



GRUPO I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA – GGH

RESSONÂNCIAS EM ESTADORES DE HIDROGERADORES

André R. Holdefer⁽¹⁾ Juan Carlos Mena D.⁽¹⁾ Nelson F. Martins⁽¹⁾ Geraldo C. Brito Jr. *^(1,2,3)

ITAIPU Binacional⁽¹⁾ – PTI⁽²⁾ – UNIOESTE⁽³⁾

RESUMO

Este informe técnico apresenta o fenômeno das vibrações radiais excessivas observadas no estator da unidade 18A da Usina Hidrelétrica de Itaipu, correlacionando-o com fenômenos semelhantes observados em outras unidades geradoras, desta e de outras usinas. Este informe apresenta também os principais resultados dos ensaios realizados para caracterizar adequadamente o fenômeno observado e para identificar corretamente a origem do problema. Adicionalmente, este trabalho discute as possíveis medidas para redução da intensidade das vibrações, incluindo a solução adotada pelo fabricante para os casos citados. Finalmente, este informe técnico apresenta os resultados obtidos no caso específico da unidade 18A.

PALAVRAS-CHAVE

Gerador, Estator, Vibração, Ressonância.

1.0 - INTRODUÇÃO

1.1 Ressonâncias em Estadores de Hidrogeradores

Apesar de o nome induzir a uma idéia contrária, os estadores de máquinas elétricas possuem um comportamento dinâmico muito interessante. Por exemplo, do ponto de vista de vibrações, as forças magnéticas geradas no entreferro excitam radialmente o estator, fazendo-o vibrar principalmente nos modos de flexão. A distribuição espacial e a frequência das diversas componentes destas forças magnéticas dependem fundamentalmente das quantidades e dos formatos dos pólos do rotor e das ranhuras do estator. Quando a distribuição espacial das forças é favorável e a frequência de excitação coincide com (ou é suficientemente próxima de) uma das frequências naturais do estator, são originadas elevadas vibrações de origem magnética neste componente do gerador.

Embora as condições necessárias às excitações de frequências naturais possam parecer improváveis de ocorrer simultaneamente, a literatura mostra que esta ocorrência não é tão rara quanto se pode pensar. Por exemplo, este problema ocorreu recentemente (2000) em algumas das unidades da UHE Porto Primavera (3).

Anteriormente, em meados da década de 1980, o mesmo fenômeno havia sido observado em metade das unidades geradoras de 60 Hz da UHE Itaipu. Embora tivessem um único projeto, algumas pequenas diferenças construtivas adotadas por um dos dois fabricantes fizeram com que a outra metade das unidades de 60 Hz ficasse livre das vibrações magnéticas excessivas. Um histórico detalhado deste problema pode ser observado nas referências (1) e (2).

No final de 2005 foram realizados os ensaios de comissionamento de uma nova unidade geradora de 60 Hz na UHE Itaipu, fornecida pelo mesmo fabricante das unidades que anteriormente não mostraram vibrações excessivas. Apesar de ter sido fabricada com o projeto das unidades anteriores e com os mesmos detalhes construtivos que asseguraram o comportamento dinâmico adequado dos estatores no passado, surpreendentemente desta vez foram observadas vibrações excessivas no estator do gerador da nova unidade.

Nos itens seguintes será apresentado o fenômeno das vibrações excessivas no estator, bem como os resultados dos ensaios realizados para caracterização adequada do mesmo. Adicionalmente, serão discutidas as possíveis soluções para o problema, incluindo a solução adotada pelo fabricante para os casos citados e os resultados obtidos no caso específico da unidade 18A.

1.1 Vibrações no Estator na Unidade 18A da UHE Itaipu

Durante os ensaios de comissionamento da unidade geradora 18A foram medidas as vibrações radiais da parte traseira do núcleo, na sua altura média e em quatro direções ortogonais entre si: Montante, Brasil (margem esquerda), Paraguay (margem direita) e Jusante. As vibrações radiais do núcleo possuem duas componentes principais, uma na frequência de 120 Hz e outra em 720 Hz. Este informe técnico considera somente as componentes de 120 Hz, já que estas são as componentes que oferecem maior risco de danos ao estator (núcleo e enrolamento).

