

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

IDENTIFICAÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS DE ESFERAS POR ANÁLISE DE
VIBRAÇÃO UTILIZANDO TRANSFORMADA DE HILBERT

por

Juliano Fagundes Gonçalves

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2012



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

IDENTIFICAÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS DE ESFERAS POR ANÁLISE DE
VIBRAÇÃO UTILIZANDO TRANSFORMADA DE HILBERT

por

Juliano Fagundes Gonçalves

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Dr^a. Leticia Fleck Fadel Miguel

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Dr. Edson Hikaro Aseka

Porto Alegre, 25 de junho de 2012.

GONÇALVES, J. F. **Identificação de Defeitos em Rolamentos de Esferas por Análise de Vibração Utilizando Transformada de Hilbert**. 2012. 27p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma aplicação da Transformada de Hilbert em uma técnica baseada em análise de vibração por demodulação para identificação de defeitos em rolamentos. Inicialmente, uma bancada de ensaios foi adaptada a fim de possibilitar a aquisição de um sinal discreto que represente a aceleração de um rolamento de teste em diferentes condições de trabalho. Para aplicar o método proposto, testes experimentais foram realizados com rolamentos de esferas nos quais foram induzidos defeitos. Diversos casos foram estudados, variando a localização do defeito e a frequência de rotação. Então, a técnica de análise por demodulação foi implementada em uma plataforma de aquisição de dados comercial. Após a aplicação da técnica para processamento dos dados coletados, foi possível obter os envelopes dos sinais, os quais contêm características inerentes aos tipos de defeitos induzidos. Dos espectros dos envelopes referentes aos rolamentos com defeitos se obtém frequências de defeito, que são comparados com as frequências características de defeito obtidas analiticamente. A análise dos resultados mostra a eficácia do método para os casos estudados.

PALAVRAS-CHAVE: Falhas em Rolamentos, Análise de Vibrações, Transformada de Hilbert.

GONÇALVES, J. F. **Fault Identification on Ball Bearing by Vibration Analysis Using Hilbert Transform**. 2012. 27p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

This paper presents an application of Hilbert transform in a technique based on vibration analysis by demodulation for bearing failure identification. Initially, a test rig was adapted in order to acquire a discrete waveform which represents the acceleration of a test bearing under different service conditions. To apply the proposed method, experimental tests were performed with ball bearings in which defects were induced. Several cases were studied, varying the defect location and rotational frequency. Then, the demodulation analysis technique was implemented on commercial data acquisition software. After application of the technique for processing the collected data, it was obtained the signal envelope, which contains inherent features from the induced defects types. The spectrum envelopes regarding defective bearings allow obtaining the defect frequencies which are compared with the analytical characteristic defect frequencies. The results show the effectiveness of the technique for the studied cases.

KEYWORDS: Bearing Failures, Vibration Analysis, Hilbert Transform.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
2.1 Objetivo Geral	1
2.2 Objetivos Específicos	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. FALHAS EM ROLAMENTOS	2
5. TRANSFORMADA DE HILBERT	4
6. METODOLOGIA EXPERIMENTAL	6
6.1 Bancada de Ensaio	6
6.2 Processamento de Dados	8
6.3 Descrição dos Ensaios	9
7. RESULTADOS	11
7.1 Resultados experimentais	11
7.2 Discussão sobre as assinaturas vibratórias de defeitos	12
8. CONSIDERAÇÕES FINAIS	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
APÊNDICE I	16
APÊNDICE II	17
APÊNDICE III	19
APÊNDICE IV	20

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 4.1 – (a) Passagem de um elemento girante sobre um defeito e (b) Sinal de aceleração gerado [Adaptado de Hoshi, 2006].	3
Figura 4.2 – (a) Frequências de rotação das pistas, (b) Dimensões e (c) Ângulo de folga de um rolamento de esferas [Adaptado de Bezerra, 2004].	4
Figura 5.1 – Exemplo de (a) Sinal portador e (b) Sinal modulador.	5
Figura 5.2 – Exemplo de (a) Sinal AM e (b) Espectro de frequências do sinal AM.	5
Figura 5.3 – Exemplo de (a) Sinal AM e (b) Envelope.	6
Figura 6.1 – Bancada de ensaio.	6
Figura 6.2 – Mancal de ensaio.	7
Figura 6.3 – Etapas principais da técnica implementada.	8
Figura 6.4 – Defeitos induzidos nos rolamentos de teste (a) 1, (b) 2 e (c) 3.	10
Figura 6.5 – Defeitos induzidos nos rolamentos de teste (a) 4, (b) 5 e (c) 6.	10
Figura 7.1 – Assinatura de defeito para (a) rolamento 4 e (b) rolamento 5.	13
Figura 7.2 – Assinatura de defeito para (a) rolamento 6 e (b) rolamento 7.	13
Figura AIII.1 – Resposta típica de frequência individual do acelerômetro.	19
Figura AIV.1 – Influência da rotação e da carga na vida útil do rolamento.	20

ÍNDICE DE TABELAS

	Pág.
Tabela 6.1 – Parâmetros obtidos pela calibração dos acelerômetros.	8
Tabela 6.2 – Rolamentos de teste e suas descrições.	9
Tabela 6.3 – Parâmetros necessários para o cálculo das frequências características defeitos.	10
Tabela 6.4 – Frequências características de defeitos.	11
Tabela 7.1 – Resultados obtidos a partir dos ensaios experimentais para tipo de defeito A.	11
Tabela 7.2 – Resultados obtidos a partir dos ensaios experimentais para tipo de defeito B e quebra da gaiola.	12
Tabela AI.1 – Dados para calibração da rotação.	16
Tabela AII.1 – Dados da calibração do anel dinamométrico.	17
Tabela AII.2 – Dados para calibração da célula de carga.	18
Tabela AIII.1 – Sensibilidade definida pelo fabricante.	19

1. INTRODUÇÃO

A atual competitividade industrial requer que as empresas busquem continuamente melhorias que propiciem aumento de produtividade para se manterem no mercado. Isso se reflete diretamente na área de manutenção, responsável por proporcionar o uso pleno de equipamentos e máquinas durante suas respectivas vidas úteis e, sempre que possível, estendê-las. Conseqüentemente, técnicas de manutenção preventivas se tornaram necessárias como alternativa às ações corretivas, que apresentam elevado custo devido, principalmente, às paradas inesperadas para reparos. Essas técnicas requerem inspeções sistemáticas com base em critérios estatísticos, recomendações dos fabricantes e conhecimento prático sobre os equipamentos e suas operações. Buscando-se minimizar o tempo gasto em inspeções, técnicas condicionais podem ser empregadas visando à realização de paradas apenas se um defeito é detectado. Dessa forma, o que se almeja é estender o tempo de operação do maquinário com o menor custo global de manutenção. Essa prática é denominada de manutenção preditiva e sua primeira etapa é a detecção de um defeito, que normalmente é realizada através do monitoramento de um ou mais parâmetros funcionais que possam indicar o nível de degradação do equipamento. Então, um diagnóstico deve ser estabelecido e utilizado como base para uma análise de tendência, que pode fornecer informações estatísticas de quanto tempo o equipamento monitorado pode operar até seu colapso funcional [Mitchell, 1993; Arato Junior, 2004]. O escopo desse trabalho abrange a primeira dessas etapas, na qual uma metodologia é adotada visando, inicialmente, a identificação da presença de defeito. A partir desse estudo e da validação da metodologia, as demais etapas podem ser implementadas de forma a constituir um sistema de monitoramento confiável.

Como objetos de estudo desse trabalho, a utilização de rolamentos foi motivada pela grande aplicação e importância desse tipo de componente em máquinas rotativas. Defeitos em componentes rotativos, tais como rolamentos, engrenagens e eixos, induzem forças que geram impulsos periódicos que podem ser detectadas através de uma análise de vibrações. Embora o custo individual desses componentes seja quase insignificante quando comparado com o custo total da máquina ou equipamento no qual se integra, a ocorrência inesperada de falha pode induzir a uma interrupção na produção causando perdas financeiras expressivas [Nepomuceno, 1989].

2. OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Tem-se como objetivo geral do trabalho a identificação de defeitos em rolamentos de esferas utilizando uma técnica de manutenção preditiva na qual a aceleração do mancal é a grandeza física analisada. Busca-se analisar os casos mais comuns para falhas a partir de dados adquiridos experimentalmente através de ensaios em rolamentos com danos induzidos.

2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Adaptação de uma bancada de ensaios;
- Realização de ensaios em rolamentos de testes com defeitos induzidos;
- Implementação da técnica em uma plataforma Agilent Vee 7.5;
- Processamento e análise dos dados coletados experimentalmente.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Análise de vibração é a abordagem mais utilizada para detecção de danos em componentes rotativos e sua premissa básica é de que a ocorrência de um defeito, assim como sua propagação, resulta em modificações na energia de vibração do sistema [Arato Junior,

2004]. As técnicas que partem dessa premissa são divididas em técnicas no domínio do tempo, frequência e tempo-frequência.

