



OTIMIZAÇÃO DE REPRESENTAÇÕES TEMPO-FREQUÊNCIA NA ANÁLISE DE FALHAS EM SISTEMAS ENGRENADOS

ANTONIO ALMEIDA SILVA¹, MARCOS ANTÔNIO DA SILVA IRMÃO², LINILSON RODRIGUES PADOVESE³

¹Universidade Federal de Campina Grande – UFCG, Departamento de Engenharia Mecânica – DEM, Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó, CEP 58.109–970, Campina Grande/PB, Brasil.

²Fundação Universidade Federal do Vale do São Francisco UNIVASF, Unidade de Engenharia Mecânica, CEP 56.300–000, Petrolina-PE, Brasil.

³Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – POLI/USP, Av. Prof. Mello Moraes 2231, CP 05508 – 900, São Paulo/SP, Brasil

(Recibido 7 de octubre de 2004, para publicación 4 de julio de 2005)

Resumo – A inclusão de sistemas capazes de monitorar o desenvolvimento de falhas em componentes como engrenagens tem sido uma importante tarefa nas fases de projetos e manutenção. Frequentemente, os sinais de vibração gerados por estes sistemas são do tipo multicomponentes e não estacionários, gerados por forças do tipo transientes que aparecem do contato da superfície do dente com alguma imperfeição, desenvolvido na forma de vibrações que excitam varias frequências de ressonância do sistema. A análise espectral clássica aplicada na detecção de falhas, apesar de ser a mais difundida e permitir diagnósticos importantes, tem apresentado limitações, especialmente com respeito a componentes espúrias que aparecem e que contaminam o espectro, dificultando a interpretação para o analista. A fim de minimizar estes problemas este trabalho investiga uma representação conjunta tempo-frequência denominada distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWV), com o objetivo de oferecer um novo discernimento sobre a interpretação destes sinais, evidenciando mais o fenômeno físico causado por vibrações transientes e permitindo separar as componentes do sinal causadas por diferentes fontes. As representações dos mapas tempo-frequência foram analisados a partir de dois tipos de sinais: o sinal convencional e um sinal que usa o conceito de transformações homomórficas, aqui denominado de sinal residual. Como resultado desta investigação pôde-se concluir que as distribuições PWV obtidas a partir do sinal residual mostraram-se mais adequadas à análise que a distribuição PWV calculada a partir do sinal convencional, contendo informações mais precisas sobre falhas simuladas e obtidas de uma bancada experimental, o que sugere sua implementação em condições reais de falhas nestes sistemas.

Palavras chave – Análise de falhas, sinais de vibração, representações tempo-frequência, sistemas engrenados.

1. INTRODUÇÃO

As principais falhas que surgem em sistemas engrenados geralmente estão relacionadas com problemas existentes no dente ou no eixo, ou ainda a uma combinação destes. As falhas relacionadas ao dente podem ser oriundas de desgastes, riscos e trincas e as falhas relacionadas ao eixo podem ser devidas ao desalinhamento e desbalanceamento. Atualmente, o uso de recursos preditivos para estudo de falhas em máquinas vem ganhando grande espaço, especialmente utilizando parâmetros de acompanhamento da condição como sinais de vibração, acústico, elétrico, térmicos, além de alguns ensaios não-destrutivos. Porém o sinal de vibração é considerado pelos especialistas como o mais representativo na detecção de falhas [1]. Dentre as máquinas rotativas presentes na indústria, os sistemas engrenados se destacam, em especial na indústria automotiva e aeronáutica. O monitoramento destes conjuntos pode ser realizado através da análise de sinais de vibração para fins de projeto, ou para fins de manutenção preditiva, conforme [2-4].

Neste trabalho, inicialmente, será feita a caracterização de modelos de sinais de vibração simulando um par de engrenagens em condições normal de operação, discutindo-se sobre as componentes espectrais relacionadas com as frequências de engrenamento e suas harmônicas, bandas laterais, componentes espúrias devido a ruídos, e características do sinal modificado pela introdução de defeitos do tipo dentes

careados que produzem um sinal de vibração mais complexo. Em seguida, é feita uma revisão sobre o estado da arte das técnicas de detecção e diagnóstico de falhas em sistemas rotativos, incluindo as técnicas no domínio do tempo, da frequência e tempo-frequência. O enfoque do trabalho, no entanto, será sobre a análise de transformações homomórficas aplicadas em conjunto com as representações tempo-frequência PWV, através dos conceitos de sinais médio e residual, visando uma otimização do processo de identificação de falhas e transientes presentes num sinal de vibração. São discutidos para fins de comparação estudos de casos simulados e extraídos de uma bancada experimental utilizando a distribuição PWV calculada a partir do sinal convencional e a partir do sinal residual. Os resultados confirmam a superioridade desta nova técnica de processamento no domínio conjunto tempo-frequência.

