



**XXIII SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

FI/GGH/25
18 a 21 de Outubro de 2015
Foz do Iguaçu - PR

GRUPO - I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

VIBRAÇÃO AUTOEXCITADA DA UNIDADE GERADORA 3 DA UHE FURNAS

Marcos H. F. Cunha	Evandro Freire	Eduardo L. Farias
FURNAS	FURNAS	FURNAS
Emerson E. de Castro	Gabriel S. de S. Arnaud	
FURNAS	FURNAS	

RESUMO

Unidades hidrogeradoras são ditas de eixo rígido, visto que sua velocidade de rotação nominal é, por projeto, muito inferior à velocidade crítica de rotação e mesmo a sua velocidade de disparo também se encontra bem aquém desta velocidade crítica que, usualmente, corresponde ao primeiro modo natural de flexão. No entanto, ainda que raras, há situações em que forças de origem hidráulica podem induzir vibrações autoexcitadas, como é o caso aqui tratado. Este tipo de fenômeno provoca uma vibração tão intensa que, quando ocorre, impede a operação da turbina na faixa de carga em que a vibração se estabelece.

O trabalho apresentará o problema vivenciado pela unidade geradora 3 da UHE Furnas, os antecedentes históricos, a análise, o cálculo da velocidade crítica e a solução adotada para eliminar a fonte excitadora da vibração.

PALAVRAS-CHAVE

Vibração, hidrogerador, manutenção, monitoramento

1.0 - INTRODUÇÃO

A UHE Furnas, situada no rio Grande, na divisa entre os estados de São Paulo e Minas Gerais foi uma das primeiras grandes usinas hidrelétricas construídas no Brasil no final dos anos de 1950 e início de 1960. Até meados da década de 60, as seis primeiras unidades geradoras já estavam em operação, enquanto que as duas últimas somente integraram o sistema elétrico brasileiro em meados da década de 70. A capacidade total de geração da planta é de cerca de 1.280 MW, ou seja, aproximada 160 MW por máquina.

A partir de 2005, estas unidades geradoras começaram a ser modernizadas, em um processo que incluía a desmontagem total das máquinas. Em seu retorno à operação, em novembro de 2010, após a modernização e depois de uma parada por um período de 1 ano, a unidade geradora 3 passou a apresentar uma vibração muito intensa a partir de cerca 140 MW. Tal fato levou ao impedimento de operá-la em cargas acima deste valor. Durante o processo de modernização, a unidade geradora teve instalado um sistema de monitoramento de vibração e temperatura que se mostrou uma ferramenta poderosa para a diagnose do problema. A junção deste avanço tecnológico com a experiência do pessoal de FURNAS, que já havia vivenciado problema similar no início da década de 1980, levou a uma abordagem rápida e eficiente para a solução do problema.

3.0 - ANTECEDENTES HISTÓRICOS

De fevereiro a abril de 1981, a unidade geradora 4 da UHE Furnas passou por uma trabalhosa revisão, que envolveu a desmontagem geral da máquina, para corrigir por esmerilhamento a folga da selagem inferior da turbina cujo anel de desgaste fixo encontrava-se ovalizado. Embora o resultado tivesse sido alcançado, ainda em 1981 a máquina passou a apresentar uma intensa vibração quando alcançava as suas cargas mais altas. Esta vibração ocorria na frequência de 9,7 Hz e estava fortemente correlacionada à turbina, já que quando a mesma se iniciava, concomitantemente, havia o aumento da pulsação de pressão na tampa da turbina.

Inicialmente, as suspeitas caíram em cima de uma eventual excessiva excentricidade entre os anéis de desgaste, o que acabou não se confirmando face a medições realizadas. Nesta ocasião, foi descoberto que a posição axial do conjunto rotativo, embutimento, se encontrava um pouco acima do valor recomendado em projeto. Diante disto, em maio de 1982, houve uma melhoria deste embutimento, mas que, por razões de limitação física de calços existentes na cruzeta de apoio do mancal de escora, pôde ser apenas parcial, conforme visto na Figura 2. Por conta disto, as pulsações de pressão e vibração diminuíram, mas ainda impossibilitando a operação da máquina nas cargas superiores.