As técnicas no domínio do tempo são as mais empregadas na indústria para monitoramento de integridade funcional de rolamentos. Geralmente, essas técnicas se baseiam na análise de valores de pico e RMS da aceleração em mancais para monitorar a evolução do dano. Embora seja massivamente empregado, esse tipo de abordagem isoladamente não permite uma identificação mais aprofundada sobre o modo de falha como, por exemplo, a sua localização. Buscando contornar essa deficiência, a aplicação de algoritmos, como *zero-crossing*, em conjunto com essas técnicas permite a identificação da localização do defeito no domínio do tempo [William, 2011]. Além disso, tais técnicas não apresentam bons resultados para detecção de falhas incipientes [Tandon e Choudhury, 1999].

A análise espectral é amplamente utilizada para obtenção de assinaturas de defeito em rolamentos a partir de sinais de aceleração de mancais. Técnica do envelope e *cepstrum* pertencem a esse grupo de técnicas no domínio da frequência. O envelope de um sinal de aceleração é obtido através de um processo de demodulação em amplitude e fornece características inerentes sobre a presença e localização de um defeito no rolamento [Bezerra, 2004]. A demodulação em frequência também fornece informações confiáveis sobre a integridade de componentes rotativos, sendo aplicada principalmente a casos onde ocorrem variações na frequência de rotação do componente analisado. Em ambos os casos, a filtragem do sinal é uma etapa importante e, muitas vezes, torna-se complexa, principalmente devido à determinação da banda de filtragem. Abordagens utilizando operadores de energia, como *Teager*, foram propostas buscando suprimir a necessidade de filtragem para extração dos envelopes [Liang e Bozchalooi, 2010]. Técnicas que utilizam *cepstrum* têm sido aplicadas, principalmente para casos onde o ruído do sinal de aceleração é grande o suficiente para interferir na análise. Dessa forma, busca-se identificar famílias de picos harmônicos no espectro de frequência aplicando uma função logarítmica na amplitude. Além disso, esse artifício pode ser utilizado em combinação com outras técnicas para casos onde se busca destacar picos harmônicos quando esses são atenuados [Randall, 1987].

Métodos que utilizam transformada *Wavelet*, por exemplo, são definidos como do domínio tempo-frequência e buscam decompor, ao invés de demodular, um sinal de vibração. Normalmente, a transformada *Wavelet* atua como um filtro e seus parâmetros funcionais podem ser determinados por métodos de otimização, algoritmos heurísticos ou similares. Buscando destacar características inerentes às falhas em rolamentos, algoritmos baseados em autocorrelação, redes neurais artificiais, *cepstrum*, entre outros, são usualmente aplicados para realizar a extração de parâmetros sistemáticos, permitindo o monitoramento da integridade do componente [Nikolaou e Antoniadis, 2002; Su et al., 2010].

4. FALHAS EM ROLAMENTOS

Rolamentos são componentes mecânicos, utilizados para orientação de movimentos de rotação, que exercem um papel fundamental em sistemas mecânicos: redução de atrito por deslizamento e, portanto, minimização de perdas de energia. Como qualquer outro componente, rolamentos apresentam degradação pelo uso. As causas mais comuns para a origem e propagação de um defeito são: sobrecarga, desbalanceamento, mudanças abruptas de temperatura, lubrificação inadequada, montagem incorreta, vibrações externas e defeitos de fabricação. A detecção de falhas incipientes deve estar diretamente relacionada com a observação das possíveis causas, a fim de tomar as medidas necessárias para mitigar a causa efetiva. Mesmo que nenhuma dessas causas potenciais esteja presente, os rolamentos são suscetíveis à falha natural por fadiga. Tensões de cisalhamento cíclicas são geradas devido à passagem dos elementos rolantes ao longo da pista em uma região de carregamento, e suas consequências podem ser defeitos internos em pontos de baixa resistência. Ao longo do tempo, esses defeitos evoluem para a superfície da pista, onde podem se transformar em micro fissuras. Normalmente, um defeito em um rolamento se propaga de forma lenta e fornece sinais com bastante antecedência de um possível colapso funcional, o

que pode ocorrer através do bloqueio ou ruptura de seus elementos. O processo de degradação em rolamentos pode ser iniciado em uma das pistas, em um elemento rolante ou na gaiola e se espalhar para os demais elementos, gerando uma série de características específicas e detectáveis [Nepomuceno, 1989; Juvinall and Marshek, 1991].

Quando uma superfície com defeito entra em contato com outro elemento, um impulso é gerado, produzindo, periodicamente, uma série harmônica com uma frequência fundamental, que depende da localização do defeito ocorrido. Por exemplo, supondo a existência de uma cavidade na pista interna de um rolamento, a passagem de um elemento girante sobre esse defeito, como mostra a Figura 4.1(a), gera um sinal de aceleração análogo ao apresentado na Figura 4.1(b), onde um pulso em forma de onda com amplitude R e duração L representa a entrada e a saída da esfera da cavidade. Esse pulso será repetido a cada período P devido à passagem de cada esfera [Hoshi, 2006].

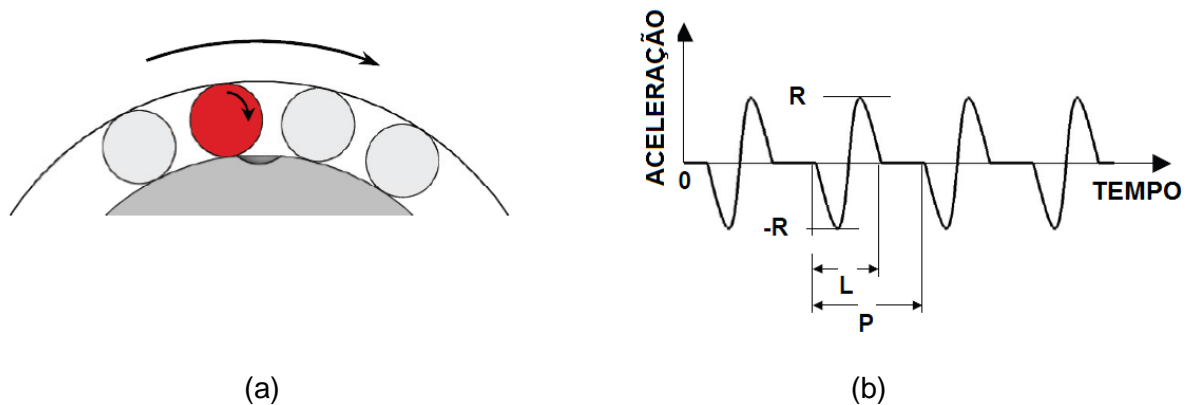


Figura 4.1 – (a) Passagem de um elemento girante sobre um defeito e (b) Sinal de aceleração gerado [Adaptado de Hoshi, 2006].

A determinação da frequência desses pulsos pode ser realizada a partir de relações de velocidades tangenciais dos elementos do rolamento [Bezerra, 2004]. Dessa forma, as frequências características de defeitos na pista externa, interna e esfera podem ser calculadas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned}
 FDPE &= \frac{N}{2d_g} [|f_{pi} - f_{pe}| (d_g - d_e \cos \phi)] \\
 FDPI &= \frac{N}{2d_g} [|f_{pe} - f_{pi}| (d_g + d_e \cos \phi)] \\
 FDE &= \frac{d_g}{2d_e} \left[(f_{pi} - f_{pe}) \left(1 - \frac{d_e^2 \cos^2 \phi}{d_g^2} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

onde f_{pi} é a frequência de rotação da pista interna, f_{pe} é a frequência de rotação da pista externa, N é o número de esferas, d_e é o diâmetro das esferas, d_g é o diâmetro da gaiola e ϕ é o ângulo de folga.

Se um defeito ocorre na gaiola do rolamento, será visível no espectro de frequências uma frequência característica, que pode ser calculada pela equação:

$$FDG = \frac{1}{d_g} \left(\frac{d_g - d_e \cos \phi}{2} f_{pi} + \frac{d_g + d_e \cos \phi}{2} f_{pe} \right) \tag{4.2}$$

Essa frequência característica é importante para o reconhecimento não somente de um defeito na gaiola, mas também de um defeito em um dos elementos rolantes. Isso ocorre devido às restrições de movimento impostas pela gaiola. As frequências de rotação das pistas são apresentadas na Figura 4.2, assim como os parâmetros geométricos necessários para calcular as frequências características de defeitos.

