

ESTABELECIMENTO DE LIMITES DE VIBRAÇÃO EM GRUPOS DIESEL-GERADORES

Erb Ferreira Lins

Manoel José dos Santos Sena

Mauro Guerreiro Veloso

José Américo Braga Dutra

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66000-000, Belém, PA, Brasil. E-mail: lme@amazon.com.br, Erb@ufpa.br

Resumo

O sistema de geração de energia termelétrica, baseado em unidades diesel-geradores, é bastante difundido na Região Amazônica, principalmente em áreas de difícil acesso ou ainda não abastecidas pela malha energética proveniente das grandes usinas hidrelétricas. O fornecimento ininterrupto de energia é o principal objetivo das termelétricas, principalmente quando tal sistema abastece regiões economicamente importantes. Assim, o programa de manutenção das usinas deve ser responsável por manter os equipamentos em condições operacionais satisfatórias o maior período possível, evitando falhas inesperadas e aumentando os intervalos de intervenção no sistema. Neste trabalho, será apresentado um esquema para estabelecer limites de vibração em grupos diesel-geradores com objetivo de diagnosticar possíveis falhas. O programa é fundamentado na análise dos valores globais de vibração utilizando métodos estatísticos e, posteriormente, dos espectros de vibração das máquinas que apresentaram valores acima dos valores limites. Também serão apresentados diversos casos históricos que demonstram o sucesso da técnica aplicada.

Palavras-chave: Vibração, Manutenção Preditiva, Motores Diesel, Geradores Elétricos.

1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho foi de implantar um programa de manutenção preditiva nas unidades diesel-geradoras que compõe as usinas pertencentes a GUASCOR do Brasil LTDA, estabelecidas no estado do Pará, com o propósito de reduzir a incidência de falhas inesperadas nessas unidades geradoras, e consequentemente aumentar a confiabilidade do sistema e a redução dos custos operacionais.

Inicialmente, foram feitas medições em pontos previamente estabelecidos de acordo com a norma ISO 10816-6, recomendações técnicas de outros fabricantes como Caterpillar e GM, assim como solicitações dos engenheiros da GUASCOR.

Deste modo, o projeto implantado pretende através de medições periódicas com intervalos definidos e de acordo com a curva de tendência do nível de amplitude global estabelecido versus tempo (que será traçada no decorrer das medições) auxiliar a manutenção de forma a evitar falhas entre os intervalos de manutenção preventiva, e possibilitar maior conhecimento das máquinas e até propor mudanças, com segurança, nos intervalos de manutenção preventiva.

2. PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO

Para assegurar a uniformidade das medições de tal forma que possibilite a comparação das medições realizadas entre máquinas semelhantes, foi estabelecida uma padronização quanto as posições e direções de tomadas de medição. A figura 1 mostra, de forma resumida, o croqui e a localização de cada ponto sobre o gerador e motor, os quais são descritos a seguir. Além disso as medições subsequentes devem ser efetuadas com as máquinas nas mesmas condições operacionais das medições anteriores.

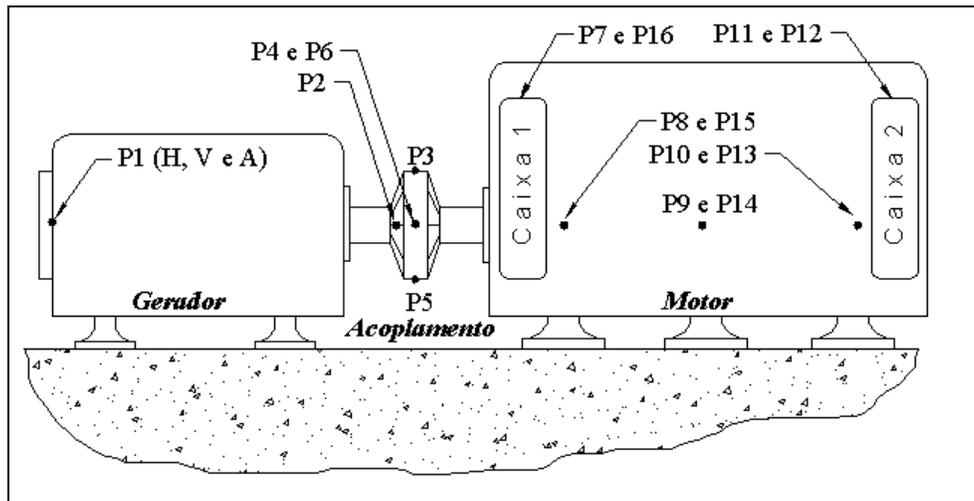


Figura 1. Localização dos pontos de medição no conjunto Diesel-Gerador.