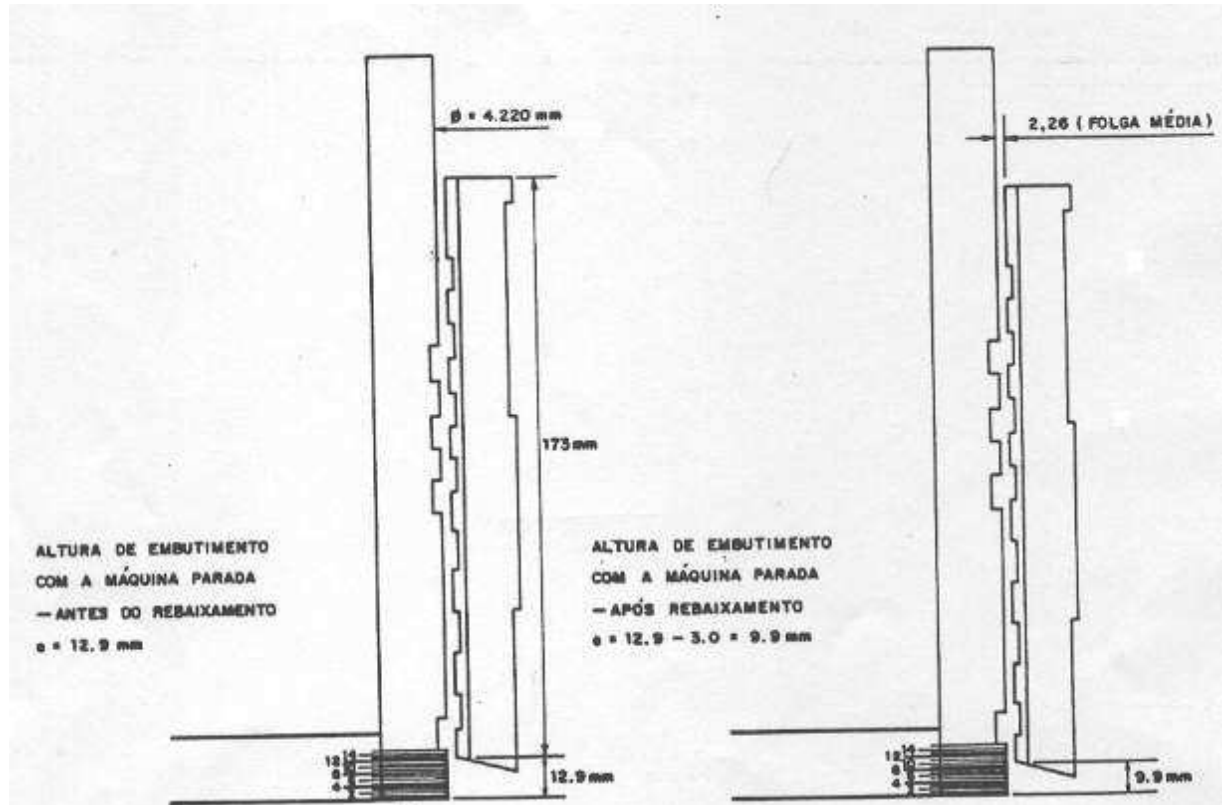


Figura 2 – Melhoria parcial do embutimento axial da turbina

Em fins de 1982, descobriu-se que quando a pressão no espaço entre o cubo do rotor Francis e a própria tampa da turbina era elevada em cerca de 0,5 bar, a pulsação de pressão e, portanto, a vibração não se estabeleciam nas cargas mais elevadas. Diante de tal fato, os furos de alívio do cubo do rotor foram parcialmente tamponados, em 1987, de modo a atingir-se esta elevação de pressão (1). Desta forma, a vibração anormal e a respectiva restrição operacional foram eliminados.

