

APLICAÇÃO DA ANÁLISE INDEPENDENTE DA QUALIDADE DO ENGRENAMENTO NO MONITORAMENTO DE AMPLIADORES DE VELOCIDADES COM EIXOS PERPENDICULARES

Marcelo Braz de Aquino

braz@dem.feis.unesp.br

Adyles Arato Junior

adyles@dem.feis.unesp.br

Departamento de Engenharia Mecânica – UNESP – Ilha Solteira, Av. Brasil Centro, n.º 56, Ilha Solteira, São Paulo, Cep.: 15385-000, Brasil.

Resumo. *Uma técnica baseada na função densidade de probabilidade Beta, que permite a análise da qualidade do engrenamento, dente a dente, através dos sinais de vibração de um par engrenado é apresentada. A técnica provou ser capaz de detectar e localizar falhas em um redutor mecânico de velocidades montado sobre uma bancada experimental. Este trabalho expõe o comportamento do método estatístico de monitoramento de falhas em ampliadores de velocidades das máquinas tipo Bulbo da Pequena Central Hidrelétrica de Primavera do Leste, que fazem parte do acoplamento entre a turbina e o gerador. Estes ampliadores são caracterizados por possuírem eixos perpendiculares e engrenagens do tipo helicoidal cônicas.*

Palavras-chave: *Vibração, Manutenção Preditiva, Técnicas de monitoramento.*

1 INTRODUÇÃO

Dentre as vantagens de se monitorar, por análise de vibrações, a qualidade do engrenamento pode-se mencionar a eliminação das paradas inoportunas que acarretam prejuízos aos estabelecimentos onde redutores mecânicos são cruciais a produção, ou que envolvem situações de risco como em aeromotores (Oguamanam et al, 1995).

Do ponto de vista dinâmico, os redutores mecânicos são sistemas complexos devido à interação de seus diversos elementos constituintes, tais como rolamentos, engrenagens e eixos, que produzem sinais vibratórios e ruídos que, por sua vez, provocam respostas vibratórias de sua estrutura. A análise destes sinais busca isolar características associadas aos diversos elementos e, com isso, identificar defeitos nestes constituintes. Deve-se considerar que, além das excitações provenientes do próprio redutor, os seus componentes podem também ser excitados devido a sua interação com outros equipamentos e estruturas as quais esteja conectado, tornando ainda mais complexa a análise do sinal de vibração, para o qual exige uma boa percepção e experiência do analista, Arato e Aquino (Arato Jr., A. e Aquino, M.B., 2003).

Considerando a dificuldade de análise do sinal de vibração devido à complexidade de um redutor mecânico de engrenagens, é muito importante o desenvolvimento de métodos e técnicas que auxiliem o analista no diagnóstico de defeitos específicos e permitam isolar a componente do sinal referente ao elemento de máquina sob análise das demais fontes de ruído do equipamento.

A aplicação de técnicas estatísticas para o monitoramento e detecção de falhas de sistemas mecânicos é bastante estudada, sendo objeto do trabalho de vários pesquisadores, podendo-se citar, dentre outros, Martin (Martin 1992) e Heng e Nor (Heng e Nor 1998). Dentro dessa linha, uma importante aplicação da função densidade de probabilidade Beta para análise dos sinais de vibração de redutores mecânicos, foi desenvolvida com o objetivo principal de resolver o problema do monitoramento de vibrações em redutores que, devido sua aplicação industrial, ficam sujeitos a

demanda de torque variável. Diferente de aplicações usuais tais como Valor RMS, Kurtosis e Skwness, que avaliam valores globais de um sinal de vibração, a metodologia aplicada permite uma análise dente a dente do engrenamento, tornando-se capaz de diagnosticar os defeitos além da simples identificação de sua presença.

2 OBJETO DE ESTUDO

O objeto de estudo deste trabalho são os redutores mecânicos de velocidades das unidades geradoras da Pequena Central Hidroelétrica de Primavera do Leste – MT. A figura 1 apresenta uma visão geral da instalação, cujas turbinas são do tipo bulbo de transmissão angular.



Figura 1. Vista Geral das unidades geradoras da PCH de Primavera do Leste.

Com base nas informações e desenhos fornecidos pela empresa, pode-se enumerar as características básicas das máquinas como segue:

- turbina tipo bulbo de transmissão angular;
- mancais de rolamento;
- rotação nominal do rotor: 327,3 rpm;
- pinhão acoplado ao eixo do gerador com 15 dentes;
- coroa acoplada ao rotor com 44 dentes;
- rotação nominal de saída: 900 rpm;
- potência nominal: 1230 kW.

O tipo do redutor em estudo possui eixos perpendiculares e suas engrenagens são helicoidais cônicas, como ilustrado na figura 2.