No gerador: Ponto 1 nas direções horizontal (H), vertical (V) e axial (A), medidas tomadas em velocidade (V) mm/s pico, sendo que no ponto 1 horizontal (H), também foi feita medição em envelope (E) de aceleração G's. No ponto 2 horizontal (H) foi feita somente medição em envelope (E) G's.

No acoplamento: Foram medidos os pontos P3, P4, P5 e P6 na direção axial (A) defasados 90° no sentido dos ponteiros do relógio, começando pelo ponto 3, lado superior do acoplamento, as medições foram feitas em mm/s pico.

No motor: pontos P8, P9 e P10 do lado direito do motor e pontos P13, P14 e P15 no lado esquerdo do motor, na linha de centro do virabrequim e próximos aos mancais principais sobre a carcaça do motor. As medições foram feitas em mm/s pico, a referência é olhando do gerador para o motor.

As caixas de engrenagem foram denominadas de caixas 1 direita e esquerda (próxima ao gerador), caixa 2 direita e esquerda (próxima a bomba d'água), as medidas foram feitas em envelope de aceleração em G's. Logo os pontos P7 e P11 foram medidos no lado direito do motor e os pontos P12 e P16 foram medidos no lado esquerdo do motor, a referência também é a máquina sendo observada do gerador para o motor

Foram ainda monitorados os pontos sobre os cabeçotes dos motores sendo as medições realizadas em envelope (E) de aceleração G's.

3. DISCUSSÃO E RESULTADOS

Como critério de avaliação da condição de operação da máquina, foram comparados os níveis globais para cada equipamento com os valores limites avaliados para cada ponto de medição nas diversas máquinas, descartando-se do cálculo do valor os pontos de medição que apresentaram valores superior aos observados em outras máquinas

Para os geradores, foram realizadas medições com o equipamento com e sem carga, tendo o propósito de distinguir os problemas elétricos dos mecânicos. A classificação do grau de severidade é realizada levando em consideração níveis globais de velocidade avaliados para uma faixa de frequência de 2,0 a 1000 Hz, e o valor médio calculado para cada ponto equivalente, não contabilizando para efeito de cálculo os valores atípicos

Analisando os resultados das medições descritos nas tabelas dos níveis globais de vibração constatou-se que alguns equipamentos e auxiliares apresentam níveis globais de velocidade e envelope muito acima dos valores limites avaliados. Assim, para identificar a origem do problema, nesses equipamentos, foi necessário uma análise do espectro amplitude x frequência, no qual podem ser identificadas as frequências correspondentes às amplitudes mais significativas, as quais estão associadas aos diversos componentes

A fim de auxiliar na identificação das fontes de vibração e deste modo realizar um diagnóstico preciso são apresentados a seguir as frequências significativas de cada equipamento que compõe a unidade geradora

Tabela 1. Frequência significativas para um grupo Diesel-Gerador.

	Frequência [Hz]	Origem	Harmônicas [Hz]
Motor Diesel	15	Frequência de queima. A amplitude depende da rigidez do motor, da rigidez torsional da árvore de manivelas, posição dos cilindros, pressão de compressão.	30, 45, 60, 75, 90, 105, 120, 135, 150
	30	Inércia do motor, desbalanceamento. A amplitude aumenta com a rotação do motor.	15, 60, 90, 120, 150
	45	Todas as frequências de ordem 1/2 são devidas à frequência de queima	15, 90, 135, 180
	60	Desbalanceamento rotativo, inércia. As forças de inércia (e conseqüentemente a amplitude) crescem com a rotação	15, 30, 120, 180
	90	Queima, inércia. A amplitude aumenta com a rotação.	15, 45, 180
	120	Vibrações devido ao torque na árvore de manivelas	15, 30, 60
	135	Vibrações devido ao torque na árvore de manivelas	15, 45
	150	Inércia e torque	15, 30
Gerador Elétrico	30	Frequência de rotação do gerador, desbalanceamento mecânico, forças de precessão devido ao desalinhamento entre rotor e estator	60, 90, 120
	60	Frequência de alimentação da rede, Forças magnetomotrizes do estator	30, 120, 180, 240
	120	A força magnetomotriz do rotor é um caso especial apresentando-se na frequência mínima igual ao triplo da frequência de alimentação	180, 240, 300, 360