4.0 - VIBRAÇÃO INDUZIDA POR FLUXO

A vibração induzida por fluxo pode ocorrer de 3 maneiras: primeiro, a *vibração forçada* é diretamente proporcional à velocidade do fluxo, no entanto, por não haver interação entre as frequências das forças hidráulicas de excitação, que escoam de forma aleatória ou estocástica, e as frequências naturais das estruturas sujeitas ao fluxo, normalmente, não é causadora de problemas. Segundo, a *ressonância* ocorre quando a frequência do fluxo, que escoam numa determinada velocidade e com a formação de excitações hidráulicas bem definidas periodicamente, coincide com alguma frequência natural da estrutura sujeita ao fluxo, no entanto, para que a vibração aumente a força hidráulica de excitação deve ser significativa. Terceiro, a *vibração autoexcitada* ocorre quando a excitação hidráulica é capaz de excitar a velocidade crítica do eixo, normalmente, correspondendo ao primeiro modo natural de flexão. Neste caso, a vibração mecânica se torna tão intensa que passa a controlar a frequência das excitações hidráulicas que, por sua vez, interagem com a vibração mecânica, levando ao acoplamento destas frequências (efeito lock-in).

Adicionalmente, em uma vibração autoexcitada a força que estabelece o movimento passa a ser controlada por ele, mas, uma vez, que o movimento cesse, a força desaparece. No caso da vibração autoexcitada, mesmo quando há o aumento da velocidade de escoamento não ocorre a dessintonização da velocidade crítica das forças periódicas de excitação hidráulica

De acordo com (3), o fenômeno da vibração autoexcitada se apresenta como uma vibração livre com amortecimento negativo, mas de pequeno valor. Para os casos práticos de engenharia, isto significa dizer que a frequência da vibração autoexcitada é a frequência natural do sistema.

5.0 - CÁLCULO DA VELOCIDADE CRÍTICA (MÉTODO DE RAYLEIGH)

O Método de Rayleigh para o cálculo de velocidade crítica para vibrações autoexcitadas consiste na aproximação da situação de um sistema mecânico rotativo para um sistema isostático. Pelo teorema da conservação de energia a partir dos esforços nos apoios (MGG e MGT, nesse caso) e suas flechas correspondentes, pode-se escrever a seguinte expressão (5) que caracteriza a frequência natural das vibrações em análise:

$$\omega^2 = g \sum \frac{W\delta}{W\delta^2} \quad (1)$$

Onde g é a aceleração da gravidade, W os esforços sofridos pela eixo da turbina e δ as flechas geradas por cada esforço.

Uma vez definida a equação da frequência, é necessário utilizar as equações da estática para se determinar as reações nos mancais. Em seguida, de posse das equações do momento fletor, nos intervalos definidos, aplicando a Equação da Linha Elástica obtém-se as flechas máximas no eixo da unidade geradora.

Para fins de cálculo, o peso de eixo é desprezível em relação ao esforços gerados pelos pesos dos rotores do gerador e da turbina que, portanto, não será considerado nos cálculos.

De acordo com (6), a equação da linha elástica é :

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = M \quad (2)$$

Onde E é o módulo de elasticidade de Young, J é o momento de inércia do eixo em relação à linha neutra, y e x os valores variáveis nos eixos coordenados e M o momento fletor (função de x).

A figura 4, mostra a forma da linha elástica para uma máquina horizontal com as mesmas dimensões e características de projeto, obtida através do software estudantil Ftool.

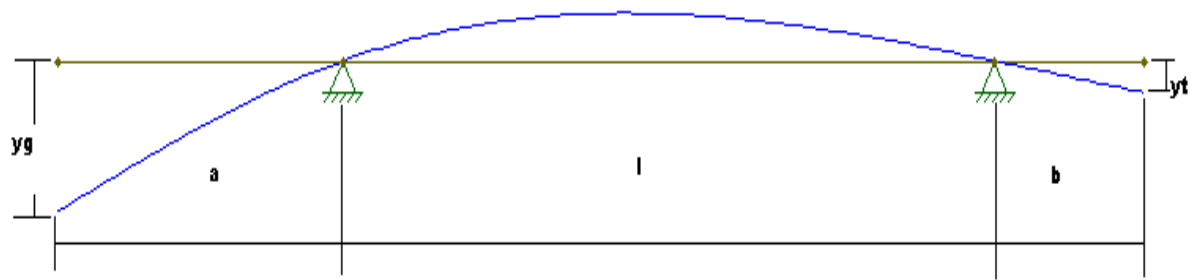


Figura 4 – Linha elástica do eixo representado como uma viga estática

A tabela a seguir apresenta os dados de projeto da Usina de Furnas e os resultados das reações dos mancais e flechas.