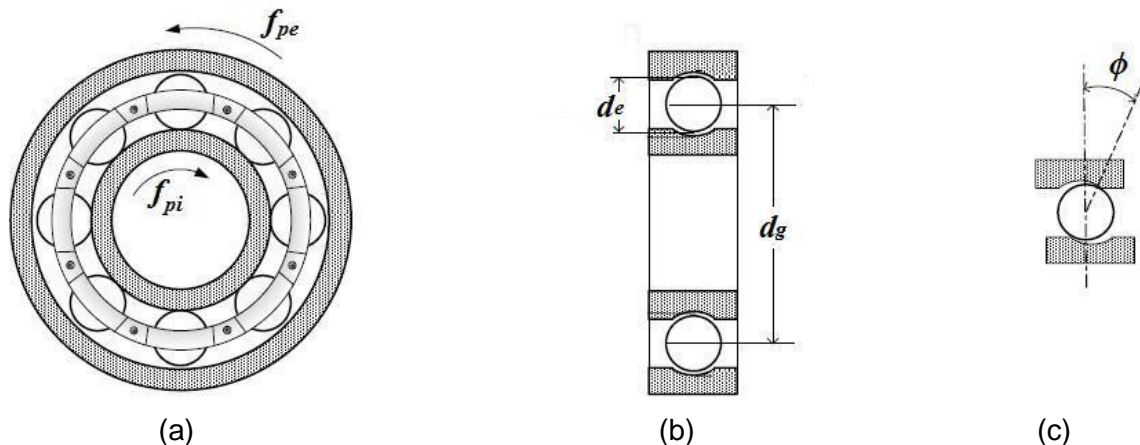


Figura 4.2 – (a) Frequências de rotação das pistas, (b) Dimensões e (c) Ângulo de folga de um rolamento de esferas [Adaptado de Bezerra, 2004].

As equações (4.1) e (4.2) foram obtidas para rolamentos com elementos rolantes esféricos e considerando que não exista deslizamento entre os elementos [Mitchell, 1993].

5. TRANSFORMADA DE HILBERT

A transformada de Hilbert descreve a conexão entre os componentes reais e imaginários da transformada de Fourier de um sinal causal. Para um sinal real $x(t)$, sua transformada de Hilbert pode ser definida como a integral de convolução entre $x(t)$ e $(1/\pi t)$, expressa pela seguinte equação:

$$\mathcal{H}\{x(t)\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (5.1)$$

De forma análoga, a transformada inversa pode ser definida como a integral de convolução entre $x(t)$ e $(-1/\pi t)$. Dessa forma, a transformada de Hilbert de um sinal real no domínio do tempo é outro sinal real, no mesmo domínio, definido como $\mathcal{H}\{x(t)\} = \tilde{x}(t)$, de forma que o sinal dado por $z(t) = x(t) + i\tilde{x}(t)$ é um sinal analítico que pode ser escrito como:

$$z(t) = A(t)e^{i\theta(t)} \quad (5.2)$$

onde $A(t)$ é o envelope de $x(t)$ e $\theta(t)$ é a função de fase.

No domínio da frequência, a transformada de Hilbert pode ser definida como uma defasagem de 90° da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \theta(f) &= \mathfrak{F}\{\theta(t)\} \\ \theta(f) &\rightarrow \theta(f) + \frac{\pi}{2} \quad \text{para } f > 0 \\ \theta(f) &\rightarrow \theta(f) - \frac{\pi}{2} \quad \text{para } f < 0 \end{aligned} \quad (5.3)$$

A aplicação mais comum da transformada de Hilbert é a realização de demodulação de sinais modulados em amplitude (AM) de forma digital. Um sinal AM é formado pela combinação de um sinal portador, f_P , e um sinal modulador, f_M . A Figura 5.1 apresenta um exemplo, no qual foram utilizados dois sinais discretizados obtidos a partir das seguintes equações:

$$\begin{aligned} f_P(t) &= A_P \cos(2\pi\omega_P t) \\ f_M(t) &= A_M \cos(2\pi\omega_M t) \end{aligned} \quad (5.4)$$

com $A_P=5$, $\omega_P=25\text{Hz}$, $A_M=4$ e $\omega_M=5\text{Hz}$.

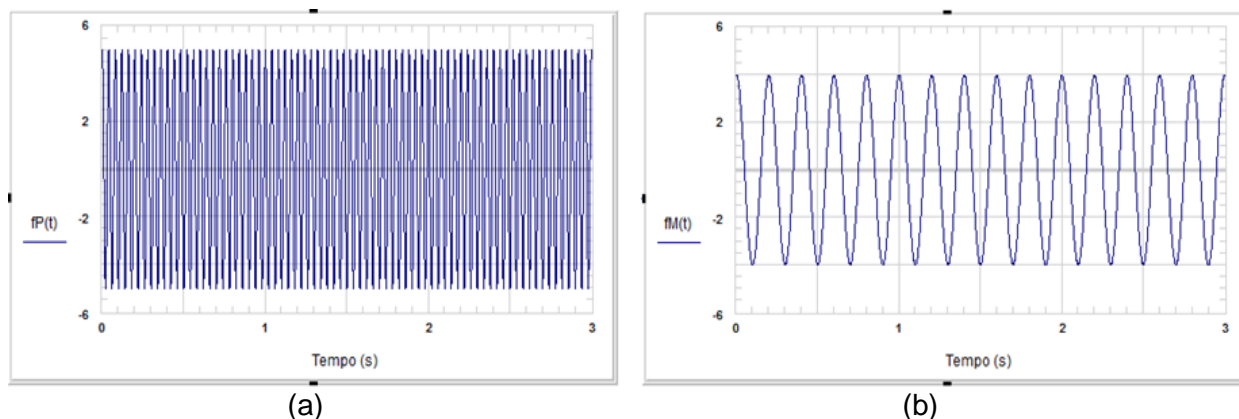


Figura 5.1 – Exemplo de (a) Sinal portador e (b) Sinal modulador.

A partir desses sinais, o sinal modulado em amplitude, apresentado na Figura 5.2(a), é calculado pela seguinte equação:

$$f_{AM}(t) = [A_P + A_M \cos(2\pi\omega_M t)] \cos(2\pi\omega_P t) \quad (5.5)$$

O espectro de frequências de um sinal modulado em amplitude apresenta uma frequência fundamental de valor igual a do sinal portador, ω_P , e frequências laterais (superior e inferior) que dependem da frequência modulante ω_M , como mostrado na Figura 5.2 (b).

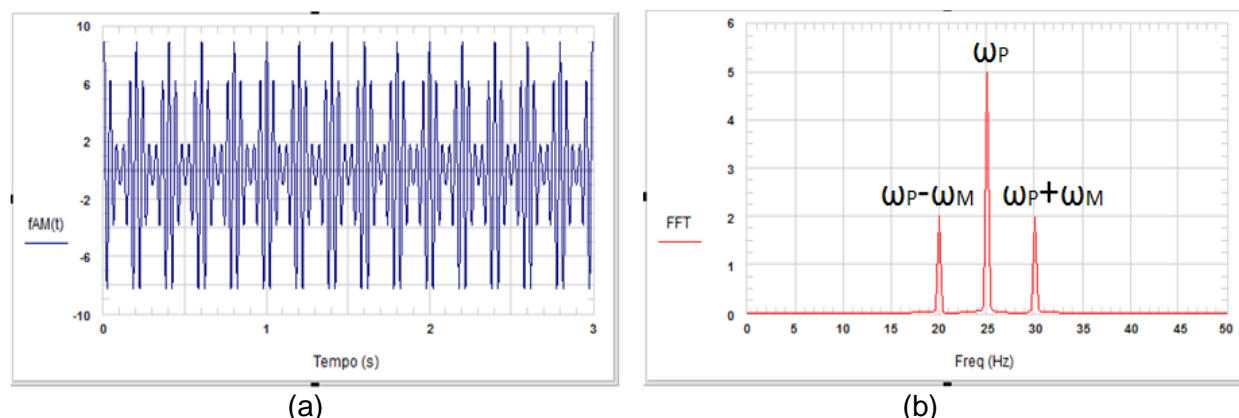


Figura 5.2 – Exemplo de (a) Sinal AM e (b) Espectro de frequências do sinal AM.

O objetivo da demodulação é extrair o envelope de um sinal modulado, como apresentado no exemplo da Figura 5.3. Contudo, é importante ressaltar a diferença entre o sinal modulador e o envelope de um sinal modulado, que pode ser definido, de maneira

simples, como a curva de contorno formada pela conexão dos picos de amplitude do sinal AM [Haykin, 1989; Randall, 1987].

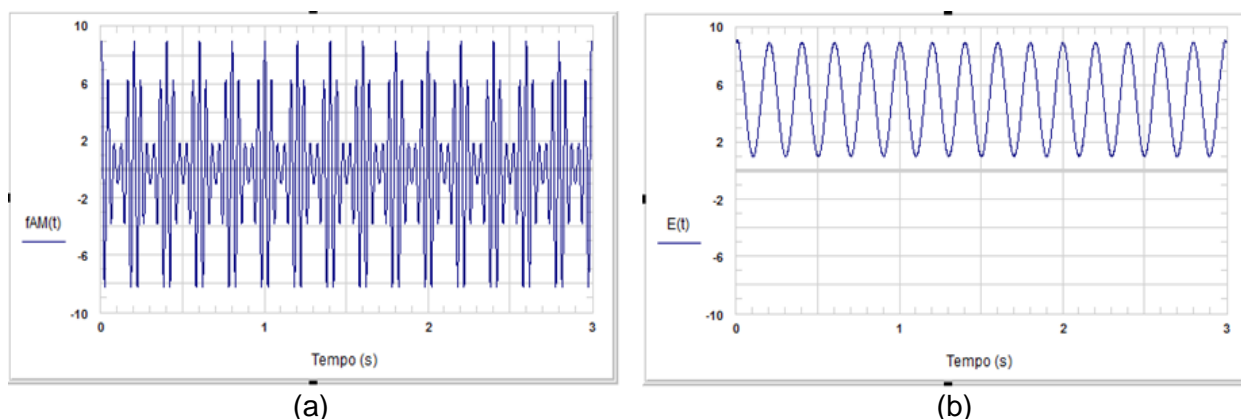


Figura 5.3 – Exemplo de (a) Sinal AM e (b) Envelope.

6. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

6.1 Bancada de Ensaio

Para isolamento da base, a bancada foi construída sobre uma mesa vibratória com rigidez equivalente de 124 kN/m e massa de 640 kg. A rotação é transmitida para o eixo, a partir de um motor, Figura 6.1(a), através de um sistema Polia-Correia (1:1), como mostra a Figura 6.1 (b). O rolamento de teste fica alocado no mancal de ensaio, Figura 6.1(c), que é submetido a um carregamento imposto pela atuação de uma célula de carga, como mostra a Figura 6.1(d).



Figura 6.1 – Bancada de ensaios.

Foi utilizado um motor de indução de 1 HP (745,7 W) que, para uma frequência de rede de 60 Hz, fornece 1800 rpm (nominal). Para possibilitar variação na frequência de rotação do

eixo, foi utilizado um inversor de frequência, sendo que a rotação do eixo, em rpm, pode ser obtida pela seguinte equação:

$$n_e = 29,9f - 6,8 \quad (6.1)$$

onde f é a frequência da rede, em Hz. Essa correlação foi obtida de forma experimental, visando considerar as perdas ocasionadas pela transmissão e pela atuação do carregamento no mancal, apresentando incerteza de 0,1% devido ao instrumento de medição e é válida para frequências menores que 60 Hz. Mais informações sobre o procedimento de calibração são apresentadas no Apêndice I. Essa incerteza foi desconsiderada, pois quando propagada para a frequência de rotação, apresenta ordem de grandeza muitas vezes inferior à própria resolução do sistema de aquisição.

O mancal de ensaio é o dispositivo no qual o rolamento de teste, Figura 6.2(a), é alocado para a realização dos ensaios. As tampas são responsáveis pela vedação da cavidade interna do mancal e pela fixação da pista externa do rolamento, como apresentado nos itens (b) e (c) da Figura 6.2. Os acelerômetros são fixados ao mancal através dos pinos (d) e (e), apresentados na Figura 6.2. A carga é aplicada ao mancal tracionando uma célula de carga que tem uma de suas extremidades fixada ao mancal através do eixo (f), apresentado na Figura 6.2, enquanto a outra é fixada a um apoio soldado à base da bancada.

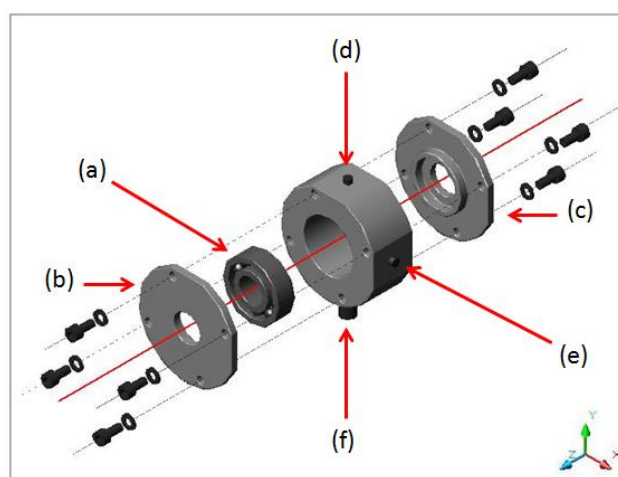


Figura 6.2 – Mancal de ensaio.

Foi utilizada uma célula de carga com capacidade de 500 kgf (4,9 kN) ligada a um condicionador de sinais configurado em ponte completa de Wheatstone. Após a calibração desse sistema de medição com um anel dinamométrico, encontrou-se a seguinte correlação para calcular a força, em kfg, aplicada ao mancal:

$$F = 99,3U - 2,8 \quad (6.2)$$

onde U é a diferença de potencial elétrico, em V, na saída do condicionador de sinais. Mais informações sobre o procedimento de calibração da célula de carga são apresentadas no Apêndice II.

Para a medição da aceleração foram utilizados dois acelerômetros. O procedimento de calibração foi realizado de acordo com as normas correspondentes [ISO 16063-1:1998; ISO 16063-21:2003], com o sistema completo de medição (sensor, cabo e condicionador de sinais) e calibrador de acelerômetros. Dessa forma, aplicando uma aceleração de referência conhecida, em g, e analisando a resposta do sistema em potencial elétrico, é possível obter a sensibilidade real do sistema para as condições de medição que serão impostas durante os testes experimentais. Os valores de potencial elétrico, de pico a pico (U_{P-P}) e de zero a pico

(U_{0-P}), obtidos pela calibração são apresentados na Tabela 6.1, para os dois acelerômetros utilizados.

Tabela 6.1 – Parâmetros obtidos pela calibração dos acelerômetros.

Serial	Condicionador de sinais	U_{P-P} [mV]	U_{0-P} [mV]
30010	LPF-01	174	87
	LPF-02	172	86
30051	LPF-01	164	82
	LPF-02	158	79

Mais informações sobre o procedimento de calibração dos acelerômetros são apresentadas no Apêndice II.

A transformação de Hilbert ideal através de defasagem pode não ser perfeitamente aplicável para demodulação de sinais obtidos experimentalmente, especialmente sob o efeito de ruídos excessivos. Dessa forma, essa ferramenta digital tem seu desempenho prejudicado, sendo, portanto, necessária a realização de filtragem física de sinais experimentais visando minimizar esses problemas inerentes ao procedimento adotado [Proakis, 1988; Feldman, 2011]. Na bancada de ensaios, a filtragem física do sinal de aceleração é realizada pelos condicionadores de sinais LPF-01 e LPF-02.

6.2 Processamento de Dados

A técnica do envelope foi implementada, em plataforma Agilent, seguindo as etapas apresentadas na Figura 6.3. Para isso, foi utilizado como amostra um conjunto de dados discretizados obtidos a partir da equação (5.5).

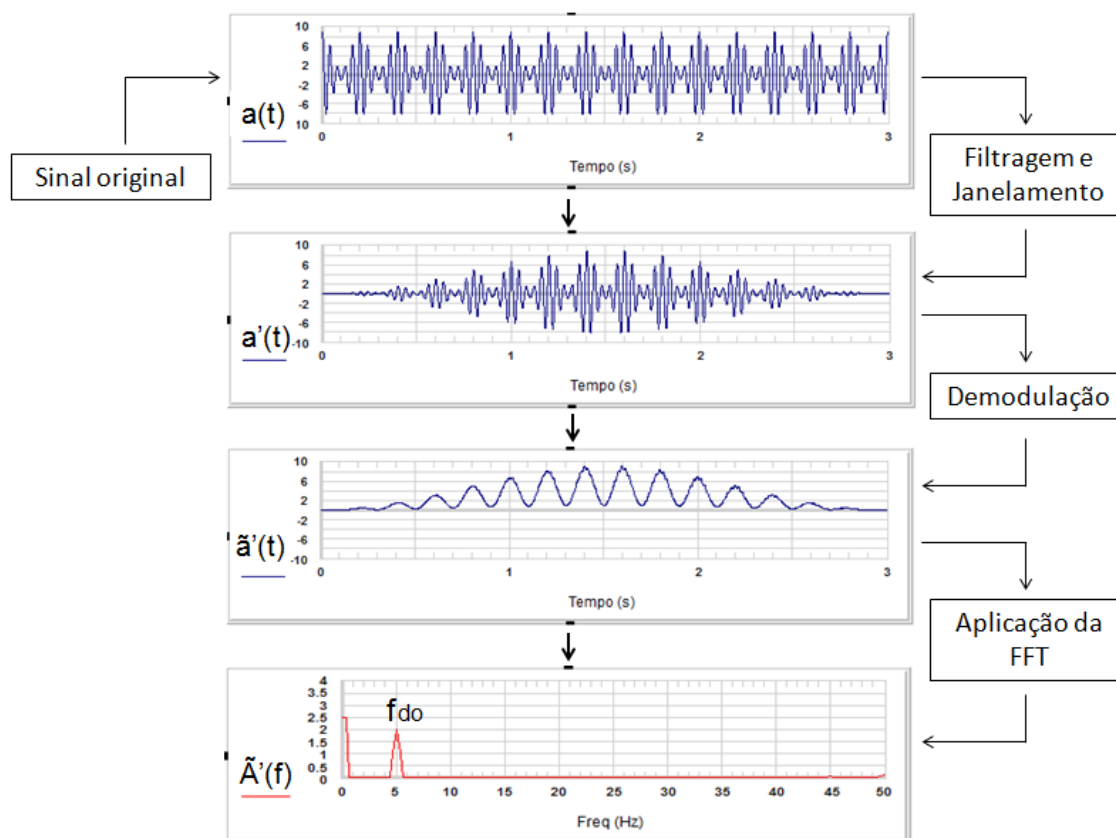


Figura 6.3 – Etapas principais da técnica implementada.