Os resultados obtidos mostram que as frequências de excitação mais importantes para os motores de combustão interna estão na faixa de 2 a 300 Hz, todavia, os motores incluem diversos equipamentos auxiliares (bombas d'água, caixa de engrenagens etc.), o que implica em uma faixa de análise de 2 a 1000 Hz necessária para identificar problemas nesses equipamentos.

Nos espectros de amplitude x velocidade são descritos na legenda o nível de vibração do ponto em análise, a frequência e a ordem do mesmo. A ordem fundamental é a do motor com rotação de 30 Hz (1800 rpm), que é apresentada em todos os espectros mostrados.

4. ANÁLISE ESTATÍSTICA

É possível através da análise estatística encontrar um valor para o limite do sintoma vibração através de dados coletados de várias máquinas. Pode-se escrever a expressão de Neuman-Pearson que estabelece o valor limite do sintoma, sob a forma

$$A = P_g \int_{S_l}^{\infty} p(s) ds \quad (1)$$

A probabilidade de execução de reparo desnecessário depende do nível da falha ou da probabilidade de condições defeituosas para um dado grupo de máquinas,

$$A = K.P_f = K(1 - P_g) \quad (2)$$

onde K é o coeficiente de segurança ou de reserva, que pode ser tomado entre 1 e 3 para falhas comuns e entre 3 e 10 para falhas com conseqüências graves.

Caso se tenha a densidade da probabilidade do sintoma S para máquinas em condições satisfatórias de operação, $p(S)$, pode-se verificar concomitantemente a distribuição dos parâmetros, com o valor médio do sintoma.

$$\bar{S} = \int S.p(S).ds \quad (3)$$

e seu desvio padrão

$$\sigma_s = \left[\int (S - \bar{S})^2 . p(S). ds \right]^{1/2} \quad (4)$$

Quando o valor de $p(S)$ não é conhecido pode-se calcular seus parâmetros a partir de dados obtidos num grupo qualquer de máquinas ou numa população arbitrária como, por exemplo, através das expressões:

$$S = \frac{1}{N} \sum_1^N S_n \quad (5)$$

$$\sigma_s = \frac{1}{N} \left[\sum_1^N (S_n - S)^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

Conhecendo os valores acima é possível avaliar o valor limite do sintoma vibro-acústico S_l devendo ser usados apenas os parâmetros que são finitos e representativos da situação real do grupo de máquinas em consideração. Para isto, tome-se a expressão (1) e coloque-a na forma

$$P_g = \int_{S_l}^{\infty} p(S) ds = P_g . p(S \geq S_l) = A \quad (7)$$

Tal integral significa a probabilidade do valor de S_l exceder S . Esta probabilidade residual pode ser calculada perfeitamente pela expressão de Chebyshev ou pela sua última estimativa em consideração, pode-se escrever:

$$p(S \geq S_l) \leq \frac{S}{S_l} \quad (8)$$

substituindo este valor na expressão (2) tem-se

$$\left. \begin{aligned} \frac{S_l}{S} &\leq \frac{P_g}{A} = \frac{P_g}{K.P_f} \\ S &\leq \bar{S} \cdot \frac{P_g}{A} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Considerando a expressão de Chebyshev e supondo que os parâmetros de probabilidade de distribuição não variam quando as variáveis estão centradas, que é semelhante a um deslocamento da origem, pode-se escrever

$$\begin{aligned} P(S \geq S_l) &= P(S - \bar{S} \geq S_l - \bar{S}) \\ S - \bar{S} &> 0 \\ S_l - \bar{S} &> 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Substituindo-se a distância $S_l - \bar{S}$ pelo desvio padrão σ_s e tomando-se um número arbitrário Z calcula-se, de conformidade com a expressão de Chebyshev