Tabela 1 : Resultados da equação da linha elástica

Parâmetro	Valor nominal	Unidade de medida
Pg (Peso do gerador)	-398580,3 (-3985803)	t*cm/s ² (N)
Pt (Peso da turbina)	-56407,5 (-564075)	t*cm/s ² (N)
D(diâmetro da secção transversal do eixo)	115	cm
a (distância como na figura 6)	200	cm
l (distância como na figura 6)	105	cm
b (distância como na figura 6)	459	cm
Ra (Reação no MGG)	559349,9569 (5593499,569)	t*cm/s ² (N)
Rb (Reação no MGT)	-104362,1569 (-1043621,569)	t*cm/s ² (N)
J (Momento de Inércia)	8585414,353	cm ⁴
E (Módulo de Young)- aço	2100000	t*cm/s ² *cm
g (aceleração da gravidade)	981	cm/s ²
yg (flecha do gerador)	-0,199275452	cm
yt (flecha da turbina)	-0,042000085	cm

Para a obtenção da velocidade crítica basta aplicar a Eq. 1 com os valores das flechas e dos pesos da turbina e do gerador. Então, para a UHE Furnas temos ω igual a 11,3 Hz.

6.0 - ANÁLISE DA VIBRAÇÃO ATRAVÉS DO SISTEMA DE MONITORAMENTO

A Figura 5 mostra que após a parada para a modernização da unidade geradora 3, a mesma passou a apresentar nas condições de maior carga uma intensa vibração em seu eixo na frequência de 9,2 Hz.

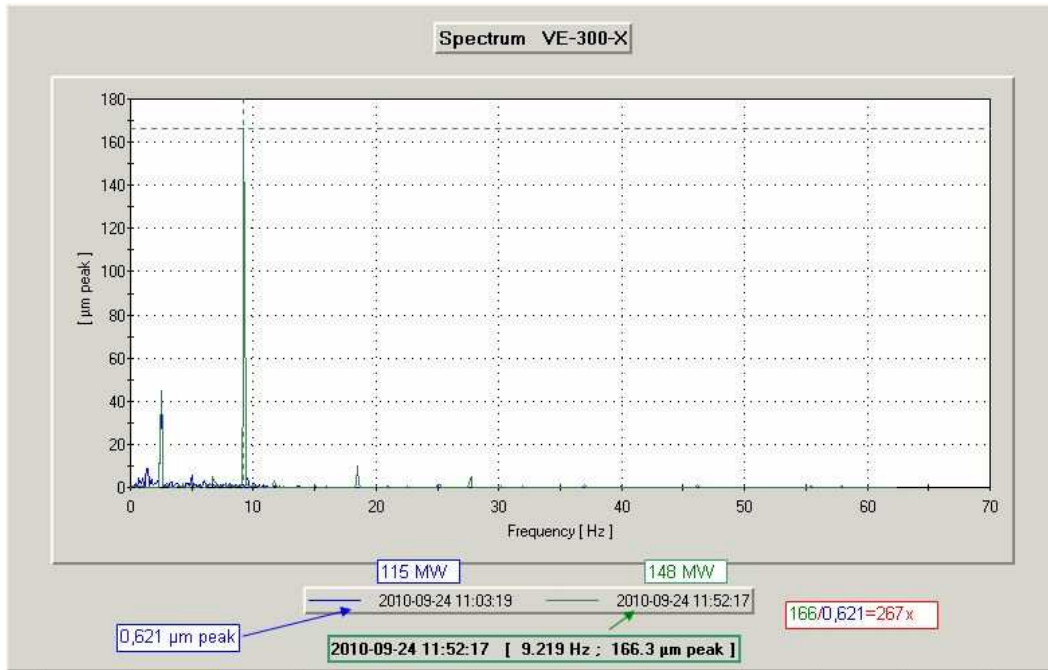


Figura 5 – Espectro de vibração

Este espectro foi obtido através dos sensores do mancal guia da turbina. É válido ressaltar que a vibração do eixo encontrava-se em fase com a pulsação de pressão na tampa da turbina.