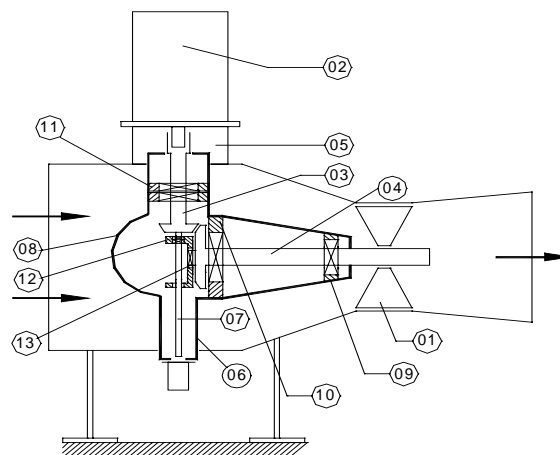


Figura 2. Esquema do redutor de engrenagens helicoidais com eixos perpendiculares.

Os componentes principais, identificados na figura 2, são:

1 - Turbina	6 – Braço inferior	11 – Mancal combinado do gerador
2 - Gerador	7 – Eixo da bomba de óleo	12 – Mancal guia do eixo da bomba
3 - Eixo do gerador	8 – Bulbo (Caixa de engrenagens)	13 – Mancal contra escora da turbina.
4 - Eixo da turbina	9 – Mancal guia da turbina	
5 – Braço vertical	10 – Mancal de escora da turbina	

As aquisições dos sinais de vibração foram realizados com a utilização de acelerômetros piezelétricos, condicionados e digitalizados por equipamentos apropriados e armazenados em microcomputador através de um sistema de aquisição de sinais com possibilidade de uso com dez canais e frequência de amostragem de 40 kHz, assistido por um computador tipo “notebook”.

Os sensores foram instalados nos seguintes pontos:

- Direção radial do braço vertical ligado à caixa de mancais do eixo de transmissão do gerador;
- Direção radial da parte inferior do eixo do gerador, no acoplamento.

Como a análise foi feita no pinhão do amplificador de velocidades, as posições dos sensores foram escolhidas de tal forma que estivessem o mais próximo possível desta engrenagem.

3 EMPREGO DA DISTRIBUIÇÃO BETA NO MONITORAMENTO DE FALHAS

Devido ao fato da frequência de engrenamento ser portadora das informações de todos os demais componentes do par engrenado, é possível estudar o redutor mecânico analisando-se o sinal decorrente de cada um de seus pares engrenados isoladamente. Uma forma bem conhecida de se conseguir este efeito é a Média Temporal Síncrona - MTS (McFadden 1987, McFadden 2000), que consiste em se obter a média de várias aquisições seqüências do sinal de vibração, realizadas de forma sincronizada com o giro do eixo que contém a engrenagem sob análise. Essa sincronização é garantida com ajuda de um *trigger* que é disparado sempre na mesma posição angular da engrenagem. O resultado desse trabalho é um sinal onde as fontes de ruído não síncronas com o giro da engrenagem são fortemente atenuadas, evidenciando-se as fontes síncronas, ou seja, o giro do eixo e a frequência de engrenamento.

O sinal de vibração adquirido de forma digital e devidamente processado através da MTS, conterá componentes que carregam as informações importantes do estado de funcionamento de um redutor mecânico associadas com uma dada engrenagem, mais a frequência de giro dos eixos das duas engrenagens que formam o par. Se, em adição, o sinal for filtrado com uso de um filtro do tipo passa-banda, onde a banda está centrada em torno da frequência de engrenamento da engrenagem de interesse, se eliminarão as frequências de giro dos eixos. O sinal assim obtido conterá informações exclusivamente da engrenagem sob análise.

Extraíndo-se do sinal filtrado um bloco correspondente à apenas um giro da engrenagem, cujo início seja a posição de marcação do *trigger*, ter-se-á uma amostra contendo n dados, onde n é o número de pontos digitalizados do sinal durante o giro da engrenagem. Esse conjunto de dados poderá, então, ser analisado com uso de ferramentas estatísticas, se for possível identificar qual a função densidade de probabilidade que melhor representa este conjunto amostral.

Dentre as várias funções densidade de probabilidade existentes, a função Beta (Barnes 1994, Choy et al 1996, Heng e Nor 1998), tem algumas características que tornam seu uso bastante interessante. A principal é que sendo uma função com dois parâmetros ela se ajusta melhor a realidade da distribuição dos dados. Em segundo lugar os dois parâmetros α e β podem ser calculados a partir do próprio conjunto de dados. Dessa forma é possível modelar um conjunto de dados para o qual não se conheça, a priori, a sua distribuição estatística. Os conjuntos de equações (1) e (2) apresentam a modelagem de amostras através da função densidade de probabilidade Beta, onde os parâmetros α e β , são definidos pela média e variância amostral.

$$f(x, \alpha, \beta) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\beta)} x^{\alpha-1} (1-x)^{\beta-1}, \quad \text{para } 0 < x < 1 \text{ e } \alpha > 0, \beta > 0 \quad (1)$$

onde

$$\alpha = \frac{\bar{x}}{s^2} [(1 - \bar{x})\bar{x} - s^2] \quad \beta = \frac{(1 - \bar{x})}{s^2} [(1 - \bar{x})\bar{x} - s^2] \quad (2)$$

Para valores iguais de α e β , a FDP Beta distribui-se de forma simétrica e quando os valores de α e β diferem-se entre si, a distribuição assumirá formas assimétricas. Para valores de α e $\beta=1$, a FDP Beta representa uma distribuição Uniforme e para α e $\beta=5$, a representação é de uma distribuição Gaussiana.

