



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

GGH - 09
16 a 21 Outubro de 2005
Curitiba - Paraná

GRUPO I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

DIAGNÓSTICO DINÂMICO DE MÁQUINAS FRANCIS

Hans Günther Poll (*)

José Carlos Zanutto()**

Walter Ponge-Ferreira()**

*** VOITH SIEMENS HYDRO
POWER GENERATION**

**** INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS
DO ESTADO DE SÃO PAULO-IPT**

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um método experimental para diagnóstico do comportamento hidráulico e estrutural de turbinas Francis. O diagnóstico compreende a análise dinâmica de medições mecânicas, térmicas e hidráulicas registradas em diversos componentes rotativos e estacionários da máquina em várias condições de operação. São realizadas medições simultâneas de diferentes quantidades físicas que permitem, após processamento adequado, verificar a relação causal dos fenômenos dinâmicos que ocorrem nas diversas condições de operação. O diagnóstico foca a avaliação da máquina sob a ótica estrutural, para proporcionar baixos custos de manutenção e maximização de vida útil dos componentes da mesma.

PALAVRAS-CHAVE

Diagnóstico, medições dinâmicas, frequência, deformações, tensões.

1.0 - INTRODUÇÃO

Embora seja perfeitamente possível verificar o comportamento da máquina no ensaio de modelo reduzido, para cada condição de carga, sob um ponto de vista puramente hidráulico, a total compreensão do comportamento da máquina e, especialmente, a resposta mecânica das estruturas não pode ser escalada para o tamanho do protótipo de acordo com as regras de homologia. Soma-se a isto o fato de que os materiais empregados diferem dos de escala de protótipo. A resposta mecânica de componentes que operam dentro da água, como as travessas de pré distribuidor ou as pás do rotor, são particularmente importantes, pois o fluxo induzirá vibrações na estrutura e as mesmas podem atingir magnitudes significativas se não forem tomados devidos cuidados. Embora um dos principais objetivos de projeto seja tensões dinâmicas baixas, existirão sempre algumas condições susceptíveis a cargas dinâmicas rudes em função da própria natureza deste tipo de rotor que possui pás fixas. Uma operação contínua nestas faixas, em particular, provocará uma redução de vida útil dos componentes mais solicitados, principalmente nas regiões de alta concentração de tensão. Um diagnóstico completo de uma máquina geradora permite que sejam verificadas todas as margens de segurança do cálculo à fadiga para cada condição operacional, otimizando-se, também, o modo de operação para reduzir custos e aumentar a disponibilidade. Ocorrências de possíveis fenômenos de excitação dinâmica severos podem ser descobertas durante o diagnóstico da máquina e as causas precisarão ser eliminadas no sentido de se preservar a vida útil da máquina. Não obstante, excitações de baixa frequência também precisam ser investigadas para acertar a melhor maneira de operação da máquina, combinando-se desempenhos hidráulicos e mecânicos. Em diversos países, como no Brasil e na China, as condições operacionais das máquinas são determinadas por uma agência central. Nestes casos é importante conduzir o diagnóstico da máquina e verificar as definições da operação sob um aspecto estrutural para, por questões de manutenção, por exemplo, não afetar a disponibilidade da máquina. É importante mencionar que durante o diagnóstico da máquina pode-se valer de recursos como injeção natural de ar e injeção

Rua Friederich Von Voith, 825 – Prédio 39
Jaraguá – São Paulo - SP
02995-000
hans.poll@vs-hydro.com

forçada de ar, cuja influência poderá ser medida. A admissão de ar pode atenuar a instabilidade em certos pontos operacionais e esta avaliação, embora até testada no ensaio de modelo reduzido, precisa ser ajustada durante os testes em escala de protótipo, quando finalmente causas e efeitos são adequadamente relacionados.

2.0 - TÉCNICAS DE MEDIÇÃO

O sistema de instrumentação utilizado consiste de unidades de aquisição de sinais que têm seus respectivos endereços IP ("Internet Protocol") e comunicam-se com um notebook, utilizando rede Ethernet. O sistema permite medição simultânea de até 256 canais, com mais de 1000 amostras por segundo por sensor. Se for utilizado menor número de canais, será possível aumentar a taxa de amostragem (por exemplo, 90 canais com 4096 amostras por segundo por sensor). A técnica de medição utiliza extensômetros elétricos ("strain-gages"), transdutores de pressão e aceleração e proximímetros. Muitos desses sensores são instalados em estruturas que funcionam submersas. Todos os sinais são calibrados nas unidades de medida pertinentes e medidos simultaneamente (aquisição sincronizada), pois o diagnóstico completo da máquina hidráulica requer que todos os sinais sejam medidos simultaneamente.

Rosetas e extensômetros unidirecionais, à prova d'água, são utilizados para medir deformação no rotor e pré-distribuidor e torção (torque) no eixo da turbina. Os extensômetros são colados às pás da turbina, que estarão submersas na água, e os fios provenientes de cada extensômetro são conectados aos condicionadores de sinais localizados no topo do eixo do gerador. Os extensômetros e fios são totalmente cobertos com resina especial que fornece proteção mecânica e isolamento elétrica.