$$P(S - \bar{S} \geq Z\sigma_s) \leq \frac{1}{2Z^2} \quad (11)$$

Utilizando tal valor na expressão de Neuman-Pearson, obtém-se

$$\frac{S_l - \bar{S}}{\sigma_s} \leq \sqrt{\frac{P_g}{2.A}} \quad (12)$$

Para a equação (12) tem-se que

$S_l = \text{valor limite}$

$\bar{S} = \text{valor médio}$

$\sigma_s = \text{desvio padrão}$

$P_g = \text{nível do desempenho}$

5. ESTUDO DE CASOS

A análise dos valores globais de vibração foi feita através das tabelas, em que podem ser vistos os valores das medições para os geradores sem carga e com carga e o resultado do valor limite estabelecido pela equação (12) para cada ponto da unidade geradora.

Alguns estudos de caso para os geradores são mostrados a seguir. No primeiro caso, a identificação de um possível defeito teve início com a análise dos valores globais de vibração de diversos pontos no equipamento, através da comparação com os valores limites encontrados. Na tabela 2 pode ser visualizados esses dados.

Tabela 2. Níveis globais de vibração em um dos geradores

MEDIÇÕES SOBRE O GERADOR										
PONTO	G1- S.E.	G2- S.E.	G3- S.E.	G4- S.E.	LIMITE S.E.	G1	G2	G3	G4	LIMITE
P1HV mm/s	17,4	12,4	8,4	8	10,06	17,3	17	16,4	10,6	13,16
P1VV mm/s	13	13,8	5,6	5,9	11,15	19,9	14,1	10,2	9,1	13,60
P1AV mm/s	6,2	8,3	4,9	6,7	6,90	9	12,2	8,9	10,5	10,89
P1HE G's	19,1	19	10,6	14,7	23,11	30,5	23,7	17,9	16,7	30,55
P2HE G's	76,7	52,5	30,9	40,1	59,32	86,2	53,2	75,6	74,4	82,80

Na figura 3 é apresentado o espectro amplitude x freqüência de um segundo gerador que possuía nível global na direção vertical de 19,2 mm/s, cujo espectro amplitude x freqüência apresenta amplitude significativa na freqüência de 120 Hz, que corresponde a 2 vezes a freqüência de alimentação (60Hz) e harmônicas, que pode ser decorrente de um desequilíbrio na força eletromagnética ou decorrente da influência do desbalanceamento mecânico sobre as partes elétricas. Observa-se no espectro a duplicação da amplitude de vibração na freqüência igual a 2 vezes a freqüência da rede elétrica quando da aplicação da carga. Como pode ser notado na legenda todos os harmônicos também aumentam de maneira significativa.

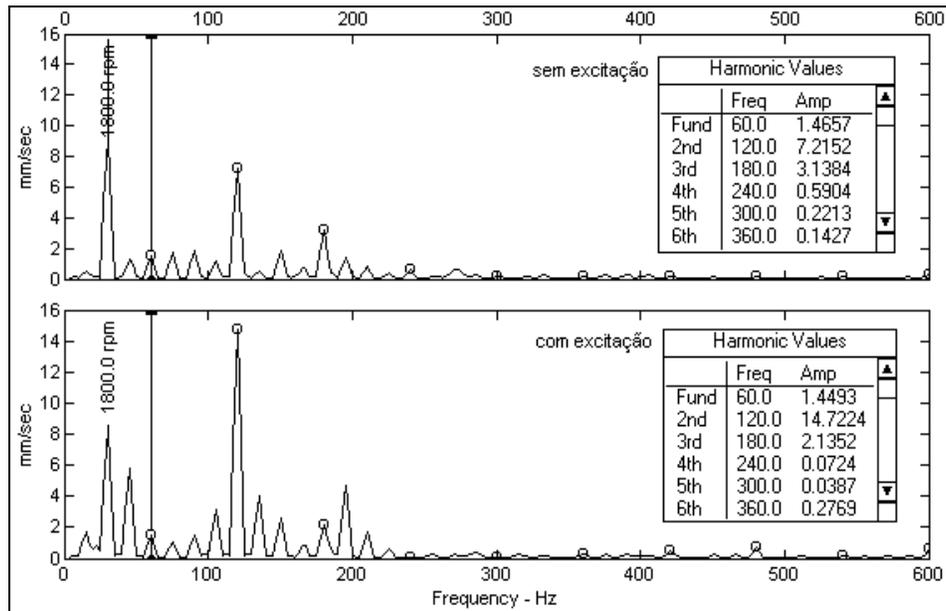


Figura 2. Espectro de um gerador que apresenta problemas de origem eletromagnética

