

**RICARDO SERRATO CASTILLO**

**EFEITO DA ALTERAÇÃO DA CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO  
NO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DE UM ROLAMENTO  
DE ROLOS**

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo,  
para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia

CONSULTA  
FD-4300

São Paulo 2006

OK

**RICARDO SERRATO CASTILLO**

**EFEITO DA ALTERAÇÃO DA CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO  
NO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DE UM ROLAMENTO  
DE ROLOS**

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo,  
para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica  
Orientador: Prof. Dr. Linilson  
Rodrigues Padovese

São Paulo 2006

*A mi familia (padres, hermanos e sobrinitos)*

## AGRADECIMENTOS

- Ao senhor orientador, Prof. Dr. Linilson Rodrigues Padovese, pela oportunidade concedida, pelo apoio e pela confiança depositada em mim.
- À Dra. Márcia Maru, colega do LADIN (Laboratório de Dinâmica e Instrumentação), por sua importantíssima ajuda e apoio durante todo o desenvolvimento deste projeto de pesquisa, especialmente nos temas relacionados com lubrificação, além de discussões gerais sobre os sinais de vibração.
- À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pela bolsa (processo 03/10190-0) que permitiu o desenvolvimento deste projeto
- A todos os colegas do Laboratório LADIN pelo companheirismo e pela colaboração mútua.
- Aos colegas do laboratório LFS (Laboratório de Fenômenos de Superfície), principalmente aos senhores Prof. Dr. Amilton Sinatora e Prof. Dr. Roberto Martins de Souza, pelo apoio e colaboração concedida no início de meu curso de mestrado.
- Ao laboratório de Caracterização de Materiais do Departamento de Engenharia de Minas e Petróleo da Escola Politécnica da USP, pelo processo de separação e análise granulométrico das amostras de contaminante.
- Ao laboratório LFS e ao laboratório de microscopia eletrônica do PMT-EPUSP pelo empréstimo dos equipamentos para a observação microscópica das superfícies dos rolamentos através do microscópio óptico e do microscópio eletrônico de varredura.
- À empresa Tribolab, especialmente ao Eng. Tarcisio Baroni, pelos ensaios de análise de óleo.
- À empresa NSK, especialmente ao Eng. Marcos Campanha, pela medição de folgas internas dos rolamentos usados.
- À empresa FAG, pela medição das rugosidades superficiais dos elementos dos rolamentos usados.
- À família Marquis (Silvya, Jupira, Roberto, Laide, Leda, Taty, Erika, Renan), pessoas que me brindaram o seu carinho e companhia durante minha estadia no Brasil.
- A mis amigos colombianos, principalmente a Jhon F., Leonardo, Eduardo, Jhon A., Carlos, Claudia, Adriana, Ediguer, Mario y Freddy (lastimosamente no puedo nombrar a todos), por la colaboración y ayuda mutua durante estos casi dos años de convivencia en este país de “puertas abiertas” como es Brasil.

## RESUMO

As técnicas de análise de vibrações e análise de óleo são consideradas como as mais populares e mais implementadas nos programas de monitoramento da condição do equipamento. A integração destas duas técnicas através da utilização da análise de vibração para monitoramento da condição de lubrificação pode levar a uma melhoria significativa da capacidade global do programa de monitoramento da condição em fornecer informação mais precisa e confiável da condição do equipamento.

O presente trabalho estuda a correlação entre a condição de lubrificação e o comportamento vibratório de um rolamento de rolos lubrificado com óleo. Foram estudadas diferentes condições de lubrificação: óleos puros com diferentes graus de viscosidade, óleos com presença de contaminante sólido em diferentes níveis de concentração e tamanhos de partículas, e óleos com presença de aditivos. O comportamento vibratório do rolamento foi determinado pela análise e processamento dos sinais de vibração dos rolamentos ensaiados, para todas as condições de lubrificação e diferentes velocidades de rotação. Adicionalmente, foram feitos ensaios de análise de óleo e de avaliação de desgaste dos componentes dos rolamentos, para verificar a existência de possíveis correlações entre as diferentes técnicas de análise (vibração, análise de óleo e desgaste).

Os resultados experimentais determinaram que, através do monitoramento do sinal de vibração e da análise do valor de RMS em diferentes bandas de frequência, é possível detectar alterações na lubrificação de rolamentos de rolos e correlacionar com as condições de contaminação.

## **ABSTRACT**

Vibration and oil analyses are one of the most popular and more implemented techniques used in programs of condition monitoring of equipments. Integrating these two techniques will significantly improve the overall capability of the condition monitoring program by providing more accurate and reliable information. The integration process necessarily begins by studying the correlation between the two techniques, both qualitatively and quantitatively.

This research project studies the correlation between lubrication condition and vibration behavior of an oil-lubricated roller bearing. Several lubrication conditions have been studied: pure oils with different viscosity grades, oils with the presence of solid contamination in different concentration levels and particle sizes, and oils with additives. The vibration behavior was obtained by processing and analyzing of bearing vibration signals for all lubrication conditions and several bearing rotational velocities. Additionally, oil analysis and the evaluation of wear of bearing components were performed, in order to verify the existence of a possible correlation between the different analysis techniques used.

The experimental results have determined that is possible to detect and to correlate alterations in the lubrication condition of roller bearings through vibration signal monitoring, using RMS values in different frequency bands.

## SUMARIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b>	x
<b>LISTA DE TABELAS</b>	xiv
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b>	xv
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>4</b>
2.1. TIPOS DE REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO.	4
2.2. CONSIDERAÇÕES GERAIS DE LUBRIFICAÇÃO EM ROLAMENTOS	5
2.3. FALHAS EM ROLAMENTOS	7
2.3.1. Níveis de limpeza em óleos lubrificantes	9
2.4. DETECÇÃO DE FALHAS DE ROLAMENTO POR MÉDIO DA TÉCNICA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	11
2.5. ASPECTOS RELACIONADOS COM A LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS	17
2.5.1. Parâmetros de rugosidade de uma superfície	17
2.5.2. Cálculo da espessura mínima do filme lubrificante	18
2.5.3. Distribuição de cargas nos rolamentos	19
2.5.4. Tensões superficiais	22
2.5.5. Cálculo da vida útil de um rolamento	24
2.6. ASPECTOS RELACIONADOS AO PROCESSAMENTO E ANÁLISES DE SINAIS DE VIBRAÇÃO	24
2.6.1. Parâmetros de vibração global (RMS)	24
2.6.2. Skewness	25
2.6.3. Kurtosis	25
2.6.4. Análise Espectral de Vibração DEP	26
<b>3. OBJETIVOS</b>	<b>28</b>
3.1. OBJETIVO PRINCIPAL	28

3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	28
<b>4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b>	<b>29</b>
4.1. BANCADA DE ENSAIOS	29
4.1.1. Sistema de aplicação de carregamento radial no rolamento	29
4.1.2. Sistema de agitação	30
4.1.3. Descrição geral do funcionamento da bancada	31
4.2. CADEIA DE MEDIDAS	32
4.3. PROGRAMAS DE AQUISIÇÃO E PROCESSAMENTO	33
4.3.1. Programa de acondicionamento do sinal	34
4.3.2. Programa de aquisição do sinal	34
4.3.2. Programa de processamento e análise do sinal	35
4.4. ROLAMENTO DE TESTE	36
4.5. ÓLEO LUBRIFICANTE	36
4.6. MATERIAL CONTAMINANTE DO ÓLEO LUBRIFICANTE	36
4.7. PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS	38
4.7.1. 1ª série de ensaios: Efeito da viscosidade	38
4.7.2. 2ª série de ensaios: Efeito da contaminação	40
4.7.3. 3ª série de ensaios: Efeito do desgaste	42
4.5.4. 4ª série de ensaios: Efeito do aditivo	44
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>46</b>
5.1. CONCEITO DE RMS DE VIBRAÇÃO DE BAIXA E ALTA FREQÜÊNCIA	46
5.2. RESULTADOS DA 1ª SÉRIE DE ENSAIOS	51
5.2.1. Temperatura do óleo lubrificante	51
5.2.2. Vibração radial do rolamento	52
5.2.3. Efeito da velocidade	53
5.2.4. Análise da espessura do filme lubrificante e do regime de lubrificação	54
5.2.5. Correlação entre parâmetros tribológicos e vibração	57



<b>5.3. RESULTADOS DA 2ª SÉRIE DE ENSAIOS</b>	<b>57</b>
5.3.1. Ensaio com óleo ISO 68	57
5.3.2. Ensaio com óleo ISO 32	60
5.3.3. Ensaio com óleo ISO 10	62
5.3.4. Efeito do tamanho de partícula e viscosidade do óleo – Fenômeno de decantação	63
<b>5.4. RESULTADOS DA 3ª SÉRIE DE ENSAIOS</b>	<b>66</b>
5.4.1. Análise de óleos usados	66
5.4.2. Análise por observação microscópica das superfícies	67
5.4.3. Medição da rugosidade superficial	71
5.4.4. Medição do sinal de vibração	71
5.5.5. Correlação das técnicas de monitoramento do desgaste	72
5.5.6. Avaliação da severidade do desgaste	73
<b>5.4. RESULTADOS DA 4ª SÉRIE DE ENSAIOS</b>	<b>74</b>
5.4.1. Efeito do aditivo na condição de óleo sem presença de contaminante	74
5.4.2. Efeito do aditivo na condição de óleo com presença de contaminante	76
5.4.3. Discussão da influência do regime de lubrificação	77
<b>6. CONCLUSÕES</b>	<b>78</b>
<b>7. TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>81</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>82</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>86</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figure 2.1.	Curva de Stribeck em função do parâmetro $\lambda$ [1]	5
Figura 2.2.	Distribuição porcentual das causas de falhas em rolamentos	8
Figura 2.3.	Geometria básica de um rolamento	13
Figura 2.4.	Estágios de falha de um rolamento	14
Figura 2.5.	Cálculo do parâmetro superficial Ra	17
Figura 2.6.	Cálculo do parâmetro superficial Rz	18
Figura 2.7.	Contato de Hertz entre dois corpos rolantes	19
Figura 2.8.	Distribuição de cargas radiais num rolamento	21
Figura 2.9.	Distribuição de tensões para um contato pontual	22
Figura 2.10.	Distribuição de tensões para um contato linear	23
Figura 2.11.	Divisão do sinal em blocos – Método Welch	26
Figura 4.1.	Sistema de aplicação de carga da bancada original.	29
Figura 4.2.	Novo sistema de aplicação de carga	30
Figura 4.3.	(a) Caixa de acrílico do sistema de lubrificação da bancada original; (b) Novo sistema de agitação	31
Figura 4.4.	Esquema da bancada experimental	32
Figura 4.5.	Diagrama de conexões da instrumentação da cadeia de medidas	33
Figura 4.6.	Painel do programa de acondicionamento do sinal	34
Figura 4.7.	Painel do programa de aquisição	35
Figura 4.8.	Morfologia das partículas de sílica usadas nos testes	38
Figura 5.1.	Sinal de vibração no domínio do tempo, para diferentes condições de contaminação	47
Figura 5.2.	Níveis de vibração global em função do nível d contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1	47
Figura 5.3.	Espectros em forma cascata dos sinais de vibração para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1	48

Figura 5.4.	Espectros em forma cascata dos sinais de vibração de baixa frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1	49
Figura 5.5.	Espectro sem forma cascata dos sinais de vibração de alta frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1	49
Figura 5.6.	Níveis de vibração em função do nível de contaminação; (a) vibração global, (b) vibração de baixa frequência (BF), (c) vibração de alta frequência (AF)	50
Figura 5.7.	Temperatura do óleo lubrificante em função do tempo de ensaio. V0: ISO 10; V1: ISO 32; V2: ISO 68	51
Figura 5.8.	RMS da vibração global em função do tempo de ensaio. V0: ISO 10; V1: ISO 32; V2: ISO 68	52
Figure 5.9.	RMS da vibração em função do tempo de ensaio. (a) Faixa de baixa frequência, (b) Faixa de alta frequência. V1: ISO 10; V1: ISO 32; V2: ISO 68	53
Figure 5.10.	RMS da vibração em função do grau de viscosidade do óleo lubrificante. (a) Velocidade de rotação 20 Hz; (b) Velocidade de rotação 40 Hz; (c) Velocidade de rotação 60 Hz	54
Figura 5.11	Espessura teórica mínima do filme lubrificante em função do tempo ensaio	55
Figure 5.12.	Valores do parâmetro de lubrificação $\lambda$ em função do tempo de ensaio	56
Figura 5.13.	RMS da vibração de alta frequência em função do parâmetro de lubrificação $\lambda$	57
Figure 5.14.	Níveis de vibração (global, BF e AF) do rolamento em função do nível de contaminação, (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; T1 tamanho de partícula 37 $\mu\text{m}$ ; T2 tamanho de partícula 59 $\mu\text{m}$ ; T3 tamanho de partícula 111 $\mu\text{m}$ . Óleo lubrificante ISO 68	59

- Figure 5.15. Níveis de vibração (global, BF e AF) do rolamento em função do nível de contaminação, (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; T1 tamanho de partícula 37  $\mu\text{m}$ ; T2 tamanho de partícula 59  $\mu\text{m}$ ; T3 tamanho de partícula 111  $\mu\text{m}$ . Óleo lubrificante ISO 32 61
- Figure 5.16. Níveis de vibração (global, BF e AF) do rolamento em função do nível de contaminação, (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; T1 tamanho de partícula 37  $\mu\text{m}$ ; T2 tamanho de partícula 59  $\mu\text{m}$ ; T3 tamanho de partícula 111  $\mu\text{m}$ . Óleo lubrificante ISO 10 63
- Figure 5.17. Níveis de vibração de alta frequência em função do tamanho de partícula contaminante; (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; nível de concentração C3 (0,5g/l) 65
- Figura 5.18. Resultados das análises de óleo por espectrometria de emissão ótica; (a) Espectrometria de partículas pequenas (0-10  $\mu\text{m}$ ), (b) Espectrometria de partículas grandes (0-50  $\mu\text{m}$ ). Óleo lubrificante ISO 32 usado nos testes da 1ª série de ensaios 67
- Figura 5.19. Observação microscópica das superfícies desgastadas dos rolamentos após dos testes nas diferentes condições de contaminação com óleo ISO 32. Escala de ampliação 100x. 69
- Figura 5.20. Observação microscópica das superfícies desgastadas da pista interna após dos testes nas diferentes condições de contaminação com óleo ISO 32. Escala de ampliação 50x. 70
- Figure 5.21. Detalhe das superfícies danificadas após dos testes com a condição C3T2. Mecanismo de desgaste semelhante ao *peeling* 70
- Figura 5.22. Resultados da medição da rugosidade superficial das pistas internas dos rolamentos. 71
- Figura 5.23. RMS da vibração de alta frequência em função do tamanho de partícula contaminante; nível de concentração 0.5 g/; óleo lubrificante ISO 32. Desg: resultados ensaios 3ª série (só desgaste); C3+Desg: resultados ensaios 1ª série (desgaste + contaminante). 72

- Figura 5.24. RMS da vibração global em função do tempo de ensaio. V0: Óleo ISO 10; V1: Óleo ISO 32; V2: Óleo ISO 68; V1+ adit: Óleo ISO 32 com aditivo MoS2 (3% de concentração) 74
- Figura 5.25. RMS da vibração em função do tempo de ensaio; (a) banda de baixa frequência, (b) banda de alta frequência 75
- Figura 5.26. RMS da vibração de alta frequência em função do nível de concentração do contaminante. (a) Velocidade de 20 Hz; (b) Velocidade de 40 Hz; (c) Velocidade de 60 Hz 76

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1.	Níveis de limpeza ISO 4406 recomendados para os óleos lubrificantes de rolamentos	11
Tabela 4.1.	Tamanhos e quantidades de partículas contaminantes obtidas	36
Tabela 4.2.	Planejamento da 1ª série de ensaios	38
Tabela 4.3.	Planejamento da 2ª série de ensaios	41
Tabela 4.4.	Planejamento da 3ª série de ensaios – Ensaios de vibração	43
Tabela 4.5.	Planejamento da 3ª série de ensaios – Ensaios de avaliação de desgaste	43
Tabela 4.6.	Planejamento da 4ª série de ensaios	44
Tabela 5.1.	Valores de rugosidade medidos nos elementos dos rolamentos de rolos antes dos ensaios	56

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\lambda$	Parâmetro de lubrificação, relação entre a espessura mínima da película lubrificante e a rugosidade superficial composta
$h_{min}$	Espessura mínima da película lubrificante
$R_a, R_z$	Rugosidade Média
$R_q$	Rugosidade RMS
$D_e$	Diâmetro pista externa
$D_i$	Diâmetro pista interna
$D$	Diâmetro médio do rolamento
$d$	Diâmetro do elemento rolante
$z$	Número de elementos rolantes
$\beta$	Ângulo de contacto no elemento rolante
$f_s$	Frequência de rotação do eixo
$k$	Razão dos semieixos das superfícies de pressão
$\alpha$	Coefficiente de pressão-velocidade
$\eta_0$	Viscosidade dinâmica
$v$	velocidade media de rolamento
$v_1$	velocidade do elemento rolante
$v_2$	velocidade da pista interna ou externa
$E'$	Módulo de elasticidade efetivo
$E$	Módulo de elasticidade
$1/m$	Constante de Poisson
$R_r$	Raio reduzido de curvatura
$r_1$	raio do elemento rolante
$r_2$	raio da pista interna ou externa
$L$	Comprimento do elemento rolante
$F_r$	Força radial que suporta o rolamento
$\varepsilon$	Coefficiente de deformação

$C_d$	Folga diametral
$\delta_r$	Deformação radial
$\psi$	Ângulo que define a posição angular de um elemento rolante
$\psi_1$	extensão angular da zona de carga
Q	Carga num elemento rolante
$Q_{\max}$	Carga máxima num elemento rolante
$\sigma$	Tensão superficial de compressão
$\sigma_{\max}$	Tensão superficial de compressão máxima
a, b	Eixos da elipse de contato
$L_{\text{ciclos}}$	vida nominal de um rolamento em ciclos
P	Carga dinâmica do rolamento
C	Capacidade dinâmica do rolamento
n	Fator tipo rolamento
$L_{na}$	vida útil de um rolamento
$a_1$	Fator estatístico de falha do rolamento
$a_2$	Fator serviço do rolamento
$a_3$	Fator limpeza do rolamento
$P_{xx}(f)$	Densidade espectral de potência
$x(n)$	Sinal no tempo
$\omega(n)$	janela de apodisação
$U_1$	Fator de normalização da potência da janela
T1	Tamanho de partícula contaminante de 37 $\mu\text{m}$
T2	Tamanho de partícula contaminante de 59 $\mu\text{m}$
T3	Tamanho de partícula contaminante de 111 $\mu\text{m}$
C1	Nível de concentração do contaminante de 0.05 g/l
C2	Nível de concentração do contaminante de 0.25 g/l
C1	Nível de concentração do contaminante de 0.5 g/l
V0	Óleo lubrificante ISO 10
V1	Óleo lubrificante ISO 32
V2	Óleo lubrificante ISO 68



$v_d$	velocidade de decantação
$d_s$	densidade da partícula contaminante
$d_f$	densidade do fluido

## 1. INTRODUÇÃO

Um dos principais objetivos da indústria é obter a máxima confiabilidade e disponibilidade dos equipamentos, para desta maneira minimizar tempos de manutenção e custos de operação. Para isso, é necessário implementar um programa de monitoramento da condição do equipamento, geralmente conhecido como programa de manutenção preditiva. Existem diferentes técnicas que podem ser implementadas para determinar a condição dos equipamentos.

Uma dessas técnicas é a análise de vibrações, considerada como a técnica mais popular e a mais implementada na indústria. Um aumento nos níveis do sinal de vibração geralmente indica a existência de uma falha potencial dos componentes do equipamento.

A assinatura mecânica do equipamento pode fornecer uma variedade de informação sobre muitos componentes e estruturas, tais como: defeitos em rolamentos, defeitos em caixa de engrenagens, desalinhamentos, desbalanceamentos e alguns casos de problemas elétricos, entre outros. Usando as técnicas de processamento de sinais, tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência, é possível determinar e diferenciar as frequências de vibração originadas de defeitos e as frequências naturais de vários componentes estruturais. A amplitude do sinal de vibração é um indicador da severidade do problema, enquanto a frequência pode indicar a fonte do defeito.

Outra técnica de monitoramento da condição é a análise de óleo, considerada como uma das técnicas mais simples, que maior informação proporciona em relação às condições de operação do equipamento. Em sistemas lubrificados com óleo, análise das propriedades do lubrificante e das partículas de desgaste contidas no sistema de lubrificação podem ser utilizadas para determinar a natureza e a severidade das falhas existentes, assim como a vida útil do equipamento.

Por meio da medição e análise dos níveis de concentração, tamanhos, composição química, cor, forma e características superficiais das partículas de desgaste que são coletadas em amostras representativas do fluido lubrificante, pode ser obtida informação referente a mecanismos de desgaste, fontes de desgaste e fases de desgaste dos componentes do equipamento. Desta maneira pode ser identificada a origem da falha assim como a condição do equipamento.

Nos últimos anos, alguns estudos e experiências em equipamentos industriais têm mostrado que a integração destas duas técnicas (análise de vibrações e análise de óleo) pode

melhorar significativamente a capacidade global do programa de monitoramento da condição em fornecer informação mais precisa e confiável da condição do equipamento [47,48]. A efetiva integração das duas técnicas de monitoramento da condição pode resultar em grande benefício para as indústrias quanto a custos de operação, devido a uma diminuição de tempos de parada e custos de manutenção, melhorando a confiabilidade e disponibilidade dos equipamentos e, desta maneira, maximizando a produtividade dos mesmos.

Não obstante, na maioria dos casos, a efetiva integração destas duas técnicas de monitoramento da condição é muito difícil de implementar na prática. Geralmente, são gerados dois diagnósticos isolados da condição do equipamento, um do ponto de vista de análise de vibrações, e outro do ponto de vista de análise de óleo. A falta de conhecimento e a comunicação deficiente entre as pessoas da área de manutenção responsável pela implementação de cada técnica têm originado como resultado a separação destas duas técnicas de monitoramento.

Para integrar as duas técnicas dentro de um programa efetivo de monitoramento da condição, é necessário inicialmente estudar a correlação entre as duas técnicas, tanto qualitativamente como quantitativamente.

Dentro deste contexto, o grupo de pesquisa do Laboratório de Análise Dinâmica e Instrumentação (LADIN) da EPUSP-PME, vem realizando trabalhos investigativos procurando relacionar as respostas vibracionais do sistema mecânico a aspectos relativos à lubrificação. Em um deles [45], foi investigado a correlação entre o comportamento vibratório de uma caixa de engrenagens e a viscosidade do óleo lubrificante utilizado. Em outro trabalho [46], foi estudada a relação entre a existência de contaminação por particulado sólido do óleo lubrificante com o comportamento vibratório de um rolamento de esferas.

No presente trabalho, foi estudado o efeito da alteração da condição de lubrificação no comportamento vibratório de um rolamento de rolos lubrificado com óleo. Foram estudadas diferentes condições de lubrificação: óleos puros com diferentes graus de viscosidade, óleos com presença de contaminante sólido em diferentes níveis de concentração e tamanhos de partículas, e óleos com presença de aditivos.

Para isto, foram planejadas e realizadas diferentes séries de ensaios experimentais, onde foram testados rolamentos de rolos sob as diferentes condições de lubrificação e em diferentes velocidades de rotação. O comportamento vibratório do rolamento foi determinado pela análise e processamento dos sinais de vibração dos rolamentos ensaiados, utilizando parâmetros de análise tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência.

Adicionalmente, foram realizadas análises em amostras de óleo e estudos de avaliação de desgaste dos componentes dos rolamentos, para verificar a existência de possíveis correlações entre as diferentes técnicas de análise.

Após este capítulo introdutório, no capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica, onde são abordados os conceitos fundamentais sobre lubrificação de rolamentos e uma síntese dos estudos relacionados à utilização da técnica de análise de vibrações para a detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos, principalmente as relacionadas a problemas de lubrificação. Nos capítulos seguintes, descreve-se os objetivos do projeto e a metodologia adotada, onde são apresentadas as principais características da bancada experimental utilizada e as diferentes variáveis analisadas. Posteriormente, são apresentados e discutidos os resultados obtidos nos diferentes ensaios, finalizando-se pelas conclusões deste estudo.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para a realização da revisão bibliográfica, as principais fontes de pesquisa foram:

- Banco de dados da USP – SIBI-USP.
- Banco de dados da biblioteca virtual da USP – Dedalus.
- Banco de dados do site <http://www.sciencedirect.com/>
- Bancos de artigos e publicações técnicas existentes no LADIN
- Publicações técnicas de empresa fabricantes de rolamentos (FAG, SKF, NSK)
- Consultas com especialistas nos temas de lubrificação e análise de vibrações.

### 2.1. TIPOS DE REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO

Nos sistemas lubrificados, o contato das superfícies lubrificadas pode ser classificado em diferentes regimes: lubrificação com película completa (*full film*), lubrificação mista (*mixed-partial*) e lubrificação limítrofe (*boundary*). A lubrificação “*full film*” pode ser dividida em lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) e lubrificação hidrodinâmica (HL); a primeira ocorre em contactos não conformes com altas pressões; enquanto que a segunda se apresenta geralmente em contatos conformes com pressões baixas [1,2].

No regime de lubrificação limítrofe, o atrito é relativamente alto, existindo uma elevada interação mecânica entre as superfícies, dando lugar a uma grande probabilidade de desgaste. Para regimes de lubrificação “*full film*”, as superfícies são separadas completamente por uma película de lubrificante, existindo um baixo coeficiente de atrito e desgaste mínimo. Estes regimes de lubrificação podem ser ilustrados por meio da curva de Stribeck, onde o coeficiente de atrito é traçado em função de um parâmetro que inclui velocidade de deslizamento, a viscosidade do óleo e a carga de trabalho. Outro parâmetro usado frequentemente para determinar a condição de lubrificação é o parâmetro  $\lambda$ , o qual é a relação entre a espessura mínima da película lubrificante e a rugosidade superficial composta [1,3]:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (2.1)$$

Onde  $R_{q1}$  e  $R_{q2}$  são parâmetros de rugosidades superficiais dos dois corpos em contato, e  $h_{\min}$  é a espessura mínima da película lubrificante, a qual pode ser calculada usando equações

referenciadas na literatura [4,5]. Valores do parâmetro  $\lambda$  maiores que 3 indicam lubrificação EHL ou HL, valores de  $\lambda$  entre 3 e 1 indicam lubrificação mista, e valores menores que 1 significam lubrificação limítrofe. Na Figura 2.1 é mostrada a curva de Stribeck em função do parâmetro  $\lambda$ , onde é possível observar dois tipos de comportamentos dos valores do coeficiente de atrito  $\mu$  para valores de  $\lambda$  maiores que 3, dependendo da condição de lubrificação (EHL ou HL).

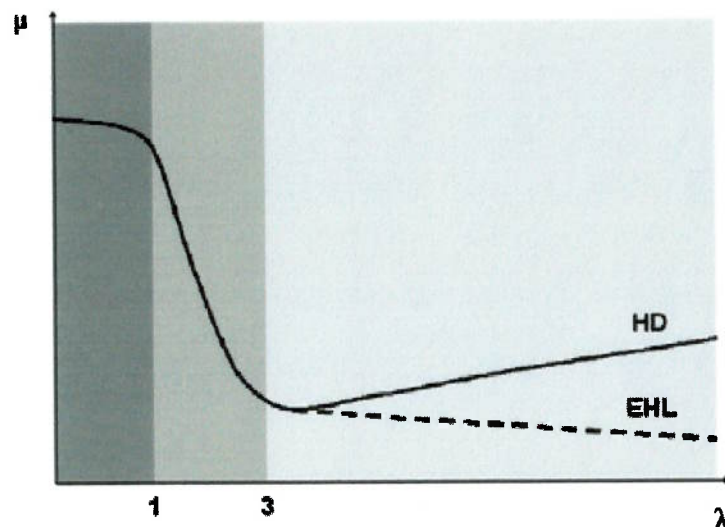


Figure 2.1. Curva de Stribeck em função do parâmetro  $\lambda$  [1].

Falando especificamente de lubrificação em mancais, geralmente ocorrem dois tipos de regime de lubrificação, o qual depende diretamente da classe de mancal. Para mancais de deslizamento (*plain bearings*), onde o tipo de contato é conforme, existe uma condição de lubrificação hidrodinâmica (HL). Por outro lado, os mancais de rolamentos (*rolling bearings*) geralmente apresentam uma condição de lubrificação elastohidrodinâmica (EHL), onde o tipo de contato é não conforme, seja contato puntual, caso dos rolamentos de esferas, ou contato linear, caso dos rolamentos de rolos. [3]

## 2.2. CONSIDERAÇÕES GERAIS DE LUBRIFICAÇÃO EM ROLAMENTOS

A lubrificação em rolamentos tem como função principal evitar ou minimizar o contato metálico entre as superfícies dos componentes (anéis, corpos rolantes e gaiola), para desta maneira reduzir o desgaste e atrito interno dos mesmos. Outros efeitos da lubrificação em rolamentos são:

- Prolongamento da vida de fadiga: A vida de fadiga dos rolamentos depende da viscosidade e espessura do filme entre as superfícies lubrificadas [4,5,6]. Uma grande espessura do filme prolonga a vida em fadiga, mas é reduzida se a viscosidade do óleo for muito baixa de forma que a espessura do filme seja insuficiente.
- Dissipação do calor de atrito, resfriamento: métodos de lubrificação, como o de circulação de óleo, evitam a deterioração do óleo lubrificante e previnem o aquecimento do rolamento, resfriando e dissipando através do óleo o calor originado no atrito ou o calor de origem externa.
- A lubrificação adequada pode também prevenir a entrada de materiais estranhos no interior e proteger contra a oxidação e a corrosão.

Os métodos de lubrificação de rolamentos podem ser divididos em duas categorias: lubrificação a graxa e lubrificação a óleo. O método de lubrificação é adotado dependendo das condições de aplicação e do propósito da aplicação, para atingir o melhor desempenho do rolamento. Ao considerar somente o efeito de lubrificação como tal, é superior a lubrificação com óleo; no entanto, a lubrificação a graxa tem a particularidade de permitir a simplificação da configuração do alojamento e do sistema de vedação do rolamento [6].

No caso de lubrificação a óleo, que é o método de lubrificação utilizado neste trabalho, existem diferentes tipos de sistemas de lubrificação, dentro dos quais podemos citar: lubrificação por banho de óleo, por gotejamento, por salpico, por circulação e por névoa de óleo, entre outros. O sistema mais comum na aplicação de rolamentos é a lubrificação por banho de óleo, sendo amplamente utilizado em rotações baixas e médias. Neste caso, o nível de óleo deve ficar no centro do corpo rolante na posição mais inferior.

Por outro lado, os óleos usados para a lubrificação dos rolamentos são normalmente óleos minerais altamente refinados ou óleos sintéticos, que possuem boa estabilidade à oxidação com elevada resistência à carga mecânica e com propriedade inibidora de corrosão. Ao selecionar um óleo lubrificante, o mais importante é a escolha de um óleo que tenha a viscosidade adequada na temperatura de trabalho. Se a viscosidade for baixa demais, a formação da película de óleo será insuficiente, tornando-se a causa de desgaste anormal e superaquecimento. Inversamente, se a viscosidade for alta demais, a resistência ao cisalhamento do óleo pode causar o aquecimento ou aumentar a perda de potência. A rotação e a carga no rolamento influenciam também na formação da película de óleo. Em geral, óleos

de baixa viscosidade são usados quanto maior for a velocidade de rotação; já quanto maior a carga e o diâmetro do rolamento, devem ser usados os óleos de alta viscosidade [6].

Vários aditivos são adicionados aos óleos lubrificantes para melhorar suas propriedades e sua eficiência. Existe um grupo de aditivos, denominados de Extrema Pressão (EP), cuja aplicação é ideal em mecanismos com condições de lubrificação limítrofe, condição que se apresenta quando existe um rompimento do filme lubrificante devido a diferentes fatores, como presença de partículas abrasivas, temperaturas extremas e altas pressões. Estes aditivos, ao serem aplicados sobre as superfícies metálicas, formam uma fina camada de lubrificante de aspecto sólido, recobrando o perfil das rugosidades superficiais, dando lugar a uma maior área real de suporte de carga [7].

Dentro do grupo de substâncias mais utilizadas como aditivos de extrema pressão, encontra-se o bissulfeto de molibdênio ( $\text{MoS}_2$ ), aditivo utilizado para uma das séries de ensaio deste trabalho. Este aditivo tem uma estrutura laminar cristalina em forma de camadas, que permite resistir a altas pressões e se desloca facilmente na direção paralela à superfície sobre a qual é aplicado. Esta capacidade de deslocamento interno, somado a sua excelente aderência nas superfícies metálicas, tem como resultado a superposição das lâminas e a formação de uma extraordinária película lubrificante limite ou sólida [7].

### **2.3. FALHAS EM ROLAMENTOS**

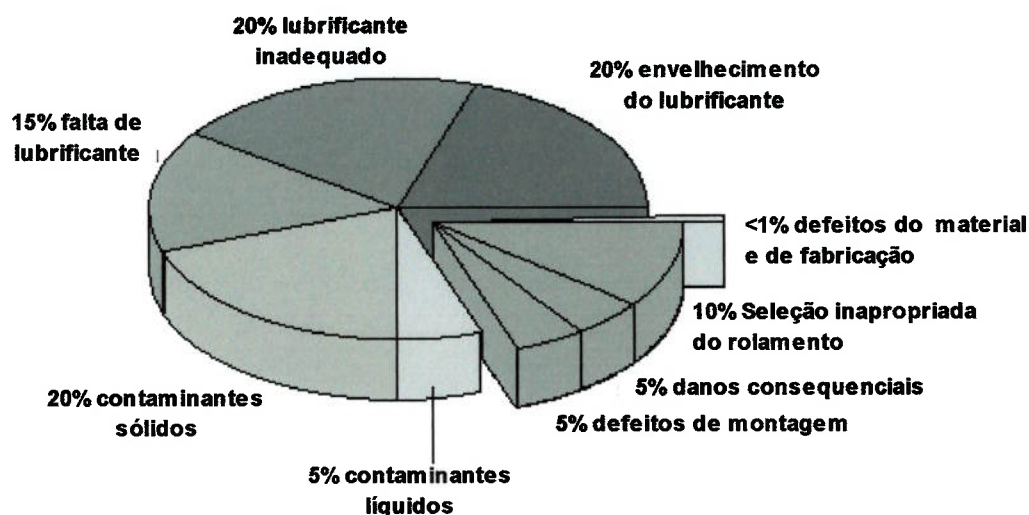
Geralmente, as falhas de rolamentos se manifestam por um agravamento paulatino do comportamento do componente durante seu funcionamento. São pouco freqüentes as falhas causadas, por exemplo, por defeitos de montagem ou por falta de lubrificante, que gerem uma parada imediata do equipamento. Segundo as condições de serviço, desde o início do defeito até a falha efetiva do rolamento, pode transcorrer desde alguns poucos minutos até vários dias, inclusive meses de funcionamento. Dentro do grupo das principais causas de falhas em rolamentos, pode-se citar as seguintes:

- Seleção inadequada do rolamento (forma construtiva, tamanho, capacidade de carga)
- Defeitos de montagem
- Defeitos do material e da fabricação
- Danos conseqüenciais
- Falhas por lubrificação deficiente, as quais podem ser sub-classificadas:



- ✓ Lubrificante inadequado. Por exemplo, óleos com graus de viscosidades demasiadamente baixos, óleos com falta de aditivos, presença de aditivos poucos apropriados.
- ✓ Presença de contaminantes sólidos ou líquidos no lubrificante, originando na maioria dos casos, desgaste severo e fadiga prematura das superfícies
- ✓ Envelhecimento do lubrificante, causando variação nas propriedades do lubrificante
- ✓ Falta de lubrificante e, em alguns casos também, excesso de lubrificante, gerando aquecimentos anormais nos componentes do rolamento, que por sua vez ocasiona uma diminuição da folga interna ou inclusive gera cargas nocivas.

A Figura 2.2 mostra uma distribuição percentual das causas de falhas em rolamentos, segundo valores extraídos de uma pesquisa feita por uma empresa fabricante de rolamentos [8]. Pode-se observar que 80% dos casos de falha de rolamentos são associados a problemas por lubrificação deficiente. Adicionalmente, dentro do grupo de falhas por lubrificação deficiente, a causa de falha mais repetitiva é originada pela presença de contaminante no lubrificante, principalmente contaminante sólido.



*Figura 2.2. Distribuição porcentual das causas de falhas em rolamentos [8]*

Outros autores referenciam a falha iniciada na superfície devido à contaminação sólida do lubrificante como a principal causa de dano na maioria das aplicações de rolamentos [9,10].

A contaminação por partículas sólidas pode-se originar do próprio desgaste do componente, do manuseio ou do ambiente externo. A ação de contaminantes sólidos tem

efeito direto na lubrificação. No trabalho de Tomimoto [11], que ensaiou um mancal plano e mediu o atrito e a espessura do filme de óleo com material contaminante alumina, é mostrado que a concentração de partículas causa uma diminuição na espessura do filme de óleo. O autor obteve curvas relacionando a força de atrito com a velocidade de rotação, sendo identificado um alto valor de atrito para velocidades baixas, pequeno para velocidades intermediárias e crescente para velocidades mais altas, similar ao comportamento normalmente visto na curva de Stribeck. Com o aumento da concentração de contaminante no óleo, ocorre um deslocamento dessa curva para a direita, indicando um alargamento da faixa de velocidades que determina um regime de lubrificação com mais contatos superficiais. A ação de um contaminante sólido em um contato rolante lubrificado é crítica, pois a diminuição da lubrificação pode provocar a formação imediata de “*dents*” nas superfícies. Esses são em essência sítios de concentração de tensão, aumentando o risco de *spalling* e acelerando o processo de falha do componente [12]. No regime de lubrificação elastohidrodinâmica, caso dos rolamentos, o efeito do contato hertziano produz pressões elevadas que deformam elasticamente as superfícies formando pequenas áreas de contato elípticas e é a formação repetitiva dessas áreas deformadas elasticamente que leva a fadiga de superfície [13].

Diversos trabalhos na literatura podem ser encontrados onde se estuda o efeito da contaminação na vida em fadiga de rolamentos. Ai e Nixon [14] observaram que a redução da vida depende da morfologia das impressões deixadas pela partícula e também das propriedades mecânicas do material da partícula. Verificaram que partículas dúcteis causam “*dents*” maiores e uma redução mais severa que as ocasionadas partículas frágeis. Sayles e Ioannides [15] estudaram o conceito da conformabilidade elástica ao redor das partículas que entram no contato e citam a existência de uma razão de aspecto crítica que define o limite entre partículas que podem ou não causar dano significativo na superfície de contato. Chao, Saba e Centers [16], viram que, além da morfologia, a dureza e a tenacidade também são importantes na redução da vida; por exemplo, as partículas de cerâmica, que têm maior dureza porém menor tenacidade que o aço, induzem mais dano nos contatos metálicos. Nixon [17] verificou que partículas de SiC produzem mais dano superficial (maior “*dent*”) comparadas a TiC e de fato ocorre uma maior redução (de 50%) na vida em fadiga com SiC.

### **2.3.1. Níveis de limpeza em óleos lubrificantes**

Dentro do grupo dos sistemas lubrificados, encontram-se os sistemas hidráulicos, os quais requerem altos níveis de limpeza para seu correto funcionamento. Para isto, existem

diferentes normas que estabelecem os níveis máximos permissíveis de contaminação que podem apresentar os fluidos hidráulicos.

A norma mais usada para determinar os níveis de contaminação de sistemas hidráulicos é a ISO 4406:1999, a qual estabelece uma relação entre a contagem de partículas e os níveis de limpeza, usando uma codificação de três números separados por um traço transversal (xx/xx/xx) [18,19]. Esta codificação representa o número de partículas por mililitro (ml) de fluido maior ou igual do que 4, 6 e 14  $\mu\text{m}$ , respectivamente. Algumas referências ainda usam a codificação da versão ISO 4406:1987, a qual possui dois números (xx/xx), correspondendo ao número de partículas por ml maiores ou igual a 5 e 15  $\mu\text{m}$ , respectivamente.

Também é utilizada a norma NAS 1638, a qual possui 16 diferentes classes de limpeza baseadas em 100 ml de fluido [19]. Cada classe especifica o número de partículas em cada um dos seis grupos: de 2 a 5  $\mu\text{m}$ , de 5 a 15  $\mu\text{m}$ , 25 a 50  $\mu\text{m}$ , 50 a 100  $\mu\text{m}$  e maior que 100  $\mu\text{m}$ . Adicionalmente, referencia uma concentração (mg/l) aproximada do contaminante no fluido para cada nível de limpeza.

Quanto às aplicações em mancais de rolamentos, existem níveis de limpeza do óleo recomendáveis, os quais estão baseados nas normas ISO 4406 e NAS 1638, e dependem do tamanho e tipo de rolamento. Todavia, como citam alguns autores [18], trata-se apenas de uma referência para ser utilizada como ponto de partida para um controle de limpeza. Este valor do nível de contaminação recomendado pode ser modificado dependendo do comportamento do componente.

Se os níveis de limpeza recomendados são ultrapassados, a vida útil do componente é afetada, já que a presença de partículas contaminantes de alta dureza no óleo lubrificante gera impressões nas superfícies de contato do rolamento, que por sua vez, originam fadiga prematura do material. Quanto menor for a superfície de contato, maior será o efeito prejudicial da partícula de um determinado tamanho. Isto significa que os rolamentos pequenos são mais sensíveis quando submetidos ao mesmo nível de contaminação que os rolamentos maiores. Igualmente, os rolamentos com contato puntual (rolamentos de esferas) são mais sensíveis que os de contato linear (rolamentos de rolos) [5].

Na Tabela 2.1 são mostrados os níveis de limpeza ISO 4406 recomendados pelos fabricantes de rolamentos [5], os quais dependem do tamanho e tipo de contato. É de esperar que estes níveis recomendados sejam muito conservadores (pelo tipo de fonte), mas é um bom ponto de partida para um controle de limpeza.

Tabela 2.1. Níveis de limpeza ISO 4406 recomendados para os óleos lubrificantes de rolamentos.

D (mm)	Classe de limpeza	Nível de limpeza ISO 4406	
		Contato pontual	Contato linear
< 12.5	Limpeza máxima	11/8	12/9
	Limpeza elevada	12/9	13/10
	Limpeza normal	14/11	15/12
	Grau moderado de contaminação	15/12	16/13
	Alto grau de contaminação	16/13	17/14
>12.5...20	Limpeza máxima	12/9	13/10
	Limpeza elevada	13/10	14/11
	Limpeza normal	15/12	16/13
	Grau moderado de contaminação	16/13	17/14
	Alto grau de contaminação	18/14	19/15
>20...35	Limpeza máxima	13/10	14/11
	Limpeza elevada	14/11	15/12
	Limpeza normal	16/13	17/14
	Grau moderado de contaminação	17/14	18/15
	Alto grau de contaminação	19/15	20/16
> 35	Limpeza máxima	14/11	14/11
	Limpeza elevada	15/12	15/12
	Limpeza normal	17/14	18/14
	Grau moderado de contaminação	18/15	19/16
	Alto grau de contaminação	20/16	21/17

#### 2.4. DETECÇÃO DE FALHAS DE ROLAMENTO POR MEIO DA TÉCNICA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Uma das maneiras encontradas para se monitorar o desempenho de um rolamento durante a operação é através da medição de sua vibração mecânica. Um aumento na vibração de máquinas rotativas pode ser uma indicação da ocorrência de uma falha. Técnicas de monitoramento, como análise de óleo e temperatura, podem fornecer indicativos de falhas, mas a técnica de monitoramento da vibração pode revelar uma vasta variedade de tipos de falha [20].

O nível de vibração medido é influenciado por muitos fatores, como a condição de operação da máquina (carga e velocidade, por exemplo). As falhas causam forças nas máquinas, que se manifestam como vibração que são transmitidas ao ponto de medição. Na procura de mudanças relativas em vibração, às vezes é possível fazer uma medida global da vibração e observar mudanças a partir de um nível de referência (*baseline*). Mas há um risco de não detectar antecipadamente o aumento de componentes menores do sinal. Quando estes puderem ser detectados, pode ser tarde para evitar a falha. Na análise espectral, com o

monitoramento da evolução das faixas de frequências que compõem o sinal de vibração, este problema pode ser evitado [20].

#### 2.4.1. Detecção de defeitos nos elementos do rolamento

Na literatura se encontram diversos trabalhos relacionados especificamente à detecção de defeitos nos elementos de mancais de rolamento [21,22,23,24,25].

Segundo Tandon [22] os defeitos do mancal podem ser categorizados como distribuídos ou localizados. No caso de defeitos distribuídos, os mais comuns são a variação da rugosidade e a presença de ondulação na superfície. A variação de forças no contato entre pistas e elementos rolantes devido a defeitos distribuídos resulta em aumento do nível de vibração. A resposta em vibração para esses defeitos tem sido estudada principalmente no domínio da frequência. A vibração produzida pela rugosidade é significativa somente quando as asperezas rompem o filme de lubrificante e entram em contato com outra superfície. Por outro lado, a ondulação (defeito geométrico) tem um efeito mais dominante no nível de vibração.

Já os defeitos localizados são relacionados a trincas, *pites* e *spalls* nas superfícies rolantes. Esses defeitos podem ser originados por fadiga e pode ser acelerado se ocorrer impactos de carga mecânica. Sempre que um defeito localizado em um elemento interage com um outro elemento, ocorrem mudanças abruptas nas tensões de contato, o que gera um pulso de curta duração, causando aumento nos níveis de vibração e ruído do componente. Os parâmetros de vibração no domínio do tempo, tais como *overall RMS*, fator de crista e kurtosis, têm um sucesso limitado de detecção de defeitos localizados. Geralmente são mais utilizadas técnicas de análise no domínio da frequência, como por exemplo, a FFT (*Fast Fourier Transform*) em alta e baixa frequência. A interação de defeitos nos elementos produz pulsos de curta duração, os quais excitam as frequências naturais dos elementos, resultando em um aumento da energia vibracional na banda de altas frequências. Defeitos mais avançados geram a aparição de frequências dominantes na banda de baixas frequências, as quais correspondem as frequências dos impactos que se geram quando os elementos rolantes encontram-se com um defeito no rolamento [22].

Para o cálculo das frequências características de defeito, existem fórmulas estabelecidas na literatura e são mostradas nas Equações 2.2–2.5, as quais estão baseadas na geometria do rolamento (vide Figura 2.3) [26]. Adicionalmente, na Figura 2.4 são mostrados os espectros típicos ou padrões para os diferentes estágios de falha de um rolamento, desde

seu nascimento até o estado crítico da falha, quando pode ocorrer avarias catastróficas em todo o equipamento.

#### Falha na pista interna (BPFI)

$$BPFI = \frac{z}{2} * \left[ 1 + \left( \frac{d}{D} \right) * \cos(\beta) \right] * f_s \quad (2.2)$$

#### Falha na pista externa (BPFO)

$$BPFO = \frac{z}{2} * \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right) * \cos(\beta) \right] * f_s \quad (2.3)$$

#### Falha nos elementos rolantes (BSF)

$$BSF = \frac{D}{2d} * \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 * \cos^2(\beta) \right] * f_s \quad (2.4)$$

#### Falha na gaiola (FTF)

$$FTF = \frac{1}{2} * \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right) * \cos(\beta) \right] * f_s \quad (2.5)$$

Onde:

- $z$  = Número de elementos rolantes
- $d$  = Diâmetro do elemento rolante (mm)
- $D$  = Diâmetro médio (mm)
- $\beta$  = Ângulo de contato no elemento
- $f_s$  = Freqüência de rotação do eixo (Hz)

$$D = (D_i + D_e)/2$$

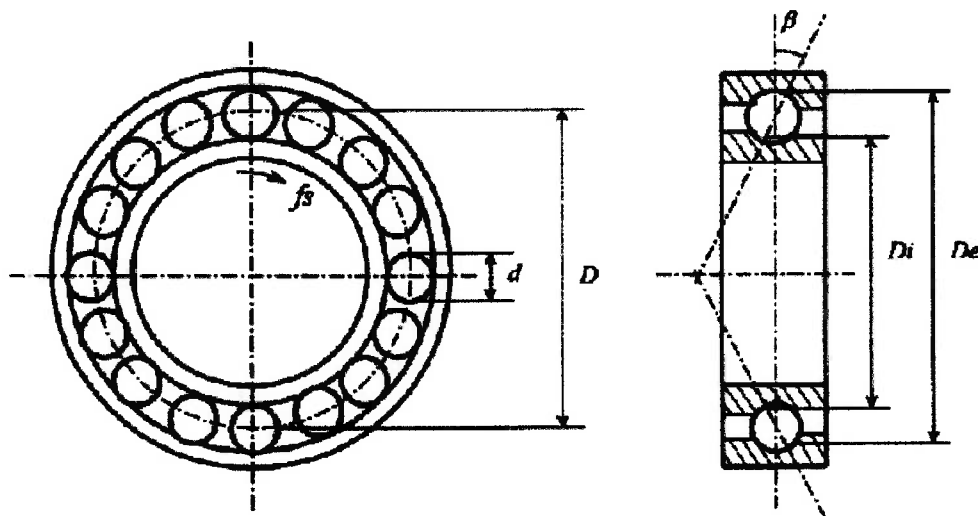


Figura 2.3. Geometria básica de um rolamento

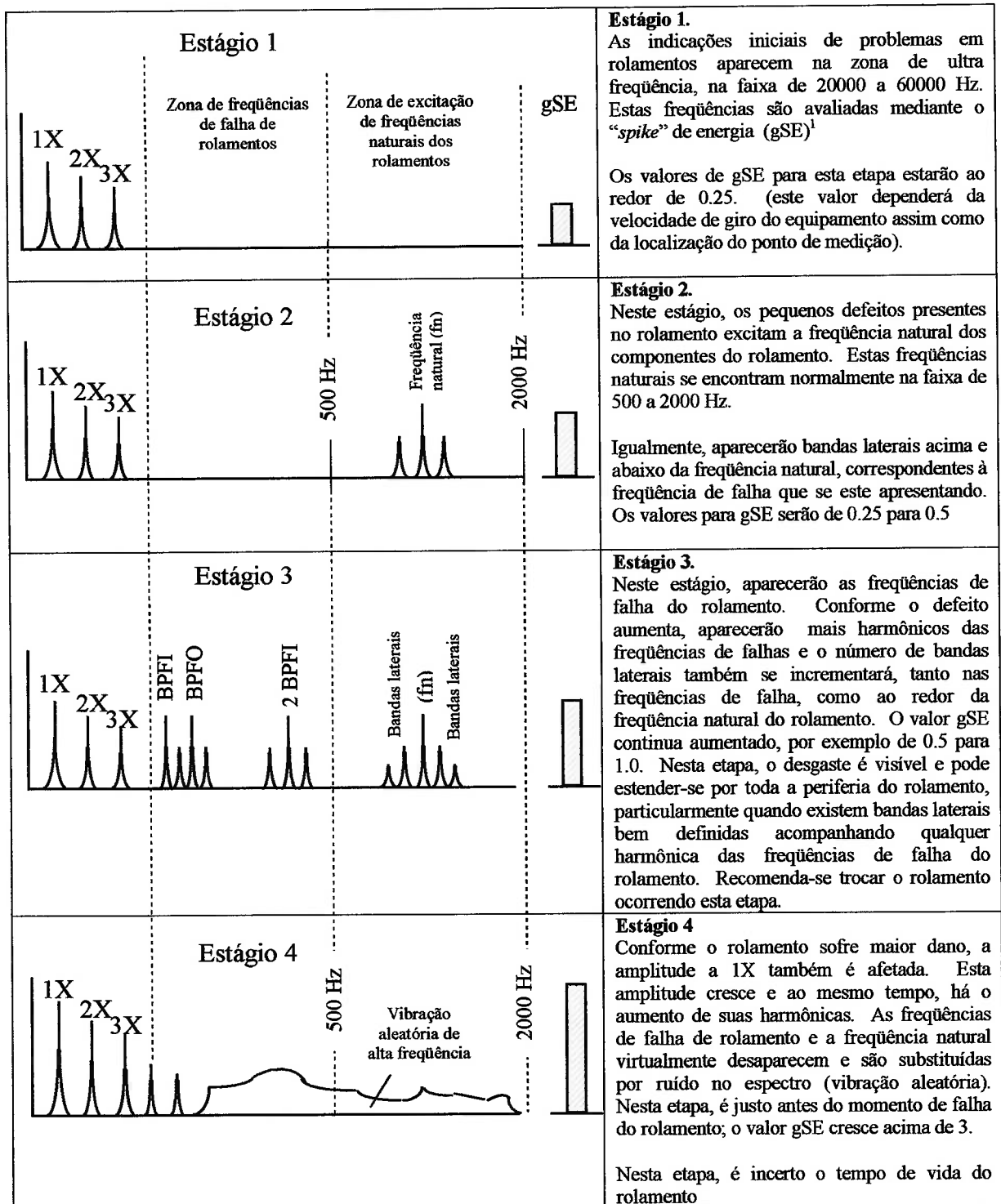


Figura 2.4. Estágios de falha de um rolamento [26].

<sup>1</sup> O “spike” de energia é uma medida da “impulsividade” causada pelos impactos ultra-sônicos (acima de 16Khz), devido às imperfeições microscópicas, entre os elementos rolantes e as pistas do rolamento. Tem-se combinado eletronicamente a amplitude dos pulsos, sua relação de ocorrência e a energia vibratória, em uma única unidade chamada unidade de aceleração de “spike” de energia, gSE [27].

#### 2.4.2. Detecção de falhas na lubrificação de rolamentos

Quanto ao uso de técnicas de análise de vibrações para a detecção de falhas na lubrificação, são encontradas menos referências. Os trabalhos encontrados na literatura são descritos a seguir:

Saavedra [27] cita que, na etapa inicial de uma lubrificação inadequada, a resposta estrutural do rolamento será como a de um sistema submetido a uma excitação aleatória. No caso de sistemas pouco amortecidos, as componentes predominantes da resposta estrutural correspondem às frequências naturais do rolamento.

Segundo Berry [26], os espectros dos sinais de vibração de um rolamento em condições de lubrificação inadequada são caracterizados por três ou quatro picos na faixa de frequências de 900-1600 Hz, faixa típica onde se encontram localizadas as frequências naturais dos rolamentos.

Em outro trabalho, Massouros [28] estuda o efeito da rugosidade e do material na vibração de mancais planos (*plain bearings*), lubrificados em lubrificação limítrofe. O autor cita que neste tipo de componentes sob condições de lubrificação limítrofe, ocorrem impactos entre as microasperezas das superfícies em cada contato, o quais produzem vibração normal e tangencial à direção de deslizamento. Nos ensaios experimentais, Massouros [28] determinou que existe uma variação do espectro de vibração na faixa de altas frequências (para este trabalho, frequências acima de 200 Hz) durante a etapa de amaciamento (*running-in*) do mancal de deslizamento. Segundo o autor, esta variação é devida à diminuição da rugosidade superficial, o que aumenta a conformidade entre as superfícies, aumenta a área real de contato e reduz a carga por unidade de área real, fatores esses que afetam diretamente o sinal de vibração do componente. Por outro lado, o autor menciona que na banda de baixas frequências (menores de 200 Hz), informações das vibrações induzidas pelo contato atritante são mascaradas pelas vibrações características do equipamento.

Em outro estudo, realizado por Su, Sheen e Lin [29], foi mostrado que a energia de vibração do rolamento depende das irregularidades superficiais, cargas externas, velocidade de rotação e viscosidade do lubrificante. Os autores iniciam apresentando alguns modelos empíricos de rigidez e amortecimento relacionados ao filme lubrificante em mancais de rolamento. Na parte experimental, é utilizada uma caixa de rolamentos com vários tipos de óleos com diferentes viscosidades. Por meio de diferentes ensaios, determinou-se que em um rolamento submetido a altas cargas e baixas velocidades, o aumento do grau de viscosidade gera uma diminuição na energia de vibração; por outro lado, em rolamentos sob altas



velocidades de rotação, a energia de vibração aumenta com o grau de viscosidade do óleo lubrificante.

Por outro lado, Jonhson [31] cita metodologias de ensaio indireto para determinar o nível de contaminação em rolamentos lubrificadas com graxa, observando a energia de vibração e menciona que as frequências na faixa de 1,8 a 10 kHz estariam relacionadas à presença de partículas no lubrificante.

Lian-Chun [32] fizeram ensaios com rolamentos comparando a vibração de rolamentos a graxa e a óleo e mostraram que a graxa induz menor energia de vibração, aparentemente com as mesmas bandas de frequência predominantes (3 a 5 bandas distintas entre 1,8 a 10 kHz). Quando a graxa foi contaminada, ocorreu uma elevação de todo o espectro, mantendo as mesmas bandas de frequência excitadas.

Por último, outros trabalhos na literatura [34] indicam que falhas incipientes relacionadas com a lubrificação estão relacionadas a vibrações em frequências muito altas que afetam as frequências na faixa de emissão acústica (maiores que 50 kHz), inclusive compreendendo as que estariam relacionadas ao esmagamento e à deformação de partículas contaminantes. Essa vibração de alta frequência é causada por ondas de tensão que são geradas pelas rápidas mudanças no interior do material. A vibração é chamada de emissão acústica (EA) e surge como ondas na superfície do material.

Em outro trabalho, Smith [30] realizou ensaios de medição de vibração em caixa de engrenagens procurando detectar a falha na lubrificação. Embora tenha sido estudado um componente diferente ao estudado no presente trabalho, as condições de lubrificação (EHL) em ambos os componentes são similares. O autor concluiu que o monitoramento do *overall RMS* não é um bom indicador do início do dano. Ao contrário, monitorando a vibração a 55 kHz, o dano foi detectado de maneira mais adiantada. O autor cita que as superfícies quando entram em contato rolante ou deslizante dão origem ao aparecimento de pulsos. Tais pulsos, chamados pelo autor como choques de Smith, causam uma vibração que aparece em faixas muito elevadas de frequência, neste caso cerca de 55 kHz.

Como conclusão geral desta revisão bibliográfica, de acordo com os resultados dos poucos trabalhos encontrados na literatura, pode-se dizer que não existe um critério unificado para detectar e diagnosticar um problema de lubrificação inadequada de um rolamento, como existe no caso de detecção de defeitos localizados. Em todos os trabalhos, são mencionadas *diferentes* faixas de frequências excitadas no sinal de vibração, que poderiam estar correlacionadas a possíveis falhas na lubrificação.

## 2.5. ASPECTOS RELACIONADOS COM A LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS

Como foi citado na Seção 2.1, a condição de lubrificação (regime de lubrificação) de um componente se encontra afetada por diferentes fatores, tais como: rugosidade superficial, espessura do filme lubrificante, carregamento mecânico e as tensões de contato de Hertz, entre outras. Por isto, é necessário conhecer a forma de cálculo dos parâmetros que representam cada um destes fatores, e de que maneira influenciam na condição de lubrificação. A seguir, é feita uma descrição dos modelos teóricos estabelecidos na literatura, correspondentes ao cálculo destes parâmetros.

### 2.5.1. Parâmetros de rugosidade de uma superfície

Para o cálculo da relação  $\lambda$ , é necessário conhecer a configuração da rugosidade superficial. Os principais parâmetros que normalmente são mais utilizados para definir a configuração de uma rugosidade superficial são o  $R_a$ ,  $R_q$  e  $R_z$ , descritos a seguir:

#### *Rugosidade Média ( $R_a$ )*

É a média aritmética dos valores absolutos das ordenadas de afastamento  $y_i$ , dos pontos do perfil de rugosidade em relação à linha média, dentro do percurso de medição  $L_m$  (Figura 2.5). Essa grandeza pode corresponder à altura de um retângulo, cuja área é igual à soma absoluta das áreas delimitadas pelo perfil de rugosidade e pela linha média, tendo por comprimento o percurso de medição  $L_m$  (equação 2.6) [35, 3].

$$R_a = \frac{1}{L_m} \int |y(x)| dx \approx \frac{y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_n}{L_m} \quad (2.6)$$

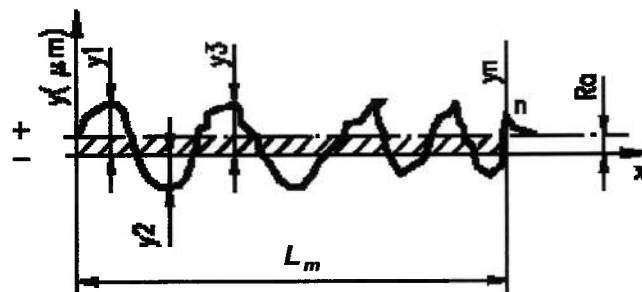


Figura 2.5. Cálculo do parâmetro  $R_a$

**Rugosidade RMS ( $R_q$ )**

O valor RMS (Root Mean Square) da rugosidade está definido pela equação [3]:

$$R_q = \frac{1}{L} \int y^2(x) dx \quad (2.7)$$

Para muitas superfícies, os valores de  $R_a$  e  $R_q$  são similares; para uma distribuição Gaussiana das alturas das rugosidades, tem-se:  $R_q = 1,25R_a$

**Rugosidade Média ( $R_z$ )**

Corresponde à média aritmética dos cinco valores de rugosidade parcial. Rugosidade parcial ( $Z_i$ ) é a soma dos valores absolutos das ordenadas dos pontos de maior afastamento, acima e abaixo da linha média, existentes no comprimento de amostragem (cut off) [35]. Na representação gráfica do perfil, esse valor corresponde à altura entre os pontos máximo e mínimo do perfil, no comprimento de amostragem ( $L_e$ ). Ver Figura 2.6 e Equação 2.8.

$$R_z = \frac{z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5}{5} \quad (2.8)$$

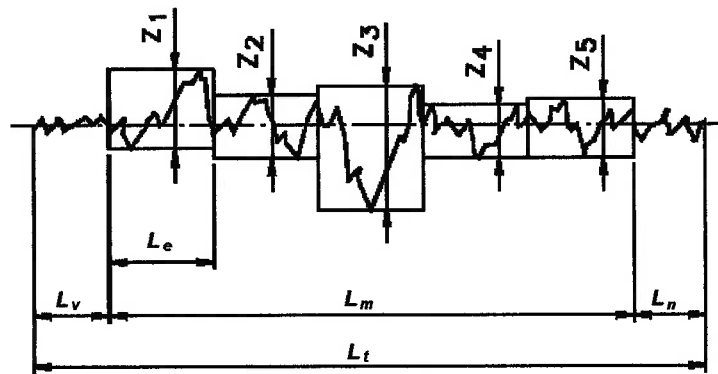


Figura 2.6. Cálculo do parâmetro  $R_z$

**2.5.2. Espessura mínima do filme lubrificante**

A partir do cálculo de espessura mínima do filme lubrificante, é possível verificar se sob determinadas condições de trabalho, uma camada lubrificante suficiente, é formada de modo a garantir a separação das duas superfícies que constituem o sistema lubrificado e, desta maneira, evitar o contato metálico.