Rotores Francis estão sujeitos a grandes cargas, sendo, portanto, necessário estudar a correta posição de cada extensômetro a ser instalado nas pás do rotor, sendo, para isto, necessário conhecer a estrutura mecânica. Uma observação deve ser feita: cada rotor tem um campo de tensões diferente e isso é relacionado à geometria da pá e suas particularidades. Com a evolução da fluidodinâmica computacional nas últimas décadas, várias novas geometrias foram desenvolvidas, objetivando, principalmente, maiores eficiências, inclusive em cargas parciais. Isso significa que a campanha de medições no protótipo deve ser planejada de acordo com as condições da unidade geradora e, especialmente, de acordo com o rotor. A análise de tensões deve, também, ser conduzida em diversas condições de carga, para pesquisar adequadamente os pontos onde ocorrem as maiores tensões, pois isto guiará o posicionamento dos extensômetros. Dados de análise modal, aspectos metalúrgicos e de construção de estruturas soldadas devem também ser utilizados para este fim. As figuras 1 e 2 mostram o posicionamento dos extensômetros orientados pelo resultado do cálculo estrutural do rotor.

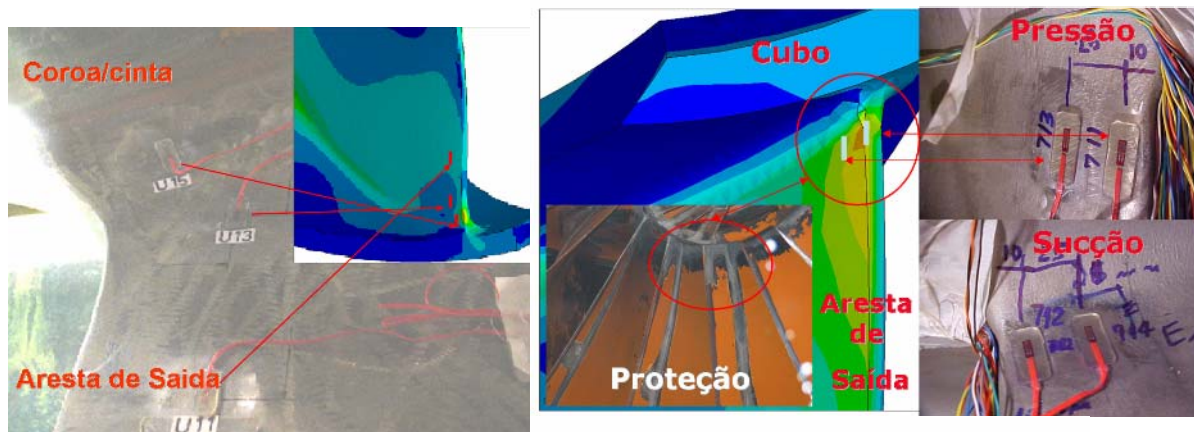


FIGURA 1 – Strain gages orientados por MEF na coroa FIGURA 2 – Strain gages no cubo, com proteção de resina.

Transdutores de pressão são utilizados para medir pressão (caixa espiral, tampa da turbina, tubo de sucção, coroa) e acelerômetros para medir aceleração e vibração (cubo, coroa e mancais). Mini transdutores de pressão e aceleração podem, também, ser usados para medições dinâmicas submersas. Potência, rotação e abertura do distribuidor (governador) são, também, medidas simultaneamente com os demais sinais. Todos transdutores de pressão e proximímetros devem ser calibrados antes do início das medições. Seus valores médios (estáticos) devem ser correlacionados com o nível montante atual ou com distâncias no caso dos proximímetros, de maneira a garantir que as medições sejam adequadamente comparáveis a valores de referência. Em muitos exemplos, o diagnóstico de máquinas, como descrito aqui, é combinado com teste de eficiência relativa, geralmente chamado "index test". Aqui, a vazão também é computada pela medição de pressão em duas diferentes posições do tubo de entrada da caixa espiral, com o uso de um sensor "Winter Kennedy". Vazão natural de ar, tipicamente através do eixo, também pode ser medida diretamente por um anemômetro ou pela medição da válvula de aeração. Esses dados fornecerão importantes informações adicionais para investigação da estabilidade da máquina.

As placas dos condicionadores de sinais (para os extensômetros, acelerômetros e transdutores de pressão) são inseridas em unidades de controle instaladas no topo do eixo do gerador e giram solidariamente com o rotor, adquirindo sinais, conforme figura 3. Outras unidades de controle, não girando com o rotor, são utilizadas para medir potência, rotação, abertura do distribuidor, pressões, oscilação do eixo, deformação nas palhetas do pré-distribuidor e qualquer outro sensor localizado externamente à turbina. Uma das unidades de controle, denominada de “mestre”, envia um sinal de sincronismo via cabo para as outras unidades de controle, no topo do eixo, e para as unidades de controle externas, via anéis deslizantes (“slip-ring”), de maneira que todos os sinais são amostrados simultaneamente, durante as medições.



FIGURA 3 – Condicionadores estáticos e girantes

FIGURA 4 – Sensores de vibração, eixo e pressão

Cada sensor do rotor é conectado a um canal do condicionador de sinais (cada extensômetro é conectado via cabo blindado torcido, usando o método dos três fios), onde os sinais são automaticamente balanceados, amplificados, calibrados e filtrados com filtro passa-baixas (“anti-aliasing”). A frequência de corte depende da banda de interesse do sinal, que deve ser adequada para cada máquina medida, de acordo com as condições de projeto. Dos condicionadores os sinais são enviados ao um conversor analógico-digital, onde eles são simultaneamente amostrados (1024 a 4096 amostras por segundo, por sensor), multiplexados, convertidos para a forma digital (com 16 bits de resolução), formatados para o padrão Ethernet e finalmente enviados, via anéis deslizantes (“slip-ring”), para um “hub” e daí para um notebook, onde os sinais são armazenados.