A aplicação da transformada rápida de Fourier (FFT) requer que a amostra seja uma representação completa no domínio do tempo do sinal analisado, ou seja, que a amostra tenha um número inteiro de ciclos. Quando isso não ocorre, pode-se deparar com um fenômeno denominado de *Leakage*, que é o vazamento do sinal. Esse problema tem como efeito um espalhamento da energia, que deveria estar contida em uma única frequência, em frequências adjacentes no espectro. Esse espalhamento no espectro de frequência pode distorcer os resultados e influenciar na análise, já que as amplitudes dos picos do espectro ficam atenuadas. Para minimizar esses efeitos, a amostra do sinal original deve ser multiplicada por uma função de forma que o resultado seja um sinal com valores nulos no tempo inicial e no tempo final de amostragem. Esse procedimento é chamado de janelamento e a função matemática que multiplica o sinal é chamada de função janela. Na implementação da técnica, foi utilizada a função janela *Hanning*, que é recomendada para aplicações gerais em sinais periódicos.

A função janela *Hanning* é definida como:

$$w(n) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{n}{\tau - 1} \right) \right] \quad (6.3)$$

onde τ é o comprimento da janela [Oppenheim e Schafer, 1989; Harris, 1978].

Visando analisar modificações na energia vibratória próxima às frequências de ressonância do sistema, o sinal de aceleração, $a(t)$, é filtrado digitalmente tendo f_i e f_s como frequências limítrofes, inferior e superior, respectivamente, do filtro passa banda.

Esses dois procedimentos dão origem a um novo sinal, denominado $a'(t)$, do qual é extraído o envelope através da aplicação da transformada de Hilbert. Para isso, no domínio da frequência, são aplicadas as condições descritas nas equações (5.3). De posse do envelope, denominado $\tilde{a}(t)$, a última etapa é a construção de seu espectro de frequências, que, no caso de um defeito estar presente no rolamento, será chamado de assinatura de defeito. No exemplo genérico apresentado na Figura 6.3, obteve-se uma frequência de defeito f_{do} . Essa frequência obtida deve ser comparada com as frequências características de defeito obtidas analiticamente para identificar o tipo de defeito presente.

6.3 Descrição dos Ensaaios

Para a realização desse estudo, foram induzidos defeitos em sete rolamentos, de acordo com a Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Rolamentos de teste e suas descrições.

Rolamento	Defeito	Localização
N	Sem defeito	--
1	A	Pista Externa
2	A	Pista Interna
3	A	Esfera
4	B	Pista Externa
5	B	Pista Interna
6	B	Esfera
7	Rompimento	Gaiola

Os defeitos do tipo A foram induzidos com auxílio de uma caneta pirográfica e pretendem reproduzir defeitos na forma de riscos, enquanto os defeitos do tipo B foram induzidos com uma microrretífica e buscam reproduzir uma forma de cavidade e, portanto, apresentam maior severidade. Esses defeitos são apresentados nas Figuras 6.4 e 6.5.

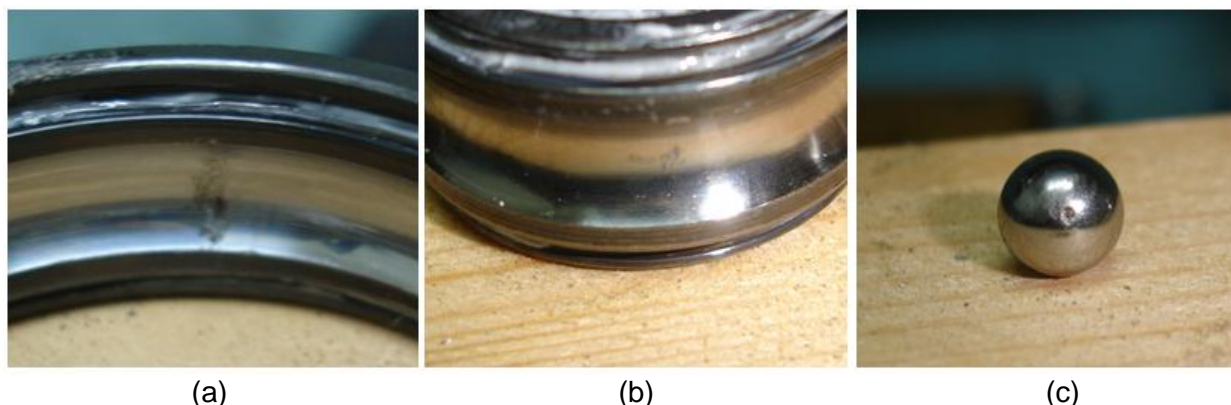


Figura 6.4 – Defeitos induzidos nos rolamentos de teste (a) 1, (b) 2 e (c) 3.

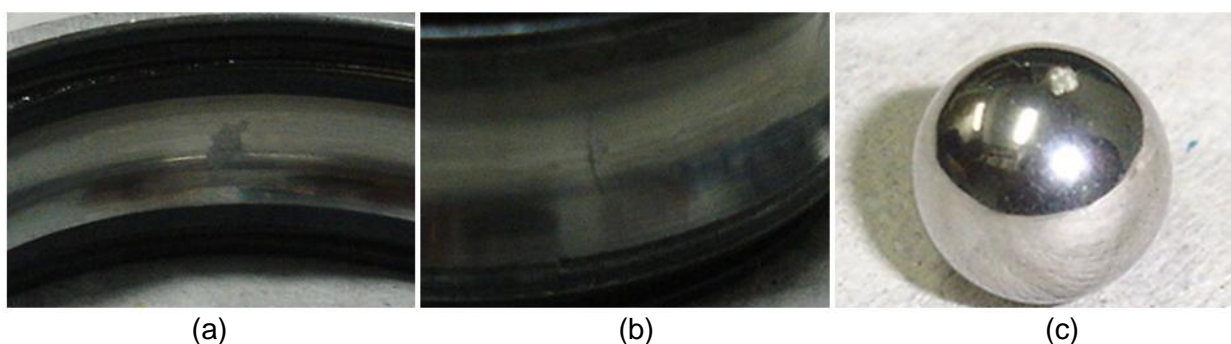


Figura 6.5 – Defeitos induzidos nos rolamentos de teste (a) 4, (b) 5 e (c) 6.

Foram utilizados rolamentos rígidos de esferas, de uma carreira, de modelo 6204 do fabricante NSK. Os parâmetros geométricos desse modelo de rolamento são apresentados na Tabela 6.3. Os testes foram realizados simulando duas condições de trabalho, ambas com carga aplicada de 450 kgf (4,4 kN), variando a rotação do eixo. Essa carga corresponde a um caso crítico no qual é imposta uma grande sollicitação, correspondendo a uma vida útil de aproximadamente 350 horas quando trabalhando a 1800 rpm. Mais informações sobre vida útil são apresentadas no Apêndice IV. Essa condição foi imposta visando facilitar a identificação dos defeitos, uma vez que quanto maior for o carregamento no rolamento maior será a magnitude dos impulsos gerados. Testes preliminares impondo carregamentos menos severos (0,8 kN) foram realizados. Nesse estudo, foi possível identificar os dois tipos de defeito induzidos: riscos na pista externa e interna [Gonçalves e Gomes, 2010].

Tabela 6.3 – Parâmetros necessários para o cálculo das frequências características de defeitos.

Parâmetros de cálculo	Rotação do eixo [rpm]	
	890,2	1787,2
Frequência da pista externa [Hz]	0	0
Frequência da pista interna [Hz]	14,8	29,8
Número de esferas	8	
Diâmetro das esferas [mm]	7,9	
Diâmetro da gaiola [mm]	33,5	
Ângulo de folga [rad]	0	

Como a pista externa é fixada ao mancal de ensaio, sua frequência de rotação foi considerada nula, embora pequenos escorregamentos possam ocorrer durante a operação. O ângulo de folga foi desconsiderado para todos os casos. Geralmente, com o uso, o rolamento tende a apresentar um aumento no ângulo de folga, que por sua vez influencia no ângulo de atuação de carga radial, reduzindo a região de carregamento. Entretanto, esse fenômeno não implica em alterações nas frequências de defeito do rolamento [Braun, 1986].

Com essas informações, é possível calcular as frequências características dos defeitos, de acordo com as equações (4.1) e (4.2). Para as condições de trabalho ensaiadas, as respectivas frequências características de defeito são apresentadas na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Frequências características de defeitos.

Frequências características de defeito	Rotação do eixo [rpm]	
	890,2	1787,2
FDPE [Hz]	45,3	90,6
FDPI [Hz]	73,4	146,8
FDE [Hz]	29,5	59,1
FDG [Hz]	5,7	11,3

Todos os dados experimentais foram coletados com taxa de aquisição de 22,5 kHz com tempo de aquisição de 3 segundos. Dessa forma, no espectro de frequências, apresentará uma incerteza de 0,333 Hz devido à resolução da Transformada de Fourier.