O cálculo da espessura mínima do filme lubrificante é baseado na teoria de lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) e, portanto, depende do tipo de contato superficial. Na Figura 2.7, é mostrado o esquema do contato entre dois corpos rolantes, neste caso entre

um elemento rolante e a pista interna do rolamento, o qual é utilizado para o desenvolvimento dos modelos teóricos do cálculo da espessura mínima de lubrificante, baseados na teoria de contato de Hertz:

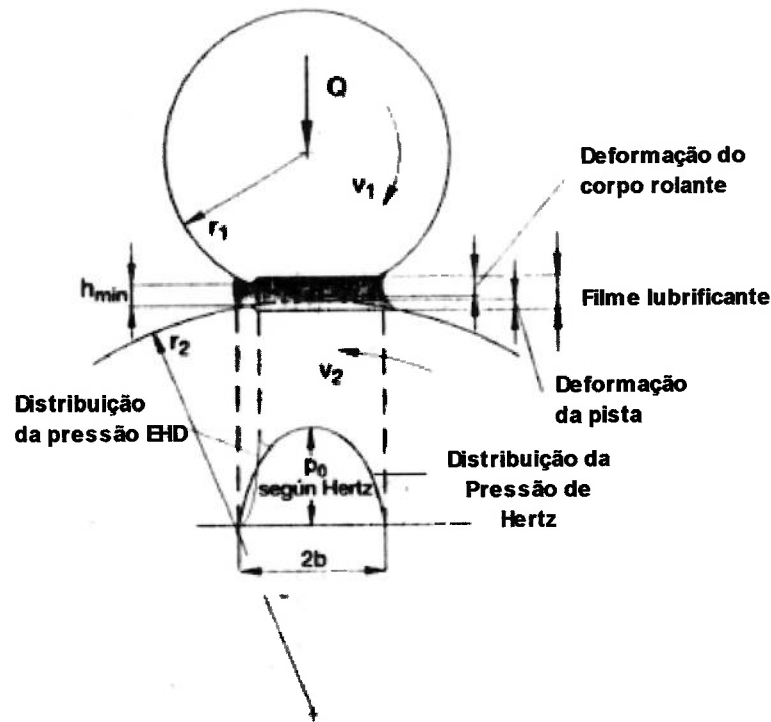


Figura 2.7. Contato de Hertz entre dois corpos rolantes [5]

Segundo Hamrock e Dowson [4,5], para um contato puntual (rolamentos de esferas) a espessura mínima do filme lubrificante é definida pela equação 2.9:

$$h_{\min} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k}) \cdot R_r \quad [m] \quad (2.9)$$

Por outro lado, para um contato linear (rolamentos de rolos) segundo o modelo de Dowson [4,5], a espessura mínima do filme lubrificante é definida pela equação 2.10:

$$h_{\min} = 2,65 \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,54} \cdot W'^{-0,13} \cdot R_r \quad [m] \quad (2.10)$$

Onde:

$$U = \frac{\eta_o \cdot v}{2E' \cdot R_r} \quad \text{Parâmetro de velocidade}$$

$$G = \alpha \cdot E' \quad \text{Parâmetro do material}$$

$$W = \frac{Q}{E' \cdot R_r^2} \quad \text{Parâmetro da carga para contato puntual}$$

$$W' = \frac{Q}{E' \cdot R_r \cdot L} \quad \text{Parâmetro da carga para contato linear}$$

k		k = a/b, razão dos semieixos das superfícies de pressão.
e		e = 2,71828..., base dos logaritmos naturais.
$\alpha$	[mm <sup>2</sup> /N]	Coefficiente de pressão-velocidade
$\eta_0$	[N.s/mm <sup>2</sup> ]	Viscosidade dinâmica do lubrificante
v	[mm/s]	Velocidade média de rolamento
		v = (D/2)[(1- $\gamma$ )( $\omega$ - $\omega_m$ ) + $\gamma\omega_R$ ] contato esfera/rolo-pista interna
		v = (D/2)[(1+ $\gamma$ ) $\omega_m$ + $\gamma\omega_R$ ] contato esfera/rolo-pista externa
		$\gamma = (D/d)\cos\beta$
		$\omega$ = velocidade angular pista interna/externa (rad/s)
		$\omega_m$ = velocidade angular gaiola (rad/s)
		$\omega_R$ = velocidade angular elemento rolante (rad/s)
E'	[N/m <sup>2</sup> ]	E' = E / [1 - (1/m) <sup>2</sup> ], módulo de elasticidade efetivo
		E = Módulo de elasticidade (2,08 * 10 <sup>11</sup> N/m <sup>2</sup> para aço)
		1/m = Constante de Poisson (0,3 para aços)
R <sub>r</sub>	[m]	Raio equivalente
		R <sub>ri</sub> = d/2 (1 - $\gamma$ ) para contato elemento rolante-pista interna
		R <sub>ro</sub> = d/2 (1 + $\gamma$ ) para contato elemento rolante-pista externa
L	[m]	Comprimento do elemento rolante (no caso de rolos)

### 2.5.3. Distribuição de cargas nos rolamentos

Como foi observado na secção anterior, para o cálculo da espessura mínima teórica do filme lubrificante entre os anéis e os elementos rolantes, é necessário conhecer a carga radial máxima que suporta um elemento rolamento. A seguir, são descritos os modelos teóricos utilizados para o cálculo dessa carga.

Em rolamentos onde existe mais de um elemento em compressão, a forma da carga radialmente distribuída é dada conforme a Figura 2.8 e a Equação 2.11 [36]:

$$F_r = Q_{\max} \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_1} [1 - (1/2\varepsilon)(1 - \cos\psi)]^n \cos\psi \quad (2.11)$$

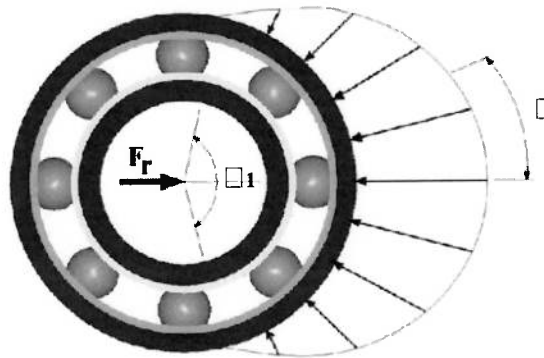


Figura 2.8. Distribuição de cargas radiais num rolamento.

Onde:

$F_r$  = Força radial que suporta o rolamento

$\varepsilon$  = Coeficiente de deformação, definido por:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{C_d}{2\delta_r} \right) \text{ onde:}$$

$C_d$  = Folga diametral.

$\delta_r$  = Deformação radial.

$\psi$  = Ângulo que define a posição angular de um elemento rolante. A extensão angular da zona de carga esta definida por  $\psi_1$ , a qual se calcula da seguinte maneira:

$$\psi_1 = \cos^{-1} \left( \frac{C_d}{\delta_r} \right)$$

$n$  = Fator definido pelo tipo de rolamento,  $3/2$  para rolamentos de esferas e  $10/9$  para rolamento de rolos.

$Q_{\max}$  = Carga máxima num elemento rolante, definida por:

$$Q_{\max} = \frac{k_1 F_r}{Z \cos \beta}, \text{ onde:}$$

$k_1$  = Coeficiente que depende do número de elementos rolantes, da carga aplicada, da constante de deformação e da folga do rolamento. Normalmente, usa-se valores  $k_1 = 5$ .

$Z$  = Número de elementos rolantes

$\beta$  = Ângulo de contato

#### 2.5.4. Tensões superficiais

Os modelos matemáticos estabelecidos para as tensões superficiais dos componentes em contato nos rolamentos provêm dos modelos clássicos das tensões de Hertz para dois corpos elásticos em contato [4]. Para o desenvolvimento destes modelos, forem feitas as seguintes suposições:

- A tensão de escoamento do material não é excedida, ou seja, a deformação acontece na faixa elástica.
- O carregamento é perpendicular à superfície, ou seja, o efeito da tensão de cisalhamento superficial é depreciado.
- As dimensões da área de contato são pequenas em comparação com os raios de curvatura dos corpos carregados.

#### *Tensão superficial para tipo de contato puntual (rolamentos de esferas)*

Para este tipo de contato, a distribuição de tensões é elipsoidal, como se ilustra na Figura 2.9, e é dada pela Equação 2.12 [37]:

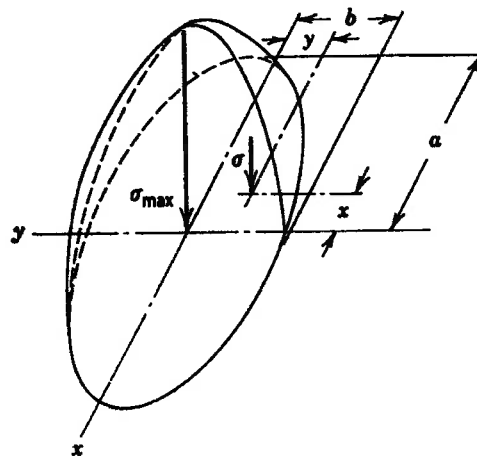


Figura 2.9. Distribuição de tensões para um contato puntual.

$$\sigma = \frac{3Q}{\pi ab} \left[ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2}, \text{ com } \sigma_{\max} = \frac{3Q}{\pi ab} \quad (2.12)$$

Onde:

$\sigma$  = Tensão superficial de compressão

Q = Carga aplicada

a, b = Eixos da elipse de contato, para corpos de aço:

$$a = 0.0045a^* \left[ \frac{Q}{\sum \rho} \right]^{1/3}$$

$$b = 0.0045b^* \left[ \frac{Q}{\sum \rho} \right]^{1/3}$$

→ O cálculo dos parâmetros  $a^*$ ,  $b^*$  e  $(($  depende da geometria dos corpos em contato.

### Tensão superficial para tipo contato linear (rolamentos de rolos)

Neste caso, a distribuição de tensões é semicilíndrica, como se ilustra na Figura 4, e está dada pela seguinte equação:

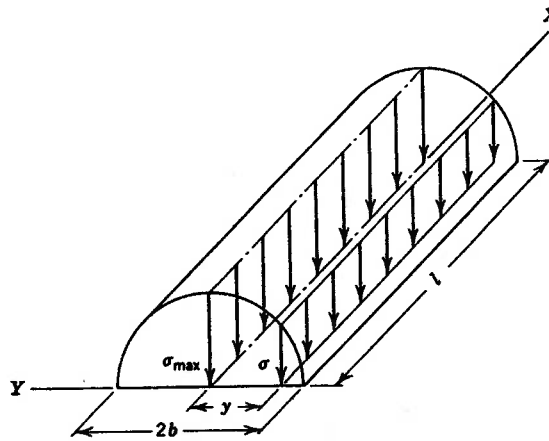


Figura 2.10. Distribuição de tensões para um contato linear

$$\sigma = \frac{2Q}{\pi b} \left[ 1 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2}, \text{ com } \sigma_{\max} = \frac{2Q}{\pi b} \quad (2.13)$$

Onde:

$\sigma$  = Tensão superficial de compressão

Q = Carga aplicada

b = largura do semicilindro de contato, para corpos de aço:

$$b = 2.78 \times 10^{-4} \left[ \frac{Q}{l \sum \rho} \right]^{1/2}$$

→ (( depende da geometria dos corpos em contato.



### 2.5.5. Cálculo de vida útil de um rolamento

Por último, é descrito um critério para o cálculo da vida útil de um rolamento em função da condição de lubrificação, tendo em conta parâmetros tais como: carga aplicada, grau de viscosidade, nível de contaminação e tipo de rolamento, entre outros.

Para o cálculo de vida nominal de um rolamento, geralmente [4,5,6] é utilizada a equação clássica  $L_{\text{ciclos}} = (C/P)^n * 10^6$  ciclos, onde:

$L_{\text{ciclos}}$  = vida nominal de um rolamento (ciclos).

$P$  = Carga dinâmica do rolamento (kN)

$C$  = Capacidade dinâmica do rolamento (kN).

$n = 3$  para rolamento de esferas,  $10/3$  para rolamentos de rolos.

Como é sabido, a duração da vida nominal do rolamento é afetada por diferentes fatores que dependem das condições de serviço. Os fabricantes de rolamentos têm desenvolvido equações empíricas com base a testes realizados baixo diferentes condições de serviço. Segundo um fabricante de rolamentos [5], a vida útil de um rolamento estaria definida pela seguinte equação:

$$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 L * 10^6 \text{ciclos} \quad (2.14)$$

Onde:

$L_{na}$  = vida útil de um rolamento (ciclos).

$L$  = vida nominal de um rolamento (ciclos).

$a_1$  = Fator estatístico que depende da probabilidade usual de falha.

$a_2$  = Fator serviço; depende do tipo de rolamento, do diâmetro do rolamento, da relação de carga  $C/P$  e do grau de viscosidade do óleo lubrificante.

$a_3$  = Fator limpeza; depende do nível de limpeza requerido segundo tabela 2.1.

## 2.6. ASPECTOS RELACIONADOS AO PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

### 2.6.1. Parâmetros de vibração global (RMS)

Diferentes parâmetros são utilizados para caracterizar o medir a vibração global: O valor de pico, o valor de pico a pico, e o valor de RMS. O valor de pico é necessário quando

se deseja caracterizar vibrações de natureza impulsiva; por outro lado, o valor de pico a pico é usado para a medição de deslocamentos relativos [27].

Tanto o valor de pico como o valor de pico a pico não consideram o histórico da vibração durante o qual se produzem estes valores instantâneos. O valor de RMS (Root Mean Square) considera todo o histórico do sinal de vibração e fornece uma estimação da energia de vibração [27]. Portanto, é o parâmetro mais usado para estimar a severidade de vibração de um componente. O valor RMS é calculado (forma discreta) pela equação 2.15 [38]:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i)^2} \quad (2.15)$$

onde:

$x_i$  é amplitude do ponto  $i$  do sinal;

$N$  é o número total de pontos do sinal.

### 2.6.2. Skewness

É o momento estatístico de terceira ordem, normalizado pelo desvio padrão elevado a terceira potencia [38], dado pela equação 2.16:

$$s = \frac{1}{N\sigma^3} \sum_{i=1}^N (x_i - m)^3 \quad (2.16)$$

onde:

$m$  é o valor médio do sinal.

$\sigma$  desvio padrão.

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

### 2.6.3. Kurtosis

A kurtosis é definida como o quarto momento estatístico, normalizado pelo desvio padrão elevado à quarta potência, sendo dado pela equação 2.17 [38]

$$K = \frac{1}{N\sigma^4} \sum_{i=1}^N (x_i - m)^4 \quad (2.17)$$

Assumindo-se que num rolamento sem falha as vibrações geradas pela passagem das esferas sobre as pistas são de natureza aleatória e que a distribuição de probabilidades tende à Gaussiana, a kurtosis obtida para mancais em bom estado é igual a 3 (três). Porém, com o surgimento e o desenvolvimento da falha, os valores de K tendem a aumentar, devido aos impulsos gerados pela passagem dos elementos rolantes sobre a falha.

#### 2.6.4. Análise espectral de vibração (DEP)

A análise espectral de sinais de vibração é o procedimento mais largamente usado na detecção de falhas em rolamentos. Esta análise é baseada na aplicação dos conceitos da transformada de Fourier, a qual é uma transformação matemática que leva a informação do domínio temporal para o domínio de frequência. A informação do sinal de vibração no domínio de frequência é denominada espectro. A forma mais utilizada para a visualização do espectro é a Densidade Espectral de Potência (DEP), a qual é definida como a Transformada de Fourier da função da autocorrelação.

Neste trabalho, a estimação da densidade espectral de potência será feita através do método de Welch [38], utilizando o método de periodograma, ao qual o método de Welch pertence. O procedimento do cálculo da DEP por meio deste método é detalhado a seguir:

- ✓ Inicialmente o sinal se divide em blocos, os quais podem se sobrepor:

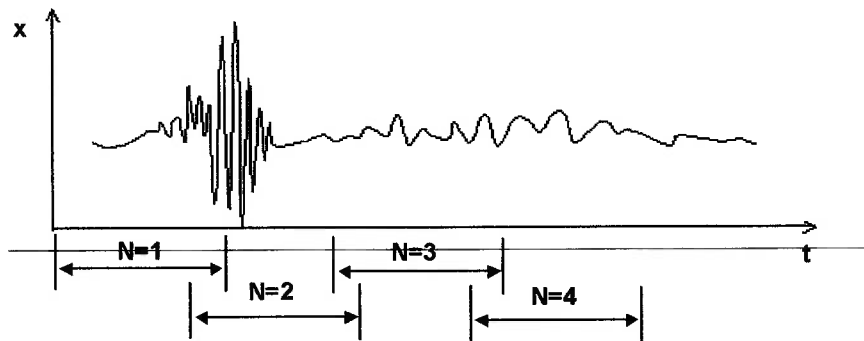


Figura 2.11. Divisão do sinal em blocos – Método Welch.

Obtém-se  $N$  blocos iguais de  $D_p$  pontos cada um

$$x_i(n) = x(n + iD_p) \quad \left\{ \begin{array}{l} n = 0, 1, \dots, D-1 \\ i = 0, 1, \dots, L-1 \end{array} \right.$$

- ✓ Multiplica-se cada bloco por uma janela de apodisação e calcula-se os periodogramas:

$$P_{xx}^i(f) = \frac{1}{\mu U} \left| \sum_{\mu=0}^{\mu-1} x_i(n) \omega(n) e^{-2\pi i f n} \right|^2 ; i = 0, 1, \dots, L-1 \quad (2.18)$$

Onde:

$P_{xx}^i(f)$  = PSD de cada bloco (periodogramas)

$x_i(n)$  = é o sinal correspondente a cada bloco

$\omega(n)$  = janela de apodisação

$\mu$  = tamanho de cada bloco (numero de pontos)

$U_1$  = Fator de normalização da potencia da janela (não modifica a potencia media do sinal). Este a sua vez se calcula da seguinte maneira:

$$U_1 = \frac{1}{\mu} \sum_{\mu=0}^{\mu-1} \omega^2(n)$$

- ✓ Por último se calcula a PSD de sinal completo, que será a média dos periodogramas modificados:

$$P_{xx}^\omega(f) = \frac{1}{N} \sum_{\mu=0}^{\mu-1} P_{xx}^i(f) \quad (2.19)$$

Todos os métodos descritos serão aplicados na análise dos sinais de vibração do presente trabalho.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. OBJETIVO PRINCIPAL**

O objetivo principal deste trabalho é estudar o efeito da alteração da condição de lubrificação no comportamento vibratório de um rolamento de rolos lubrificado com óleo, por meio da utilização de parâmetros de vibração tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência. Foram estudadas diferentes condições de lubrificação, as quais são citadas a seguir: óleos puros com diferentes graus de viscosidade, óleos com presença de contaminante sólido em diferentes níveis de concentração e tamanhos de partículas, e óleos com presença de aditivos.

#### **3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Estudar e analisar o efeito da variação do grau de viscosidade do óleo lubrificante no comportamento vibratório de um rolamento de rolos.
- Estudar e analisar o efeito da contaminação do óleo lubrificante por particulado sólido na assinatura mecânica de um rolamento de rolos, utilizando diferentes níveis de concentração e tamanhos de partículas contaminantes.
- Quantificar e caracterizar o desgaste das superfícies dos rolamentos usados nos testes com óleos contaminados, por meio das técnicas de análise tradicionais de avaliação de desgaste (análise de óleo, medição de rugosidade e observação microscópica) e por meio do monitoramento de vibrações, visando estabelecer uma possível correlação de todas as técnicas.
- Estudar e analisar o efeito da presença de um aditivo no comportamento vibratório de um rolamento de rolos em diferentes condições de lubrificação.

## 4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

### 4.1. BANCADA DE ENSAIOS

Para o desenvolvimento dos ensaios experimentais, foi utilizada uma bancada pré-existente nas instalações do Laboratório LADIN, do Departamento de Engenharia Mecânica da USP, a qual foi projetada e construída por Gracia [39]. No trabalho de mestrado do autor referenciado, encontra-se o detalhe de funcionamento da bancada experimental original. Com objetivo de facilitar e melhorar a realização dos ensaios e, desta maneira, garantir uma maior confiabilidade dos mesmos, foram feitas algumas modificações da bancada existente. As modificações e melhorias são citadas a seguir:

#### 4.1.1. Sistema de aplicação de carregamento radial no rolamento

A bancada original possuía um sistema de aplicação de carga articulado, constituído de uma barra de aço tipo alavanca que permitia a variação de cargas no sentido radial através da adição de massas previamente calibradas, conforme pode ser visto na Figura 4.1. Este sistema tinha duas desvantagens:

- A dificuldade da montagem das massas, devido ao seu peso.
- Devido a uma aplicação da carga vertical na direção de cima para baixo, o ponto de contato entre a pista interna e os elementos rolantes ficava na parte de cima do rolamento, que é um ponto não lubrificado diretamente, pois não há imersão completa do rolamento no óleo.



*Figura 4.1. Sistema de aplicação de carga da bancada original.*

Tendo em conta estes dois aspectos, foi desenvolvido um novo sistema de carga, constituído por uma célula de carga acoplada a um parafuso, o qual faz contato direto com a barra tipo alavanca, como se mostra na Figura 4.2.a. A aplicação da carga é feita por meio do giro do parafuso. O valor da carga aplicada é controlado por meio do visor da célula de carga (ver Figura 4.2.b).

Com este sistema, elimina-se o manuseio de massas e, adicionalmente, é aplicada uma carga vertical de baixo para cima, permitindo que os pontos de contato entre a pista interna e os elementos rolantes se encontrem dentro do banho de óleo lubrificante, garantindo que a zona de carga de rolamento esteja em contato direto com o lubrificante. Desta maneira, o efeito da condição de lubrificação no comportamento vibratório do rolamento será mais representativo.



(a)



(b)

*Figura 4.2. Novo sistema de aplicação de carga.*

#### **4.1.2. Sistema de agitação**

Um dos principais problemas encontrado por Gracia [39] durante a execução de seus ensaios foi a falta de homogeneidade do óleo lubrificante quando este se encontrava contaminado, devido à decantação das partículas contaminantes. Por tal motivo, foi instalado um sistema de agitação para dar uma maior homogeneidade na distribuição do contaminante e, desta maneira garantir que o efeito do estado de contaminação do óleo lubrificante seja mais representativo no sinal de vibração do rolamento.

O sistema de movimentação do agitador é formado por um motor elétrico, o qual vai acoplado a um eixo que possui um rotor em seu extremo (ver figura 4.3.b). A conexão elétrica do motor vai ligada a um potenciômetro que regula a velocidade do rotor.

Para a instalação deste sistema de agitação, foi necessário remover a caixa de acrílico que possuía a bancada original, como se mostra na Figura 4.3.a. Em seu lugar, foi instalada uma cuba metálica com o volume suficiente para garantir o nível de óleo adequado para a lubrificação por imersão (figura 4.3.b). Adicionalmente, esta cuba metálica facilitou os processos de desmontagem e limpeza, necessários depois de cada ensaio (troca de rolamento).



*Figura 4.3. (a) Caixa de acrílico do sistema de lubrificação da bancada original; (b) Novo sistema de agitação.*

#### **4.1.3. Descrição geral do funcionamento da bancada**

Na Figura 4.4 é mostrado um esquema detalhado da bancada experimental utilizada, tendo em conta as modificações citadas anteriormente e as características do projeto inicial. A seguir, é descrito em forma geral o funcionamento da versão final da bancada.

O rolamento de teste, neste caso um rolamento de rolos NU205, encontra-se lubrificado por banho de óleo com carregamento radial. Como sistema de transmissão entre o motor e o eixo do rolamento de teste, utiliza-se um conjunto polias e correias com uma relação 1:1,16. A rotação do eixo é controlada por um inversor de frequências ligado ao motor elétrico. A aplicação de carga no rolamento de teste foi efetuada utilizando-se um braço de alavanca e uma célula de carga. Utilizou-se um agitador no banho de óleo na tentativa de manter a temperatura e a concentração de partículas homogênea por todo o volume de óleo durante os ensaios. Um acelerômetro foi fixado no mancal do rolamento de teste para medir a vibração na direção radial.



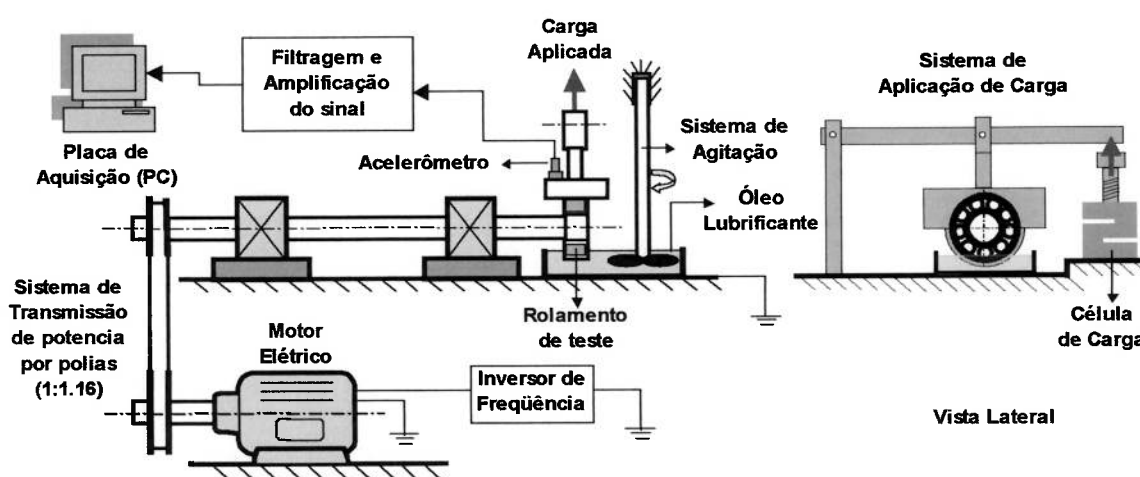


Figura 4.4. Esquema da bancada experimental.

#### 4.2. CADEIA DE MEDIDAS

A instrumentação eletrônica para a aquisição do sinal de vibração compreende um acelerômetro piezoelétrico PCB 601A31, montado através de um parafuso sobre o suporte do rolamento de teste, de tal forma que fosse monitorada a vibração radial do componente. O sinal medido pelo acelerômetro passa inicialmente por um condicionador integrador PCB modelo 480E09 e depois é amplificado e filtrado com um filtro passa baixa com frequência de corte de 10 kHz. O sinal é adquirido para o computador através de uma placa de aquisição de dados a uma taxa de amostragem de 20 kHz. Tanto o condicionador como o amplificador/filtro foram alimentados com fontes de voltagem próprias (baterias), para eliminar o ruído elétrico gerado no sinal adquirido que ocorria quando eram alimentados diretamente pela rede elétrica. Na Figura 4.5, mostra-se um diagrama das conexões entre os diferentes instrumentos que fazem parte da cadeia de medidas.

As especificações de cada um dos instrumentos que fazem parte desta cadeia de medidas são detalhadas a seguir:

- Acelerômetro piezoelétrico PCB 601A31
  - ✓ Sensitividade de voltagem:  $10.2 \text{ mV/ms}^{-2}$
  - ✓ Faixa de temperatura:  $-53$  até  $+121 \text{ }^{\circ}\text{C}$
  - ✓ Faixa útil de frequência (3 dB) : 0,3-10000 Hz
  - ✓ Frequência de ressonância: 16 kHz
- Condicionador integrador PCB, modelo 480E09
- Amplificador e Filtro de Passa Baixa Butterworth de 6<sup>o</sup> ordem
  - ✓ Ganho variável de 1, 10,100 e 1000

- ✓ Frequência de corte variável de 100Hz, 2, 5, e 10 KHz.
- Sistema de aquisição: Fabricação National Instruments, modelo: Lab-PC-1200
- ✓ Frequência de amostragem máxima: 100 kHz

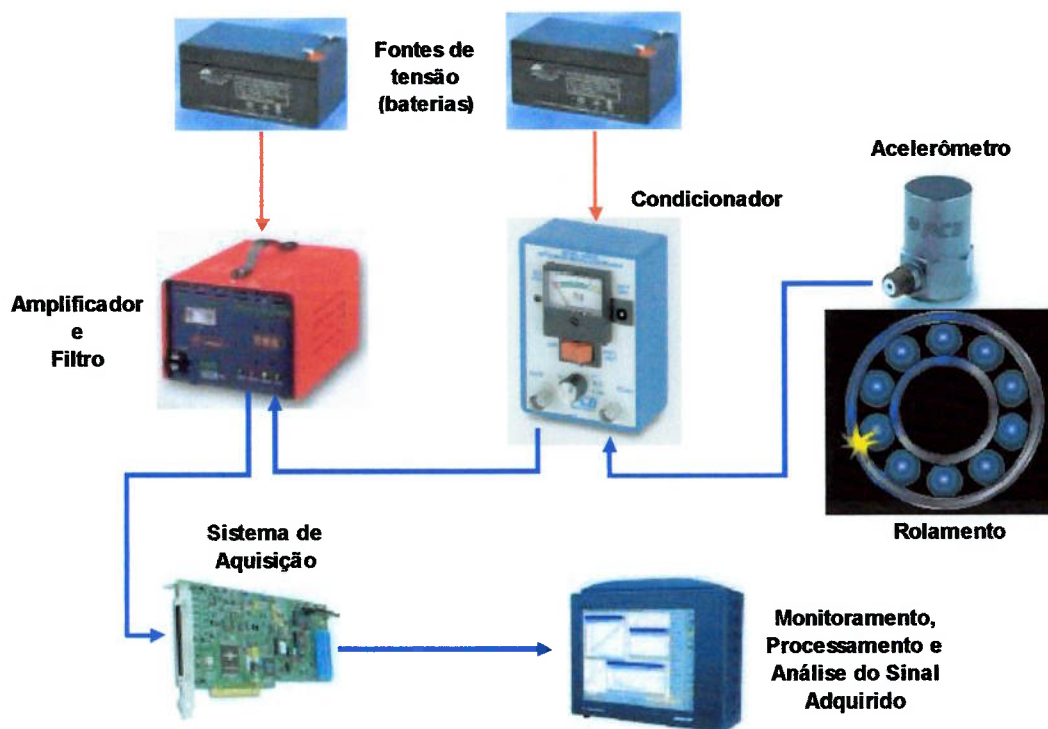


Figura 4.5. Diagrama de conexões da instrumentação da cadeia de medidas.

Também foi utilizada outra instrumentação para a medição da temperatura do óleo, força radial no rolamento e velocidade de rotação, cujas especificações são detalhadas a seguir:

- Termômetro Thermometer TES 1300, com termopar tipo k
  - ✓ Faixa de temperatura:  $-50^{\circ}\text{C}$  a  $1300^{\circ}\text{C}$
- Célula de Carga Alfa Instruments. Modelo Z2T R
  - ✓ Capacidade: 0-20 KN
  - ✓ Sensibilidade: 2 mN/V
- Tacômetro Lutron DT-2236
  - ✓ Faixa de Velocidade: 0-100000 rpm

#### 4.3. PROGRAMAS DE AQUISIÇÃO E PROCESSAMENTO

Para a aquisição e o processamento dos sinais de vibração, foram utilizados três programas, descritos a seguir:

### 4.3.1. Programa de acondicionamento do sinal

Este programa, desenvolvido no software LabView, já era utilizado anteriormente no LADIN. Nos ensaios realizados, foi usado apenas no momento de iniciar o ensaio quando a instrumentação da cadeia de medidas é ligada e ainda o sinal adquirido não é estável. Na Figura 4.6, mostra-se um “print screen” do painel do programa, onde se pode observar o sinal no tempo e o seu respectivo espectro de frequência. Estes gráficos são monitorados no início de cada ensaio para verificar a estabilização da resposta do acelerômetro e, igualmente, para verificar que todos os pontos de aterramento se encontrem corretamente ligados e não exista uma frequência de ruído (geralmente frequência da rede elétrica) que modifique o sinal adquirido.

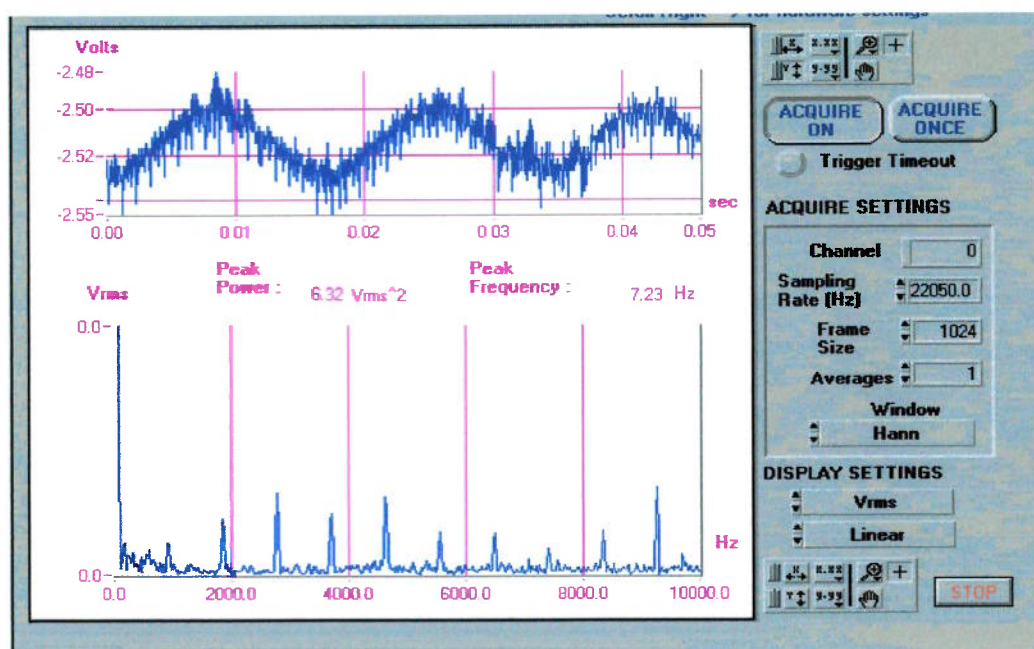


Figura 4.6. Painel do programa de acondicionamento inicial do sinal.

### 4.3.2. Programa de aquisição do sinal

Uma vez que o sinal se estabiliza, procede-se à utilização do programa de aquisição, o qual foi desenvolvido pela equipe do LADIN no software Matlab. Este programa apresenta a possibilidade de configurar os parâmetros de aquisição e processamento, descritos a seguir:

- ✓ Frequência de amostragem e número de pontos. Estes dois parâmetros determinam a resolução e a duração do sinal, parâmetros fundamentais para o processamento e análise do sinal. Neste trabalho, foi utilizada uma frequência de amostragem de 20000 Hz com 100000 pontos, obtendo um tempo de aquisição do sinal completo de 5 segundos.

- ✓ Número de arquivos e Número de médias do espectro: Parâmetros utilizados para trabalhar estatisticamente os sinais e desta maneira eliminar frequências aleatórias não representativas do fenômeno. Foi usado um total de cinco medias (também denominadas janelas) e um só arquivo para o processamento de dados.

Na Figura 4.8, mostra-se o “print screen” da janela do programa, onde pode-se observar os campos dos parâmetros anteriormente mencionados, como os gráficos do sinal no tempo e espectro de frequência.

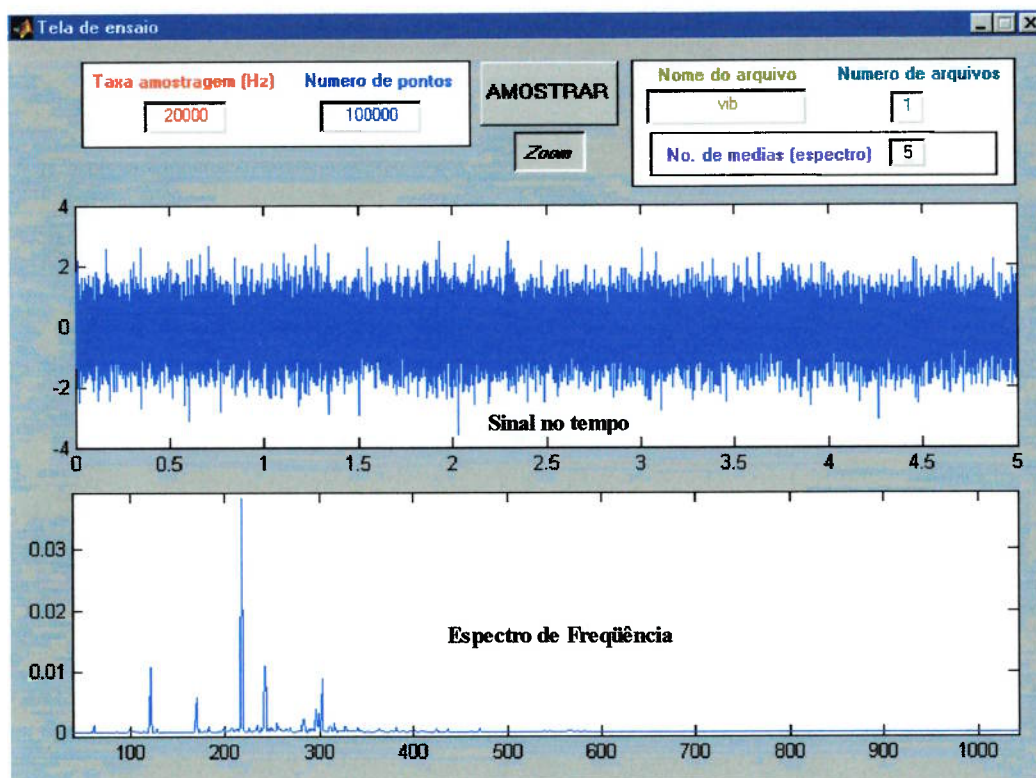


Figura 4.7. Painel do programa de aquisição de vibração.

#### 4.3.2. Programa de processamento e análise do sinal

Este software também foi desenvolvido em conjunto com a equipe do LADIN, e possui a possibilidade de fornecer a seguinte informação:

- ✓ Gráficos do sinal no tempo
- ✓ Gráficos dos parâmetros de RMS global, RMS de baixa frequência, RMS de alta frequência, Fator de Crista, Kurtosis e Skewness para cada uma das condições de ensaio.
- ✓ Gráficos da densidade espectral de potência (DEP).

#### **4.4. ROLAMENTO DE TESTE**

Para todos os ensaios, foi utilizado um rolamento NU205, marca NSK, com uma carreira de rolos e folga interna “Normal” [6]. O rolamento possui 13 rolos, tem diâmetro interno de 25 mm, diâmetro externo de 52 mm, largura de 12 mm e uma capacidade de carga dinâmica de 17700 N. O limite de rotação do rolamento com lubrificação a óleo é de 16000 rpm. Medições da folga interna foram feitas em um grupo de rolamentos novos, tendo como resultado folgas internas radiais entre 30 e 40  $\mu\text{m}$ , valores que se encontram na faixa de folgas normais, de acordo como estabelecido em catálogos do fabricante [6].

#### **4.5. ÓLEO LUBRIFICANTE**

Foi utilizado nas experiências como óleo lubrificante *básico*, um óleo parafínico mineral puro, com três níveis de viscosidade: ISO 10, ISO 32 e ISO 68. Dependendo do tipo de ensaio, foi utilizado óleo sem ou com presença de aditivo. Neste último caso, foi utilizado como aditivo Bissulfeto de Molibdênio ( $\text{MoS}_2$ ) em suspensão coloidal, em uma concentração de 3% em volume.

Os óleos foram comprados em baldes de 20 litros e posteriormente acondicionados em recipientes plásticos de 1 litro de capacidade, de acordo com número de ensaios de cada série. Cada garrafa possui uma quantidade de 0.8 litro, suficiente para proporcionar o nível correto para a lubrificação por imersão do rolamento na cuba utilizada. Cada recipiente foi corretamente identificado.

#### **4.6. MATERIAL CONTAMINANTE DO ÓLEO LUBRIFICANTE**

Como material contaminante do óleo lubrificante, foi utilizado material particulado de quartzo em diferentes tamanhos médios e concentrações de contaminação. Este tipo de material é um dos contaminantes com maior presença nos sistemas industriais lubrificados, de acordo com ensaios de análise de óleos e ferrografias dos mesmos [5].

Inicialmente se obtiveram amostras de sílica moídas, doadas pela empresa Mercedes-Benz com seus correspondentes certificados de faixas de tamanho médio de partícula. Foi necessário efetuar um processo de separação, fazendo-se uso da técnica tradicional de peneiramento por via úmida, atividade realizada nos laboratórios do Departamento de Engenharia de Minas e Petróleo da EPUSP. Foram utilizadas peneiras de malha menores a 105  $\mu\text{m}$ , já que de acordo com normas e publicações técnicas de limpeza de sistemas

lubrificados, a probabilidade de encontrar partículas maiores a este tamanho é muito pequena. Os tamanhos e quantidades de contaminante obtidos são mostrados na Tabela 4.1.

*Tabela 4.1. Tamanhos e quantidades de partículas contaminantes obtidas.*

Faixa de Tamanho ( $\mu\text{m}$ )	No. de Malha (Peneira)	Quantidade Disponível (g)
<b>74-105</b>	<b>200</b>	<b>459</b>
<b>53-74</b>	<b>270</b>	<b>890</b>
<b>44-53</b>	<b>325</b>	<b>281</b>
<b>37-44</b>	<b>400</b>	<b>357</b>
<b>20-37</b>	<b>635</b>	<b>299</b>
<b>&lt;20</b>	<b>&lt;635</b>	<b>235</b>

Para os ensaios de contaminação, decidiu-se trabalhar com três faixas de tamanho, tratando de selecionar faixas de tamanho médio dentro de toda a escala de faixas disponíveis. Partículas menores de 20  $\mu\text{m}$  não foram utilizadas, já que de acordo com ensaios preliminares, observou-se que com óleos lubrificantes contaminados com partículas menores a este tamanho, é muito difícil garantir uma homogeneidade do estado do óleo; devido ao pequeno tamanho do contaminante, é muito fácil a formação de aglomerados. Finalmente, as faixas selecionadas foram as seguintes:

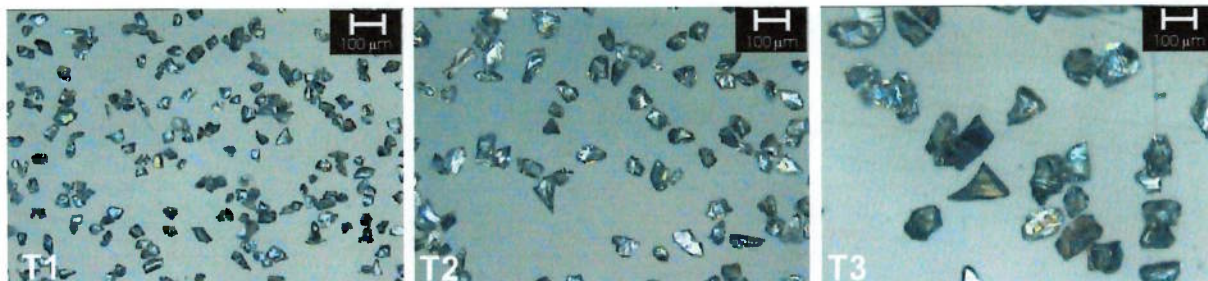
- 20-37  $\mu\text{m}$  (malha 635)
- 44-53  $\mu\text{m}$  (malha 325)
- 74-105  $\mu\text{m}$  (malha 200)

Com o objetivo de determinar o tamanho de partícula médio real, as amostras foram submetidas à análise granulométrica por espalhamento em luz laser, realizados no Laboratório de Caracterização Tecnológica do Departamento de Engenharia de Minas e Petróleo da EPUSP. Esse tipo de ensaio permite classificar percentualmente a distribuição em volume das partículas da amostra, além de fornecer o diâmetro médio da partícula (vide anexo 8).

Observou-se através dos resultados dos ensaios de análise de tamanho de partículas, que o volume de partículas entre 20 e 37  $\mu\text{m}$  apresentou um diâmetro médio de partículas de 37 $\mu\text{m}$  (T1). Para a faixa de tamanhos entre 44 e 53  $\mu\text{m}$ , o diâmetro médio da partícula encontrado foi de 59  $\mu\text{m}$  (T2), e para a faixa entre 74 e 105  $\mu\text{m}$  o diâmetro médio foi de 111 $\mu\text{m}$  (T3). O fato de obter valores de tamanho médio maiores às faixas estabelecidas explica-se pelo próprio método de peneiramento, o qual, por ser um método de retenção em um único plano, pode deixar passar tamanhos de partículas com volume médios superiores

aos das faixas de peneiramento utilizadas. No anexo 8 encontram-se os certificados das respectivas análises de cada amostra.

A morfologia do material contaminante em cada um dos tamanhos usados para os testes pode ser observada na Figura 4.8.



*Figura 4.8. Morfologia das partículas de sílica usadas nos testes.*

#### **4.7. PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS**

Os experimentos foram divididos em quatro séries de ensaios. Foram feitos ensaios preliminares com o objetivo de obter um procedimento otimizado para aquisição do nível de vibração do rolamento, assim como para definir os níveis das variáveis de estudo mais adequados. A seguir, é feita uma descrição detalhada de cada uma das séries de ensaios com suas respectivas metodologias experimentais adotadas.

##### **4.7.1. 1ª série de ensaios: Efeito da viscosidade**

Esta série teve como objetivo avaliar o efeito da variação do grau de viscosidade do óleo lubrificante no comportamento vibratório de um rolamento de rolos. Como lubrificante, foi utilizado óleo mineral puro sem aditivos, em três diferentes viscosidades: ISO 10 (V0), ISO 32 (V1) e ISO 68 (V2).

Nos ensaios, foram adquiridos sinais de vibração e o valor da temperatura do banho de óleo durante o período de estabilização de temperatura do óleo lubrificante, que compreendeu um período de duas horas de ensaio. Durante este tempo, foi aplicada uma carga normal de 1770 N (correspondendo a 10% da capacidade dinâmica do rolamento) e uma rotação de 40 Hz. O sinal de vibração foi adquirido a cada 15 min. Este procedimento foi repetido com as três viscosidades do óleo lubrificante.

Após a etapa de estabilização de temperatura, procedeu-se à verificação do efeito da variação da velocidade de rotação na vibração do rolamento lubrificado com cada uma das viscosidades selecionadas. Foram adquiridos sinais de vibração para três velocidades de

rotação (20, 40 e 60 Hz). Cada ensaio foi realizado três vezes para verificar a repetibilidade dos mesmos. O detalhe dos ensaios é mostrado na tabela 4.2.

Tabela 4.2. Planejamento da 1ª série de ensaios.

Condição do rolamento	Óleo lubrificante	Velocidade de rotação	Tempo de Ensaio	Aquisição No.	Rolamento No.
Novo (etapa de amaciamento)	Óleo ISO 10 (V0)	40 Hz	0	XV01 <sup>2</sup>	1V0 2V0 3V0
			15 min	XV02	
			30 min	XV03	
			45 min	XV04	
			60 min	XV05	
			75 min	XV06	
			90 min	XV07	
			105 min	XV08	
			120 min	XV09	
Novo (após etapa de amaciamento)		20 Hz	NA <sup>1</sup>	XV010	
		40 Hz		XV011	
		60 Hz		XV012	
Novo (etapa de amaciamento)	Óleo ISO 32 (V1)	40 Hz	0	XV11	1V1 2V1 3V1
			15 min	XV12	
			30 min	XV13	
			45 min	XV14	
			60 min	XV15	
			75 min	XV16	
			90 min	XV17	
			105 min	XV18	
			120 min	XV19	
Novo (após etapa de amaciamento)		20 Hz	NA	XV110	
		40 Hz		XV111	
		60 Hz		XV112	
Novo (etapa de amaciamento)	Óleo ISO 68 (V2)	40 Hz	0	XV21	1V2 2V2 3V2
			15 min	XV22	
			30 min	XV23	
			45 min	XV24	
			60 min	XV25	
			75 min	XV26	
			90 min	XV27	
			105 min	XV28	
			120 min	XV29	
Novo (após etapa de amaciamento)		20 Hz	NA	XV210	
		40 Hz		XV211	
		60 Hz		XV212	

<sup>1</sup> NA= Não aplica

<sup>2</sup> X depende da repetição. Por exemplo se é a repetição 1, ficaria 1V01



#### **4.7.2. 2ª série de ensaios: Efeito da contaminação**

Esta série teve como objetivo investigar o efeito da contaminação do óleo lubrificante por particulado sólido na assinatura mecânica de um rolamento de rolos. Como material contaminante foi utilizado sílica com tamanho médios de partícula de 37  $\mu\text{m}$  (T1), 59  $\mu\text{m}$  (T2) e 111  $\mu\text{m}$  (T3). Foram utilizados três níveis de contaminação, com concentrações nominais de 0.05 g/l (C1), 0.25 g/l (C2) e 0.50 g/l (C3). Foram estudadas todas as possíveis condições de contaminação (T1C1, T1C2, T1C3, T2C1, T2C2, T2C3, T3C1, T3C2, T3C3), com o objetivo de determinar, separadamente, o efeito do nível de concentração e o efeito do tamanho de partícula na assinatura mecânica de rolamento de rolos. Como lubrificante foi utilizado óleo mineral puro sem aditivos, inicialmente em dois graus de viscosidade: ISO 32 (V1) e ISO 68 (V2). Com o objetivo de confirmar um possível efeito de decantação das partículas contaminantes, efeito parcialmente verificado nos resultados dos ensaios com as viscosidades anteriores, foram planejados outros ensaios com um óleo ISO 10 (V0).

Foi utilizado um procedimento de estabilização de temperatura de duração de duas horas, similar ao aplicado na primeira série de ensaios. Após a etapa de estabilização de temperatura, procedeu-se a realizar o processo de contaminação do óleo lubrificante, colocando inicialmente a quantidade de contaminante (previamente pesado com balança de precisão) correspondente ao nível de concentração C1. Foram adquiridos os sinais de vibração seqüencialmente para três velocidades de rotação (20, 40, 60 Hz), após um tempo de 2 de min de ensaio, período para que ocorresse a dispersão do material contaminante com a ajuda do sistema de agitação do óleo. Um procedimento similar de contaminação e aquisição do sinal de vibração foi aplicado seqüencialmente para os demais níveis de concentração (C2 e C3), usando o mesmo rolamento de rolos. Para cada tamanho de partícula e grau de viscosidade, foi utilizado um rolamento diferente.

Cada ensaio com óleos V1 e V2 foi realizado três vezes para verificar a repetibilidade dos resultados. Os ensaios com V0 foram realizados apenas uma vez, já que, como foi explicado, foram ensaios de verificação de um possível efeito secundário de decantação das partículas durante o ensaio. O conjunto de ensaios realizados é mostrado na Tabela 4.3.

Tabela 4.3. Planejamento da 2ª série de ensaios.

Condição do rolamento	Viscosidade	Tamanho de Contaminante	Concentração do Contaminante	Velocidade de rotação	Aquisição No.	Rolamento No.
Novo (após amaciamento)	Óleo ISO 10 (V0)	Partícula 37 µm (T1)	0,05 g/l	20 Hz	xT1V01	1T1V0
				40 Hz	xT1V02	
				60 Hz	xT1V03	
			0,25 g/l	20 Hz	xT1V04	
				40 Hz	xT1V15	
				60 Hz	xT1V16	
			0,5 g/l	20 Hz	xT1V17	
				40 Hz	xT1V18	
				60 Hz	xT1V19	
		Partícula 59 µm (T2)	0,05 g/l	20 Hz	xT2V01	1T2V0
				40 Hz	xT2V02	
				60 Hz	xT2V03	
			0,25 g/l	20 Hz	xT2V04	
				40 Hz	xT2V05	
				60 Hz	xT2V06	
			0,5 g/l	20 Hz	xT2V07	
				40 Hz	xT2V08	
				60 Hz	xT2V09	
Partícula 111 µm (T3)	0,05 g/l	20 Hz	xT3V01	1T3V0		
		40 Hz	xT3V02			
		60 Hz	xT3V03			
	0,25 g/l	20 Hz	xT3V04			
		40 Hz	xT3V05			
		60 Hz	xT3V06			
	0,5 g/l	20 Hz	xT3V07			
		40 Hz	xT3V08			
		60 Hz	xT3V09			
Novo (após amaciamento)	Óleo ISO 32 (V1)	Partícula 37 µm (T1)	0,05 g/l	20 Hz	xT1V11	1T1V1 2T1V1 3T1V1
				40 Hz	xT1V12	
				60 Hz	xT1V13	
			0,25 g/l	20 Hz	xT1V14	
				40 Hz	xT1V15	
				60 Hz	xT1V16	
			0,5 g/l	20 Hz	xT1V17	
				40 Hz	xT1V18	
				60 Hz	xT1V19	
		Partícula 59 µm (T2)	0,05 g/l	20 Hz	xT2V11	1T2V1 2T2V1 3T2V1
				40 Hz	xT2V12	
				60 Hz	xT2V13	
			0,25 g/l	20 Hz	xT2V14	
				40 Hz	xT2V15	
				60 Hz	xT2V16	
			0,5 g/l	20 Hz	xT2V17	
				40 Hz	xT2V18	
				60 Hz	xT2V19	
Partícula 111 µm (T3)	0,05 g/l	20 Hz	xT3V11	1T3V1 2T3V1 3T3V1		
		40 Hz	xT3V12			
		60 Hz	xT3V13			
	0,25 g/l	20 Hz	xT3V14			
		40 Hz	xT3V15			
		60 Hz	xT3V16			
	0,5 g/l	20 Hz	xT3V17			
		40 Hz	xT3V18			
		60 Hz	xT3V19			

Continuação Tabela 4.3. Planejamento da 2ª série de ensaios.

Novo (após amaciamento)	Óleo ISO 68	Partícula 37 µm (T1)	0,05 g/l	20 Hz	xT1V21	1T1V2 2T1V2 3T1V2
				40 Hz	xT1V22	
				60 Hz	xT1V23	
			0,25 g/l	20 Hz	xT1V24	
				40 Hz	xT1V25	
				60 Hz	xT1V26	
			0,5 g/l	20 Hz	xT1V27	
				40 Hz	xT1V28	
				60 Hz	xT1V29	
		Partícula 59 µm (T2)	0,05 g/l	20 Hz	xT2V21	1T2V2 2T2V2 3T2V2
				40 Hz	xT2V22	
				60 Hz	xT2V23	
			0,25 g/l	20 Hz	xT2V24	
				40 Hz	xT2V25	
				60 Hz	xT2V26	
			0,5 g/l	20 Hz	xT2V27	
				40 Hz	xT2V28	
				60 Hz	xT2V29	
		Partícula 111 µm (T3)	0,05 g/l	20 Hz	xT3V21	1T3V2 2T3V2 3T3V2
				40 Hz	xT3V22	
				60 Hz	xT3V23	
			0,25 g/l	20 Hz	xT3V24	
				40 Hz	xT3V25	
				60 Hz	xT3V26	
			0,5 g/l	20 Hz	xT3V27	
				40 Hz	xT3V28	
				60 Hz	xT3V29	

#### 4.7.3. 3ª série de ensaios: Efeito do desgaste

Esta série teve como objetivo quantificar e caracterizar o desgaste das superfícies dos rolamentos utilizados na 2ª série de ensaios. A avaliação do desgaste foi feita por meio das técnicas de análises tradicionais (análise de óleo, medição de rugosidade e observação microscópica) e por meio do monitoramento de vibrações, visando estabelecer uma possível correlação de todas as técnicas.

Na segunda série de ensaios, foi estudado um efeito misturado da presença de contaminante e do desgaste superficial, no comportamento vibratório do rolamento. Os ensaios de vibração da 3ª série de ensaios têm como objetivo separar o efeito destas duas variáveis (contaminação - desgaste) no sinal de vibração. Os experimentos consistiram em testar os mesmos rolamentos da segunda série de ensaios, utilizando-se óleo limpo sem presença de contaminante. Assim, os sinais de vibração adquiridos corresponderam somente ao efeito do desgaste das superfícies em contato. O efeito devido somente à presença de contaminante pode ser identificado fazendo uma comparação destes últimos sinais com os

sinais obtidos na segunda série de ensaios, que foram obtidos com efeito misturado de desgaste e contaminante.

Devido ao tipo de ensaio realizado na segunda série (um mesmo rolamento para os três níveis de concentração), só pôde ser estudada a condição de desgaste devida ao maior nível de concentração de contaminante (0.5 g/l). O estudo foi feito para as condições de contaminação com os três tamanhos de partícula, um grau de viscosidade e três velocidades de rotação, como se detalha na Tabela 4.4.

*Tabela 4.4. Planejamento da 3ª série de ensaios. – Ensaios de vibração.*

Condição do rolamento	Viscosidade	Tamanho de Contaminante	Concentração do Contaminante	Velocidade de rotação	Aquisição No.	Rolamento No.
Rolamento desgastado (testado com ISO 32 e tamanho contam. 37 $\mu\text{m}$ )	Óleo ISO 32	Sem contaminante	0,00 g/l	20 Hz	xDT1V11	1T1V1 2T1V1 3T1V1
				40 Hz	xDT1V12	
				60 Hz	xDT1V13	
Rolamento desgastado (testado com ISO 32 e tamanho contam. 59 $\mu\text{m}$ )	Óleo ISO 32	Sem contaminante	0,00 g/l	20 Hz	xDT2V11	1T2V1 2T2V1 3T2V1
				40 Hz	xDT2V12	
				60 Hz	xDT2V13	
Rolamento desgastado (testado com ISO 32 e tamanho contam. 111 $\mu\text{m}$ )	Óleo ISO 32	Sem contaminante	0,00 g/l	20 Hz	xDT3V11	1T3V1 2T3V1 3T3V1
				40 Hz	xDT3V12	
				60 Hz	xDT3V13	

Para a avaliação do desgaste através das técnicas tradicionais, foi realizada uma série de ensaios com o conjunto de amostras de rolamentos e óleos da segunda série, como é detalhado na Tabela 4.5.

*Tabela 4.5. Planejamento da 3ª série de ensaios. – Ensaios de avaliação de desgaste.*

Condições de contaminação avaliadas	Elemento Analisado	Variável Analisada	Tipo de Ensaio
Ensaio com ISO 32 e tamanho contam 37 $\mu\text{m}$	Óleo usado após teste	Nível de Viscosidade	Viscosidade a 40 e 100 °C.
		Nível de acidez total	Espectrometria de absorção de infra-vermelho
		Quantidade de partículas de ferro e sílica	Espectrometria de emissão óptica
Ensaio com ISO 32 e tamanho contam. 59 $\mu\text{m}$		Tipo partículas de ferro	Ferrografia
Ensaio com ISO 32 e tamanho contam. 111 $\mu\text{m}$	Superfícies do rolamento desgastadas após teste	Parâmetros de rugosidade superficial (Ra, Rq, Rz)	Medição de rugosidade superficial
		Estado da superfície	Observação por microscópio óptico
		Mecanismo de desgaste	Observação por microscópio eletrônico de varredura (MEV)

#### 4.5.4. 4ª série de ensaios: Efeito do aditivo

Esta série teve como objetivo verificar o efeito da presença de um aditivo no comportamento vibratório de um rolamento em diferentes condições de lubrificação. O procedimento experimental utilizado para esta série de ensaios é o mesmo estabelecido para a segunda série de ensaios, mas em lugar de usar um óleo mineral puro, foi adicionado um aditivo de extrema pressão no lubrificante. O aditivo utilizado foi Bissulfeto de Molibdênio ( $\text{MoS}_2$ ) em suspensão coloidal, com uma concentração de 3% em volume. Só foi estudada a condição de óleo com viscosidade ISO 32 e contaminante com tamanho médio de partícula de 59  $\mu\text{m}$  com seus diferentes níveis de concentração (ver Tabela 4.6).

*Tabela 4.6. Planejamento da 4ª série de ensaios.*

Condição do rolamento	Óleo lubrificante	Tamanho de Contaminante	Concentração do Contaminante	Velocidade de rotação	Aquisição No.	Rolamento No.
Novo (após de amaciamento)	Óleo ISO 32 + Aditivo $\text{MoS}_2$ (3%)	Partícula 59 $\mu\text{m}$	0,05 g/l	20 Hz	xAT2V11	1AT2V1 2AT2V1 3AT2V1
				40 Hz	xAT2V12	
				60 Hz	xAT2V13	
			0,25 g/l	20 Hz	xAT2V14	
				40 Hz	xAT2V15	
				60 Hz	xAT2V16	
			0,5 g/l	20 Hz	xAT2V17	
				40 Hz	xAT2V18	
				60 Hz	xAT2V19	

Por último, a seguir é descrito detalhadamente o procedimento experimental geral para os ensaios de aquisição do sinal de vibração:

- ✓ Pesar amostras de contaminante, usando balança de precisão (0,0001 g), para obter as concentrações de contaminação estabelecidas, tendo em conta o volume de óleo acondicionado na cuba metálica.
- ✓ Ligar a instrumentação eletrônica, verificando a estabilização da resposta do sinal e o nível de ruído, usando o programa feito no software Labview.
- ✓ Colocar o óleo lubrificante dentro da cuba metálica, verificando o nível correto no rolamento (altura do nível é determinada pelo banho até a metade do rolo inferior).
- ✓ Ligar o sistema de agitação com uma velocidade adequada, de tal forma que não ocorra derramamento do óleo.

- ✓ Uma vez estabilizado o sinal, ligar o motor elétrico aumentando lentamente a velocidade de rotação até atingir a velocidade média de 40 Hz. Posteriormente, aplicar carga até atingir o valor do 10% da carga nominal do rolamento (102 kg-f).
- ✓ Esperar duas horas de ensaio para o processo de aquecimento do óleo. Anotar a temperatura do óleo e a velocidade de rotação com intervalos de 15 min. Paralelamente adquirir o sinal de vibração, para verificar a evolução do comportamento vibratório do rolamento e verificar a existência de alguma anormalidade no sistema.
- ✓ Uma vez cumprida a etapa de aquecimento, adquirir o sinal de vibração para as diferentes velocidades de rotação na condição do óleo limpo (sem contaminante)
- ✓ Colocar a primeira amostra de contaminante previamente pesada no óleo lubrificante, distribuída e lentamente. Esperar aproximadamente 2 min para a homogeneização do contaminante. Adquirir o sinal de vibração para as diferentes velocidades na condição de óleo contaminado com a menor concentração de particulado. Repetir este passo agregando os demais níveis de concentração estabelecidos.
- ✓ Uma vez terminado o ensaio, desligar o motor e a instrumentação.
- ✓ Retirar o óleo contaminado e armazenar novamente na garrafa previamente identificada. Esta amostra será enviada para realizar análise de desgaste, nos casos que sejam necessários.
- ✓ Retirar o rolamento, limpando-o corretamente, e armazená-lo para realizar ensaios posteriores de medição de folga interna e rugosidade das superfícies, nos casos que sejam necessários.
- ✓ Limpar caixa de apoio do rolamento e cuba metálica para evitar a presença de alguma partícula nos ensaios posteriores.
- ✓ Este procedimento é repetido para cada tamanho de contaminante e grau de viscosidade do óleo.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Inicialmente será feita uma explicação detalhada do procedimento de aplicação da técnica de análise dos sinais de vibração por meio do parâmetro RMS em diferentes bandas de frequências (baixa e alta frequência).

Em seguida, são mostrados os resultados das diferentes séries de ensaios conforme estabelecidas na metodologia experimental. Paralelamente, é feita uma discussão dos resultados para cada condição de lubrificação estudada. Os resultados dos ensaios de vibração são mostrados utilizando valores RMS em diferentes bandas de frequência, parâmetro que possibilitou detectar e correlacionar facilmente alterações na lubrificação de rolamentos. Com isso, o estudo de outros parâmetros e a utilização de técnicas mais sofisticadas tornou-se praticamente desnecessário. Adicionalmente, como foi mencionado anteriormente, existem trabalhos na mesma linha de pesquisa paralelos a este [45,46], os quais têm demonstrado que não existe uma boa correlação entre o comportamento vibratório e a condição de lubrificação, utilizando parâmetros de análises como a kurtosis e skewness

Foi feita uma análise adicional utilizando uma técnica mais sofisticada através do envelope do sinal. As correlações obtidas baseadas nos resultados desta análise não foram diferentes às obtidas com a simples análise de RMS por bandas de frequência, como se encontra detalhado no anexo 11 deste documento.