Sinais dos sensores externos à turbina são filtrados, amostrados e convertidos simultaneamente aos sensores do rotor e enviados ao notebook via cabo através do mesmo “hub”. Durante as medições os sinais são exibidos na tela, em tempo real, nos domínios do tempo e da frequência, lado a lado, simultaneamente. Eles podem ser organizados em grupo de canais, para exibição em conjunto, sendo que com um simples clique do “mouse” pode-se mudar o conjunto de sinais exibidos na tela. Antes do início das medições, os extensômetros são balanceados e calibrados com o rotor parado e gravados como referência (“zero”).

Objetivos típicos de medidas em protótipo (escala real) são relacionados à determinação das seguintes grandezas: (a) Tensão média nas pás do rotor e nas palhetas do pré-distribuidor, em regime permanente, (b) Pulsações de baixa frequência no tubo de sucção e seu efeito na estabilidade da máquina, (c) Amplitudes características de tensões nas regiões de alta tensão nas pás do rotor e palhetas do pré-distribuidor, (d) Frequências dominantes nas partes rotatórias e não rotatórias, com foco especial em fenômenos de alta frequência, (e) Tensões e pulsções de frequência que ocorrem durante transientes de partida e parada, (f) Tensões dinâmicas que ocorrem sob condições de máquina em vazio (“speed no load”), (g) Efeito de diferentes funções de abertura do distribuidor nas tensões e pulsções de pressão para transientes, (h) Efeitos da injeção de ar ou admissão natural de ar em cada regime permanente na dinâmica da máquina, (i) Correlação das vibrações da máquina com possíveis causas, tais como pulsções de pressão ou outros fenômenos.

Condições de regime permanente e transitórios precisam ser investigadas. Para as medições o governador deve ser colocado em modo de abertura constante, porque é necessário que o distribuidor opere em posição fixa, para manter as mesmas condições de escoamento hidráulico. As condições permanentes devem prever patamares de interesse e a máquina deve ser mantida em cada patamar por 3 minutos, para permitir cálculo adequado da FFT (“Fast Fourier Transform”) para análise no domínio da frequência.

3.0 - ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Um dos aspectos importantes do diagnóstico de máquinas é a constatação de que não existe excitação de modos naturais dos componentes mecânicos da máquina e em especial palhetas diretrizes, travessas e o rotor da turbina. Tal constatação é difícil de ser afirmada, pois é necessária uma coincidência entre frequências de excitação e

natural e para tanto é recomendada uma análise modal experimental. A análise modal numérica deve sempre ser feita para o cálculo de modos e frequências, pois a mesma será útil para guiar o experimento que por fim terá o objetivo de precisar o valor das frequências naturais dos componentes e calibrar o método, que posteriormente incluirá a componente estrutural no modelo numérico aquoso.

Os componentes estruturais da turbina são excitados por impacto em diversos pontos com um martelo instrumentado. A vibração de resposta é registrada através de acelerômetro piezoeletrico. Após amplificação e filtragem, os sinais de excitação e resposta são registrados com um sistema de medição digital. São estimadas via FFT (transformada rápida de Fourier) as funções de resposta em frequência – FRFs para cada par de pontos de excitação e resposta, bem como as funções de coerência correspondentes. As FRFs representam o comportamento dinâmico da estrutura, permitindo identificar as frequências de ressonância de cada componente estrutural, conforme pode ser visto na figura 5. A função de coerência é uma avaliação da qualidade do sinal medido e dos erros experimentais oriundos dos ruídos de fundo e de medição. Posteriormente os parâmetros modais são identificados das FRFs por meio de ajuste de funções [5]. Normalmente são utilizados métodos no domínio das frequências [6], mais naturais quando se utilizam medições sucessivas das FRFs para cada par de pontos. Tipicamente para grandes turbinas Francis deve-se analisar as pás diretrizes até 400 Hz.

São escolhidos pontos relevantes para medição das FRFs, que permitem discernir adequadamente as formas dos modos de vibração dos componentes estruturais. Em função da dificuldade de acesso e para agilizar as medições não são realizadas malhas de medição exaustivas, privilegiando-se pontos relevantes para o comportamento estrutural, como, por exemplo, a vibração no bordo de fuga das pás dos rotores.

Nas travessas são medidos pontos numa malha regular, que permitem distinguir os seus modos de flexão e torção. Para as travessas, de acesso mais fácil e pouco amortecidas, pode-se medir um número maior de pontos para permitir uma visualização mais fácil dos modos, conforme mostrado na figura 5. O comportamento dos modos de vibração em cada pá do rotor pode ser caracterizado adequadamente através da medição somente no bordo de fuga, conforme figura 6. Dispondo-se de tempo, pode-se também realizar uma malha de medição que cubra toda a superfície da pá, conforme mostrado na figura 7 que é semelhante a figura 5.