A Figura 1 apresenta os resultados obtidos durante os ensaios com o gerador em carga, realizados em novembro de 2005. Destes resultados pode-se concluir que a vibração medida na unidade 18A, da ordem de $60 \mu\text{mpp}@120 \text{ Hz}$, é aproximadamente duas vezes mais elevada do que o valor limite estipulado nas especificações técnicas do contrato de fornecimento ($31 \mu\text{mpp}@120 \text{ Hz}$). Comparações com medições de vibração realizadas no passado, mostraram que as vibrações medidas no núcleo da unidade 18A eram da ordem de três vezes a seis vezes mais elevadas do que as vibrações medidas no núcleo dos estatores das outras unidades geradoras de 60 Hz da UHE Itaipu.

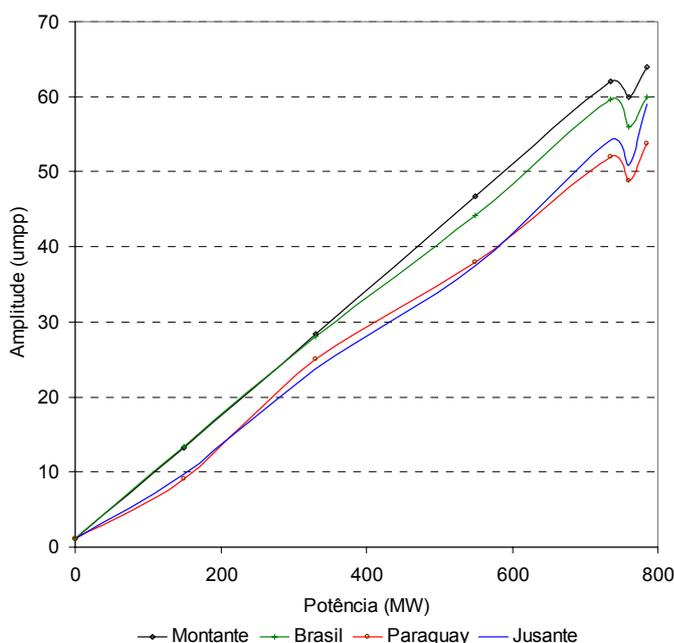


Figura 1 Variação da vibração do núcleo do estator com a potência

A intensidade da vibração do núcleo ($60 \mu\text{mpp}@120 \text{ Hz}$) e o comportamento observado na unidade 18A (vibração predominante em 120 Hz, crescente com a potência do gerador) é muito semelhante ao comportamento observado em cerca de metade das unidades de 60 Hz da UHE Itaipu, comissionadas há quase vinte anos atrás.

Os diversos ensaios realizados naquelas unidades mostraram que existia uma dependência muito grande entre a vibração do núcleo e o vínculo existente entre ele e a carcaça do estator. Naquelas unidades, o fator preponderante que atuava neste vínculo era a temperatura do núcleo. Devido a diferentes níveis de perdas no ferro, algumas unidades tinham temperaturas do núcleo mais elevadas ($75^\circ\text{C} @ 750 \text{ MW}$), enquanto de outras possuíam temperaturas mais reduzidas ($65^\circ\text{C} @ 750 \text{ MW}$). Unidades com temperatura mais baixa possuíam vibrações mais elevadas.

A temperatura do núcleo da unidade 18A era aproximadamente 65°C na potência de 775 MW, isto é, cerca de 10°C abaixo da temperatura das unidades. A temperatura mais baixa na unidade 18A é aparentemente devida à melhor qualidade das chapas utilizadas, tanto no que diz respeito às perdas quanto à qualidade do corte. Estes dois fatores reduzem às perdas no ferro.

Uma outra evidência da influência da temperatura na vibração do núcleo da unidade 18A pode ser verificada na própria Figura 1. A queda que ocorre no nível de vibração quando a potência está em aproximadamente 750 MW foi originada pela redução da temperatura no núcleo, causada por uma anomalia no sistema resfriamento do estator. Este comportamento foi observado novamente nas medições realizadas durante o outros ensaios.