Como produto das análises dos resultados do presente trabalho, foram realizadas publicações técnicas, as quais se encontram anexas a este documento (ver anexos 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7).

### 5.1. CONCEITO DE RMS DE VIBRAÇÃO DE BAIXA E ALTA FREQUÊNCIA

A seguir é explicado o procedimento de aplicação da técnica de análise dos sinais de vibração por meio do parâmetro RMS em diferentes bandas de frequências (baixa e alta frequência). O procedimento é explicado para um caso específico, mas é aplicado para todos os sinais de vibração das diferentes séries de ensaios.

Na Figura 5.1 são mostrados os sinais de vibração no domínio do tempo para os experimentos correspondentes à segunda série de ensaios, com óleo de viscosidade ISO 32 (V1), tamanho de partícula 59  $\mu\text{m}$  (T1) e velocidade de rotação de 40 Hz, tanto para a condição de óleo limpo, como para a condição de óleo contaminado com seus diferentes graus

de concentração (C1, C2, C3). Os resultados correspondem à primeira série de repetição das três realizadas.

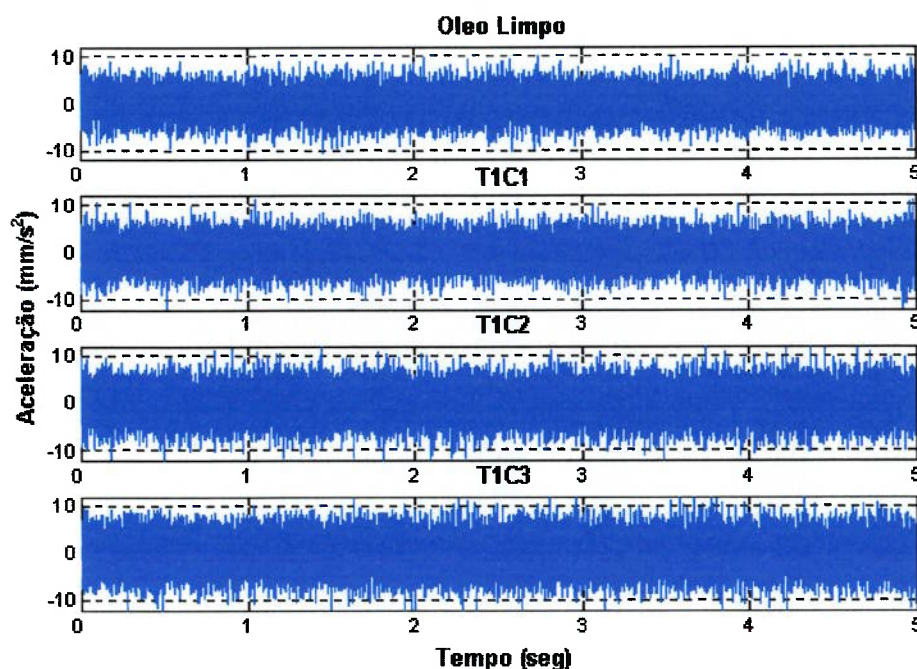


Figura 5.1. Sinal de vibração no domínio do tempo, para diferentes condições de contaminação.

Observando detalhadamente a figura anterior, pode-se observar um leve aumento da amplitude de aceleração em função do nível de contaminação do lubrificante. Esta variação no sinal de vibração pode ser identificada mais facilmente utilizando o parâmetro RMS global, calculado por meio da Equação 2.15. Os resultados obtidos são mostrados na Figura 5.2. A barra de erros corresponde ao desvio padrão das três repetições feitas para cada ensaio ou condição de lubrificação.

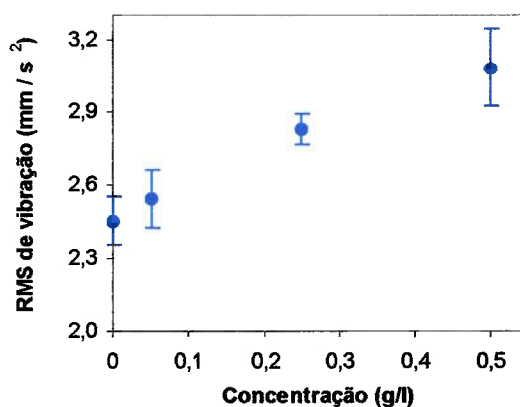


Figura 5.2. Níveis de vibração global em função do nível de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1.



Outro tipo de técnica de análise do sinal de vibração é a análise no domínio da frequência. Neste caso foi utilizada a técnica de Densidade Espectral de Potência (DEP), calculada por meio do método de Welch (Equação 2.19). Na Figura 5.3 são mostrados os espectros em forma de cascata, para cada condição de ensaio com suas respectivas três repetições. Pode-se observar que, aparentemente, não existe uma variação do espectro em nenhuma das condições de contaminação do óleo lubrificante. Adicionalmente, o espectro aparenta estar dominado por frequências menores de 1 kHz, ou seja, a maior parte da informação encontra-se na banda de baixas frequências (0-1 kHz).

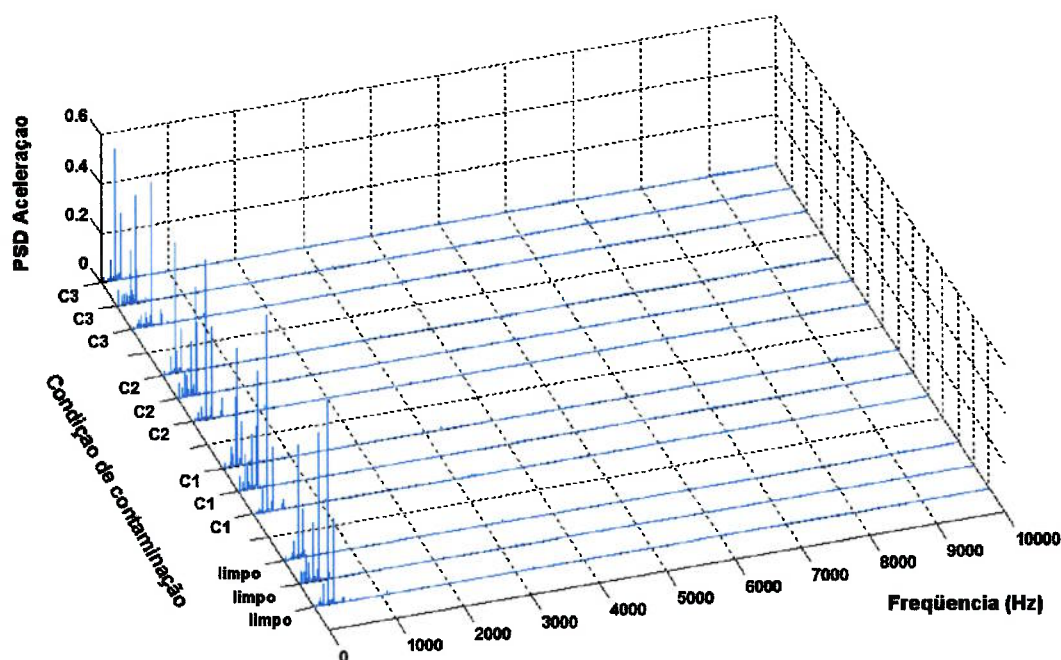


Figura 5.3. Espectros em cascata dos sinais de vibração para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1.

Todavia, dividindo o espectro em duas bandas de frequências, uma de 0-600 Hz, denominada banda de baixas frequências (BF), e outra de 600-10000 Hz, denominada banda de altas frequências, pode-se observar comportamentos totalmente diferentes aos verificados na análise do espectro global.

Na Figura 5.4., pode-se observar que o espectro de baixa frequência tende a ser constante em todas as condições de contaminação e nas respectivas repetições de cada ensaio. Por outro lado, na Figura 5.5, o espectro de alta frequência mostra uma modulação gradual (aumento de amplitude) das bandas de frequências com o aumento do nível de contaminação do lubrificante.

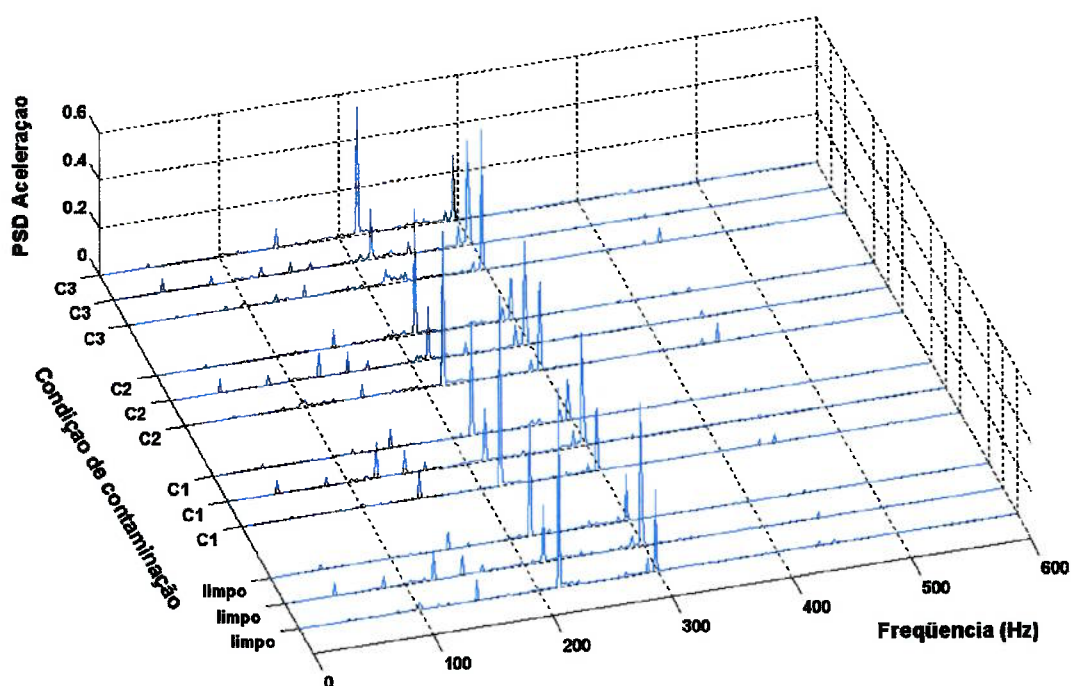


Figura 5.4. Espectros em cascata dos sinais de vibração de baixa frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1.

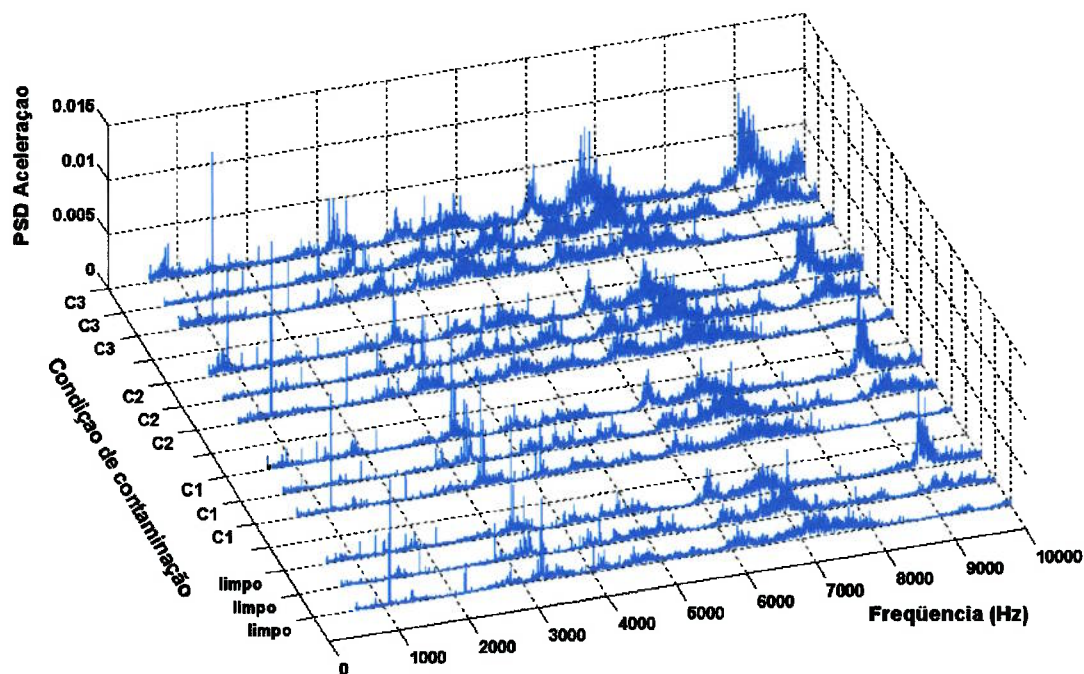


Figura 5.5. Espectros em cascata dos sinais de vibração de alta frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T1.

De acordo com o estabelecido na literatura [26,27,28], a variação dos valores de DEP na banda de altas frequências está correlacionada com a excitação das bandas das frequências naturais dos componentes dos rolamentos de rolos. Esta excitação é causada pelos impactos das superfícies lubrificadas, seja por contato das rugosidades superficiais ou por impactos gerados pelas partículas contaminantes no filme lubrificante.

Por outro lado, variações significativas dos valores de DEP na banda de baixas frequências estariam mais correlacionadas com a dinâmica do sistema, ou seja, é a banda afetada por variáveis como carga radial, rigidez do sistema, velocidade de rotação, aparição de defeitos localizados nas superfícies dos componentes do rolamento, etc. Nos ensaios do presente trabalho, nenhuma destas variáveis ou aspectos apresentaram mudanças, portanto, os valores de DEP nesta banda tendem a permanecer constantes.

Tendo em conta a análise anterior de frequências por bandas, foram feitos separadamente gráficos dos valores de RMS de vibração em função do nível de contaminação, tanto para a banda de baixa frequência, como para a de alta frequência. O valor de RMS em bandas é obtido por meio da integral (método trapezoidal) do espectro (DEP) na banda de interesse. Os resultados são mostrados na Figura 5.6. Pode-se observar que valores de RMS de vibração na banda de baixas frequências (Figura 5.6.b) tendem a permanecer constantes para todas as condições de contaminação. Por outro lado, na banda de altas frequências (Figura 5.6.c), existe um comportamento ascendente dos valores de RMS de vibração, muito similar à tendência da vibração global da Figura 5.2.a.

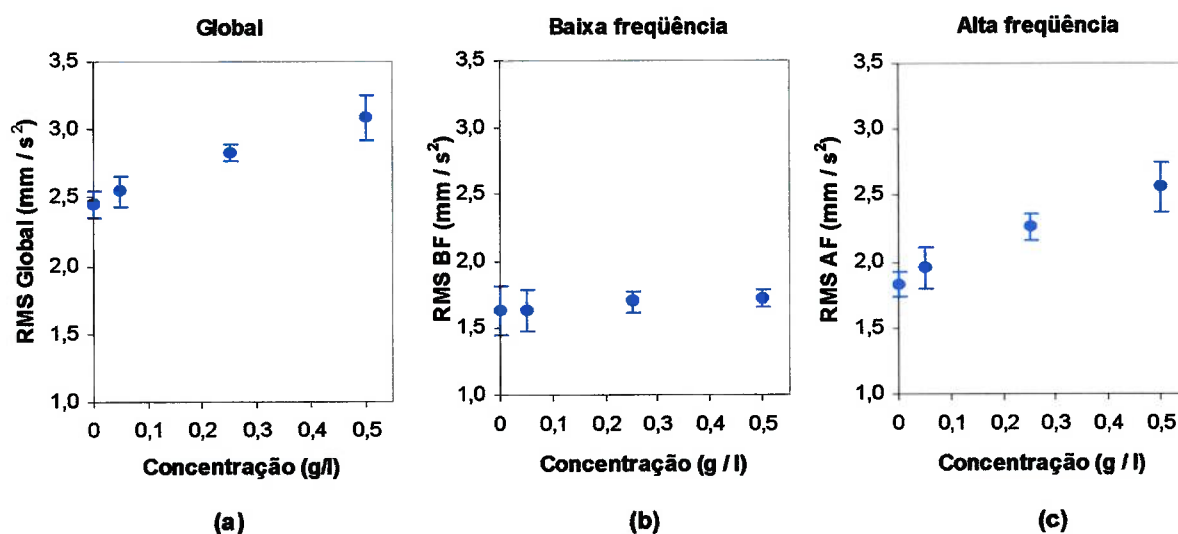


Figura 5.6. Níveis de vibração em função do nível de contaminação; (a) vibração global, (b) vibração de baixa frequência (BF), (c) vibração de alta frequência (AF).

O caso anterior é um exemplo da análise dos valores de RMS de vibração por bandas de frequências, tendo como resultado que o fenômeno de contaminação do óleo lubrificante de um rolamento em determinadas condições só afeta o sinal de vibração na banda de altas frequências. O mesmo tipo de análise por bandas foi feito para as demais condições de lubrificação estudadas neste trabalho.

## 5.2. RESULTADOS DA 1ª SÉRIE DE ENSAIOS

### 5.2.1. Temperatura do óleo lubrificante

Na Figura 5.7, mostra-se a variação da temperatura do óleo lubrificante em função do tempo de ensaio, com as três viscosidades utilizadas. Pode-se observar que existe um aumento progressivo da temperatura durante a primeira hora de ensaio, existindo uma clara tendência de estabilização da temperatura na segunda hora de ensaio. Este comportamento se repete para os três graus de viscosidade do óleo lubrificante usados. De acordo com publicações técnicas de fabricantes de rolamentos, este comportamento de aumento e estabilização da temperatura é genérico para qualquer tipo de rolamento, onde a estabilização é correlacionada com o estabelecimento de um equilíbrio entre a produção e a retirada de calor do sistema [5].

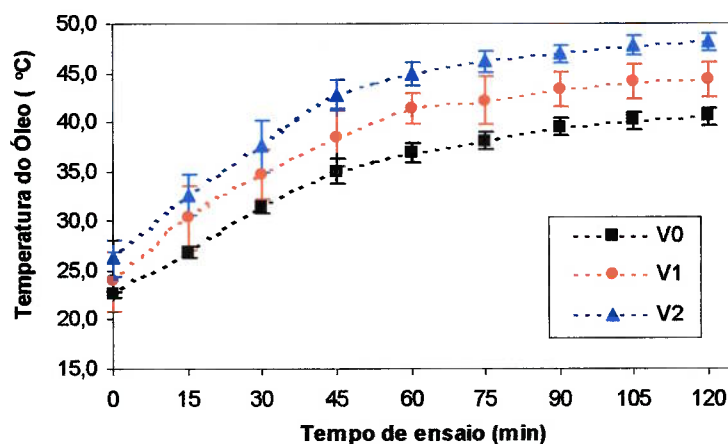


Figura 5.7. Temperatura do óleo lubrificante em função do tempo de ensaio. V0: ISO 10; V1: ISO 32; V2: ISO 68.

Pode-se observar também que, para a faixa de graus de viscosidade utilizados, a temperatura do óleo é diretamente proporcional ao grau de viscosidade. Este fenômeno está correlacionado com a força de atrito viscosa originada pela camada do filme lubrificante que separa as duas superfícies lubrificadas. Como é estabelecido na literatura, com uma maior

força de atrito viscosa, há uma maior perda de energia no sistema, manifestada em forma de geração de calor [3,4,5,6].

### 5.2.2. Vibração radial do rolamento

Na Figura 5.8., mostra-se o comportamento do nível de vibração do rolamento em termos dos valores RMS global, em função do tempo de ensaio. Pode-se observar que existe uma tendência de aumento do valor de vibração, com um comportamento similar ao que apresenta o gráfico de temperatura da Figura 5.7. Porém, é notado que o nível de vibração se inverteu, sendo menor no ensaio com o óleo mais viscoso. Uma explicação para esse fato será discutida em termos das condições tribológicas do sistema, nas seções seguintes.

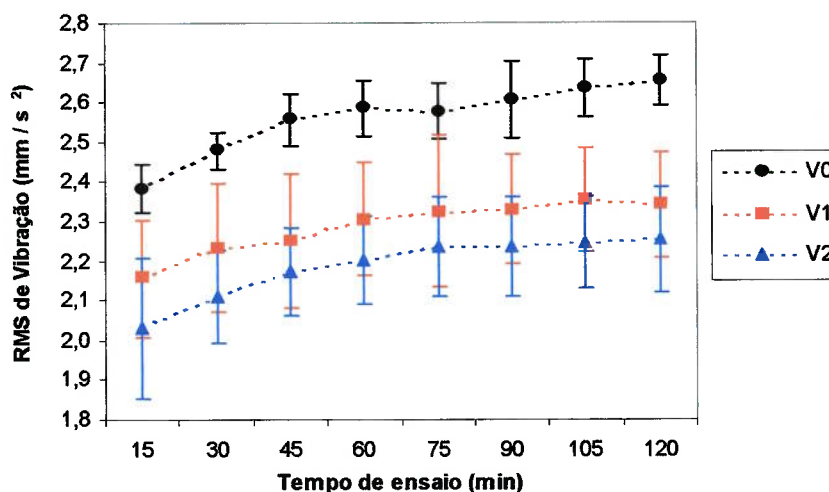


Figura 5.8. RMS da vibração global em função do tempo de ensaio. V0: ISO 10; V1: ISO 32; V2: ISO 68.

Tendo em conta a análise de frequências por bandas explicado na Seção 5.1., foram feitos novos gráficos do valor RMS da vibração em função do tempo (ver Figura 5.9.), tanto para a banda de baixa frequência (0-600 Hz) como para a banda de alta frequência (600-10000 Hz).

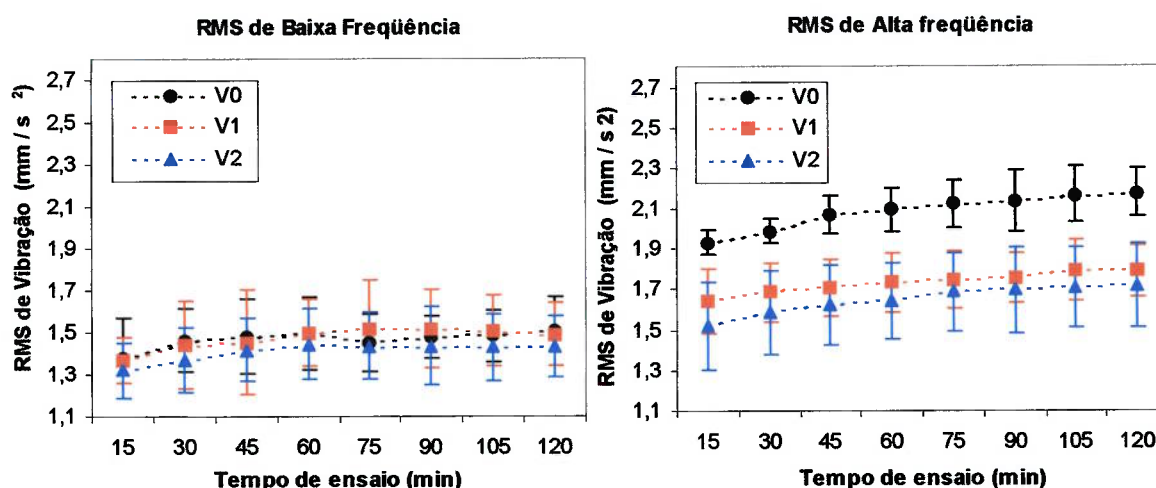


Figure 5.9. RMS da vibração em função do tempo de ensaio. (a) Faixa de baixa frequência, (b) Faixa de alta frequência. V1: ISO 10; V1: ISO 32; V2: ISO 68.

Pode-se observar nestes novos gráficos que os valores de vibração na banda de baixa frequência apresentam uma variação mínima e tendem a um comportamento quase constante durante o tempo todo de ensaio. Adicionalmente, não existe uma diferença apreciável do valor de vibração entre os ensaios com óleos de diferentes graus de viscosidade. Por outro lado, na banda de alta de frequência, os valores de vibração apresentam um comportamento similar ao gráfico do valor RMS global (Figura 5.8); nesta banda, é possível diferenciar o efeito da viscosidade do óleo no comportamento vibratório do rolamento, observando uma diferença mais apreciável com o óleo com menor grau de viscosidade (V0).

De acordo com as análises, pode-se concluir que a mudança da viscosidade do óleo lubrificante, causada pela utilização de óleos com diferentes graus de viscosidade ISO ou por variação da temperatura, só afeta a banda de alta frequência da vibração do rolamento.

### 5.2.3. Efeito da velocidade

Após a etapa de estabilização de temperatura, procedeu-se à verificação do efeito da variação da velocidade de rotação na vibração do rolamento lubrificado com cada uma das viscosidades selecionadas. Foram adquiridos sinais de vibração para três velocidades de rotação (20, 40 e 60 Hz), e os resultados obtidos são mostrados na Figura 5.10. Tendo em conta a mesma análise realizada para a etapa de estabilização de temperatura, são mostrados separadamente os valores de RMS da vibração global, de alta frequência (AF) e baixa frequência (BF).

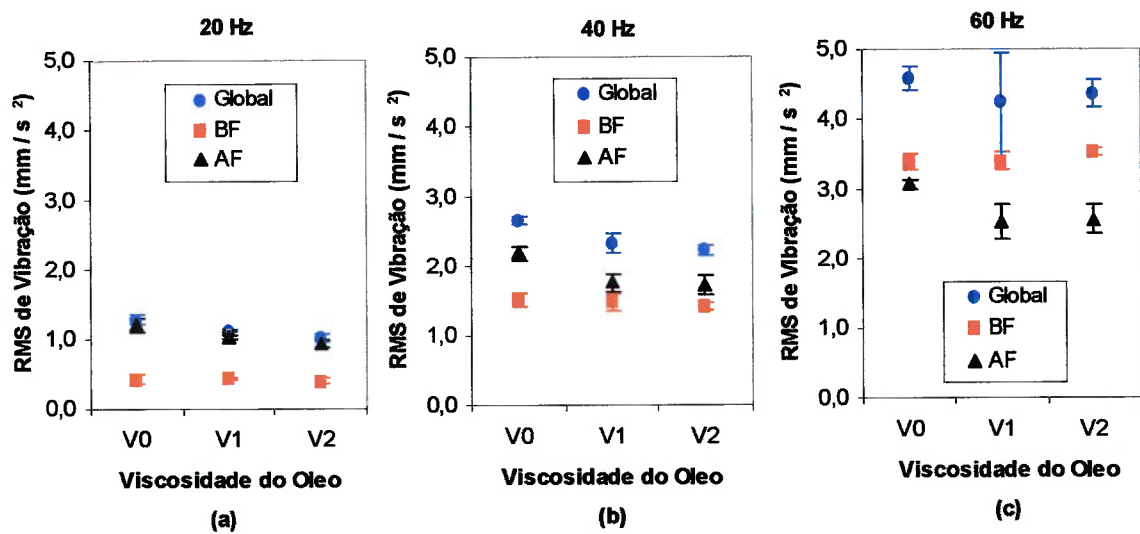


Figure 5.10. RMS da vibração em função do grau de viscosidade do óleo lubrificante. (a) Velocidade de rotação 20 Hz; (b) Velocidade de rotação 40 Hz; (c) Velocidade de rotação 60 Hz.

Pode-se observar na figura anterior que a vibração aumenta quando a velocidade aumenta, resultado que é evidentemente esperado. Adicionalmente, existe um comportamento similar do sinal de vibração em função do nível de viscosidade, para as três velocidades de rotação selecionadas.

Igualmente à etapa de estabilização da temperatura, os valores de vibração na banda de baixa frequência apresentam uma variação mínima para os diferentes graus de viscosidade, tendo um comportamento quase constante. Por outro lado, os sinais de vibração global e de alta frequência apresentam um comportamento similar, existindo uma diferença do valor de vibração para os ensaios feitos com óleos de viscosidade menor (V0), em relação aos ensaios feitos com lubrificantes de viscosidades maiores V1 e V2.

Desta maneira, pode-se confirmar a utilização do valor de RMS vibração de alta frequência como uma técnica sensível à detecção de mudanças na condição de lubrificação do componente, neste caso em rolamentos de rolos.

#### 5.2.4. Análise da espessura do filme lubrificante e do regime de lubrificação

Uma das possíveis causas da variação do sinal de vibração com a mudança do grau de viscosidade pode estar correlacionada com a espessura do filme lubrificante presente em cada condição de lubrificação. Na Figura 5.11, são apresentados os valores da espessura mínima do filme lubrificante em função do tempo de ensaio, para cada uma das viscosidades utilizadas.

Os valores correspondem ao filme lubrificante presente entre a pista interna e o elemento rolante, que é a condição tribológica mais crítica no rolamento. Para o cálculo do valor da espessura, foi utilizada a equação de Dowson (Equação 2.10).

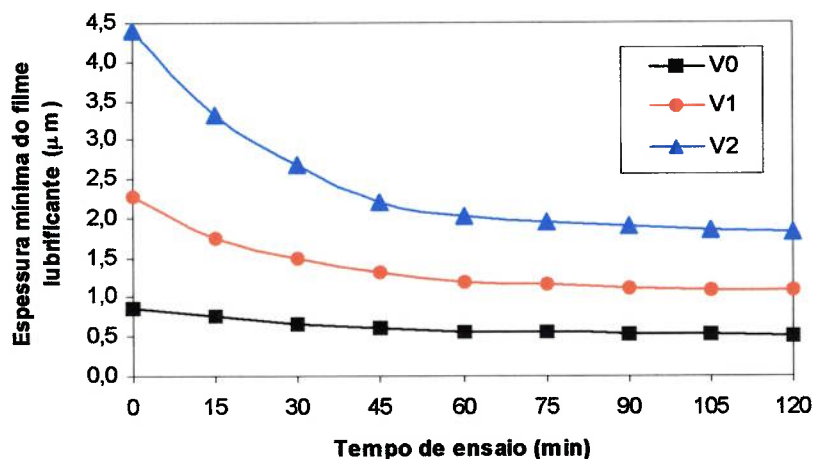


Figura 5.11. Espessura teórica mínima do filme lubrificante em função do tempo de ensaio.

Nesta Figura, pode-se observar uma diminuição do valor da espessura em função do tempo. O aumento progressivo da temperatura causa uma mudança na viscosidade do óleo, o que afeta diretamente o valor da espessura, de acordo ao estabelecido na equação de Dowson (Equação 2.10). Adicionalmente, pode-se observar que, quanto menor o grau de viscosidade do óleo lubrificante, menor será a espessura do filme lubrificante. A diminuição da espessura do filme, causada por aumento da temperatura ou por mudança do grau de viscosidade, aumenta a probabilidade de contato das asperezas das superfícies do rolamento. Durante este contato, são gerados pequenos impactos ou impulsos que excitam as frequências naturais do componente, o que pode causar um aumento no nível de vibração, especificamente na banda de alta frequência, onde geralmente se encontram localizadas tais frequências naturais [26,27,28]. Assim, uma menor espessura do filme lubrificante entre os componentes do rolamento, o qual esta relacionado a um menor grau de viscosidade, causaria uma maior vibração do rolamento.

A análise anterior também pode ser feita do ponto de vista do tipo de regime de lubrificação presente em cada condição de ensaio. O regime pode ser determinado por meio da relação  $\lambda$ , a qual está definida pela Equação 2.1.

Com objetivo de calcular a relação  $\lambda$  dos ensaios realizados, foram feitas medições de rugosidade das superfícies dos componentes do rolamento antes dos ensaios. Os resultados são mostrados na Tabela 5.1.



Tabela 5.1. Valores de rugosidade medidos nos elementos dos rolamentos de rolos antes dos ensaios.

Componente	$R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	$R_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$R_q$ ( $\mu\text{m}$ )
Pista Interna	0,12	0,83	0,145
Pista Externa	0,12	0,83	0,150
Rolo	0,09	0,66	0,114

Com base nos valores de rugosidade medidos e as espessuras do filme de óleo da Figura 5.11, foram calculados os valores da relação  $\lambda$  em função do tempo de ensaio. Os resultados são mostrados na Figura 5.12, onde é possível observar os diferentes tipos de regimes de lubrificação presentes para cada condição de ensaio, de acordo com os critérios do valor de  $\lambda$  estabelecidos na literatura.

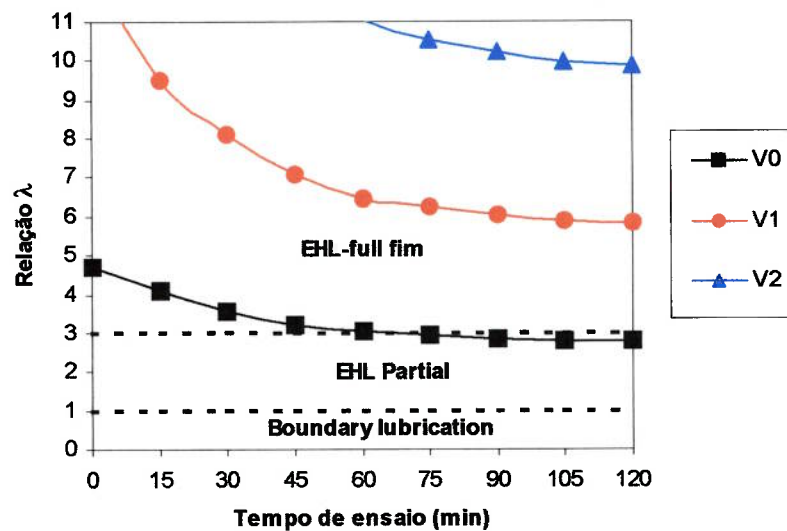


Figure 5.12. Valores do parâmetro de lubrificação  $\lambda$  em função do tempo de ensaio.

Pode-se observar que, com os óleos de maior grau de viscosidade, V1 e V2, a lubrificação é do tipo *full film* durante as duas horas de ensaio, portanto, não existindo contato entre as duas superfícies. Assim, os níveis de vibração são menores comparados com os níveis correspondentes aos ensaios com óleo de viscosidade menor (V0). Para este último caso (V0), na primeira hora de ensaio também se observa que existe uma lubrificação *full film*. Na segunda hora de ensaio, a condição de lubrificação passa a ser *mixed-partial*, mas com valores próximos ao limite estabelecido para este regime ( $\lambda=3$ ), portanto, existindo contatos esporádicos entre as superfícies, o qual origina maiores níveis de vibração.

### 5.2.5. Correlação entre parâmetros tribológicos e vibração

Com o objetivo de verificar a existência de uma possível correlação entre o nível de vibração e os parâmetros tribológicos, foi feito um gráfico de todos os valores de vibração obtidos em função do parâmetro  $\lambda$  (Figura 5.13). Fazendo uma comparação da curva de ajuste dos dados de vibração na figura 5.13 com a curva de Stribeck para a condição de lubrificação EHL, condição normalmente existente nos rolamentos de rolos (ver Figura 2.1), pode-se observar que existe certo grau de correlação entre os dois parâmetros (RMS de vibração e coeficiente de atrito). Como foi discutido nas seções anteriores, quanto mais fina for a camada do filme lubrificante (baixos valores de  $\lambda$ ), maior será a probabilidade de contato entre as superfícies, aumentando assim o valor, tanto do coeficiente de atrito, como da vibração do componente. Da mesma maneira, quanto maior o valor de  $\lambda$ , existirá menos contato entre as superfícies, tendo como efeito uma diminuição dos dois parâmetros.

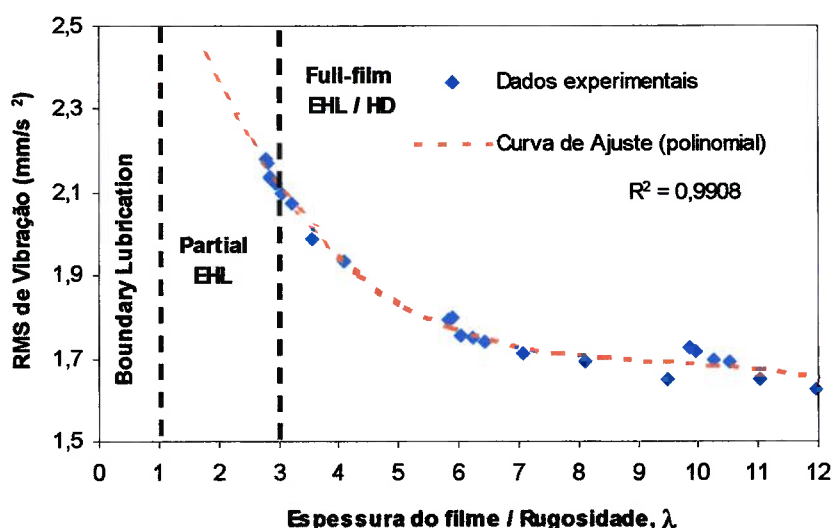


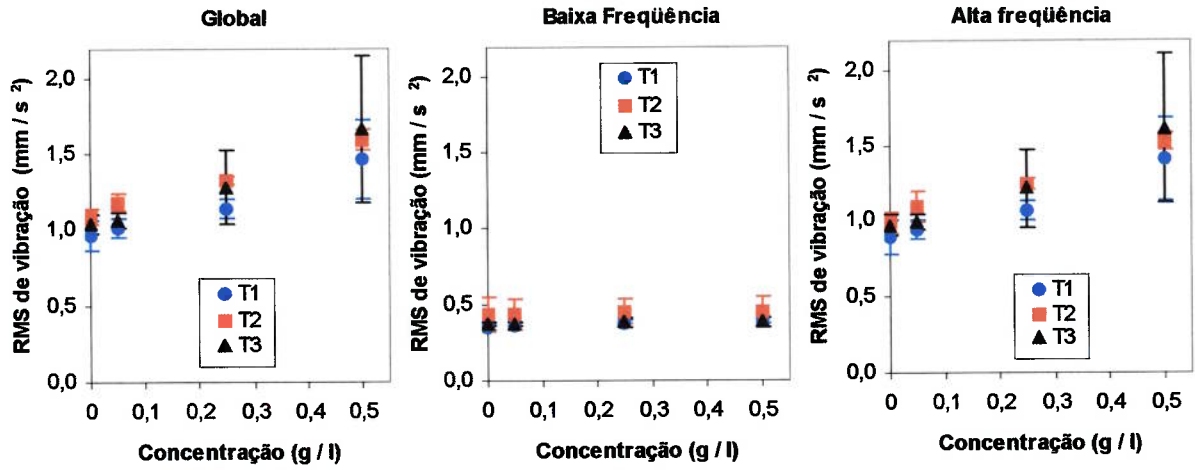
Figura 5.13. Valores de RMS da vibração de alta frequência em função do parâmetro de lubrificação  $\lambda$ .

## 5.3. RESULTADOS DA 2ª SÉRIE DE ENSAIOS

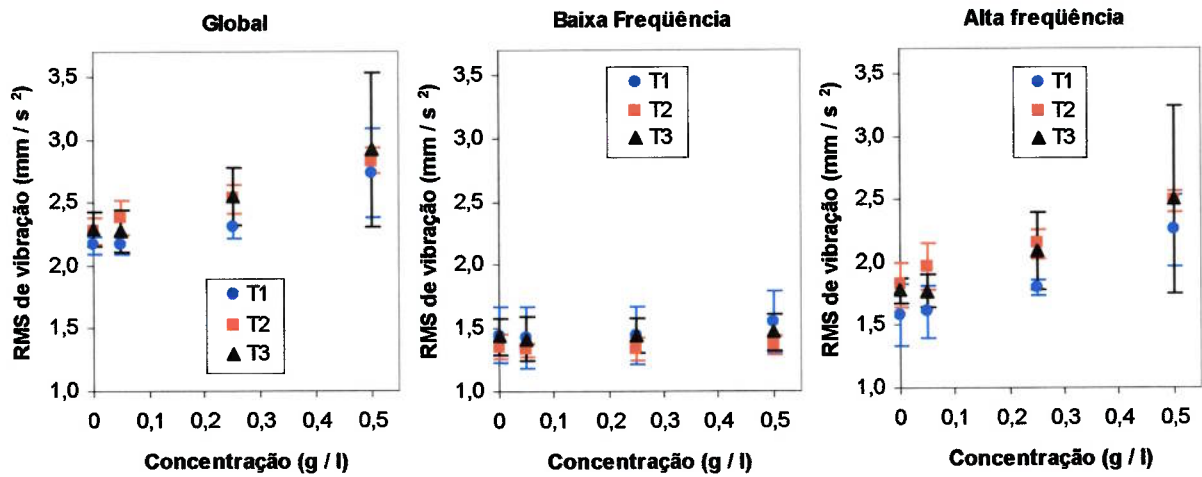
### 5.3.1. Ensaio com óleo ISO 68

Na Figura 5.14 são mostrados os valores de RMS de vibração em função do nível de contaminação do óleo lubrificante (limpo, C1, C2, C3), nos três diferentes tamanhos de partícula do material contaminante (T1, T2, T3), utilizando óleo lubrificante ISO 68. Os resultados são mostrados separadamente para as três velocidades de rotação selecionadas (20,

40 e 60 Hz), e para as diferentes bandas de frequências (global, baixa e alta), tendo em conta a análise descrita na Seção 5.1.



(a)



(b)

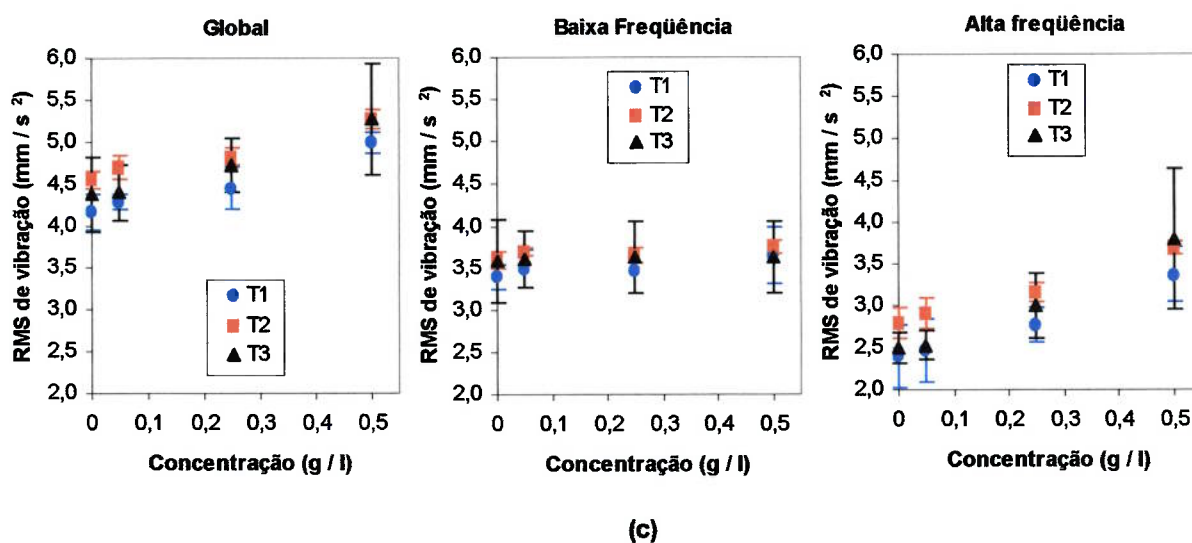


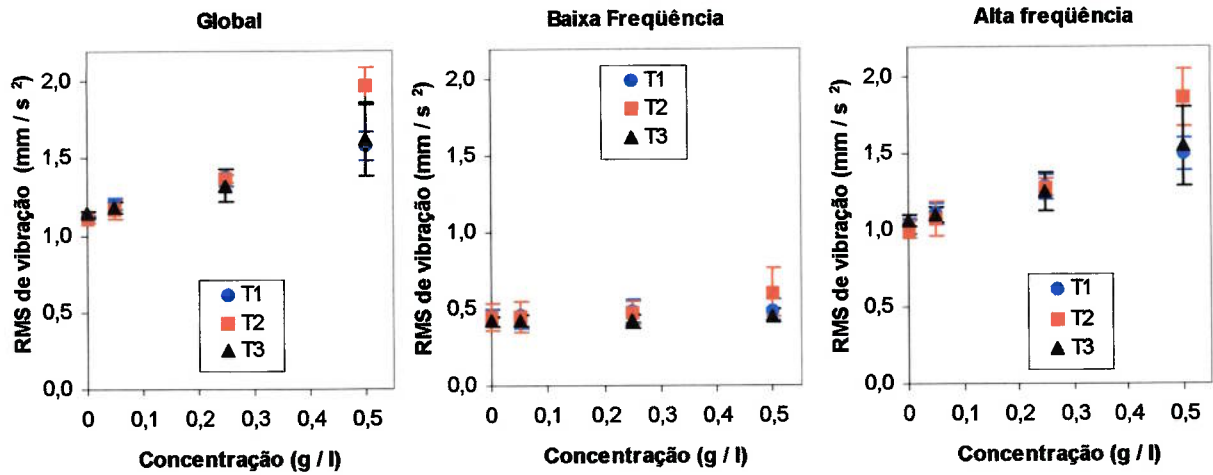
Figura 5.14. Níveis de vibração (global, BF e AF) do rolamento em função do nível de contaminação, (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; T1 tamanho de partícula 37  $\mu\text{m}$ ; T2 tamanho de partícula 59  $\mu\text{m}$ ; T3 tamanho de partícula 111  $\mu\text{m}$ . Óleo lubrificante ISO 68.

Das figuras, pode-se observar o seguinte:

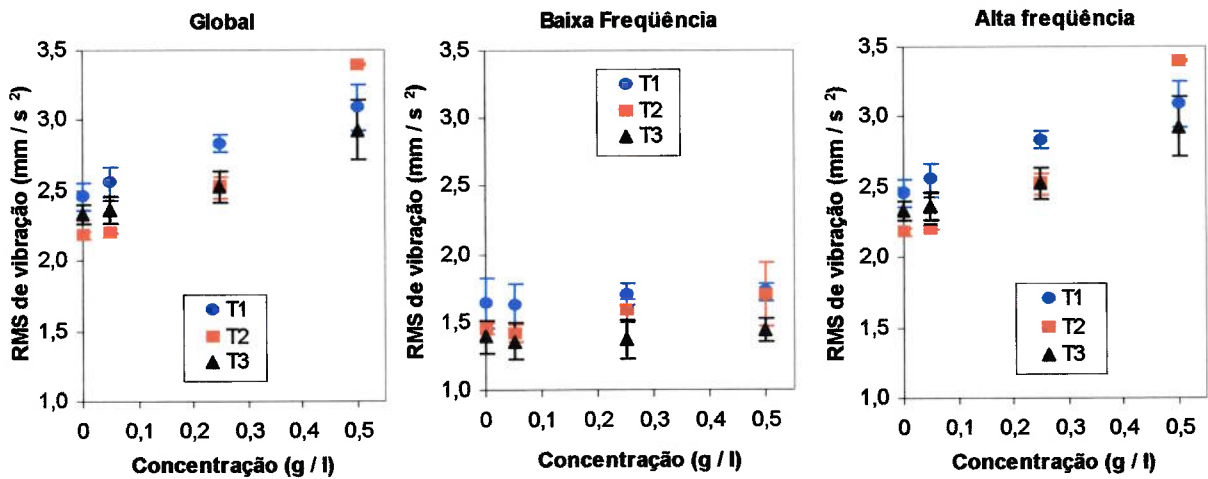
- Os valores de vibração aumentam em função da velocidade de rotação, para todas as condições de contaminação do óleo lubrificante, resultado obviamente esperado, devido à variação da dinâmica do sistema (rolamento).
- As tendências ou comportamento dos valores de vibração em função de nível de contaminação, para as diferentes bandas de frequências analisadas, são repetitivas para as três velocidades de rotação selecionadas.
- Existe uma clara tendência de aumento do valor de vibração global em função do nível de concentração do contaminante.
- Na banda de baixas frequências, pode-se observar que os valores de vibração tendem a ser constantes em função do nível de contaminação.
- Por outro lado, na banda de altas frequências, pode-se observar uma tendência ou comportamento similar ao valor de vibração global, desta maneira, indicando que problemas de contaminação do óleo lubrificante em rolamentos de rolos só afeta o sinal de vibração na banda de altas frequências.
- Por último, pode-se observar que não existe uma variação significativa nos valores de vibração (em qualquer banda) para níveis de contaminação com diferentes tamanhos de partícula.

### 5.3.2. Ensaio com óleo ISO 32

Os resultados obtidos utilizando óleo de viscosidade ISO 32 são apresentados na Figura 5.15 seguindo a mesma estrutura utilizada para os resultados com óleo ISO 68 (Seção 5.3.1).



(a)



(b)

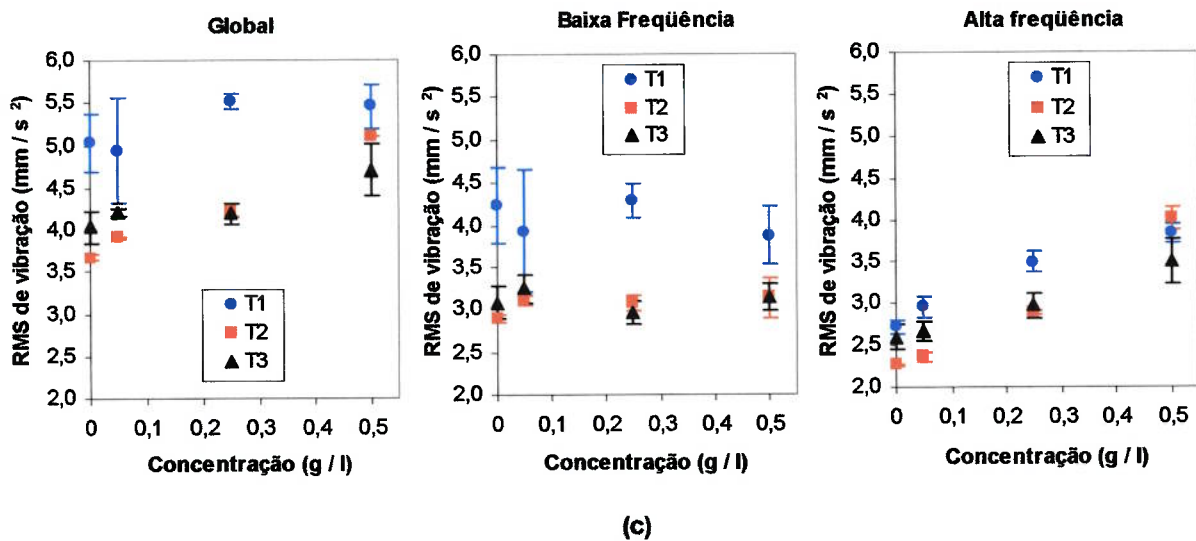


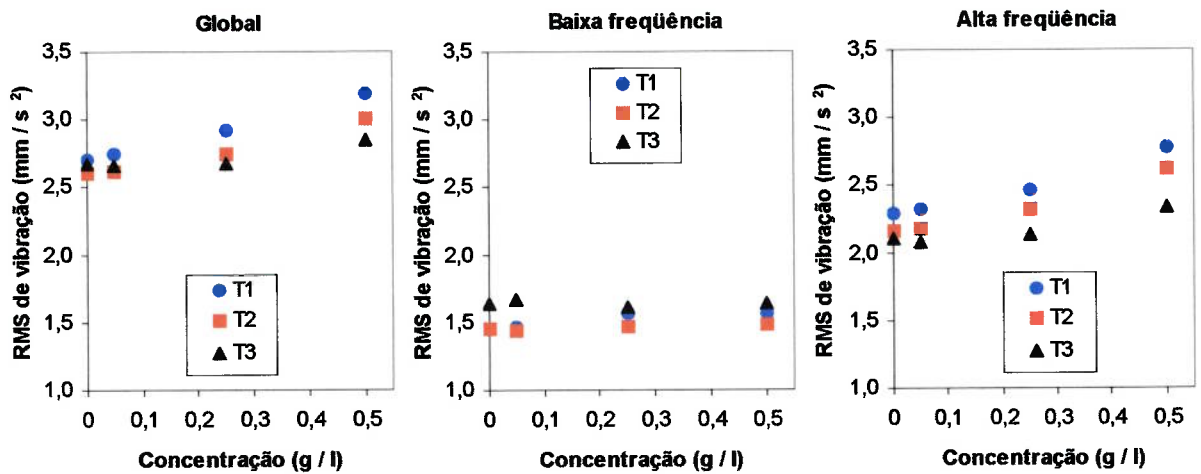
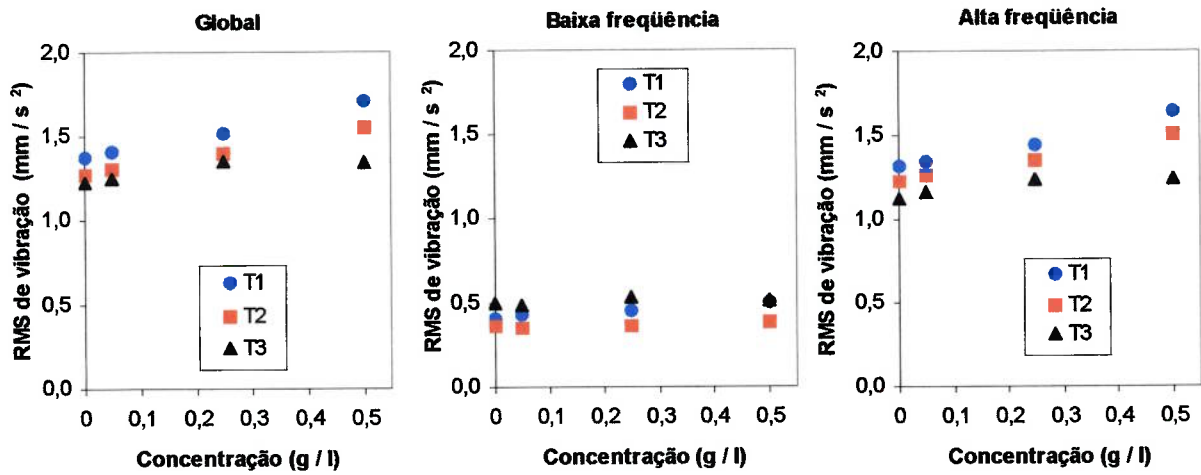
Figure 5.15. Níveis de vibração (global, BF e AF) do rolamento em função do nível de contaminação, (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; T1 tamanho de partícula 37  $\mu\text{m}$ ; T2 tamanho de partícula 59  $\mu\text{m}$ ; T3 tamanho de partícula 111  $\mu\text{m}$ . Óleo lubrificante ISO 32.

Pode-se observar que existe um comportamento similar dos resultados dos ensaios com óleo ISO 32 com respeito às tendências ou comportamentos obtidos nos ensaios com óleo ISO 68, existindo somente duas diferenças:

- Para as velocidades de 40 e 60 Hz, os valores de vibração na banda de alta frequência são apreciavelmente maiores com óleo contaminado com tamanho médio de partícula T1 (37  $\mu\text{m}$ ), possivelmente devido ao efeito de decantação de partículas maiores em fluidos de viscosidades menores, efeito explicado com maior detalhe nas seguintes secções.
- Para a velocidade de 60 Hz, existe uma apreciável diferença dos valores de vibração com tamanho de partícula T1 com respeito aos valores obtidos com os demais tamanhos médios de partículas (T2 e T3), especificamente na banda de baixa frequência. Esta diferença pode ser devida a uma variação dinâmica por montagem inadequada dos rolamentos durante o ensaio, originando variação nas cargas do rolamento, o qual só afeta a banda de baixa frequência. É possível observar que a banda de alta frequência, banda afetada pela contaminação do óleo, não é sensível às mudanças dinâmicas do componente.

### 5.3.3. Ensaio com óleo ISO 10

Os resultados obtidos utilizando óleo de viscosidade ISO 10 são apresentados na Figura 5.16, seguindo a mesma estrutura utilizada para os resultados com óleo ISO 68 (Seção 5.3.1).



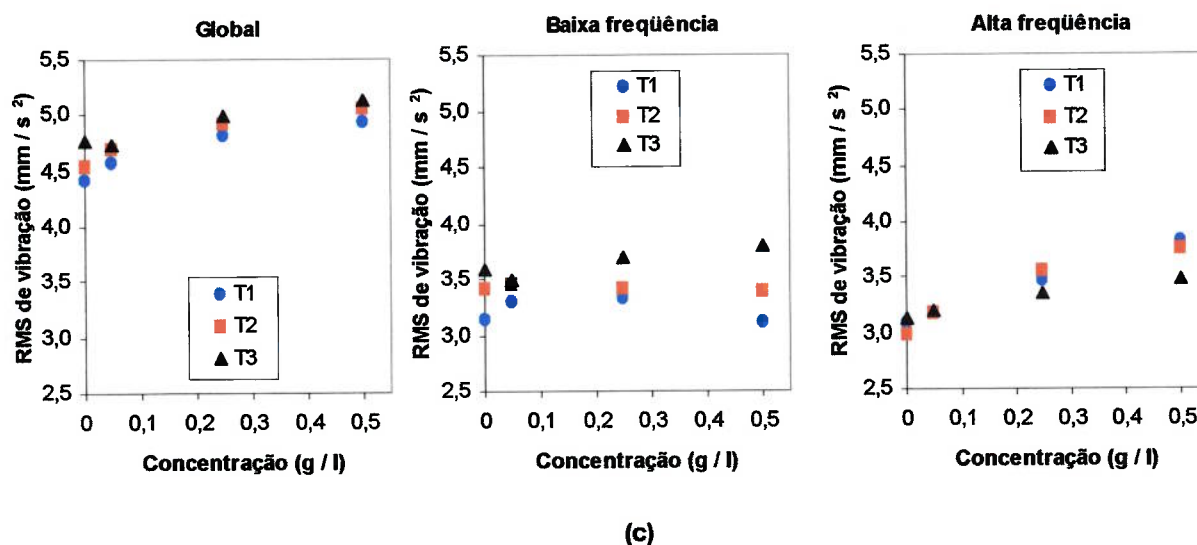


Figura 5.16. Níveis de vibração (global, BF e AF) do rolamento em função do nível de contaminação, (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; T1 tamanho de partícula 37  $\mu\text{m}$ ; T2 tamanho de partícula 59  $\mu\text{m}$ ; T3 tamanho de partícula 111  $\mu\text{m}$ . Óleo lubrificante ISO 10.

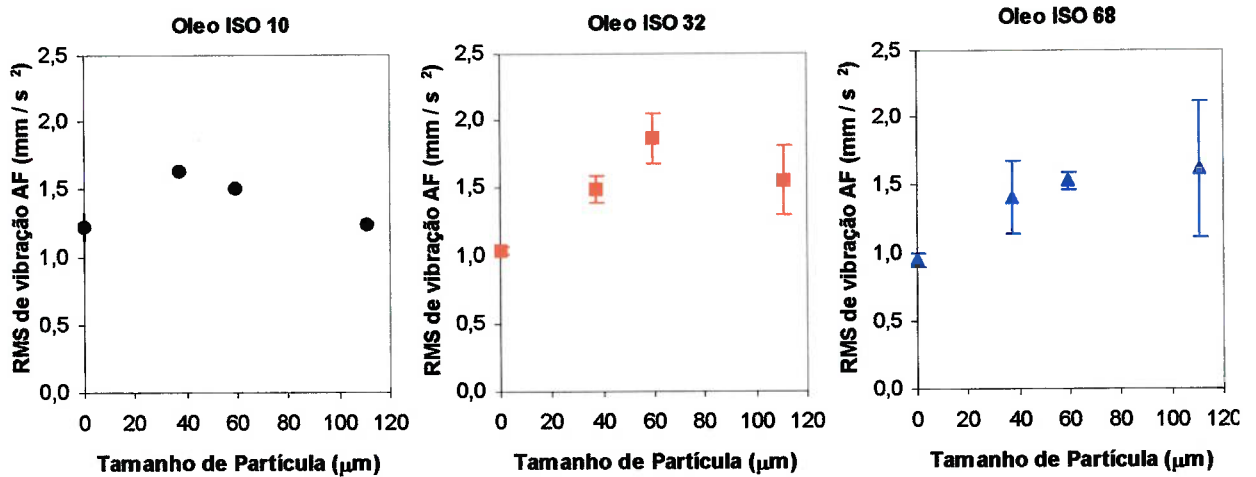
Como foi estabelecido na Seção 4.7.1, esta série de ensaios de óleo ISO 10 foi executada para verificar e confirmar um possível efeito de decantação das partículas de maior tamanho, efeito observado em alguns casos com óleo ISO 32. Pode-se observar claramente, que, para as velocidades de 20 e 40 Hz, os valores de vibração na banda de alta frequência são diretamente proporcionais ao nível de contaminação e inversamente proporcionais ao tamanho médio da partícula contaminante. Para a velocidade de 60 Hz, não existe um comportamento similar, possivelmente devido a uma maior influenciada velocidade no movimento da partícula no óleo lubrificante.

#### 5.3.4. Efeito do tamanho de partícula e viscosidade do óleo – Fenômeno de decantação

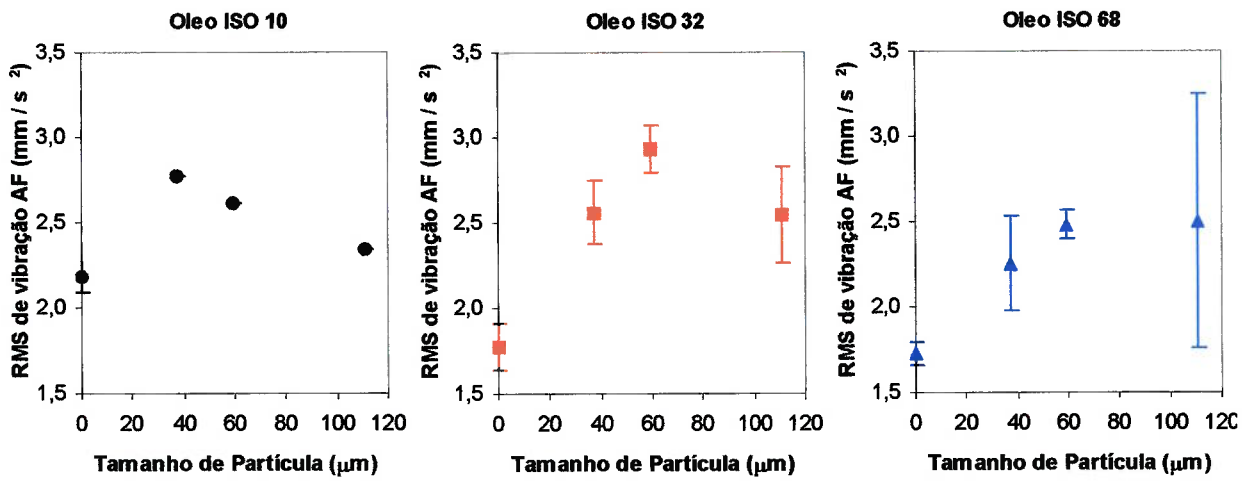
De acordo com as análises dos gráficos anteriores, foi possível determinar que o sinal de vibração do rolamento é diretamente proporcional ao nível de contaminação, independentemente do grau de viscosidade do óleo lubrificante. Contudo, não existe um comportamento claro do efeito da variação do tamanho de partícula do contaminante no sinal de vibração do rolamento. Com o objetivo de clarificar o efeito desta variável, foram feitos novos gráficos do sinal de vibração em função do tamanho de partícula, usando os mesmos



dados das figuras anteriores. Na Figura 5.17 são mostrados os resultados para o caso de nível de concentração maior (C3) e para os diferentes graus de viscosidade do óleo lubrificante.