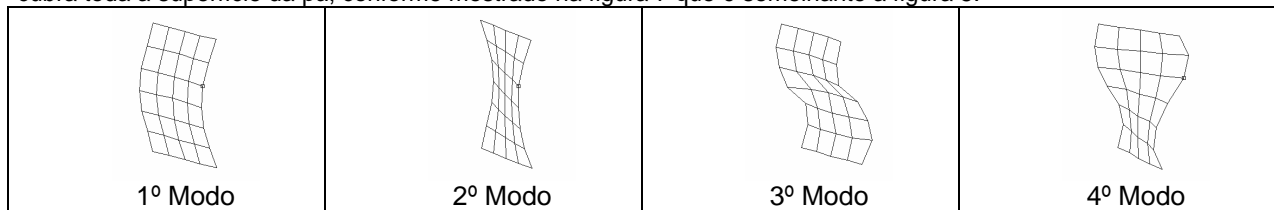


FIGURA 5 – Formas típicas dos modos de vibração das pás diretrizes fixas

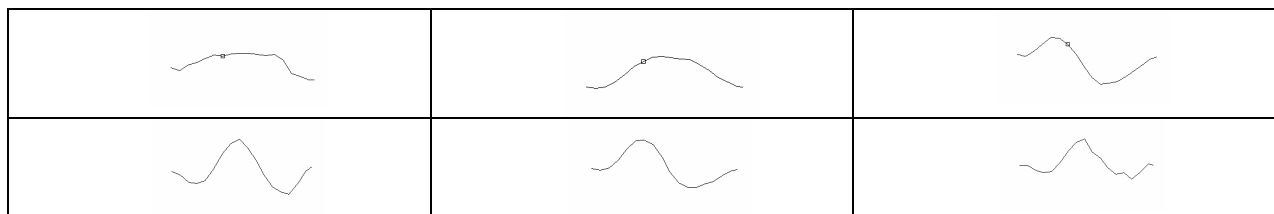


FIGURA 6 – Formas típicas dos modos de vibração do bordo das pás do rotor

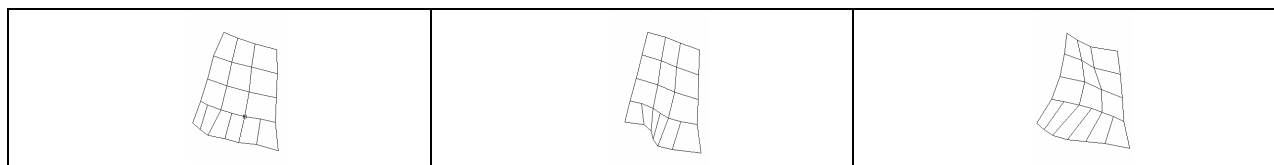


FIGURA 7 – Formas típicas dos modos de vibração das pás do rotor Francis

Para o rotor é importantíssimo determinar o acoplamento do movimento das diferentes pás [7][8], e isso adotando-se um ponto de medição aproximadamente no centro do bordo de fuga de cada pá. Dessa maneira, pode-se representar o acoplamento do movimento das pás em cada modo de vibração através da figura 8. Nestes croquis o deslocamento transversal da pá é representado na direção radial do desenho. Assim no primeiro modo, $\eta = 0$, todas as pás movem-se no mesmo sentido. No segundo modo, $\eta = 1$, metade move-se em contra-fase em relação à outra metade. No terceiro, $\eta = 2$, um quarto do número das pás move-se em fase oposta ao próximo quarto, e de maneira semelhante nos demais modos, onde cada vez mais pás movem-se em oposição de fase em relação às pás vizinhas. Isto permite determinar a característica dos modos de vibração do rotor [10], que determina quais frequências são suscetíveis de entrarem em ressonância. O número que caracteriza essa condição em rotores que apresentam estruturas periódicas cíclicas é o número de diâmetros nodais, ou mais precisamente, o número de onda η [11]. Este número indica o número inteiro de ondas que um determinado modo de vibração apresenta

ao longo da circunferência do rotor. Os números de onda, associados às frequências naturais correspondentes, caracterizam os principais aspectos dinâmicos do rotor [12]. Informações úteis na ordenação e comparação de resultados experimentais com numéricos, conforme mostrado na figura 9. Neste gráfico as frequências naturais são registradas em função do número de ondas de cada modo. É característica das estruturas periódicas cíclicas apresentar um número elevado de frequências naturais em estreitas faixas de frequências [14], *frequency clusters*, conforme pode ser observado na figura 10. Em cada um desses *clusters* existe em geral $(N + 1)/2$ modos de vibração (14), onde N é o número impar de setores periódicos, i.e., número impar de pás do rotor.

