	0.01 mgKOH/g
C.L.C. (3h, 100°C)	ASTM D-130	1a
Ponto de Fluidez	ASTM D-97	-3 °C
Ponto de Fulgor COC - Aut.	ASTM D-92	316 °C

Parecer Técnico:

Produto liberado para venda.

Os resultados se referem somente à amostra analisada

Elizabeth Mastrianni Paiva

Emitente: Elizabeth Mastrianni Paiva

CRO/CREA: 03413266

Data de Emissão: 17/09/2001



Tribolab

RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000005.000001

Data da coleta: 12/04/2002

Máquina..... OB 96

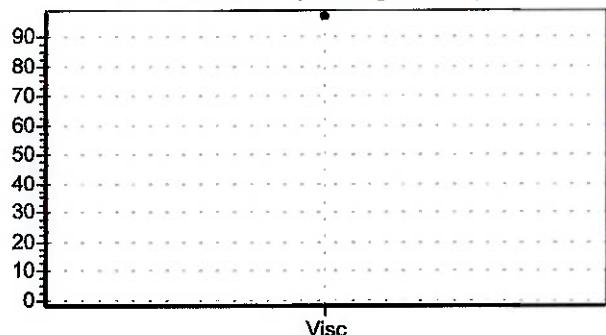
Ponto de coleta.. REDUTOR

Data do exame: 06/05/2002

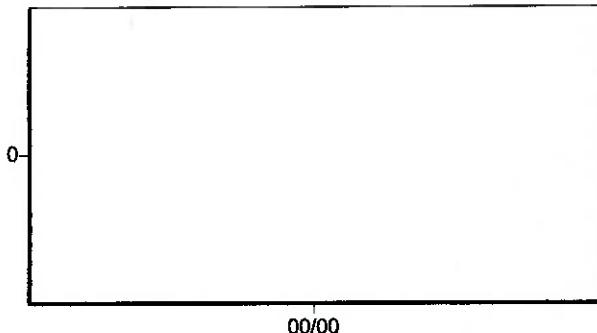
Lubrificante..... ÓLEO BÁSICO 96

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



TAN & TBN (mgKOH/g)



RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	97,2
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	10,8
Índice de Viscosidade (IV).....	94
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm³).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Visc.30 °C Calculada	171,9 cSt
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Óleo novo sem uso.

Resultados espectrométricos: Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 0ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm, Ca= 4ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 1ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS**

Código Tribolab... 002407.000005.000001

Data da coleta: 15/04/2002

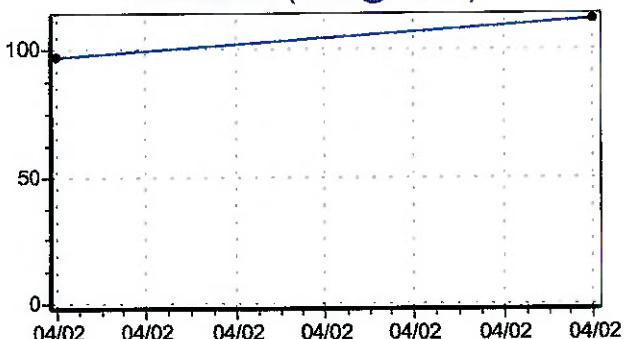
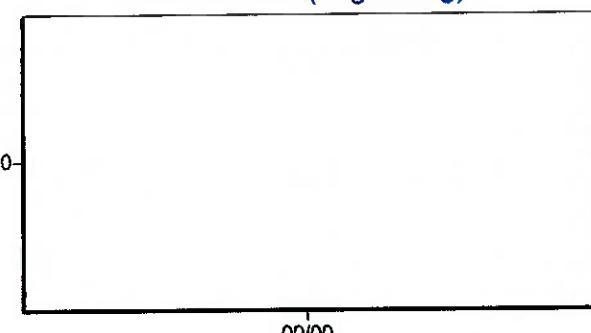
Máquina..... OB 96