O fabricante das primeiras unidades geradoras de 60 Hz da UHE Itaipu que apresentaram níveis de vibração mais elevados, da ordem de $55 \mu\text{mpp} @ 120 \text{ Hz}$, considerou que estes valores colocavam a integridade das máquinas em risco. Assim, este fabricante modificou o enrolamento estatórico daquelas unidades de forma a reduzir componentes das forças eletromagnéticas que causavam aquelas vibrações. Estas modificações foram bem sucedidas, reduzindo as vibrações a aproximadamente um quarto do valor original. O histórico de 20 anos de operação mostrou que não ocorreram efeitos colaterais relevantes com a solução implementada.

Um problema semelhante pode ser visto na referência (3). Novamente o fabricante das unidades geradoras afetadas adotou com sucesso a modificação do enrolamento estatórico para reduzir componentes harmônicos específicos das forças magnéticas. Em ambos os casos, o fabricante descartou a possibilidade de uma solução de características mecânicas, devido à falta de garantia de uma solução estável para o problema (9).

Assim, ao final dos ensaios de comissionamento da unidade 18A havia sido constatado que o núcleo do estator apresentava vibrações excessivas, as quais muito provavelmente poderiam ser atenuadas através da mesma solução de caráter elétrico, isto é, através de modificação do enrolamento estatórico para atenuar as forças de excitação.

Como este tipo de modificação é oneroso e tem longo tempo de implementação, era necessário comprovar de forma indubitável que o problema da unidade 18A era o mesmo problema vivido anteriormente. Para tanto, diversos ensaios especiais foram realizados. Estes ensaios e os principais resultados são descritos nos itens seguintes.

2.0 - ENSAIOS E ANÁLISES PARA CARACTERIZAÇÃO DAS VIBRAÇÕES DO ESTATOR DA UNIDADE 18A

2.1 Influência da Temperatura do Núcleo na Vibração

Para avaliar-se a influência da temperatura do núcleo na intensidade da sua vibração radial, foi aplicado um degrau potência na unidade geradora. Mais precisamente, a unidade geradora foi colocada em operação a partir da temperatura ambiente e a potência do gerador foi elevada rapidamente para 700 MW. Para obterem-se melhores resultados, estes ensaios foram realizados também com as vazões da água do sistema de resfriamento do enrolamento estatórico e dos trocadores de calor do estator reduzidas. Como pode ser observado na Figura 2, a vibração sofre uma significativa redução, da ordem de 20%, a medida que o núcleo se aquece e atinge o regime térmico. Entretanto, as amplitudes finais das vibrações ainda são muito elevadas (cerca de $50 \mu\text{mpp}@120 \text{ Hz}$) em relação ao limite contratual ($31 \mu\text{mpp}@120 \text{ Hz}$).

2.2 Determinação da Resposta em Frequência da Vibração do Estator com o Gerador em Vazio

Para confirmar-se a ocorrência de ressonância, ou seja, da existência de uma frequência natural nas proximidades da frequência (120 Hz) das forças de excitação, foi feito um ensaio de resposta em frequência para a vibração do estator. Para tanto, com o gerador excitado em vazio, a frequência foi variada na faixa de 50 a 70 Hz, em degraus de 1 Hz. Como as forças magnéticas têm o dobro da frequência industrial, o estator foi excitado na faixa de 100 a 140 Hz. A Figura 3 apresenta a resposta em frequência da vibração radial estator.

Pode-se verificar que a correlação entre as respostas em frequência obtidas com os 4 acelerômetros instalados definitivamente no núcleo do estator (direções Paraguay, Montante, Brasil e Jusante) é muito pequena. Em uma análise preliminar, a causa provável deste comportamento é a baixa intensidade das vibrações medidas em relação ao ruído da medição. Isto pode indicar que a componente das forças magnéticas de frequência 120 Hz que causa as vibrações excessivas no estator tem baixa intensidade com o gerador em vazio.