(a)



(b)

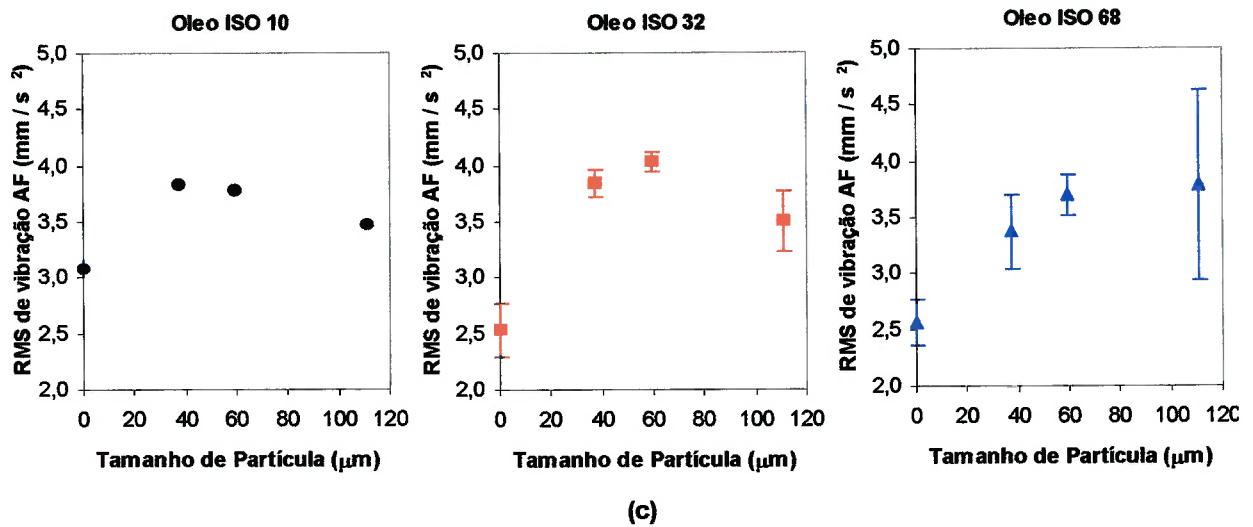


Figura 5.17. Níveis de vibração de alta frequência em função do tamanho de partícula contaminante; (a) Velocidade de 20 Hz, (b) Velocidade de 40 Hz, (c) Velocidade de 60 Hz; nível de concentração C3 (0,5g/l).

Pode-se observar que existe um comportamento do sinal de vibração para cada grau de viscosidade do óleo lubrificante. Para os ensaios com óleo ISO 68, os valores de RMS tendem aumentar em função do tamanho de partícula, estabilizando-se para tamanhos maiores. Por outro lado, nos ensaios com óleo ISO 32, outro tipo de comportamento é observado, onde os valores de vibração diminuem do tamanho de partícula T2 (59 µm) para T3 (111 µm). Finalmente, para o óleo de menor viscosidade ISO 10, existe outro tipo de comportamento, diminuindo os valores de vibração a partir do tamanho T2.

Uma das possíveis razões para a diferença de comportamento pode ser devido ao fenômeno de decantação da partícula. Como é sabido, existe uma força que atua contra a queda da partícula, a qual depende da viscosidade do fluido e o tamanho de partícula. De acordo a teoria encontrada na literatura, a velocidade de decantação (“settling velocity”) de uma partícula num fluido é definida pela seguinte relação [40]:

$$v_d = \frac{2(d_s - d_f)gr^2}{9\eta} \quad (5.1)$$

Onde  $d_s$  e  $d_f$  são a densidade da partícula e do fluido, respectivamente;  $r$  é o raio da partícula,  $\eta$  a viscosidade do fluido e  $g$  a aceleração da gravidade.

A Equação 5.1 mostra uma forte influência do tamanho da partícula (proporcional a  $r^2$ ) e da viscosidade do fluido (inversamente proporcional) na velocidade de decantação. Embora, exista uma influência adicional da força externa gerada pela velocidade de rotação

do sistema de agitação, a equação anterior explica em parte a variação de comportamento dos sinais de vibração entre os testes com diferentes graus de viscosidade.

Adicionalmente, é necessário ressaltar, que apesar de se ter utilizado um sistema de agitação nos ensaios, o efeito de decantação não é totalmente eliminado. Todavia, este fenômeno se apresenta em qualquer sistema de lubrificação por banho de óleo para rolamentos, nos quais na maioria dos casos não existe um sistema de agitação ou são de menor eficiência ao utilizado nos testes.

## **5.4. RESULTADOS DA 3ª SÉRIE DE ENSAIOS**

### **5.4.1. Análise de óleos usados**

Como foi estabelecido na seção de metodologia experimental, foi escolhido um subconjunto dos ensaios da segunda série para realizar determinados ensaios de análises de óleo, visando monitorar a eventual mudança das propriedades do lubrificante devido ao desgaste das superfícies dos componentes do rolamento ou pela presença do material contaminante.

As amostras selecionadas correspondem aos ensaios com óleo de viscosidade ISO 32, com uma concentração de contaminante 0,5 g/l (C3), para os diferentes tamanhos de partícula. Os óleos utilizados foram analisados quanto à viscosidade, nível de acidez total, nível de oxidação por espectrometria de absorção de infra-vermelho, quantidade e tipo de particulado de ferro por espectrometria de emissão óptica e ferrografia.

De acordo com os resultados das análises feitas pelo laboratório TRIBOLAB (anexo 10), não existe variação da viscosidade, nível de acidez total e nível de oxidação, nas diferentes condições (com e sem contaminação) do óleo lubrificante.

Com respeito à análise por espectrometria, foi feita espectrometria de partículas pequenas (0-10  $\mu\text{m}$ ) e espectrometria de partículas grandes (10-50  $\mu\text{m}$ ). Os resultados mostram como elementos principais partículas de ferro e silício, correspondente ao desgaste dos componentes e ao material contaminante, respectivamente. Na Figura 5.18, são mostrados os resultados para cada condição de contaminação.

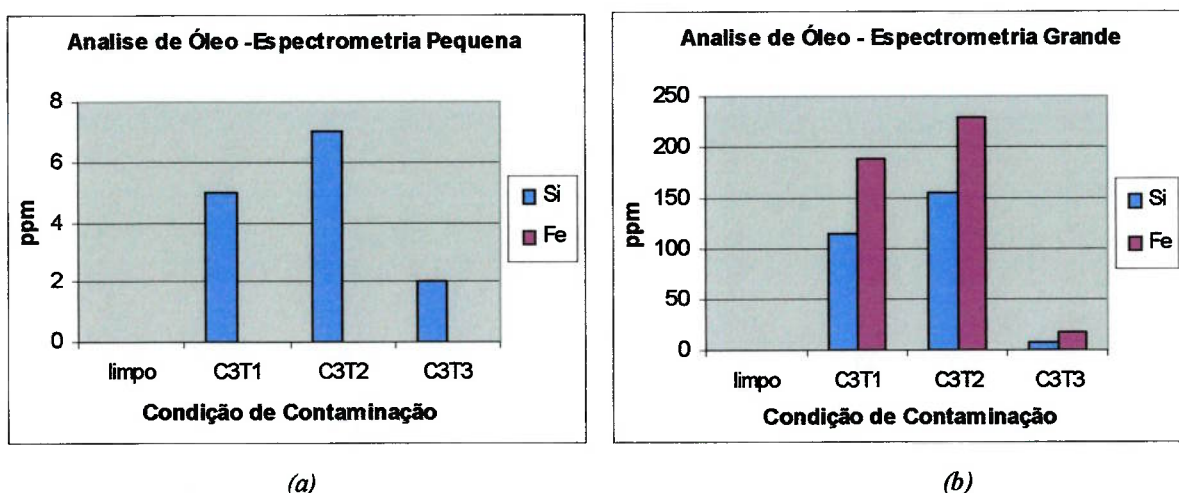


Figura 5.18. Resultados das análises de óleo por espectrometria de emissão ótica; (a) Espectrometria de partículas pequenas ( $0-10 \mu\text{m}$ ), (b) Espectrometria de partículas grandes ( $0-50 \mu\text{m}$ ). Óleo lubrificante ISO 32 usado nos testes da 1ª série de ensaios.

Quanto a partículas menores de  $10 \mu\text{m}$ , no gráfico anterior pode-se observar que não existe presença de partículas de desgaste (ppm Fe) e a quantidade de partículas do material contaminante (Si) é desprezível com respeito aos valores de partículas de maior tamanho ( $10-50 \mu\text{m}$ ). Analisando os resultados de espectrometria de partículas grandes, podemos observar que existe um comportamento semelhante para os dois elementos (Si - Fe) nas diferentes condições de contaminação, o que corrobora a hipótese de que uma maior presença de material contaminante (Si) no óleo provoca maior desgaste dos componentes do rolamento.

#### 5.4.2. Análise por observação microscópica das superfícies

As superfícies dos elementos em contato foram microscopicamente examinadas através de microscópio óptico (do LFS-PME-EPUSP) e eletrônico de varredura (do PMT-EPUSP), com o objetivo de verificar os tipos de mecanismos de desgaste. Embora a contaminação tenha sido realizada com tamanhos de partículas muito maiores do que a espessura mínima teórica do filme lubrificante (Figura 5.11), os resultados obtidos confirmam que o contaminante gerou deterioração ou dano na superfície.

Na Figura 5.19, são mostradas superfícies novas e desgastadas após dos ensaios com diferentes condições de contaminação, para os diferentes componentes do rolamento. Poder ser observado que o componente que apresenta maior desgaste tendo como referência a condição inicial da superfície nova, é a pista interna, possivelmente devido a ser o componente que suporta maior tensão de contato.

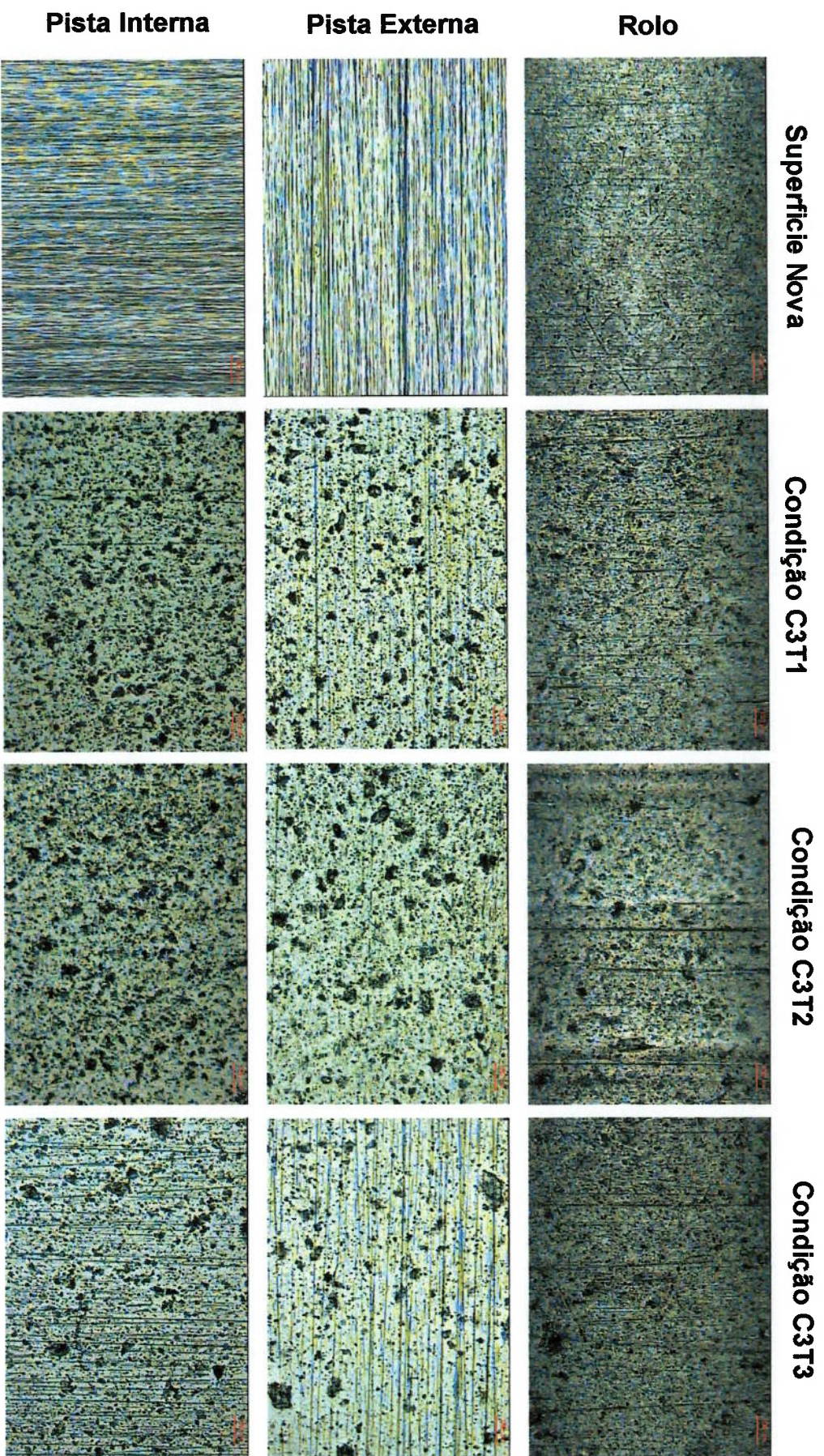
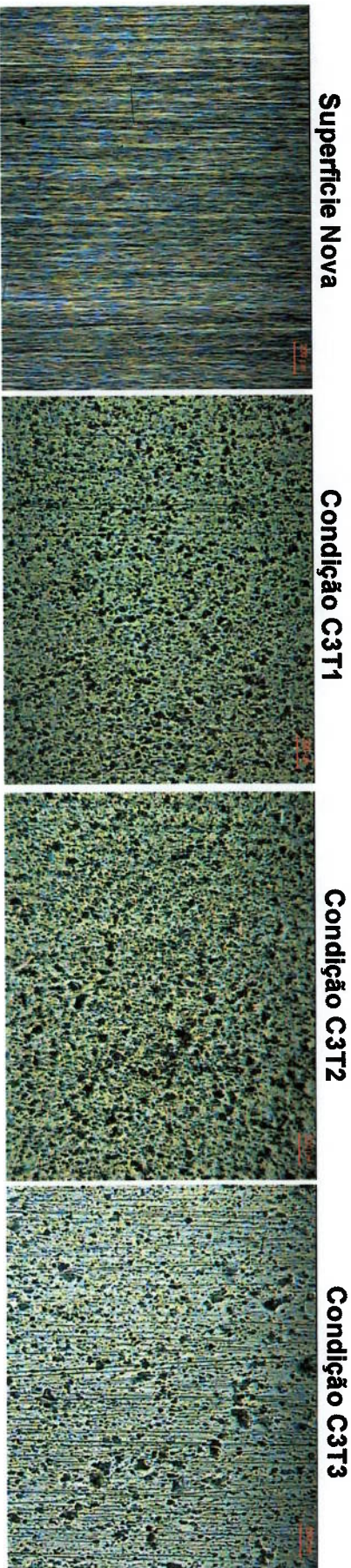
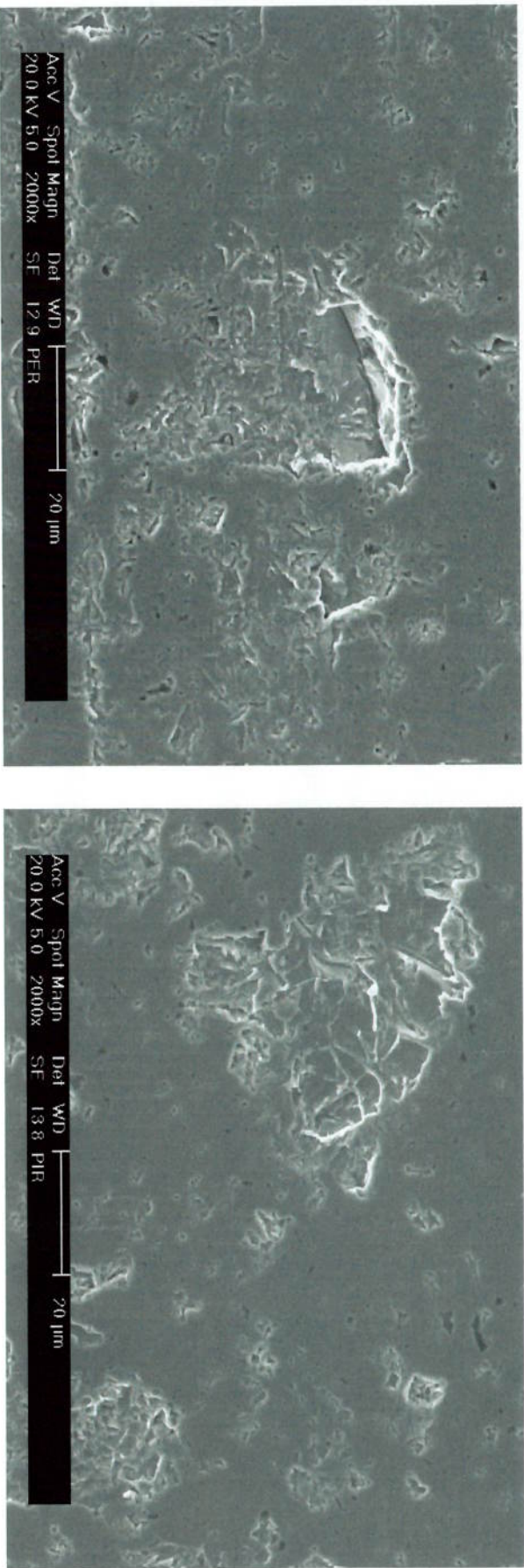


Figura 5.19. Observação microscópica das superfícies desgastadas dos rolamentos após dos testes nas diferentes condições de contaminação com óleo ISO 32. Escala de observação 100x



*Figura 5.20. Observação microscópica das superfícies desgastadas da pista interna após dos testes nas diferentes condições de contaminação com óleo ISO 32. Escala de observação 50x.*



*Figure 5.21. Detalhe das superfícies danificadas após dos testes com a condição C3T2. Mecanismo de desgaste semelhante ao peeling.*

Adicionalmente, pode-se observar que todos os componentes apresentam diferentes graus de dano em função da condição de contaminação do lubrificante, seguindo a mesma tendência ou comportamento obtidos com as análises de espectrometria e dos sinais de vibração, correlação que será discutida com maior detalhe na Seção 5.5.5. A Figura 5.20 mostra as superfícies do componente que apresentou maior desgaste (pista interna) em outra escala de ampliação (50x), onde é possível observar uma melhor diferenciação dos estados das superfícies para diferentes condições de contaminação.

Fazendo uma análise detalhada das superfícies mostradas nas Figuras 5.19 e 5.20, nota-se uma aparência de endentações distribuídas ao longo das superfícies desgastadas. Por meio da técnica de microscopia eletrônica de varredura (MEV), foi possível observar tipos de mecanismos de desgaste similares ao *spalling* nas áreas endentadas. A Figura 5.21 mostra a forma ou aparência típica de uma área com endentações na superfície da pista externa. Pode ser observado que a área do *spalling* é muito menor que as reportadas na literatura para fadiga por *spalling* [13,41,42]. Alguns autores também identificam o dano originado na superfície como *peeling*, mecanismo que descreveria melhor o tipo de dano observado nas superfícies dos rolamentos testados [43].

### 5.4.3. Medição da rugosidade superficial

Quanto à medição de rugosidade, foi feita a medição dos parâmetros Ra e Rz (equações 2.6 e 2.8) em cada uma das superfícies desgastadas mostradas anteriormente. Os ensaios foram feitos pela empresa fabricante de rolamentos FAG. Tendo em conta os resultados das superfícies novas (Tabela 5.1), foram feitos gráficos do nível de rugosidade em função da condição de contaminação do lubrificante, como é mostrado na Figura 5.22.

Pode-se observar uma variação dos parâmetros Ra e Rz em função da condição de contaminação, seguindo o mesmo comportamento da condição superficial observada nas Figuras 5.19 e 5.20.

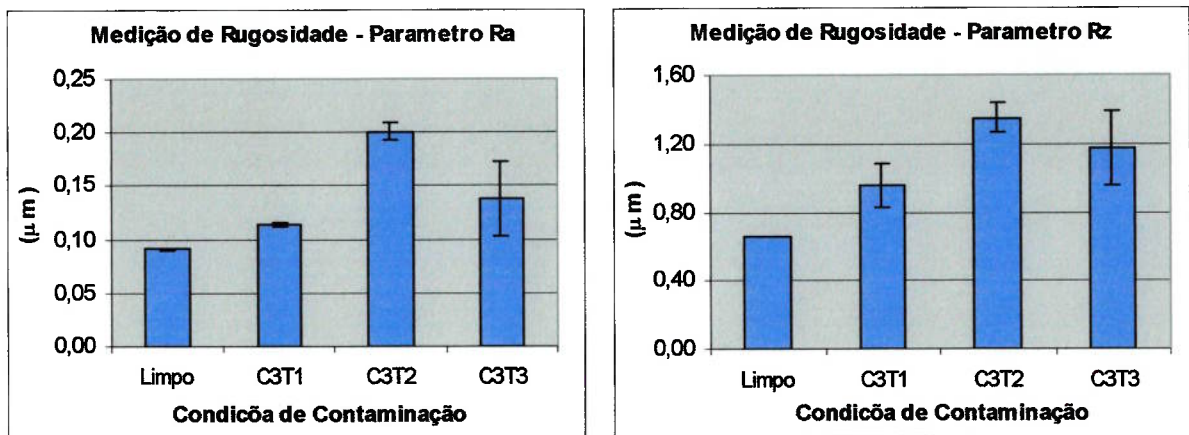


Figura 5.22. Resultados da medição da rugosidade superficial das pistas internas dos rolamentos.

### 5.4.4. Medição do sinal de vibração

Por último, na Figura 5.23 são mostrados os resultados de vibração da 3ª série de ensaios, em conjunto com os resultados obtidos na segunda série de ensaios para as mesmas condições de contaminação. Pode-se observar claramente a diferença entre o comportamento vibratório do rolamento devido somente ao desgaste superficial (curva azul) e o comportamento vibratório devido ao efeito misturado do desgaste superficial e da presença de partículas contaminantes (curva preta). Esta diferença corresponderia ao efeito gerado só pela presença de material contaminante, os quais causam impactos nas superfícies em contato, gerando desta forma o aumento dos níveis de vibração.



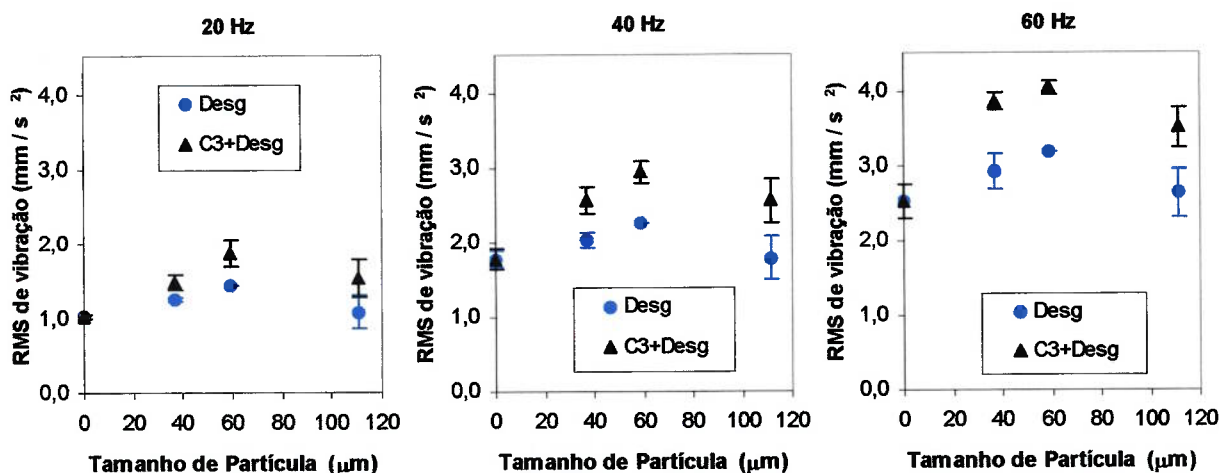


Figura 5.23. RMS da vibração de alta frequência em função do tamanho de partícula contaminante; nível de concentração 0.5 g/; óleo lubrificante ISO 32. Desg: resultados ensaios 3ª série (só desgaste); C3+Desg: resultados ensaios 1ª série (desgaste + contaminante).

### 5.5.5. Correlação das técnicas de monitoramento do desgaste

Como se pôde observar, foram utilizadas quatro técnicas de inspeção e monitoramento para caracterizar e quantificar o desgaste gerado nas superfícies dos rolamentos, as quais são listadas a seguir:

1. Análise de óleos por espectrometria: ppm de Fe.
2. Análise por observação microscópica das superfícies: grau de dano visual da superfície.
3. Medição da rugosidade superficial: Parâmetros Ra e Rz.
4. Medição do sinal de vibração: RMS de vibração de alta frequência.

Comparando os resultados obtidos com as diferentes técnicas aplicadas (Figuras 5.18, 5.20, 5.22 e 5.23), pode-se observar que os valores apresentam uma tendência ou comportamento similar. Existe um aumento progressivo dos valores de RMS de vibração, ppm Si, ppm de Fe, nível de rugosidade e condição de dano da superfície até a condição com tamanho T2. Na condição de contaminação seguinte, ou seja, tamanho de partícula T3, existe uma diminuição dos valores em todas as variáveis, devido ao efeito de decantação que apresentam as partículas contaminantes, assunto tratado na análise de resultados da segunda série de ensaios (Seção 5.3). Assim, a análise apresentada é um indicador da existência de uma boa correlação entre as técnicas de inspeção e monitoramento utilizadas para quantificar

e caracterizar o desgaste gerado nas superfícies dos componentes de rolamentos devido à contaminação do óleo lubrificante.

#### **5.5.6. Avaliação da severidade do desgaste**

Para avaliar a severidade do desgaste apresentado nas superfícies, foram realizadas análises de ferrografia no óleo lubrificante utilizado para a condição de contaminação C3T2. De acordo aos ensaios feitos pela empresa TRIBOLAB (anexo 10), existe uma predominância de desgaste por esfoliação de atrito comum com partículas de até 12  $\mu\text{m}$  (média de 7  $\mu\text{m}$ ); há poucas partículas de pitting (laminares) de até 22  $\mu\text{m}$  e leves sinais de abrasão pelos contaminantes sólidos com até 35  $\mu\text{m}$ . Segundo a empresa TRIBOLAB, os resultados sugerem forte desgaste do rolamento e a condição de funcionamento é considerada como crítica. Essas observações são um indicativo de desgaste severo das superfícies. Como é sabido, o desgaste severo pode acontecer dependendo da relação entre as durezas do material da partícula e do material do rolamento. Neste caso, o material da partícula é quartzo com uma dureza média de 1000 HV, e o material do rolamento é aço com uma dureza média de 700 HV, resultado uma relação de durezas de 1,4. Este valor se encontra na faixa de transição de desgaste moderado para desgaste severo. O valor exato depende de outro tipo de fatores, dentro dos quais pode-se citar a geometria das partículas. Na Figura 4.8 pode-se observar a geometria das partículas, as quais possuem ângulos de ataque agudos que favorecem o acontecimento de desgaste severo.

Contudo, apesar da existência de mecanismos de desgaste severo, o desgaste dimensional foi mínimo, já que a folga interna radial, medida antes e após dos testes, não apresentou variações significativas. De acordo as medições feitas pelo fornecedor de rolamentos NSK (ver anexo 9), todas as folgas dos rolamentos novos ou usados, encontravam-se na faixa de 30-40  $\mu\text{m}$ , tolerância normal para este tipo de rolamentos [6]. A pouca variação da folga radial pode estar justificada pelo pouco tempo a que foi exposto o rolamento em uma condição de óleo lubrificante contaminado.

Por meio da Equação 2.14 e tendo em conta as condições de lubrificação para cada ensaio, foram feitos cálculos teóricos da vida útil dos rolamentos. Foi possível determinar que para as condições mais críticas, ou seja, para um rolamento lubrificado com o óleo de menor viscosidade ISO 10, com um nível de contaminação C3 (0,5 g/l) e com uma velocidade de rotação de 20 Hz, a vida útil de rolamento se reduz drasticamente, atingindo valores de somente 4% da vida nominal do rolamento (vida útil = 0,04 da vida nominal). Isto indica que,

se o rolamento continuar trabalhando nessas condições de contaminação, possivelmente apresentará falha em poucos dias de serviço.

## 5.4. RESULTADOS DA 4ª SÉRIE DE ENSAIOS

### 5.4.1. Efeito do aditivo na condição de óleo sem presença de contaminante

Inicialmente, será analisado o efeito da presença do aditivo no comportamento vibratório do rolamento na condição de óleo limpo. Para isto, foi feita uma comparação dos valores de vibração dos ensaios feitos com óleo mineral puro com os valores de vibração correspondentes aos ensaios com presença do aditivo  $\text{MoS}_2$  no óleo lubrificante, durante o período de ensaio de estabilização de temperatura.

Na Figura 5.24, são mostrados os valores de RMS global de vibração do rolamento em função de tempo de ensaio, para os diferentes tipos de óleos lubrificantes utilizados. De acordo com o analisado na Seção 5.2.2, existe uma diminuição do valor de vibração com o aumento do grau de viscosidade do óleo lubrificante devido à formação de camadas lubrificantes com maiores valores de espessuras, evitando o contato metal-metal entre as superfícies. Adicionalmente, pode-se observar claramente o efeito da presença do aditivo no comportamento de vibratório do rolamento, o qual apresentou os menores níveis de vibração de todas as condições de lubrificação, durante o tempo todo de ensaio.

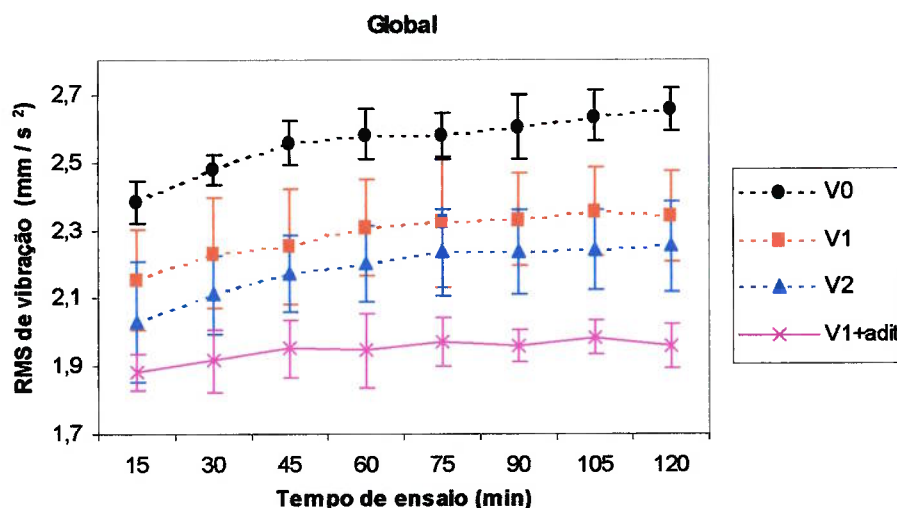


Figura 5.24. RMS da vibração global em função do tempo de ensaio. V0: Óleo ISO 10; V1: Óleo ISO 32; V2: Óleo ISO 68; V1+adit: Óleo ISO 32 com aditivo  $\text{MoS}_2$  (3% de concentração).

Esta diminuição pode ser causada pela criação de uma camada protetora nas superfícies das pistas e rolos do rolamento, evitando contato metal-metal das superfícies originais. Outra causa desta diminuição pode ser devido a um possível aumento do grau de viscosidade do óleo lubrificante pela presença de aditivo, hipótese estabelecida intuitivamente devido ao comportamento dos resultados da Figura 5.24, onde existe uma diminuição dos valores de vibração com o aumento do grau de viscosidade. Contudo, análises das amostras de óleo não indicaram uma variação do grau de viscosidade do óleo ISO 32 com presença de aditivo MoS<sub>2</sub> nas concentrações utilizadas (3% de volume).

Tendo em conta a análise de freqüências por bandas aplicado nos sinais de vibração dos ensaios das séries anteriores, foram feitos novos gráficos do valor RMS da vibração em função do tempo (ver Figura 5.25), tanto para a banda de baixa freqüência (0-600 Hz) como para a banda de alta freqüência (600-10000 Hz).

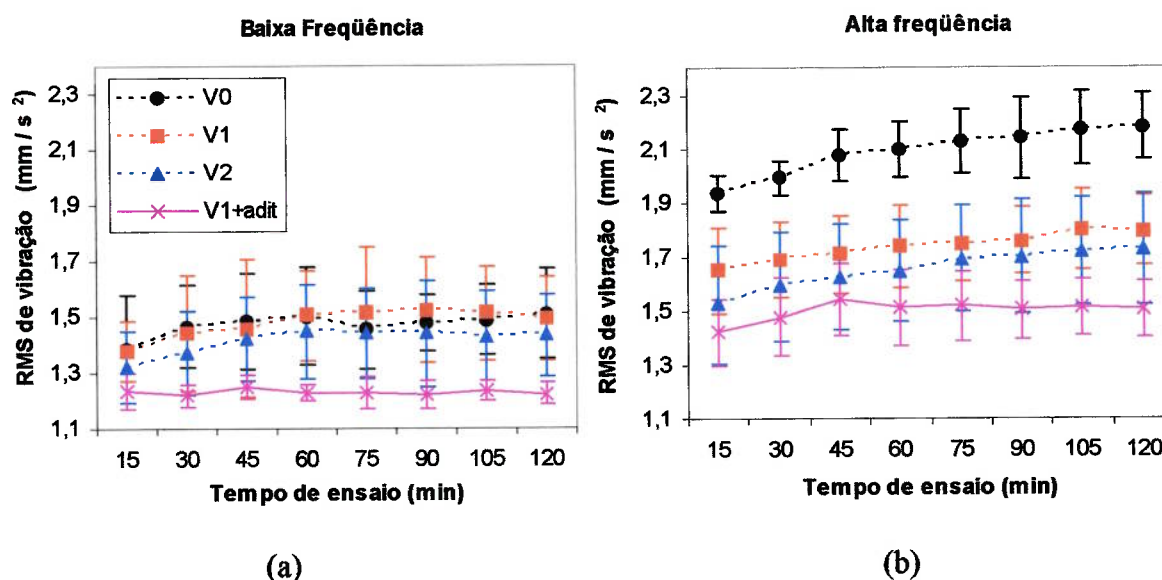


Figura 5.25. RMS da vibração em função do tempo de ensaio; (a) banda de baixa freqüência, (b) banda de alta freqüência.

Pode-se observar nessas figuras resultados diferentes aos obtidos nas séries de ensaios anteriores, existindo influência do aditivo não somente no sinal de vibração de alta freqüência, mas também no sinal de vibração de baixa freqüência.

Como foi explicado anteriormente, a criação de uma camada superficial protetora gerada pela presença de aditivo evita o contato das rugosidades das superfícies do rolamento. De acordo com a análise dos resultados da primeira série de ensaios, a intensidade deste contato superficial estaria correlacionada com a magnitude do sinal de vibração de alta freqüência, o qual explicaria a diminuição de vibração apresentada na Figura 5.25.a.

Por outro lado, o efeito obtido no sinal de vibração de baixa frequência (Figura 5.25.b) não era esperado, já que geralmente esta faixa se encontra mais correlacionada com a dinâmica do sistema, ou seja, está afetada por variáveis como carga radial, rigidez do sistema, velocidade de rotação, etc. Uma possível hipótese da variação do sinal de vibração em baixa frequência poderia estar associada a uma variação na rigidez do sistema, especificamente da rigidez de contato, devido a um aumento de volume e massa pela presença de uma camada superficial.

#### 5.4.2. Efeito do aditivo na condição de óleo com presença de contaminante.

Na Figura 5.26, são mostrados os valores de RMS de vibração em função do nível de concentração do material contaminante, tanto para os ensaios com óleo puro ISO 32, como para os ensaios com presença de aditivo. Os resultados são ilustrados separadamente para cada uma das três velocidades de rotação do rolamento. Os valores de vibração correspondem à faixa de alta frequência, já que, de acordo às análises realizados na segunda série de ensaios, a presença de contaminante do óleo lubrificante só afeta esta faixa do espectro de frequência.

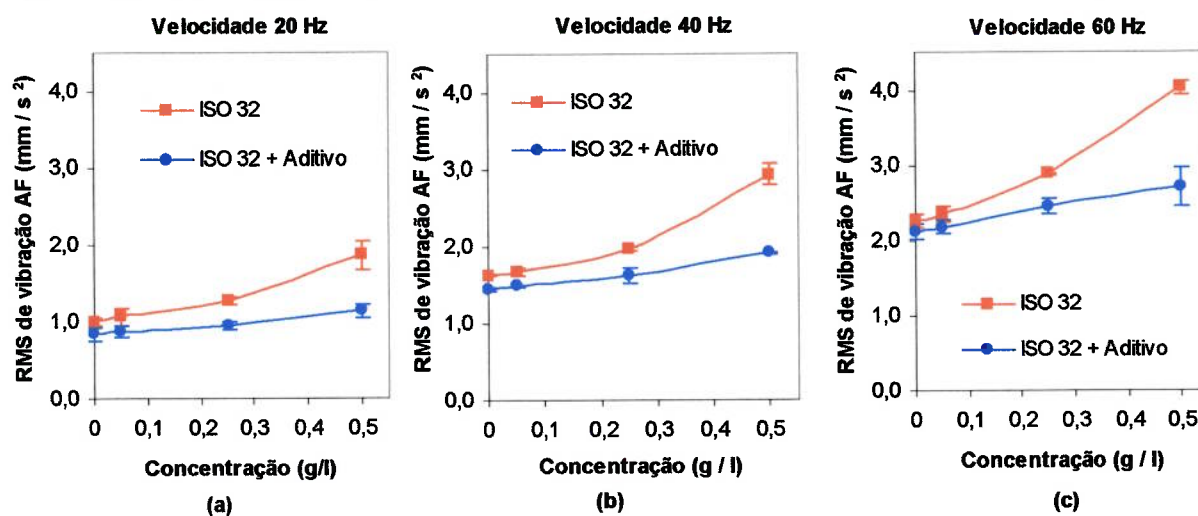


Figura 5.26. RMS da Vibração de alta frequência em função do nível de concentração do contaminante. (a) Velocidade de 20 Hz; (b) Velocidade de 40 Hz; (c) Velocidade de 60 Hz.

Nos gráficos anteriores, inicialmente pode-se observar que nas três velocidades estudadas, existe um aumento no sinal de vibração, causado pela presença de contaminante e pelo conseqüente desgaste gerado nas superfícies em contato, fenômeno discutido na segunda e terceira série de ensaios. Adicionalmente, pode-se observar uma diminuição dos valores de vibração do rolamento, quando existe presença de aditivo no óleo contaminado. Esta

diminuição é devida à criação de uma camada protetora nas superfícies do rolamento, fenômeno que também ocorre na condição de óleo limpo.

Por outro lado, é observado que a presença de aditivo no óleo diminui a vibração mais acentuadamente nos ensaios com óleo contaminado, com respeito aos ensaios com óleo limpo. Esta diminuição acentuada no óleo contaminado pode ser explicada por meio da seguinte análise: embora o número de partículas contaminantes presentes fosse igual nas condições com e sem aditivo, observou-se desgaste menor no óleo com presença de MoS<sub>2</sub>, diminuindo desta forma a componente de vibração correlacionada a este aspecto.

Foram feitos ensaios de espectrometria nas amostras de óleo com aditivo após dos testes, confirmado a existência de um menor desgaste das superfícies do rolamento. De acordo com as análises dos óleos (ver anexo 10), o óleo com aditivo apresentou uma considerável diminuição nos níveis de ppm de Fe de partículas grandes (10-50  $\mu\text{m}$ ), passando de 229 ppm com óleo sem aditivo, para 10 ppm com óleo aditivado.

#### **5.4.3. Discussão da influência do regime de lubrificação**

De acordo à teoria encontrada em diferentes publicações técnicas relacionadas ao tema [7,44], para que exista a criação de uma camada superficial protetora pela presença do aditivo Bissulfeto de Molibdênio (MoS<sub>2</sub>) no óleo lubrificante, deve existir uma condição de lubrificação limítrofe, onde as pressões de contato possuem valores altos (ordem de GPa) e existe um contato permanente das rugosidades das superfícies.

De acordo com os cálculos teóricos estabelecidos na primeira série de ensaios para determinar o regime de lubrificação, o rolamento de rolos NU205 lubrificado com óleo ISO 32 encontra-se em uma condição de lubrificação elasto-hidrodinâmica, com valores do parâmetro  $\lambda$  próximo de 6 (seis), nas condições mas críticas. Revisando os resultados obtidos na Figura 5.26, pode-se verificar que, embora não exista uma condição de lubrificação limítrofe no componente, existe uma clara diminuição do desgaste devido à presença do aditivo, a partir dos dados de análises espectrométricos e os sinais de vibração monitorados.

Num trabalho paralelo desenvolvido por Maru no LADIN [46], está sendo realizado um estudo mais detalhado da influência do aditivo no comportamento vibratório de rolamentos, o qual inclui parte das técnicas de análise mencionadas acima, técnicas de análises superficial por microscopia óptica e medição da rugosidade. Adicionalmente, serão avaliados os efeitos do aditivo em outras condições de lubrificação tendo como referência o valor de parâmetro  $\lambda$ , fazendo testes em rolamentos de esferas e rolos.

## 6. CONCLUSÕES

Como conclusão geral deste trabalho de pesquisa, pode-se dizer que, por meio do monitoramento do sinal de vibração através da análise do valor de RMS em diferentes bandas de frequência, foi possível detectar e correlacionar alterações na lubrificação de rolamentos de rolos.

Para facilitar o entendimento dos resultados obtidos, as conclusões são descritas a seguir em função da série de ensaios executada:

### Conclusões da 1ª Série de Ensaios

- ✓ Mudanças no regime de lubrificação devidas à variação do grau de viscosidade do óleo lubrificante em rolamentos de rolos podem ser efetivamente detectadas por meio do monitoramento do sinal e vibração.
- ✓ Variações na viscosidade do óleo lubrificante de um rolamento de rolos, causada pela utilização de óleos com diferentes graus de viscosidade ISO ou por variação da temperatura, só afeta a faixa de altas frequências do sinal de vibração do componente.
- ✓ Foi estabelecida uma correlação dos valores de vibração adquiridos e coeficientes de atrito teóricos para diferentes regimes de lubrificação, sendo possível observar comportamentos similares das duas variáveis em função dos valores do parâmetro  $\lambda$ , especificamente para condições de lubrificação elastohidrodinâmica, condição típica para o tipo de rolamentos de rolos.

### Conclusões da 2ª Série de Ensaios

- ✓ Problemas relacionados com a presença de contaminante no óleo lubrificante de um rolamento de rolos podem ser efetivamente detectados por meio do monitoramento do sinal de vibração.
- ✓ A presença de contaminantes, em diferentes níveis de concentração e tamanhos de partículas, somente afeta a banda de alta de frequência do sinal de vibração. Portanto, valores de RMS do sinal para a banda de alta frequência são bons parâmetros de vibração para detecção de problemas de contaminação de óleo lubrificantes.
- ✓ O aumento do nível de concentração do contaminante causa um aumento dos valores RMS do sinal de vibração, independentemente do grau de viscosidade do óleo lubrificante e do tamanho de partícula contaminante.

- ✓ O efeito do tamanho de partícula no sinal de vibração não mostra uma clara correlação nas diferentes condições de ensaio estudadas. Este depende do grau de viscosidade do óleo lubrificante, e ambos afetam o fenômeno de decantação da partícula contaminante no óleo lubrificante.

### Conclusões da 3ª Série de Ensaio

- ✓ Por meio das técnicas de análise de óleos, medição de rugosidade e observação microscópica, foi possível quantificar e caracterizar o desgaste das superfícies dos rolamentos usados nos testes da 2ª série de ensaios, desta maneira, confirmando que os sinais de vibração adquiridos durante estes ensaios correspondiam a um efeito misturado da presença de contaminante e do desgaste superficial dos componentes do rolamento.
- ✓ Foi possível monitorar o efeito devido somente ao desgaste superficial no sinal de vibração do rolamento de rolos, desgaste este gerado pela presença de contaminante no óleo lubrificante. Deste modo, por meio de uma comparação de gráficos de sinais de vibração, foi possível identificar facilmente a componente de vibração devida somente à presença de partículas contaminantes no óleo lubrificante, as quais causam impactos nas superfícies em contato, gerando desta forma o aumento dos níveis de vibração.
- ✓ Foi possível estabelecer uma correlação entre as técnicas tradicionais de avaliação de desgaste (análise de óleos, medição de rugosidade e observação microscópica) e a técnica de análise de vibração. Foram observados comportamentos muito similares dos valores dos parâmetros de análise utilizados para caracterizar cada uma das técnicas, nas diferentes condições de contaminação estudadas.
- ✓ Por meio das técnicas de análise de ferrografia e MEV, foi possível determinar a severidade e os mecanismos de desgaste apresentados nas superfícies dos rolamentos testados. Os resultados mostraram uma indicação de desgaste severo, tendo como mecanismo de desgaste predominante o *spalling*. Contudo, medições de folgas radiais internas não indicaram um desgaste dimensional apreciável, possivelmente devido ao pouco tempo de exposição das superfícies do rolamento com óleo lubrificante contaminado.



**Conclusões da 4ª Série de Ensaios**

- ✓ Os efeitos originados pela presença do aditivo Bissulfeto de Molibdênio no óleo lubrificante de um rolamento de rolos foram claramente detectados por meio da técnica de monitoramento de vibrações mecânicas.
- ✓ A presença de um aditivo de extrema pressão no óleo lubrificante de um rolamento gera uma diminuição do valor de RMS do sinal de vibração, tanto na faixa de baixa frequência como na de alta frequência.
- ✓ Foi claramente detectado o efeito do aditivo MoS<sub>2</sub> no óleo lubrificante de um rolamento de rolos, para diferentes condições de contaminação, por meio do monitoramento do comportamento vibratório do componente. Existe uma clara diminuição do sinal de vibração, provavelmente devido à criação de uma camada superficial que evita o contato entre as rugosidades superficiais, diminuindo a componente de vibração correspondente ao desgaste superficial.
- ✓ Embora a literatura referencie que as principais aplicações deste tipo de aditivo é para condições de lubrificação limítrofe, foi possível determinar por meio da técnica de análise de vibrações que existe influência do aditivo MoS<sub>2</sub> para condições de lubrificação elastohidrodinâmica com valores de do parâmetro  $\lambda$  relativamente grandes ( $\lambda > 6$ ).

## 7. TRABALHOS FUTUROS

- ✓ Fazer uma análise mais detalhada do conteúdo espectral na banda de alta frequência dos sinais de vibração, calculando o RMS do sinal por bandas, visando determinar a banda de frequência mais afetada pela condição de lubrificação.
- ✓ Utilizar redes neurais para a classificação da condição de lubrificação.
- ✓ Utilizar outros tipos de rolamentos, como autocompensadores e axiais;
- ✓ Nos ensaios do efeito da contaminação, utilizar outros tipos de contaminantes sólidos, como óxido de ferro, areia comum, metais moles.
- ✓ Utilizar contaminantes líquidos, como água e/ou solventes, e fazer um comparativo com os sinais de vibração dos ensaios com contaminação sólida.
- ✓ Nos ensaios do efeito da viscosidade, utilizar óleos lubrificantes com menor grau de viscosidade, visando obter regimes de lubrificação pertos da condição limítrofe.
- ✓ Fazer testes com graxas nas diferentes condições de lubrificação estudadas (limpas, contaminadas, com ou sem presença de aditivo).
- ✓ Nos ensaios de efeito da presença de aditivo, utilizar diferentes níveis de concentração do Bissulfeto de Molibdênio, verificando se existe alguma variação no comportamento vibratório do rolamento.
- ✓ Utilizar outro tipo de aditivos EP como o Bissulfeto de tungstênio, e aditivos anticorrosivos e antioxidantes.
- ✓ Utilizar óleos lubrificantes sintéticos.
- ✓ Variar o nível de óleo no interior da cuba.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- [1] Svahn, F. Tribology of Carbon Based Coatings for Machine Element Applications. Acta Universitatis Upsaliensis. Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology 1050. 44 pp. Uppsala 2004. Chapter 4.
- [2] Tribology-abc.com. Stribeck Curve versus Transition Diagram. <http://www.tribology-abc.com/abc/stribeck.htm> (2005).
- [3] Hutchings, I.M. (1992), "Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials", Cambridge: British Library Cataloguing in Publication Data, 273 pp., UK
- [4] Harris, T. A. (1984), "Rolling Bearings Analysis", Chap.12: Mechanics of lubrication in concentrated contacts (pp.342-378), John Wiley & Sons, Inc., 565 pp., USA/Canada
- [5] Fag Interamericana AG (1997), "Rolling Bearing Lubrication", Publication No. WL 81 115/4 SE
- [6] NSK Rolamentos, "Catalogo de rolamentos", NSK Ltda.
- [7] Albarracin, P. Lubricantes compuestos y de película sólida. Ingenieros de Lubricación Ltda. [http://www.ingenierosdelubricacion.com/articulos/lubricantes\\_compuestos.htm](http://www.ingenierosdelubricacion.com/articulos/lubricantes_compuestos.htm). (2005).
- [8] Fag Interamericana AG (1997), " Rolling Bearing Faults", Publication No. WL 82 102/2 SE
- [9] Snyder, D R. ; Goodall-Wuttkowski, J; Ioannides, S, Status of ball and roller bearing load and life ratings at SKF, American Society of Mechanical Engineers (Paper), 95-TRIB-58, 1995, 8pp
- [10] Girodin, D; Ville, F; Guers, R; Dudragne, G., Rolling contact fatigue tests to investigate surface initiated damage and tolerance to surface dents, ASTM Special Technical Publication, n 1419, 2002,p 263-281
- [11] Tomimoto, M, Experimental verification of a particle induced friction model in journal bearings, Wear 254, 2003, 749-762
- [12] Gabelli, A.; Kerrigan, A.; De Blic, E. HN rolling bearings for extended service life, Progress in Heat Treatment and Surface Engineering, 2000, p 397-408
- [13] Kuhnell,B. Wear in rolling element bearings and gears – how age and contamination affect them. <http://www.machinerylubrication.com> (23/01/05)

- [14] Ai, X; Nixon, H P Fatigue life reduction of roller bearings due to debris denting: Part II - experimental validation, Tribology Transactions, v 43, n 2, Apr, 2000, p 311-317.
- [15] Sayles, R. S.; Ioannides, E DEBRIS DAMAGE IN ROLLING BEARINGS AND ITS EFFECTS ON FATIGUE LIFE. American Society of Mechanical Engineers (Paper) 1987 paper number:87-TRIB-54 6p.
- [16] Chao, K K.; Saba, C S.; Centers, P W. Effects of lubricant borne solid debris in rolling surface contacts, Tribology Transactions, v 39, n 1, Jan, 1996, p 13-22.
- [17] Nixon, Harvey P.; Zantopulos, Harry; Cogdell, J. David Debris resistance of rolling-element bearings, Automotive Engineering (Warrendale, Pennsylvania) v 103 n 1 1995 p 35-40
- [18] C. David Whitefield. Clean Up Your Oil, 4Q ORBIT, 2003
- [19] HYDAC FILTERTECHNIK; Contamination Handbook, 2003
- [20] Serridge, M, Fault detection techniques for reliable machine condition monitoring, Sound and Vibration, 18-22, 1989
- [21] Tandon N. A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings, Measurement, Volume 12, Issue 3, 1994, Pages 285-289.
- [22] Tandon N, Choudhury A, A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings, Tribology International 32, 469-480, 1999
- [23] Ericsson S, Grip N, Johansson E, Persson L, Sjöberg R and Strömberg, J, Towards automatic detection of local bearing defects in rotating machines, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 19, Issue 3, May 2005, Pages 509-535.
- [24] Choudhury A. and Tandon N. Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings, Tribology International, Volume 33, Issue 1, January 2000, Pages 39-45 (RESUMO)
- [25] Heng R. B. W. and Nor M. J. M. Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition Applied Acoustics, Volume 53, Issues 1-3, January-March 1998, Pages 211-226
- [26] J.E. Berry, "How to track rolling element bearing health with vibration signature analysis", Sound and Vibration, V. 25, 24-35 (1991).

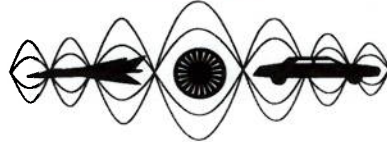
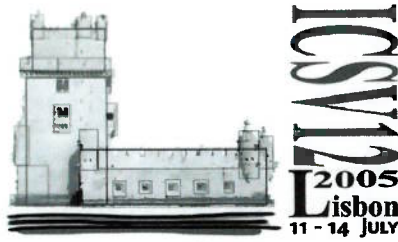
- [27] SAAVEDRA P., Análisis de vibraciones de máquinas rotatorias Nivel I, (Universidad de Concepción, Chile, 1998)
- [28] Massouros, GP, Normal vibration of a plain bearing working under boundary lubrication conditions, *Tribology International*, Vol 16, no 5, 235-238
- [29] Su YT, Sheen YT, Lin MH, Signature analysis of roller bearing vibrations – lubrication effects, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part C \_Journal of Mechanical Engineering Science* 206 (3) 193-202 1992.
- [30] Smith, JD, Continuous monitoring of Smith shocks after lubrication failure, *Proc Instn Mech Engrs Vol 209*, 17-27, IMechE, 1995
- [31] Mike Johnson, Noria Corporation and Nicolas Samman, Petro Canada, "Is it Time to Buy 'Quiet'? - Perfecting Grease Cleanliness". *Machinery Lubrication Magazine*. January 2003
- [32] Lian-Chun Z, Jia-ju M, Zhi-ren Q, Effect of lubrication on the vibration characteristics of ball bearings, *Mocaxue Xuebao/Tribology*, v 23 n 5 2003 p 421-425
- [33] T. Itagaki; H. Ohta; T. Igarashib; Effect of grease type on abnormal vibration of ball bearing. *Journal of Sound and Vibration* 268, 2003.
- [34] Miettinen J, Andersson P, Acoustic emission of rolling bearings lubricated with contaminated grease, *Tribology International*, 33, 777-787, 2000
- [35] Biblioteca Virtual do Estudante Brasileiro; Parâmetros de rugosidade (Aula 19); [http://www.bibvirt.futuro.usp.br/textos/tem\\_outros/cursprofissionalizante/tc2000/metrologia/aula19.pdf](http://www.bibvirt.futuro.usp.br/textos/tem_outros/cursprofissionalizante/tc2000/metrologia/aula19.pdf) (2005).
- [36] Harris, T. A. (1984), "Rolling Bearings Analysis", Chap.6: Distribution of load in statically loaded bearings (pp.158-228), John Wiley & Sons, Inc., 565 pp., USA/Canada
- [37] Harris, T. A. (1984), "Rolling Bearings Analysis", Chap.5: Contact Stress and deformation (pp.119-157), John Wiley & Sons, Inc., 565 pp., USA/Canada
- [38] J. G. Proakis; D. G. Manolakis, *Digital Signal Processing* (3rd Ed., Prentice Hall, USA, 1996)
- [39] M. Gracia; Diagnóstico de contaminação por particulado sólido através de análise de vibração em lubrificantes de mancais de rolamentos de esfera, *Ladin, EPUSP*, 2003.

- [40] Robert E. Carver, *Procedures in sedimentary petrology* (Wiley-Interscience, New York, 1971).
- [41] Hampshire, J. M., Nash, J. V., Hollox, G. E. Materials evaluation by flat washer testing, In: Rolling contact fatigue testing of bearing steels, ASTM STP 771, J. J. Hoo (Ed), American Society for Testing and Materials, 1982, p.46-66
- [42] Jonhston, G. B., Andersson, T., Amerogen, E., Voskamp, A. Experience of element and full-bearing testing of materials over several years, In: Rolling contact fatigue testing of bearing steels, ASTM STP 771, J. J. Hoo (Ed), American Society for Testing and Materials, 1982, p.190-205
- [43] Zum-Gahr, K. H. Microstructure and wear of materials, Elsevier, Amsterdam, 1987, p.505
- [44] Acheson Colloids Company. Understanding Acheson Solid Lubricant Additives. <http://www.achesonindustries.com/doc/guides/UnderstandingSolidLubricantAdditives.pdf> (2005).
- [45] Almeida R.G.; Estudo da relação entre viscosidade do lubrificante e vibração em uma caixa de engrenagens , *Ladin, EPUSP, Trabalho de mestrado em fase de conclusão.*
- [46] Maru M.; Efeito da alteração da condição de lubrificação nas características de vibração de sistemas lubrificados – relatório técnico. *Ladin, EPUSP, 2005.*
- [47] Peng Z, Kessissoglou N, An integrated approach to fault diagnosis of machinery using wear debris and vibration analysis, *Wear* 255, 2003, 1221-1232
- [48] Trujillo C. G., Integrando el análisis de aceite con el análisis de vibración; V Congreso Costarricense de Ingeniería de Mantenimiento; Costa Rica 2002.

## **ANEXOS**

**ANEXO 1. Artigo aprovado para apresentação oral no  
Congresso Internacional Sound&Vibration 2005 e publicação  
nos Proceedings do Congresso.**





**Twelfth International Congress  
on Sound and Vibration**

## **EFFECT OF LUBRICANT OIL VISCOSITY AND CONTAMINATION ON THE MECHANICAL SIGNATURE OF ROLLER BEARINGS**

Ricardo Serrato, Marcia Maru and Linilson Padovese

Escola Politécnica, Universidade de São Paulo  
Av. Professor Mello Moraes 2231  
05508-900 São Paulo, Brasil

(e-mail address of lead author) [ricardo.castillo@poli.usp.br](mailto:ricardo.castillo@poli.usp.br)

### **Abstract**

In rotating machinery, roller bearings are one of the components that are most sensitive to faults. As a rule, many of these faults originate from contamination of the lubricant oil which can strongly influence the bearing dynamic behavior by inducing mechanical vibration and noise. In this context, this work investigates the effect of lubricant contamination by solid particles on the mechanical signature of roller bearings. The experimental tests made use of roller bearings NU205, lubricated with mineral oil of two different viscosity grades. The contamination was performed by following a procedure similar to that described in a previous study with ball bearings [1]. All the experimental tests were performed with constant load on the bearing (10% of nominal load). The mechanical signature was obtained by processing and analysing the bearing vibration signals for all the lubrication conditions and several bearing rotational velocities. Through the RMS analysis of the vibration signals, it was possible to identify specific frequency bands excited by the presence of contamination.

### **INTRODUCTION**

In what concerns the development of faults in rotary mechanical systems, rolling bearings can be considered as one of their most sensitive components, due to problems related to some aspects, such as inadequate assembly, deficient lubrication, unexpected overloads, surface fatigue of raceways or of rolling elements and

manufacture defects. According to technical publications of rolling bearing manufacturers [2,3], the causes of the most important faults are related with deficient lubrication (inadequate lubricant, lacks or excess of lubricant, lubricant aging, and presence of solid or liquid contaminant), which represents 50 to 80% of the total of the faults. As a consequence of these problems, great part of the rolling bearings reaches only a few hours of their nominal life time (10-20% of the nominal life [4]). In face of the high percentage of rolling bearing failures, the development of techniques of fault detection and diagnosis in bearings is a fundamental contribution to the preservation of machine precision.

In this context, vibration measurement is one of the most useful techniques to monitor rolling bearing performance. Nowadays, a lot of works on the detection of localized defects in rolling bearing elements can be found in literature, although not so many references discuss lubrication induced faults yet. Several publications regarding the use of the techniques to monitor lubrication/contamination related failures are described in a parallel paper [1].

Another work [5] in this subject concludes that when the roller bearing is inadequately lubricated, the structural response is similar to that of a system submitted to a random excitation. In the case of systems with low damping, the predominant components of such structural response would correspond to the natural frequencies of the rolling bearing [5].

According to Berry [6], the spectra of the vibration signal for inadequate lubrication conditions are characterized by three or four peaks in the frequency bands of 900-1600 Hz, corresponding to the natural frequency bands of rolling bearings. In addition, he concludes that these frequency bands are also presented even under adequate lubrication condition; although the amplitudes are much smaller in this case.

This work aims to present some applications of basic procedures of vibration analysis of roller bearings in order to study how contamination in the lubricant can affect vibration. The effect on vibration of the particle size, of the concentration level as well as of the oil viscosity grade was studied. Investigation on the frequency bands were performed in order to observe which of the excited vibration frequencies are specifically related to contamination.

## **2. EXPERIMENTS**

The experimental equipment used in this study is shown in figure 1. The tested roller bearing (NU205) is vertically loaded and oil bath lubricated. The radial vibration of the studied roller bearing is measured by a piezoelectric accelerometer attached to the bearing housing. A detailed description of the equipment operation and the electronic instrumentation for the vibration acquisition can be found in another work [1].

The contaminant was quartz of average particle sizes of 37  $\mu\text{m}$  (T1), 59  $\mu\text{m}$  (T2) and 111  $\mu\text{m}$  (T3) obtained using screens of 635, 325 and 200 mesh. Three contamination levels were used, with nominal concentrations of 0.05 g/l (C1), 0.25 g/l

(C2) and 0.50 g/l (C3). All possible contamination conditions (T1C1, T1C2, T1C3, T2C1, T2C2, T2C3, T3C1, T3C2, T3C3) were studied in order to determine, separately, the effect of concentration and that of particle size on the mechanical signature of the roller bearing. Experiments with every contamination condition were repeated 3 times to check repeatability. The lubricants were mineral oils of viscosity ISO 32 (V1) and 68 (V2) without additives.

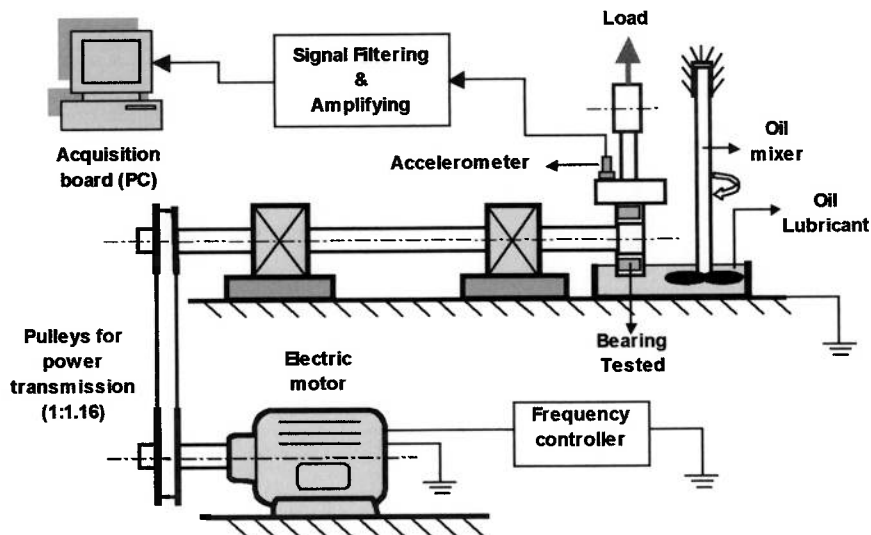


Figure 1 – Testing equipment

After mounting the bearing, 2 h running time with clean oil was performed so as to stabilize the oil bath temperature; typically to 45 °C in 2 h. The applied load was set to 1770 N (corresponding to approximately 10% of bearing dynamic capacity) and the shaft speed to 40 Hz. The vibration signal was acquired at every 15 min, up to 2 h, in order to verify the existence of some abnormality in the system. The test continued to record the vibration data corresponding to the clean oil condition, varying the shaft speed (20, 40 e 60 Hz) keeping the load constant (10% of the nominal capacity). The quantity of contaminant corresponding to the concentration level C1 was then poured into the oil bath. Vibration was measured (sequentially for the three speeds) after 2 min of running time, carried out in order to disperse the particles in the oil. A same procedure of contamination and vibration acquisition was followed consecutively for the remaining concentration levels, using the same roller bearing. A different roller bearing was used for each particle size and oil viscosity.