Ponto de coleta.. REDUTOR

Data do exame: 06/05/2002

Lubrificante..... ÓLEO BÁSICO 96

Recomenda-se.... VIDE COMENTÁRIOS ABAIXO

Viscosidade (cSt @ 40 C)**TAN & TBN (mgKOH/g)****RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	112
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	11,4
Índice de Viscosidade (IV).....	86
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm³).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Visc.30 °C Calculada	203,2 cSt
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: O óleo foi utilizado apenas por tempo suficiente para a estabilização da temperatura e coleta de sinais vibracionais.

Resultados espectrométricos: Fe= 1ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 1ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm, Ca= 3ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 0ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm.

Os resultados sugerem que o tempo de uso e/ou cargas aplicadas não foram suficientes para alterações significativas na presença de partículas de desgaste. As variações observadas (metais e viscosidades) podem advir de simples contaminação entre trocas de cargas de óleo sem flushing rigoroso (não objeto do experimento).



Tribolab

RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000006.000001

Data da coleta: 05/10/2002

Máquina..... OB 440 + OB 96

Ponto de coleta.. NOVA MISTURA DE ÓLEO - ISO 200

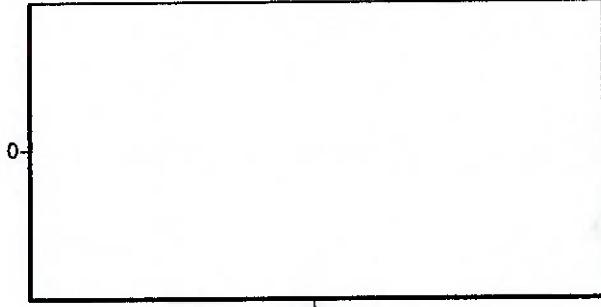
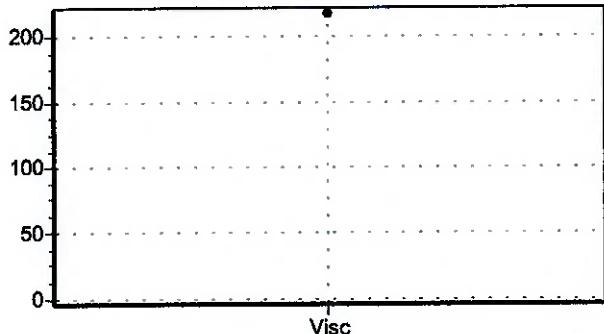
Data do exame: 14/11/2002

Lubrificante..... OB-440 + OB 96

Recomenda-se.... VIDE COMENTÁRIOS ABAIXO

Viscosidade (cSt @ 40 C)

TAN & TBN (mgKOH/g)



00/00

RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	217
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	
Índice de Viscosidade (IV).....	
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm³).....	
Viscosidade @ 30°C	358

Outros ensaios..... (vide abaixo)

Cliente informa: misturou estes 2 óleos para obter um ISO-220.

Limitamo-nos a reportar os resultados dos ensaios solicitados.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS**

Código Tribolab... 002407.000002.000001

Data da coleta: 15/04/2002

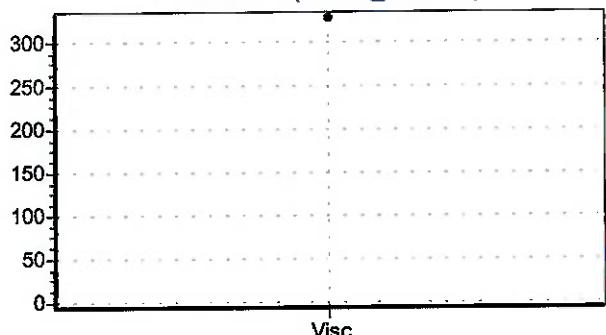
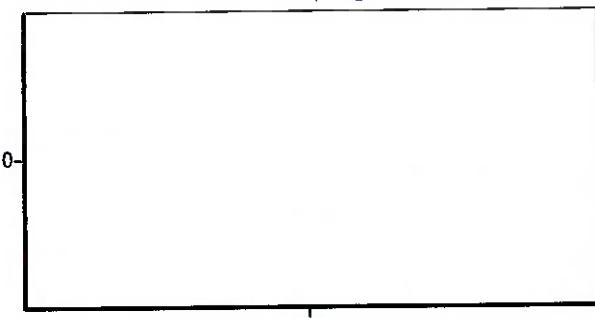
Máquina..... OB 300