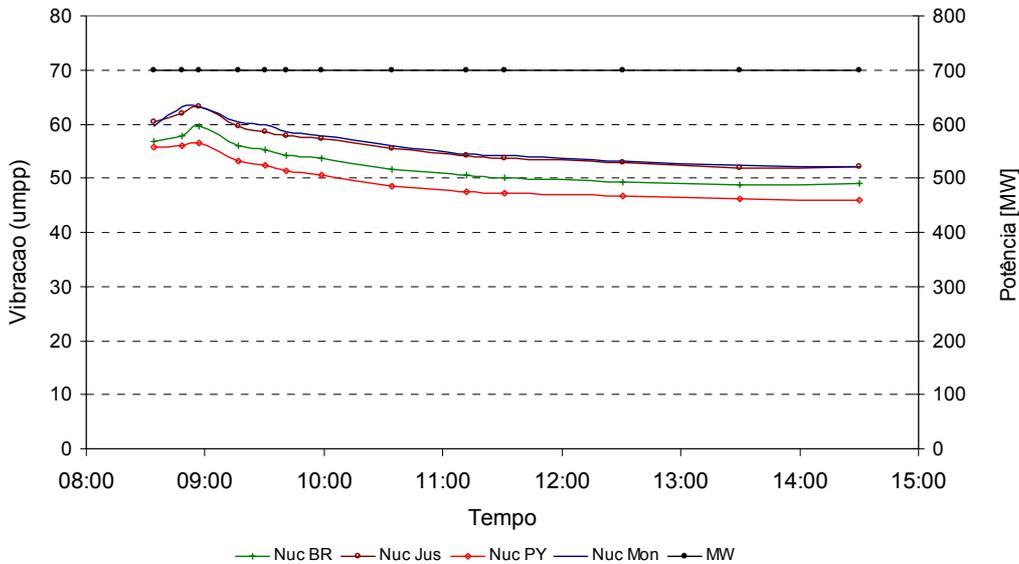


Figura 2 Aplicação de degrau de 700 MW até o regime térmico com redução de potência ao final

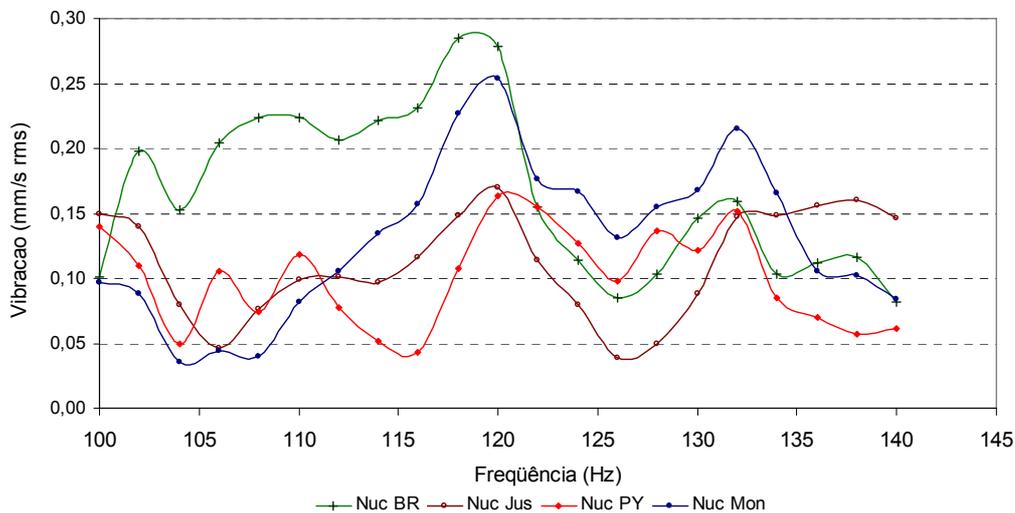


Figura 3 Resposta em Frequência na faixa 100 a 140 Hz com o gerador em vazio

2.3 Determinação da Resposta em Frequência da Vibração do Estator com o Gerador em Curto-Circuito

A Figura 4 apresenta a resposta em frequência do estator, obtida com a máquina girando em curto-circuito, na faixa de frequência de 100 a 140 Hz, em degraus de 1 Hz. Este ensaio foi realizado em 30.01.06. Como já era esperado para o ensaio em curto-circuito, verificou-se que a correlação entre as respostas em frequência obtidas com os 4 acelerômetros instalados definitivamente no núcleo do estator (direções Paraguai, Montante, Brasil e Jusante) é muito boa. Os fatores de correlação das diversas combinações possíveis variaram entre 0,88 e 1,00.