Durante a análise de vibração nos cabeçotes constatou-se que o nível global de vibração de algumas máquinas estava muito acima dos nível máximo avaliado. O espectrograma desses pontos apresentou altas amplitudes de vibração, quando comparado com máquinas em perfeito estado de funcionamento, principalmente na faixa de freqüência de 15 Hz e harmônicos, indicando problemas de combustão. O espectro de duas máquinas que apresentaram essa anormalidade são apresentados a seguir, bem como a tabela de níveis globais de vibração que indicou tal anomalia.

Tabela 3. Níveis globais de vibração para os cabeçotes de 3 motores. Nota-se a discrepância observada entre o níveis da máquina 2 e 1.

MEDIÇÕES SOBRE O CABEÇOTE					
Ponto	UNID	M1	M2	M3	LIMITE
C1VE	G's	56,3	100,5	97,3	116,70
C2VE	G's	65,2	162,2	83,3	139,38
C3VE	G's	69,9	107,8	136,2	118,87
C4VE	G's	56,4	142,7	143,7	128,86
C5VE	G's	66,2	122,9	118,5	126,37
C6VE	G's	37,8	78,2	128,5	130,73
C7VE	G's	65,7	153	182,7	136,31
C8VE	G's	40,2	73,8	103,1	128,05
C9VE	G's	54,1	147,9	83,9	117,59
C10VE	G's	76,6	103,4	128,4	134,49

Na averiguação desses cabeçotes, constatou-se que apresentavam problemas diversos como bicos descalibrados, válvulas e câmara de combustão carbonizadas e, num caso extremo, a cabeça de uma das válvulas entrou em contato direto com a parte superior do êmbolo, marcando-o.

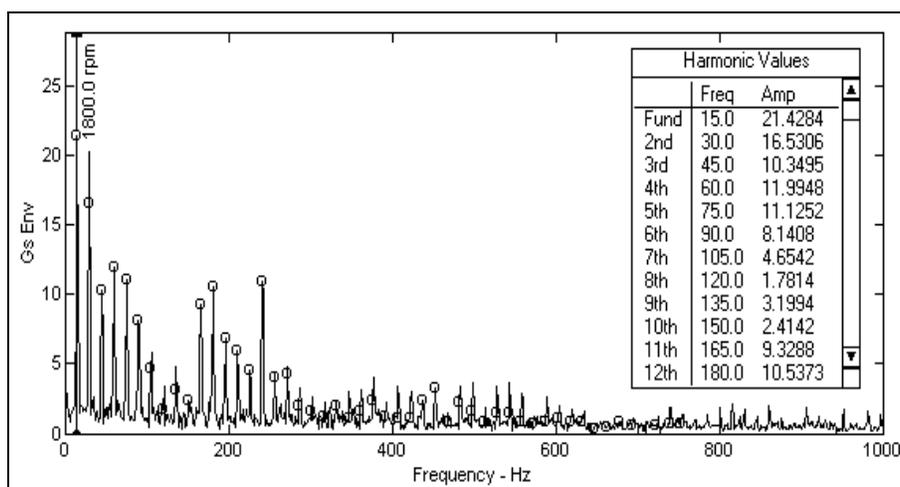


Figura 3. Espectro de vibração em um cabeçote que apresenta problemas de combustão, ressaltando a presença dos harmônicos da frequência fundamental de 15 Hz.

Encontraram-se anomalias no valor global de vibração no ponto 11 da caixa de engrenagens numa determinada máquina, cujo valores globais estão discriminados na tabela abaixo.

Tabela 4. Valores globais de vibração de quatro pontos sobre a caixa de engrenagens.