The stored data of vibration values were analyzed by means of the Matlab software in both time and frequency domain, with respect to the RMS (root mean square) value and the power density spectrum of the acceleration signal [7].

## RESULTS AND DISCUSSION

### Concentration Effect

Figure 2 shows the RMS vibration values for each one of the concentration levels with different contaminant particle sizes, for the ISO 68 viscosity oil. The results for each shaft speed are separately plotted, since the RMS vibration values directly depend on the rotational speed for the clean condition as well as for the contaminated ones.

The RMS values tend to increase as the concentration level raises, a tendency that is repeated for the three rotational speeds. On the other hand, it can be observed that there is not a significant variation in the RMS vibration values for concentrations levels with different particle sizes.

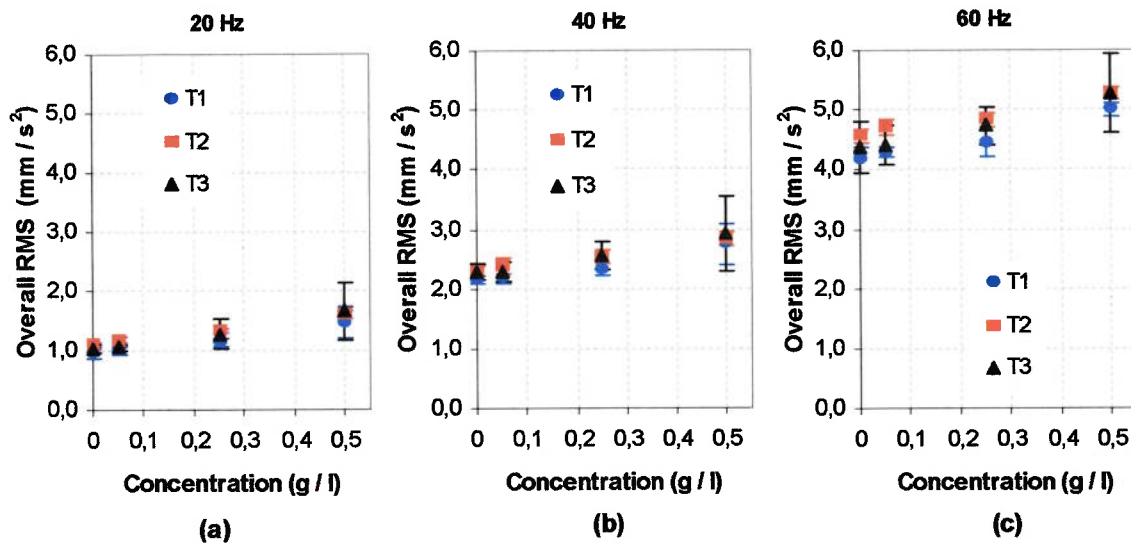


Figure 2 – Overall RMS Vibration as a function of contamination condition. (a) 20 Hz speed, (b) 40 Hz speed, (c) 60 Hz speed; T1: particle size of 37  $\mu\text{m}$ ; T2: particle size of 59  $\mu\text{m}$ ; T3: particle size of 111  $\mu\text{m}$ . (Oil ISO 68)

All vibration signals were analyzed by the Power Spectral Density (PSD) technique in order to find out the frequency bands that could show any correlation with the surface interactions. Low frequency bands (0-600 Hz) and high frequency bands (600-10000 Hz) were separately analyzed. In every one of the tests, it is observed that the low frequency band spectrum tends to be constant in all contamination conditions. On the other hand, a gradual modulation of the different frequency bands with the contamination condition occurs in the high frequency band spectrum. Figure 3 presents the spectra of low and high frequency bands, for the tests corresponding to contaminant particle size of 59  $\mu\text{m}$  (T2) and rotational speed of 40 Hz. The spectra are shown in waterfall form for each one of the contamination conditions and for the three tests in each condition.

In agreement with other analysis [1], the variation of the PSD values for high frequencies bands is correlated with the excitation of natural frequencies bands of the roller bearings. Considering the information in the literature [5], it is likely that these excited bands are caused by the impacts in the contacting surfaces occurring in the contaminated lubrication condition.

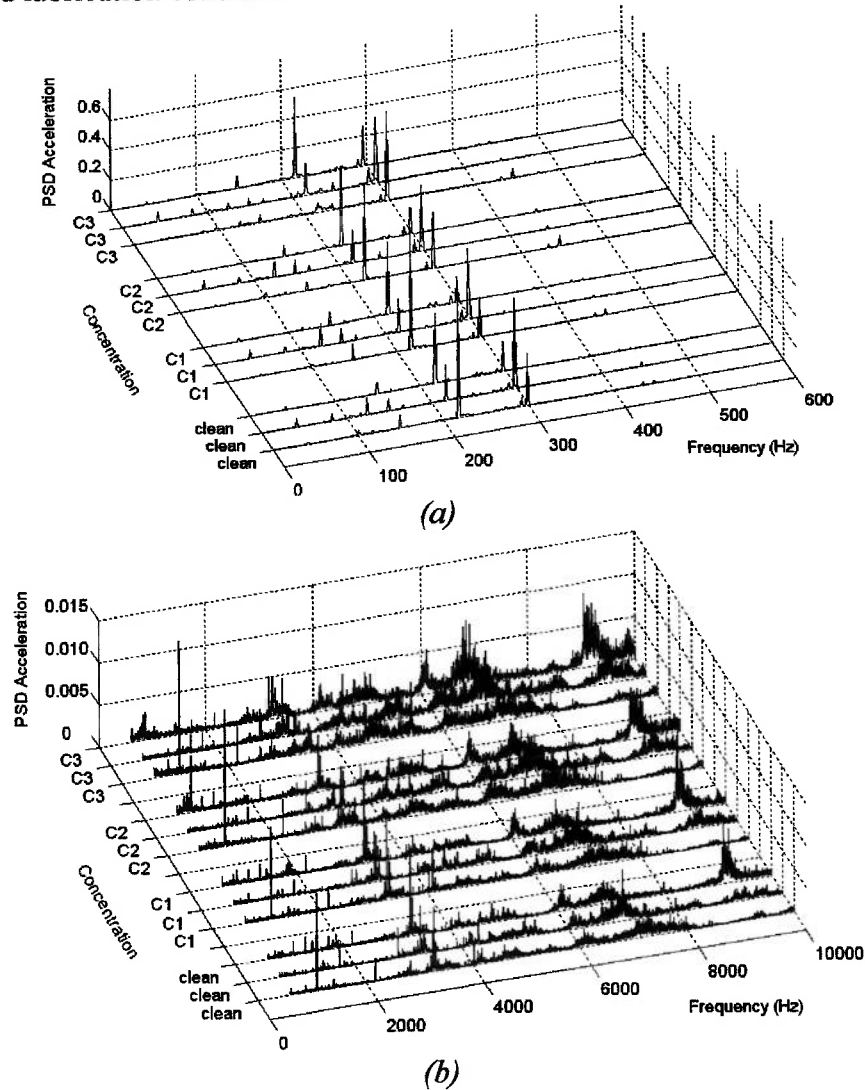


Figure 3: Waterfall spectra of vibration signals for particle size T2. (a) Low frequency band, (b) High frequency band. Clean: oil free of contaminant; C1: concentration level of 0.05 g/l; C2: concentration level of 0.25 g/l; C3: concentration level of 0.5 g/l.

By taking the frequency analysis into account, graphs of vibration values as a function of contamination level were plotted separately for both low and high frequency bands. In Figure 4a, it can be observed that vibration values of low frequency bands for all contamination conditions tend to be constant. On the other hand, it is possible to observe that the vibration values of high frequency bands show

an ascending behaviour in Figure 4b, very similar to the trend of the overall vibration behaviour of Figure 2. Thus, the results in the Figure 4 strongly indicate that the problems of lubricant contamination in roller bearings only affect vibrations values in the high frequency bands.

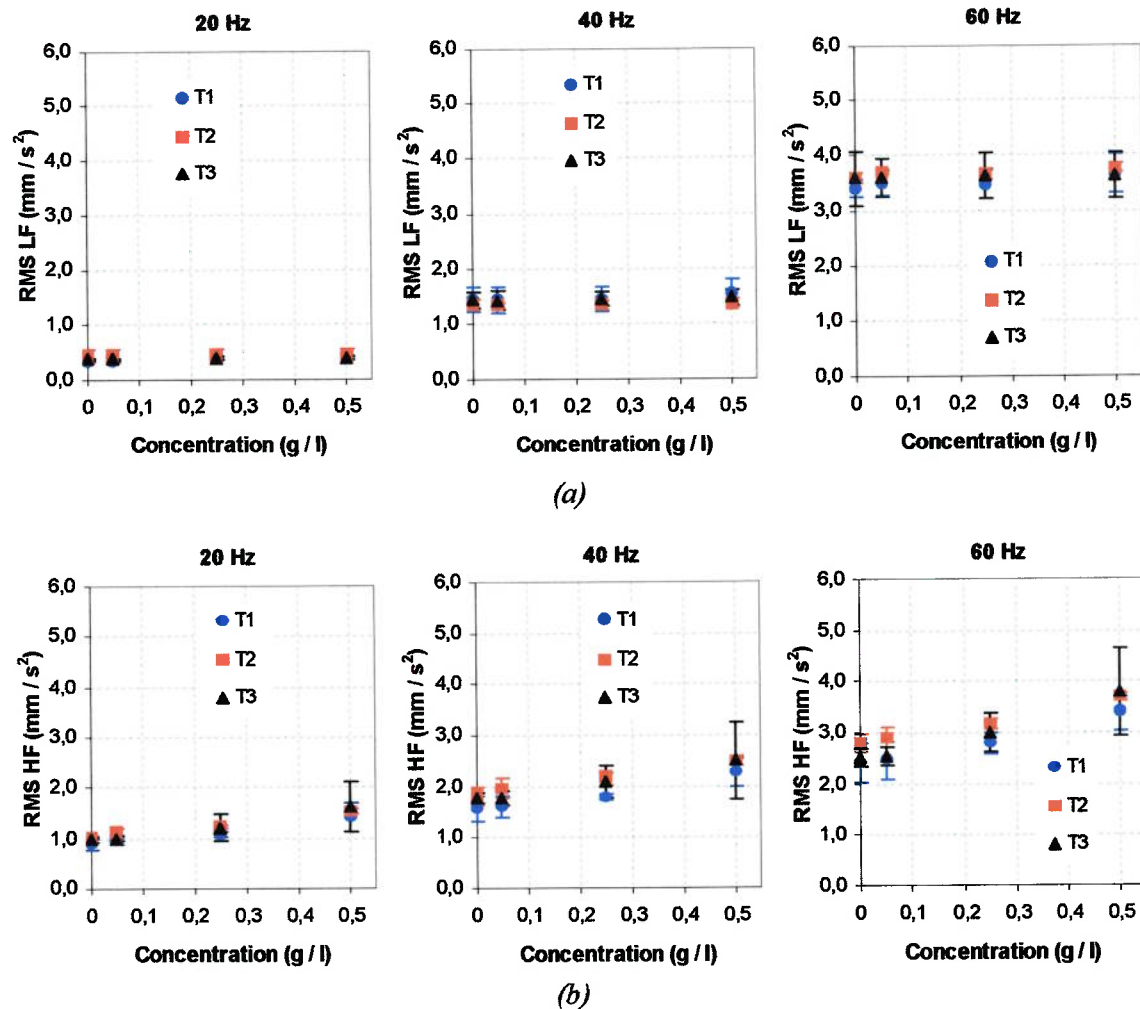


Figure 4 – Vibration values for contaminant condition. (a) Low frequency band, (b) High frequency band (Oil ISO 68).

### Particle Size and Viscosity Effect

The previous graphs illustrate the contamination level effect on the vibration signal for different particle sizes. Apparently, there is no influence of particle size on the vibration signal. In order to clarify possible hidden aspects of this question, the same data were used in a different plot: In Figure 5, vibration values are shown as a function of the particle size for the largest concentration level, C3, using oils with two viscosity grades, ISO 32 (V1) and 68 (V2).

Comparing the vibration values between different viscosities, it is possible to identify two types of behaviour of the component vibration. For the tests with ISO 68 oil, the RMS values tend to increase as the particle size rises and get a constant mean value for greater sizes. On the other hand, in the test with ISO 32 oil, another behavior is noticed, where the vibration values reduce from particle size T2 (59  $\mu\text{m}$ ) to T3 (111  $\mu\text{m}$ ). One of the possible reasons for this could be the change of the force that acts against the falling particle. It is known that this force directly depends on the fluid viscosity and particle size, a phenomenon known as the decantation of contaminant material. According to a theory found in literature, the decantation velocity (settling velocity) of a particle in a fluid is defined by the following relation [8]:

$$v = \frac{2(d_s - d_f)gr^2}{9\mu} \quad (1)$$

Where  $d_s$  and  $d_f$  are the density of the particle and fluid, respectively;  $r$  is the radius of particle,  $\mu$  the fluid viscosity and  $g$  the acceleration of gravity.

Equation (1) shows the strong influence of particle size (proportional to the  $r^2$ ) and fluid viscosity (inverse proportionality) in the settling velocity. This theory could explain in part the distinct behaviour of contamination effect on vibration observed between the tests with different oil viscosities. Evidently, despite the agitation system used in the tests, the decantation effect was not totally eliminated.

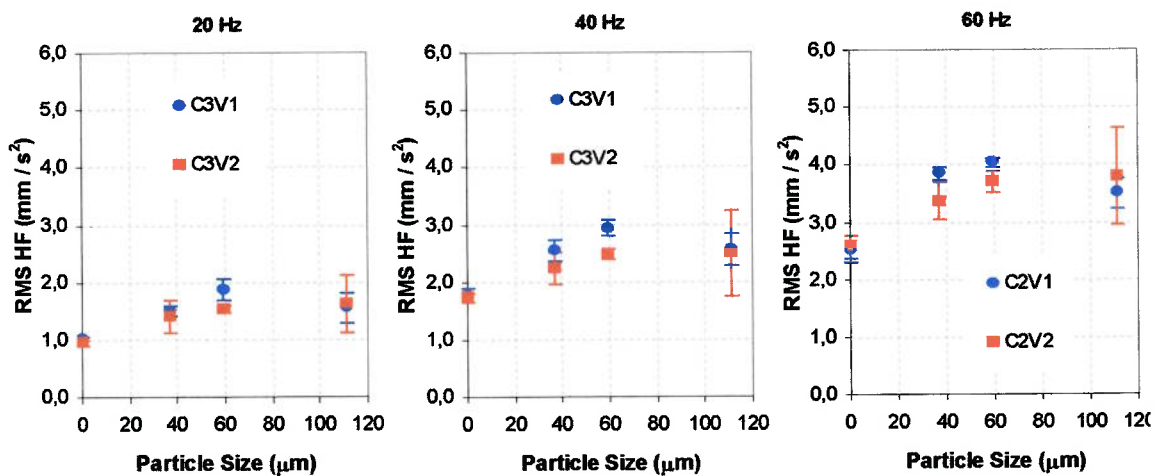


Figure 5 – Vibration values of high frequency bands as a function of particle size. C3V1: ISO 32, 0.5 g/l; C3V2: ISO 68, 0.5 g/l.

## CONCLUDING REMARKS

This experimental study indicates that:

- ✓ The problems related to the presence of contaminants in the lubricant oil of roller bearings can be effectively detected by vibration signal monitoring.

- ✓ The presence of contaminant, in different concentration levels and particle sizes, only affects the high frequency bands of the vibration signal. Therefore, the signal RMS values for high frequency bands are good vibration parameters for detection of problems of contamination.
- ✓ The increase of particle concentration level causes an increase in the acceleration signal RMS.
- ✓ The particle size effect in the vibration signal does not show a clear correlation with the different test conditions. It depends on the viscosity level, which affects the particle decantation phenomenon in the lubricant oil.

## REFERENCES

- [1] M. Maru, R. S. Castillo, L. R. Padovese, "Detection of solid contamination in rolling bearing operation through mechanical signature analysis". Twelfth International Congress On Sound And Vibration (2005)
- [2] "Rolling Bearing Lubrication", FAG Interamericana AG, Publication No. WL 81 115/4 SE (1997)
- [3] "Rolling Bearing Faults". FAG Interamericana AG. Publication No. WL 82 102/2 SE (1997)
- [4] J.E. Berry, "How to track rolling element bearing health with vibration signature analysis", *Sound and Vibration*, V. 25, 24-35 (1991)
- [5] SAAVEDRA P., *Análisis de vibraciones de máquinas rotatorias Nivel I*, (Universidad de Concepción, Chile, 1998)
- [6] James E. Berry, *Analysis I, How to Implement an Effective Condition Monitoring Program Using Vibration Analysis* (Technical Associates of Charlotte, S. C., 1994)
- [7] J. G. Proakis; D. G. Manolakis, *Digital Signal Processing* (3rd Ed., Prentice Hall, USA, 1996)
- [8] Robert E. Carver, *Procedures in sedimentary petrology* (Wiley-Interscience, New York, 1971).



**ANEXO 2. Artigo submetido em fase de análise para publicação  
em revista Tribology International.**

## Effect of lubricant viscosity grade on mechanical vibration of roller bearings

R. Serrato (<sup>1</sup>), M. M. Maru (<sup>1</sup>), L. R. Padovese (<sup>1</sup>)

ricardo.castillo@poli.usp.br, mmmaru@usp.br, lrpadove@usp.br

<sup>(1)</sup> *Mechanical Engineering Department, Sao Paulo University, Brazil*

*Av. Prof. Mello Moraes 2231 CEP 05508-900 – São Paulo – Brazil*

*Phone no. 55-11-3091-5590*

*Fax no. 55-11-3814-2424*

---

### Abstract

This work aims to characterize vibration behavior of roller bearings as a function of lubricant viscosity. Experimental tests were performed in NU205 roller bearings, lubricated with mineral oil of three different viscosity grades (ISO 10, 32 and 68). The mechanical vibration was determined through the processing and analysis of bearing radial vibration data, obtained from each one of the lubrication conditions, along two hours of test run for temperature stabilization and under several bearing shaft speeds. The applied radial load was 10% of the bearing nominal load. Through RMS analysis of the vibration signals, it was possible to identify specific frequency bands modulated by the change in lubricant viscosity, which was related to change in oil film thickness.

Key words: lubrication, roller bearing, vibration, viscosity.

---

### 1. Introduction

Depending on some aspects, lubrication in mechanical systems can occur in different regimes: full film, mixed or boundary lubrication. Full film lubrication can be further divided in elastic-hydrodynamic lubrication (EHL), which occurs in non-conformal contacts under high pressure, and hydrodynamic lubrication (HD), occurring under low pressure and usually in conformal contacts [1,2].

In boundary lubricated contacts, friction is relatively high, due to mechanical interaction between the surfaces. Thus, the possibility of wear is high. In full film lubrication, surfaces are completely separated by an oil film, meaning lower friction and wear. These lubrication regimes can be illustrated by Stribeck diagram, where the coefficient of friction is plotted against a parameter that relates sliding speed with oil viscosity and load

[1,2,3]. Another parameter often used to characterize the lubrication condition is the film parameter  $\lambda$ , which is given by the minimum oil film thickness divided by the composite surface roughness, as shown in Eq. 1.

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (1)$$

Where  $R_{q1}$  and  $R_{q2}$  are the surface roughness values of the two bodies in contact and  $h_{\min}$  is the minimum oil film thickness, which can be calculated using equations found in the literature [4,5]. Values of  $\lambda$  above 3 indicate EHL or HD. If they are between 1 and 3, the contact is under mixed lubrication regime, while  $\lambda$  below 1 regards boundary lubrication.

Figure 1 presents a Stribeck diagram as a function of the  $\lambda$  parameter. It is possible to distinguish two kinds of curves for  $\lambda$  values above 3, depending on the lubrication condition, EHL or HD.

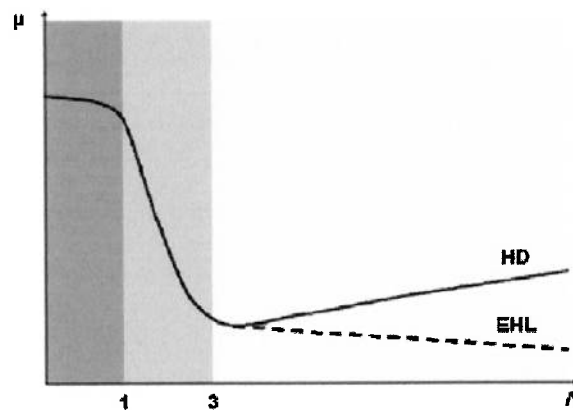


Figure 1. Stribeck diagram as a function of  $\lambda$  parameter [1].

Among the group of mechanical components operating under EHL condition, there are the rolling bearings. This machine element type is one of those more sensitive for development of faults related to lubrication deficiency. According to technical publications of rolling bearing manufacturers [5,6], from the total of faults found in this type of component, 50 to 80% are related with deficient lubrication, resulting from inadequate lubricant use, lack or excess of lubricant, lubricant aging, and presence of solid or liquid contaminant. In face of the high percentage of rolling bearing failures, the development of techniques for detection and diagnosis of faults in rolling bearings, due to lubrication deficiency, is a fundamental contribution to the preservation of machine precision.

In terms of monitoring of rolling bearing performance, vibration measurements are among the most used techniques. Nowadays, a lot of works on detection of localized defects in rolling bearing elements through vibration analysis can be found in literature [7,8,9]; conversely, references on the detection of lubrication

induced faults are still less found. Among these, there is one [10] pointing out that when a rolling bearing is inadequately lubricated, its vibration response is similar to that of a system submitted to a random excitation. In the case of systems with low damping, the predominant components of such response would correspond to the natural frequencies of the rolling bearing. On the other hand, according to Berry [11], frequency spectra of vibration signals for inadequate lubrication condition are characterized by three or four peaks in the frequency bands from 900 Hz to 1600 Hz, corresponding to natural frequency bands of the rolling bearing. In addition, he affirms that these frequency bands are also seen under adequate lubrication condition; although the vibration magnitudes are much smaller in this case.

In the same context, another study [12] concludes that vibration energy of a bearing depends on surface irregularities, external loadings, running speed and lubricant viscosity. For instance, it was observed in experimental tests that influences of lubricant viscosity on vibration response depended on speed: for a bearing under large load and low running speeds, increase in lubricant viscosity causes reduction in vibration energy; in contrast, at high running speeds, vibration energy is high when lubricant viscosity is high.

Furthermore, Massouros [13] cites that, in plain bearings under boundary lubrication condition, the journal rotation results in impacts among the micro asperities of the sliding surfaces at contact, producing vibrations, both normal and tangential to the sliding direction.

All the mentioned works reinforce the already known complexity concerning the analysis of vibration phenomena occurring in mechanical contacts. The present work intends to contribute for improving knowledge on the relationship between vibration phenomena and lubrication in bearings. This is done by studying how a change in lubricant viscosity can affect the mechanical vibration of a rolling bearing by means of basic procedures of vibration analysis.

## **2. Methodology**

The tested rolling bearings were of NU205 type. Mineral oil without additive was used as lubricant. Three different viscosity grades were tested, ISO 10 (V1), ISO 32 (V2) and ISO 68 (V3), with the purpose of obtaining the vibration response related to different lubrication regimes in the bearing element contacts.

Fig. 2 shows the equipment used for the tests. The tested rolling bearing is vertically loaded and oil bath lubricated. A system with pulleys transmits the power from an electric motor to the bearing shaft. A frequency inverter controls the shaft speed. Known values of radial load can be applied in the tested bearing through a lever and a load cell with a screw system (see Fig. 2, right side). In oil bath, a mixer system is used to keep temperature homogeneous within oil bath.

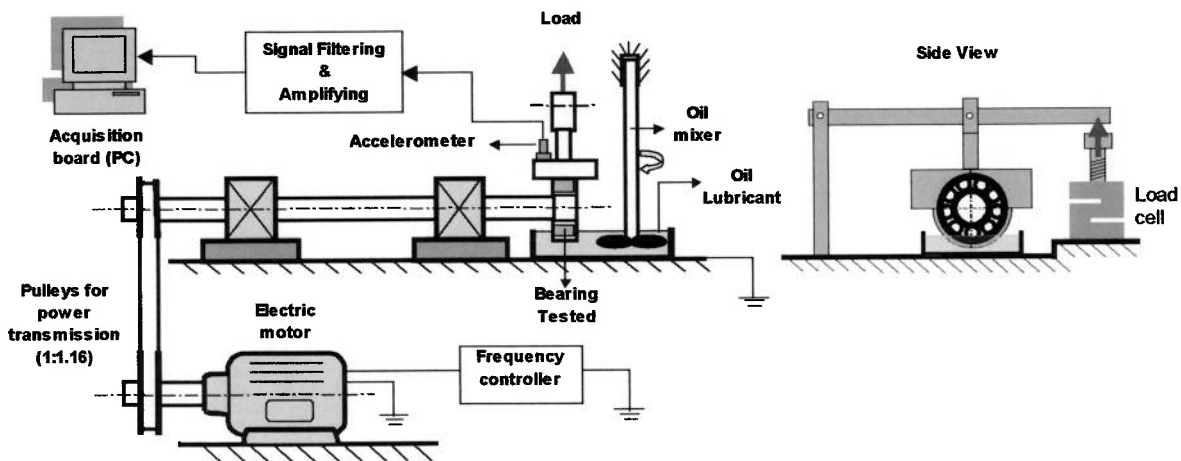


Figure 2. Test equipment.

The bearing radial vibration is measured by a piezoelectric accelerometer (PCB 601A31, 0-10 kHz useful range, 16 kHz resonance frequency) attached in the bearing housing. The measured signal is amplified and filtered with low band pass filter at a 10 kHz cutoff frequency. The signal is then acquired through an acquisition board at sampling rate of 20 kHz. In the tests, each acquired signal had a number of 100,000 data, corresponding to 5 seconds acquisition time. All stored data were analyzed with respect to the RMS (root mean square) value.

In order to verify the effect on the bearing vibration, of oil viscosity change, caused by increase of oil bath temperature, vibration signals were acquired at every 15 min, along two hours of test (time for oil bath temperature stabilization). The applied load was set to 1770 N (corresponding to approximately 10% of the bearing dynamic capacity) and the shaft speed to 40 Hz. This procedure was applied in the tests with the three oil viscosities.

After temperature stabilization, vibration signals were acquired for three shaft speeds (20, 40 e 60 Hz), in order to verify if the trends in vibration behavior with the tested viscosity grades would be kept constant when speed changed. Experiments with every lubrication condition were repeated several times to check repeatability.

### 3. Results and Discussion

#### 3.1. Oil Temperature

Figure 5 shows oil bath temperature as a function of test time, for the three tested viscosities. A gradual increase in temperature can be observed during the first hour of test and a trend of stabilization in the second hour. This behavior is repetitive for the three tested viscosity grades. According to technical publications of rolling bearings manufacturers [5], both increase and stabilization of temperature occur with any type of rolling bearing and the stabilization is due to equilibrium between production and dissipation of heat in the system.

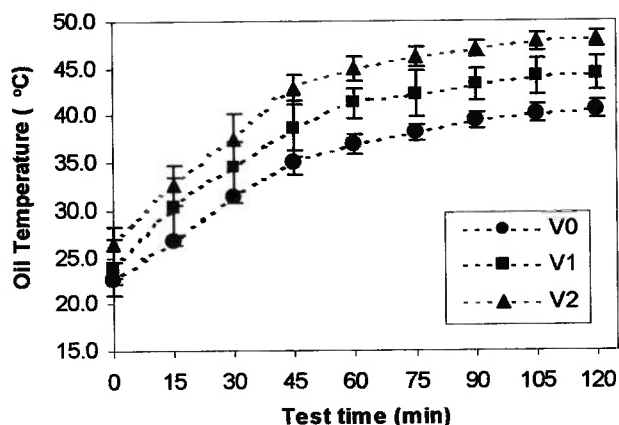


Figure 3. Oil temperature as a function of test time. V1: ISO 10; V2: ISO 32; V3: ISO 68.

Also, it can be observed that, for the studied viscosity grades, oil temperature is proportional to the viscosity degree. This phenomenon is correlated to the friction force originated from viscous action among the layers in the lubricant film that separates the surfaces in contact. High friction force (high viscosity) is related to high loss of energy in the contact, resulting in high heat generation [3,4,5].

### 3.2. Bearing vibration

Figure 4 shows the RMS vibration values of the rolling bearing as a function of test time. Comparing the results in this Figure to those in Fig. 3, two main observations can be done. First, it is observed that both temperature and RMS values tend to increase and stabilize with test time. Secondly, vibration level is smaller as oil viscosity degree becomes higher, oppositely to the effect of temperature on oil viscosity. An explanation for this fact is discussed in the next sections, in terms of the tribological condition of the contacts.

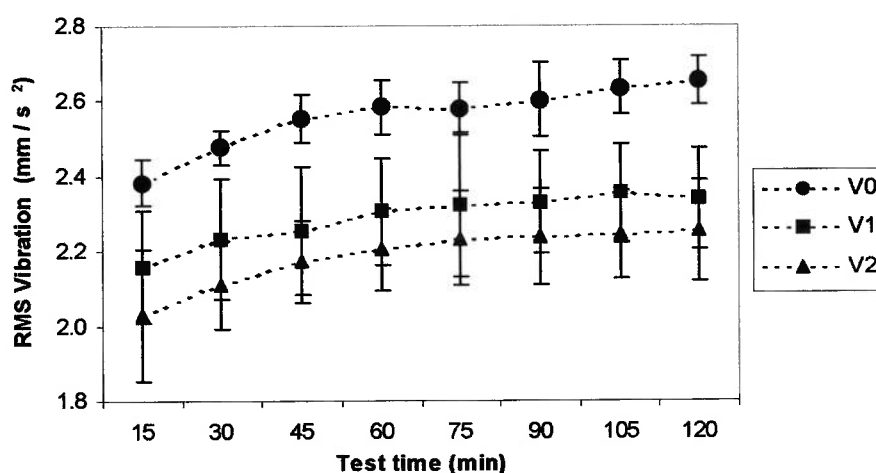


Figure 4. Overall RMS vibration as a function of test time. V1: ISO 10; V2: ISO 32; V2: ISO 68.

Previous works [14,15] show that changes in lubrication condition of a rolling bearing mainly affect its vibration in high frequency band (600 to 10000 Hz). Graphs of vibration values as a function of test time were

plotted separately for both low (0-600 Hz) and high (600-10000 Hz) frequency bands, as shown in Fig. 5. This Figure confirms that noticeable differences in vibration, due to change in oil viscosity, are related to high frequency vibration.

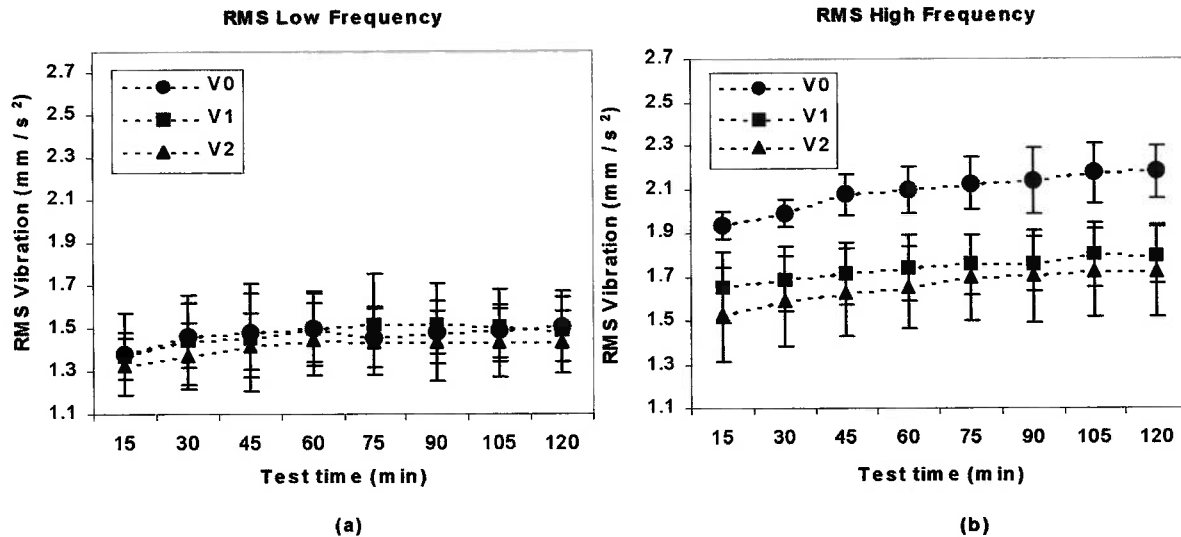


Figure 5. RMS vibration as a function of test time. (a) Low frequency band, (b) High frequency band. V1: ISO 10; V2: ISO 32; V2: ISO 68.

The RMS values of vibration in the low frequency band present minimum variation along the test time and no appreciable difference in the vibration value among the tested viscosities. On the other hand, the RMS values in the high frequency band present a behavior similar to the overall RMS (Fig. 4). In this band, it is possible to notice more appreciable difference in vibration with the smaller oil viscosity grade (V1).

According to the performed analyses, it can be concluded that changes in oil viscosity, caused by either the use of different ISO viscosity grades or temperature variation, only affect the vibration of the rolling bearing in high frequency band.

### 3.2.1. Effect of shaft speed

Additional vibration signals were acquired by subsequent runs in the tests with all the three viscosity grades, in three shaft speeds (20, 40 and 60 Hz). RMS values of overall vibration, including high frequency (HF) and low frequency (LF) vibration bands, are shown in Fig. 6. As can be seen, vibration increases with shaft speed, as expected. In addition, this Figure shows similar behavior of vibration values with viscosity, in the three tested shaft speeds. This observation is more evident observing the RMS values in high frequency band, as discussed in last section (Fig. 5b). Thus, the analysis of RMS vibration values in the high frequency band can be considered an accurate technique for detecting changes in lubrication condition of machine components, in this case, of roller bearings.

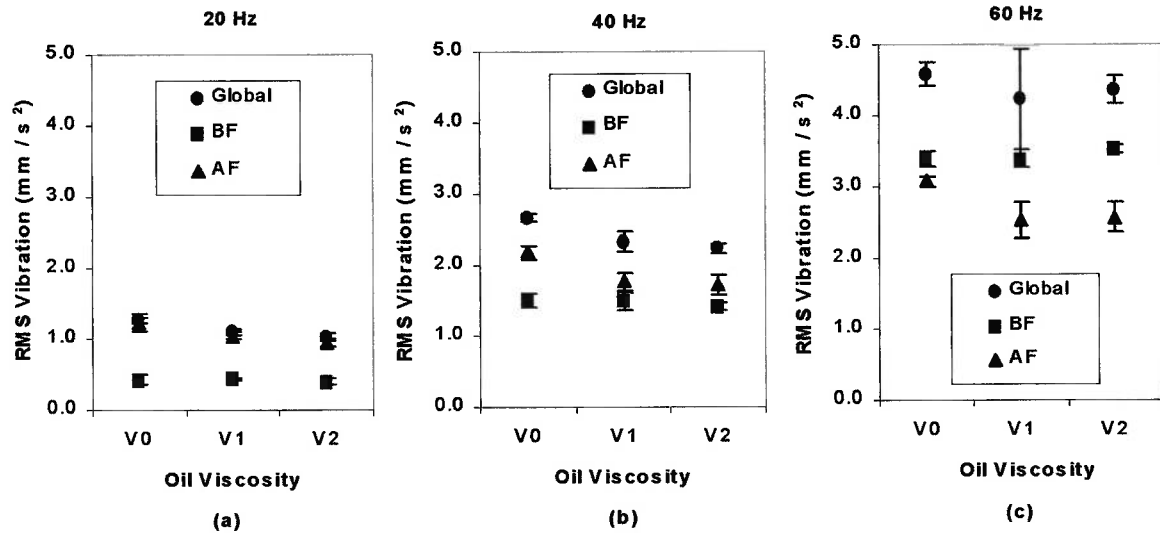


Figure 6. RMS vibration values for the three tested oil viscosity grades. (a) Shaft speed of 20 Hz; (b) Shaft speed of 40 Hz; (c) Shaft speed of 60 Hz.

### 3.3. Analysis of oil film thickness and lubrication regime

One of the possible causes for the observed differences in vibration with the change in oil viscosity can be correlated with the behavior of the oil film thickness in each one of the lubrication conditions. In Figure 7, values of the minimum oil film thickness are shown as a function of test time, for all the tested viscosities. The values correspond to the minimum film thickness between the inner race and the roller, which represents the most critical tribological contact in the rolling bearing. Dowson equation [4] was used for film thickness calculation.

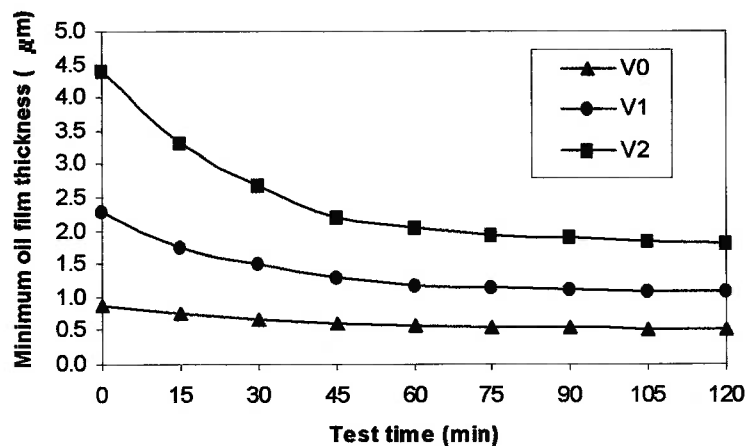


Figure 7. Minimum theoretical oil film thickness as a function of test time.

In Figure 7, a gradual decrease in film thickness can be observed along the test time. Additionally, it can be seen that oil film thickness becomes smaller when the viscosity grade is changed to smaller values. Reduction in film thickness, caused either by temperature increase or by change of viscosity grade, increases the probability of direct contact of the rolling bearing metallic surfaces. During such a contact, small impacts among surface



irregularities can excite natural frequencies of the bearing elements, increasing vibration level, specifically that of the high frequency band [14,15]. As a consequence, smaller film thickness among the rolling bearing elements, related to lower oil viscosity, would cause higher bearing vibration.

The vibration results can also be discussed in terms of the type of lubrication regime present in each condition of test. The lubrication regime can be determined by means of the  $\lambda$  relation, defined in Eq. 1. The results of roughness measurements considered in the  $\lambda$  relation calculations are shown in Table 1.

Table 1: Measured roughness in the bearing elements before tests ( $R_q$ : root mean square of asperity heights).

Bearing element	$R_q$ ( $\mu\text{m}$ )
Inner Race	0.145
Outer Race	0.150
Roller	0.114

The results of calculated  $\lambda$  are shown in Fig. 8. Adopting the criteria that relate  $\lambda$  with lubrication regimes as established in literature, it is possible to observe the types of lubrication regime occurring in each test condition.

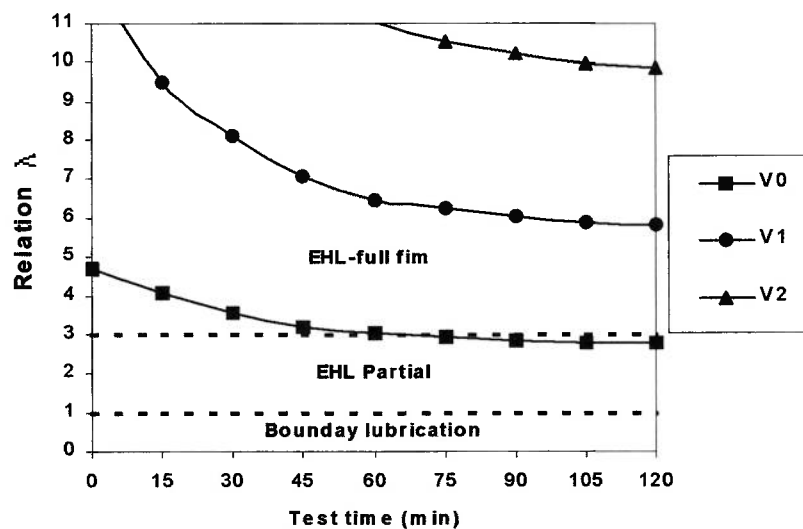


Figure 8.  $\lambda$  values as a function of test time.

Figure 8 shows that, with the oils with higher viscosity grade, V2 and V3, the probable lubrication regime is that of full film type during all the test time, where no contact occurs between the two metallic surfaces. In the case of lower viscosity (V1), for the first hour of test, lubrication full film also occurs; whereas in the second hour, the lubrication condition probably starts to be of mixed type (also named EHL partial). However, since the  $\lambda$  values were fairly near the limit established for mixed regime ( $\lambda=3$ ), sporadic direct contact between surfaces is expected in the tests with V1 oil.

### 3.4. Correlation between tribological parameters and vibration

In order to verify the existence of correlations between vibration and tribological phenomena, all obtained vibration data were plotted against the  $\lambda$  parameter (Fig. 9). By comparing the fitting curve of vibration data in Fig. 9 with the Stribeck curve established in the literature for systems operating in EHL condition (Fig. 1) [1,2], some correlation between the two parameters, coefficient of friction and RMS vibration, is observed, in fact. Under small values of oil film thickness (small  $\lambda$  values), when chance of contact between the surfaces is supposedly higher, high levels of both coefficient of friction and vibration are found. On the other hand, under large  $\lambda$  values, direct contact between the surfaces is minimum, reducing the values of both variables.

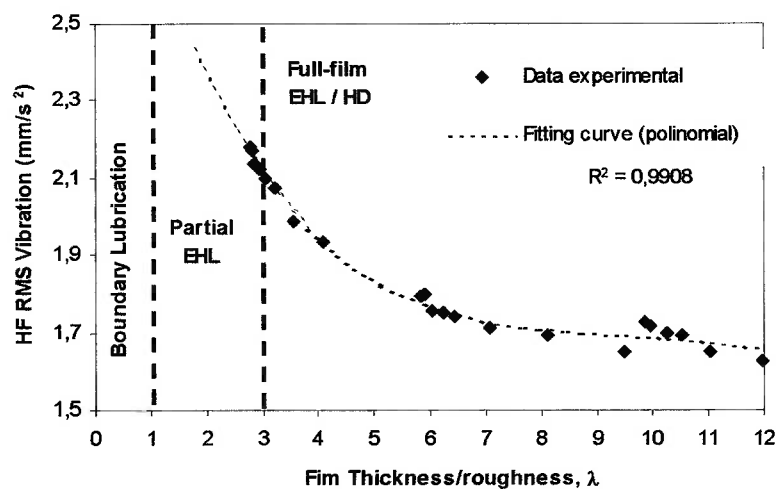


Figure 9. RMS vibration (related to high frequency band) as a function of calculated  $\lambda$  factor.

## 4. CONCLUSIONS

Roller bearings were tested in order to verify differences in vibration response when lubricated with different viscosity oils. The vibration behavior was studied in two main frequency bands and by using a tribological parameter ( $\lambda$  factor). The main conclusions are:

- Changes in lubrication regime of roller bearings due to change in oil viscosity grade could be detected by vibration monitoring. In the tests with ISO 32 and ISO 68 viscosity grades, lubrication regime was of full film type. With the ISO 10 grade, lubrication regime was supposed to be very near to that of mixed type.
- Variations in oil viscosity in roller bearings, caused by either the use of different oils or temperature variation, only affect the bearing vibration in high frequency band (600 to 10000 Hz).
- A relationship between RMS vibration values in high frequency band and  $\lambda$  factor was obtained, what was very similar to the standard Stribeck curve, relating friction coefficient with  $\lambda$  factor, found in literature for systems in EHL regime.

## 5. Acknowledgements

The authors acknowledge Fapesp (project no. 03/10190-0), CNPq (project no. 150108-04), and Capes (Procad project no. 0136/01-8) for financial support, Tribolab, in special to Eng. Tarcisio Baroni, for oil analyses, and FAG for roughness measurements.

## 6. References

- [1] Svahn, F. Tribology of Carbon Based Coatings for Machine Element Applications. Acta Universitatis Upsaliensis. Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology 1050. 44 pp. Uppsala 2004. Chapter 4
- [2] Tribology-abc.com. Stribeck Curve versus Transition Diagram. <http://www.tribology-abc.com/abc/stribeck.htm> (2005)
- [3] Hutchings, I.M. (1992), "Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials", Cambridge: British Library Cataloguing in Publication Data, 273 pp., UK
- [4] Harris, T. A. (1984), "Rolling Bearings Analysis", Chap.12: Mechanics of lubrication in concentrated contacts (pp.342-378), John Wiley & Sons, Inc., 565 pp., USA/Canada
- [5] Fag Interamericana AG (1997(b)), "Rolling Bearing Lubrication", Publication No. WL 81 115/4 SE
- [6] Fag Interamericana AG (1997(a)), "Rolling Bearing Faults", Publication No. WL 82 102/2 SE
- [7] Tandon N. A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings, Measurement, Volume 12, Issue 3, 1994, Pages 285-289
- [8] Tandon N, Choudhury A, A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings, Tribology International 32, 469-480, 1999
- [9] Ericsson S, Grip N, Johansson E, Persson L, Sjöberg R and Strömberg, J, Towards automatic detection of local bearing defects in rotating machines, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 19, Issue 3, May 2005, Pages 509-535
- [10] Saavedra P., Análisis de vibraciones de máquinas rotatorias Nivel I, (Universidad de Concepción, Chile, 1998)
- [11] J.E. Berry, "How to track rolling element bearing health with vibration signature analysis", Sound and Vibration, V. 25, 24-35 (1991).
- [12] Su YT, Sheen YT, Lin MH, Signature analysis of roller bearing vibrations – lubrication effects, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part C \_Journal of Mechanical Engineering Science 206 (3) 193-202 1992
- [13] Massouros, GP, Normal vibration of a plain bearing working under boundary lubrication conditions, Tribology International, Vol 16, no 5, 235-238
- [14] M. M. Maru, R. S. Castillo, L. R. Padovese, "Detection of solid contamination in rolling bearing operation through mechanical signature analysis". Proceedings of Twelfth International Congress On Sound And Vibration (2005), Portugal
- [15] R. Serrato, M. M. Maru, L. R. Padovese, "Effect of lubricant oil viscosity and contamination on the mechanical signature of roller bearings". Proceedings of Twelfth International Congress On Sound And Vibration (2005), Portugal.

**ANEXO 3. Artigo aprovado para apresentação oral no  
Congresso Internacional CORENDE 2005.**

# Comportamiento vibratorio de un rodamiento con presencia de un aditivo en el aceite lubricante en diferentes condiciones de lubricación

**R. Serrato<sup>\*</sup>, M.M. Maru, L.R. Padovese**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP)  
Av. Professor Mello Moraes 2231  
05508-900 São Paulo, Brasil

*e-mail ricardo.castillo@poli.usp.br*

Este trabajo tiene como objetivo presentar el efecto de la presencia de un aditivo sólido en rodamientos de rodillos lubricados por baño de aceite, en el comportamiento vibratorio del componente. Fueron realizados ensayos experimentales con rodamientos de rodillos NU205, lubricados con aceite mineral de viscosidad ISO 32 en diferentes condiciones de lubricación: con y sin contaminante, con y sin aditivo. El aditivo utilizado en los experimentos fue Disulfuro de Molibdeno (MoS<sub>2</sub>). Como contaminante, fueron utilizadas partículas de cuarzo (sílice), con un determinado tamaño medio, en diferentes niveles de concentración. El comportamiento vibratorio fue determinado por el análisis y procesamiento de las señales de vibración del rodamiento ensayado en cada una de las condiciones de lubricación, para diferentes velocidades de rotación del rodamiento. Fue utilizada una carga constante de trabajo sobre el rodamiento (10% de la carga nominal de diseño). Con el valor RMS de las señales de vibración, fue posible identificar claramente la influencia en el comportamiento vibratorio del rodamiento debida a las alteraciones causadas en la lubricación. Por último, fue realizada una comparación de los resultados encontrados correspondientes al efecto del aditivo en el aceite, con los obtenidos con rodamientos de esferas bajo similares condiciones de ensayos. Fueron encontrados diferentes resultados en la vibración de ambos tipos de componentes, los cuales fueron relacionados a la diferencia existente entre los factores de lubricación lambda (relación entre espesor de la película lubricante y la rugosidad equivalente de las superficies en contacto).

This work aims to present the effect of the presence of a solid additive in roller bearings lubricated by oil bath, on the vibratory behavior of the component. Experimental tests were performed with NU205 roller bearings, lubricated with mineral oil of ISO 32 viscosity, in different conditions of lubrication: with and without contaminant agent, with and without oil additive. In the experiments, oil additive was Molybdenum Disulfide (MoS<sub>2</sub>). As contaminant, quartz (SiO<sub>2</sub>) particles of determined size was used in different levels of concentration. The vibratory behavior was determined by analysis and processing of the vibration signals of the bearing tested in each one of the conditions of lubrication, for different rotational speeds of the bearing. A constant load was applied on the bearing (10% of nominal load). Through the RMS value of the vibration signals, it was possible to clearly identify the influence caused by changes in lubrication condition on vibratory behavior of the bearing. At last, a comparison between the results obtained from the tests in oil with additive, to those obtained from tests with ball bearings under similar test conditions, was done. Distinct results were found, what was associated with the difference in lubrication factor, lambda (relation between oil film thickness and equivalent roughness of the contacting surfaces), that was acting in the distinct tested bearings.

## I. INTRODUCCIÓN

Cualquier superficie de una pieza o elemento de maquina, independientemente de su tipo de acabado superficial, se encuentra conformada por una serie de valles y picos dentados, denominados asperezas o rugosidades. Mientras exista una película de lubricante capaz de separar las dos superficies, el coeficiente de fricción es bajo y el desgaste es mínimo. Sin embargo, frecuentemente existe un rompimiento de la película lubricante debido a diferentes factores como, presencia de partículas abrasivas, temperaturas extremas y altas presiones, permitiendo que se presente el contacto entre las asperezas y/o rugosidades de las superficies en forma permanente, dando lugar a una condición de

lubricación límite, donde los niveles de fricción y desgaste son bastantes representativos [1].

Existe un grupo de aditivos, denominados de Extrema Presión, cuya aplicación es ideal en mecanismos con las condiciones de lubricación mencionadas en el párrafo anterior (lubricación límite). Estos aditivos al ser aplicados sobre las superficies metálicas forman una delgada capa de lubricante de aspecto sólido, que recubre el perfil de las rugosidades relleno una parte de los valles y dando lugar a una mayor área real de soporte de carga [2].

Dentro del grupo de sustancias más utilizadas como aditivos de extrema presión, se encuentra el Bisulfuro de Molibdeno (MoS<sub>2</sub>). Este aditivo tiene una estructura laminar cristalina en forma de capas, que permite

<sup>\*</sup> Ricardo Serrato Castillo – ricardo.castillo@poli.usp.br

resistir altas presiones y se desplaza fácilmente en dirección paralela a la superficie sobre la cual es aplicado. Esta capacidad de desplazamiento interno, sumado a su excelente adhesividad hacia las superficies metálicas, da lugar a la superposición de las laminillas y a la formación de una extraordinaria película lubricante límite ó sólida [2].

En términos de componentes mecánicos lubricados se encuentran los rodamientos, considerado como uno de sistemas mecánicos rotatorios con mayor sensibilidad al desarrollo de fallas. De acuerdo a publicaciones técnicas de fabricantes de rodamientos, las principales causas de la aparición de defectos están relacionadas con problemas de lubricación deficiente, representando entre un 50 y 80% total de las fallas. [3].

Una de las formas encontradas para monitorear el desempeño y condición de un rodamiento es a través de la técnica de vibraciones mecánicas. En la literatura se encuentran diversos trabajos relacionados a la detección de defectos localizados en los componente de un rodamiento, y en una cantidad menor publicaciones relacionadas a la detección de problemas de lubricación por medio de la técnica de vibraciones [4].

Este trabajo tiene como objetivo determinar el efecto en el comportamiento vibratorio de un rodamiento de rodillos, debido a la presencia de un aditivo en el aceite lubricante, bajo diferentes condiciones de lubricación. Será realizada una breve comparación con señales de vibración de rodamientos de esferas bajo similares condiciones de ensayo.

## II. METODOLOGÍA

El banco de ensayos experimental utilizado se muestra en forma esquemática en la figura 1. El rodamiento de rodillos ensayado (NU205) es radialmente cargado por medio de un sistema de palanca y una celda de carga. Un sistema de agitación fue utilizado en el sistema de lubricación por baño de aceite, con el objetivo de mantener la temperatura y la concentración de partículas contaminantes homogéneas en todo el volumen de aceite durante la realización de los ensayos. La vibración radial de rodamiento es medida por un acelerómetro piezoeléctrico acoplado en el soporte (chumacera) del rodamiento. Detalles del montaje del banco de pruebas y de la electrónica de la instrumentación es descrita en un trabajo previo [4].

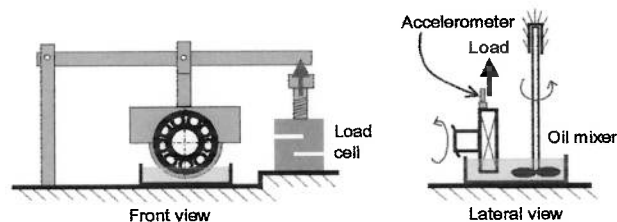


Figura 1. Banco de ensayos

Con el objetivo de verificar el efecto de la presencia del aditivo en el aceite lubricante, fueron realizadas dos series de ensayos independientes. En la primera serie fue utilizado como lubricante un aceite mineral puro con un grado de viscosidad ISO 32. En la segunda serie, fue utilizado el mismo aceite con la presencia de Bisulfuro de Molibdeno (MoS<sub>2</sub>) en suspensión coloidal, en una concentración de 3% en volumen. Este aditivo normalmente es aplicado para mejorar las condiciones de fricción y desgaste entre las superficies lubricadas.

Como material contaminante fue utilizado partículas de cuarzo (sílice) con un tamaño medio de 59 micrómetros, en tres concentraciones diferentes 0.05 (C1), 0.25 (C2) y 0.5 (C3) g/l.

Cada ensayo comienza con una etapa inicial de estabilización de temperatura, generalmente del orden dos horas, alcanzado temperaturas de aproximadamente 45°C. Durante este periodo, fue aplicada una carga de 1770 N (correspondiendo al 10% de la capacidad dinámica del rodamiento), con una velocidad de rotación de 40 Hz. Fueron adquiridas señales de vibración en intervalos de 15 minutos durante el periodo de 2 h, con el objetivo de verificar la existencia de alguna anomalía del sistema. El ensayo continua adquiriendo los datos de vibración correspondiente a la condición de aceite sin contaminación, variando la velocidad de rotación del eje (20, 40 e 60 Hz) y manteniendo constante la carga (10% de la capacidad nominal). Posteriormente la cantidad de contaminante correspondiente al nivel de concentración C1 fue colocada en el aceite lubricante. Después 2 minutos de ensayo, tiempo establecido para la dispersión del contaminante, fueron adquiridas las respectivas señales de vibración (para las tres velocidades de rotación). Un procedimiento similar de contaminación y adquisición de vibración fue aplicado secuencialmente para los restantes niveles de concentración, usando el mismo rodamiento. Cada ensayo fue repetido tres veces, con el objetivo de verificar la repetibilidad de los mismos.

## III. RESULTADOS Y DISCUSIONES

### Ensayos para Estabilización de la Temperatura

En la figura 2 son ilustrados los valores de RMS global de vibración del rodamiento en función del tiempo de ensayo. Son graficados datos de vibración durante 2 horas de ensayo, tiempo promedio que demora en estabilizarse la temperatura del aceite lubricante [3]. Como se puede observar, existe una leve tendencia de aumento de vibración con el tiempo, debido al cambio de grado de viscosidad originado por la variación de la temperatura del aceite [5]. Por otro lado, podemos observar claramente el efecto del aditivo en el comportamiento vibratorio del componente, que presentó menor nivel de vibración durante todo el tiempo de ensayo. Esta disminución puede obedecer a la creación de una capa protectora en las superficies de las pistas y rodillos, evitando contacto metal-metal de las superficies originales.

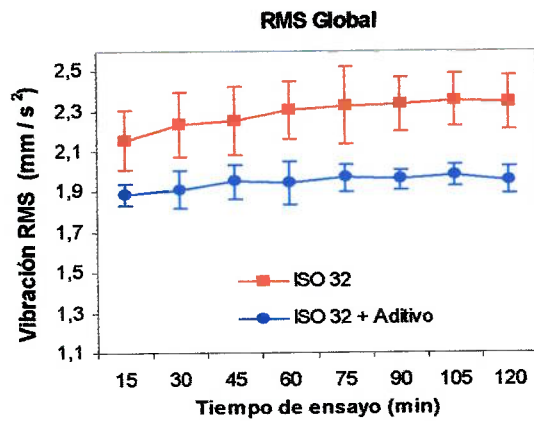


Figura 2. RMS Vibración global en función del tiempo. Etapa de estabilización de temperatura del aceite.

De acuerdo a resultados obtenidos en trabajos anteriores [4,5,6], una variación en la condición de lubricación del aceite lubricante del rodamiento (presencia de contaminante o variación de grado de viscosidad), generalmente solo afecta el rango de alta frecuencia (600-10000 Hz) de la señal de vibración del componente. Bajo este criterio, y con el objetivo de realizar una comparación del comportamiento vibratorio entre las diferentes condiciones de lubricación, fueron realizados nuevos de gráficos de valor de vibración en función del tiempo tanto para el rango de baja (0-600 Hz) como de alta (600-10000 Hz) frecuencia (Ver figura No. 3 y 4)

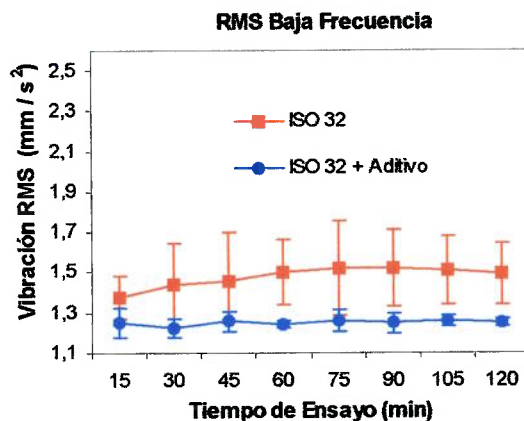


Figura 3. RMS Vibración de baja frecuencia (0-600 Hz) en función del tiempo.

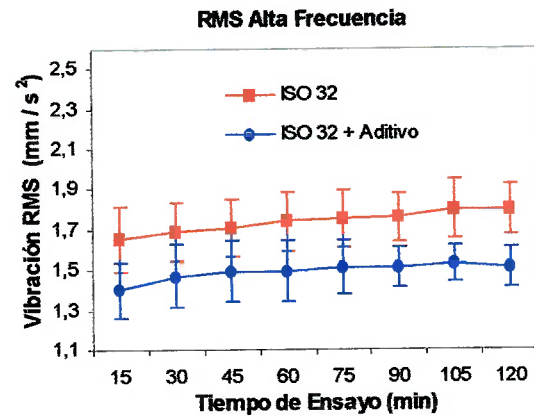


Figura 4. RMS Vibración de baja frecuencia (600-10000 Hz) en función del tiempo.

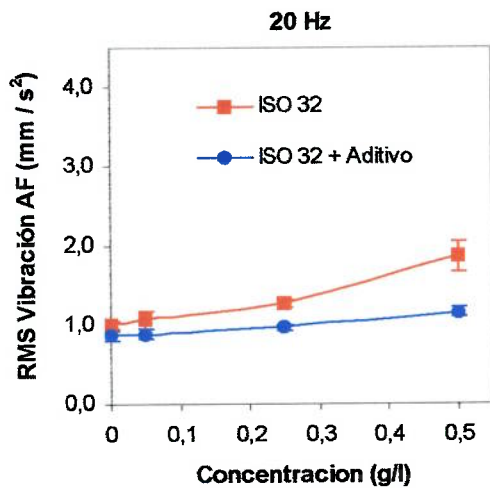
Podemos observar en las anteriores figuras, que a diferencia de los resultados obtenidos en trabajos anteriores [4,5,6], existe una influencia del aditivo en la señal de vibración tanto en el rango de alta como de baja frecuencia.

Como fue explicado anteriormente, la creación de una capa superficial protectora generada por la presencia de aditivo, evita el contacto de las rugosidades de las superficies del rodamiento. De acuerdo a estudios anteriores [4,5,6], la intensidad de este contacto superficial estaría correlacionada con la magnitud de la señal de vibración de alta frecuencia, lo cual explicaría la disminución de vibración presentada en la figura 4.

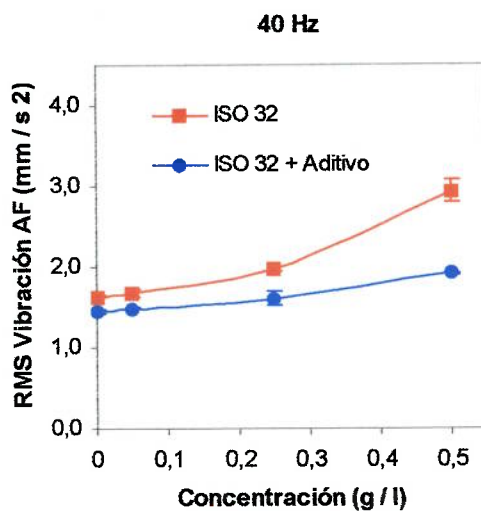
Por otro lado, la señal de vibración de baja de frecuencia (figura 3) esta mas correlacionada con la dinámica del sistema, es decir, esta afectada por variables como carga radial, rigidez del sistema, velocidad, etc. En este caso, la creación de una camada superficial, significa aumento de masa y volumen, lo cual podría ser asociado a una variación en la rigidez del sistema, especialmente rigidez de contacto.

#### Ensayos con contaminación del aceite lubricante

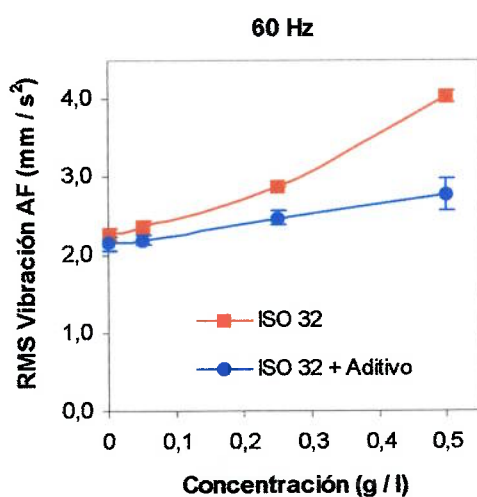
En la figura 5 se muestran los valores de RMS de vibración en función del nivel de concentración del material contaminante, tanto para los ensayos con aceite puro como para los ensayos con presencia de aditivo. Los resultados son graficados separadamente para cada una de las tres velocidades de rotación del eje. Los valores de vibración corresponden al rango de alta frecuencia (600-10000 Hz), ya que de acuerdo a estudios anteriormente realizados [4,6], la presencia de contaminante en el aceite lubricante solo afecta este rango del espectro de frecuencia.