A técnica de análise proposta neste artigo se baseia nesta qualidade da FDP Beta em assumir a forma mais adequada para representar uma dada amostra. Considere que as amplitudes referentes ao giro completo da engrenagem seja uma amostra, denominada de global, para qual se definirá a função densidade de Probabilidade Beta de referência, calculando-se seus parâmetros α e β . A seguir, identificando os trechos do sinal correspondentes ao período de engrenamento de cada dente, e considerando-se cada um como uma sub-amostra, definem-se suas respectivas funções densidade de probabilidade Beta, denominadas individuais.

O diagnóstico da presença de algum defeito poderá ser feito lembrando-se que a amostra global é na realidade o somatório das sub-amostras relativas a cada dente da engrenagem. Se a ação de engrenamento for idêntica para todos os dentes, a FDP Beta de cada sub-amostra será idêntica a FDP Beta da amostra global. Caso, devido a presença de algum defeito, a ação de engrenamento de alguns dentes for diferente, a FDP Beta correspondente à estas sub-amostras será diferente. Comparando-se as FDP's individuais com a global, é possível identificar a presença desses defeitos. O melhor termo encontrado para nomear essa comparação seria: qualidade ou condição do engrenamento (Oguamanam et al 1995), pois, o confronto entre a amostra global ou de referência e as sub-amostras individuais, é descrita em um mapa que indica a severidade do defeito para cada um dos dentes, exibindo com isso, também a sua localização. A figura 3 ilustra como a técnica detecta a presença e localiza uma anomalia.

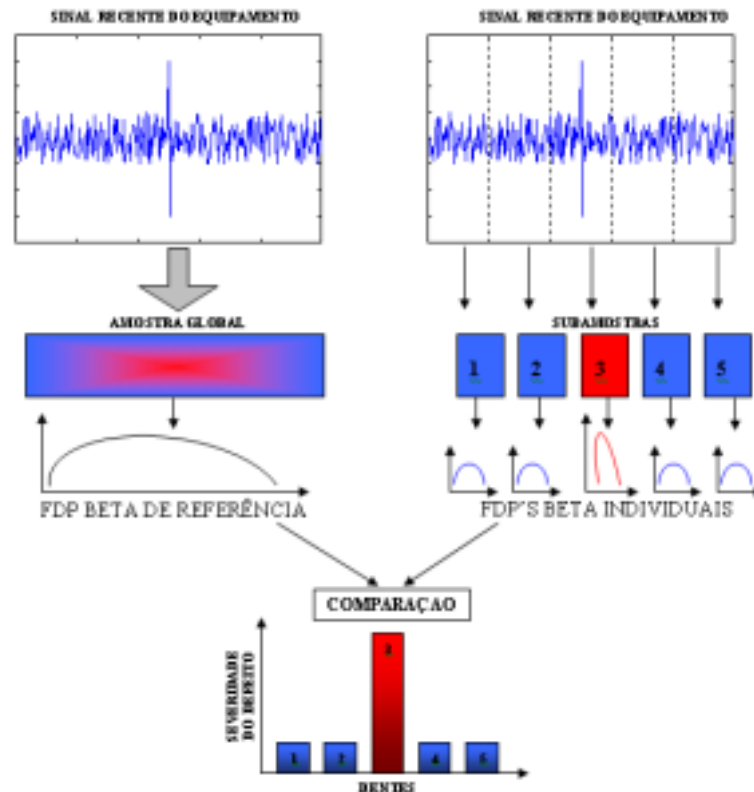


Figura 3. Descrição do procedimento utilizado no método de análise de falhas

De acordo com o esquema mostrado na figura 3, percebe-se que uma eventual anomalia no sinal de referência poderá influenciar na comparação dos parâmetros, podendo atenuar os fenômenos transientes, mas nunca exaurir a capacidade de identificação do defeito permanente. Obviamente, se for utilizado um sinal de referência que não possua nenhuma anomalia, por exemplo de quando o equipamento está novo, a amostra global não sofrerá nenhuma influência, provocando uma discrepância ainda maior entre os dentes sadios e os prejudicados. Mas em algumas condições reais pode não ser possível a obtenção a priori da função densidade de probabilidade beta de referência, por exemplo quando o equipamento já está em operação com muitas horas de serviço antes de se iniciar o processo de monitoramento.