2. PRINCIPAIS FALHAS DOS SISTEMAS ENGRENADOS

Dentro do processo de conversão de força em trabalho útil, surgem forças que são devidas a imperfeições geométricas e contatos entre superfícies em movimentos, que por sua vez irão provocar vibrações e ruídos que poderão afetar o desempenho ou condição de máquina. Um tipo de imperfeição que geralmente ocorre no funcionamento das engrenagens é o desvio do perfil do dente, cujas fontes deste desvio são as deflexões do dente devido a cargas estáticas e dinâmicas e os erros na geometria do dente, causadas pelo processo de fabricação ou desgaste normal em operação. A seguir, serão discutidos os principais tipos de falhas associados.

Efeito da Carga: O dente defletido sobre o efeito de carga estática ou dinâmica, tende a gerar um sinal de vibração no tempo com características de natureza escalonada, isto por causa da flexibilidade variando periodicamente, como a distribuição de carga entre diferentes pares de dentes engrenados. Esta variação é grande para as engrenagens de dentes retos e mais ainda para as engrenagens de dentes helicoidais. Verifica-se que é possível identificar o efeito da carga a partir do sinal de vibração, estabelecido nas componentes da frequência de engrenamento e suas harmônicas, para cada par de dentes engrenado [5].

Erros de Usinagem: Os erros devido ao processo de usinagem podem gerar dois grupos de componentes vibratórias: aquelas que são iguais para todos os dentes e que surgirão na frequência de engrenamento e suas harmônicas e as que não são iguais para todos os dentes, consideradas componentes espúrias ou variações aleatórias que normalmente tem níveis de amplitudes baixas no espectro sobre um grande número de harmônicas. As componentes espúrias podem estar associadas à falhas periódicas relacionadas a um acabamento desigual para os dentes da engrenagem.

Desgaste Uniforme: As componentes de frequências causadas pelo desgaste na engrenagem também já foram devidamente explicadas [5]. Se o desgaste for considerado uniforme para todos os dentes, esta falha tenderá a se mostrar nas frequências de engrenamento e suas harmônicas, mas numa amplitude menor que os efeitos devido à deflexão do dente, que acontece nestas mesmas componentes de frequências. Porém um apreciável desgaste pode resultar numa distorção da frequência de engrenamento mais que o efeito da deflexão pela carga e, neste caso, o efeito do desgaste se apresentará mais pronunciado nas altas harmônicas da frequência de engrenamento.

Efeito da Modulação em Amplitude: O sinal de vibração de um sistema engrenado é constituído de frequências de engrenamento e suas harmônicas junto com frequências espúrias. Na realidade, a carga sobre o dente varia, e se ela flutua é de se esperar que as amplitudes do sinal também flutuem, resultando numa modulação em amplitude. Uma das mais prováveis fontes da modulação é a excentricidade de uma engrenagem, que dará uma modulação em amplitude relacionada à velocidade de rotação (frequência modulante) desta engrenagem em torno da frequência de engrenamento (frequência modulada). As falhas mais localizadas, a exemplo de um dente careado na linha primitiva, tenderão a dar uma modulação de curta duração de tempo, da ordem do período que aquele dente engrena, gerando no espectro bandas laterais que são de amplitudes uniformes e de baixo nível.

Efeito da Modulação em Frequência: Nas situações em que a velocidade de rotação de uma engrenagem não é constante e que o espaçamento entre os dentes não são perfeitamente uniformes, ocorre a modulação em frequência. Na verdade, quando acontece um aumento da modulação em amplitude devido à variação da pressão de contato entre os dentes, existe simultâneo a isto uma flutuação do torque e, conseqüentemente, da velocidade angular, que por sua vez provoca uma modulação em frequência. A modulação em frequência se apresenta no espectro com um aumento nas amplitudes das famílias das bandas laterais com espaçamento igual à frequência modulante, isto é, a mesma frequência que provoca a modulação em amplitude.

Dentes Danificados: As principais falhas pontuais que podem vir a estar presente nos dentes de engrenagens são: pitting, dentes trincados e dentes quebrados. Estes defeitos causam a perda localizada da rigidez do dente, que causa tanto um aumento na modulação em fase, como em amplitude, durante o período de engrenamento do dente danificado, que por sua vez se reflete no aumento das bandas laterais no espectro. E quando estes defeitos são de grande extensão, acontece uma mudança abrupta da força sobre o dente, que pode vir a excitar algumas frequências de ressonâncias do sistema eixo-mancal.

3. TÉCNICAS DE DETECÇÃO DE FALHAS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Para se ter uma interpretação adequada dos sinais de vibração medidos em sistemas engrenados é necessário o uso de métodos e técnicas, que são selecionadas baseadas nas características do sinal original, de modo que se extraia de um sinal complexo de vibração sujeito a excitações internas e externas, as componentes relacionadas à falha, afim de que se tenha um diagnóstico confiável e permita fazer um planejamento preditivo.

3.1. Métodos de análise no domínio do tempo e da frequência

As técnicas de análise no domínio do tempo processam o sinal de vibração e retornam um simples valor, indicando o estado de “saúde” do componente. Os índices gerais mais comumente usados são: o valor RMS, valor de Pico e Kurtose. Outros indicadores específicos para engrenagem são destacados como os valores FMO, FM4 e NA4, conforme [6]. O valor FMO é a razão do valor de Pico pela soma das médias quadráticas das harmônicas do engrenamento. O valor FM4 é uma Kurtose do sinal depois de removidos as harmônicas da frequência de engrenamento e os lóbulos laterais de primeira ordem, e o valor NA4 é a Kurtose do sinal, quando retiradas apenas as frequências relacionadas às harmônicas da frequência de engrenamento.