(a)



(b)



(c)

Figura 5. RMS Vibración de alta frecuencia en función del nivel de concentración del contaminante. (a) Velocidad de rotación 20 Hz; (b) Velocidad de rotación 40 Hz; (c) Velocidad de rotación 60 Hz

En los gráficos anteriores, inicialmente podemos observar que en las tres velocidades estudiadas, existe un aumento en la vibración, causado por la presencia de contaminante y por el consecuente desgaste generado en las superficies en contacto, fenómeno discutido en trabajos anteriores [4,6]. Adicionalmente, ocurre una clara disminución de los valores de vibración del rodamiento, cuando existe presencia de aditivo en el aceite contaminado. Esta disminución de vibración, al igual que en la condición de aceite sin contaminante, es debida a la creación de una capa protectora por la presencia de aditivo.

Sin embargo, puede ser observado que la presencia de aditivo en el aceite disminuye la vibración más acentuadamente en los ensayos con aceite contaminado, que en los ensayos con aceite limpio. Esta disminución acentuada en aceite contaminado puede ser explicada por medio del siguiente análisis; aunque el número de partículas contaminantes presentes es igual en las condiciones con y sin aditivo, se observó que el desgaste en los rodamientos fue más pequeño en aceite con presencia de MoS<sub>2</sub>, disminuyendo de esta forma la componente de vibración correlacionada a este aspecto.

#### Discusión del régimen de lubricación

De acuerdo a la teoría encontrada en diferentes publicaciones técnicas [1,2], para que exista la creación de una capa superficial protectora por la presencia del aditivo Bisulfuro de Molibdeno (MoS<sub>2</sub>) en el aceite lubricante, debe existir una condición de lubricación limite, donde las presiones ejercidas en la superficie lubricadas son demasiadas altas (orden de MPa) y existe un contacto permanente de las rugosidades de las superficies.

De acuerdo a los cálculos teóricos establecidos para determinar el régimen de lubricación existente en un rodamiento [7], y teniendo en cuenta las condiciones de trabajo utilizadas en los ensayos, el rodamiento de rodillos NU205 se encontraba en una condición de lubricación elastohidrodinámica, con valores de factor  $\lambda$  cercanos a 6 en las condiciones más extremas. El factor  $\lambda$  expresa la relación entre el espesor de la película lubricante y la rugosidad equivalente de las superficies en contacto, y es comúnmente utilizada para caracterización del estado de la lubricación. A mayores valores de  $\lambda$ , más suave será la condición del contacto.

Revisando los resultados obtenidos en la figura 5, podemos verificar que aunque no exista una condición limite de lubricación en el componente, existe una clara influencia en la disminución de desgaste debido a la presencia del aditivo, desde el punto de vista del comportamiento vibratorio del componente. En futuros trabajos van a ser realizados ensayos de análisis de aceites y análisis de las superficies por técnicas de



microscopia, con el objetivo de confirmar este fenómeno.

Por otro lado, fueron realizados ensayos con rodamientos de esferas (modelo 6205), bajo condiciones de operación similares, pero con valores del factor  $\lambda$  un poco mayores, entorno de 11.

Con los análisis de los valores RMS obtenidos con este tipo de rodamiento, no fue posible identificar alguna influencia de la presencia del aditivo en el comportamiento vibratorio, tanto en la etapa de estabilización de temperatura con aceite limpio, como en la etapa con contaminación del aceite. Una de las posibles explicaciones de este hecho pueden ser los altos valores de la relación  $\lambda$ , lo cual indica una condición de lubricación con menos chance de contacto metal-metal, desfavoreciendo la creación de capas superficiales protectoras durante los sucesivos contactos. Futuros ensayos con este tipo de rodamiento van a ser realizados, utilizando condiciones de lubricación con valores de  $\lambda$  menores (igual o menores a los utilizados en los ensayos con rodamientos de rodillos).

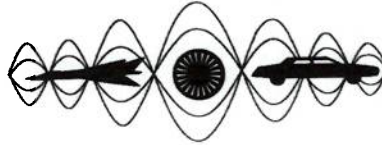
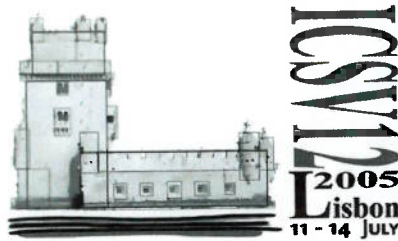
### III. CONCLUSIONES

- Los efectos originados por la presencia del aditivo **Bisulfuro de Molibdeno en el aceite lubricante** de un rodamiento de rodillos fueron claramente detectados por medio de la técnica de monitoreo de vibraciones mecánicas.
- La presencia de un aditivo de extrema presión en el aceite lubricante de un rodamiento genera una **disminución del valor de vibración**, tanto en el rango de baja, como en el de alta frecuencia del espectro de la correspondiente señal.
- Fue claramente detectado el efecto del aditivo **MoS<sub>2</sub>** en el aceite lubricante de un rodamiento de rodillos, bajo diferentes condiciones de contaminación, por medio del monitoreo del comportamiento vibratorio del componente. Existe una clara **disminución de la señal de vibración**, debido a la **creación de una capa superficial** que evita el contacto entre las rugosidades de la superficie, disminuyendo la componente de vibración correspondiente al desgaste superficial del componente. Tal disminución no fue percibida en rodamientos de esferas: probablemente debido a los mayores valores de su factor  $\lambda$ .
- Aunque la literatura referencia que las principales aplicaciones de este tipo aditivos es para condiciones de lubricación límite, fue posible determinar por medio de la técnica de vibraciones mecánicas que existe una gran influencia del aditivo para condiciones de lubricación elasto-hidrodinámicas con valores de  $\lambda$  relativamente grandes.

### Referencias

- 1- Acheson Colloids Company. Understanding Acheson Solid Lubricant Additives. <http://www.achesonindustries.com/doc/guides/UnderstandingSolidLubricantAdditives.pdf> (2005).
- 2- Albarracín, P. Lubricantes compuestos y de película sólida. Ingenieros de Lubricación Ltda. [http://www.ingenierosdelubricacion.com/articulos/lubricantes\\_compuestos.htm](http://www.ingenierosdelubricacion.com/articulos/lubricantes_compuestos.htm). (2002).
- 3- FAG Interamericana AG. "Rolling Bearing Faults".. Publication No. WL 82 102/2 SE (1997)
- 4- M. Maru, R. S. Castillo, L. R. Padovese, "Detection of solid contamination in rolling bearing operation through mechanical signature analysis". Twelfth International Congress On Sound And Vibration (2005)
- 5- R. Serrato, M. Maru, L. R. Padovese, "Effect of lubricant viscosity grade on the mechanical signature of roller bearings" Artículo a ser publicado.
- 6- R. Serrato, M. Maru, L. R. Padovese, "Effect of lubricant oil viscosity and contamination on the mechanical signature of roller bearings". Twelfth International Congress On Sound And Vibration (2005)
- 7- Harris T.A., Rolling Bearing Analysis. John Wiley & Sons, Inc., USA 1984.

**ANEXO 4. Artigo aprovado para apresentação oral no  
Congresso Internacional Sound&Vibration 2005 e publicação  
nos Proceedings do Congresso. (co-autoria)**



**Twelfth International Congress  
on Sound and Vibration**

## **DETECTION OF SOLID CONTAMINATION IN ROLLING BEARING OPERATION THROUGH MECHANICAL SIGNATURE ANALYSIS**

Marcia Maru, Ricardo Serrato and Linilson Padovese

Escola Politécnica, Universidade de São Paulo  
Av. Prof. Mello Moraes 2231  
05508-900 São Paulo, Brasil  
(e-mail address of lead author) [mmmaru@usp.br](mailto:mmmaru@usp.br)

### **Abstract**

This work aims to present results from experimental studies on the detection of contamination by solid particulate in lubricant oil of rolling bearings, through vibration signature analysis. Comparisons between data from tests on both clean and contaminated oil are presented. The experimental tests were performed with pure mineral, ISO32 viscosity oil and the contaminant material was quartz of 37, 59 and 111  $\mu\text{m}$  size. The oil was contaminated with 0.05, 0.25 and 0.50 g/l concentration levels. All vibration data were acquired by an accelerometer and the signal processing was performed through power spectrum density and average RMS techniques. The results show the possibility of identifying the presence of contamination from some specific frequency bands of the vibration signal. The effect of load and speed rotation on vibration was also examined.

### **INTRODUCTION**

The investigation on rolling bearing performance is important because these elements often represent the most critical components of rotating machinery. In a review of gear and gearbox failures Vijayraghavan [1] found out that the failure sequence frequently starts in a bearing. In tests with a gearbox, Peng and Kessissoglou [2] verified that a bearing developing defect could be detected through vibration analysis technique, despite the diagnosis of normal wear condition provided by oil analysis. Vibration measurement is one of the most widespread ways to monitor the

performance of rotating machinery. In this context, a lot of works on classical analysis methods, such as rms, kurtosis, skewness and crest factor are reported [3, 4, 5], as well as advanced processing techniques, such as wavelet [6, 7, 8].

An important question related to the monitoring of rolling bearing performance is the deficiency in lubrication. It can be caused by factors such as viscosity losses or contamination. The last one is especially critical if contaminants are solid and hard because of their action on fatigue failure acceleration resulting from surface denting [9, 10, 11]. As observed by Girodin et al. [12] among others, improvement in steel cleanliness has resulted in large reduction of subsurface damage initiated on inclusions; consequently, surface initiated failure related to lubricant contamination has become the main cause of damage in most commercial applications of rolling bearings. Particle contamination can also act by changing the separation between the contacting surfaces. Tomimoto [13] measured the lubricant film thickness in journal bearings and observed thickness decrease with contaminant concentration increase.

According to Smith [14], the overall rms of the vibration signal is not able to reveal early stage of lubrication failure, unless at very high frequency vibration level (around 50 kHz band) is monitored. Another study [15] mentions that lubrication related phenomena excite frequencies higher than 50 kHz (acoustic emission range), where frequencies associated to crushing and deformation of contaminant particles between the rolling elements and the raceways are located. Despite the considerations on high frequency bands, some investigations have indicated the possibility of detecting lubricant contamination in lower bands, up to 10 kHz [16, 17 18].

This work aims to present some applications of basic procedures of vibration analysis of rolling bearings in order to study how contamination in the lubricant can affect vibration, taking into account the effect of the contaminant particle size and its concentration level in the lubricant. In addition, performance of some signal processing techniques was analyzed in order to detect lubricant contamination.

## EXPERIMENTATION

A laboratory rig was set up for the vibration tests, seen schematically in Fig. 1.

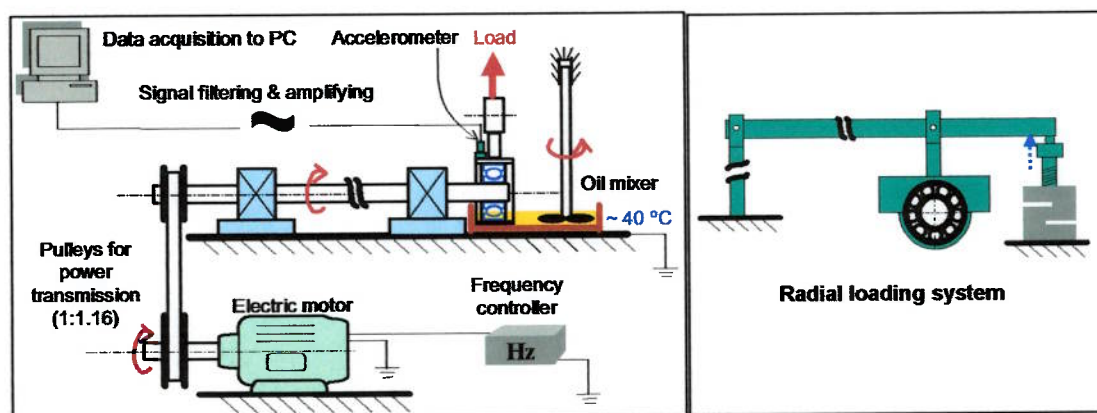


Figure 1: Testing equipment.

The testing rolling bearing is vertically loaded and oil bath lubricated. A system with pulleys transmits the power from electric motor to the shaft. A frequency controller is used to adjust the shaft speed. Known values of load can be radially applied in the testing bearing through a lever and a load cell with a screw system (see Fig.1, right side). In the oil bath, a mixing system is used to keep the temperature and the contaminant dispersion homogeneous within the oil. The studied rolling bearings were 6205 type ball bearings, with 9 balls of 8 mm diameter. The inner and outer diameters were respectively 25 mm and 52 mm, 15 mm width.

The radial vibration of the bearing is measured by a piezoelectric accelerometer (PCB 601A31, 0-10 kHz useful range, 16 kHz resonance frequency) attached in the bearing housing. The measured signal is amplified and low band pass filtered at a 10 kHz cutoff frequency so as to avoid aliasing effect. The signal is then acquired through a 100 kHz acquisition board into a PC. In the tests, the sampling rate of the vibration signal was set to 20 kHz. A number of 100,000 data was collected at each acquisition, corresponding to 5 seconds acquisition time. The stored data were analyzed by means of the Matlab software in both time and frequency domain, with respect to the values of rms (root mean square), crest factor, peak, the statistical moments kurtosis and skewness, and to the power density spectrum of the acceleration signal, estimated through Welch method [19].

The particle contaminant was quartz, the average sizes of 37  $\mu\text{m}$  (T1), 59  $\mu\text{m}$  (T2) and 111  $\mu\text{m}$  (T3) were obtained using screens of 635, 325 and 200 mesh. Three contamination levels were used, with nominal concentrations of 0.05 g/l (C1), 0.25 g/l (C2) and 0.50 g/l (C3). The selected contamination conditions were T1C2, T2C2 and T3C2 for the size effect study and T2C1, T2C2 and T2C3 for the concentration study. The tests with every selected contamination condition were repeated three times in order to verify the repeatability. The lubricant was a mineral oil without additives, 100 viscosity index, 32 cSt viscosity at 40 °C.

After mounting the testing bearing, a 2 h running step with clean oil was performed so as to stabilize the oil bath temperature; typically to 40 °C in 2 h. The applied load was set to 1,300 N (corresponding to approximately 10% of bearing dynamic capacity and 2.3 GPa hertzian pressure) and the shaft speed to 42 Hz. The vibration signal was acquired at every 30 min, up to 2 h. The test continued to run consecutively under 9 loading levels, recording the corresponding vibration data, with loads of 600 N (W1), 990 N (W2) and 1300 N (W3) and speeds of 21 Hz (S1), 42 Hz (S2) and 62 Hz (S3). The powder contaminant was then poured into the oil bath. Vibration was measured after 2 min of running time, which was taken to disperse the particles in the oil. The vibration signals related to the 9 loading levels with contaminated oil were then sequentially acquired. The total running time under contaminated oil was 16 min.

## RESULTS

Typical vibration signals in time domain can be seen in Fig.2, for clean oil after oil heating step and for oil with T2C1 contamination. Although some difference can be

noticed, it is better recognized with the overall rms value, calculated as  $((1/100,000) * \sum(x_i^2))^{1/2}$ , where  $x_i$  are the vibration data. The values for all the loading levels are in Fig.3, for clean oil and T2C1 and T1C2 contaminations, the lowest contaminant levels. The error bar represents the standard deviation of the three tests.

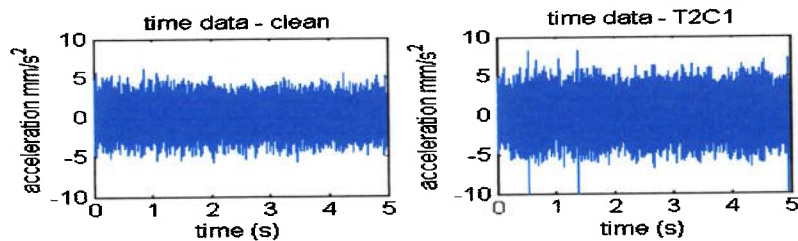


Figure 2: Vibration signal in time domain, 1,300 N load and 42 Hz speed, with clean oil (left) and T2C1 contamination (right).

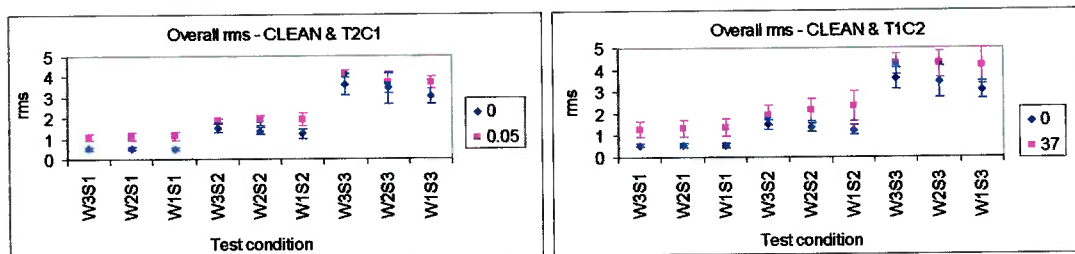


Figure 3: Overall RMS vibration for all the 9 loading conditions, comparing clean with T2C1 (left) and clean with T1C2 (right) contaminated oil.

According to the graphs in Fig.3, a marked difference in the overall rms is seen in view of the loading levels, primarily due to the changes on rotational speed; the radial loading does not significantly affect the overall rms vibration. It is also noticed that when oil is contaminated, the vibration shifts up. However, the effect of loading level is much more noticeable than the effect of contamination in the oil. Evidently, the operating dynamic condition dictates equipment vibration, where higher shaft speed excites more increased radial vibration in the rolling bearing.

Another simple way of studying vibration is by looking at its frequency content. Figure 4 shows the power spectrum density of a vibration signal with clean oil.

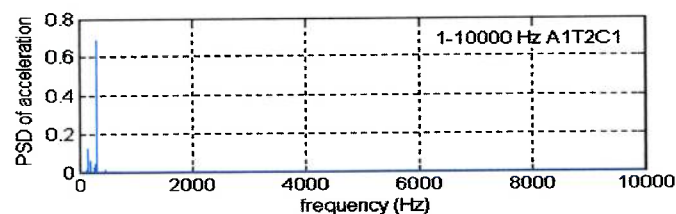


Figure 4: Power density spectrum of a vibration signal acquired with clean oil.

Apparently, most of information is in the low frequency band, below 1 kHz. It was similar with contaminated oils. Dividing the spectrum into two frequency bands,

namely 1 to 600 Hz for low band (LF) and 600 to 10000 Hz for high band (HF), different aspects related to each of these bands could be noticed. Figure 5 shows one representative spectrum of LF and HF bands obtained from the tests with clean and T2C1 contaminated oil. The LF band does not apparently change due to oil contamination, while changes in the HF band are evident.

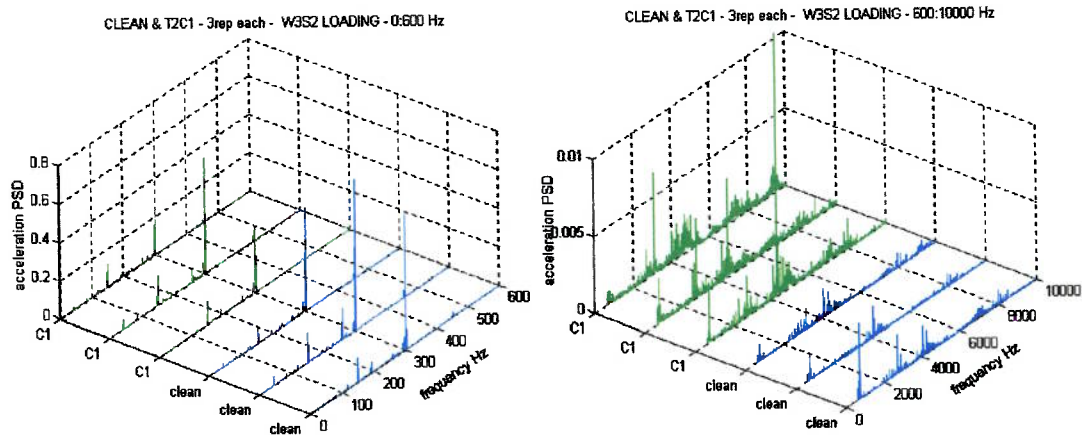


Figure 5: Low (LF, 1-600 Hz) and high (HF, 600-10000 Hz) frequency bands of power density spectra of vibration signals from 3 tests with clean and oil (T2C1 contamination).

The effect of contamination on vibration in the LF and HF bands can be quantitatively seen in Fig.6. The rms values shown in Fig.6 were calculated as the root square of the integral of the spectrum in the related frequency band.

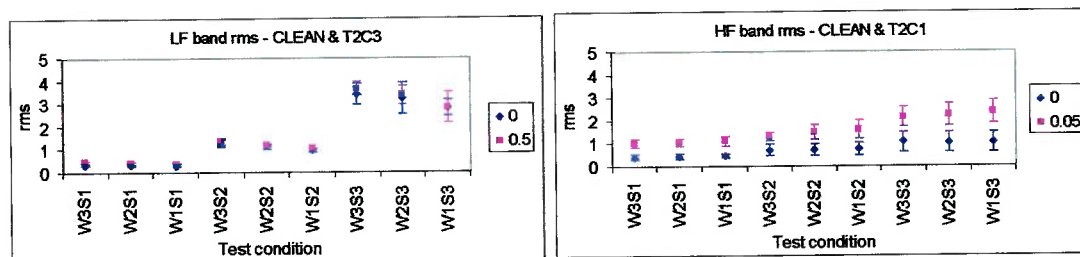


Figure 6: RMS vibration for all the 9 loading conditions. Left: LF band for clean and T2C3 contamination; right: HF band for clean and T2C1 contamination.

It is possible to see that both LF and HF rms are still changed by the rotational speed; however, in much higher intensity in LF rms. In addition, any significant difference in LF rms between clean and T2C3 contamination condition is not distinguished (left side graph in Fig.6). On the other hand, HF rms is clearly altered when oil is contaminated, even with the lower contamination level (T2C1), as seen in the right side graph in Fig.6. Furthermore, this graph shows that the vibration shift due to contamination in all the 9 loading conditions is more evident than in Fig. 3.

Analysis on the frequency content in the spectra could reveal that the LF band peaks refer to the rolling bearing defect frequencies; these are known to depend on the shaft speed. In Figure 7, it is possible to observe that the LF band is dominated by

the outer race defect frequency and its harmonics, which are naturally shifted with the test speed. It has to be pointed out their presence in the spectra does not necessarily prove the existence of a defect. In contrast, despite the chart resolution in the right side graphs in Fig.7, the spectra show some bands insensitive to the shaft speed, which leads to interpreting these as the natural frequency bands of the rolling bearing.

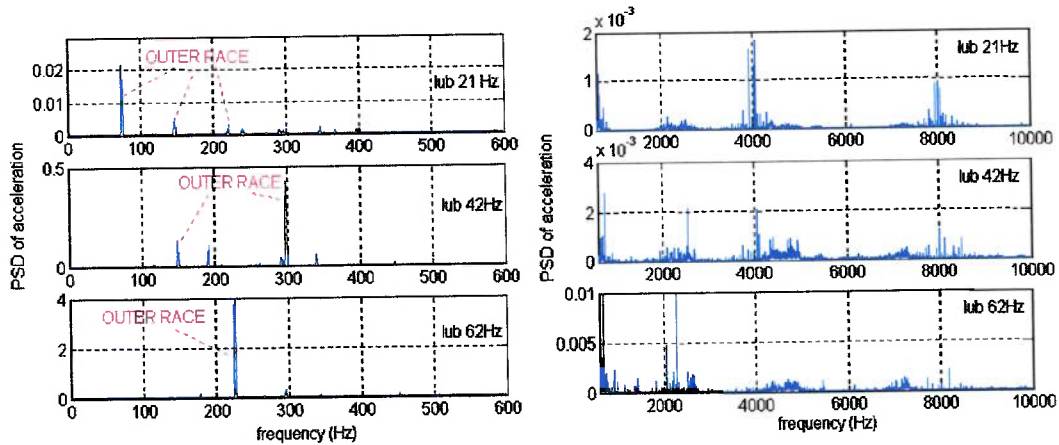


Figure 7: Power spectrum density of vibration signals collected at the loading conditions W3S1, W3S2 and W3S3 in LF (left) and HF (right) band; clean oil test.

To clarify the last considerations, a test with a new rolling bearing under dry lubricated condition was performed; the resulting spectra are presented in Fig.8.

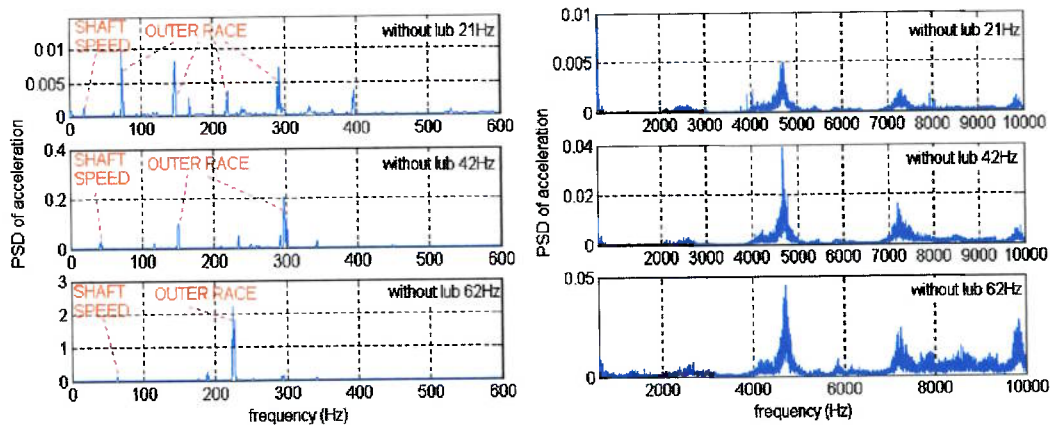


Figure 8: Power spectrum density of vibration signals collected at the loading conditions W3S1, W3S2 and W3S3, in LF (left) and HF (right) band; dry lubricated test.

With these new graphs, two main observations can be pointed out. The first is that, in the LF band, the overall frequency magnitudes are not considerably shifted with lubrication changes. Secondly, the HF band shows distinct frequency bands, apparently insensitive to the shaft speed, with much higher magnitudes compared to those in the lubricated test. These thus were related to the natural frequency bands of the rolling bearing, excited by the lubrication condition at the contacting surfaces.

The rms in the HF band was then used to examine how contamination size and



concentration affect bearing vibration. According to the results, the size effect on HF rms is distinct from that of the concentration level. Figure 9 shows the values of HF rms as a function of contaminant concentration and particle size. The error bars refer to the standard deviation of three tests, except for the concentration of 0,15 g/l; this was run one time just to verify the trend curve. The same patterns were seen in any of the HF excited bands identified in Fig.8.

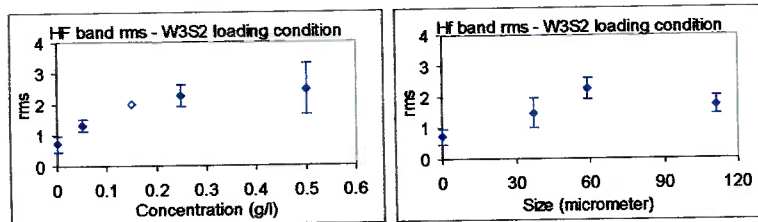


Figure 9: HF rms vs. contaminant size (left) and concentration (right); W3S2 loading.

The concentration effect is practically as expected, where HF rms increases as concentration rises. The mean value of HF rms shows a tendency to increase up to around 4 times the clean value for high concentrations. Concerning the size effect, the HF rms increases up to a limit size (59  $\mu\text{m}$  in this case) and then decreases. This behavior can indicate that accessing of larger size particles to the contacting interface was more obstructed than the smaller ones. In fact, it is shown elsewhere [20] that the larger particle resulted in a smaller damage to the contacting surfaces. Both trend curves were similar independently on the loading condition, what is reasonable since influence of the dynamic operating condition on the HF band vibration is minimal.

At last, in relation to other vibration parameters, any indication of oil contamination could not be observed through analysis by crest factor, kurtosis and skewness. The peak values, considered as the average of 90% of the maximum values in the vibration data, could show some trend, but with less effectiveness than the HF rms. Looking at the vibration data in time domain (right graph in Fig.2), it is intuitive that peak value should be able to reveal contamination related information.

## SUMMARY AND CONCLUSIONS

Ball bearings were tested in order to detect oil contamination by hard particles through vibration analysis techniques. The main observations are:

- The vibration analysis through rms allowed detecting oil contamination. Evidently, oil contamination always increased vibration levels. Its influence on vibration was clearly revealed by analysis in the rms of 600-10000 Hz band.
- The low frequency band excitation was mainly due to the machine dynamic operation; the oil contamination did not significantly alter it.
- Particle concentration increased vibration levels up to a limiting value of 4 times occurring for higher concentrations. Particle size increased vibration except for the largest one when vibration decreased.

- The rms of high frequency band of the vibration signal is an effective parameter for studying the correlation contamination/vibration, followed by vibration peak value. Other parameters such as kurtosis, skewness and crest factor did not show any trend with oil contamination.

## REFERENCES

- [1] P. Vijayraghavan, "Gear failures, reasons and preventions", IPPTA: Quarterly Journal of Indian Pulp and Paper Technical Association, 15(4), 38-41 (2003)
- [2] Z. Peng, N. Kessissoglou, "An integrated approach to fault diagnosis of machinery using wear debris and vibration analysis", *Wear*, 255, 1221-1232 (2003)
- [3] N. Tandon, "A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings", *Measurement*, 12(3), 285-289 (1994)
- [4] R. B. W. Heng, M. J. M. Nor, "Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition", *Applied Acoustics*, 53(1-3), 211-226 (1998)
- [5] N. Tandon, A. Choudhury, "A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings", *Tribology International*, 32, 469-480 (1999)
- [6] S. Ericsson, N. Grip, E. Johansson, L. Persson, R. Sjöberg, J. Strömberg, "Towards automatic detection of local bearing defects in rotating machines", *Mech. Systems and Signal Processing*, 19(3), 509-535 (2005)
- [7] R. Rubini, U. Meneghetti, "Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(2), 287-602 (2001)
- [8] Z. K. Peng, F. L. Chu, "Application of the wavelet transform on machine condition monitoring and fault diagnostics: a review with bibliography", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18, 199-221 (2004)
- [9] D. R. Snyder, J. Goodall-Wuttkowski, S. Ioannides, "Status of ball and roller bearing load and life ratings at SKF", ASME (Paper), 95-TRIB-58, 8pp (1995)
- [10] X. Ai, H. P. Nixon, "Fatigue life reduction of roller bearings due to debris denting: Part II - experimental validation", *Tribology Transactions*, 43(2), 311-317 (2000)
- [11] B. Kuhnell, "Wear in rolling element bearings and gears – how age and contamination affect them" <http://www.machinerylubrication.com> (23/01/05)
- [12] D. Girodin, F. Ville, R. Guers, G. Dudragne, "Rolling contact fatigue tests to investigate surface initiated damage and tolerance to surface dents", ASTM Special Technical Publication, 1419, 263-281 (2002)
- [13] M. Tomimoto, "Experimental verification of a particle induced friction model in journal bearings", *Wear*, 254, 749-762 (2003)
- [14] J. D. Smith, "Continuous monitoring of Smith shocks after lubrication failure", *Proc. Instn. Mech. Eng. (IMechE)*, 209, 17-27 (1995)
- [15] J. Miettinen, P. Andersson, "Acoustic emission of rolling bearings lubricated with contaminated grease", *Tribology International*, 33, 777-787 (2000)
- [16] H. Komiya, "Effect of contaminant in lubricant on noise of ball bearings", *NLGI Spokesman*, 56(5), 173-180 (1992)
- [17] M. Johnson, "Is it time to buy 'quiet'? – Perfecting grease cleanliness", <http://www.machinerylubrication.com> (23/01/05)
- [18] Z. Lian-Chun, M. Jia-ju, Q. Zhi-ren, "Effect of lubrication on the vibration characteristics of ball bearings", *Mocaxue Xuebao/Tribology*, 23(5), 421-425 (2003)
- [19] J. G. Proakis; D. G. Manolakis, *Digital Signal Processing* (3rd Ed., Prentice Hall, USA, 1996)
- [20] M. M. Maru, R. S. Castillo, L. R. Padovese, "Investigation on solid contamination of ball bearings through vibration and wear analyses" (to be published)

**ANEXO 5. Artigo aprovado para apresentação oral no  
Congresso Internacional COBEM 2005 e publicação nos  
Proceedings do Congresso. (co-autoria)**

# EFFECT OF THE PRESENCE OF SOLID CONTAMINATION AND THE RESULTING WEAR ON THE MECHANICAL SIGNATURE OF BALL BEARINGS

## **Marcia Marie Maru**

Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Av. Prof. Mello Moraes 2231 CEP 05508-900 - SP  
mmmaru@usp.br

## **Ricardo Serrato Castillo**

Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Av. Prof. Mello Moraes 2231 CEP 05508-900 - SP  
ricardo.castillo@poli.usp.br

## **Linilson Rodrigues Padovese**

Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Av. Prof. Mello Moraes 2231 CEP 05508-900 - SP  
lrpadove@usp.br

**Abstract.** *The work aims to present results from experimental studies on the detection of contamination by solid particulate in the lubricant oil of rolling bearings, through vibration signature analyses. Comparisons between data from clean and contaminated oil tests are presented. The experimental tests were performed with pure mineral, ISO 32 viscosity oil. The oils were contaminated with quartz particulate in several concentration levels, ranging from 0.04 to 0.7 g/l. All the vibration data were acquired from an accelerometer and the signal processing was performed through power spectrum density and RMS value calculations. The results show possibility of identifying the presence of contamination from some specific frequency bands of the vibration signal. Re-testing the rolling bearings with clean oil revealed that some frequency bands are excited due to wear in the contacting elements.*

**Keywords:** *contamination, vibration, ball bearing, wear*

## **1. Introduction**

Investigation on the performance of rolling bearings is very important because these elements often represent the most critical components of rotating machinery. Vibration measurement is one of the most widespread ways to monitor the performance of rotating machinery. When a radial load is applied to a bearing, the number of rolling elements carrying the load varies during operation; this generates a displacement in the direction of the load and, then, vibration occurs (SKF, 2005). When operating in contaminated conditions, particles of dirt may enter the bearing; the generated vibration level being dependent on the amount, the size and the composition of the entering contaminant particles. Some manufacturers state that in this case, no typical frequency pattern is generated, although an audible and disturbing noise may be created (SKF, 2005). Solid contamination is an important question related to the monitoring of rolling bearing performance because of its action on fatigue failure acceleration resulting from surface denting (Snyder *et al.*, 1995, Ai and Nixon, 2000, Kuhnell, 2005).

Despite several works in the literature on vibration monitoring of bearings, there is no common sense concerning which information in vibration data is related to contamination. For instance, one states that lubrication related phenomena excite frequencies higher than 50 kHz (Miettinen and Andersson, 2000), others indicate the possibility of detecting lubricant contamination in lower bands, up to 10 kHz (Komiyama, 1992, Johnson, 2005, Lian-Chun, Jia-ju and Zhi-ren, 2003). Another one mentions an intermediate range for vibration due to inadequate lubrication, from 900 to 1600 Hz (Berry, 1991).

The present work aims to identify how the vibration response of ball bearings is affected when operating under contaminated oil. For vibration analysis, basic procedures were applied based on previous work (Maru, Castillo and Padovese, 2005). The vibration from tests with clean oil, contaminated oil and worn bearings were compared concerning the respective frequency spectra.

## **2. Experimental procedure**

A laboratory rig was set up for the vibration tests; the testing bearing was positioned in the rig as seen schematically in Fig.1. The bearing was oil bath lubricated. An oil mixing system (not shown in Fig.1) was applied for dispersing the particles within the oil. The procedure for electronic instrumentation and assembling is described elsewhere (Maru, Castillo and Padovese, 2005).

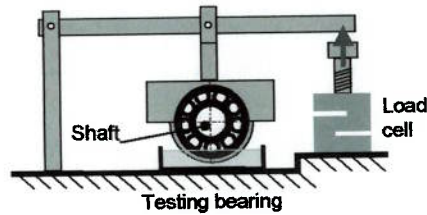


Figure 1. Laboratory rig used for the tests.

In the tests, the sampling rate of the vibration signal was set to 20 kHz; 100,000 data were collected at each acquisition. The data were stored in a PC and analyzed through the Matlab software, in both time and frequency domain, with respect to the values of rms (root mean square) related to specific frequency bands. These were calculated as  $((1/100,000) \cdot \sum(x_i^2))^{1/2}$ , where  $x_i$  are the vibration data in the respective frequency band. The power density spectrum (PSD) of the acceleration signal, estimated through the Welch method (Proakis and Manolakis, 1996), was also studied.

The testing ball bearings were 6205 type (9 balls, 8 mm diameter). The contaminant was quartz of two average sizes, 59  $\mu\text{m}$  (T2) and 111  $\mu\text{m}$  (T3), obtained through screening method. Several contamination concentrations were used, from 0.04 to 0.7 g/l. The oil was mineral without additives, of 100 viscosity index and 32 cSt viscosity at 40 °C.

The testing conditions for the vibration acquisition were: applied load of 1300 N (corresponding to approximately 10% of bearing dynamic capacity and 2.3 GPa hertzian pressure) and shaft speed of 42 Hz. After setting the load and the speed, the powder contaminant was poured into the oil bath, taking 2 min to disperse the particles in the oil. Vibration was then measured. Two methods of oil contamination were used in the study: in one set of tests, known quantities of contaminant material were sequentially increased in the oil, another set was run with fixed particle content. In the last method, a running step of 2 h was performed with clean oil before pouring the contaminant, so as to stabilize the oil bath temperature; which was typically at 40 °C after 2 h. In this period, the changes in vibration were minimal and the oil preserved transparency. After 2 h running, the test was stopped and the powder contaminant poured into the oil bath, taking 2 min to disperse the particles in the oil.

### 3. Results

Figure 2 shows the frequency spectra (PSD) related to the vibration signals acquired in a test under clean and contaminated oil. Both spectra are very similar: visible magnitudes are in the lower frequency band range (0-600 Hz).

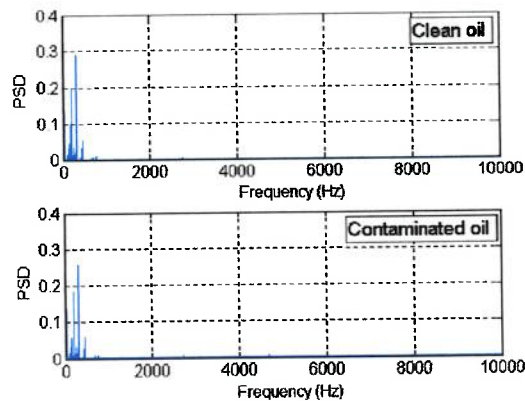


Figure 2. PSD from a test run with clean oil (up) and 0.04 g/l contaminated oil (down).

For better analysis, the spectra were separated in two bands, low (LF, 0-600 Hz) and high (HF, 600-10000 Hz). Figure 3 shows the results obtained from a test where the contaminant content was sequentially increased from 0.04 to 0.71 g/l. Comparing both set of spectra, it can be noticed that the vibration frequencies affected by oil contamination are mainly in HF. In this band, there are specific vibration frequency bands, whose magnitudes increase with the contaminant content. It is likely that they are natural frequencies excited from the contacts among the bearing elements (Massouros, 1983, Berry, 1991).

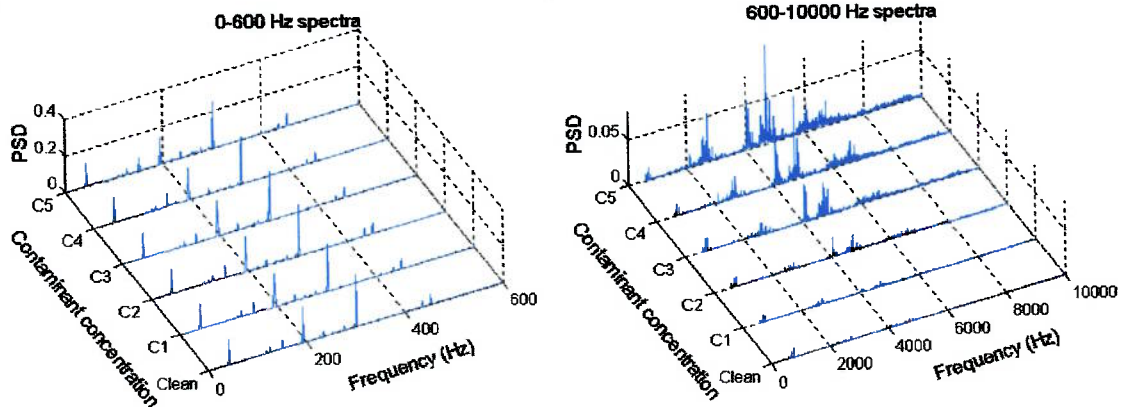


Figure 3. PSD plots from a test with increasing contamination, T3 size (C1=0.04, C2=0.13, C3=0.27, C4=0.44, C5=0.71 g/l). Left: 1 to 600 Hz band; right: 600 to 10000 Hz band.

The influence of oil contamination on vibration can be better seen in Fig.4, which shows the rms values of the vibration data acquired in the tests, related to the overall vibration and the vibration in low (LF) and high (HF) frequency bands. It can be noticed that the detection of contamination was more accurate through the HF rms values than through the overall rms. The vibration data analyzed through HF rms indicates a continuous increasing vibration as contamination increases.

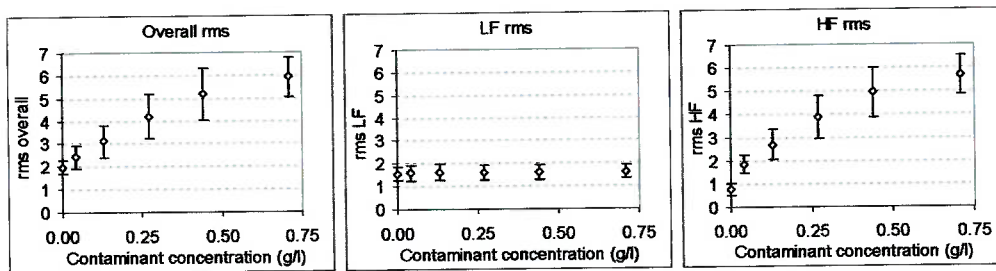


Figure 4: Rms values from the tests with increasing contamination (T3 size). Left: overall rms; middle: LF rms; right: HF rms. Error bars refer to standard deviation of two tests.

In the tests of Fig.4, the occurrence of wear was noticed, since the oil became highly darkened in the end of the test. Thus, the vibration levels might possibly be affected by a vibration factor due to increasing wear. In order to identify the amount of vibration caused by specific contaminant contents in the oil and by bearing wear, a set of tests with fixed contaminant content was performed. Figure 5 shows the previous results again, adjacent to the HF rms vibration values resulting from the tests run under fixed contaminant content of 0.25 g/l. Comparing the column heights of similar contamination levels and test time (T2 with 0.27 g/l, to T3 with 0.25 g/l), it can be seen that the last one is lower.

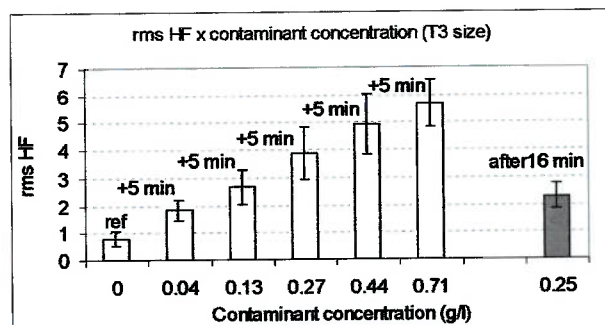


Figure 5. HF rms values of vibration, obtained from the tests with increasing (white columns, data of two tests) and fixed (hatched column, data of three tests) contaminant content.

Before discussing the results in Fig. 5, it is necessary to draw attention to prior analyses of some tests performed with different sizes and concentrations of contaminant material and different oil viscosities (Maru, Castillo and Padovese, 2005, Castillo, Maru and Padovese, 2005). The results of these tests have indicated that, depending on the

studied factors, the contaminant content that is actually circulating in the oil may decrease along the test time, because of decantation phenomenon. It is likely to occur even with the use of a system for particles dispersion. With T3 size, which is fairly large, the decantation effect is even higher.

To minimize the decantation phenomenon and follow studying the wear effect on vibration, tests with lower size particles (T2) and fixed concentration were performed. Additionally, the tested ball bearings were cleaned and re-tested with clean oil for determining the amount of vibration caused by wear in the contaminated tests. Figure 6 presents the comparative results of vibration from the tests with T2 and T3 particle sizes under fixed concentration of 0.25 g/l. The first two columns in the graphs are respectively the HF rms values obtained in 2 min and 16 min of test time after pouring the contaminant in the oil. The third column corresponds to the HF rms values of the tests run in clean oil with worn bearings. The error bars represent the standard deviation of three tests. Comparing both graphs in this Fig. 6, it is possible to notice higher vibration with T2 size, even though the test had only run for 2 min after oil contamination, becoming the difference more pronounced when run 16 min after contamination. Furthermore, with worn bearings, the vibration was also higher in the tests with T2 contamination. All these comments denote that, in the tests with T2 particles, the concentration of the particles circulating in the oil remained more constant along the test time. Also, the vibration measurement could indicate that the bearing surfaces have experienced more damage when tested with T2 size particles.

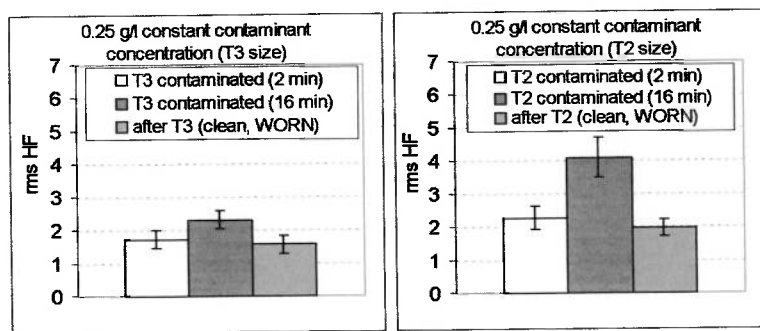


Figure 6. HF rms values of the tests with contaminated oil (left), relative to vibration measured at 2 min and 16 min, and vibration measured with worn bearings in clean oil (right). Data of three tests.

Extra tests under other concentration levels were performed in order to give support to the considerations on the effect of wear on vibration. The resulting wear was studied through oil spectrometric analyses (adapted for detecting large particles from 5 to 50  $\mu\text{m}$ ). Figure 7 shows, in the left side graph, the results of vibration from the tests with contaminated oil and worn bearings in clean oil; the right side graph presents the iron amount detected in the oil.

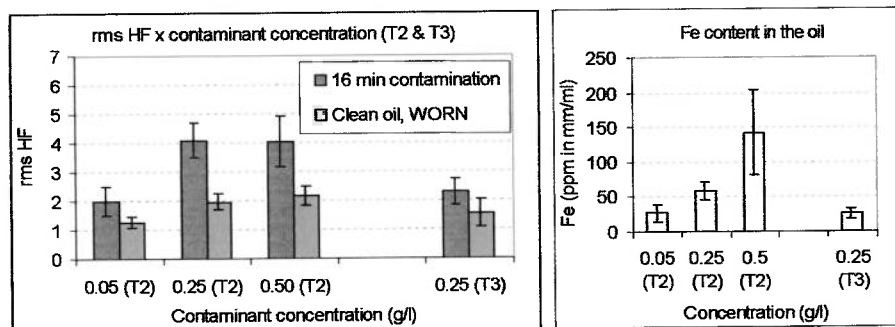


Figure 7. Left: HF rms values of the tests with contaminated oil with T2 and T3 particles, in 16 min and with worn bearings in clean oil (data of three tests); right: iron content from oil spectrometric analyses (data of two tests).

From the graphs in Fig. 7, some main observations may be pointed out; the first is that, comparing the columns of both graphs for T2 and T3 tests for 0.25 g/l concentration, both vibration and wear are higher for T2 tests. It could indicate that vibration can be directly correlated with wear originated from oil contamination. However, this fact is not verified when comparing the results among the tests run under only one particle size. In this case, paying attention to the vibration and the iron content as the contamination concentration level changes, one can see that the bearing vibration does not change in such a direct proportion with the iron content in the oil. However, care has to be taken about correlation between vibration excitation and wear, since changes in vibration excitation depends essentially on the changes in the structural dynamics of the system; although high bearing wear experienced, the damage in the surfaces may not necessarily alter the dynamic behavior of the rolling elements proportionally.

To sum up, Fig. 8 presents the frequency spectra resulting from the tests with T2 particles, fixed concentration, and from the tests with the respective worn bearings run in clean oil. Comparing both set of spectra, it is possible to see that the bearing vibration in contaminated oil is distinct from that measured with worn bearings, in this case occurring in a more specific range from 2000 to 3000 Hz. Analyses in low frequency band did not reveal any change either in the spectra or in the rms values.

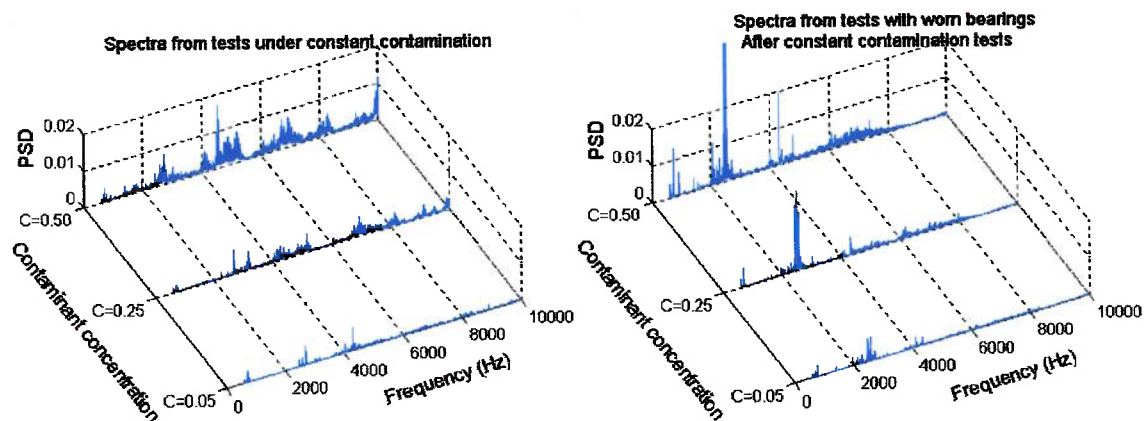


Figure 8. PSD plots (HF band) from the tests with fixed contaminant concentration method (left) and with worn bearings in clean oil.

#### 4. Summary and Conclusions

Ball bearings were tested in order to study vibration caused by the presence of contaminant particles in the oil and by the respective wear. The vibration was analyzed in terms of its rms value and power spectrum density. The results showed that vibration analysis in the high frequency band (600-10000 Hz) is able to distinguish the contamination level in the oil. Even with very low time of test (less than 30 min), significant wear was observed since the oil became darkened. It also affected bearing vibration in the high frequency band. When the bearings were re-tested in clean oil, the change in the vibration was proportional to the contamination level. The bearing vibration is less affected when contamination occurs with large size particles (111  $\mu\text{m}$ ) than when it occurs with smaller size particles (59  $\mu\text{m}$ ).

#### 5. Acknowledgements

The authors acknowledge CNPq (project no. 150108-04), Fapesp (project no. 03/10190-0) and Capes (Procad project no. 0136/01-8) for financial support and Tribolab for oil analyses.

#### 6. References

- Ai, X., Nixon, H. P., 2000, "Fatigue life reduction of roller bearings due to debris denting: Part II - experimental validation", *Tribology Transactions*, 43(2), pp. 311-317
- Berry, J. E., 1991, "How to track rolling element bearing health with vibration signature analysis", *Sound and Vibration*, pp. 24-35
- Castillo, R.S., Maru, M.M., Padovese, L.R., "Effect of lubricant oil viscosity and contamination on the mechanical signature of roller bearings", *Twelfth International Congress on Sound and Vibration*, Lisbon, 11-14th July 2005
- Johnson, M., 2005, "Is it time to buy 'quiet'? - Perfecting grease cleanliness", <http://www.machinerylubrication.com>
- Komiya, H., 1992, "Effect of contaminant in lubricant on noise of ball bearings", *NLGI Spokesman*, 56(5), pp. 173-180
- Kuhnell, B., 2005, "Wear in rolling element bearings and gears - how age and contamination affect them" <http://www.machinerylubrication.com>
- Lian-Chun, Z., Jia-ju, M., Zhi-ren, Q., 2003, "Effect of lubrication on the vibration characteristics of ball bearings", *Mocaxue Xuebao/Tribology*, 23(5), pp. 421-425
- Maru, M.M., Castillo, R.S., Padovese, L.R., 2005, "Detection of solid contamination in rolling bearing operation through mechanical signature analysis", *Twelfth International Congress on Sound and Vibration*, Lisbon, 11-14th July 2005
- Massouros, G. P., 1983, "Normal vibration of a plain bearing working under boundary lubrication conditions", *Tribology International*, Vol. 16, no. 5, pp. 235-238
- Miettinen, J., Andersson, P., 2000, "Acoustic emission of rolling bearings lubricated with contaminated grease", *Tribology International*, 33, pp. 777-787



Proakis, J. G., Manolakis, D. G., 1996, "Digital Signal Processing", Prentice Hall, USA  
SKF, 2005, "Principles of bearing selection and application",  
[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf\\_dm=shared&maincatalogue=1&lang=en&newlink=1\\_0\\_1](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf_dm=shared&maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_1).  
Snyder, D. R., Goodall-Wuttkowski, J., Ioannides, S., 1995, "Status of ball and roller bearing load and life ratings at SKF", ASME (Paper), 95-TRIB-58, 8 p.

## **5. Responsibility notice**

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.

**ANEXO 6. Artigo submetido em fase de análise para publicação  
em revista Tribology International. (co-autoria)**

## Study of solid contamination in ball bearing through vibration and wear analyses

M. M. Maru <sup>(1)</sup>, R. S. Castillo <sup>(1)</sup>, L. R. Padovese <sup>(1)</sup>

mmmaru@usp.br, ricardo.castillo@poli.usp.br, lrpadove@usp.br

(1) *Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo*

*Av. Prof. Mello Moraes 2231 CEP 05508-900 – São Paulo – Brazil*

*Phone no. 55-11-3091-5590*

*Fax no. 55-11-3814-2424*

---

### Abstract

In rolling bearings, occurrence of contamination by solid particles in the lubricant oil is one of the main reasons of early bearing failure. In face of this problem, not only the use of techniques concerning detection of solid contamination is important, but also investigation of the effect of contaminant characteristics, such as particle size and concentration, on bearing performance is required. Nowadays, non-invasive techniques, as vibration measurements, are being increasingly used for on-time monitoring of machinery performance. In this context, this work investigates the effect of lubricant contamination by solid particles on dynamical behavior of ball bearings, correlating vibration to wear. Experimental tests were performed with oil bath lubricated ball bearings. Quartz powder, in three concentration levels and different particle sizes was used to contaminate the oil. Vibration signal was analyzed in terms of the rms values. It was seen that the changes in the rms values of vibration in high frequency band, from 600 to 10000 Hz, were associated with the changes in oil lubrication in the bearing contacts, caused by oil contamination and wear damage in the bearing surfaces.

Keywords: quartz, contamination concentration, particle size, vibration, ball bearing, wear, denting

---

### 1. Introduction

In elastohydrodynamic lubrication regime occurring in rolling bearings, very high contact pressures elastically deform the surfaces, giving origin to small elliptical contact areas. The repetitive formation of these elastically deformed contacts eventually leads to surface fatigue [1]. Spalling is known as the typical failure mechanism happening in rolling bearings lubricated by oil bath [2]. Among other factors, the occurrence of elastic deformation sites is susceptible to existence of material defects near the

sub-surface region, as well as to presence of hard particles in the contact interface. However, since current improvements in cleanliness of bearing materials have led to reduce material defect initiated damage, surface initiated damage due to oil contamination has become one of the main causes for bearing failure [3, 4].

Contaminant in the oil-lubricated parts may be either solid or liquid. Solid contaminants can origin from environment, handling, or even from wear itself. They can have direct effect on lubrication, as in plain bearings for instance, where increase in contaminant concentration can make oil film thickness to decrease [5]. In this case, surface damage by mechanisms such as denting is inevitable. Dents essentially represent stress concentration sites, increasing possibilities for spalling occurrence and then accelerating the failure process [2, 4]. In terms of size of contaminant particles, some authors [1] state that the critical size is of the order of oil film thickness; others [6] report that, when particles of sizes larger than oil film thickness pass through the contact, localized pressure peaks have more chance to occur in the contact area. This fact would indicate that larger particles have a greater tendency to cause early fatigue spalling in the contact zone. Contaminant particles can lead to other damage mechanisms, such as scuffing, originated from oil starvation in the inlet of the contact zone [7], and melting, caused by heating produced by friction among the particles and the bearing elements [8]. Scuffing is related to larger particle sizes (100  $\mu\text{m}$ ); smaller particles (5 to 20  $\mu\text{m}$ ) can pass through the contact, giving origin to denting [8].

One of the ways of monitoring machinery performance during operation is through mechanical vibration measurement. In rolling bearings, an increase in vibration can be indicative of failure occurrence. According to Serridge [9], other techniques, such as oil analyses and temperature monitoring, can also provide advance warning of faults; however, vibration monitoring is more versatile since it can reveal a wider range of faults. Defects in bearings can excite vibration frequencies in both low and high frequency bands. Several works on the study of vibration frequency ranges influenced by lubricated contact can be found in the literature. One of these studies [6] indicates that changes in the contact phenomena are related to dynamic excitations in acoustic emission range, higher than 50 kHz. Another work [10] describes the detection of wear in the contacting elements by the vibration spectrum analysis in the low frequency range, up to 0.3 kHz. Other frequency ranges related to contact phenomena are also seen, for instance, in tests with plain bearings under boundary lubrication. In this case, shifts in the

vibration frequencies in the range from 0.2 to 10 kHz were related to the evolution of surface topography caused by running-in [11].

Extensive research [12, 13, 14, 15, 16, among others] is found in literature concerning the influence of contaminant particles on the wear of metallic bodies in lubricated contacts; on the other hand, studies relating the effect of contamination features to both, the wear and the vibration response of mechanical parts, are more occasional. It is known that contaminants in the oil can disturb bearing smooth operation [17]; in this case, bearing manufacturers assert that no typical frequency pattern is generated but an audible and disturbing noise may be created [18].

In the present work, basic procedures for vibration analysis of ball bearings were applied in order to investigate how the dynamical response of the bearing is affected by the oil contamination characteristics, such as contaminant concentration and particle size. Investigation on correlation of vibration to wear was also performed.

## 2. Experimental Method

The vibration signal was acquired from oil bath lubricated ball bearings assembled in an experimental rig. Figure 1 schematically shows a testing ball bearing in the rig. The applied load was radial, set through a load cell. Radial vibration was measured by an accelerometer placed on the bearing. During the test, a mixing system was employed to disperse the particles in the oil bath. Detailed description of the electronic instrumentation can be seen elsewhere [19].

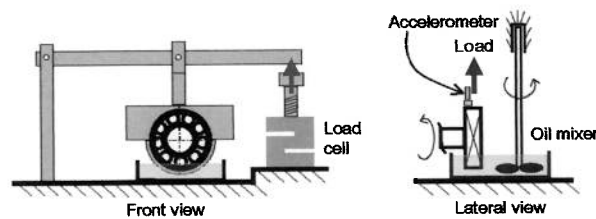


Figure 1: Experimental rig used in the ball bearing tests.

The ball bearings geometry is shown in Fig.2 while Figure 3 presents pictures of the microscopic surfaces of the inner race and the ball of a new bearing. The Ra roughness values measured on the inner and outer races and on the ball were respectively of 0.06  $\mu\text{m}$ , 0.08  $\mu\text{m}$  and 0.01  $\mu\text{m}$ .

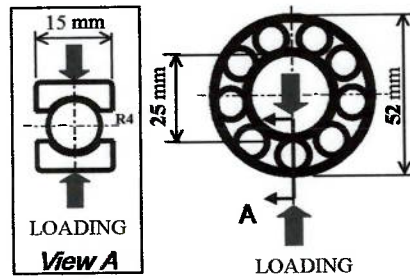


Figure 2: Geometry of the tested ball bearings.

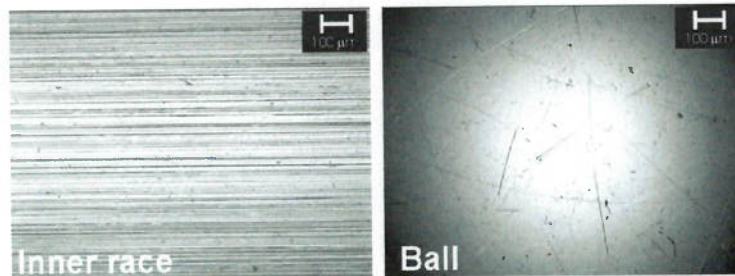


Figure 3: Microscopic appearance of the inner race and ball surfaces. Magnification: 100x.

Quartz ( $\text{SiO}_2$ ) particles of (T1) 37, (T2) 59 and (T3) 111  $\mu\text{m}$  average sizes were used as oil contaminant. The sizes were obtained through screens of 400 and 635, 270 and 325, and 150 and 200 mesh. Three concentration levels were selected: (C1) 0.05, (C2) 0.25 and (C3) 0.5 g/l. The effect of concentration on vibration was studied with T2C1, T2C2 and T2C3 contamination conditions, and the particle size effect was studied with T1C2, T2C2 and T3C2 contaminations. The morphology of the particles is shown in Fig.4. Mineral lubricant oil of 32 cSt viscosity (40 °C) was used without additives.

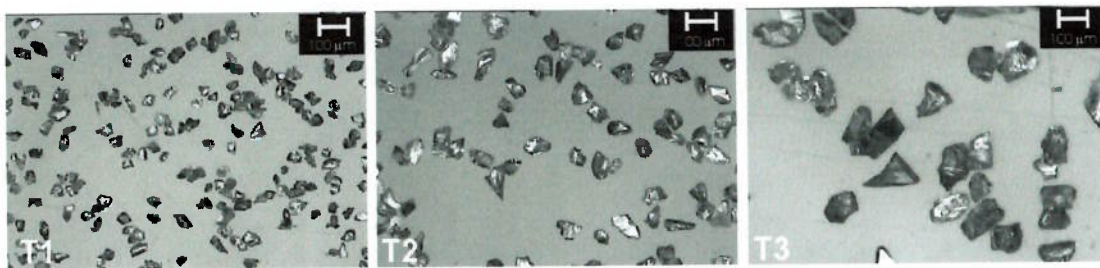


Figure 4: Morphology of the quartz particles used in the tests.

Before contamination, the bearing was run during 2 h in clean oil in order to stabilize oil bath temperature (measured temperature was  $40 \pm 2$  °C in 2 h). Shaft speed and applied load were set to 42 Hz and 1,300 N. The load corresponds to 2.3 GPa hertzian pressure and is near 10% of bearing dynamic capacity. Vibration signal was acquired at every 30 min, up to 2 h. Then, the test continued to run in clean oil under nine consecutive loading levels, with loads of 600 N (W1), 990 N (W2) and 1300 N (W3) and speeds of 21 Hz (S1), 42 Hz (S2) and 62 Hz (S3), the corresponding vibration data being recorded. The powder contaminant was then poured into oil bath. Contaminant dispersion was assisted by the use of a

mixing system. Ten vibration signals with contaminated oil were then acquired in the loading sequency: W3S2, W2S2, W1S2, W3S1, W2S1, W1S1, W3S3, W2S3, W1S3, W3S2. The total running time under contaminated oil was 16 min and three tests were performed with each contamination condition. Table 1 shows a summary of the test conditions under contaminated oil.