O produto final da técnica é expresso pela diferença relativa do quarto momento estatístico da função densidade probabilidade beta em relação à origem, representado pela equação abaixo:

$$DRM4 = \left| \frac{M_0^4_{SUB-AMOSTRA} - M_0^4_{GLOBAL}}{M_0^4_{GLOBAL}} \right| \quad (3)$$

onde M_0^4 é definido por:

$$M_o^4 = \frac{\alpha(\alpha+1)(\alpha+2)(\alpha+3)}{(\alpha+\beta)(\alpha+\beta+1)(\alpha+\beta+2)(\alpha+\beta+3)} \quad (4)$$

4 RESULTADOS

Nas figuras de 4 à 9 são apresentados os resultados obtidos da aplicação da técnica aos sinais de vibrações colhidos das unidades geradoras da pequena central hidroelétrica de Primavera do Leste – MT. Para uma melhor compreensão, em (a) é mostrada a média temporal síncrona do sinal de vibração. Em (b), um gráfico de barras relativo ao valor obtido para o parâmetro $DRM4$, calculado segundo a equação (3), onde cada barra se refere ao cálculo utilizando a sub-amostra relativa ao respectivo dente. Este gráfico representa o produto final da técnica descrevendo a condição ou qualidade do engrenamento dente a dente do pinhão do amplificador de velocidades dessas máquinas. As posições dos sensores, os números das unidades monitoradas e os valores da Velocidade RMS em mm/s obtidas segundo a NBR 1082, estão descritos de acordo com a tabela 1.

Tabela 1. Sinais de vibração das máquinas monitoradas com as respectivas posições de aquisição.

SINAL	UG	POSIÇÃO DO SENSOR	VELOCIDADE RMS [mm/s]
1	01	braço vertical, radial ao eixo do gerador	0,74
2	01	parte inferior do eixo do gerador	0,88
3	02	braço vertical, radial ao eixo do gerador	0,50
4	02	parte inferior do eixo do gerador	0,77
5	06	braço vertical, radial ao eixo do gerador	1,92
6	06	parte inferior do eixo do gerador	1,90

É importante lembrar que os pontos de aquisição - parte inferior do eixo do gerador e braço vertical - são diferentes, com isso, espera-se que ruídos provenientes dos elementos constituintes das unidades geradoras afete mais o sinal de vibração em uma posição mais do que na outra.

As aquisições dos os sinais de vibração foram feitas em duas fases. Na primeira fase se realizou a aquisição para obtenção do valor da Velocidade RMS. Na segunda fase, em seguida, foram adquiridos e armazenados sequencialmente 16 blocos de sinal, com uma frequência de amostragem de 20 kHz e 4096 pontos por bloco.

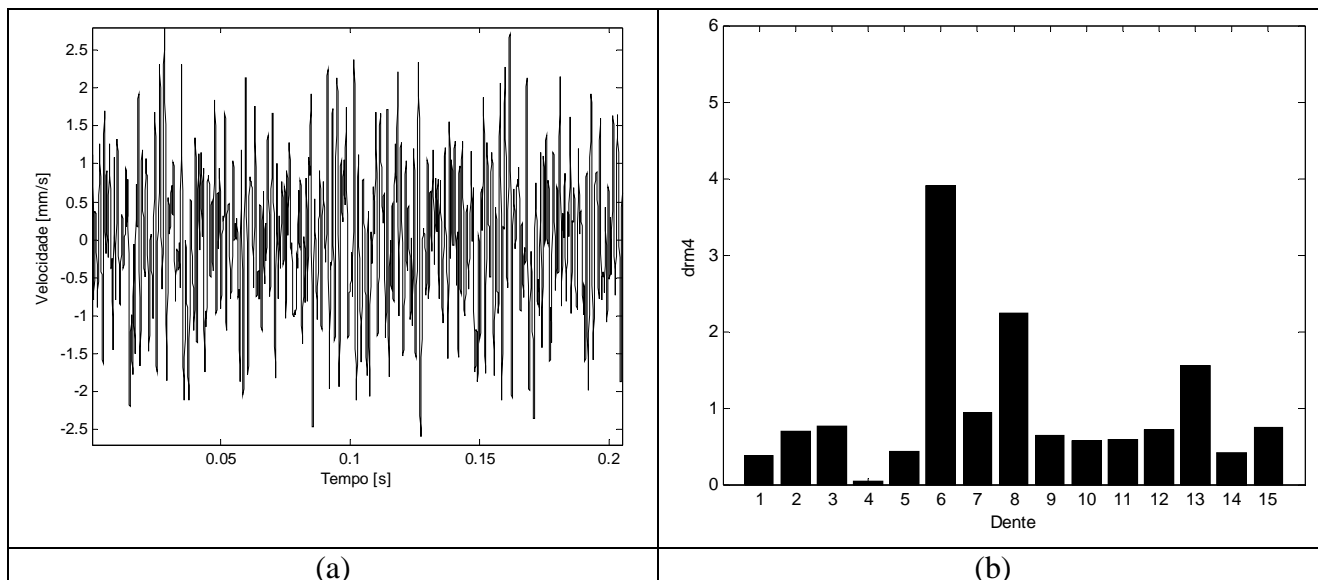


Figura 4. (a) Média Temporal Síncrona do Sinal 1. (b) Qualidade do engrenamento.