As técnicas no domínio da frequência são baseadas na aplicação dos conceitos da transformada de Fourier e implementada sob a forma de algoritmos FFT. Geralmente a análise espectral consiste em comparar espectros atuais com espectros que caracterize o sistema sem defeito ou de referência. Mas, segundo vários pesquisadores, se tornam difícil detectar falhas incipientes pelo espectro puro, pois as falhas em sistemas mecânicos rotativos geralmente acontecem em baixas frequências e por isso podem ser facilmente “mascaradas” por sinais de outras máquinas e ruídos de baixa frequência que quase sempre estarão presentes na medida, conforme [3], [7]. Medidas realizadas num redutor de velocidade, mostraram que os espectros de frequência apresentam lóbulos laterais igualmente espaçados em torno da frequência de engrenamento de uma distância frequencial correspondente à velocidade de rotação da engrenagem, constatando que a amplitude da frequência de engrenamento e dos lóbulos laterais, bem como a diferença de frequência entre eles, deve ser usada para dar uma indicação de condição do sistema de engrenagens [8], [9].

3.2. Métodos de análise conjunta tempo-frequência

A análise conjunta tempo-frequência foi desenvolvida desde os anos 40, e tem sido aplicada nas áreas de processamento e análise de sinais não estacionários, a exemplo do sinal de voz humana. Atualmente, as distribuições vêm sendo desenvolvidas como resultado da escolha de uma função arbitrária chamada “kernel”, que leva a distribuição a atender determinadas restrições. A partir de uma equação geral

deduzida por Cohen, foram criadas novas distribuições com propriedades desejáveis, a exemplo das distribuições de Choi-Williams, Zao-Atlas-Marks e Cohen-Posch [10]. Também vêm sendo utilizadas novas distribuições que se baseiam nos conceitos de famílias de funções afins e, portanto, são lineares, como é o caso das transformadas de Wavelets, que permite uma análise multi-resolução. Mais recentemente, representações tempo-frequência têm sido usadas em conjunto com métodos chamados paramétricos que permitem melhorar significativamente as resoluções tanto em frequência quanto no tempo [11].

Uma distribuição conhecida e que será utilizada neste trabalho é a de Wigner-Ville, expressa por:

$$WVD(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j2\pi f\tau} s^* \left(t - \frac{1}{2}\tau\right) s \left(t + \frac{1}{2}\tau\right) d\tau \quad (1)$$

onde s^* é o conjugado complexo do sinal no tempo $s(t)$. Devido aos termos de interferência originados da bilinearidade desta distribuição, geralmente aplica-se uma janela móvel no domínio do tempo, antes do cálculo da WVD. Outra opção é suavizar a WVD através de uma função móvel no plano tempo-frequência com uma janela exponencial do tipo Gaussiana, conforme [10]:

$$G(t, \omega) = \frac{1}{2\pi\sigma_t\sigma_\omega} e^{-\left[\frac{t^2}{2\sigma_t^2} + \frac{\omega^2}{2\sigma_\omega^2}\right]} \quad (2)$$

onde $\sigma_t, \sigma_\omega > 0$ e $\sigma_t\sigma_\omega \geq 1/2$, são parâmetros relacionados com as resoluções no tempo e na frequência. Em ambos os casos, obtém-se uma pseudo-distribuição PWVD, que pode ser suavizada com uma janela Hamming aplicada no sinal médio no tempo garantindo o aumento da capacidade em detectar falhas em engrenagens [12].

4. TRANSFORMAÇÕES HOMOMÓRFICAS E SINAIS RESIDUAIS

Uma das formas de realçar num sinal as características de falhas é usar o sinal residual, definição originada a partir de transformadas homomórficas, conforme descrita por [11]. O sinal pode ser visto como resultado da perturbação de um sistema ou da interação de sistema com outros sistemas físicos. As interações entre dois sistemas podem ocorrer de três formas: aditiva, multiplicativa e convolutiva. Um exemplo da primeira forma de interação é a adição do som da fonte de informação e de ruídos gerados no meio externo. Para uma interação multiplicativa, pode-se considerar a vibração resultante de um sistema amortecido, que é representado pelo produto de uma exponencial decrescente por uma senóide. Um exemplo do terceiro caso é um sinal gerado por um defeito pontual na pista externa do rolamento que é uma interação equivalente a convoluir a resposta impulsional do rolamento ou sistema onde ele está contido a um trem de impulsos.

Para análise dos sinais experimentais usados neste artigo partiu-se do princípio de que o sistema é alterado por uma falha e que o sinal por ele gerado s é a sobreposição do sinal de condição normal n somado a assinatura do defeito d . Portanto, o sinal usado para cálculos dos mapas tempo-frequência, denominado de sinal residual, é calculado pela seguinte expressão:

$$s = n + d \xrightarrow{\text{TH}} \hat{s} = \hat{n} + \hat{d} \Rightarrow \hat{d} = \hat{s} - \hat{n} \quad (3)$$

onde os símbolos contendo $\hat{}$ correspondem aos sinais transformados. Cabe salientar que para fins de garantia da informação completa dos sinais após esta transformação homomórfica (TH), se utilizou a densidade espectral em termos de suas amplitudes e fases do sinal [11].