MEDIÇÕES SOBRE AS CAIXAS DE ENGRANAGEM								
Ponto	UNID	M1	M2	M3	M4	M5	M6	LIMITE
P7CX1DE	G's	181,3	120,8	174,3	250,3	215,4	155,3	212,10
P16CX1EE	G's	164,4	168	148,3	174,4	148,1	91,9	177,11
P11CX2DE	G's	194,6	89,7	104	234,1	162,2	134,5	207,74
P12CX2EE	G's	174,6	159,6	91,5	247,6	94,3	175,9	191,09

Procedendo-se a análise do espectro **correspondente** verificou-se que apresentava alto índice de vibração, com amplitude significativa, na frequência de 15 Hz, conforme mostrado na figura à seguir.

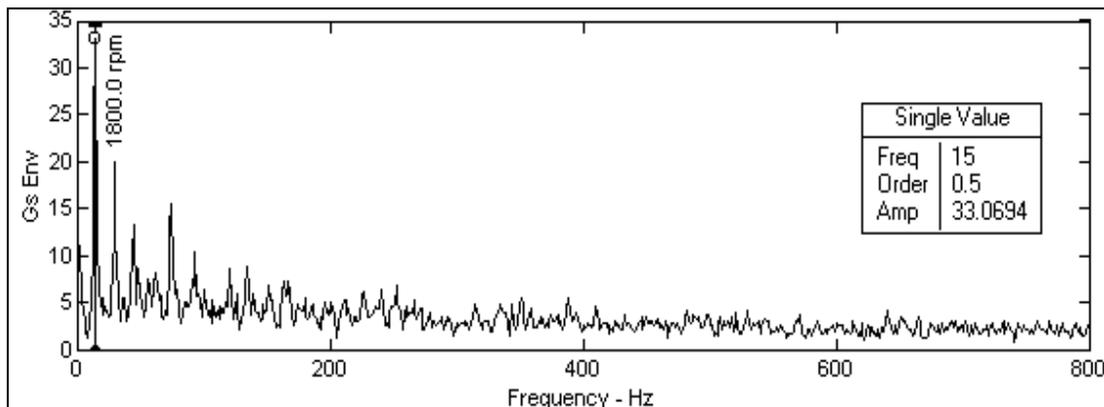


Figura 4. Espectro de uma caixa de engrenagens defeituosa

Foi sugerida à equipe de manutenção a abertura da caixa para averiguação da causa da anomalia, na qual foi constatado que havia um problema quanto a fixação da engrenagem intermediária à caixa, visto que os parafusos de fixação estavam folgados e um deles fraturado. Se a operação da máquina tivesse continuado até o desprendimento total dos parafusos, os danos seriam consideráveis haja vista a velocidade de rotação do conjunto de engrenagens.

6. CONCLUSÃO

A análise de vibração empregada ao conjunto de unidades diesel-geradoras da GUASCOR LTDA provou ser de grande valia, permitindo um melhor conhecimento dos equipamentos utilizados. Os resultados mostrados demonstram que a análise de vibração, aliada ao conhecimento do comportamento dinâmico dos equipamentos sob avaliação, é uma ferramenta de baixo custo e grande precisão para a avaliação do estado desses equipamentos. Os defeitos encontrados, se não detectados à tempo poderiam ter acelerado a depreciação das máquinas, aumentando de maneira significativa os custos de operação e manutenção. O número de amostras razoável permitiu o estabelecimento de limites de vibração que agilizou consideravelmente o processo de análise. Apesar dos importantes resultados demonstrados da aplicação da técnica, uma estimativa mais exata do estado de conservação das unidades diesel-geradoras ainda está para ser executada: quando um conjunto de diversas medições ao longo do tempo for estabelecido será possível traçar o gráfico de tendência dos equipamentos, estimando a vida útil ainda restante.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Wowk, V., 1991, Machinery Vibrations, Ed. McGraw Hill, New York, United States, 358p.
- Bigret R., Féron, J. L., 1995, Diagnostic - Maintenance Disponibilité des Machines Tournautes, Tese de Doutorado, Ed. Masson, Paris, France, 468p.
- Arquès, P., 1996, Diagnostic Prédictif De L'état Des Machines, Paris, France, 265p.
- Nepomuceno, L. X., 1985, Manutenção preditiva em instalações industriais, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, 521p.