A Figura 6 mostra que a vibração do eixo encontrava-se em fase com a pulsação de pressão na tampa da turbina.

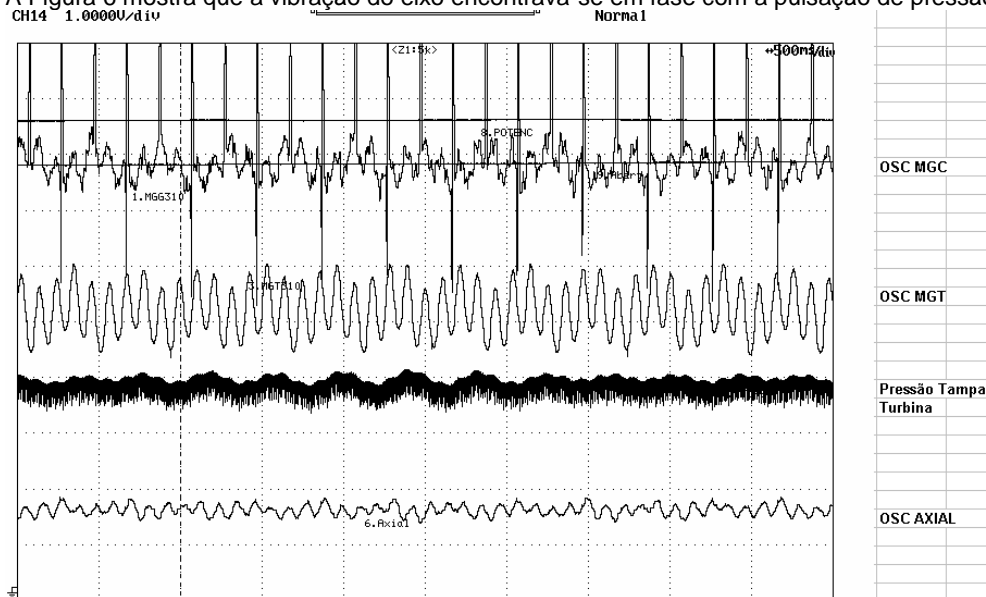
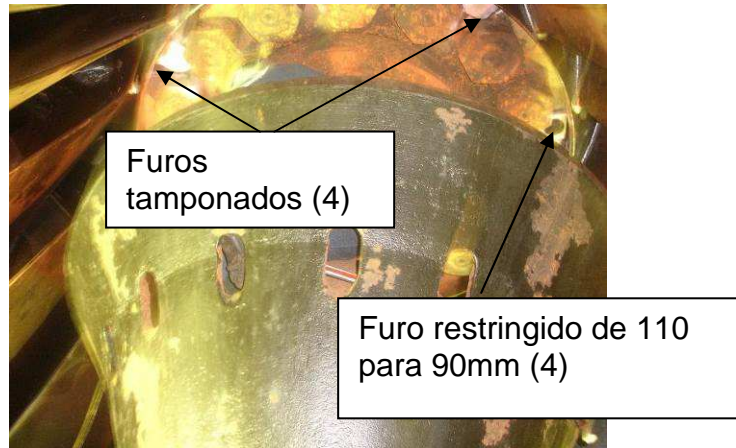


Figura 6 – Vibrações da máquina em fase com a pulsação de pressão na tampa

Levantamentos dimensionais executados após o surgimento da vibração comprovaram a suspeita de que o embutimento axial da máquina estava acima do valor de projeto. Por outro lado, a proximidade entre as frequências da vibração, de 9,2 Hz no caso aqui abordado e 9,7 Hz no passado, e os seus inerentes crescimentos abruptos, confirmaram tratar-se do mesmo tipo de excitação hidráulica, ou seja, a vibração auto excitada.