7. RESULTADOS

7.1 Resultados Experimentais

A partir dos dados coletados experimentalmente, obtiveram-se as assinaturas de defeito para os sete rolamentos ensaiados de acordo com o procedimento para processamento de dados apresentado na Figura 6.3. Dessas assinaturas foram retiradas informações que possibilitam a identificação do tipo de defeito que cada rolamento apresenta. Inicialmente, buscou-se identificar as frequências fundamentais de cada espectro, ou seja, caracterizar o defeito através da frequência de defeito obtida (f_{do}). Esses resultados são apresentados nas Tabelas 7.2 e 7.3, onde são realizadas as comparações com as frequências de defeito analíticas (f_{da}), que foram apresentadas anteriormente na Tabela 6.4.

Tabela 7.2 – Resultados obtidos a partir dos ensaios experimentais para tipo de defeito A.

Rolamento	f_{pi} [Hz]	Canal	f_{do} [Hz]	f_{da} [Hz]	Diferença [%]
1	14,8	0	46,7	45,3	3,0
		2	46,3	45,3	2,3
	29,8	0	94,7	90,6	4,5
		2	94,7	90,6	4,5
2	14,8	0	-	73,4	-
		2	-	73,4	-
	29,8	0	-	146,8	-
		2	-	146,8	-
3	14,8	0	31,3	29,5	6,2
		2	31,3	29,5	6,2
	29,8	0	63,0	59,1	6,6
		2	63,0	59,1	6,6

Tabela 7.3 – Resultados obtidos a partir dos ensaios experimentais para tipo de defeito B e quebra da gaiola.

Rolamento	f_{pi} [Hz]	Canal	f_{do} [Hz]	f_{da} [Hz]	Diferença [%]
4	14,8	0	47,3	45,3	4,5
		2	47,3	45,3	4,5
	29,8	0	95,7	90,6	5,6
		2	95,7	90,6	5,6
5	14,8	0	75,7	73,4	3,1
		2	75,7	73,4	3,1
	29,8	0	151,3	146,8	3,1
		2	151,3	146,8	3,1
6	14,8	0	30,7	29,5	4,0
		2	30,7	29,5	4,0
	29,8	0	61,7	59,1	4,3
		2	61,7	59,1	4,3
7	14,8	0	5,3	5,7	6,8
		2	5,3	5,7	6,8
	29,8	0	10,3	11,3	8,6
		2	10,3	11,3	8,6

Para os resultados referentes aos casos com frequência de rotação do eixo igual a 14,8 Hz, obteve-se uma diferença média de 4,5 % quando comparados com o resultado analítico esperado. Essa diferença foi maior (5,5 %) para os casos com frequência de rotação de 29,8 Hz, chegando a quase 9 % para o caso com defeito induzido na gaiola.

Os resultados referentes aos ensaios realizados com o rolamento 2 se mostraram inconclusivos. Embora a frequência de defeito esteja presente nesses espectros, não foi possível identificar as bandas laterais que caracterizam a assinatura de falhas para esse tipo de defeito. Dessa forma, optou-se por desconsiderar esse conjunto de amostras.

7.2 Discussão sobre as assinaturas vibratórias de defeitos

Além da caracterização do defeito através da frequência fundamental, pode-se notar um padrão presente nos espectros de frequência de acordo com a localização do defeito [McFadden e Smith, 1984].

Como exemplo, a Figura 7.1(a) mostra o espectro de frequência obtido para o rolamento 4, com defeito induzido na pista externa e submetido à frequência de rotação do eixo de 14,8 Hz. Nota-se a presença da frequência de defeito (f_{do}) e suas harmônicas ($2f_{do}$, $3f_{do}$, ...). Esse é o padrão de assinatura de defeito quando esse está localizado em uma região da pista que está parada em relação à zona de carregamento do rolamento.

Para os casos nos quais o defeito está presente em uma região da pista com movimento relativo à zona de carregamento, a série de impulsos gerados terá sua amplitude modulada de acordo com o carregamento em cada instante. Dessa forma, essa assinatura de defeito apresenta uma frequência de defeito (f_{do}) e bandas laterais ($f_{do}-f_{pi}$ e $f_{do}+f_{pi}$). Esse padrão pode ser observado na Figura 7.1(b), que apresenta o espectro de frequência obtido para o ensaio do rolamento 5, com defeito induzido na pista interna, submetido à frequência de rotação do eixo de 14,8 Hz.

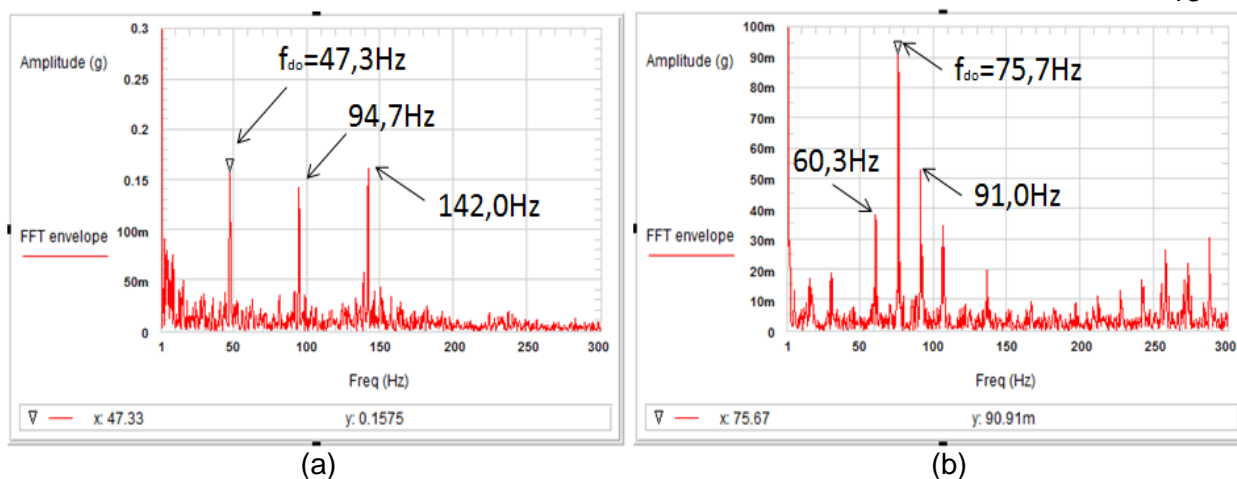


Figura 7.1 – Assinatura de defeito para (a) rolamento 4 e (b) rolamento 5.

Para casos nos quais o defeito está presente em um dos elementos rolantes, a identificação do padrão se torna mais complexa. Em certas situações, os impulsos gerados são modulados pela frequência da gaiola [McFadden e Smith, 1984]. Entretanto, essa característica não fica clara ao se analisar os dados experimentais, como pode ser visto na Figura 7.2(a), que apresenta o espectro de frequências obtido para o ensaio do rolamento 6, com defeito induzido em uma das esferas e submetido à frequência de rotação do eixo de 14,8 Hz. Nesse caso, a presença da frequência da gaiola (5,7 Hz) ratifica a existência de defeito em uma das esferas.

Quanto aos casos com defeito na gaiola, não se encontrou na literatura informações suficientes para caracterizar um padrão para essa assinatura de defeito. A Figura 7.2(b) apresenta essa assinatura para o rolamento 7 submetido à frequência de rotação do eixo de 14,8 Hz. Para obter essa assinatura foram necessárias alterações na banda de filtragem, limitando-a a valores de 150 a 200 Hz, muito próximas da primeira frequência natural do sistema (aproximadamente 182 Hz). De maneira geral, a energia vibratória para esse ensaio apresenta um comportamento similar ao ensaio realizado com o rolamento sem dano induzido, exceto pela pequena concentração que ocorre na faixa de 0-20 Hz.

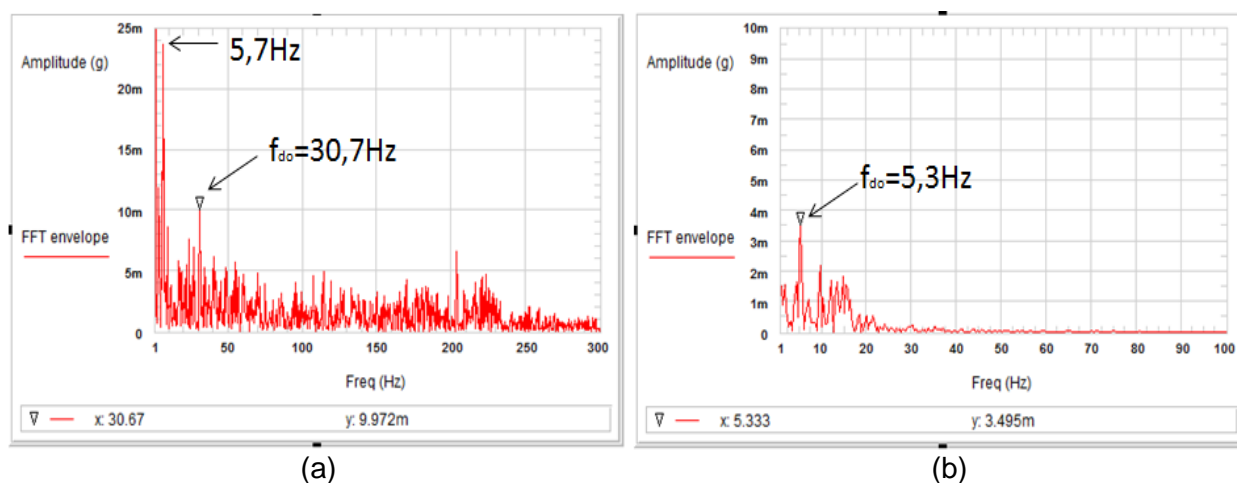


Figura 7.2 – Assinatura de defeito para (a) rolamento 6 e (b) rolamento 7.

