



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

Versão 1.0
XXX.YY
22 a 25 Novembro de 2009
Recife - PE

GRUPO -I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

Rotores Kaplan, discussão de um caso de quebra de mecanismo interno e proposta de acompanhamento preditivo

Renato J. B. Castilho (*)
Duke Energy

Vicente Borri
Duke Energy

Wilson Takao
Alstom

Wanderley Silva
Alstom

RESUMO

No ano 2007, ocorreu a quebra do rotor Kaplan de uma unidade geradora da usina Rosana com aproximadamente 15 anos e 157.000 horas de operação.

A análise metalúrgica dos componentes fraturados indicou que o sinistro da unidade geradora foi ocasionado por fadiga em componentes internos do rotor Kaplan.

Neste trabalho os autores apresentarão um ensaio preditivo proposto para monitorar e garantir a extensão de vida útil de rotores Kaplan baseado em análise por elementos finitos, ensaios dinâmicos e no cálculo de estimativa de vida útil remanescente dos componentes internos do rotor Kaplan das unidades geradoras.

PALAVRAS-CHAVE

Rotores Kaplan, ensaios preditivos, extensômetros, comportamento dinâmico, fadiga

1.0 - INTRODUÇÃO

Em Janeiro de 2007, a unidade geradora 01 da UHE Rosana estava retornando à operação no sistema elétrico, após ensaios no regulador de tensão, e ao atingir a potência de 15 MW percebeu-se ruído e vibração anormais, sendo acionado o desligamento.

Foram realizadas verificações nos sistemas de comando e controle, nas folgas dos mancais e como não foram encontradas anormalidades, decidiu-se por uma inspeção na turbina hidráulica.

Na inspeção, após o esgotamento da unidade geradora, verificou-se que uma das pás não obedecia ao comando de abertura, sendo necessária a retirada da ogiva para uma inspeção mais detalhada.

Após a inspeção com a ogiva abaixada foram observadas as seguintes anormalidades:

- Encontrados na ogiva componentes do mecanismo de movimentação das pás: dois distanciadores e um pedaço de um eixo de acoplamento das bielas externa e interna que foi arrancado;
- Arraste de material na superfície interna do cubo do rotor devido a um provável contato da biela externa com o cubo;
- Contato das pás com a envolvente (anel sede), sem arrancamento de material;
- A pá N^o. 01 ficou marcada no seu lado sucção, devido ao golpe recebido da pá N^o. 05 (lado pressão);
- A pá N^o.5 não obedecia ao comando de abertura e fechamento.

As anormalidades citadas acima são mostradas nas fotos a seguir:



Tendo em vista a complexidade da recuperação a ser feita e a dificuldade de acesso ao local (falta de espaço físico) decidiu-se pela desmontagem completa do conjunto girante para a realização dos reparos necessários.

Após a desmontagem completa do conjunto girante e do rotor Kaplan foram identificadas adicionalmente as seguintes anormalidades:

- Dois pinos de acoplamento da alavanca e biela rompidos;
- Dois pinos de acoplamento da alavanca e biela trincados;
- Flange do cilindro do servomotor trincado junto aos furos de fixação dos parafusos olhais 4 e 5;
- Alavanca 05 trincada;

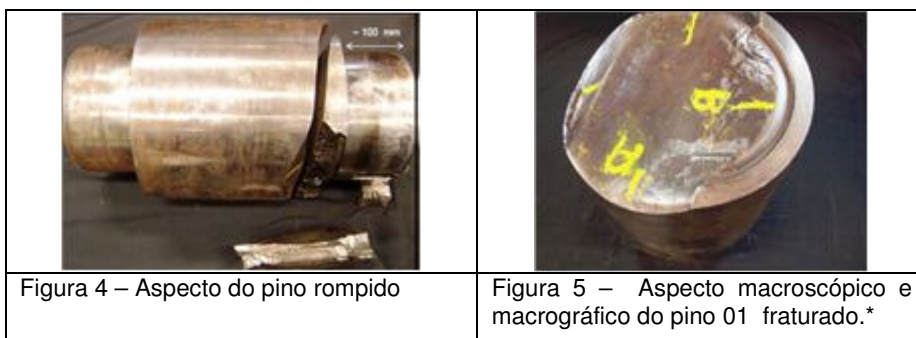
A análise metalúrgica dos pinos de acoplamento da alavanca e biela (componentes fraturados) indicou que o sinistro foi ocasionado pela ruptura por fadiga. Assim sendo, e com o objetivo de investigar a origem do problema e o eventual rebatimento da ocorrência nas demais unidades geradoras, foram realizadas as seguintes investigações:

- Análise metalúrgica;
- Modelamento pelo método de elementos finitos dos componentes internos do rotor Kaplan;
- Medições do comportamento dinâmico com a aquisição dos sinais de oscilação de eixo, potência elétrica, rotação, abertura das pás do distribuidor e rotor, esforços nos componentes internos do rotor Kaplan, sinal de comando para a válvula do rotor, nível montante e jusante;

2.0 - ANÁLISE METALURGICA

Os dois pinos rompidos apresentam características metalúrgicas similares, tendo sido confeccionados em aço médio carbono, tipo AISI/SAE 1040, sem evidências de problemas metalúrgicos que pudessem comprometer sua performance.

Verificou-se que ambos romperam por FADIGA, com início na região do raio entre o diâmetro maior e o diâmetro menor, e propagação subcrítica por quase toda a seção resistente, indicando baixo carregamento.



* Fratura iniciada em um ponto de concentração de tensões, que corresponde ao raio entre o menor e o maior diâmetros.

3.0 - MODELAMENTO PELO MÉTODO ELEMENTOS FINITOS DOS COMPONENTES INTERNOS DO ROTOR KAPLAN

Para carregamento do modelo em elementos finitos foi considerado que os esforços verificados nos componentes internos do rotor Kaplan são oriundos das pressões de operação da máquina em abertura e fechamento das pás da roda.

3.1 Cálculos

3.1.1 Método de cálculo

Os cálculos foram feitos pelo método dos elementos finitos - EF usando o software ANSYS v10.0. O modelo foi elaborado com elementos de tipo sólido (SOLID95). Os contatos existentes no mecanismo foram modelados por meio de elementos de contato (CONTACT 174).

3.1.2 Condições limites e carregamento

- Biela, pino e distanciador

Foram impostas restrições nas seções média dos pinos restringindo seu deslocamento axial.

As restrições das bielas foram impostas na seção longitudinal média, restringindo seu deslocamento transversal (normal à seção longitudinal). As restrições quanto ao deslocamento do modelo na direção do carregamento foram impostas no pino lado alavanca.

O carregamento do modelo, resultado das pressões de operação em cada caso analisado, foi aplicado no pino (lado olhal) em forma de carga distribuída – pressão normal; tendo igual valor e resultante ao carregamento de origem. A interface das bielas com os pinos e os distanciadores foram desenvolvidas por meio de elementos de contatos tendo um coeficiente de atrito estático de 0,17.

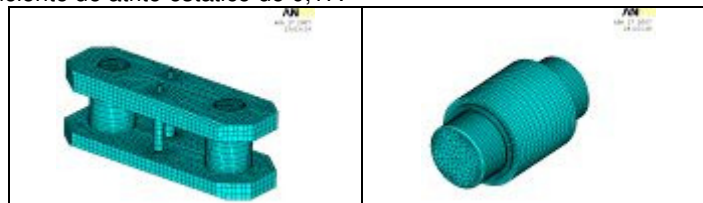


Figura 6 – Mostra o modelo da biela, pino e distanciador

Figura 7 – Mostra o modelo do pino

3.1.3 Carregamento

Os esforços desenvolvidos no mecanismo são resultados das pressões de operação do servomotor de acionamento da roda e são definidas pela relação:

$$F_T = p_{ab} \cdot A_{ab} - p_{fech} \cdot A_{fech} = p_{ab} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (Dep^2 - Dip_{ab}^2) - p_{fech} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (Dep^2 - Dip_{fech}^2)$$

Onde:

- FT - força total desenvolvida no servomotor
- Pab - pressão de operação na câmara de abertura
- Pfech - pressão de operação na câmara de fechamento
- Aab - área projetada do pistão, lado câmara de abertura.
- Afech - área projetada do pistão, lado câmara de fechamento.
- Dep - diâmetro externo do pistão
- Dipab - diâmetro interno do pistão, lado câmara de abertura.
- Dipfech - diâmetro interno do pistão, lado câmara de fechamento.