7.0 - EXECUÇÃO DA SOLUÇÃO

Embora a solução mais conservadora fosse a correção do embutimento, por facilidade de execução, foi adotada apenas a pressurização do espaço compreendido entre o cubo do rotor Francis e a tampa da turbina, conforme já empregado no caso havido no passado (1). Para tanto, visando-se esta elevação de pressão em 0,5 bar, foram usadas blendas adequadas para este intuito. A Fotografia 1 mostra a execução da solução.



Fotografia 1 – O tamponamento total e parcial dos furos de alívio elevou a pressão

8.0 - RESULTADOS ALCANÇADOS

Após a pressurização da tampa da turbina desapareceu completamente a excitação de vibração em 9,2 Hz, por outro lado, face à elevação do empuxo hidráulico houve uma elevação da temperatura do mancal de escora em cerca de 2° C, mas que, no entanto, não trouxe nenhuma anormalidade funcional da unidade geradora. A Figura 6 mostra o diagrama em cascata da vibração na altura do mancal guia da turbina, antes da pressurização, enquanto a Figura 7 mostra o mesmo ponto após a pressurização.

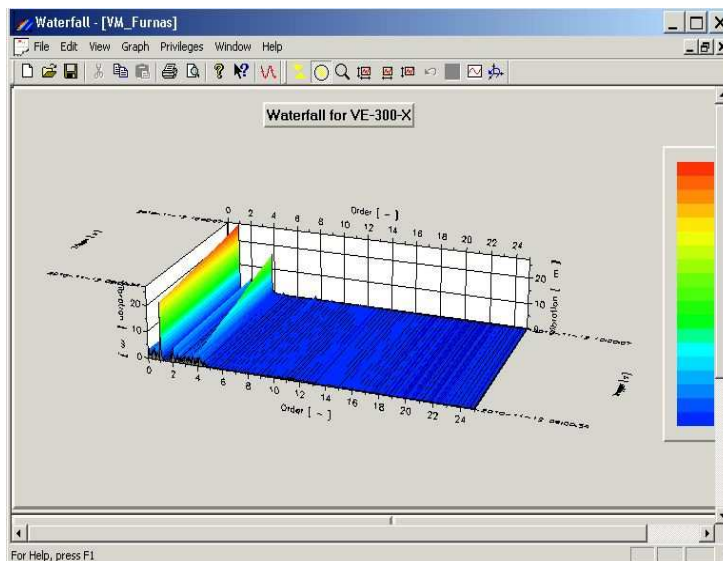


Figura 6 – Vibração no mancal guia da turbina antes da pressurização

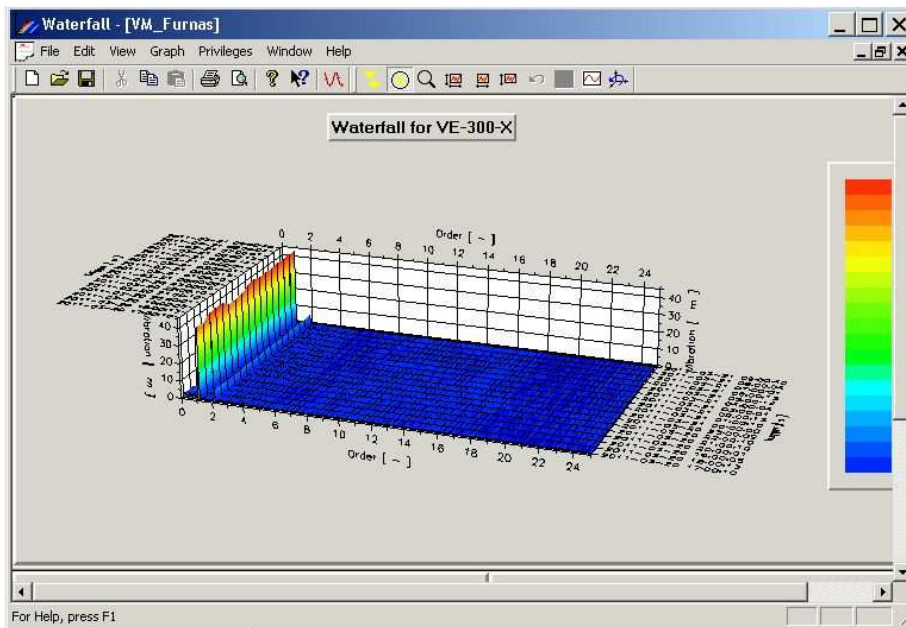


Figura 7 – Vibração no mancal guia da turbina após a pressurização

9.0 – CONCLUSÃO

A experiência prévia de FURNAS, vivenciada na máquina 4 na década de 80, aliada à eficácia na análise de dados promovida pela introdução do sistema de monitoramento nas unidades geradoras da UHE Furnas pôde proporcionar uma rápida resposta para a solução do problema. Por outro lado, a aplicação do Método de Rayleigh no tratamento da questão serviu para caracterizar a vibração como sendo autoexcitada, visto que o fenômeno provocou o surgimento da frequência natural correspondendo à primeira velocidade crítica. Adicionalmente, embora tal fenômeno seja de rara ocorrência, sua aplicação a uma unidade geradora de eixo vertical serviu para aferir o seu próprio uso à configuração de máquina aqui apresentada, na qual estimamos um erro de aproximadamente 20% ao comparar com a resposta do sistema de monitoramento.

10.0 – REFERÊNCIAS

- (1) Silva, J. R., Farias, L. E., Peres, A. P., Vibração de Origem Hidráulica em Turbinas Francis, XI SNPTEE, Rio de Janeiro, 1991.