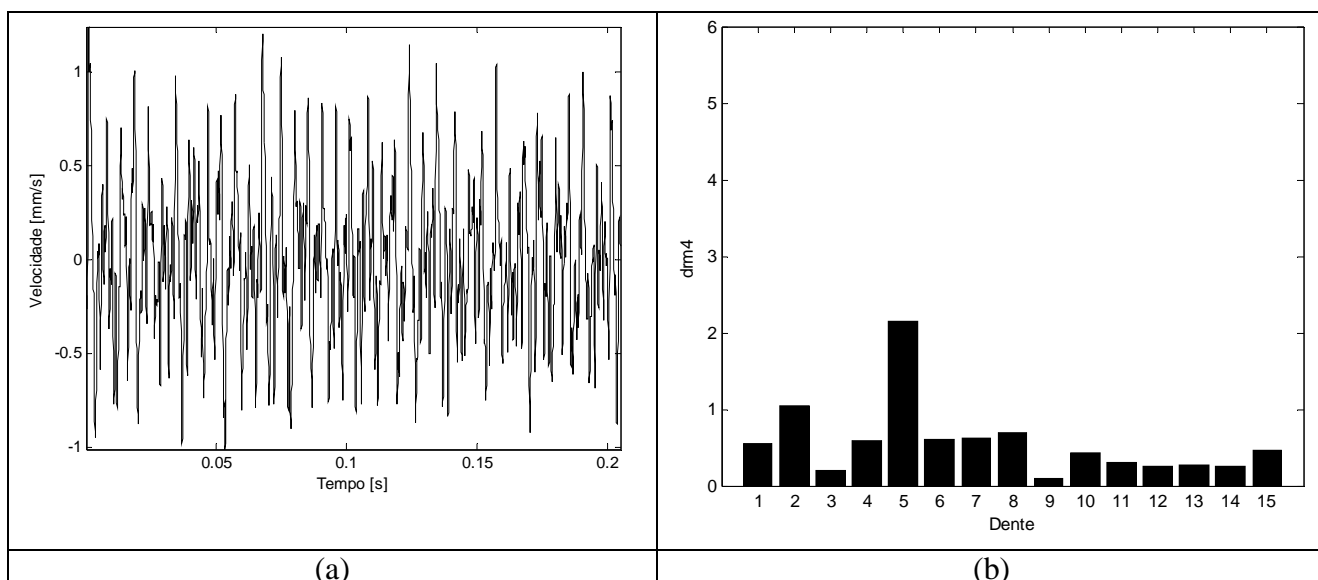


Figura 5. (a) Média Temporal Síncrona do Sinal 2. (b) Qualidade do engrenamento.