Ponto de coleta.. REDUTOR

Data do exame: 06/05/2002

Lubrificante..... MISTURA DE BÁSICOS

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)**TAN & TBN (mgKOH/g)****RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt)..... 327,9

Viscosidade a 100 °C (cSt)..... 23,9

Índice de Viscosidade (IV)..... 93

Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....

Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....

Teor de água

Insolúveis em pentano (%).

Contagem de partículas.....

Densidade (g / cm³).

Visc.30 °C Calculada 643,1 cSt

Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: Óleo resultado de mistura de básicos.



Tribolab

RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000003.000001

Data da coleta: 15/04/2002

Máquina..... OB 400

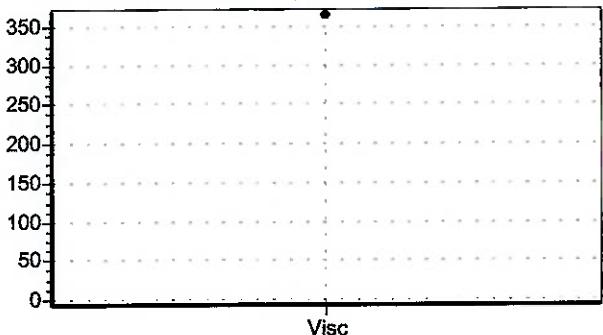
Ponto de coleta.. REDUTOR

Data do exame: 06/05/2002

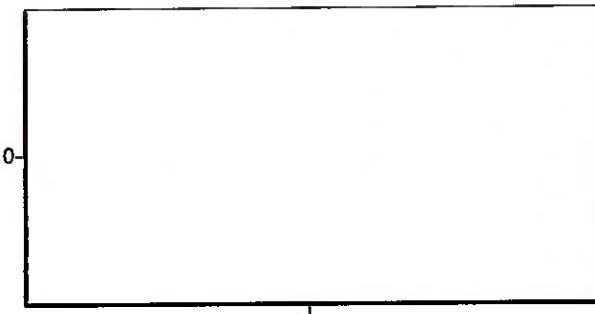
Lubrificante..... MISTURA DE BÁSICOS

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



TAN & TBN (mgKOH/g)



RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt)..... 364,5

Viscosidade a 100 °C (cSt)..... 30,1

Índice de Viscosidade (IV)..... 115

Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....

Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....

Teor de água

Insolúveis em pentano (%).....

Contagem de partículas.....

Densidade (g / cm³).....

Visc.30 °C Calculada 680,7 cSt

Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: Óleo resultado de mistura de básicos.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS**