8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Alguns resultados experimentais foram apresentados nesse trabalho tratando do problema de identificação de defeitos em rolamentos. Uma revisão de assuntos relevantes para o desenvolvimento do trabalho como caracterização de defeitos em rolamentos e definições básicas sobre transformada de Hilbert foi brevemente apresentada. A metodologia empregada para realização dos ensaios experimentais foi descrita, assim como o procedimento para análise dos dados coletados através de uma técnica de demodulação de sinais. Para a demodulação, uma programação aplicando a transformada de Hilbert através de defasagem no domínio da frequência foi utilizada. Esse processo, ao invés de outras formas de se aplicar a transformada de Hilbert, mostra-se eficaz ao tratar de sinais discretos de aceleração.

As assinaturas de defeito foram identificadas nos espectros de frequência assim como os casos nos quais ocorrem efeitos de modulação em virtude da velocidade relativa à zona de carregamento, exceto para o rolamento 2. A identificação nos casos em que ocorre modulação se torna mais complexa, especialmente quando o defeito está presente em um dos elementos rolantes. Quando isso ocorre, pode-se ter amostras experimentais nas quais o defeito não entra em contato com as pistas do rolamento devido ao caráter não determinístico desse tipo de falha. Entretanto, para os dados coletados, foi possível a identificação de algumas características que permitiram a detecção do defeito induzido. Quanto aos resultados obtidos a partir dos ensaios com o rolamento no qual o defeito foi induzido pela quebra da gaiola, seria importante estudar o comportamento que ocorre para outros modelos de rolamento para validar os resultados obtidos. O tipo da gaiola e o material empregado na sua fabricação podem interferir na amplitude dos impulsos gerados durante a operação. A comparação dos resultados obtidos experimentalmente com os resultados analíticos esperados apresenta uma diferença média de 1,5 Hz quando o eixo é submetido a 890,2 rpm e 3,5 Hz para 1787,2 rpm. Tais discrepâncias podem ser explicadas por algumas simplificações adotadas como desconsideração de deslizamento dos elementos rolantes e a relação exata de 1:1 das polias.

A bancada de ensaios se mostrou adequada para a realização desse tipo de experimento, a implementação da técnica em plataforma Agilent Vee 7.5 cumpriu com seu objetivo e os resultados preliminares validam a metodologia empregada para os tipos de defeito analisados.

Trabalhos futuros podem envolver análise de rolamentos com múltiplos defeitos assim como a realização de um número maior de testes visando à obtenção de informações para a realização de análises estatísticas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arato Junior, A. **“Manutenção preditiva usando análise de vibrações”**. Barueri: Manole, 2004.

Bezerra, R. A. **“Detecção de falhas em rolamentos por análise de vibração”**. Tese D.Sc., FEM, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, 2004.

Braun, S., **“Mechanical Signature Analysis Theory and Application”**, London, Academic Press, England, Vibration Monitoring, pp. 173-215, 1986.

Feldman, M. **“Hilbert Transform in vibration analysis”**. Mechanical systems and signal processing, 25:735-802, 2011.

Harris, F. J. , **“On the use of windows for harmonic analysis with discrete Fourier transform”**, Proc. IEEE, vol. 66, pp. 51–83, 1978.

Haykin, S. **“An introduction to analog and digital communication”**. New York: John Wiley & Sons, 1989.

Hoshi, T. **“Damage Monitoring of Ball Bearing”**. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2006.

ISO 16063-1:1998, **“Methods for the calibration of vibration and shock transducers- Part 1: Basic Concepts”**. 1998.

ISO 16063-21:2003, **“Methods for the calibration of vibration and shock transducers- Part 21: Vibration calibration by comparison to a reference transducer”**. 2003.

Juvinall, R. C. e Marshek, K. M. **“Fundamentals of machine component design”**, 2nd edition. New York: John Wiley & Sons, 1991.

Gonçalves, J. F. e Gomes, H. M. **“Implementação de uma bancada de ensaios para identificação de falhas em rolamentos por monitoramento de vibrações”**. XXII Salão de Iniciação Científica da UFRGS. Porto Alegre : PROPESQ/UFRGS, 2010.

Liang, M. e Bozchalooi, I. S. **“An energy operator approach to joint application of amplitude and frequency-demodulations for bearing fault detection”**. Mechanical systems and signal processing, 24:1473-1494, 2010.

McFadden, P. D. e Smith, J. D., **“Model for The Vibration Produced By Single Point Defect in a Rolling Element Bearing”**, Journal of Sound and Vibration , Vol. 96(1), pp. 69-81, 1984.

Mitchell, J. S. **“Introduction to machinery analysis and monitoring”**, 2nd edition. Oklahoma: Penn Well Books, 1993.

Nepomuceno, L. X. **“Técnicas de manutenção preditiva”**. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1989.

Nikolaou, N. G. e Antoniadis, I. A. **“Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets”**. NDT&E International, 35: 197-205, 2002.

Oppenheim, A. V. e Schafer, R. W., **“Discrete-Time Signal Processing”**. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1989.

Proakis, J. G. and Manolakis, D. G. **“Introduction to digital signal processing”**. New York: Macmillan, 1988.

Randall, R. B. **“Frequency analysis”**, 3rd edition. Naerum: Brüel & Kjaer, 1987.

Su, W., Wang, F., Zhu, H., Zhang, Z. e Guo, Z. **“Rolling element bearing faults diagnosis based on optimal Morlet wavelet filter and autocorrelation enhancement”**. Mechanical systems and signal processing, 24:1458-1472, 2010.

Tandon, N. and Choudhury, A., **“A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings”**, Tribology International. Vol. 32,pp. 469-480, 1999.

William, P. E. and Hoffman, M. W., **“Identification of bearing faults using time domain zero-crossings”**. Mechanical systems and signal processing, 25:1096-1216, 2011.

APÊNDICE I

A bancada de ensaio possibilita que a rotação no eixo possa ser alterada, para que sejam induzidas diversas situações de trabalho ao rolamento, através de um inversor de frequência. Como o motor trabalha a 1800 rpm (rotação nominal) para a frequência de rede de 60Hz, foi realizada uma calibração para frequências menores.

A descrição do instrumento de medição utilizado é apresentada abaixo:

Instrumento: Tacômetro.

Fabricante: Microtest.

Modelo: L-20.

N° de série: URH n°1550.

Incerteza: 0,1%.

As medições foram realizadas com a bancada sob condições normais de trabalho (com carregamento). Os dados referentes a essas medições são apresentados na Tabela AI.1.

Tabela AI.1 – Dados para calibração da rotação.

Frequência no Inversor [Hz]	Sem Tensionador		Com Tensionador	
	Rotação no Eixo [rpm]	Rotação no Motor [rpm]	Rotação no Eixo [rpm]	Rotação no Motor [rpm]
5	146	146	144	144
10	-	-	292	292
15	-	-	439	440
20	-	-	585	589
25	-	-	733	734
30	889	892	885	887
35	-	-	1035	1037
40	-	-	1182	1182
45	-	-	1335	1336
50	-	-	1482	1486
55	-	-	1636	1636
60	1785	1785	1793	1793

A partir dos dados obtidos foi realizado um ajuste de curva linear. Dessa forma, a rotação no eixo (n_e) pode ser calculada da seguinte forma:

$$n_e = 29,9f - 6,8 \quad (\text{AI.1})$$

onde f é a frequência da rede, em Hz.

APÊNDICE II

O sistema de medição consiste de uma célula de carga de 500 kgf ligada em um condicionador de sinais. O sinal de saída do condicionador é ligado a um multímetro digital, onde são realizadas as leituras. As descrições desses instrumentos são apresentadas abaixo:

Instrumento: Célula de Carga.

Fabricante: Alfa.

Capacidade: 500 kgf.

N° de série: 1073900.

Instrumento: Condicionador de Sinais.

Fabricante: Transdutec.

Modelo: TMDE.

Para a calibração, foi utilizado um anel dinamométrico associado em série com a célula de carga. Quando a máquina de ensaio aplica a carga, o anel é solicitado através das suas extremidades e dessa forma sofre deformação elástica que é amplificada por uma alavanca para que possa ser medido por um relógio comparador. Dessa forma, o anel dinamométrico é o padrão para calibração da célula de carga. As descrições desses instrumentos são apresentadas abaixo:

Instrumento: anel dinamométrico.

Fabricante: Wazau.

Identificação: M7860.

Limite máximo de esforço: 6 kN.

Instrumento: relógio comparador.

Fabricante: Mitutoyo.

Identificação: 176718.

Resolução: 0,01 mm.