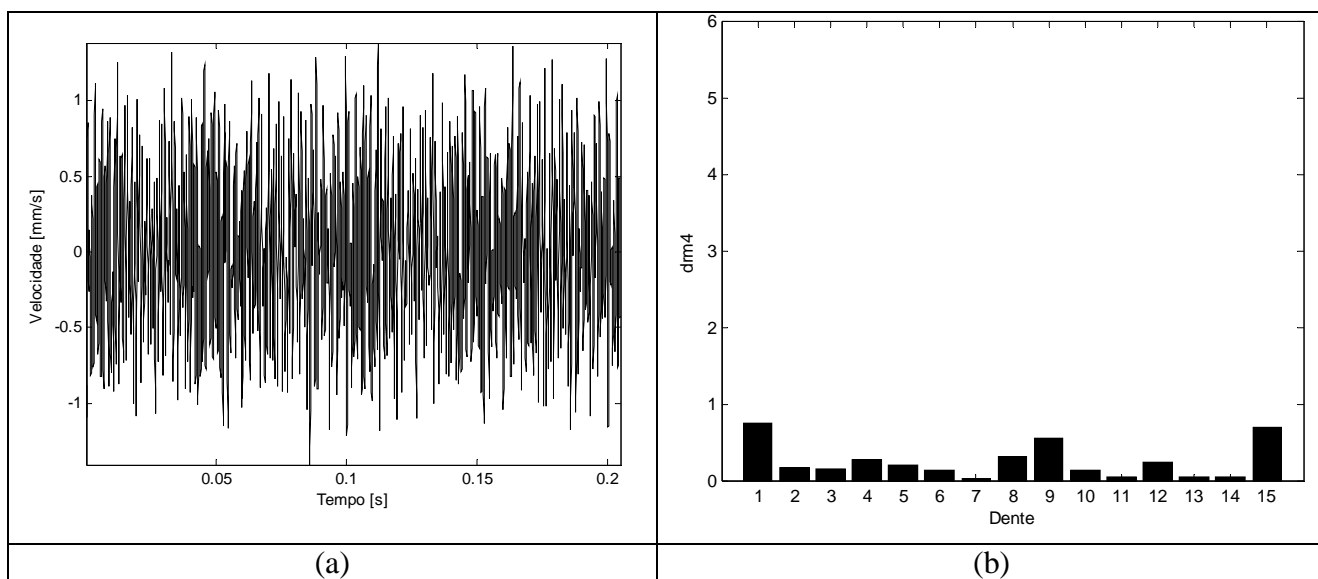


Figura 6. (a) Média Temporal Síncrona do Sinal 3. (b) Qualidade do engrenamento.

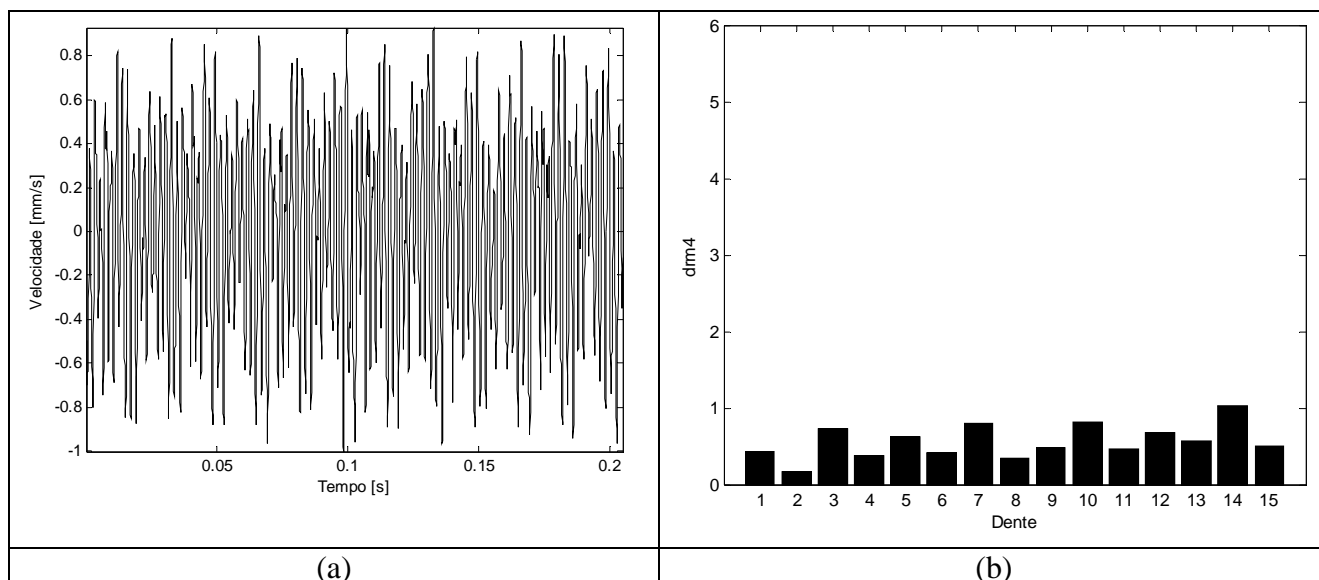


Figura 7. (a) Média Temporal Síncrona do Sinal 4. (b) Qualidade do engrenamento.