Analisando-se a Figura 4, verifica-se que há uma frequência natural próxima de 116 Hz. A experiência obtida anteriormente - vide referências (1) e (2) - indica que esta frequência natural corresponde ao 12º modo de vibrar radial do estator. A Figura 4 mostra ainda uma possível frequência natural em 137 Hz, correspondente ao 13º modo de vibrar do estator. A pequena amplitude deste modo indica que não existem forças de excitação próximo desta frequência, com distribuição espacial favorável à excitação do modo citado.

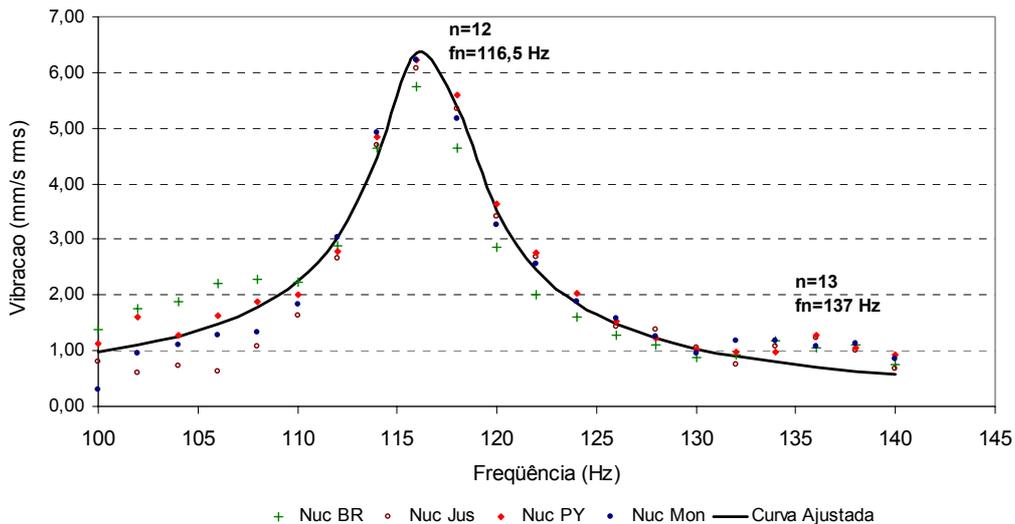


Figura 4 Resposta em Frequência (100 a 140 Hz) - Gerador em curto-circuito - Ajuste $f_n = 116,5 \text{ Hz}$ e $\zeta = 0,02$

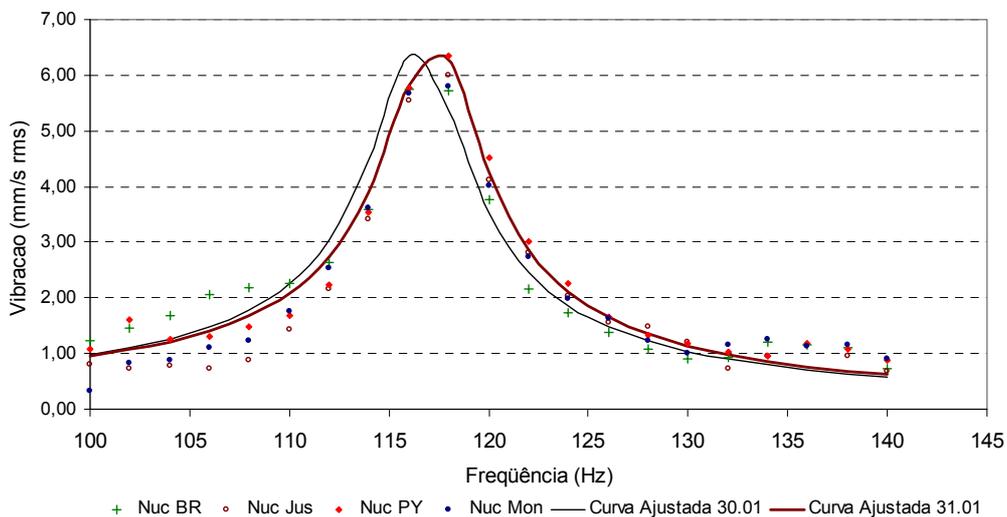


Figura 5 Curvas ajustadas: 30.01.06 - $f_n = 116,5 \text{ Hz}$ e $\zeta = 0,02$ e 31.01.06 - $f_n = 117,5 \text{ Hz}$ e $\zeta = 0,02$

A Figura 4 mostra também uma curva ajustada, de modo rudimentar, aos pontos obtidos. Na curva mostrada foi utilizada uma frequência natural não amortecida de $f_n = 116,5 \text{ Hz}$ e fator de amortecimento empregado é $\zeta = 0,02$. Ajustes melhores podem ser obtidos, porém o importante é que a ordem de grandeza do fator de amortecimento estimado não inviabiliza de per si uma possível solução de características mecânicas. Neste tipo de solução, a frequência natural seria afastada da frequência de excitação por alterações convenientes na rigidez ou na massa do estator.