5. MODELOS DE SINAIS DE VIBRAÇÃO PARA SISTEMAS ENGRENADOS

Os modelos apresentados neste trabalho são baseados na descrição que consideram um sinal representativo para cada uma das seguintes componentes [1]:

Rotação do eixo: Pode ser representada por uma excitação senoidal com freqüência igual à rotação do eixo, f_r . Sendo Y_a a amplitude, a componente $Y_g(t)$ é dada pela expressão:

$$Y_g(t) = Y_a \text{sen}(2\pi f_r t) \quad (4)$$

Engrenamento: Excitação senoidal cuja freqüência é a de engrenamento, dada pelo produto da freqüência de rotação do eixo pelo número de dentes da engrenagem, $f_e = Nf_r$. O sinal que representa esta componente, $Y_e(t)$, com amplitude Y_b é dado por:

$$Y_e = Y_b \text{sen}(2\pi f_e t) \quad (5)$$

Harmônicos do Engrenamento: O sinal de vibração que representa os desvios relativos do contorno do dente, pode ser dado por $Y_h(t)$, onde Y_{bn} é a amplitude do n-ésimo harmônico, n representa o número de harmônicos e ϕ_n é o ângulo de fase entre eles:

$$Y_h(t) = \sum_{n=0}^N Y_{bn} \text{sen}(2\pi n f_e t + \phi_n) \quad (6)$$

Além destas componentes normais presentes no sinal de vibração de sistemas engrenados, encontram-se ainda componentes relacionadas à incidência de falhas a exemplo de falhas pontuais nos dentes da engrenagem. Estas podem ser modeladas segundo as expressões abaixo:

Falhas nos dentes da engrenagem: Estas podem ser equacionada por uma série de impulsos de mesma amplitude, com período de repetição $T_r = 1/f_r$, multiplicada por pulsos amortecidos exponencialmente, definidos por $\text{Im p}(t)$. Este sinal multiplicado por uma senoíde que representa a freqüência de ressonância do sistema eixo-mancal Ω , pode ser representado por:

$$Y_p(t) = \text{Imp}(t) \cdot [Y_\Omega \text{sen}(2\pi \Omega t)] \quad (7)$$

Com o objetivo de modelar a extensão do defeito em engrenagem do tipo careado em vários dentes consecutivos, adotou-se o cálculo realizando este processo quantas vezes forem o número de dentes careados num ciclo.

Considerando um sinal mais complexo contendo parte ou todas as componentes equacionadas anteriormente, o sinal de vibração pode ser expresso pela soma destas componentes, ou seja:

$$Y_t(t) = Y_g(t) + Y_e(t) + Y_h(t) + Y_p(t) \quad (8)$$

6. APLICAÇÃO DAS REPRESENTAÇÕES TEMPO-FREQÜÊNCIA EM SINAIS SIMULADOS

As Figuras 1 e 2 mostram os mapas da pseudo-distribuição Wigner-Ville (PWVD), obtidos de um sinal simulado no tempo com as componentes normais, somados ao defeito de careado e 30% de ruído aleatório. Analisando o mapa da Figura 1, observa-se que no eixo da freqüência (e espectro FFT), é possível visualizar a freqüência principal de engrenamento (413 Hz) e seus harmônicos (826, 1240 e 1653 Hz), bem como a segunda harmônica da freqüência de engrenamento secundária (240 Hz).

No eixo do tempo são observados *spots* igualmente espaçados em torno da freqüência de 920 Hz, como sendo uma freqüência de ressonância do sistema, permitindo visualizar os impactos igualmente espaçados no eixo do tempo de aproximadamente 0.075 s, relativos à freqüência de rotação do eixo (13.33 Hz), levando a concluir que este período bem definido tem relação direta com o período em que os dez dentes careados são engrenados e cujo evento está relacionado com a freqüência de careado.

Ainda analisando a Figura 1 pode-se visualizar que as zonas de maior energia no mapa tempo-freqüência não acontece em nenhuma das freqüências de engrenamento ou harmônicas destas, mas na freqüência aqui modelada como sendo uma freqüência de ressonância do sistema, em cerca de 920 Hz.