Código Tribolab... 002407.000004.000001

Data da coleta: 15/04/2002

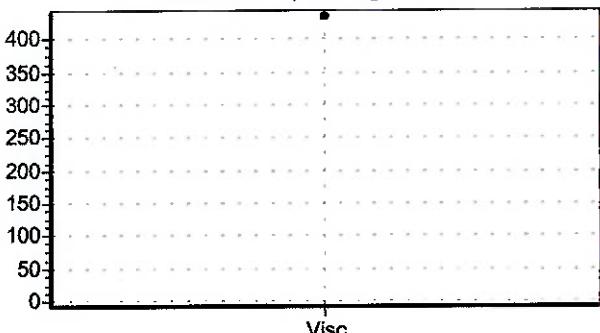
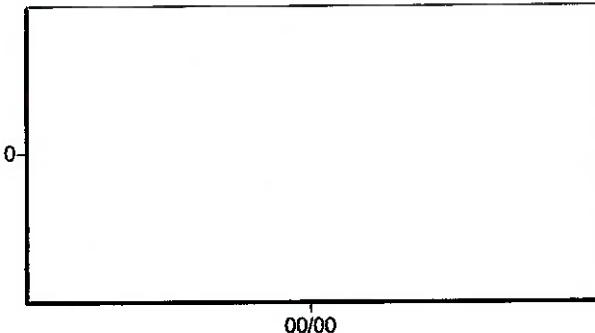
Máquina..... OB 470

Ponto de coleta.. REDUTOR

Data do exame: 06/05/2002

Lubrificante..... MISTURA DE BÁSICOS

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)**TAN & TBN (mgKOH/g)****RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt)..... 435,7

Viscosidade a 100 °C (cSt)..... 30

Índice de Viscosidade (IV)..... 98

Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....

Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....

Teor de água

Insolúveis em pentano (%).

Contagem de partículas.....

Densidade (g / cm³).

Visc.30 °C Calculada 861,8 cSt

Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: Óleo resultado de mistura de básicos.

Anexo 3

Caixa de Redução



LISTA DE PEÇAS-COAXIAL

CÓDIGO DA LISTA

CO1201CGMNB3C1

CÓDIGO DA LISTA

CO120MNL

CÓDIGO DO CONJUNTO

CO120MNC

CLIENTE

ESCOLA POLITECNICA - USP -

POS	QUANT	DENOMINAÇÃO	MATERIAL	DESENHO
01	01	Caixa com sapatas	DIN GG20	CO1700
02				
03	01	Bucha espassadora	SAE 1045	CO1847
04	01	Tampa de saída	DIN GG20	CO1740
05				
06	01	Engrenagem Z1 31 dentes	20MnCr5	CO10A31
07	01	Engrenagem Z2 55 dentes	20MnCr5	CO10255
08				
09				
10	01	Pinhão de saída 16 dentes	SAE 4320	CO12316
11	01	Engrenagem de saída 57 dentes	20MnCr5	CO12457
12				
13	01	Eixo de saída normal	SAE 1045	CO1820
14				
15	01	Bucha espassadora	SAE 1045	CO1845
16	01	Anel de ajuste	SAE 1045	CO1840
17	01	Anel de ajuste	SAE 1045	CO1841
18				
19	01	Chaveta Z1 A 2x2x14	SAE 1045	CO1852
20	01	Chaveta Z2 A 5x5x10	SAE 1045	CO1850
21				
22				
23	01	Chaveta da engren. de saída B 8x7x19	SAE 1045	CO1855
24	01	Chaveta da ponta de saída A 8x7x40	SAE 1045	CO1854
25	01	Respiro (bujão de pressão) M10x1 DIN 910	SAE 1045	CO1875
26	01	Rolamento 6001		
27				
28	01	Rolamento 4202		
29	01	Rolamento 6202		
30				
31	01	Rolamento 6004		
32	01	Rolamento 6205 Z		
33				
34				
35				
36				
37	02	Retentor BD 30x42x5.5 N 5111 Repasy		
38	01	Anel de retenção I 28 DIN 472		
39				
40	01	Anel de retenção I 35 DIN 472		
41				
42	01	Anel de retenção I 52 DIN 472		
43	01	Anel de retenção E 20 DIN 471		
44	01	Anel de retenção E 10 DIN 471		
45				
46	01	Motor carcaca 71 - 0.37 kW - 4 polos - 60 Hz		
47				
48	06	Parafuso cab. sextavada M 6x1x15		
49				
50	05	Bujão de pressão M 10x1 DIN 908		
51	06	Anel de vedação Ø 10 DIN 7603C		
52				
53	01	Plaqueta de identificação 74x37		
54	02	Rebite cabeça redonda		
55	01	Óleo lubrificante ISO 220		