O ensaio de resposta em frequência com o gerador em curto-circuito foi repetido no dia seguinte (31.01.06). Os resultados obtidos são mostrados na Figura 5, na qual observa-se uma elevação de aproximadamente 1 Hz na frequência natural do estator no 12º modo de vibrar. As temperaturas da unidade geradora neste dia eram similares às temperaturas medidas no dia anterior (30.01.06). A elevação significativa da frequência natural sem motivos aparentes acaba comprometendo a aplicação de uma solução de características mecânicas.

2.4 Modelo Matemático Analítico do Estator

O fabricante da unidade geradora 18A determinou as frequências naturais do estator da U18A, utilizando um modelo matemático baseado no Método dos Elementos Finitos (MEF ou FEM). Os resultados obtidos para o 11º, 12º e 13º modos são mostrados na Tabela 1. Os parâmetros do sistema foram ajustados de forma que a frequência natural para o 12º modo fosse 120,5 Hz, coincidindo com os resultados experimentais.

Modo de Vibração (2.n)	Freqüência Natural (Hz)	Relação f_{n+1} / f_n
22 nós	101.6	1.186
24 nós	120.5 ⁽¹⁾	1.168
26 nós	140.7	----

Tabela 1 Freqüências naturais determinadas com o FEM - ⁽¹⁾ Valor ajustado experimentalmente

As referências (4) e (6) mostram uma fórmula para a determinação das freqüências naturais f_n de um anel metálico conforme a Equação 1. Nesta equação E é o módulo de elasticidade do material, I é o momento de inércia e EI é a rigidez à flexão longitudinal do anel. Ainda na equação citada, R é o raio do anel, enquanto que μ é a densidade do material e n o modo de vibração do anel.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{n \cdot (n^2 - 1)}{\sqrt{(n^2 + 1)}} \cdot \sqrt{\frac{EI}{R^4 \mu}}$$

Equação 1

Utilizando-se a Equação 1 e adotando-se o mesmo procedimento do fabricante da unidade geradora para calibrar o modelo (desprezando-se os dentes do núcleo, agregando-se a massa das barras do estator, adotando-se o módulo de elasticidade do aço e agregando-se a massa da carcaça para calibrar o modelo), obtém-se os resultados mostrados na Tabela 2. Comparando-se as duas tabelas pode-se comprovar que os resultados obtidos com o modelo analítico simplificado são muito próximos das freqüências determinadas pelo modelo baseado em elementos finitos. O erro máximo é da ordem de 0,6%. Isto mostra que um modelo analítico simplificado ainda é algo que pode ser explorado na análise de problemas relativamente complexos em máquinas rotativas.

Modo de Vibração (2.n)	Freqüência Natural (Hz)	Relação f_{n+1} / f_n
22 nós	101.9	1.183
24 nós	120.5 ⁽¹⁾	1.176
26 nós	141.6	----

Tabela 2 Freqüências naturais determinadas pela Equação 1 - ⁽¹⁾ Valor ajustado experimentalmente

3.0 - A SOLUÇÃO ADOTADA E OS RESULTADOS OBTIDOS

3.1 Solução Adotada para Reduzir as Vibrações do Estator

Embora em tese ainda houvesse espaço para aplicar-se alterações de características mecânicas no estator para se reduzir as vibrações, as variações observadas nas freqüência natural do 12º modo (de 116,5 Hz para 117,5 Hz), sem um motivo aparente, colocaram em dúvida a eficiência deste tipo de solução. A falta de confiança neste tipo de solução era aumentada quando se analisavam soluções pouco ortodoxas para conseguir o afastamento da freqüência natural da freqüência de excitação ou quando se verificava a experiência de outros fabricantes, como pode ser observado nas referências (3) e (9). Evidentemente que este não era o caso da aplicação de soluções de características mecânicas consolidadas, como absorvedores de vibração, passivos ou ativos.