A pressão de operação na câmara de abertura e fechamento foi obtida através de ensaios utilizando sensores de pressão instalados em tomadas existentes no cabeçote Kaplan.

Os valores obtidos nos ensaios foram utilizados para alimentar o modelamento em elementos finitos.

Os ensaios para medição das pressões da câmara de abertura e fechamento do servomotor da roda, foram realizados na unidade geradora 02 e foi escolhida a condição de operação com o maior diferencial de pressão entre as câmaras, resultando em um maior carregamento a ser aplicado no modelo. No caso da unidade geradora 02 a condição de operação escolhida compreende uma faixa de potência de 80-88 MW para abertura e 93-80 MW para fechamento, com os valores abaixo:

- Operação de abertura das pás:
 - P FECHAMENTO =14,1 bar
 - P ABERTURA =36,0 bar
- Operação de fechamento das pás:

- P FECHAMENTO =30,6 bar
- P ABERTURA =20,3 bar

3.1.4 Forças no mecanismo:

A partir dos dados de pressões, obteve-se a força desenvolvida pelo servomotor

$$F_T = 3,6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1900^2 - 420^2) - 1,41 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1900^2 - 600^2) = 6109 \text{ kN} \quad (\text{abertura})$$

$$F_T = 3,06 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1900^2 - 600^2) - 2,03 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1900^2 - 420^2) = 2336 \text{ kN} \quad (\text{fechamento})$$

A força aplicada em cada mecanismo foi obtida em função da força total desenvolvida pelo servomotor e o número de pás da roda. Neste caso a força em cada mecanismo corresponde a 1/5 da força total. Tem-se, portanto:

- F = 1222 kN (abertura)
- F = 467 kN (fechamento)

3.2 Resultados

Os seguintes resultados foram obtidos após alimentar o modelamento por elementos finitos com os resultados dos ensaios de medição de pressão da câmara de abertura e fechamento:

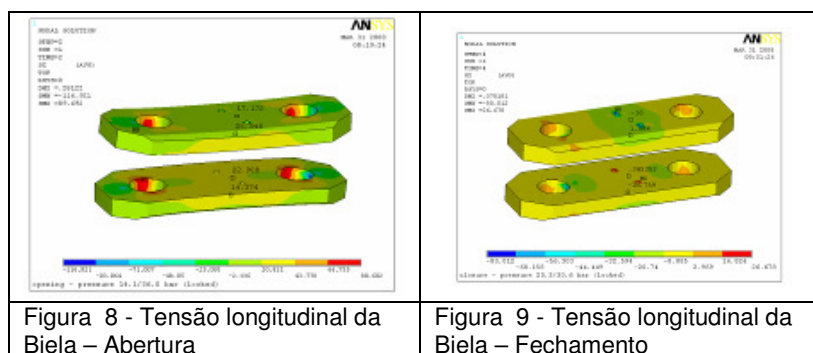
Tabela 1 – Valores de pressão e frequência dos ensaios na UG02 utilizados para alimentar FEA			
	Câmara de abertura	Câmara de fechamento	Δp
Abertura	36,0	14,1	21,9
Fechamento	20,3	30,6	-10,3
Período	Aproximadamente a cada 2 minutos		
Frequencia	26,8 ciclos/hora		

Tabela 2 - Tensões de Von Mises σ [Mpa] – FEA (UG02)		
Componente	Condição	FEA (UG02)
Bielas	Abertura	19,6 (4,9)
	Fechamento	-7,6 (9,9)