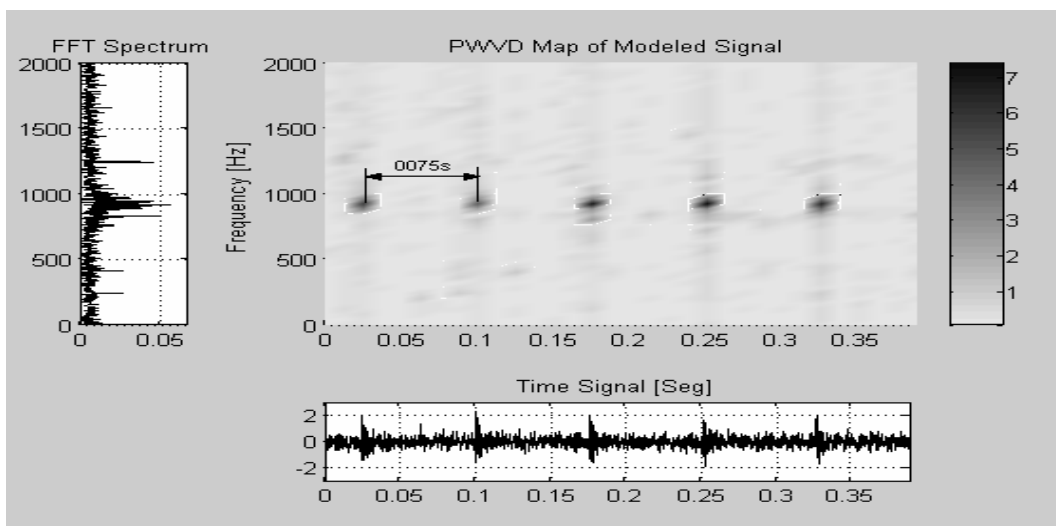


Fig. 1. PWVD do sinal simulado (defeito de careado em dez dentes da engrenagem).

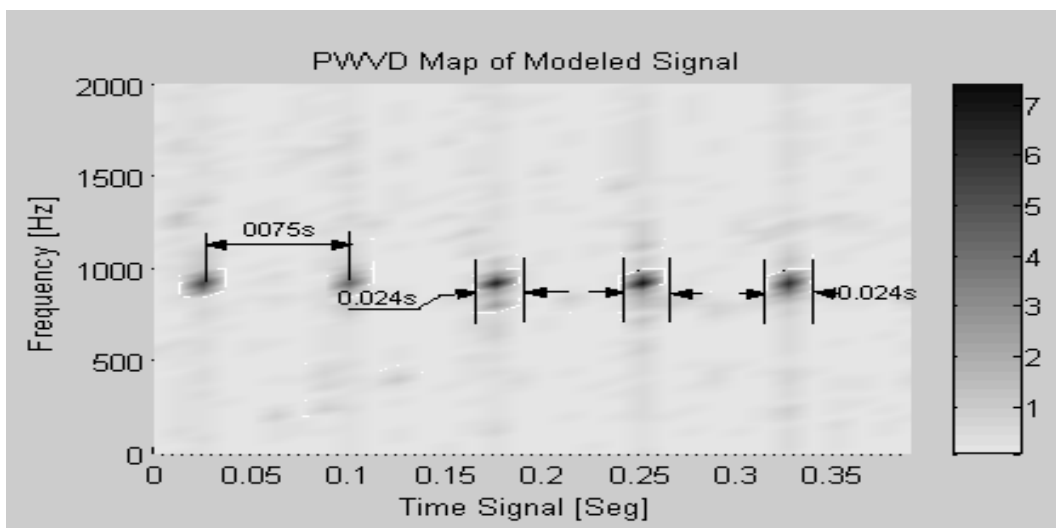


Fig. 2. PWVD ampliado do sinal simulado (defeito de careado em dez dentes da engrenagem).

A Figura 2 mostra o mapa PWVD ampliado (zoom), com a finalidade de identificar o comprimento no eixo do tempo dos eventos que estão acontecendo para cada ciclo.

O que se verifica é que este tempo está, como previsto, relacionado com a frequência de careado. Esta frequência é calculada tomando-se a frequência necessária para engrenar um dente, que para este sistema modelado é de 413.33 Hz, e dividi-lo por dez, visto que corresponde a passagem do engrenamento pelos dez dentes careados consecutivos, resultando numa frequência teórica de 41.3 Hz. Pelo mapa apresentado na Figura 2 é possível identificar o tempo deste evento em 0.024 s, cujo inverso deste valor nos fornece a frequência de careado de aproximadamente 41.3 Hz.

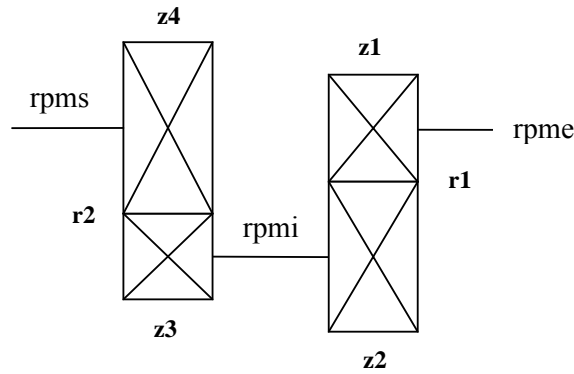


Fig. 3. Esquema do redutor de velocidade.

Tabela 1. Frequências de rotação e de engrenamento para o redutor a 800 rpm.