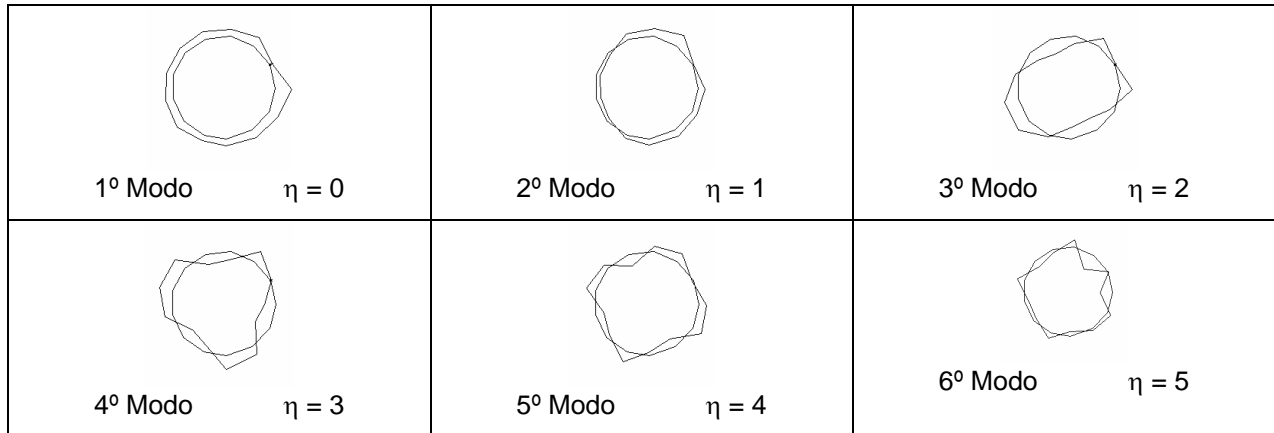


FIGURA 8 – Modos de vibração mostrando o acoplamento entre pás do rotor

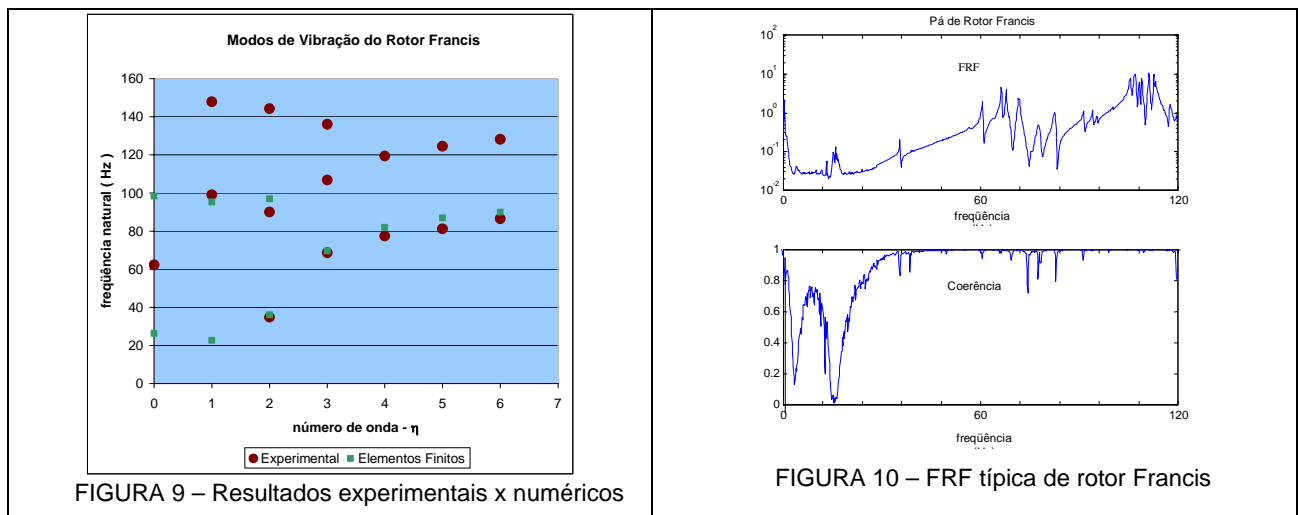


FIGURA 9 – Resultados experimentais x numéricos

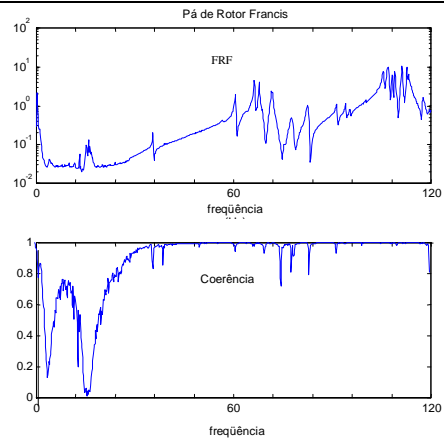


FIGURA 10 – FRF típica de rotor Francis

4.0 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE DE UNIDADE GERADORA TÍPICA

Pelo fato do método empregado permitir observar o comportamento de todos os sensores durante o teste em tempo real, é possível tirar conclusões imediatas durante o mesmo. Altas e baixas frequências de excitação podem ser verificadas durante o teste e também os resultados de eficiência relativa podem ser previstos com boa precisão, usando diretamente os valores médios dos sensores de pressão diferencial. Entretanto é necessário realçar a importância da seleção da taxa de aquisição de dados e da frequência de corte um valor para o filtro “anti-aliasing”. Por este motivo as seguintes frequências de excitação devem ser consideradas: a) Frequência de passagem das palhetas até o 3. harmônico, b) frequência da rede, c) frequência do vórtice no tubo de sucção, d) disparo da máquina, e) frequência de sobre rotação e f) as frequências de excitação de von. Karman. Os limites do campo de observação serão determinados pela frequência de corte do filtro e a frequência de von Karman, determinará a frequência de corte. A frequência de von Karman pode ser calculada pela expressão (1) que é dependente do número de Strouhal ($Sr=0.2-0.24$), da velocidade local do fluxo em m/s e da espessura local da pá junto à aresta de saída. Tipicamente o cálculo das possíveis frequências de excitação de von Karman deve ser executado para cada condição de carga, para várias regiões ao longo da aresta de saída da pá. Estas frequências devem depois ser comparadas às frequências naturais do rotor na água, para se avaliar a chance de se ter um modo natural do rotor excitado por uma das frequências de von Karman. O método experimental para

determinação das frequências naturais do rotor em específico calibra o modelo numérico utilizado para prever estas frequências. Mas é importante observar que esta calibração se dá no ar e um outro modelo de cálculo numérico que modela o meio aquoso é finalmente utilizado para prever as frequências naturais do rotor na água.

$$f = S_r \frac{V}{d} \quad (1)$$

A figura 11 mostra séries temporais relacionadas a uma excursão de parada e partida com rejeição total de carga. As curvas são relativas a sensores de pressão, colocados na parte fixa da máquina, sensores de posicionamento e extensômetros. A primeira curva de cima para baixo mostra a variação da potência, a segunda curva mostra a variação da velocidade e a terceira curva a abertura da palheta do distribuidor medida com um sensor especial de posicionamento. Estes três tipos de curva são as referências para investigação de pressão e deformação ao longo de toda excursão. As últimas curvas do gráfico mostram a variação da pressão no tubo de sucção perto da boca de visita, a deformação medida em uma pá perto da solda junto ao cubo e a deformação medida em uma travessa do pré distribuidor do lado de pressão junto ao bordo de saída. Este tipo de excursão permite obter a variação total dos sinais medidos e rapidamente se entende o comportamento da máquina ao longo da rampa de subida da máquina. Por exemplo, a pressão no tubo de sucção possui nesta série temporal amplitudes elevadas até uma potência de 200 MW e as amplitudes decrescem a medida que a potência sobe para valores perto da máxima. Durante e após a rejeição de carga as amplitudes tornam-se novamente elevadas uma vez que hidráulicamente a máquina volta à mesma condição inicial. Este comportamento medido reflete o vórtice dentro do tubo de sucção, sendo ainda interessante observar picos instantâneos que revelam efeitos rápidos de colisão de ondas geradas em transientes rápidos.