Esse sistema configurado em série com a célula de carga foi submetido a cargas de compressão conhecidas impostas pela máquina de ensaio e a partir das medições de deflexão do anel para cada carga foi possível obter uma relação com o valor de saída do condicionador de sinais. Para calcular essa relação foram utilizados os dados de calibração do anel dinamométrico que estão apresentados na Tabela AII.1.

Tabela AII.1 – Dados da calibração do anel dinamométrico.

Esforços (N)	Deflexão (x10μm)
0	0
600	59,4
1200	118,9
1800	178,7
2400	238,6
3000	298,5
3600	358,5
4200	418,9
4800	479,0

A diferença de potencial máxima na saída do condicionador é dada por:

$$U = \varepsilon KE \quad (\text{AII.1})$$

onde:

U : diferença de potencial na saída do condicionador;

ε : sensibilidade da célula de carga;

K : ganho do sistema;

E : tensão de alimentação do sistema.

Como a sensibilidade da célula de carga é de 2 mV/V, com alimentação de 5 V a diferença de potencial na saída do condicionador quando a carga aplicada for máxima, no caso 500 kgf, será de 5 V.

Com a realização do ensaio de compressão foi possível relacionar as cargas aplicadas, obtidas indiretamente pela leitura do relógio comparador, com a diferença de potencial U, na leitura do multímetro digital. A aplicação de carga foi realizada gradualmente até os valores de deflexão presentes no certificado de calibração do anel dinamométrico. A relação da leitura realizada no multímetro digital com a leitura do relógio comparador é mostrada na Tabela AII.2.

Tabela AII.2 – Dados para calibração da célula de carga.

Diferença de Potencial (V)	Deflexão (x10 μ m)
0	0
0,64	59
1,27	119
1,89	178
2,51	238
3,13	298
3,73	358
4,33	418
4,93	478

Através da relação entre as Tabelas AII.1 e AII.2, imposta pela calibração do anel dinamométrico, foi realizado um ajuste de curva linear para obtenção de uma curva de calibração para a célula de carga.

Dessa forma, a carga de solicitação F imposta ao mancal de ensaio da bancada pode ser determinada pela expressão:

$$F = 99,3U - 2,8 \quad (\text{AII.2})$$

onde U é a diferença de potencial elétrico, em V, na saída do condicionador de sinais.

APÊNDICE III

Para a medição da aceleração, foram utilizados os seguintes instrumentos:

Instrumento: Acelerômetro.

Fabricante: Brüel & Kjær.

Modelo: 4381.

N° de série: 30051 e 30010.

Instrumento: Calibrador.

Fabricante: Brüel & Kjær.

Modelo: Type 4291.

Instrumento: Fonte de energia.

Fabricante: Brüel & Kjær.

Modelo: Type 2805.

O fabricante disponibiliza as informações apresentadas na Tabela AIII.1 para 159,2 Hz, 20ms⁻² RMS e 22,9 °C.

Tabela AIII.1 – Sensibilidade definida pelo fabricante.

Serial	pC/g
30010	99,98
30051	93,74

A partir disso, foi calculada a sensibilidade do sistema, em mV/g. Também é informada pelo fabricante a variação da sensibilidade com a variação da frequência de excitação, conforme apresentado na Figura AIII.1.

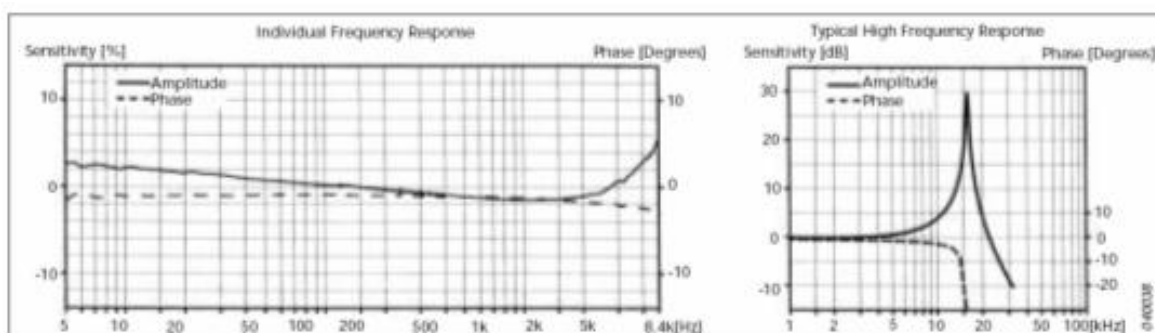


Figura AIII.1 – Resposta típica de frequência individual do acelerômetro.

É possível identificar que a sensibilidade do acelerômetro pouco varia dentro da faixa de uso, em baixas e médias frequências. Para se obter a sensibilidade real do sistema de medição em mV/g é necessário considerar os cabos e o condicionador de sinais, pois alteram a capacitância do sistema. Foram realizadas as calibrações dos conjuntos de medição de aceleração aplicando uma aceleração conhecida, em g, e detectando a resposta, em mV.

A calibração foi realizada com 79 Hz, portanto com baixa frequência (ISO 16063). Para um nível de confiança de 99,9 %, a precisão da calibração (Brüel & Kjær) é de $\pm 2\%$.

APÊNDICE IV

O cálculo da vida útil tem o objetivo de definir as condições de trabalho dos rolamentos ensaiados.

Nos ensaios experimentais foi utilizada lubrificação a base de Poliuréia, especialmente desenvolvida para mancais de motores elétricos, com faixa de aplicação entre 25 e 170 °C.

Considerando temperatura ambiente de 40 °C no cálculo, a máxima temperatura de funcionamento do rolamento será de 100 °C, ou seja, um ΔT de 60 °C é permitido.

Utilizando uma ferramenta de cálculo da vida útil de rolamentos, disponibilizada pela SKF (www.skf.com), obteve-se os seguintes resultados.

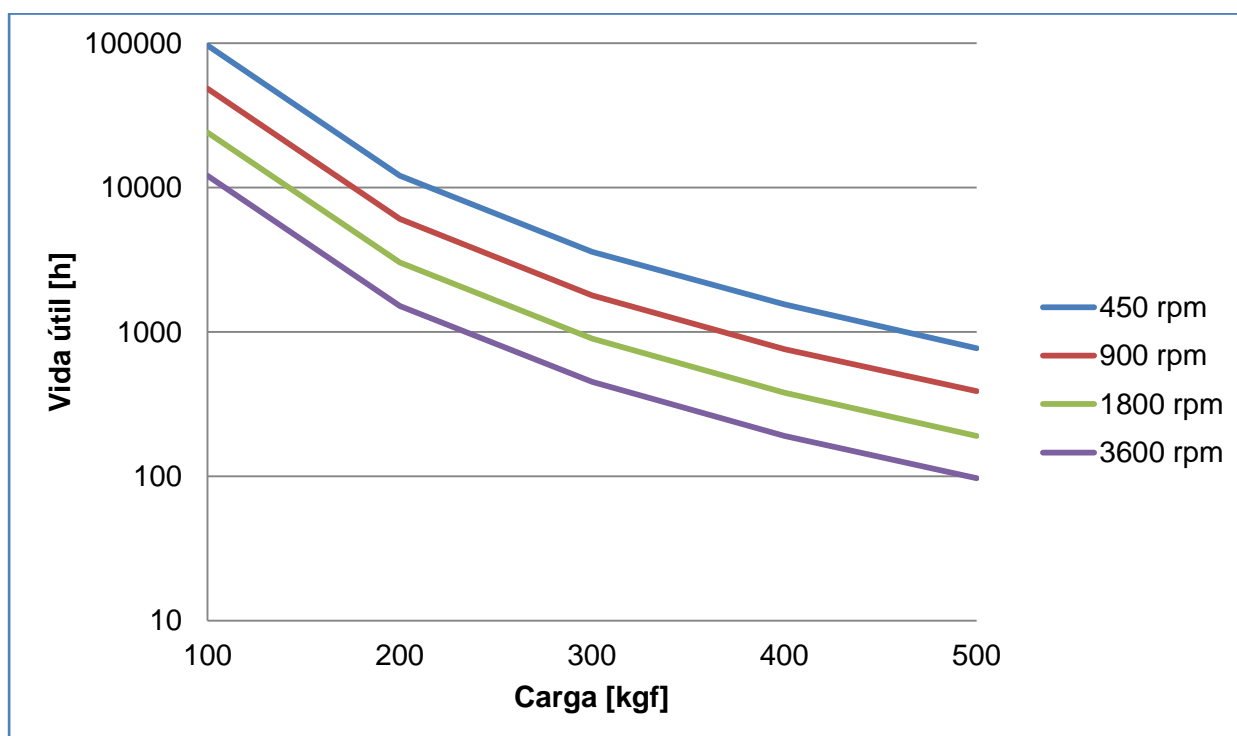


Figura AIV.1 – Influência da rotação e da carga na vida útil do rolamento.

Como pode ser visto, o rolamento 6204 apresenta vida útil de 390 horas para carga de 500 kgf e rotação de 900 rpm. Para rotação de 1800 rpm e carga de 500 kgf, a vida útil desse rolamento será de 190 horas.