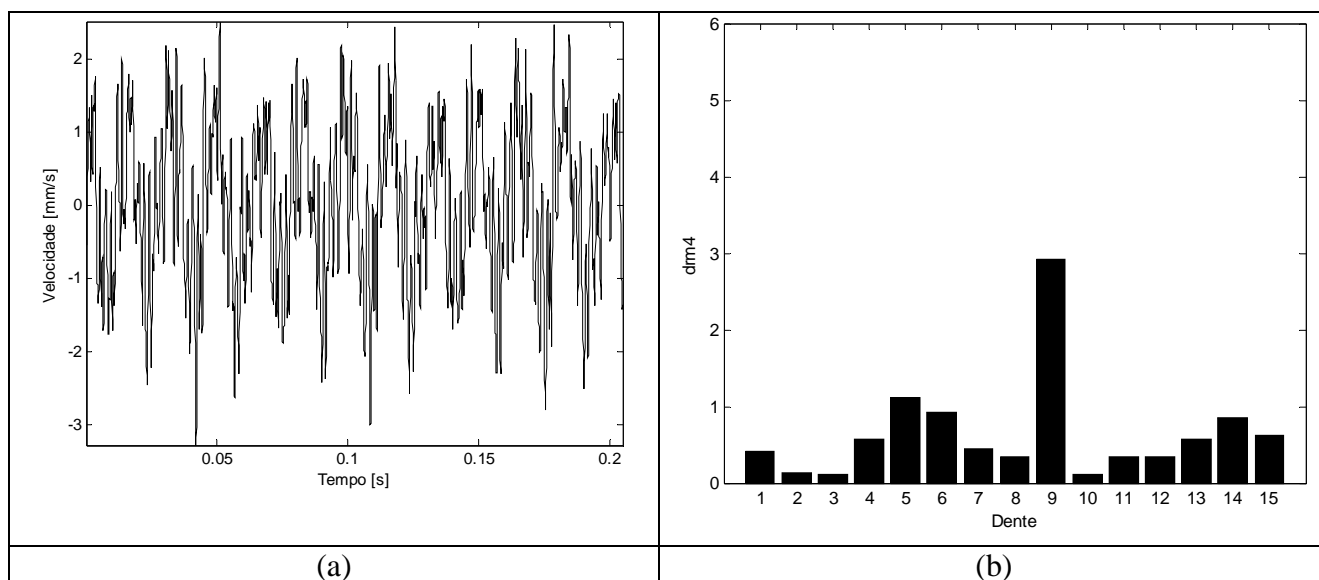


Figura 8. (a) Média Temporal Síncrona do Sinal 5. (b) Qualidade do engrenamento.

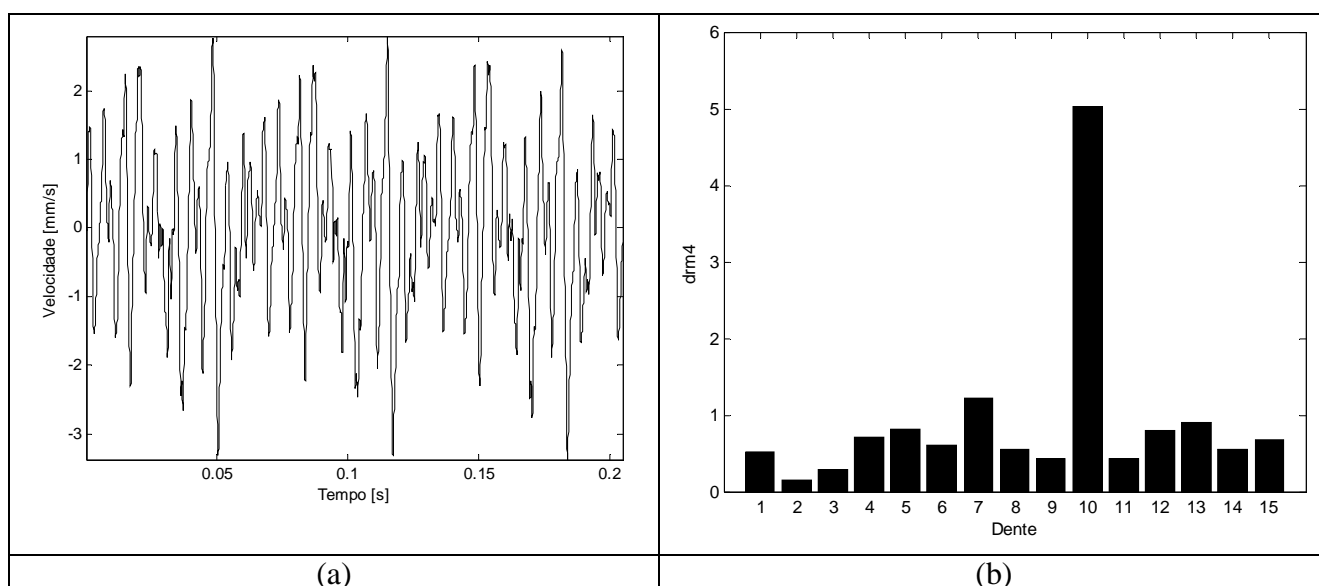


Figura 9. (a) Média Temporal Síncrona do Sinal 6. (b) Qualidade do engrenamento.

5 DISCUSSÃO E CONCLUSÃO

Analizando-se os valores RMS do sinal de vibração das três unidades geradoras estudadas, notou-se que estes parâmetros estiveram sempre dentro da faixa considerada aceitável para operação contínua deste tipo de equipamento, quando comparados à NBR 10082 que está baseada na ISO 2372/74, onde são admitidos valores de até 4,5 mm/s RMS. Mas, fazendo-se uma análise dos resultados, notou-se grandes variações para os valores do gráfico relativos a qualidade do engrenamento para a máquina 1, figuras 4 e 5, e para a máquina 6, figuras 8 e 9. No caso da máquina 2, figuras 6 e 7, os valores estão todos abaixo de 1 e sem grandes variações.

Uma análise mais apurada revela que existem picos em amplitude nos dentes enumerados como 6, 8 e 13 para o sinal 1, e 5 para o sinal 2, oriundos da máquina 01. Para a máquina 06, existe um pico muito acentuado para os dentes enumerados como 9 e 10 nos sinais 5 e 6 respectivamente. Observa-se ainda, que excetuando-se estes picos, a forma dos picos das barras do gráfico se aproxima de uma forma de onda.