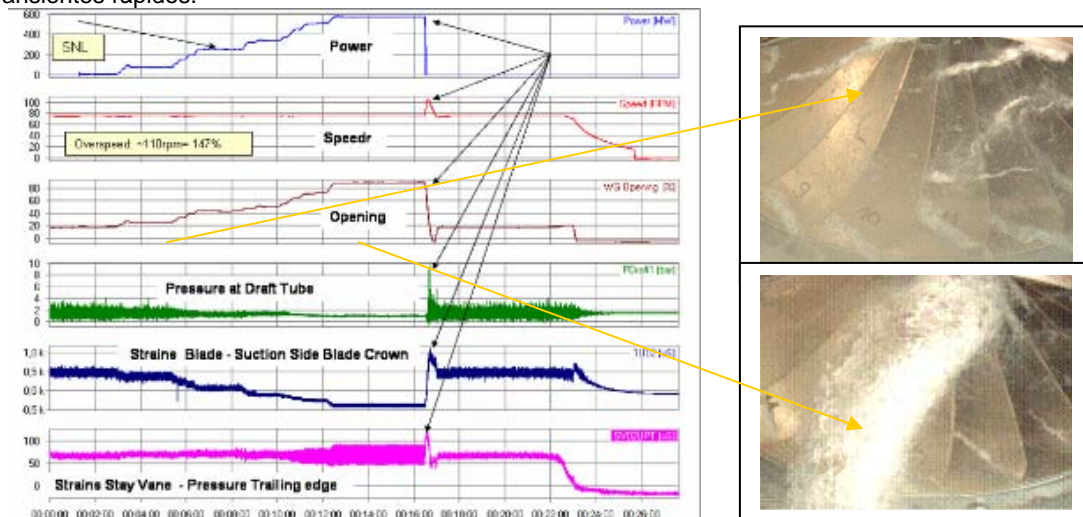


FIGURA 11 – Elevação de potência em rampa – Exemplo de excursão de dados

A curva de deformação do sensor na pá representa um valor em tensão que indica compressão maior que 100 MPa durante a fase inicial de operação, chamada de rotação em vazio, e mostra uma variação no sentido de tração a medida que a potência sobe. No ponto de máxima potência este extensômetro mostra, então, também aproximadamente 100 MPa na direção de tração. Durante a rejeição de carga a pá experimenta neste ponto uma flutuação transiente maior que 200 MPa, voltando ao estado de compressão e finalmente retornando a zero quando da parada da máquina, como seria de se esperar. Esta curva ainda mostra dois tópicos de interesse: existe uma variação dinâmica em alta frequência, cujas amplitudes se tornam consideráveis nos mesmos períodos em que a pressão no tubo de sucção se torna mais instável e que também se reduzem quando a máquina atinge potências mais elevadas. E existe uma variação dinâmica de baixa frequência do ciclo de partida e parada que faz que a pá passe por ciclos totais de compressão - tensão. Com base nestas duas constatações de alta e baixa frequência, um cálculo de fadiga poderá dizer qual dos dois fenômenos causará mais danos acumulados ao material da pá. Neste caso particular provavelmente ciclos de partida e parada se tornam mais críticos uma vez que as amplitudes de vibração em alta frequência são pequenas e a própria frequência encontrada não é tão alta. A estabilidade da máquina também pode ser verificada através de observações tiradas de figuras como a 12 onde estão mostrados os dados relativos a acelerômetros e sensores de proximidade conectados aos mancais guia. A pulsação de pressão de baixa frequência possui energia suficiente para influenciar todo o comportamento da linha de eixo da máquina e este tipo de consequência pode ser bem monitorado através de medições com estes dois tipos de dispositivo. Tanto os fenômenos de alta quanto de baixa frequência podem ser monitorados e sentidos na vibração dos mancais axiais e radiais. A figura 12 mostra a vibração relativa e absoluta do eixo nas direções radial e axial medidas diretamente nos mancais da turbina e do gerador. Durante a operação em vazio, a unidade tem um comportamento rude com os deslocamentos radiais flutuando em toda a folga do mancal guia, o que provavelmente colabora para aumentar a temperatura do óleo do sistema de arrefecimento do mesmo. Neste exemplo em particular com a potência subindo para 250 MW a máquina opera mais suavemente, entretanto os

deslocamentos do eixo crescem mais uma vez perto de 300-350 MW, ainda que as vibrações absolutas da unidade continuem a decrescer com o aumento da potência. Aqui a órbita do eixo adquire movimentos de precessão. Acima desta região a máquina fica muito estável o que fica bem representado pelos deslocamentos relativos e vibrações absolutas. Em rejeição de carga, novamente altas vibrações e deslocamentos são verificados assim como observados em rotação em vazio. Em outros exemplos mostrados em [1] uma máquina pode passar por situações de alta vibração em alta frequência, quando do transiente de parada, devido a ressonâncias hidroelásticas. A figura 13 mostra o resultado das deformações medidas em três pás nos lados de pressão e sucção e sucção, perto da conexão com o cubo. Todas as três curvas consecutivas possuem o mesmo aspecto, fato comum em rotores soldados a partir de pás usinadas, uma vez que se atinge pequenas diferenças geométricas entre as pás. As pás também se encontram sob o mesmo efeito no lado de pressão e sucção com amplitudes maiores registradas no lado de sucção. A tendência e valor médio destas curvas estão em acordo com os resultados tipicamente colhidos pelos modelos de cálculo estrutural aplicado pelo método de elementos finitos.