Por outro lado, havia a solução de origem elétrica, constituída pela alteração adequada do enrolamento para reduzir as forças de excitação que provocavam as vibrações elevadas no 12º modo de vibrar. Este tipo de solução tinha a vantagem de ser conhecida e de ter sua eficiência comprovada em diversas unidades geradoras semelhantes, na própria UHE Itaipu. Adicionalmente, quase vinte anos de operação haviam mostrado que não existiam efeitos colaterais significativos. Diante desta situação, optou-se por utilizar a solução elétrica (modificação no enrolamento estático).

3.2 Resultados Obtidos com a Modificação do Enrolamento

A variação da intensidade das vibrações radiais do núcleo do estator em relação à potência, após a implementação da modificação do enrolamento, é mostrada na Figura 6. Uma comparação com os valores anteriores, mostrados na Figura 1, indicam que as vibrações foram reduzidas a um terço do valor original e que elas são menores do que os limites contratuais especificados (31 μ mpp @ 120 Hz).

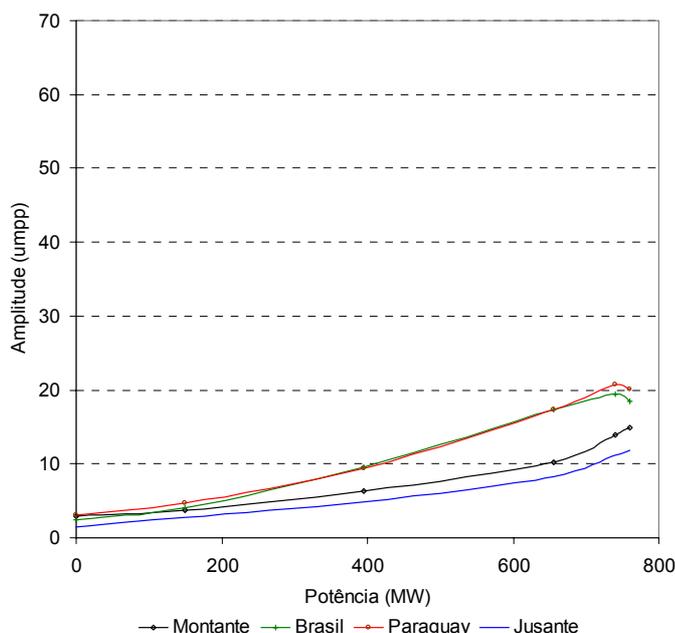


Figura 6 Variação da vibração do núcleo do estator com a potência

4.0 - COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES

O problema relatado neste informe técnico não é novo. Ele já ocorreu anteriormente em diversas unidades geradoras da própria UHE Itaipu e de outras usinas hidrelétricas. Este é um dos aspectos que causa grande impressão na análise do problema citado. Apesar de parecer altamente improvável de ocorrer, por requerer uma coincidência de frequência natural com frequência de excitação e, adicionalmente, de uma distribuição espacial favorável para as forças de excitação, este problema ocorre com uma frequência muito maior que se poderia esperar.

Outro aspecto que causa admiração é o espaço ainda existente para futuros trabalhos e pesquisas no assunto. A determinação das forças magnéticas de excitação com uma exatidão adequada e a determinação dos valores dos parâmetros do sistema mecânico constituído pelo estator, ainda requerem ensaios, cálculos e estudos aprofundados. Também necessitam de investigação extensiva tanto os mecanismos de influência dos parâmetros do sistema no comportamento vibratório do estator, bem como e principalmente quais são os reais limites admissíveis para as vibrações do núcleo do estator.

Em resumo, ainda há muito o que se pesquisar, experimentar e consolidar neste assunto. Estas providências certamente serão importantes para evitar-se a repetição destes problemas em projetos futuros.