Table 1: Summary of the test conditions in contaminated oil.

Shaft speed (Hz)		Radial Load (N)		Concentration (g/l)		Particle size ( $\mu\text{m}$ )	
S1	21	W1	600	C1	0.05	T1	37
S2	42	W2	990	C2	0.25	T2	59
S3	62	W3	1300	C3	0.50	T3	111

After tested in contaminated oil, the same ball bearings were cleaned and re-tested in clean oil to investigate how wear, previously produced by oil contamination, affects vibration. Confronting the vibration results of these tests with the previous ones, a possible way for distinguishing the influences of contamination itself and bearing wear on vibration can be found.

Vibration acquisition was performed with 100,000 data points, with sampling rate set to 20 kHz. The data were stored in a PC and analyzed with respect to the values of rms (root mean square) related to some specific frequency bands. For wear study, roughness measurements, microscopic observation of the contacting surfaces and oil analyses by optical emission spectrometry, gravimetry and ferrography, were performed.

### 3. Results

Previous investigation on vibration related to lubricant contamination [19] has indicated that it is useful to examine the radial vibration of rolling bearings separately in two frequency bands: low (LF), comprising the frequencies below 600 Hz and high (HF), from 600 to 10000 Hz. LF band is more sensitive to the operating condition, being not affected by oil contamination, as is the case of HF band.

In order to illustrate the difference in vibration in the analyzed frequency bands in dependence of operating condition, Fig.5 shows the rms values of whole vibration frequency band, and of LF and HF bands, obtained from the tests in clean oil. The error bars represent standard deviation of the rms values of three tests. It can be seen that vibration in the overall and LF band are greatly affected by the test condition, essentially by bearing shaft speed, while vibration in the HF band is less affected. Figure 5 also shows that vibration is not significantly affected by radial load.

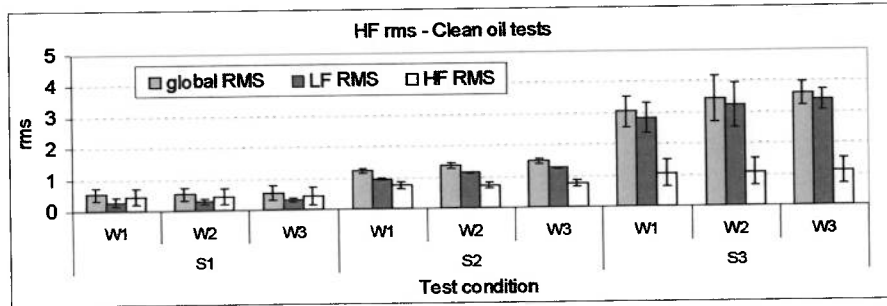


Figure 5: Rms values in frequency bands, related to vibration from the tests in clean oil. 1-600 Hz (LF), 600-10000 Hz (HF) and 1-10000 kHz (global), as a function of radial load and rotational speed. Error bars: standard deviation of three tests.

Following previous results [19], HF rms was considered for the analyses on vibration level due to oil contamination. Figure 6 shows the effect of contaminant concentration on vibration as a function of the test condition. Some main observations can be pointed out. First, the same trend is observed in all the loading conditions, e.g., the vibration level increases with contaminant concentration, apparently stabilizing for higher concentrations up to a limit value. This limit is around 4.5 times of the vibration in clean oil. Another observation is related to the comparison between the first and the last set of columns in the graph. These are the vibration levels in W3S2 test condition, from the acquisition at 2 min and 16 min of test time in contaminated oil. Despite little time under contaminated oil, noticeable increase in vibration is seen in all the concentration levels. It indicates significant change in dynamic behavior of the bearing, probably connected to wear occurrence.

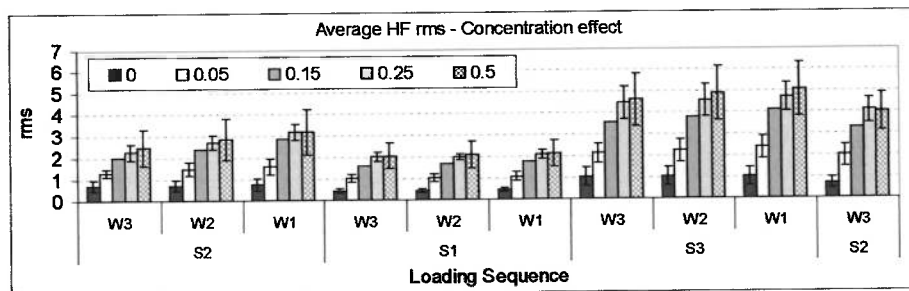


Figure 6: HF rms values as a function of the test condition, for all the studied contaminant concentration levels, T2 size. Error bars: standard deviation of three tests.

When analyzing the effect of particle size on vibration, one defined trend also appears in all loading conditions; however, differently from the concentration effect, when size increases, vibration level tends to increase first and then decrease for larger particles. Figure 7 presents these results. The decrease in vibration with larger particles indicates that particles of larger sizes have more difficulty in going into the contact interface. In fact, less damage was observed in the surfaces tested with T3 size. Two factors can have contributed to decrease the vibration level with T3 size: one is that the particles



used in the tests were well larger than oil film thickness. When calculated by elastohydrodynamic theory, the minimum oil film thickness was of the order of  $1 \mu\text{m}$  [20, 27]. Evidently, larger particles will have more difficulty in going into the contact interface. The other factor is a possible occurrence of particle settling phenomenon, since settling rate increases with square diameter of the particle [21]. Occurrence of particle settling in the tests was already discussed in another work, where bearings were also tested in contaminated oil of different viscosity grades [22]. In addition to this observation, Fig.7 also shows that, similar to Fig.6, vibration level increased significantly after 16 min in contaminated oil with all particle sizes; the probable reason being the wear effect on vibration.

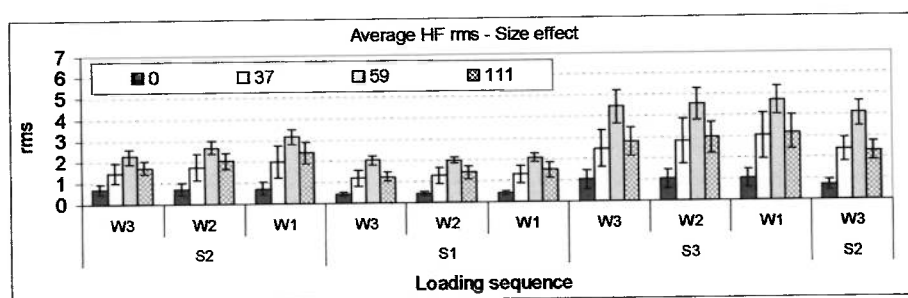


Figure 7: HF rms values as a function of the test condition, for all the studied contaminant particle sizes, C2 concentration. Error bars: standard deviation of three tests.

In order to know what magnitude of the vibration level was due to wear and what was due to the presence of contaminant particles, the same ball bearings were cleaned and re-tested in clean oil. Figure 8 shows all the HF rms values for W3S2 loading condition. Comparing the columns in Fig.8(a) and 8(b), it is possible to see the vibration level originated from contamination plus wear and from wear alone. Figure 8(c) shows the respective differences in these vibration levels. The three last columns in Fig.8(a) and 8(b) show that, increasing the contaminant concentration level, the vibration level of the resulting worn bearing is changed proportionally to its vibration in contaminated oil. Also, both vibration levels, related to contamination plus wear and to wear only, seem to stabilize for higher contamination concentrations. In contrast, such a proportionality is not seen when comparing the first three columns in Fig.8(a) and 8(b). For instance, with T1C2 contamination, the vibration level due to wear alone is almost the same as the vibration due to contamination plus wear. This is clearly shown in Fig.8(c). This fact can make sense if one relates little change in the overall dynamics when smaller particle sizes pass along the contact; however, the overall dynamics is in fact affected because of substantial change in the topography of the contacting surfaces, caused by wear damage (see Fig.10). On the other hand, with T3C2 contamination, the results are supposed to have been affected by the significant effect of particle settling.

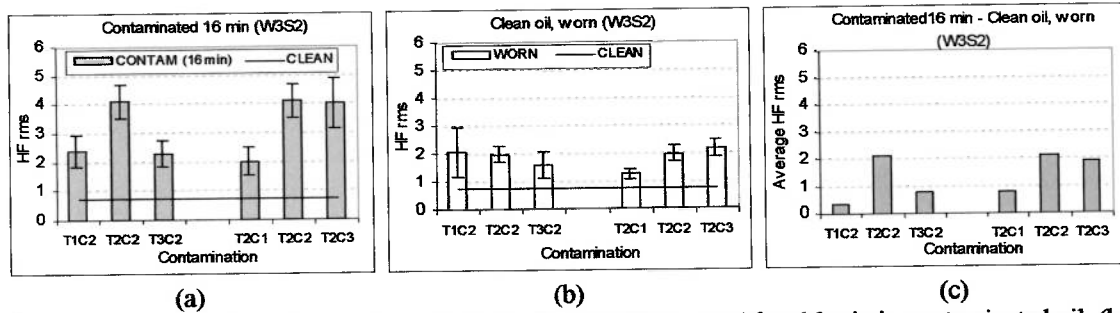


Figure 8: HF rms values from tests in W3S2 loading condition. (a) After 16 min in contaminated oil; (b) with the same bearings after tested in contaminated oil and test re-tested in clean oil; (c) Difference between the bearing vibration in contaminated oil and worn bearing vibration.

Roughness surface of the tested bearings was measured through Ra parameter, in order to quantify surface damage caused by the contaminant particles. Figure 9 shows the results. From Fig.9(a) and 9(b), surface damage is clearly noticed, as all the Ra values were significantly increased after the test in contaminated oil. Observing the trends of combined average Ra, considering both Ra values, ball plus inner race (Fig.9(c)), with the contamination concentration and size, some correlated behavior is observed with the vibration of the respective worn bearings (Fig.8(b)), as previously expected.

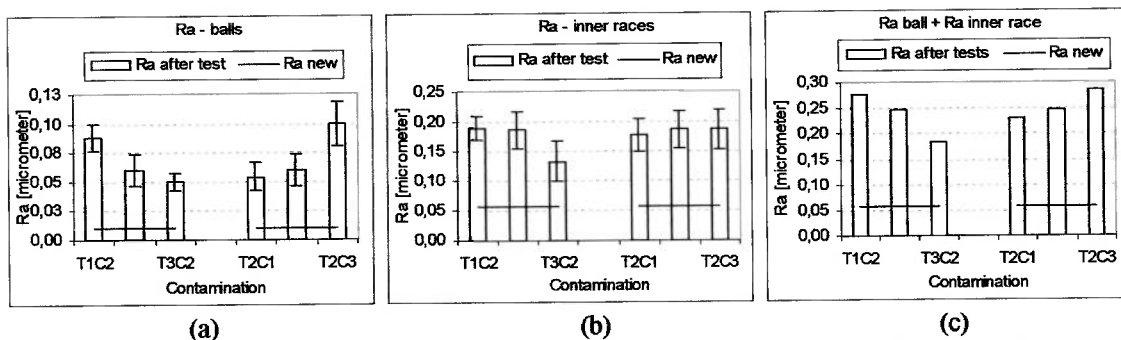


Figure 9: Ra roughness values of the balls (a) and the inner races (b) of the tested bearings before (new ones) and after the tests is contaminated oil.

Wear was also quantified through oil analyses. Optical emission spectrometry technique is traditionally able to detect iron content from particles up to  $5 \mu\text{m}$  size. The same technique can be adapted to detect iron from particles up to  $50 \mu\text{m}$ . Figure 10 shows considerable iron contents resulting from both detection ranges. It is interesting to see that vibration was correlated with wear more in terms of surface damage than iron loss from the contacting elements, especially when looking at Fig.10(b), which shows most of iron loss.

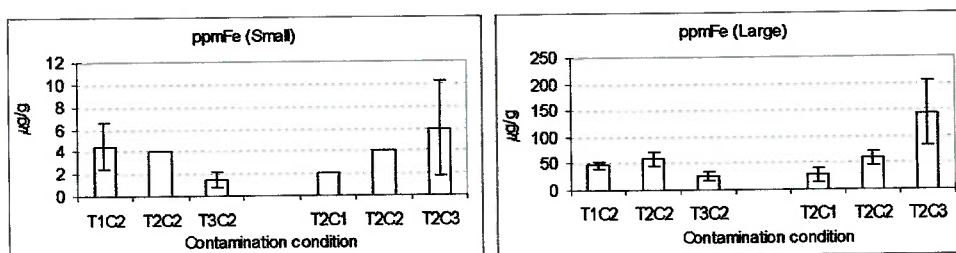


Figure 10: Iron content resulting from spectrometric analyses of the tested oils, as a function of contamination condition.

### Wear mechanism analysis

The surfaces of the contacting elements were microscopically examined with the aim of verifying the wear mechanisms. Despite contaminating with particle sizes much larger than the minimum theoretical oil film thickness [20], the obtained results confirmed that the contaminant acted to damage the surfaces. Figure 11 shows typical worn surfaces after test in T2C2 contaminated oil. Comparing all the worn surfaces, different grades in damage were noticed with concentration and particle size, being that the trend followed the Ra measurements of Fig.9. Dent-like features appear distributed along the surfaces and there is not any evidence of scuffing. Detailed analyses through scanning electron microscope revealed a mechanism similar to spalling in the dented area. Figure 12 shows a typical feature of a dented area in a ball. It is noticed that the spalling area is much smaller than those reported in the literature for fatigue spalling [1, 23, 24]. Some authors also identify the surface originated damage as peeling [25], what actually seems to better describe the damage feature observed in the tested bearing surfaces.

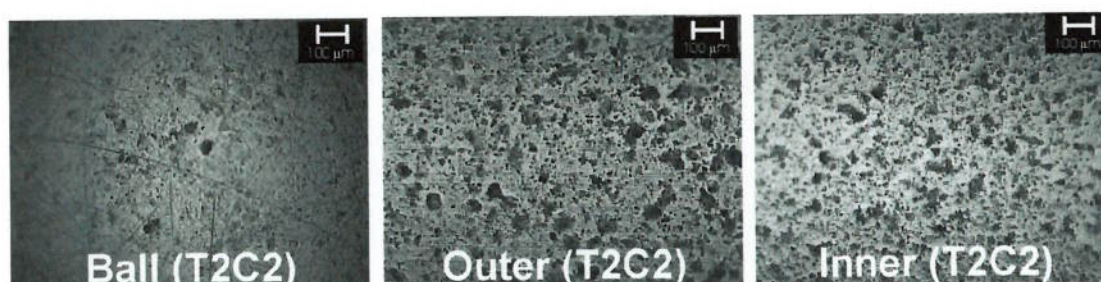


Figure 11: Microscopic observation of worn bearing surfaces after tests in T2C2 contamination condition.

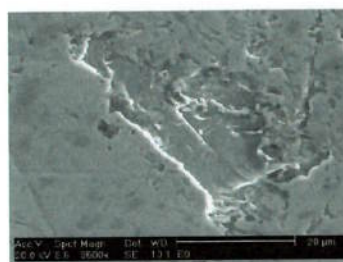


Figure 12: Detail of the surface damage in a ball after T2C2 contaminated test; peeling-like mechanism.

In terms of wear severity, ferrographic analyses of the oil after test with T2C3 contamination revealed occurrence of laminar particles up to 26  $\mu\text{m}$  size and abrasion particles up to 200  $\mu\text{m}$ , both being indicatives of severe wear. It is known that severe wear can occur depending on the ratio of the hardness of the particle material to that of the bearing material [26]. In the present study, the quartz to the bearing steel hardness ratio, of 1000 to 700 HV in average, results 1.4. This value is in the range of transition from mild to severe wear. Precise value depends on other factors; among them is the particle sharpness. Figure 4 showed sharp particles, which favor the occurrence of severe wear. Anyway, in spite of severe damage mechanisms, the dimensional wear was minimum, since the internal radial clearance, measured before and after the tests, of 13  $\mu\text{m}$  in average, has not changed.

#### 4. Conclusions

In the present work, ball bearings were tested in order to study the effect of oil contamination on vibration level and the correlation of vibration to wear. The vibration analysis method through the rms of high frequency band vibration, from 600 to 10000 Hz, was effective in characterizing how contamination features, namely the particle size, the concentration level and the consequent bearing wear, affect the vibration behavior.

The effect of contaminant concentration on vibration was distinct from that of the particle size. The vibration level increased with concentration level and tended to stabilize in a limit. On the other hand, as the particle size increased, the vibration level first increased and then decreased. Particle settling effect was a probably factor for vibration level decrease.

Vibration levels increased along the test time in contaminated oil even with only 16 min of test, because of wear of the bearing elements. That is, the vibration level measured in the oil-contaminated tests was significantly affected by vibration due to wear. The vibration level due to wear was mainly correlated with the overall surface damages caused by contamination.

In the contaminated tests, the vibration due to wear depended on the contamination features. For increasing concentrations, vibration due to wear was proportional to vibration due to contamination. The same was not true in terms of particle size effect, for instance, in the case of the smallest particle size (37  $\mu\text{m}$ ), vibration due to wear was much higher than vibration due to contamination only.

In terms of wear, severe regime was identified in the oil-contaminated tests, although measurements of internal radial clearance of the bearings have indicated absence of dimensional wear.

The bearing surfaces were severely damaged by a peeling-like mechanism, distributed along all the bearing surfaces. Abrasion was also identified through ferrography.

### 5. Acknowledgements

The authors acknowledge CNPq (project no. 150108-04), Fapesp (project no. 03/10190-0) and Capes (Procad project no. 0136/01-8) for financial support, Tribolab, in special to Eng. Tarcisio Baroni, for oil analyses, NSK for radial clearance measurements and FAG for roughness measurements.

### 6. References

- [1] Kuhnell, B. Wear in rolling element bearings and gears – how age and contamination affect them, *Machinery Lubrication Magazine*, September 2004, Available (January 2005), [http://www.machinerylubrication.com/article\\_detail.asp?articleid=664&relatedbookgroup=Lubrication](http://www.machinerylubrication.com/article_detail.asp?articleid=664&relatedbookgroup=Lubrication)
- [2] Gabelli, A.; Kerrigan, A.; De Blic, E. HN rolling bearings for extended service life, *Progress in Heat Treatment and Surface Engineering*, 2000, p.397-408
- [3] Snyder, D R. ; Goodall-Wuttkowski, J; Ioannides, S, Status of ball and roller bearing load and life ratings at SKF, *American Society of Mechanical Engineers (Paper)*, no.95-TRIB-58, 1995, 8pp.
- [4] Girodin, D; Ville, F; Guers, R; Dudragne, G., *Rolling contact fatigue tests to investigate surface initiated damage and tolerance to surface dents*, *ASTM Special Technical Publication*, no.1419, 2002, p.263-281
- [5] Tomimoto, M, *Experimental verification of a particle induced friction model in journal bearings*, *Wear*, V.254, 2003, p.749-762
- [6] Miettinen J, Andersson P, *Acoustic emission of rolling bearings lubricated with contaminated grease*, *Tribology International*, V.33, p.777-787, 2000
- [7] Yoshida, K; Sakurai, T., *Mechanism of valve train wear caused by diesel soot*, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, V.33, no.8, 1988, p.629-636
- [8] Nikas, G.K.; Sayles, R.S.; Ioannides, E. *Effects of debris particles in sliding/rolling elastohydrodynamic contacts*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, V.212, no.5, 1998, p.333-343
- [9] Serridge, M, *Fault detection techniques for reliable machine condition monitoring*, *Sound and Vibration*, p.18-22, 1989
- [10] Peng Z, Kessissoglou N, *An integrated approach to fault diagnosis of machinery using wear debris and vibration analysis*, *Wear*, V.255, 2003, p.1221-1232
- [11] Massouros, G. P. *Normal vibration of a plain bearing working under boundary lubrication conditions*, *Tribology International*, V.16, no.5, p.235-238, 1983
- [12] Misra, A., Finnie, I. *On the size effect in abrasive and erosive wear*, *Wear*, V.65, p.359-373, 1981
- [13] Torrance, A. A. *The effect of grit size and asperity blunting on abrasive wear*, *Wear*, V.253, p.813-819, 2002

- [14] Ioannides, E. Methods of estimating the effects of contamination and denting in rolling bearings - current developments, National Conference Publication - Institution of Engineers, Australia, no.92 pt 10, 1992, p.65-70
- [15] Watanabe, S.; Saki, K.; Asanabe, S.; Fukutomi, M. Evaluation for wear life of journal bearing lubricated by contaminated oils, Elsevier Science Publ Co, V.1, 1985, p.85-90
- [16] Dwyer-Joyce R. S., Sayles R. S., Ioannides E. An investigation into the mechanisms of closed three-body abrasive wear, *Wear*, V.175, no.1-2, 1994, p.133-142
- [17] Johnson, M. Is it time to buy 'quiet'? – Perfecting grease cleanliness, Available (January 2005) <http://www.machinerylubrication.com>
- [18] Skf, Principles of bearing selection and application, Available (April 2005) [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf\\_dm=shared&maincatalogue=1&lang=en&newlink=1\\_0\\_1](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf_dm=shared&maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_1)
- [19] Maru, M. M., Serrato-Castillo, R., Padovese, L. R. Detection of solid contamination in rolling bearing operation through mechanical signature analysis, Twelfth International Congress on Sound and Vibration, 11th-14th July 2005, Lisbon, Portugal
- [20] Maru, M. M., Serrato-Castillo, R. S., Padovese, L. R. Influence of oil contamination on vibration and wear in ball and roller bearings, to be published.
- [21] Carver, R. E. Procedures in sedimentary petrology, Wiley-Interscience, 1971, New York
- [22] Serrato-Castillo, R., Maru, M.M., Padovese, L.R. Effect of lubricant oil viscosity and contamination on the mechanical signature of roller bearings, Twelfth International Congress on Sound and Vibration, 11th-14th July 2005, Lisbon, Portugal
- [23] Hampshire, J. M., Nash, J. V., Hollox, G. E. Materials evaluation by flat washer testing, In: Rolling contact fatigue testing of bearing steels, ASTM STP 771, J. J. Hoo (Ed), American Society for Testing and Materials, 1982, p.46-66
- [24] Jonhston, G. B., Andersson, T., Amerogen, E., Voskamp, A. Experience of element and full-bearing testing of materials over several years, In: Rolling contact fatigue testing of bearing steels, ASTM STP 771, J. J. Hoo (Ed), American Society for Testing and Materials, 1982, p.190-205
- [25] Zum-Gahr, K. H. Microstructure and wear of materials, Elsevier, Amsterdam, 1987, p.505
- [26] Kruschov, M. M. Resistance of metals to wear by abrasion as related to hardness. In: Conference on Lubrication and Wear, London, Proceedings of Institution of Mechanical Engineering, 1957, p.655-659
- [27] Harris, T. A. "Rolling Bearings Analysis", Chap.12: Mechanics of lubrication in concentrated contacts (p.342-378), John Wiley & Sons, Inc., 565 pp., 1984, USA/Canada

**ANEXO 7. Artigo submetido em fase de análise para publicação  
em revista Tribology International. (co-autoria)**

# **Influence of oil contamination on vibration and wear in ball and roller bearings**

M. M. Maru <sup>(1)</sup>, R. Serrato-Castillo <sup>(1)</sup>, L. R. Padovese <sup>(1)</sup>

mmmaru@usp.br, ricardo.castillo@poli.usp.br, lrpadove@usp.br

<sup>(1)</sup> Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, Brasil

*Av. Prof. Mello Moraes 2231 CEP 05508-900 – São Paulo – Brazil*

*Phone no. 55-11-3091-5590*

*Fax no. 55-11-3814-2424*

## **ABSTRACT**

This work aims to compare the vibration behavior of roller and ball bearings operating with clean and quartz contaminated lubricants. The contaminant quartz particles of 59  $\mu\text{m}$  average size were tested in three concentration levels: 0.05, 0.25 and 0.5 g/l. Differences in vibration response were observed regarding the rms value of vibration data in the high frequency band (600-10000 Hz); the consequent wear was also studied and both analyses were correlated to the differences in the tribological features.

*(Obs.: Structured abstract is in other electronic file)*

**Keywords:** solid contamination, vibration, ball bearing, roller bearing, wear

Word count: 3218



## INTRODUCTION

Rotating machines can make use of several kinds of rolling bearings, a number of selection criteria are described in the manufacturers' catalogs. Among the bearing types, ball and roller bearings are vastly applied. Each bearing type displays characteristic properties, based on its design, which makes it more, or less, appropriate for a given application (SKF, 2005). Among the most important factors to be considered when selecting a standard bearing type, noise, stiffness and possibility of axial displacement can be cited. Other important criteria to be observed when designing a bearing arrangement include friction and load carrying capacity and the consequent lifetime. These factors may interact between them; for instance, the amount of friction, which is a determining performance factor when heat generation in the bearing is concerned, depends on the load and on several other parameters, such as the bearing type and size, the operating speed and the properties and quantity of lubricant (SKF, 2005). When comparing roller to ball bearings, higher friction is expected with rollers, due to the particular contact features (SKF, 2005).

Concerning bearing lifetime, most bearing manufacturers publish detailed life-load analysis procedures, where bearing life calculations take into account several influences; among these, the effects of lubricant viscosity and cleanliness are huge (EPI, 2004). Lubricant contamination is a critical factor in lessening the fatigue life because of surface denting that origin concentration stress sites on the contacting surfaces (Gabelli, Kerrigan and De Blic, 2000; Girodin et al., 2002). The basic rating life "L" only considering failure by fatigue damage can be determined according to ISO standards by the relation  $L=10^6*(C/P)^p/(60*n)$ , where "C" is the dynamic load capacity, obtained from fatigue life tests; "P" the equivalent dynamic load; "p" is 3 for balls and 3.33 for rollers and "n" is the rotational speed (NSK, 2004; Efunfa, 2005). This relation indicates that for the same (C/P) and rotational speed, the life expectancy will be lower for ball bearings than for roller bearings. For instance, using (C/P) of 10 and 2.000 rpm speed, the bearing fatigue life can reach 10.000 h using balls and 20.000 h using rollers. The calculated lifetimes are significantly changed when lubricant is contaminated, in 70% to 80% less, depending on the contamination level (FAG, 1997(a)). Companies dealing with oil contamination analyses (HYDAC, 2005; FAG, 1997(b)) point out that roller bearings can withstand higher contamination level than ball bearings without having their performance affected. This fact is an indication that ball bearings would wear faster with higher lifetime reduction under a same lubricant contamination level. Conversely, higher wear with

roller bearings was found in the performed experimental tests. In order to explain such a finding, the tribological characteristics of both bearing types were put into discussion.

Besides friction and life, vibration and noise response of rolling bearings are also considered when selecting a bearing type. According to published information in some manufacturers' catalogs (SKF, 2005; NSK, 2004), stiffness, or the magnitude of the bearing elastic deformation under load (SKF, 2005), is higher for roller than for ball bearings. This should contribute to finding less vibration with roller bearings. On the other hand, when a radial load is applied to a bearing, the number of rolling elements carrying load varies during operation; this fact generates a displacement in the direction of the load (SKF, 2005). Thus, vibration is likely to depend on the internal clearance ranges. Consequently, roller bearings, having larger internal clearances when compared to ball bearings (SKF, 2005; NSK, 2004), would probably emit more vibration. In the present work, vibration was in fact higher with roller bearings. In case of operating in contaminated conditions, dirt particles may enter the bearing and then the generated vibration level will also be dependent on the amount, the size and the composition of the entering contaminant particles. Some manufacturers state that, in this case, audible and disturbing noise with no typical frequency pattern may be generated (SKF, 2005). When oil was contaminated in the performed tests, very distinct changes in vibration level were found with roller bearings compared to ball bearings.

Vibration measurement is commonly used for on-line condition monitoring of machinery, being relatively easy-to-work. In this context, the present work investigates differences in the vibration level of ball and roller bearings and how this level is affected when operating under contaminated oil. The contacting characteristics of both bearing types were considered in order to determine the existence of correlations between tribological aspects and vibration phenomena. In what concerns vibration analysis, basic procedures were applied based on previous work (Maru, Serrato-Castillo, Padovese, 2005).

#### **EXPERIMENTAL METHODOLOGY**

Radial vibration data were acquired from ball and roller bearings under radial load and oil bath lubrication. A laboratorial arrangement was used for the tests, as shown schematically in Figure 1. A mixing system was employed to disperse the contaminant particles in the oil bath. Details of the electronic instrumentation and assembling steps are described elsewhere (Maru, Serrato-Castillo, Padovese, 2005).

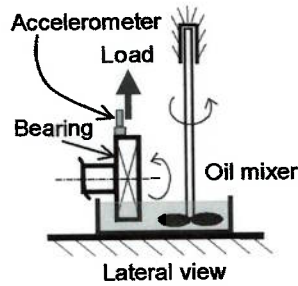


Figure 1: Scheme of the experimental rig used for bearing tests.

Figure 2 shows the geometry of the tested rolling bearings and Fig.3 presents the microscopic aspect of the surfaces of the bearing elements. The  $R_a$  roughness of the inner race, outer race and rolling element were respectively 0.06, 0.08 and 0.01  $\mu\text{m}$  for new ball bearings and 0.09, 0.12 and 0.13  $\mu\text{m}$  for new roller bearings. Considering these values, one can obtain the  $\sigma$  values as shown in Table 1, where  $\sigma$  represents the combined surface roughness, calculated as  $(Ra_1^2 + Ra_2^2)^{1/2}$  for the contact between the surfaces 1 and 2 (Hutchings, 1992).

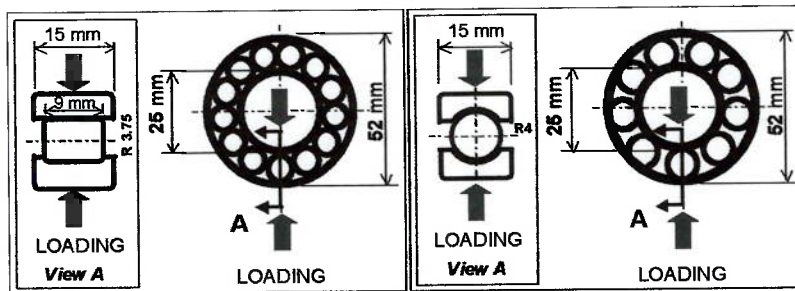


Figure 2: Geometry of roller and ball bearings (no. NU205 and 6205).

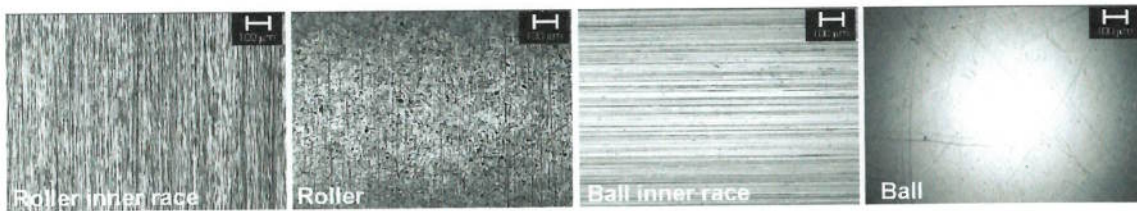


Figure 3. Typical microscopic surface of the tested rolling bearings, 100 x magnification.

Table 1:  $\sigma$  values of the selected rolling bearing types.

ID	Bearing contact	$\sigma$ [ $\mu\text{m}$ ]
$\sigma_{bi}$	Ball and inner race	0.06
$\sigma_{bo}$	Ball and outer race	0.08
$\sigma_{ri}$	Roller and inner race	0.16
$\sigma_{ro}$	Roller and outer race	0.18

The lubricant was pure mineral oil, ISO 32 (103 viscosity index), 0.04 mgKOH/g total acidity number, usual of oils without additives. Oil contamination was produced by means of quartz ( $\text{SiO}_2$ )

particles of 59  $\mu\text{m}$  average size, obtained by screening method, using screens of 270 and 325 mesh. The contamination concentration levels in the oil were 0.05 g/l (C1), 0.25 g/l (C2) and 0.5 g/l (C3).

In the tests, load was respectively set to 1300 N and 1770 N for the tests with ball and roller bearings. These correspond to nearly 10% of the dynamic load capacity of the bearings. Shaft speed was 42 Hz. The tested bearings were first run in clean oil for about 2 h, in order to stabilize oil temperature. Then, the contaminant particles were poured into the oil. All the tests were repeated three times.

Vibration data collected at each acquisition had 100,000 points, with 20 kHz sampling rate. The data were stored in a PC and analyzed through the Matlab software, with respect to the values of rms (root mean square) related to specific frequency bands. The power density spectrum (PSD) of the acceleration signal, estimated through the Welch method (Proakis and Manolakis, 1996), was also used to study the signals.

For wear investigation, samples of tested oils were analysed through optical emission spectrometry. This technique is traditionally able to detect iron content (ppm in  $\mu\text{g/ml}$ ) of particles present in the oil sample, up to 5  $\mu\text{m}$  size. For the tested oils, this method was adapted to allow detecting the iron content in larger particles, from 5 to 50  $\mu\text{m}$ .

## **RESULTS AND DISCUSSION**

Calculations based on the elastohydrodynamic theory (Harris, 1984) were performed in order to estimate the differences among the tribological characteristics originated from the distinct contact geometries of the tested bearing types. Table 2 presents the results.

Table 2: Summary of results obtained from the calculations based on the elastohydrodynamic (EHD) theory for ball and roller bearings ( $\lambda$  = minimum oil film thickness  $\div$   $\sigma$ ).

Test conditions	Ball bearing	Roller bearing	% Difference (roller relative to ball)
Applied radial load (W) [kN]	1.3	1.77	+36
Measured oil bath temperature (@ 2 h running) [°C]	40 $\pm$ 2	45 $\pm$ 2	+13
Calculated values through EHD theory			
Maximum radial load in one rolling element [N] (*)	732	681	-7
Maximum inner hertzian pressure [GPa]	2.29	0.95	-58
Maximum outer hertzian pressure [GPa]	1.91	0.78	-59
Inner hertzian contact area [mm <sup>2</sup> ]	0.48	0.46	-5
Outer hertzian contact area [mm <sup>2</sup> ]	0.57	0.55	-3
Minimum inner oil film thickness (@ 42 Hz) [ $\mu\text{m}$ ]	0.8	1.0	+33
Minimum outer oil film thickness (@ 42 Hz) [ $\mu\text{m}$ ]	1.0	1.2	+33
$\lambda$ (@ 42 Hz, inner)	14	6	-60
$\lambda$ (@ 42 Hz, outer)	13	7	-48

(\*) This was the load value considered for the elastohydrodynamic calculations

Comparing the values between ball and roller bearings, it is first seen that, although the applied radial load had been higher with the roller bearing, its maximum radial load, considering one rolling element, was smaller, because of more number of rolling elements in the roller bearing (13 rollers against 9 balls). Besides that, linear contact occurring in roller bearing was also another parameter in promoting significantly smaller contact pressure with this bearing type, in almost 60% smaller than of that with ball bearings. Secondly, although oil temperature had been higher with roller bearings, this bearing type operated with larger thickness of oil film, being 33% larger than with ball bearings. In contrast, the corresponding  $\lambda$  factor (relation between oil film thickness and the combined surface roughness) was much smaller with roller than ball bearings, being the difference in surface roughness of the bearing elements the main reason for that. Smaller mechanical loading and larger oil film thickness with roller bearings would suggest more smooth contact with this bearing type. On the other hand, small  $\lambda$  values indicate more chance of metallic contact; in this case, it would happen in the tests with roller bearings. Thus, more wear would be expected in the tests with roller bearings in contaminated oil. In terms of vibration, the difference in  $\lambda$  factor is also indicative of higher vibration with roller bearings. Actually, in the performed tests, it will be shown that both vibration and wear were higher with roller bearings than with ball bearings.

Figure 4 shows the vibration levels resulting from some tests with roller and ball bearings during heating step in clean oil. The values in this Figure correspond to the rms values of vibration frequency band from 600 to 10000 Hz (HF rms). These were chosen for bearing vibration analysis because previous results [10] have indicated noticeable sensitivity of them to changes in the lubricated contacts of bearings. Indeed, preliminary analyses of vibration regarding the rms in the overall and in 0-600 Hz frequency bands, including tests under other shaft speeds (21 and 62 Hz), have confirmed that the distinction between the bearing types was actually better seen through HF rms analysis.

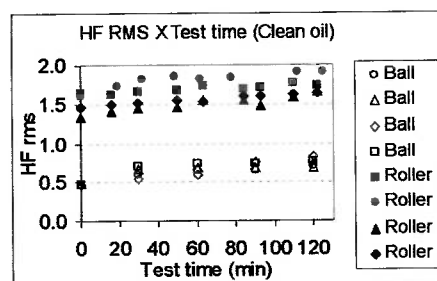


Figure 4: HF rms values from the tests with ball and roller bearings in clean oil, as a function of test time.

From Fig.4, it is seen that, although being considered more rigid and subjected to lower loading than ball bearings, roller bearings had nearly 125% higher vibration level. Their vibration was already

higher at beginning of test. Previous comments related higher vibration level with roller bearings to their smaller  $\lambda$  factor. However, since the difference in vibration was two times higher than in  $\lambda$  factor, other reasons should be considered for the prominent difference in vibration. One is the possibility of free motion in axial direction, which is minimized in ball bearings (see Fig. 2). Another reason can be the occurrence of more number of contacting interfaces (13 against 9), denoting more sites for radial vibration excitation with roller bearings [5]. Both factors may be related to more intense friction phenomena occurring with roller bearings. In fact, this was verified in the tests, as oil temperature has reached higher value with roller bearings. Another contributing factor for roller bearing vibration would be the larger internal radial clearance of this bearing type. Performed measurements resulted in averages of 35  $\mu\text{m}$ , against 12  $\mu\text{m}$  for ball bearings.

On the other hand, when oil was contaminated, vibration in the tests with roller bearings was affected less, compared to vibration with ball bearings. This can be seen in Fig.5, where Fig.5(a) shows results from the tests with roller bearings and Fig.5(b) with ball bearings. The values in minutes represent the vibration measurement time under contaminated oil condition. With ball bearings, each test was performed under constant contamination level along 16 min time. In the case of roller bearings, in order to minimize the number of bearings to be tested, the contamination level was sequentially increased from C1 to C3, taking 6 min time in average under each concentration. In spite of distinct contamination methods, it is still possible to distinguish dynamics of ball bearing from that of roller bearing in terms of some contamination-originated vibration features. A first observation can be made by comparing Fig.5(a) to Fig.5(b). In Fig.5(a), when oil was contaminated with C1 level, roller bearing vibration increased from 1.6 to 1.7, or 6%, in 5 min of test time. In Fig.5(b), it is seen that vibration in the ball bearing tests increased from 0.8 to 1.3, that is, more than 60%, when contaminated with C1 level, even though only 2 min had been run in contaminated oil. Another observation made by comparing the total vibration increase in Fig.5(a) and (b) is that roller bearing vibration increased 106% after running 21 min, where oil was sequentially contaminated with C1, C2 and C3. On the other hand, ball bearings had already 150% increase in vibration after a shorter time of 16 min running only in C1 contamination. Both observations indicate that vibration of roller bearings is actually less susceptible to oil contamination.

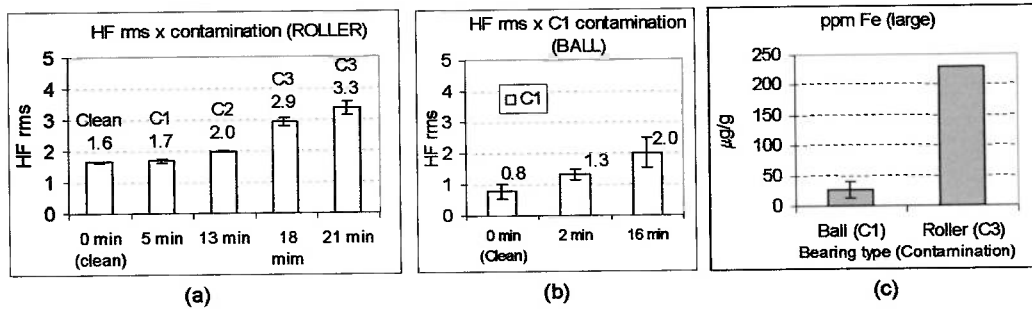


Figure 5: HF rms values of the tests with roller (a) and ball (b) bearings in clean and contaminated oil, and iron content in oil after the tests with roller and ball bearings in contaminated oil (c).

Two main influences can be considered to change the dynamics of the bearing elements in contaminated oil tests: one would be originated from the contaminant particles passing through the contacts; another one would be the change in surface topography of the bearing contacting elements caused by wear occurrence. Wear loss was confirmed through spectrometric analyses of the tested oils, whose results are shown in Fig.5(c). At this point, it has to be clarified that all the wear losses were relatively small, because all the measured radial clearances after the tests were unchanged. Anyway, the graphs of Fig.5 reveal less wear loss and more increase in vibration with ball bearings when compared to roller bearings. Therefore, there could be no quantitative relation among wear loss and vibration increase when comparing the tested bearings.

On the other hand, concerning only the test results with ball bearings, other aspects could be pointed out. Figure 6 presents the comparative results of wear loss (Fig.6(a)) and vibration (Fig.6(b)) of ball bearings tested in contaminated oil under C1, C2 and C3 concentration levels. In this case, it is possible to see that wear loss always increased with contamination level. However, such a behavior in the wear loss cannot still be strictly related to vibration, since Fig.6(b) shows that the vibration level with C2 contamination was very similar to that with C3 contamination. It appears that contamination and wear have weighed differently to affect the vibration level as a function of concentration level.

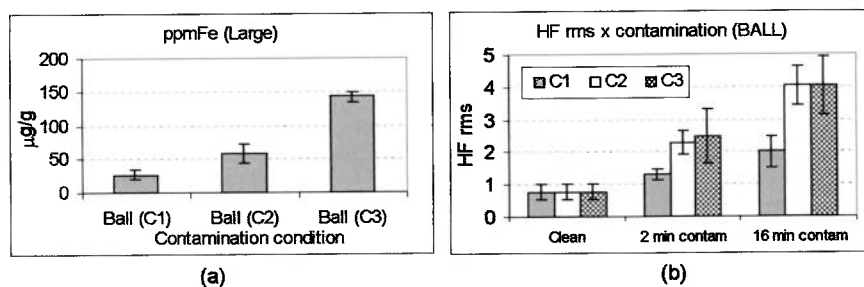


Figure 6: Iron content in the oil (a) and HF rms values (b) from the tests with ball bearings.

In terms of surface damage in the tests with ball bearings, it can be seen in Fig.7 similar increasing trend as that seen in Fig.6(a) for wear loss. Figure 7 also shows the worn surface of a roller after test in contaminated oil. Surface damage seemed to be more severe in the roller if compared to those of the balls. This fact is in agreement to the comparative results of Fig.5(c).

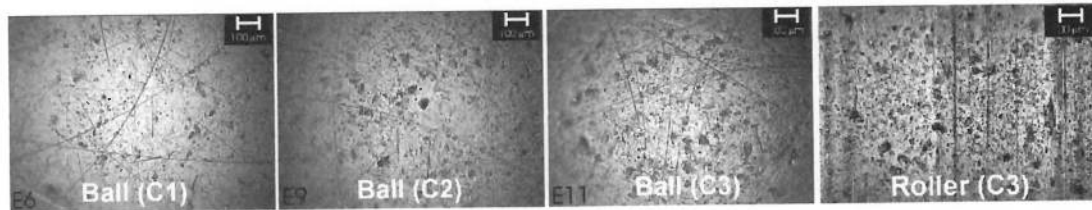


Figure 7: Microscopic observation of ball and roller surfaces after the tests in contaminated oil.

The considerations above imply that the vibration analysis method applied here does not allow quantitative comparisons between roller and ball bearings in terms of their dynamic performance when operating in contaminated oil. However, the method can effectively identify qualitatively changes in lubrication related phenomena of a specific rolling bearing type, what was shown with ball bearings with contamination concentration.

#### **SUMMARY AND CONCLUSIONS**

Ball and roller bearings were tested in order to detect differences in the effect of oil contamination by hard particles through vibration monitoring technique. Vibration analysis through rms in high frequency band (0.6-10 kHz) was able to reveal differences in the dynamical behavior of the two bearing types when running in clean oil. In this case, vibration level was higher in 125% for roller bearings when compared to that for ball bearings. The main reason for that was related to smaller  $\lambda$  factor. Other differences, such as the extent of axial motion, the number of contacts and the measured internal clearance can also be additional reasons for distinct vibration behavior.

When the bearings were run in contaminated oil, the sensitivity of roller bearing vibration to contamination was much less accentuated than that of ball bearings. Wear occurrence was seen in the tested bearings, in direct proportion to the contaminant concentration. With ball bearings, it was seen that vibration levels can be strictly related to the contaminant concentration and wear up to certain limit. Comparatively, changes in vibration due to wear were smaller with roller bearings, despite their higher wear experienced.



## **ACKNOWLEDGEMENTS**

The authors acknowledge CNPq (project no. 150108-04), Fapesp (project no. 03/10190-0) and Capes (Procad project no. 0136/01-8) for financial support, Tribolab (Eng. Tarcisio Baroni) for oil analyses, FAG for surface roughness measurements and NSK for radial clearance measurements.

## **REFERENCES**

- Efunda (2005), "Rotary Bearings: Life and Load: Rotary Bearing: Load/Life Calculation". Available (April 2005) [http://www.efunda.com/DesignStandards/bearings/bearings\\_rotary\\_ld\\_life.cfm](http://www.efunda.com/DesignStandards/bearings/bearings_rotary_ld_life.cfm)
- Epi (2004), "Bearing life prediction". Available (April 2005) <http://www.epi-eng.com/BAS-BearingLife.htm>
- Fag Interamericana AG (1997(a)), "Rolling Bearing Faults", Publication No. WL 82 102/2 SE
- Fag Interamericana AG (1997(b)), "Rolling Bearing Lubrication", Publication No. WL 81 115/4 SE
- Gabelli, A.; Kerrigan, A.; De Blic, E. (2000), "HN rolling bearings for extended service life", Progress in Heat Treatment and Surface Engineering, pp. 397-408
- Girodin, D; Ville, F; Guers, R; Dudragne, G. (2002), "Rolling contact fatigue tests to investigate surface initiated damage and tolerance to surface dents", ASTM Special Technical Publication, no. 1419, pp. 263-281
- Harris, T. A. (1984), "Rolling Bearings Analysis", Chap.12: Mechanics of lubrication in concentrated contacts (pp.342-378), John Wiley & Sons, Inc., 565 pp., USA/Canada
- Hutchings, I.M. (1992), "Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials", Cambridge: British Library Cataloguing in Publication Data, 273 pp., UK
- Hydac (2005), "Catalogs - Filters - ISO Target Cleanliness Guidelines", Available (April 2005) <http://www.hydacusa.com/broch.htm>
- Maru, M.M., Serrato-Castillo, R., Padovese, L.R. (2005), "Detection of solid contamination in rolling bearing operation through mechanical signature analysis, 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, 11<sup>th</sup> - 14<sup>th</sup> July, 2005, Portugal
- NSK (2004), "Serviços – Catálogos – Catálogo Geral" Available (April 2005) <http://www.br.nsk.com/>
- Proakis, J.G; Manolakis, D.G. (1996), "Digital Signal Processing", 3<sup>rd</sup> Ed., Prentice Hall
- Skf (2005), "Principles of bearing selection and application", Available (April 2005) [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf\\_dm=shared&maincatalogue=1&lang=en&newlink=1\\_0\\_1](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf_dm=shared&maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_1)

**ANEXO 8. Resultados das análises de distribuição de partículas  
(Histograma) das amostras do material contaminante.**

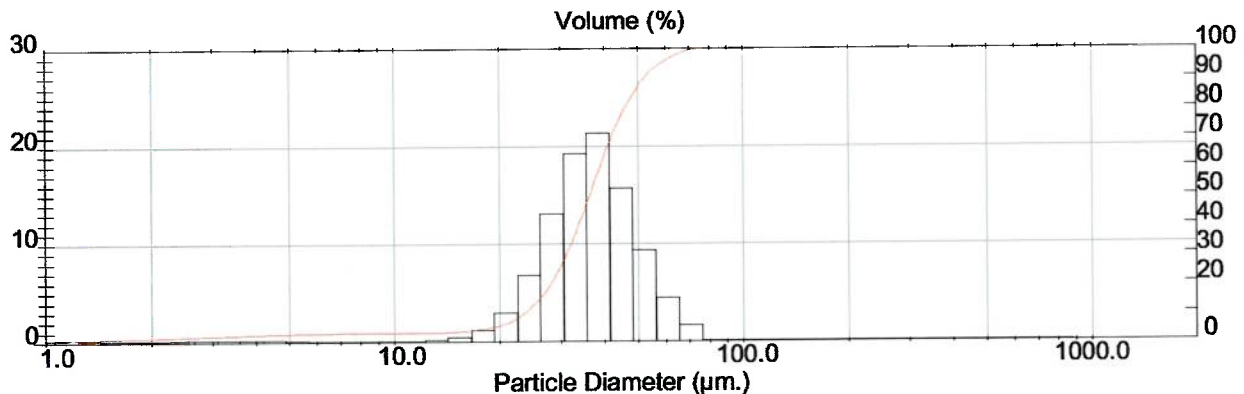
## RESULTADOS DE ANÁLISE DE TAMANHO DE PARTÍCULAS

Detalhes da Amostra		
Histórico: Certificado: 799/04	Run Number: 16	Medida:
Arquivo: 799	Record Number: 34	Análise: Wed Oct 20 2004 4:30PM
Sample Path: C:\SIZERS\DATA\2004\		Fonte de Resultados: Média
Notas: AMOSTRA: Retido na #635		
CLIENTE: MARCIA MARIE MARU		
Meio de Dispersão: água deionizada	Dispersante: calgon	
Veloc. bomba: 70%	ultrassom: 1 min.	

Detalhes do Sistema		
Range Lens: 300RF mm	Beam Length: 10.00 mm	Sampler:
Presentation: 3QHD	[Particle R.I. = ( 1.7290, 0.1000);	Dispersant R.I. = 1.3300]
Analysis Model: Polydisperse		Obscuration: 18.3 %
Modifications: None		Residual: 0.325 %

Resultados Estatísticos			
Tipo de Distribuição: Volume	Concentração= 0.0124 %Vol	Densidade= 2.650 g / cub. cm	Área Superf. Espec.= 0.1075 sq. m / g
Diâmetros Médios:	D (v, 0.1) = 23.66 um	D (v, 0.5) = 36.24 um	D (v, 0.9) = 52.11 um
D [4, 3] = 36.80 um	D [3, 2] = 21.07 um	Span = 7.850E-01	Uniformidade = 2.582E-01

Diâm. Inferior (um)	No Intervalo %	Diâm. Superior (um)	Acum. Abaixo %	Diâm. Inferior (um)	No Intervalo %	Diâm. Superior (um)	Acum. Abaixo %
0.05	0.00	0.06	0.00	6.63	0.05	7.72	3.08
0.06	0.00	0.07	0.00	7.72	0.01	9.00	3.09
0.07	0.00	0.08	0.00	9.00	0.02	10.48	3.11
0.08	0.00	0.09	0.00	10.48	0.07	12.21	3.18
0.09	0.00	0.11	0.00	12.21	0.20	14.22	3.38
0.11	0.00	0.13	0.00	14.22	0.50	16.57	3.88
0.13	0.00	0.15	0.00	16.57	1.23	19.31	5.11
0.15	0.00	0.17	0.00	19.31	3.00	22.49	8.10
0.17	0.00	0.20	0.00	22.49	6.82	26.20	14.93
0.20	0.00	0.23	0.00	26.20	13.10	30.53	28.02
0.23	0.00	0.27	0.00	30.53	19.28	35.56	47.31
0.27	0.00	0.31	0.00	35.56	21.42	41.43	68.72
0.31	0.00	0.36	0.00	41.43	15.73	48.27	84.45
0.36	0.00	0.42	0.00	48.27	9.35	56.23	93.80
0.42	0.02	0.49	0.02	56.23	4.50	65.51	98.30
0.49	0.05	0.58	0.06	65.51	1.70	76.32	100.00
0.58	0.07	0.67	0.14	76.32	0.00	88.91	100.00
0.67	0.14	0.78	0.27	88.91	0.00	103.58	100.00
0.78	0.18	0.91	0.45	103.58	0.00	120.67	100.00
0.91	0.23	1.06	0.68	120.67	0.00	140.58	100.00
1.06	0.27	1.24	0.95	140.58	0.00	163.77	100.00
1.24	0.23	1.44	1.18	163.77	0.00	190.80	100.00
1.44	0.18	1.68	1.36	190.80	0.00	222.28	100.00
1.68	0.17	1.95	1.53	222.28	0.00	258.95	100.00
1.95	0.18	2.28	1.72	258.95	0.00	301.68	100.00
2.28	0.21	2.65	1.92	301.68	0.00	351.46	100.00
2.65	0.23	3.09	2.15	351.46	0.00	409.45	100.00
3.09	0.23	3.60	2.38	409.45	0.00	477.01	100.00
3.60	0.22	4.19	2.59	477.01	0.00	555.71	100.00
4.19	0.19	4.88	2.78	555.71	0.00	647.41	100.00
4.88	0.15	5.69	2.93	647.41	0.00	754.23	100.00
5.69	0.10	6.63	3.02	754.23	0.00	878.67	100.00



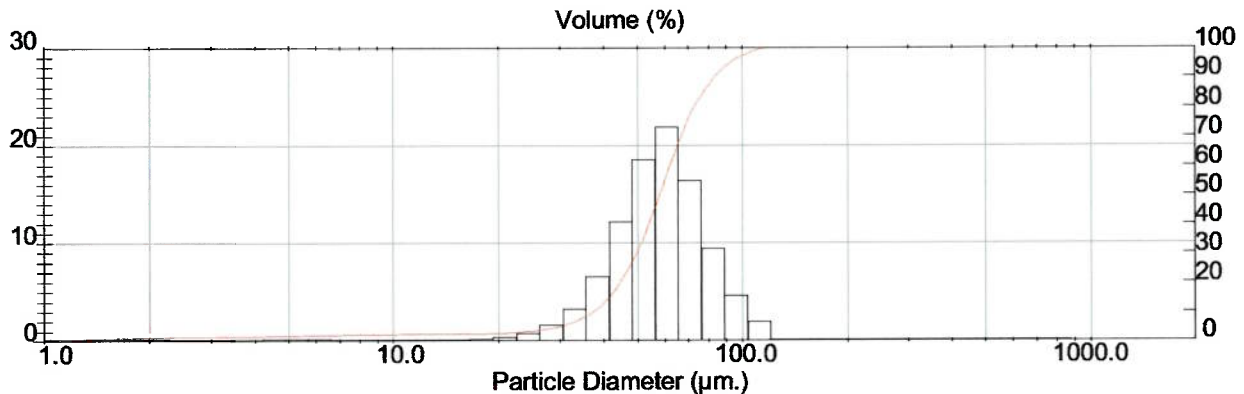
## RESULTADOS DE ANÁLISE DE TAMANHO DE PARTÍCULAS

Detalhes da Amostra		
Histórico: Certificado: 800/04	Run Number: 16	Medida:
Arquivo: 800	Record Number: 34	Análise: Wed Oct 20 2004 4:38PM
Sample Path: C:\SIZERS\DATA\2004\		Fonte de Resultados: Média
Notas: AMOSTRA: Retido na #325		
CLIENTE: MARCIA MARIE MARU		
Meio de Dispersão: água deionizada	Dispersante: calgon	
Veloc. bomba: 70%	ultrassom: 1 min.	

Detalhes do Sistema			
Range Lens: 300RF mm	Beam Length: 10.00 mm	Sampler:	Obscuration: 19.2 %
Presentation: 3QHD	[Particle R.I. = ( 1.7290, 0.1000);	Dispersant R.I. = 1.3300]	Residual: 0.355 %
Analysis Model: Polydisperse			
Modifications: None			

Resultados Estatísticos			
Tipo de Distribuição: Volume	Concentração= 0.0206 %Vol	Densidade= 2.650 g / cub. cm	Área Superf. Espec.= 0.0690 sq. m / g
Diâmetros Médios:	D (v, 0.1) = 37.39 um	D (v, 0.5) = 57.95 um	D (v, 0.9) = 83.44 um
D [4, 3] = 58.80 um	D [3, 2] = 32.84 um	Span = 7.946E-01	Uniformidade = 2.546E-01

Diâm. Inferior (um)	No Intervalo %	Diâm. Superior (um)	Acum. Abaixo %	Diâm. Inferior (um)	No Intervalo %	Diâm. Superior (um)	Acum. Abaixo %
0.05	0.00	0.06	0.00	6.63	0.11	7.72	2.04
0.06	0.00	0.07	0.00	7.72	0.09	9.00	2.13
0.07	0.00	0.08	0.00	9.00	0.06	10.48	2.19
0.08	0.00	0.09	0.00	10.48	0.04	12.21	2.23
0.09	0.00	0.11	0.00	12.21	0.03	14.22	2.26
0.11	0.00	0.13	0.00	14.22	0.05	16.57	2.31
0.13	0.00	0.15	0.00	16.57	0.14	19.31	2.46
0.15	0.00	0.17	0.00	19.31	0.35	22.49	2.81
0.17	0.00	0.20	0.00	22.49	0.76	26.20	3.57
0.20	0.00	0.23	0.00	26.20	1.57	30.53	5.15
0.23	0.00	0.27	0.00	30.53	3.23	35.56	8.38
0.27	0.00	0.31	0.00	35.56	6.54	41.43	14.91
0.31	0.00	0.36	0.00	41.43	12.18	48.27	27.09
0.36	0.00	0.42	0.00	48.27	18.56	56.23	45.65
0.42	0.01	0.49	0.01	56.23	21.95	65.51	67.60
0.49	0.03	0.58	0.03	65.51	16.40	76.32	84.00
0.58	0.04	0.67	0.07	76.32	9.42	88.91	93.42
0.67	0.08	0.78	0.15	88.91	4.63	103.58	98.05
0.78	0.10	0.91	0.26	103.58	1.95	120.67	100.00
0.91	0.13	1.06	0.39	120.67	0.00	140.58	100.00
1.06	0.17	1.24	0.56	140.58	0.00	163.77	100.00
1.24	0.18	1.44	0.73	163.77	0.00	190.80	100.00
1.44	0.17	1.68	0.90	190.80	0.00	222.28	100.00
1.68	0.15	1.95	1.05	222.28	0.00	258.95	100.00
1.95	0.13	2.28	1.18	258.95	0.00	301.68	100.00
2.28	0.10	2.65	1.28	301.68	0.00	351.46	100.00
2.65	0.08	3.09	1.36	351.46	0.00	409.45	100.00
3.09	0.08	3.60	1.44	409.45	0.00	477.01	100.00
3.60	0.11	4.19	1.55	477.01	0.00	555.71	100.00
4.19	0.13	4.88	1.67	555.71	0.00	647.41	100.00
4.88	0.13	5.69	1.81	647.41	0.00	754.23	100.00
5.69	0.13	6.63	1.93	754.23	0.00	878.67	100.00



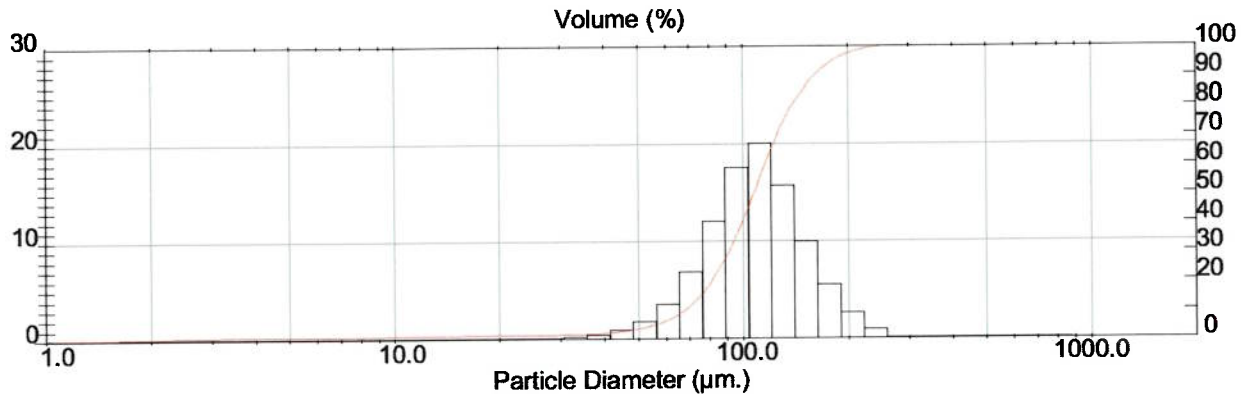
## RESULTADOS DE ANÁLISE DE TAMANHO DE PARTÍCULAS

Detalhes da Amostra		
Histórico: Certificado: 801/04	Run Number: 16	Medida: Wed Oct 20 2004 4:45PM
Arquivo: 801	Record Number: 32	Análise: Wed Oct 20 2004 4:53PM
Sample Path: C:\SIZERS\DATA\2004\		Fonte de Resultados: Análise
Notas: AMOSTRA: Retido na #200		
CLIENTE: MARCIA MARIE MARU		
Meio de Dispersão: água deionizada	Dispersante: calgon	
Veloc. bomba: 70%	ultrassom: 1 min.	