	Frequências a 800 rpm	
	RPM	Hz
FRE	800	13.3
FRI	451	7.5
FRS	126.6	2.1
FENG1	24800	413.3
Feng2	7215	120.3

7. APLICAÇÃO DAS REPRESENTAÇÕES TEMPO-FREQÜÊNCIA EM SINAIS EXPERIMENTAIS

Os ensaios experimentais apresentados a seguir vêm validar alguns modelos de falhas em engrenagens, equacionados anteriormente. Estes foram obtidos de um banco de dados produzido na USP/LADIN, onde a bancada de ensaios foi construída com o objetivo de realizar aquisições de sinais de vibração em engrenagens sujeitas a três tipos de condições: normal, banguela e careado, e a partir destes sinais avaliar a capacidade de detecção, quantificação e sensibilidade das técnicas tempo-frequência [9].

O redutor utilizado se constitui de dois estágios de redução, para uma relação de redução de 5,32. A Figura 3 mostra de forma esquemática os estágios de redução do redutor.

As engrenagens de teste (pinhão z1) foram submetidas a três condições diferentes: Sem dano artificial, com falha do tipo pontual e outra com falha extensiva, estas duas últimas representadas por uma engrenagem com um dente recortado (engrenagem banguela) e a outra com 10 (dez) dentes consecutivos riscados de forma severa (engrenagem careada), respectivamente.

A coleta dos dados foi feita através de um acelerômetro B&K 4393 acoplado a um amplificador de carga também da B&K do tipo 2535, filtrados em 2 kHz (Hanning) e discretizado em 2048 pontos por meio de um sistema de aquisição ligado a um computador para uma taxa de amostragem de 5.12 kHz, o que resulta numa resolução frequencial de 2,5Hz. Para cada padrão de defeito foi feita a medida do sinal

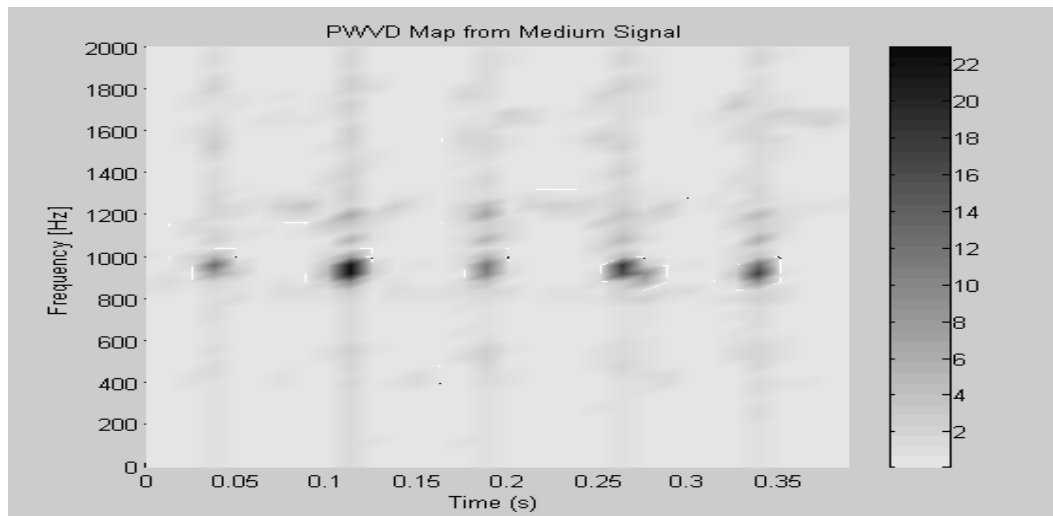


Fig. 4. Média dos sinais experimentais (800 rpm).

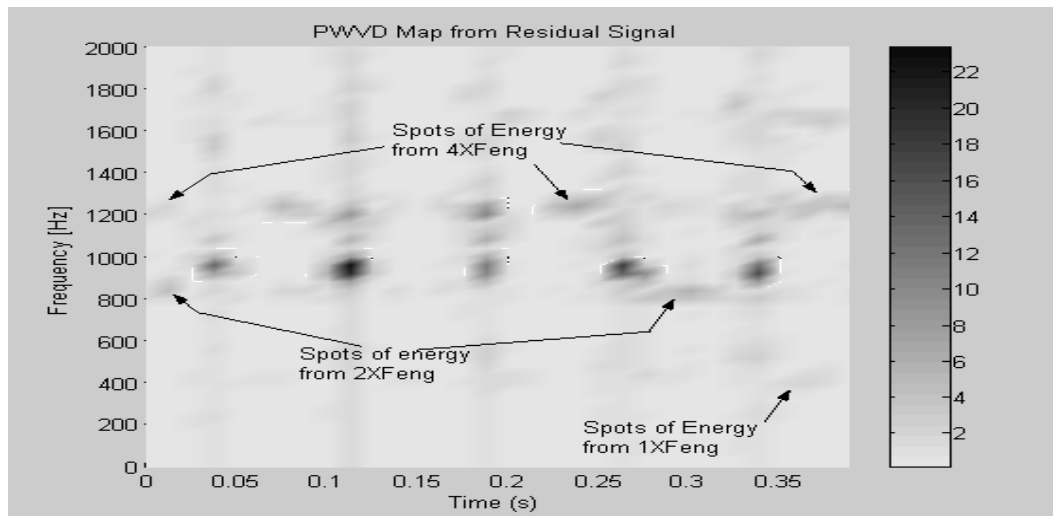


Fig. 5. PWVD residual dos sinais experimentais (800 rpm).

de vibração em seis rotações diferentes: 400, 600, 800, 1000, 1200 e 1400 rpm. Os sinais foram medidos para o sistema sem carga e para a carga de 60% do valor nominal máximo, ou seja, 8.4 Nm.