Elaborado
Mauro

Aprovado

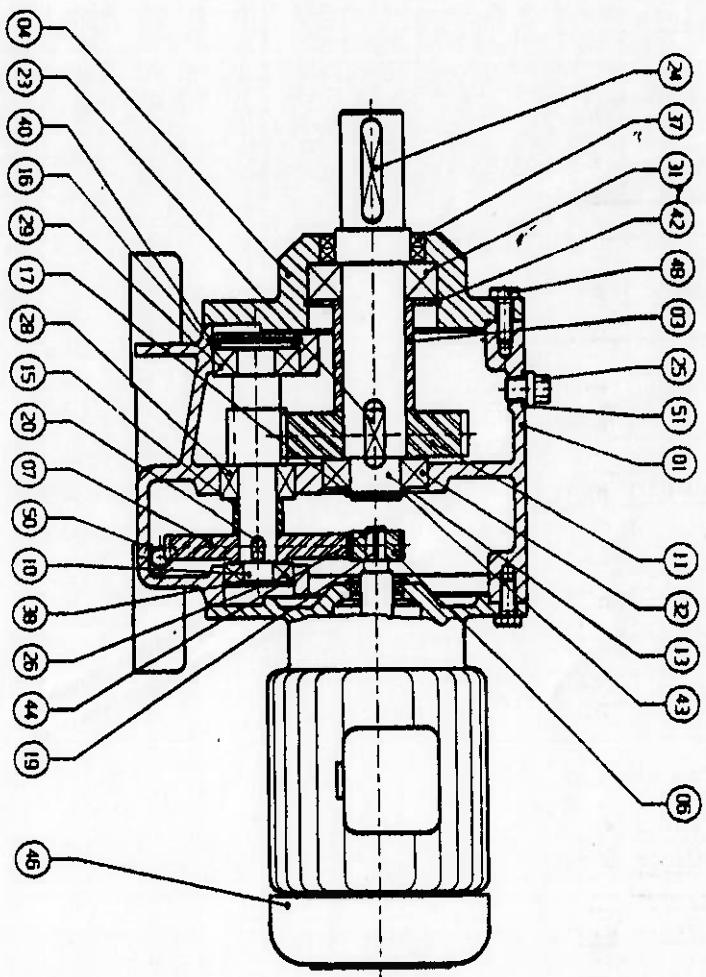
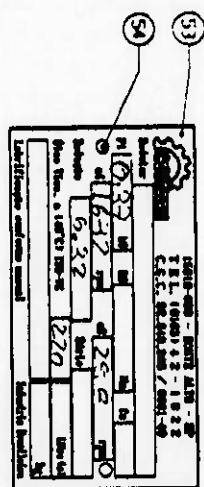
Data

10/07/96

Revisões

ARQUIVO

Folhas
1 de 6



८३

EN LITERAL REVISES DATA VISIO

CESTARI INDUSTRIAL E COMERCIAL S.A.

三

Anexo 4

Instrumentação e Aquisição

Instrumentação e Aquisições de engrenamentos

Aquisições feitas por: Rui Gomes T. de Almeida

Aquisição dos engrenamentos e arquivos

Estas informações foram copiadas do caderno de aquisição, vale ressaltar que neste caderno há outras informações mais completas.

Instrumentação

Acelerômetro B & k

Número: B&K 4393
Sensibilidade 0.32 pc/(m/s²)

Condicionador B e K

Número : charge amplifier type 2635
Configuração :

Sensibilidade: 0.32
Lower acc: 2 Hz
Upper:10 kHz

Acelerômetro PCB

Número: 353b02
Sensibilidade: 20 mv/g

Condicionador integrador PCB

Modelo 480B10
Saída em aceleração.