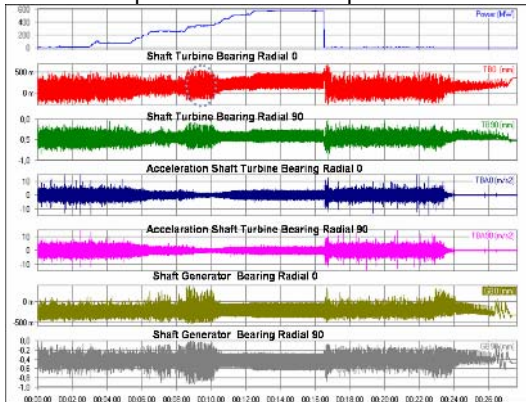


FIGURA 12 – Vibração da linha de Eixo

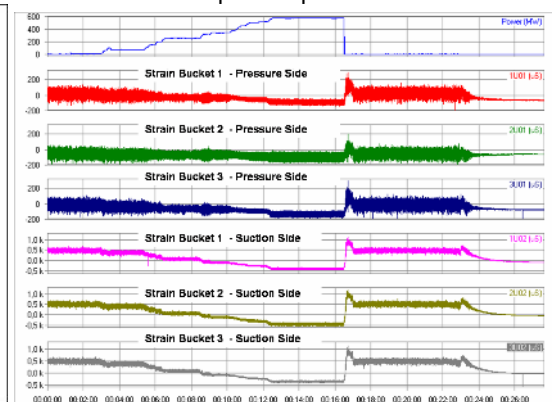


FIGURA 13 – Deformações em 3 pás consecutivas

A frequência de passagem das palhetas e seus harmônicos irão excitar as partes girantes. A figura 14 demonstra um diagrama de “em queda de água” no domínio da frequência no qual é possível reconhecer que a frequência de excitação de passagem das palhetas cresce com o aumento da velocidade do fluxo e aumento da potência. Tensões dinâmicas da ordem de 3% a 8% da tensão média, enquanto a máquina está operando no ponto de projeto, são normalmente aceitáveis dentro dos limites do material empregado. Amplitudes maiores que estas ou frequências na casa das centenas de Hz podem indicar presença de fenômenos de excitação ou excitação de modos naturais e assim possibilidade de dano ao material do rotor. Durante a operação em cargas intermediárias ou cargas baixas, as amplitudes dinâmicas de tensão até a frequência de passagem das palhetas (n . de palhetas \times rotação) não deveriam ser maiores que 20% da tensão média local. Fenômenos de alta frequência, como a presença de vórtices de von Karman nas arestas de saída de pás, comumente são detectados em frequências acima de 200Hz ou mais, dependendo do tamanho da máquina e de sua rotação. Os vórtices sempre existirão na saída das pás, entretanto a ocorrência se torna severa se os mesmos possuírem energia suficiente para ainda excitarem um modo natural do rotor. Isto é dependente do projeto do rotor e deve ser evitado para proporcionar vida útil adequada e para evitar custos de manutenção excessivos.

A figura 14 mostra os resultados no domínio da frequência em diversos espectros de 0 a 160MW. A figura mostra claramente que a excitação em alta frequência começa a ocorrer em 110MW e cessa antes dos 160MW. Existe um aumento da amplitude dinâmica de 110MW até 150MW e uma queda brusca em 160MW uma vez que este tipo de fenômeno é dependente da velocidade do fluxo. Aqui claramente as situações observadas entre 110MW e 150MW afetam mais a vida útil do material do que o que ocorre em 160MW.

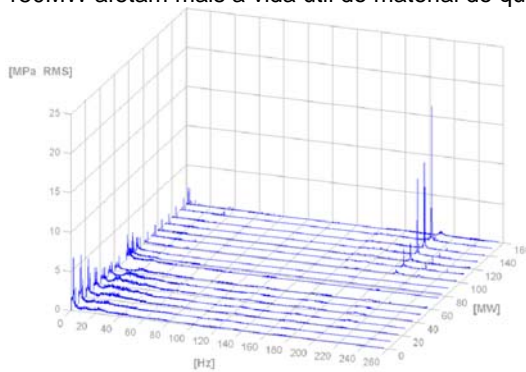


FIGURA 14 – Diagrama - Fenômeno de excitação alta

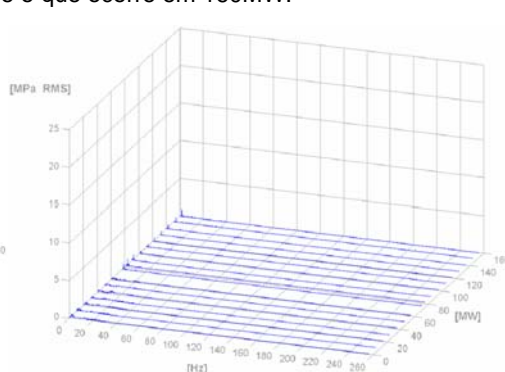


FIGURA 15 – Diagrama – Ausência de excitação.