Os picos que se distinguem indicam a presença de algum defeito que causa uma variação abrupta da carga sobre o dente, provavelmente uma trinca pronunciada ou mesmo uma quebra. A distribuição dos valores da qualidade do engrenamento em uma forma de onda, indica uma distribuição cíclica não homogênea da carga sobre os dentes da engrenagem. Este tipo de carregamento pode ser causado por um desbalanceamento ou desalinhamento entre as engrenagens.

Como forma de se obter uma comparação, se obteve os espectros de vibração dos sinais das máquinas 01 e 06, por se tratar de uma forma clássica de se proceder uma análise e diagnóstico. Para a máquina 01 notou-se a presença da primeira e segunda harmônicas da frequência de giro, que por terem amplitudes da ordem de 20% e menor que a da fundamental, levaria à um diagnóstico de “um pequeno desalinhamento”. Observando-se o digrama para o *DRM4* dos dentes, se verifica claramente que o problema básico, que causará uma parada catastrófica, são nos dentes. O simples trabalho de realinhamento não evitaria a quebra da engrenagem.

No caso da máquina 06, a análise espectral revelou que a frequência fundamental de giro se destaca fortemente em relação as demais. Esse dado conjugado com o maior valor observado para a Velocidade RMS do sinal, levaria à um diagnóstico de desbalanceamento. Neste caso, o gráfico de barras dos valores *DMR4* corroboram o diagnóstico, e acrescentam a informação que os dentes da região entre o 9 e o 10, têm problemas. Podem estar com trincas bem adiantadas. Isso não é passível de ser observado no espectro de vibrações.

De acordo com os resultados experimentais, fica evidente que a técnica conseguiu detectar e claramente a presença de um defeito que causa um carregamento desigual sobre os dentes da engrenagem, embora não tenha sido capaz de diferenciar, sozinha, um defeito de outro.

6 AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Capes (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo suporte financeiro para o desenvolvimento deste trabalho.

7 REFERÊNCIAS

- ARATO Jr, A., AQUINO, M. B., “Diagnóstico de defeitos de montagem de pares engrenados através da análise da qualidade do engrenamento”, VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, CIBEM2003, Coimbra, Portugal, 2003.
- BARNES, J.W., “Statistical Analysis for Engineers and Scientists: a computer-based approach”, Singapore: McGraw-Hill, 1994, 396p.
- CHOY, F.K., POLYSHCHUK, V, ZAKRAJSEK, J.J., HANDSCHUH, R.F., TOWNSEND, D.P., “Analysis of the Effects of Surface Pitting and Wear on the Vibration of a Gear Transmission System”, *Tribology International*, vol. 29(1), 1996, pp 77-83.

- HENG, R.B.W., NOR, M.J.M., “Statistical Analysis of Sound and Vibration Signals for Monitoring Rolling Element Bearing Condition”, *Applied Acoustics*, vol.53, 1998, pp 211-226.
- MARTIN, H.R., “Detection of gear damage by statistical vibration analysis”, *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, Imech, pp 395-401, 1992.
- MCFADDEN, P.D., “A revised model for the extraction of periodic waveform by time domain averaging”, *Mechanical Systems and Signal Processing I*, 1987a, pp 805-817.
- MCFADDEN, P.D., “Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearings”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2000, v 14(6), pp 891-906.
- OGUAMANAM, D.C.D, MARTIN H.R., HUISSOON J.P., “On the Application of the Beta Distribution to Gear Damage Analysis”, *Applied Acoustics*, vol.45, 1995, pp 247-261.

8 DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído em seu trabalho.

APPLICATION OF INDEPENDENT ANALYSIS OF GEAR MESH QUALITY IN THE MONITORING OF SPEED AMPLIFIER WITH PERPENDICULAR AXIS

Marcelo Braz de Aquino

braz@dem.feis.unesp.br

Adyles Arato Junior

Adyles@dem.feis.unesp.br

Mechanical Engineering Department – UNESP – Ilha Solteira, Av. Brasil Centro, n.º 56, Ilha Solteira, São Paulo, ZIP Code.: 15385-000, Brazil.

Abstract. *A new technique based in the beta probability density function, which permit the analysis of the gear mesh quality, tooth by tooth, through of vibration signals of a gear pair is presented. This technique proved be able to detect and to localize faults in a mechanical speed reducer of an experimental apparatus. This work explain the behavior of statistical method of faults monitoring in speed amplifier of “Pequena Central Hidrelétrica” of “Primavera do Leste”, that make part of the connection of turbine and the generator. These amplifiers are characterized by perpendicular axis and gears of type helicoidal and conical.*

Keywords: *Vibration, Condition Maintenance, Monitoring techniques.*