Detalhes do Sistema			
Range Lens: 300RF mm	Beam Length: 10.00 mm	Sampler: MS17	Obscuration: 16.0 %
Presentation: 3QHD	[Particle R.I. = ( 1.7290, 0.1000);	Dispersant R.I. = 1.3300]	Residual: 0.389 %
Analysis Model: Polydisperse			
Modifications: None			

Resultados Estatísticos			
Tipo de Distribuição: Volume	Concentração= 0.0309 %Vol	Densidade= 2.650 g / cub. cm	Área Superf. Espec.= 0.0382 sq. m / g
Diâmetros Médios:	D (v, 0.1) = 68.15 um	D (v, 0.5) = 107.48 um	D (v, 0.9) = 161.09 um
D [4, 3] = 111.09 um	D [3, 2] = 59.34 um	Span = 8.647E-01	Uniformidade = 2.742E-01

Diâm. Inferior (um)	No Intervalo %	Diâm. Superior (um)	Acum. Abaixo %	Diâm. Inferior (um)	No Intervalo %	Diâm. Superior (um)	Acum. Abaixo %
0.05	0.00	0.06	0.00	6.63	0.04	7.72	1.08
0.06	0.00	0.07	0.00	7.72	0.05	9.00	1.13
0.07	0.00	0.08	0.00	9.00	0.06	10.48	1.19
0.08	0.00	0.09	0.00	10.48	0.06	12.21	1.25
0.09	0.00	0.11	0.00	12.21	0.07	14.22	1.32
0.11	0.00	0.13	0.00	14.22	0.06	16.57	1.38
0.13	0.00	0.15	0.00	16.57	0.05	19.31	1.44
0.15	0.00	0.17	0.00	19.31	0.04	22.49	1.48
0.17	0.00	0.20	0.00	22.49	0.03	26.20	1.51
0.20	0.00	0.23	0.00	26.20	0.07	30.53	1.59
0.23	0.00	0.27	0.00	30.53	0.20	35.56	1.79
0.27	0.00	0.31	0.00	35.56	0.46	41.43	2.25
0.31	0.00	0.36	0.00	41.43	0.95	48.27	3.20
0.36	0.00	0.42	0.00	48.27	1.84	56.23	5.04
0.42	0.01	0.49	0.01	56.23	3.59	65.51	8.63
0.49	0.01	0.58	0.02	65.51	6.87	76.32	15.50
0.58	0.02	0.67	0.04	76.32	12.05	88.91	27.54
0.67	0.04	0.78	0.08	88.91	17.55	103.58	45.09
0.78	0.06	0.91	0.14	103.58	20.09	120.67	65.18
0.91	0.07	1.06	0.21	120.67	15.77	140.58	80.96
1.06	0.08	1.24	0.29	140.58	9.93	163.77	90.89
1.24	0.08	1.44	0.37	163.77	5.52	190.80	96.41
1.44	0.07	1.68	0.44	190.80	2.65	222.28	99.05
1.68	0.08	1.95	0.53	222.28	0.95	258.95	100.00
1.95	0.10	2.28	0.62	258.95	0.00	301.68	100.00
2.28	0.10	2.65	0.72	301.68	0.00	351.46	100.00
2.65	0.10	3.09	0.82	351.46	0.00	409.45	100.00
3.09	0.08	3.60	0.90	409.45	0.00	477.01	100.00
3.60	0.06	4.19	0.96	477.01	0.00	555.71	100.00
4.19	0.03	4.88	0.99	555.71	0.00	647.41	100.00
4.88	0.02	5.69	1.02	647.41	0.00	754.23	100.00
5.69	0.03	6.63	1.04	754.23	0.00	878.67	100.00



## **ANEXO 9. Medição de folga interna radial de rolamentos**

## Relatório de Análise Técnica de Rolamentos



<b>N° da Sat:</b> 05 066	
<b>Cliente:</b> Poli – USP	<b>Distribuidor:</b> Não Informado
<b>Data:</b> 15/03/05	<b>Responsável:</b> Luiz Gonzaga
<b>Designação:</b> NU205W	<b>Qtde:</b> 22

**Ocorrência:**

**Medição de Folga Radial ( $\Delta r$ )**

<b>Rolamento n°</b>	<b>Folga (<math>\Delta r</math>) <math>\mu\text{m}</math></b>
<b>1 (novo)</b>	30
<b>2 (novo)</b>	30
<b>3 (novo)</b>	40
<b>4 (novo)</b>	40
<b>5 (novo)</b>	40
<b>1T1V1</b>	40
<b>1T1V2</b>	35
<b>2T1V1</b>	30
<b>2T1V2</b>	40
<b>3T1V1</b>	40
<b>3T1V2</b>	40

<b>Rolamento n°</b>	<b>Folga (<math>\Delta r</math>) <math>\mu\text{m}</math></b>
<b>1T2V1</b>	30
<b>1T2V2</b>	40
<b>2T2V1</b>	30
<b>2T2V2</b>	30
<b>3T2V2</b>	40
<b>1T3V1</b>	30
<b>1T3V2</b>	40
<b>2T3V1</b>	35
<b>2T3V2</b>	30
<b>3T3V1</b>	40
<b>3T3V2</b>	30

**OBS:** Os rolamentos de referência: 1, 2T1V1, 2T2V1, 1T3V1, foram cortados conforme solicitado.

**ANEXO 10. Reporte dos análises de óleos usados nas series de ensaios.**



**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 502 - 1424**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 07/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Recebido: 14/02/2005 Exec.: 15/03/2005

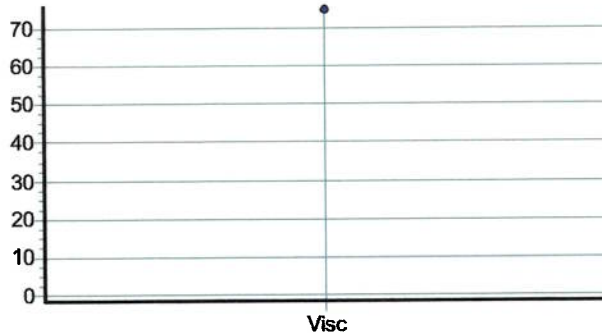
Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

Lubrificante.....

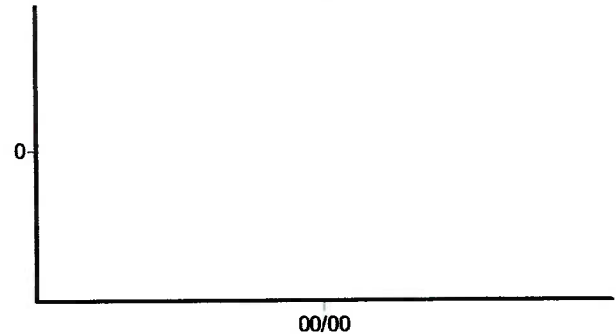
1D1T1V2 (NOVO)

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



TAN &amp; TBN ( mgKOH/g)

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	75
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	9,6
Índice de Viscosidade (IV).....	106
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água .....	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm <sup>3</sup> ).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Infravermelho	Curva em anexo
Gravimetria	74 mg / l
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

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= 2ppm, Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 3ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2 -> 0).  
Infravermelho (Método Tribolab): Oxid.=2,52; Sulf.=9,78; Nitr.=2,44; Fuligem= <0,01.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 502 - 1427**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 10/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Recebido: 14/02/2005 Exec.: 15/03/2005

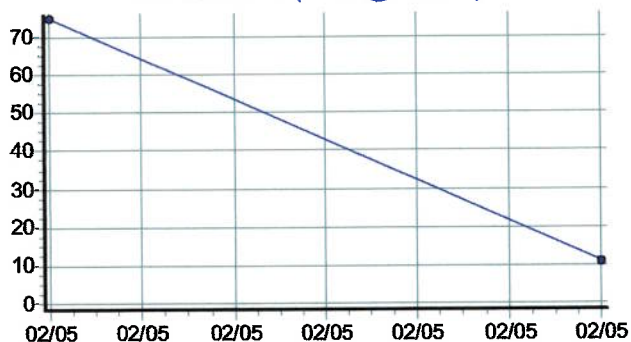
Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

Lubrificante.....

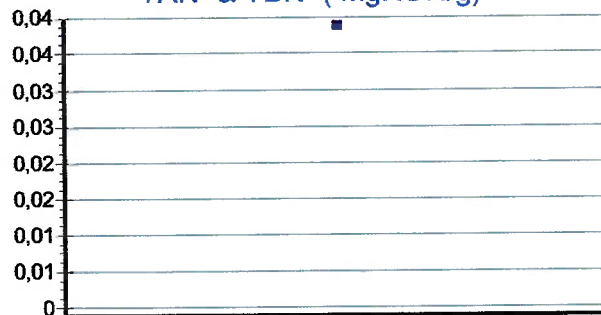
1V0 (NOVO)

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



TAN &amp; TBN ( mgKOH/g)

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	10,7
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	2,7
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 / cm <sup>3</sup> ).....	
Espec.19 elem.	
Infravermelho	Curva em anexo
Gravimetria	106 mg / l
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 0ppm, Cr= 1ppm, Pb= 2ppm, Cu= 0ppm, Sn= 1ppm, Al= 1ppm, Ni= 1ppm, Ag= 0ppm, Si= 1ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm,Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 0ppm, Mo= 5ppm, Ti= 0ppm, V= 1ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2 -> 0).  
Infravermelho (Método Tribolab): Oxid.=2,89; Sulf.=9,52; Nitr.=3,01; Fuligem= <0,01.

Eng. Tarcísio D'Aquino Baroni

Lab. da National Tribology Services - USA p/a a TRIBOLAB

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 502 - 1425**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 08/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

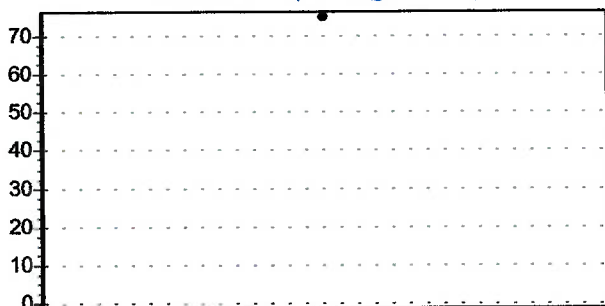
Data do exame: 20/04/2005

Lubrificante.....

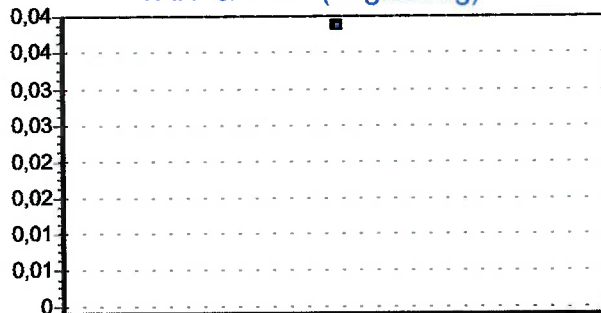
1T3V1

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



TAN &amp; TBN ( mgKOH/g)

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	
Índice de Viscosidade (IV).....	
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	0,04
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água .....	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm <sup>3</sup> ).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Infravermelho	Curva em anexo
Gravimetria	312 mg / l
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 2ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm,Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 1ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2 -> 0).

Infravermelho (Método Tribolab): Oxid.=2,57; Sulf.=9,66; Nitr.=2,35; Fuligem= <0,01.

Espectr.Grandes Partículas(5 a 50µm):Fe= 17ppm, Cr= 0ppm, Pb= 4ppm, Cu= 2ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 2ppm, Ag= 0ppm, Si= 8ppm, B= 0ppm, Na= 5ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 502 - 1426**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 09/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Data do exame: 20/04/2005

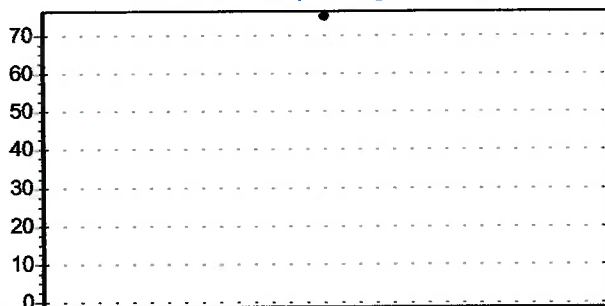
Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

Lubrificante.....

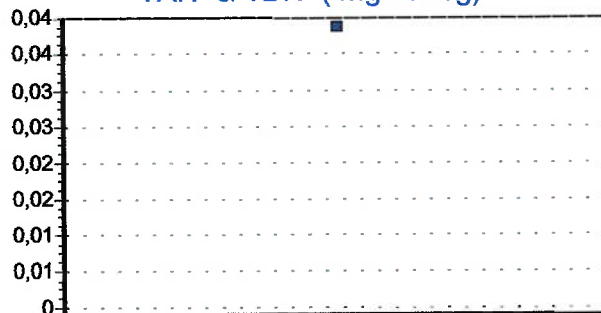
1T3V2

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



TAN &amp; TBN ( mgKOH/g)

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....

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 / cm<sup>3</sup>).....

Espec.19 elem.

Vide abaixo

Infravermelho

Curva em anexo

Gravimetria

420 mg / l

Outros ensaios.....

(vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 3ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 2ppm,Ca= 0ppm, Ba= 5ppm, P= 6ppm, Zn= 4ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2 -> 0).

Infravermelho (Método Tribolab): Oxid.=2,53; Sulf.=9,79; Nitr.=2,44; Fuligem= <0,01.

Espectr.Grandes Partículas(5 a 50µm):Fe= 16ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 1ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 19ppm, B= 0ppm, Na= 2ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 502 - 1428**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 11/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

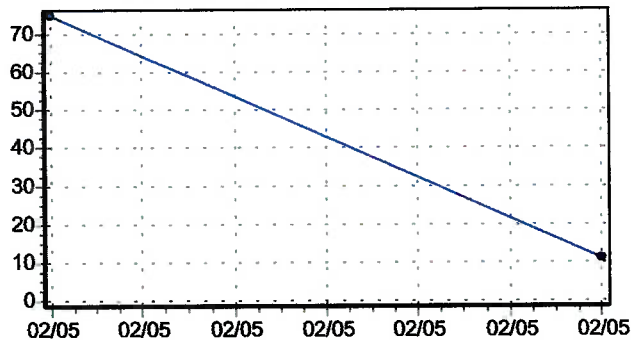
Data do exame: 20/04/2005

Lubrificante.....

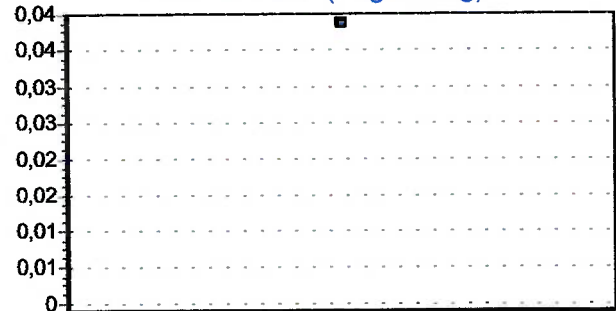
2T1V1

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



TAN &amp; TBN ( mgKOH/g)

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....

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 / cm<sup>3</sup>).....

Espec.19 elem.

Vide abaixo

Infravermelho

Curva em anexo

Gravimetria

408 mg / l

Outros ensaios.....

(vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 1ppm, Cu= 0ppm, Sn= 1ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 5ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm,Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 1ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2 -> 0).

Infravermelho (Método Tribolab): Oxid.=2,57; Sulf.=9,67; Nitr.=2,34; Fuligem= <0,01.

Espectr.Grandes Partículas(5 a 50µm):Fe= 189ppm, Cr= 1ppm, Pb= 0ppm, Cu= 4ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 1ppm, Ag= 0ppm, Si= 115ppm, B= 0ppm, Na= 9ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm.

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 502 - 1429**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 12/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Data do exame: 20/04/2005

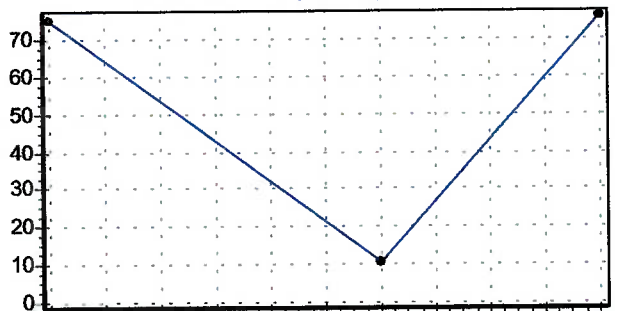
Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

Lubrificante.....

2T1V2

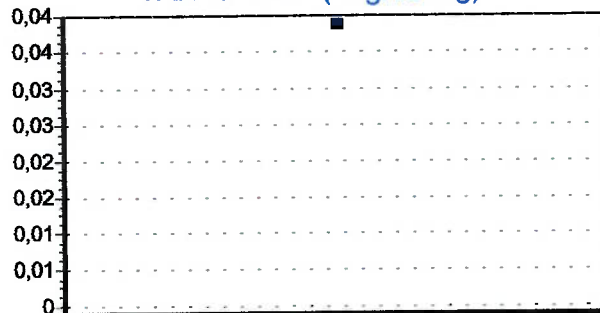
Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05 02/05

TAN &amp; TBN ( mgKOH/g)

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	76
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	9,7
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 / cm <sup>3</sup> ).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Infravermelho	Curva em anexo
Gravimetria	368 mg / l
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 5ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 1ppm,Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 3ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2 -> 0).  
Infravermelho (Método Tribolab): Oxid.=2,51; Sulf.=9,78; Nitr.=2,44; Fuligem= <0,01.  
Espectr.Grandes Partículas(5 a 50µm):Fe= 188ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 1ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 217ppm, B= 0ppm, Na= 4ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm.



**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 507 - 1553**

**INDEFINIDA**

Código Tribolab... 228201.000004.000001

Data da coleta: 18/07/2005

Máquina..... AMOSTRA 2AT2V1

Ponto de coleta.. DRENO

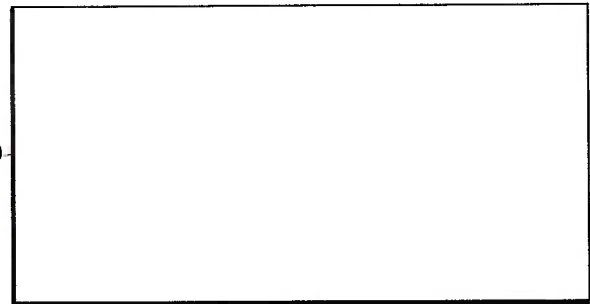
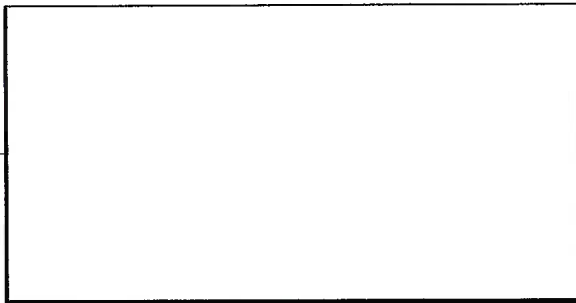
Recebido: 18/07/2005 Exec.: 29/07/2005

Lubrificante..... ISO-32

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )

TAN & TBN ( mgKOH/g)



00/00

00/00

**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....

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 / cm<sup>3</sup>).....

Espec.19 elem.

Vide abaixo

Espec. Grandes Part.

Vide abaixo

Outros ensaios..... (vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 3ppm, Cr= 0ppm, Pb= 1ppm, Cu= 0ppm, Sn= 11ppm, Al= 1ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 3ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm,Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 0ppm, Mo= 737ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2->0).  
Espectr.Grandes Partículas(5 a 50µm):Fe= 9ppm, Cr= 0ppm, Pb= 5ppm, Cu= 0ppm, Sn= 7ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 0ppm, B= 0ppm, Na= 1ppm, Mo= 503ppm, Ti= 0ppm.Arredond. conf. norma (Ex: 0,2->0).

**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 507 - 1554****INDEFINIDA**

Código Tribolab... 228201.000005.000001

Data da coleta: 18/07/2005

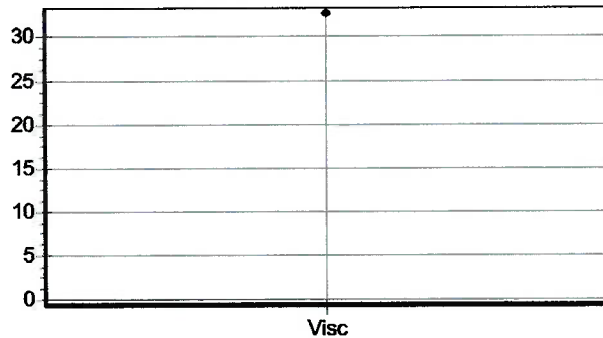
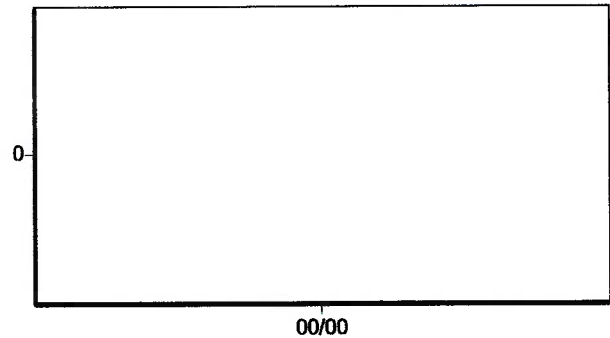
Máquina..... AMOSTRA 3AT2V1

Ponto de coleta.. DRENO

Recebido: 18/07/2005 Exec.: 29/07/2005

Lubrificante..... ISO-32

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

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

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	32,7
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	5,7
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 / cm <sup>3</sup> ).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Espec. Grandes Part.	Vide abaixo
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

Resultados espectrométricos:Fe= 4ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 13ppm, Al= 1ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 3ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm,Ca= 0ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 0ppm, Mo= 836ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm. Arredond. conf. norma (Ex: 0,2->0). Dentro do esperado.  
Espectr.Grandes Partículas(5 a 50µm):Fe= 11ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 21ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 4ppm, B= 0ppm, Na= 3ppm, Mo= 1176ppm, Ti= 0ppm.





**RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS 507 - 1555**

**INDEFINIDA**  
Data da coleta: 18/07/2005

Código Tribolab... 228201.000006.000001

Máquina..... AMOSTRA ADT2V1

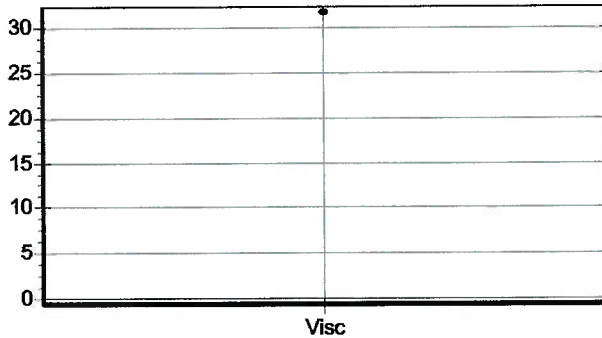
Ponto de coleta.. DRENO

Recebido: 18/07/2005 Exec.: 29/07/2005

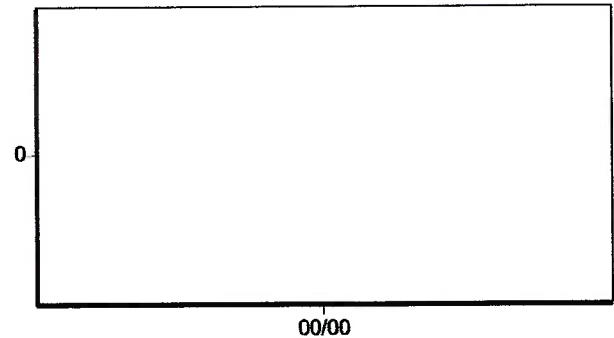
Lubrificante..... ISO-32

Recomenda-se.... ENSAIOS CONF. SOLICITADOS

Viscosidade ( cSt @ 40 C )



TAN & TBN ( mgKOH/g)



**RESULTADOS DE ENSAIOS**

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	31,7
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	5,4
Índice de Viscosidade (IV).....	104
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água .....	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm <sup>3</sup> ).....	

Outros ensaios..... (vide abaixo)

**RELATÓRIO DE EXAME FERROGRÁFICO 502 - 1430****INDEFINIDA**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 13/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

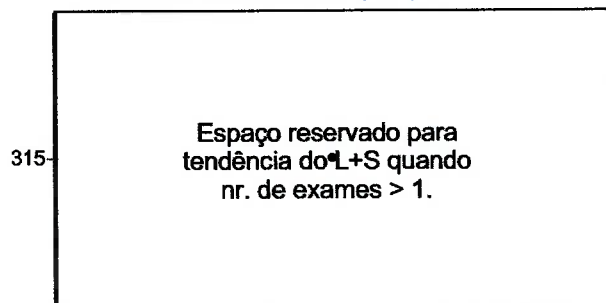
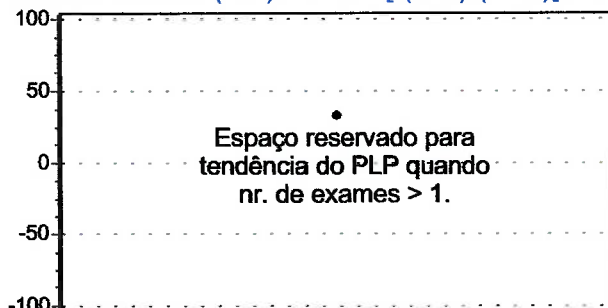
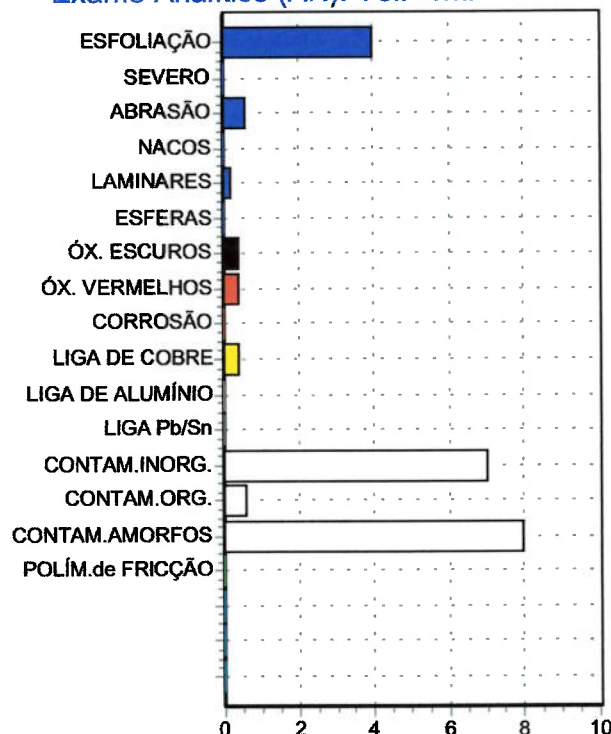
Recebido: 14/02/2005 Exec.: 22/03/2005

CONCLUSÕES: Ref.:2T2V1 Lub:

[ ]Normal [ ]Aceitável [ ]Alerta [ ] Crítica

Considerando-se a amostra como representativa, os resultados sugerem forte desgaste do rolamento motivado pelo alto nível de contaminação presente e com alguma contribuição da carga em si. É muito semelhante ao encontrado na amostra 2T2C3 produzida pela Dra. Marcia Maru. Há pequenas diferenças nos tamanhos das partículas. Assim como naquele laudo, informamos que, caso se tratasse de uma aplicação convencional o proprietário seria aconselhado a tratar imediatamente o lubrificante, verificar fontes de contaminação e eliminá-las, acompanhar diariamente as vibrações (mesmo que apenas por nível global) e preparar-se para troca do rolamento. Da mesma forma que na amostra 2T2C3, a condição seria apontada como crítica.

L = 208,5 S = 106,5 L+S = 315 PLP = 32,4 Visc. não foi medida. Teste de água = não medida

**Exame Quantitativo (DR) : L+S****Exame Quant. (DR):  $PLP = [(L-S)/(L+S)]100$** **Exame Analítico (AN): Vol.=1ml****INFORMAÇÕES ENVIADAS PELO CLIENTE / OBSERVAÇÕES REALIZADAS NO EXAME:**

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

\* O cliente informa: Amostra 2T2V1, resultante de ensaio em bancada.

Há, no ensaio ferrográfico analítico, predominância de desgaste por esfoliação de atrito comum com partículas de até 12 µm (média de 7 µm). Há poucas partículas de pitting (laminares) de até 22 µm e leves sinais de abrasão pelos contaminantes sólidos com até 35µm. Estas partículas metálicas são em aço típico de rolamento. Os contaminantes sólidos são os grãos de quartzo introduzidos para o ensaio. Estas partículas foram encontradas com dimensões máximas de 60µm e média de 20µm. Foi encontrada uma estranha partícula de areia com 135µm.

Resultados ferrográficos em unidades próprias da técnica, não passíveis de conversão direta por técnicas tradicionais. L = partículas maiores que 5µm, S = partículas menores que 5µm.

Laboratório ferrográfico da Tribolab - SP

Eng. Tarcísio D'Aquino Baroni

**RELATÓRIO DE EXAME FERROGRÁFICO 502 - 1430****INDEFINIDA**

Código Tribolab... 228202.000001.000001

Data da coleta: 13/02/2005

Máquina..... TESTE DE ROLAMENTOS

Ponto de coleta.. CUBA DE LUBRIFICAÇÃO

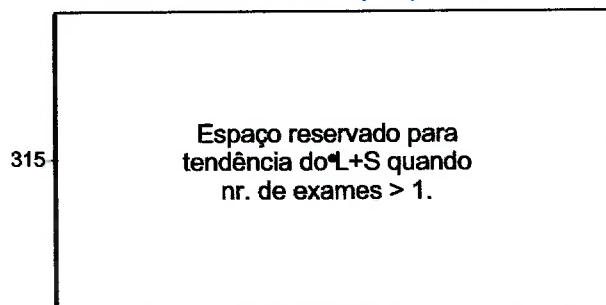
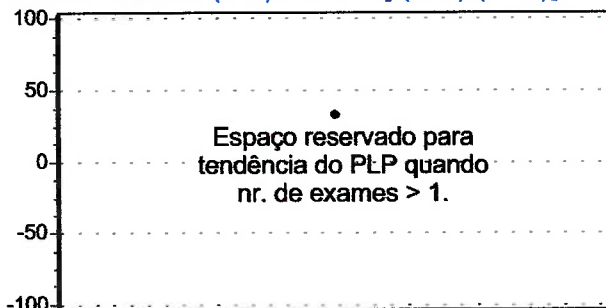
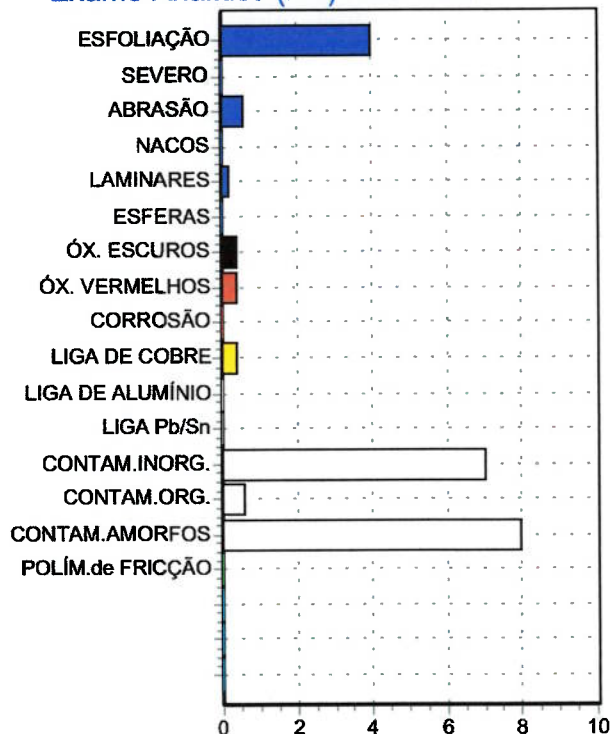
Recebido: 14/02/2005 Exec.: 22/03/2005

CONCLUSÕES: Ref.:2T2V1 Lub:

[ ]Normal [ ]Aceitável [ ]Alerta [ ] Crítica

Considerando-se a amostra como representativa, os resultados sugerem forte desgaste do rolamento motivado pelo alto nível de contaminação presente e com alguma contribuição da carga em sí. É muito semelhante ao encontrado na amostra 2T2C3 produzida pela Dra. Marcia Maru. Há pequenas diferenças nos tamanhos das partículas. Assim como naquele laudo, informamos que, caso se tratasse de uma aplicação convencional o proprietário seria aconselhado a tratar imediatamente o lubrificante, verificar fontes de contaminação e eliminá-las, acompanhar diariamente as vibrações (mesmo que apenas por nível global) e preparar-se para troca do rolamento. Da mesma forma que na amostra 2T2C3, a condição seria apontada como crítica.

L = 208,5 S = 106,5 L+S = 315 PLP = 32,4 Visc. não foi medida. Teste de água = não medida

**Exame Quantitativo (DR) : L+S****Exame Quant. (DR):  $PLP = [(L-S)/(L+S)]100$** **Exame Analítico (AN): Vol.=1ml****INFORMAÇÕES ENVIADAS PELO CLIENTE / OBSERVAÇÕES REALIZADAS NO EXAME:**

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

\* O cliente informa: Amostra 2T2V1, resultante de ensaio em bancada.

Há, no ensaio ferrográfico analítico, predominância de desgaste por esfoliação de atrito comum com partículas de até 12 µm (média de 7 µm). Há poucas partículas de pitting (laminares) de até 22 µm e leves sinais de abrasão pelos contaminantes sólidos com até 35µm. Estas partículas metálicas são em aço típico de rolamento. Os contaminantes sólidos são os grãos de quartzo introduzidos para o ensaio. Estas partículas foram encontradas com dimensões máximas de 60µm e média de 20µm. Foi encontrada uma estranha partícula de areia com 135µm.

Resultados ferrográficos em unidades próprias da técnica, não passíveis de conversão direta por técnicas tradicionais. L = partículas maiores que 5µm, S = partículas menores que 5µm.

Laboratório ferrográfico da Tribolab - SP

Eng. Tarcísio D'Aquino Baroni

## RELATÓRIO FOTOMICROGRÁFICO – 502-1430

Cliente: USP – Eng. Ricardo  
Equipamento: BANCADA DE TESTE DE ROLAMENTO  
Sub conjunto: CUBA DE ENSAIOS  
Data da coleta: 13/01/05  
Data do exame: 22/03/05  
Data deste relat.: 22/03/05

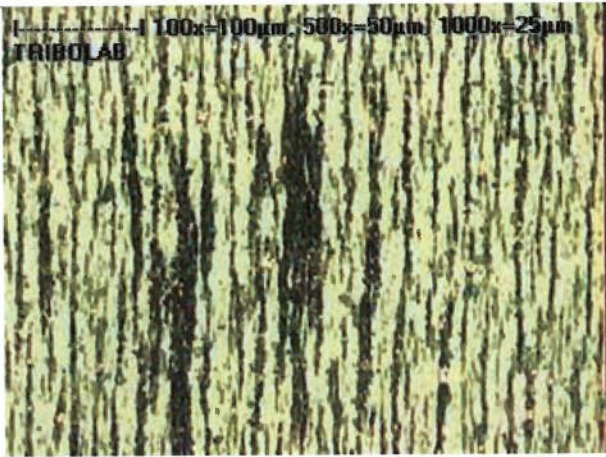
### COMENTÁRIOS SOBRE AS MICROFOTOS MOSTRADAS A SEGUIR

Apresentamos a seguir algumas das microfotos tomadas de corpos de prova (ferrogramas) elaborados para os ensaios ferrográficos analíticos.

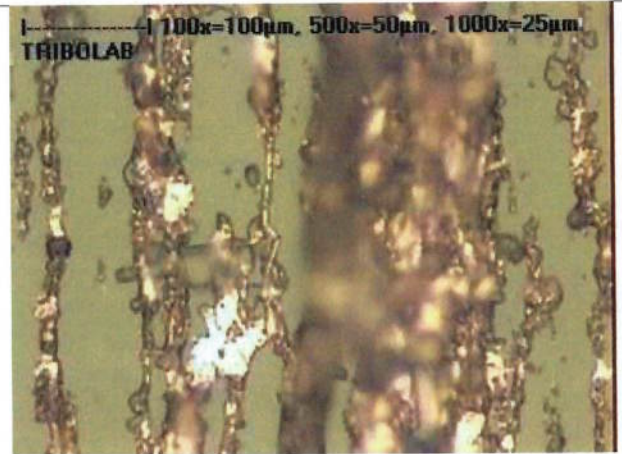
De acordo com nossos procedimentos:

- Foram selecionadas as partículas mais importantes e que apresentassem características pictóricas suficientemente didáticas.
- Para destaque de algumas características, foram empregados recursos ópticos distintos em cada microfoto.
- Vários corpos de prova (ferrogramas) podem ser preparados para uma mesma amostra. Cada ferrograma poderá ser preparado com quantidades (volumes) de amostras diferentes, conforme as necessidades de detalhamento de cada tipo de partícula. Portanto, não é possível a comparação simples das microfotos entre si e tão pouco com a quantidade total de partículas da amostra.
- Vide relatório ferrográfico para as interpretações e diagnósticos.

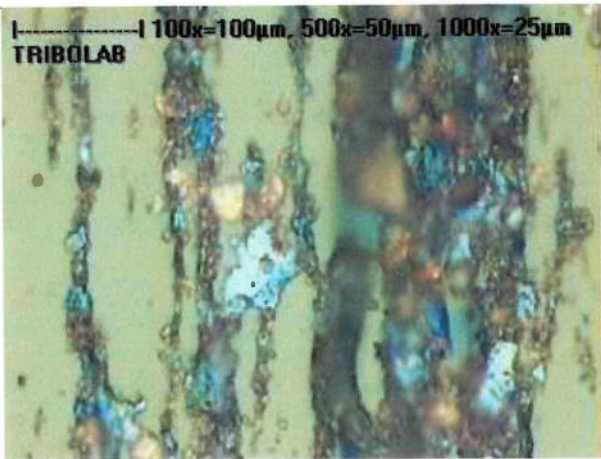
Eng. Tarcísio D'Aquino Baroni



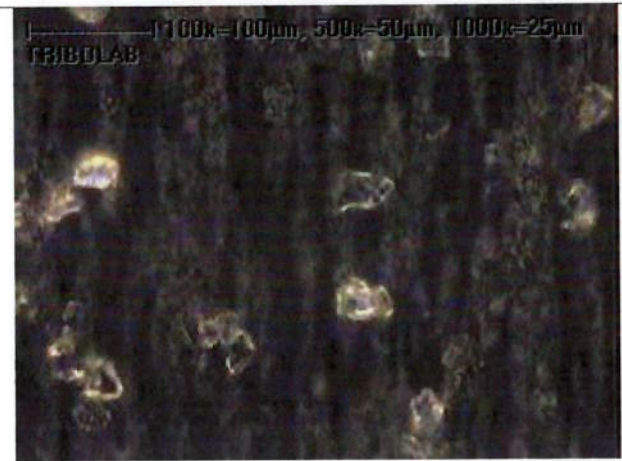
1



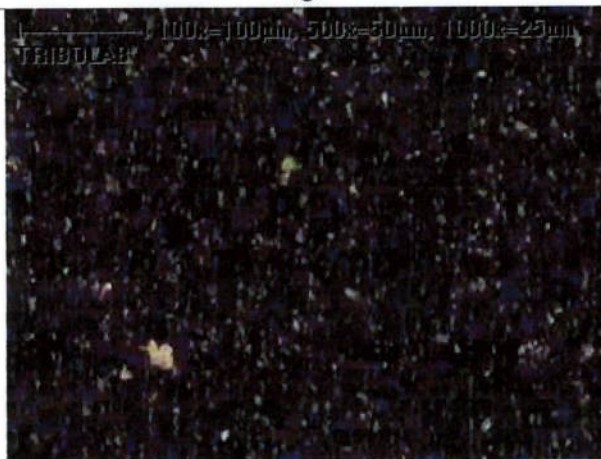
2



3



4



5



6

**LEGENDA**

<b>Microfoto nr.</b>	<b>Ampliação</b>	<b>Descrição</b>
1	100 x	Entrada do ferrograma
2	500 x	Partícula de pitting
3	500 x	A mesma região do ferrograma, porém após tratamento térmico para evidência da família da liga - 350°C por 90 segundos
4	500 x	Partículas de areia e esfoliação em aço sob luz polarizada
5	100 x	Partículas de areia e esfoliação em aço sob luz polarizada, com menor ampliação para evidência da distribuição uniforme.
6	500 x	Partícula de areia com 135µm, estranha aos contaminantes introduzidos propositalmente

**ANEXO 11. Aplicação da técnica de análise do envelope em  
falhas na lubrificação de rolamentos**

---

## ANEXO 11. APLICAÇÃO DA TÉCNICA DE ANÁLISE DO ENVELOPE EM FALHAS NA LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS

### 1. Conceitos da técnica de análise “Envelope”.

A técnica de detecção por envelope geralmente é utilizada na identificação de falhas em rolamentos através da extração das frequências características de defeitos a partir do sinal de vibração medido por um transdutor na faixa de altas frequências, geralmente entre 5 kHz e 20 kHz. Os impulsos de vibração gerados pelos defeitos excitam periodicamente as ressonâncias dos elementos rolantes, caixa do mancal e estrutura da máquina. Estes impulsos são gerados pela passagem dos elementos rolantes sobre a falha, tendo as amplitudes dos sinais moduladas pelas frequências características relacionadas aos defeitos. Através da demodulação destas ressonâncias, uma indicação da condição do rolamento pode ser obtida em baixas frequências, mostrando claramente estas frequências características [1].

As vibrações livres de alta frequência geradas pelos defeitos de rolamentos possuem intensidade bastante reduzida em comparação com as amplitudes das componentes de baixa frequência, relacionadas com defeitos de alta energia como: desbalanceamento, desalinhamento, folgas, etc [2].

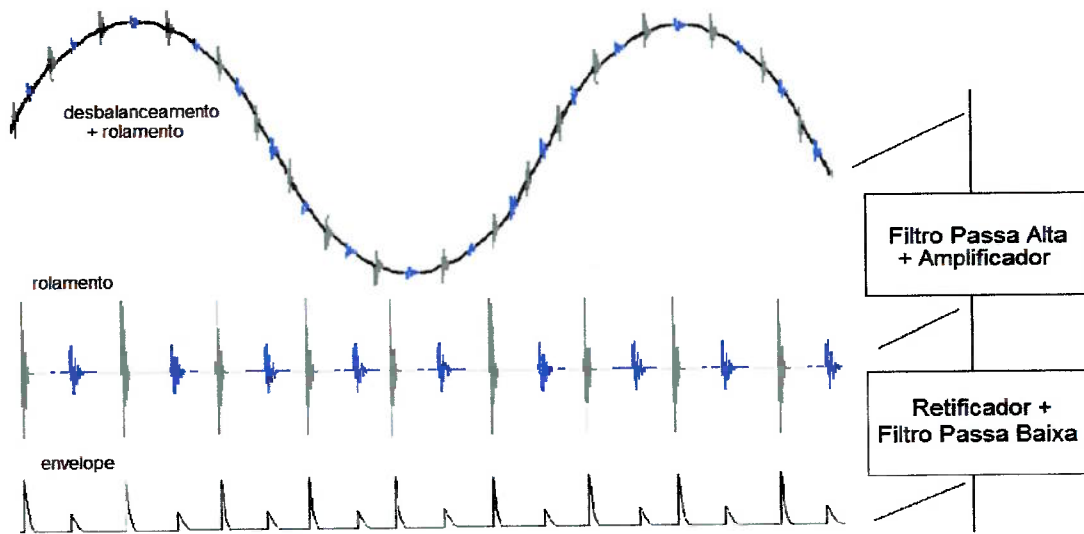
A grande vantagem do processo de demodulação ou envelope é eliminar essas componentes de alta energia, permitindo detectar com maior precisão e antecedência só os defeitos de rolamentos. Além disso, a análise dos espectros de *envelope* permite determinar as taxas de repetição dos impactos que geram as ondas de tensão, identificando a sua origem, ou seja, os componentes defeituosos do rolamento.

No processo de demodulação, o envelope é geralmente realizado por um circuito analógico composto por:

- Um filtro passa-alta (denominado pré-filtro), cuja função é remover as componentes de grande amplitude que dificultam a detecção das componentes moduladas de baixas amplitudes.
- Um retificador e um filtro passa-baixa, que extraem a envoltória das vibrações livres de alta frequência.

Esse processo é ilustrado na Figura 1.





*Figura 1 – Processo de Obtenção do Envelope (Demodulação)*

Resumindo, as frequências presentes no sinal demodulado correspondem às taxas de repetição dos impactos que geram as vibrações livres de curta duração e alta frequência. Essas taxas de repetição são as frequências básicas dos defeitos do rolamento. O valor de pico da sequência de transitórios presente na forma de onda demodulada (o envelope) é uma medida da severidade dos impactos gerados pelo defeito.

## **2. Aplicação da técnica de análise “Envelope” para falhas na lubrificação.**

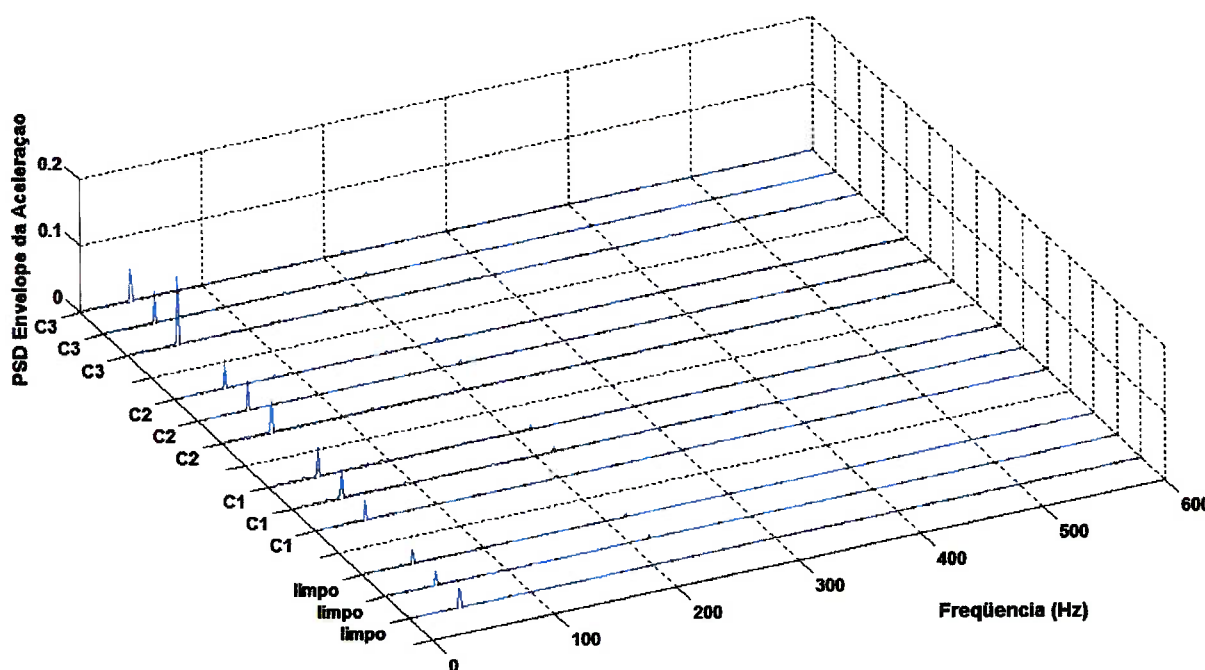
Como foi explicado na seção anterior, geralmente esta técnica é utilizada na detecção de falhas localizadas de rolamentos. Não se conhece até o momento resultados de aplicações desta técnica em falhas na lubrificação de rolamentos. Nesse trabalho, a técnica de análise de envelope foi aplicada nos sinais correspondentes à segunda série de ensaios, com óleo de viscosidade ISO 32 (V1), nas diferentes condições de contaminação e velocidades de rotação. A análise de envelope foi feita aplicando-se um filtro passa-alta e um filtro passa-banda, como se detalha a seguir.

### **2.1. Análise envelope aplicando filtro passa-alta**

Inicialmente, a análise de envelope foi realizada aplicando-se um filtro passa-alta, com frequência de corte de 600 Hz, eliminando as componentes de grande amplitude que se

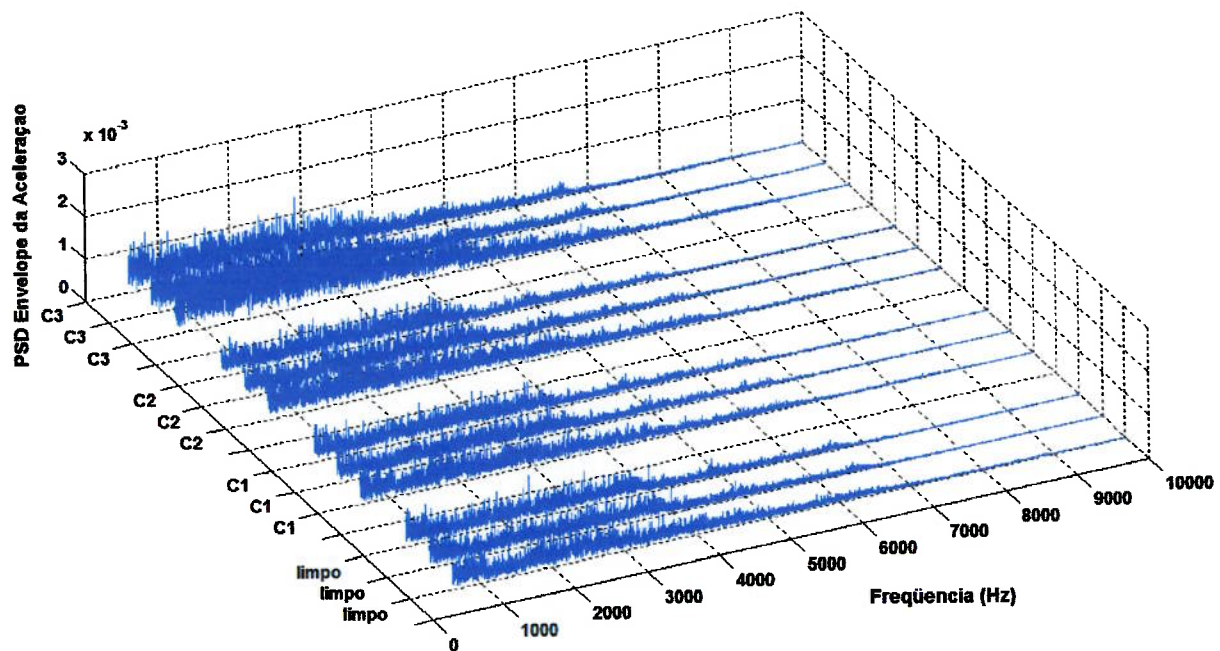
encontram na faixa de baixa frequência (0-600 Hz), que podem dificultar a detecção das componentes moduladas de baixas amplitudes.

Nas Figuras 2 e 3, são mostrados os espectros em forma de cascata, para os ensaios com tamanho de partícula contaminante T3, velocidade de rotação 40 Hz, nos diferentes níveis de contaminação, para as três repetições feitas. Neste caso, foi utilizada a técnica de Densidade Espectral de Potência (DEP), calculada por meio do método de Welch (Equação 2.19).



*Figura 2. Espectros em cascata do envelope dos sinais de vibração de baixa frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T3. Filtro utilizado: passa-alta ( $f_{\text{corte}}=600$  Hz).*

Na figura 2 é mostrado o espectro de baixa frequência do envelope do sinal, onde pode-se observar a existência da frequência de rotação do rolamento em todas as condições de lubrificação, a qual apresenta um leve aumento de amplitude em função do nível de contaminação. Esse fato é um indicador de que existe uma modulação na faixa de altas frequências, gerada pela frequência de rotação do rolamento, a qual aumenta levemente sua atividade (aumento de amplitude e número das bandas laterais) em função do nível de contaminação do rolamento.



*Figura 3. Espectros em cascata do envelope dos sinais de vibração de alta frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T3. Filtro utilizado: passa-alta ( $f_{corte}=600\text{Hz}$ ).*

Por outro lado, na Figura 3 é mostrado o espectro de alta frequência do envelope do sinal, onde pode-se observar um levantamento gradual do chão, ou carpete espectral, em função do nível de contaminação do óleo lubrificante.

Fazendo um procedimento similar à análise de RMS de vibração por bandas de frequências explicada no Capítulo 5 deste documento, foi calculado o RMS do envelope por bandas de frequências, obtendo os resultados da Figura 4.

Observando os dados do gráfico da Figura 4, pode-se notar que existe um aumento do valor do RMS do envelope em função do nível de contaminação, existindo uma maior sensibilidade na faixa de alta frequência, resultado similar obtido com a simples análise de RMS de vibração por bandas de frequência apresentada no Capítulo 5.

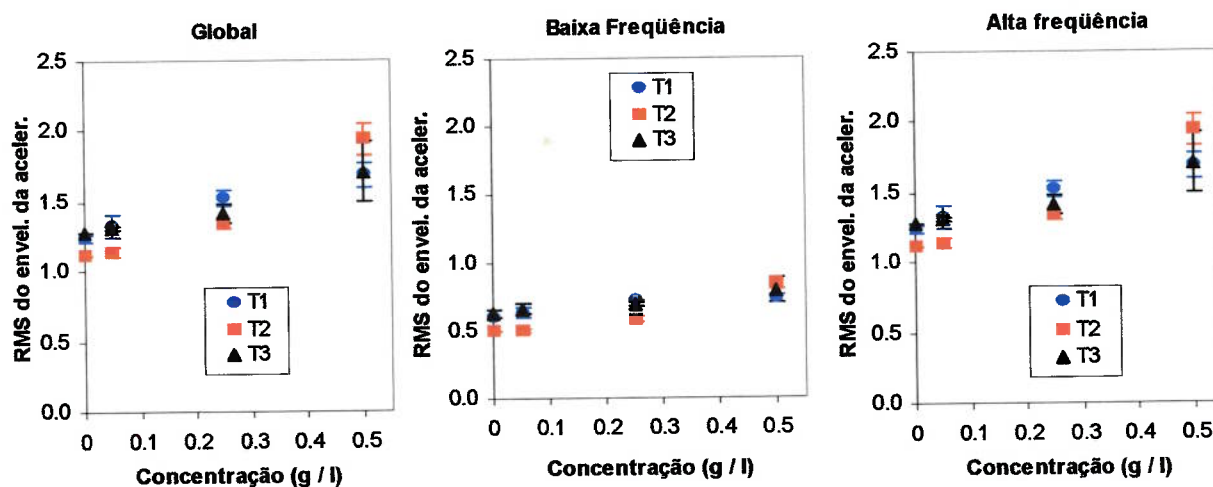


Figura 4. Níveis de RMS do envelope do sinal de vibração do rolamento (global, BF e AF) em função do nível de contaminação, velocidade de rotação 40 Hz. T1 tamanho de partícula 37 m; T2 tamanho de partícula 59 m; T3 tamanho de partícula 111 m. Óleo lubrificante ISO 32. Filtro utilizado: passa-alta ( $f_{corte}=600\text{Hz}$ ).

## 2.2. Análise do envelope aplicando filtro passa-banda

Por último, foi feita uma análise de envelope aplicando um filtro passa-banda entre as frequências de 6000 e 8000 Hz. Foi selecionada esta banda já que, aparentemente, no espectro da Figura 5.5, esta faixa do espectro de alta frequência é a que apresenta maior influência (modulação) pela contaminação do óleo lubrificante.

Os resultados do espectro do envelope são mostrados nas Figuras 5 e 6, onde é possível observar resultados similares aos obtidos aplicando o filtro passa-alta. Fazendo o cálculo do RMS do envelope por bandas, obtém-se os gráficos da Figura 7, onde nota-se uma menor sensibilidade no aumento da amplitude do RMS de envelope em função do nível de contaminação.

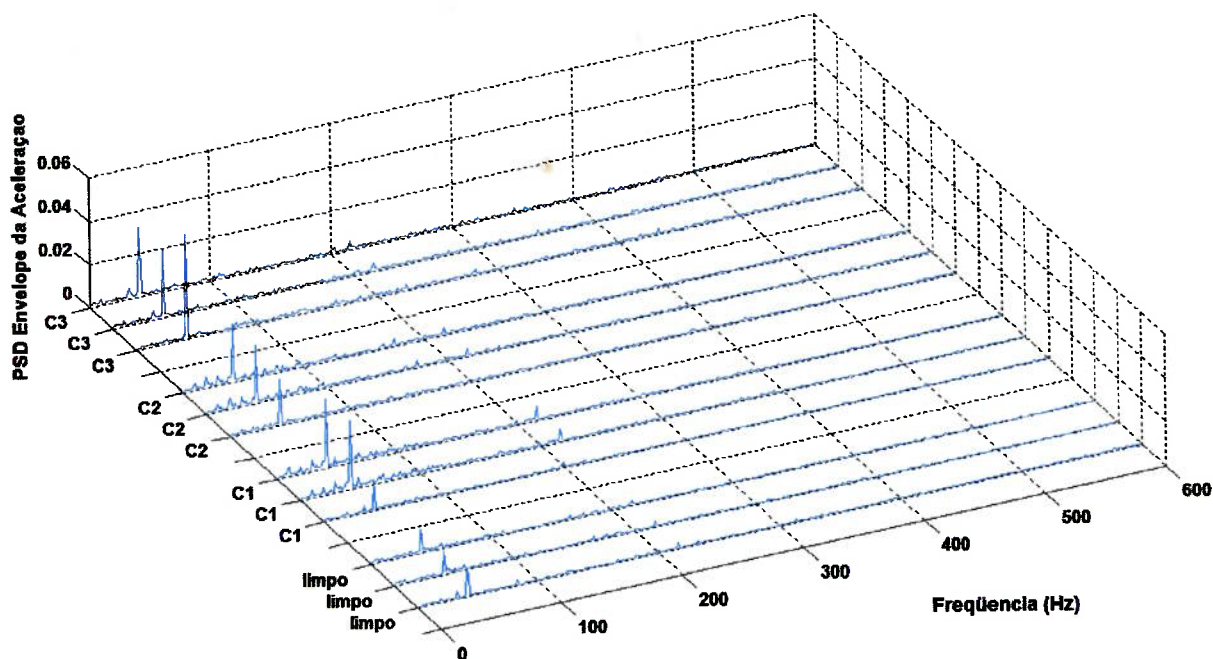


Figura 5. Espectros em cascata do envelope dos sinais de vibração de baixa frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T3. Filtro utilizado: passa-banda (6000-8000Hz).

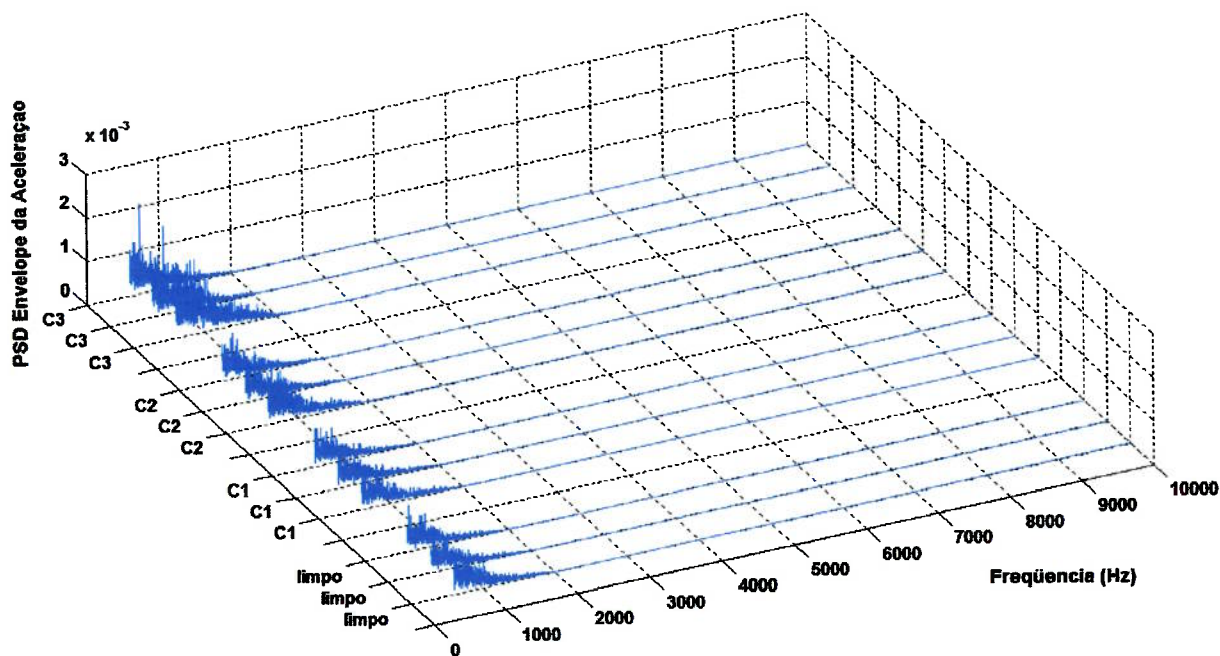


Figura 6. Espectros em cascata do envelope dos sinais de vibração de alta frequência, para diferentes níveis de contaminação; velocidade de rotação 40 Hz e tamanho de partícula contaminante T3. Filtro utilizado: passa-banda (6000-8000Hz).

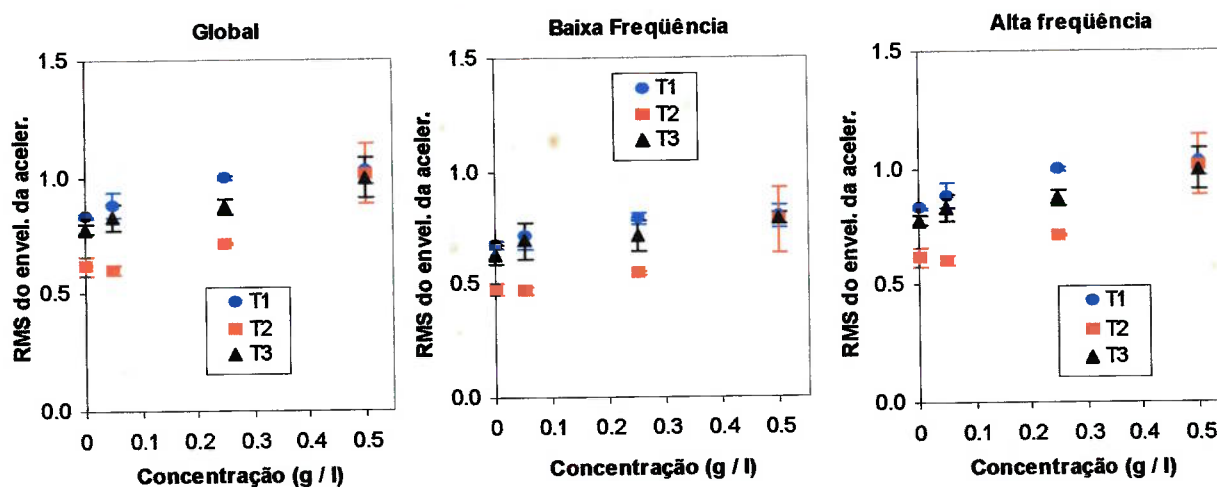


Figura 7. Níveis de RMS do envelope do sinal de vibração do rolamento (global, BF e AF) em função do nível de contaminação, velocidade de rotação 40 Hz. T1 tamanho de partícula 37 m; T2 tamanho de partícula 59 m; T3 tamanho de partícula 111 m. Óleo lubrificante ISO 32. Filtro utilizado: passa-banda (6000-8000Hz).

### 3. Conclusões

Baseado nos resultados obtidos nesta análise, pode-se concluir o seguinte:

- Usando a técnica de análise de envelope nos ensaios correspondente à segunda série, foi possível determinar que existe uma modulação na faixa de altas frequências gerada pela frequência de rotação do rolamento, a qual aumenta levemente sua atividade (aumento de amplitude e número das bandas laterais), em função do nível de contaminação do rolamento.
- Esta frequência de rotação existe tanto na condição limpa como na contaminada e sua amplitude vai aumentando em função do nível de contaminação, fato esperado, já que a presença de contaminante no óleo lubrificante afeta a dinâmica do sistema.
- Adicionalmente, por meio da análise do envelope, pode-se observar que existe um levantamento do chão, ou carpete espectral, do sinal de vibração, em função do nível de contaminação do óleo lubrificante.
- Portanto, pode-se concluir que não existe nenhuma frequência característica no caso de falhas de lubrificação de rolamento por contaminação sólida.

- A análise de envelope ratifica mais uma vez (resultado já obtido pela simples observação do espectro obtido por meio dos cálculos da DEP) que uma falha na lubrificação de um rolamento causa uma modulação das bandas de alta de frequência em forma aleatória.
- Por último, observa-se que existe um aumento do valor de RMS do envelope do sinal em função do nível de contaminação, correlação também já obtida com a simples análise do RMS do sinal de vibração por bandas de frequências.

#### **4. Referencias Bibliográficas**

- [1] Silva, A. Almeida, 1998 "Detecção e análise dinâmica de falhas em rolamentos". Escola de Eng<sup>a</sup> de São Carlos.
- [2] Paiva, L., Previsão de Falha de Rolamentos por Análise Espectral e de Envelope; <http://www.teknikao.com.br/>. 2006