Trigger

Montado em uma placa de circuito impresso com dois diodos fotossensíveis (emissor e receptor)
Alimentação: 5.5 v

Placa de aquisição:

Daq pad 6070E , National Instruments
Capacidade por canal : ± 10V

Programa de aquisição

O programa foi feito em Lab-view e tem o nome : "engrenagens_aquisição_def.vi"

Parâmetros de aquisição

geral:

Freqüência de aquisição (f_s)= 21000Hz
 Número de pontos: 42900
 Filtro: 10kHz

Canais

canal 1

trigger
 falling
 nível: 1.4 (ajustável)

canal 2

Acelerômetro B e K
 Condicionador B e K
 Filtro 1 (global mag escala de ganho de 0 a 1000) : Fc 10 kHz

Canal 3

Acelerometro PCB
 Condicionador integrador PCB : aceleração
 Filtro 2 (global mag escala de ganho de 0 a 500) : Fc 10 kHz

nomenclatura dos arquivos antes da conversão p/ m/s²

(campo 1)
 e-engrenamento

(campo 2)
 n- normal
 c-careado

(campo 3)
 s-sem carga
 p-com potencia cte
 c- com carga constante

(campo 4)
 f- frio
 q- quente
 x- sem óleo

(campos 5 e 6)(Obs: estes campos não existem no caso da aquisição sem óleo)
 47-visc. 470 cst
 40-visc 400 cst
 30-visc. 300 cst
 20-visc 200 cst
 96- visc 96 cts
 nada se for sem oleo

(campos 7 e 8)(campos 5 e 6 no caso de sem óleo)

06- 600 rpm

08- 800 rpm

10 -1000 rpm

12- 1200 rpm

14- 1400 rpm

16- 1600 rpm

(campo 9)

1 a 9 - numero da amostra

ex: ensf20083

engrenagem , normal (não danificada) , sem carga , aquisição ainda fria, óleo visc. 200, 800 RPM , terceira aquisição.

A tabela de conversão a seguir mostra os dados originais de conversão da primeira aquisição.

Houve problemas com os arquivos relativos ao óleo 200 cSt para o qual foi realizada uma nova aquisição (que será comentada abaixo desta tabela).

Esta tabela não foi corrigida pois, para este óleo, não foi utilizado aquisição com trigger (pois já havia resultados suficientes comprovando que esta técnica não gerava os melhores resultados) e algumas pequenas mudanças na forma de aquisição que não se encaixariam nesta tabela.

Tabela de codições experimentais e de conversão

Sem carga , normal						TEMPERATURA °C					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	Para a Rotação (RPM) nominal de					
						600	800	1000	1200	1400	1600
ensf47	31.6	100	500	0.32	0.98	28	28	28	28	28	29
ensq47	31.6	100	500	0.32	0.98	37	37	37	37	38	38
ensf40	31.6	100	500	0.32	0.98	30	30	30	30	30	29
ensq40	10	100	500	1.00	0.98	39	39	39	39	39	39
ensf30	10	100	500	1.00	0.98	27	27	27	28	28	30
ensq30	31.6	100	500	0.32	0.98	40	40	40	40	40	40
ensf96	10	100	500	1.00	0.98	26	26	25	25	25	24
ensq96	10	100	500	1.00	0.98	38	38	38	38	38	38

Sem carga , careado						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
ecsf47	10	100	500	1.00	0.98	28	27	27	27	26	23
ecsq47	10	100	500	1.00	0.98	39	39	39	40	40	40
ecsf40	10	100	500	1.00	0.98	31	31	31	31	30	29
ecsq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	38	39	39	39	39
ecsf30	10	100	500	1.00	0.98	30	30	30	29	28	27
ecsq30	3.16	100	500	3.16	0.98	40	40	40	40	40	40
ecsf20	3.16	100	500	3.16	0.98	30	30	30	29	30	28
ecsq20	3.16	100	100	3.16	4.90	41	41	41	41	41	41
ecsf96	3.16	100	100	3.16	4.90	28	28	27	27	27	26
ecsq96	3.16	100	100	3.16	4.90	38	38	39	39	39	39