Dos sinais experimentais coletados, será apresentado apenas aqueles obtidos na rotação de 800 rpm, para o defeito de engrenagem normal e careada. Esta escolha se deve ao fato de que eles mostraram mais pronunciadamente as características dinâmicas do sinal de vibração para esta condição de engrenagem.

A Tabela 1 mostra as frequências que serão úteis para a análise do sinal, com as seguintes abreviações:

- FRE: Frequência de Rotação do eixo de Entrada;
- FRI: Frequência de Rotação do eixo Intermediário;
- FRS: Frequência de Rotação do eixo de Saída;
- Feng1: Frequência de engrenamento da primeira redução;
- Feng2: Frequência de engrenamento da segunda redução

Os mapas das representações tempo-frequência foram obtidos usando programação em ambiente MATLAB. Para fins de comparação e análise de resultados foram montados duas espécies de mapas PWVD, um calculado a partir do sinal convencional (média de sinais coletados) e aquele calculado a

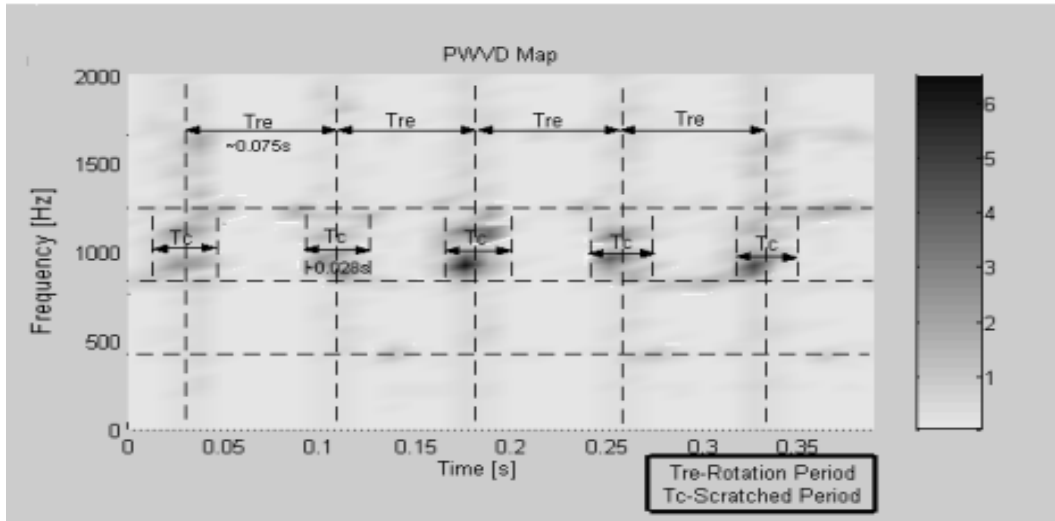


Fig. 6. PWVD ampliada dos sinais residuais de engrenagem careada (800 rpm).

partir do sinal residual definido na equação (3), ou seja, um sinal obtido a partir da diferença do sinal com defeito pelo sinal sem defeito.

As Figuras 4 e 5 mostram os mapas PWVD calculados, onde observa-se que na Figura 5 alguns *spots* (indicados por setas) que não apareciam no mapa da Figura 4, passam a ser evidenciados no mapa calculado a partir do sinal residual, principalmente *spots* de energia relacionados a 2 e 3 vezes a frequência de engrenamento. Isto leva a concluir que, para esta condição de defeito o mapa PWVD obtido do sinal residual mostra maior número de componentes envolvidas no mecanismo de defeito que o mapa PWVD obtido da maneira convencional.

Com o objetivo de tornar a análise do defeito mais claro, é mostrado na Figura 6 o mapa PWVD ampliado indicando algumas componentes relacionadas ao defeito de careado. Percebe-se que existe algum fenômeno periódico no sinal, visualizado através de manchas regulares no plano tempo-frequência. Nota-se que esta periodicidade corresponde ao período de um giro do eixo de entrada do pinhão e, portanto à frequência de rotação da engrenagem defeituosa.

Como o defeito de careado consiste de riscos pronunciados em dez dentes consecutivos, surge no sinal uma frequência típica deste defeito, chamada de frequência de careado, que corresponde ao inverso do tempo da duração que o par de engrenagens leva para engrenar os dez dentes defeituosos. Neste caso, a frequência de careado é dada por $413.3/10$ que é igual a 41.3 Hz. A componente de careado é visto no mapa tempo-frequência na forma de manchas verticais de espessuras quase constantes, que por sua vez define a frequência de careado.