- (2) Sulzer Technical Review, 3/1986
- (3) Den Hartog, J. P., Mecânica de las Vibraciones, Cuarta Edición, Compañía Editorial Continental S.A.
- (4) Baker, M., Measurement of Shaft Vibration on Hydro Electric Turbine Generators – Part 1, August 83
- (5) Mabie, H. H., Ocvirk, F. W., Mecanismos e Dinâmica das Máquinas, Livro Técnico S. A. e Editora da Universidade de São Paulo, 1967
- (6) Nash, W. A., Resistência dos Materiais, 7 ed. São Paulo: Pearson Prentise Hall, 2009

11.0 – DADOS BIOGRÁFICOS



Nome : Marcos Henrique da Fonseca Cunha

Local de Nascimento : Duque de Caxias

Data de Nascimento : 02/07/1986

Graduação : Engenharia Mecânica

Local de Graduação : Universidade Federal Fluminense

Ano de conclusão da graduação : 2009

Pós graduação : Mestrado na área de mecânica dos sólidos – Tese : Análise da influência da taxa de deslocamento no comportamento de juntas coladas

Local de Pós Graduação : Universidade Federal Fluminense

Ano de conclusão da pós graduação : 2012

Experiência :

O profissional atua na gerência de engenharia de manutenção de Furnas, cujas atribuições são descritas a seguir :

- Supervisionar eventuais atividades de manutenção preventiva e corretiva de turbinas hidráulicas, geradores e equipamentos auxiliares à geração de energia elétrica
- Analisar o comportamento dinâmico das unidades geradoras e de compensadores síncronos através de sistemas de monitoramento de vibração e temperatura
- Gerir a manutenção dos sistemas de monitoramento
- Gerenciar contratos de serviços de engenharia, participando da especificação, inspeção de recebimento de materiais, acompanhamento em campo para verificar o andamento da obra, acompanhar o comissionamento dos equipamentos envolvidos, e controle financeiro.
- Elaborar especificação técnica de sistemas de monitoramento, de equipamentos mecânicos em geral de Usinas Hidrelétricas
- Suporte técnico às equipes de manutenção eletromecânica das Usinas de Furnas

Artigos :

- (1) Stress distribution analysis on adhesively bonded single lap joint using experimental optical method, 20th International Congress of Mechanical Engineering, november 15-20, 2009, Gramado, RS, Brazil