Potência constante, normal						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
enpf47	10	100	500	1.00	0.98	31	31	31	31	31	30
enpq47	10	100	500	1.00	0.98	39	39	40	40	40	39
enpf40	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	30	28	27
enpq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	38	39	40	40	39
enpf30	10	100	500	1.00	0.98	31	31	31	31	31	30
enpq30	10	100	100	1.00	4.90	41	41	41	41	41	40
enpf96	10	100	100	1.00	4.90	30	29	29	28	28	28
enpq96	10	100	100	1.00	4.90	38	38	38	38	38	38

Potência constante, careado						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
ecpf47	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	30	28
ecpq47	3.16	100	100	3.16	4.90	41	41	41	41	40	40
ecpf40	3.16	100	100	3.16	4.90	32	32	31	31	30	28
ecpq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	40	39	39	39	40
ecpf30	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	30	28
ecpq30	3.16	100	100	3.16	4.90	40	39	39	39	39	39
ecpf20	3.16	100	100	3.16	4.90	30	30	30	29	29	28
ecpq20	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	40	40	40
ecpf96	3.16	100	100	3.16	4.90	30	30	30	29	29	28
ecpq96	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	39	39	39	39

Carga constante , normal						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
encf47	10	100	100	1.00	4.90	32	32	30	31	30	31
encq47	10	100	100	1.00	4.90	41	41	41	40	40	39
encf40	3.16	100	100	3.16	4.90	32	32	31	31	30	29
encq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	39	40	40	41	41
encf30	10	100	100	1.00	4.90	30	30	30	31	31	31
encq30	10	100	100	1.00	4.90	40	41	41	40	40	40
encf96	10	100	100	1.00	4.90	30	30	30	31	31	30
encq96	10	100	100	1.00	4.90	40	40	39	39	39	38

Carga constante , careado						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
eccf47	3.16	100	100	3.16	4.90	32	31	31	31	30	28
eccq47	3.16	100	100	3.16	4.90	41	41	41	41	41	41
eccf40	3.16	100	100	3.16	4.90	33	33	33	32	31	30
eccq40	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	39	38	38
eccf30	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	30	31
eccq30	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	40	40	39
eccf20	3.16	100	100	3.16	4.90	32	31	31	31	31	30
eccq20	3.16	100	100	3.16	4.90	39	39	39	39	39	39
eccf96	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	31	30
eccq96	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	40	40	39

Sem Óleo					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3
ensx	3.16	100	100	3.16	4.90
ecsx	1	100	100	10.00	4.90
enpx	3.16	100	100	3.16	4.90
encx	3.16	100	100	3.16	4.90
ecpx	1	100	100	10.00	4.90
eccx	1	100	100	10.00	4.90

Como foi comentado, após as análises , alguns resultados incoerentes fizeram com que desconfiássemos do resultado do óleo 200.

A desconfiança se deveu a:

- Foi o único óleo para o qual a viscosidade medida pela tribolab não ficou muito próxima da viscosidade esperada pela mistura (viscosidade esperada 200, viscosidade medida 283).
- Em todas as situações experimentais, para os casos de engrenagens normais, este era sempre o caso onde o parâmetro EB2 não apresentava bons resultados, os resultados medidos seriam ótimos se a viscosidade fosse efetivamente os 200 cSt esperados no processo de mistura.

Sendo assim, foi feita uma nova mistura do óleo 200, foram realizados novos experimentos com o novo óleo 200 que são os efetivamente apresentados no relatório.