8. CONCLUSÕES

A partir das discussões realizadas neste trabalho, pode-se concluir que os métodos tempo-frequência, representado pela pseudo-distribuição de Wigner-Ville (PWVD), oferecem grandes vantagens à análise de sinais de componentes defeituosos gerados por sistemas rotativos, quando comparados ao método espectral tradicional, mostrando-se robusto na caracterização de sinais transientes ou não estacionários. Conclui-se ainda que o sinal residual pode ser uma excelente ferramenta para otimização do cálculo de mapas tempo-frequência, visto que a partir de sua aplicação se podem evidenciar algumas componentes dos sinais relacionados aos defeitos, que num mapa convencional não seriam identificados.

O uso do conceito de sinal residual permite otimizar a representação tempo-frequência, melhorando a capacidade de análise e diagnóstico de equipamentos em várias condições de falha. Os resultados mostrados neste artigo, obtidos pela análise de um redutor de engrenagem com falhas nos dentes do pinhão de entrada, podem exemplificar a sua boa aplicabilidade na análise de sinais.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à CAPES pelo suporte financeiro na forma de bolsa de Demanda Social e recursos financeiros viabilizados pelo projeto PROCAD N° 0136/01-8. À UFCG e à USP pela infra-estrutura disponibilizada nos Laboratórios de Vibração e Instrumentação LVI-DEM e USP-LADIN.

REFERÊNCIAS

- [1] A. Arato Junior y D. G. Silva, *Manutenção Preditiva Usando Analise de Vibrações*, Editora Manole, Barueri, São Paulo-SP (2004).
- [2] W. B. Menegatti y M. A. V. Duarte, “Identificação de Falhas em Engrenagens de Câmbios”, *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM 1999*, Águas de Lindóia-SP (1999).
- [3] M. N. C. Lima, “Manutenção Preditiva: Um Estudo sobre Detecção de Falhas em Engrenagens através de Medições e Análises de Sinais de Vibração”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis-SC (1985).
- [4] McFadden, P. D. “Detection of Gear Faults by Decomposition of Matched Differences of Vibration Signals”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 14, 805-817 (2000).
- [5] R. B. Randall, “A New Method of Modeling Gear Faults”, *Journal of Mechanical Design*, v. 104, 259-267 (1982).
- [6] C. J. Li y J. D. Limmer, “Model-based Condition Index for Tracking Gear Wear and Fatigue Damage”, *Wear*, Elsevier Science, v. 241, 26-32 (2000).
- [7] A. A. Silva, “Detecção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos”, Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, EESC-USP, São Carlos-SP (1999).
- [8] M. A. S. Irmão, “Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Frequência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados”, Dissertação de Mestrado, UFCG, Campina Grande-PB (2002).
- [9] A. A. Silva y M. A. S. Irmão, “Comparación de Representaciones Tiempo-Frecuencia Aplicadas em la Simulación y Análisis de Fallas em Sistemas Engranados”, *Revista Informacion Tecnologica*, La Serena-Chile, v. 15, n. 5, 17-22 (2004).
- [10] B. Boashash, *Time-Frequency Signal Analysis: Methods and Applications*, Parte I – Fundamentals, John Wiley & Sons, New York, (1992).
- [11] L. R. Padovese, “Hybrid Time-Frequency Methods for Non-Stationary Mechanical Signal”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, England: v.18, n.5, 1047-1064 (2004).
- [12] W. J. Staszewski, K. Worden y G. R. Tomlinson, “Time-Frequency Analysis in Gearbox Fault Detection using the Wigner-Ville Distribution and Pattern Recognition”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 11, 673-692 (1997).

ENHANCING TIME-FREQUENCY REPRESENTATIONS FOR FAULT ANALYSIS IN GEARED SYSTEMS

Abstract - The knowledge of fault development in geared systems is an important feature for designing and maintenance of such systems. The vibration signals generated by these systems, frequently multi-component and non-stationary, are due to transient forces that appear at the contact of gear box surface teeth. The classical spectral analysis applied to the detection of faults has limitations, mainly in what concerns the appearance of spurious vibration components that contaminate the spectrum, which brings some extra difficulty to its interpretation. This work investigates the use of time frequency method to analyses the transient vibration presents in this class problem. This technique permits separating the components of the signal resulting form different sources, and to taking in account non-stationaries components related with gear faults. In order to overcome some limitations of the traditional time-frequency methods it was proposed the used of averaging maps and the use of the concept of residual signal. The results obtained from the analysis of a practical case illustrated the enhancements that these improvements can give.

Keywords - Fault analysis, vibration signal, joint time-frequency representations, geared systems.

NOMENCLATURA

$s(t)$	sinal no tempo (s)
s^*	conjugado complexo do sinal no tempo
WVD	distribuição de Wigner-Ville
PWVD	distribuição Pseudo Wigner-Ville
$G(t,f)$	janela exponencial do tipo Gaussiana
Imp(t)	impulso no tempo
TH	transformação homomórfica
T_r	período de repetição do sinal (s)
f_r	freqüência de rotação (Hz)
f_e	freqüência de engrenamento (Hz)
Y	amplitudes dos sinais
ϕ_n	ângulo de fase entre sinais
Ω	freqüência de ressonância do sistema (Hz)
σ_t	parâmetro relacionado com a resolução no tempo
σ_w	parâmetro relacionado com a resolução em freqüência