5.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) BRITO Jr., G. C. e COLOMBO C., C. Problemas com Ruído e Vibrações de Origem Magnética nos Estatores de 60 Hz da Usina Hidrelétrica de Itaipu – III Congresso Brasileiro de Manutenção - Salvador, 1988.
- (2) BRITO Jr., G. C., FELIÚ G., A. B., CARDINALI, R., PEDERIVA, R., MAIMONE, E. e SILVA, M.D. Vibrações de Origem Magnética em Estatores de Hidrogeradores de Grande Porte - X SNPTEE – Curitiba, 1989.
- (3) DIAS, M., MARCONI, E., UEMORI, M., COSTA, C.A.D., ANG, E.I.B e ODA, P.R.D. Vibração no Núcleo Estatórico do Gerador da UG-05 da Usina Hidrelétrica Eng. Sérgio Motta (Porto Primeira) - XVI SNPTEE – Campinas – 2001.
- (4) DEN HARTOG, J. P. – Vibrações nos Sistemas Mecânicos – Editora Edgard Blücher e Editora Universidade de São Paulo - 1972.
- (5) GLEBOV, I. A., DANILEVICH, Ja. B., DUKSHTAU, A.A., KARIMOV, A.A., FRIDMAN, V.M., NADTOCHY, V.M. e TSVETKOV, V.A. – Vibratory Behaviour Study and Control of Large Turbo- and Hidrogenerators – International Conference on Large High Voltage Electric Systems – CIGRÉ – Paris - 1988
- (6) TIMOSHENKO, S., YOUNG, D.H. e WEAVER Jr., W. – Vibration Problems in Engineering – 4ª Edição – Editora John Wiley and Sons – Nova Iorque – EUA – 1974.

(7) UEMORI, M.K.I., ODA, P. R. D., BEFFA, J. R. e SÁ, F.F.S. - Reabilitação, Modernização e Futura Repotenciação das Máquinas de Ilha Solteira 1 e 2 – XVIII SNTPEE – Curitiba – 2005.

(8) VIBROSYSTEM Mechanical Tolerance Guidelines for Hydroelectric Generators – Application Notes AN 001-030826-3

(9) VOEGELE, H., SIMON, J.J. e SPRYSL, H. – Major Design Aspects of Large Hydro Generators – ISSM-93 - International Symposium on Salient-Pole Machine – Huanzhong University of Science and Technology – Wuhan – China – 1993

6.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

André Rodrigo Holdefer - Nascido em Dionísio Cerqueira – SC, em 04 de Janeiro de 1981. Possui Especialização em Mecatrônica - Automação e Controle (2005 - CEFET-PR) e Graduação em Processamento de Dados (2004 - CESUFOZ - Foz do Iguaçu - PR). Trabalha na ITAIPU Binacional (www.itaipu.gov.br) desde 2000, na função de Técnico do Laboratório de Manutenção.

Juan Carlos Mena Dáher - Nascido em Asunción - Paraguay, em 17 de fevereiro de 1956. Possui Graduação em Ciências Contábeis e Administrativas (1993 - Universidad Católica Asunción - Paraguay) e em Engenharia Elétrica (2003 - Universidad Nacional del Este - Paraguay). É Pós-graduando na área de Didática Universitária (Universidad Nacional del Este). Trabalha na ITAIPU Binacional (www.itaipu.gov.py) desde 1980, na função de Técnico Especializado do Laboratório de Manutenção.

Nelson Fernando Martins - Nascido em São Paulo – SP, em 15 de janeiro de 1952. É Técnico Sênior em Eletrotécnica, atualmente aposentado. Trabalhou na ITAIPU Binacional (www.itaipu.gov.br) desde 1985 a até 2006, exercendo a função de Técnico Especializado do Laboratório de Manutenção.

Geraldo Carvalho Brito Júnior - Nascido em Itajubá – MG, em 25 de dezembro de 1957. Possui Mestrado em Engenharia Mecânica (1995 - UNICAMP) e Graduação em Engenharia Elétrica (1980 - UNICAMP – Campinas – SP. Trabalha na ITAIPU Binacional (www.itaipu.gov.br) desde 1986, na função de Engenheiro Sênior da Superintendência de Engenharia, no PTI – Parque Tecnológico de Itaipu (www.pti.org.br) e na UNIOESTE – Universidade Estadual do Oeste do Paraná (www.unioeste.br), desde 1999, na função de Professor Assistente no Centro de Engenharia e Ciências Exatas – UNIOESTE. É Secretário do Comitê de Estudos A1 do Cigré-Brasil.