Nesta segunda experiência, não foi utilizado o trigger de aquisição e a rotação real foi medida através de tacômetro. (as medidas de rotação não foram digitalizadas, foram anotadas no caderno de aquisição). Sendo assim só há dois canais nestes novos arquivos.

Novo Óleo 200_rotações reais						
			Rotação nominal na entrada			
	600	800	1000	1200	1400	1600
	Rotação nominal na saída					
	95	127	158	190	222	253
	Rotação medida com Tacômetro					
enpf20	78	118	155	191	226	263
enpq20	76	118	155	190	229	265
encf20	88	121	153	186	216	252
encq20	91	123	156	188	221	255
ensf20	101	135	168	202	236	270
ensq20	101	135	169	203	236	271

Conversão de Sinais P/ m/s²

Seja:

Gf2- ganho do filtro do canal 2

Gf2- ganho do filtro do canal 2

Gc- ganho do filtro do canal e
Gc- ganho do condicionador B e K

S-sinal em volts

Para o canal 2 (acel B e K , vertical)

$$\frac{S1(V) \cdot 1000}{Gf2 \cdot Gc} = \text{sinal}(m/s^2)$$

para o canal 3

$$\frac{S2(V) \cdot 9.8}{Gf3 \cdot 0.02} = \text{sinal}(m/s^2)$$

Obs: estes valores de conversão foram checados com o shaker

Nomenclatura de Diretórios e Arquivos depois da conversão

Durante o processo de conversão 4 pré-processamentos foram efetuados com o banco de dados:

- Todos os arquivos foram cortados para ficarem com 42000 pontos.
- Conversão dos canais 2 e 3 de volts para m/s².
- Passagem de um filtro digital passa baixa, butterworth com freqüência de corte de 10kHz, no canal do trigger.
- Separação dos três canais aquisitados em três arquivos diferentes.

A nomenclatura dos arquivos após a conversão fica.

(campo 1)
c-convertido

(campo 2)

a -canal 3 –aceleração axial.
v -canal 2 –aceleração vertical
t -canal 1- sinal do trigger

(campo 3)
e-engrenamento

(campo 4)
n- normal
c-careado

(campo 5)
s-sem carga
p-com potencia cte
c- com carga constante

(campo 6)
f- frio
q- quente
x- sem óleo

(campos 7 e 8)(Obs: estes campos não existem no caso da aquisição sem óleo)
47-visc. 470 cSt
40-visc 400 cSt
30-visc. 300 cSt
20-visc 200 cSt
96- visc 96 cSt
nada se for sem óleo

(campos 9 e 10)(campos 7 e 8 no caso de sem óleo)

06- 600 rpm
08- 800 rpm
10 -1000 rpm
12- 1200 rpm
14- 1400 rpm
16- 1600 rpm

(campo 9)

1 a 9 - numero da amostra (Obs- de 1 a 4 no caso dos experimentos sem óleo)

ex: cvenpf20083

convertido , sinal vertical, engrenagem , normal (não danificada) , potencia cte , aquisição com óleo ainda frio, óleo visc. 200, 800 RPM, terceira aquisição.

Organização do banco de dados

O banco de dados convertido foi dividido em 3 CDs :

- Aquisições sem carga
- Aquisições com potencia constante
- Aquisições com carga constante

Cada CD possui:

- Um arquivo compactado (zipado) para cada óleo e para a condição sem óleo.
- Este texto.
- As tabelas: de conversão (. xls), de calculo da potencia do freio, freqüências de engrenamento e de viscosidade do óleo.
- Os arquivos do mat_lab utilizados para efetuar o processo de conversão

Ao ser descompactado cada óleo cria uma pasta com quatro diretórios.

O nome dos diretórios segue a mesma lógica descrita para o nome dos artigos.

Além disto o banco de dados original se encontra gravado em 4 cds.

2 CDs com dados da aquisição sem carga

2 CDs com dados de aquisição c/carga e potencia , compactados(zipados).