Este tipo de resultado e interpretação resume brevemente o foco mais importante deste tipo de diagnóstico. Os dados, quando adequadamente utilizados para cálculo de fadiga, podem prever com precisão a vida útil de um rotor e os custos acoplados de manutenção de áreas mais sujeitas a danos. Também, dependendo do caso é possível se utilizar artifícios operacionais que visam à maximização da vida útil e minimização dos custos de reparo.

Muitas vezes também são investigados fenômenos de alta e baixa frequência em regiões específicas de operação, para se verificar quando se deve aerar o rotor para aumentar a estabilidade da máquina ou quando se deve injetar ar para se conseguir o mesmo efeito. Efeitos descobertos durante o diagnóstico da máquina permitem introduzir modificações na lógica do automatismo da usina, que visam operacionalizar enfim todos os benefícios descobertos e, por final, maximizar a vida útil da máquina.

5.0 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O método de aquisição para o diagnóstico de turbinas Francis foi mostrado, salientando-se todos os ajustes que precisam ser conduzidos para possibilitar adequada correlação de causa e efeito. Foram também demonstrados aspectos de como planejar o diagnóstico da máquina e de como ajustar detalhes da campanha de medição às necessidades específicas do diagnóstico a ser conduzido. Alguns exemplos de interpretações de resultados foram compartilhados para se demonstrar como os dados podem ser usados para se entender o comportamento da máquina e seus efeitos operacionais, uma vez que toda a experiência e conhecimento neste campo ainda estão em desenvolvimento.

Fica a recomendação para as empresas de energia de considerar o diagnóstico de máquinas hidráulicas, conforme aqui proposto, como uma medida no sentido de se assegurar completo conhecimento hidráulico e do comportamento mecânico das estruturas e para ajustar o modo de operação da unidade através de medidas que visem otimizar o retorno de investimento e manter os custos de manutenção em limites confortáveis.

6.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) FISHER, R.K, SEIDEL, U., GROSSE, G., GFELLER, W., KLINGER, R., "Case Study in Resonant Hydroelastic Vibration: The Causes of Runner Cracks and the Solutions Implemented for the Xiaolangdi Hydroelectric Project", Proceedings of XXIst IAHR Symposium – Section of Hydraulic Machinery and Systems, Vol II, Lausanne, Switzerland, pp. 895-906, 2002.
- (2) LOWYS, PY., F., PAQUET, F., LOWYS, PY., COUSTON, M., FARHAT, M., NATAL, S., AVELLAN, F., "On Board Measurements of Pressure and Strain Fluctuation in a Model of Low Head Francis Turbines Part 2: Measurements and Preliminary Analysis Results", Proceedings of XXIst IAHR Symposium – Section of Hydraulic Machinery and Systems, Vol II, Lausanne, Switzerland, pp. 865-872, 2002.
- (3) FREITAS, L.T.L., ZANUTTO, J.C., POLL, H.G., "Comportamento Dinâmico de Rotores Francis de Baixa Queda", Proceedings of the 2nd Power Plant Seminar on Modernization and Rehabilitation, CD, São Paulo, Brazil, 2001
- (4) FREITAS, L.T.L., ZANUTTO, J.C., "Medições De Deformações E Avaliação De Tensões Em Pás De Rotores Francis", XVI SNTPEE, Campinas, Brazil, 2001
- (5) EBERSBACH, P.; IRRETIER, H. On the application of modal parameter estimation using frequency domain algorithms. In: 6th International Modal Analysis Conference, Kissimmee, Florida, feb., 1988. Proceedings. Union College, Shenectady, NY., Society of Experimental Mechanics, Inc., Bethel, CT, 1988, v.1, p.113-120.
- (6) IRRETIER, H.; REUTER, F. Experimentelle Modalanalyse in rotierenden Maschinen – Abschlussbericht. Institut für Mechanik, Universität Gesamthochschule Kassel, Kassel, Mai, 1994.
- (7) DUBAS, M. Über die Erregung infolge der Periodizität von Turbomaschinen. Ingenieur-Archiv. v.54, 1984, p.413-426.
- (8) WILDHEIM, S.J. Excitation of Rotating Circunferentially Periodic Structures. Journal of Sound and Vibration. v.75-3, 1981. p.397-416.
- (9) PONGE-FERREIRA, W.J.A., NIGRO, F.E.B. , Irretier, H. Identifying Resonances in Rotating Structures with Interference Diagrams. IFToMM 6th Int. Conf. on Rotor Dynamics, Sydney, Australia, Oct. 2 2002.
- (10) MEAD, D. J. WAVE propagation in continuos periodic structures: research contributions form Southampton, 1964-1995. Journal of Sound & Vibr., v.190, n.3, Feb. 29 1996. p.495-524.
- (11) PONGE-FERREIRA, W.J.A., IRRETIER, H.; NIGRO, F.E.B. Interference Diagrams for the Characterization of Resonances in Rotating Structures. In: EURODINAME99 – International Symposium on Dynamic Problems in Mechanics and Mechatronics, University of Ulm, July, 1999, Proceedings. p.45-51.
- (12) PONGE-FERREIRA, W.J.A. & NIGRO, F.E.B. Método de Identificação de Ressonâncias em Estruturas Periódicas Cíclicas em Rotação. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, junho, 2000. (Tese de Doutorado).
- (13) BRILLOUIN, L. WAVE Propagation in Periodic Structures: Eletric Filters and Crystal Lattices. 2 ed., Dover Publ., USA, 1953.
- (14) THOMAS, D. L. Standing Waves in Rotationally Periodic Structures. J. of Sound & Vibr. v.37(20, 1974. p.288-290.