Obs:

1- Os valores de tensão foram obtidos nos mesmos pontos onde foram instalados os extensômetros (descrito no item 4.0);

2 - Nos componentes que apresentam mais de um ponto de medição, foi feita uma média entre os valores obtidos. O desvio padrão está apresentado entre parenteses



4.0 - MEDIÇÕES DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DA UNIDADE GERADORA

As medições foram realizadas com sensores instalados nas partes rotativas e fixas. Deformações estáticas e dinâmicas foram medidas nos seguintes elementos de quatro conjuntos de acionamento do cilindro do servomotor: bielas, olhais, alavancas, distanciadores e flanges do cilindro.

Para as bielas, distanciadores e olhais, as deformações foram medidas por meio de extensômetros, ou seja, em

uma dada direção específica. Já para as alavancas e para o flange, as deformações foram medidas por extensômetros tridimensionais (rosetas), ou seja, em 3 direções no plano da superfície.



Figura 10 - Extensômetros instalados na biela

Também foi medida a deformação no cone de apoio do mancal de escora, para obtenção de carga vertical. Foram medidas as pressões nas duas câmaras do servo-motor da roda, na caixa espiral, no tubo de sucção e na tampa da turbina. Foi medida a Oscilação do eixo por proximetros, no mancal da turbina (MGI) e do gerador (MGG). Sinais referentes à potência elétrica, rotação, abertura das pás do distribuidor e das pás do rotor, sinal de comando para a válvula do rotor, nível montante e nível jusante foram medidos simultaneamente com os demais sinais.

4.1 Gráficos das medições de pressão das câmaras e tensão na biela

Os gráficos abaixo foram obtidos após oito horas de operação com a unidade geradora na potência de 80MW:

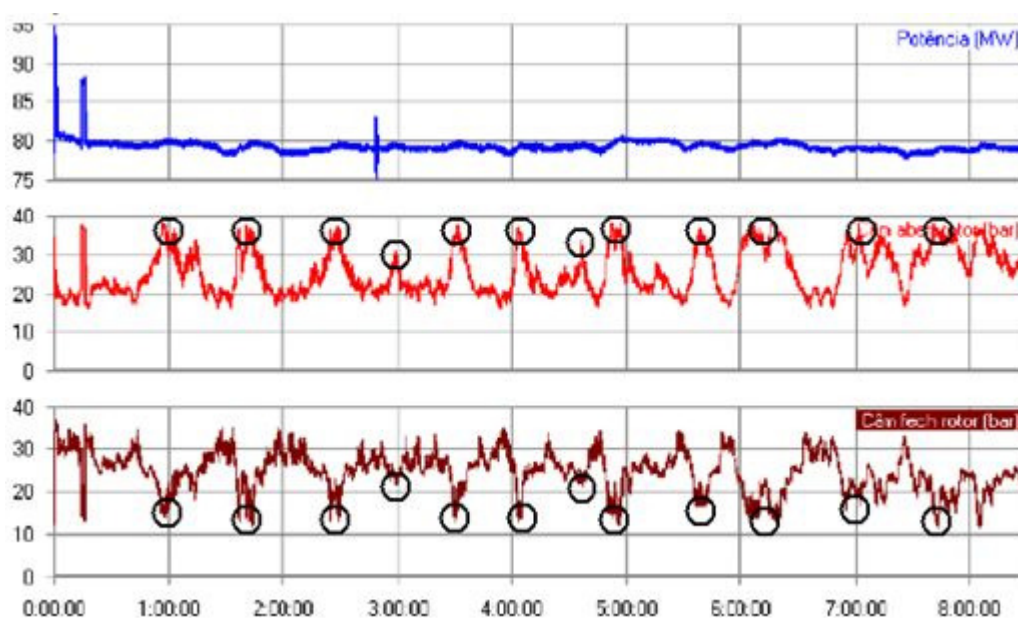


Figura 11 – Potência e pressão das câmaras de abertura e fechamento

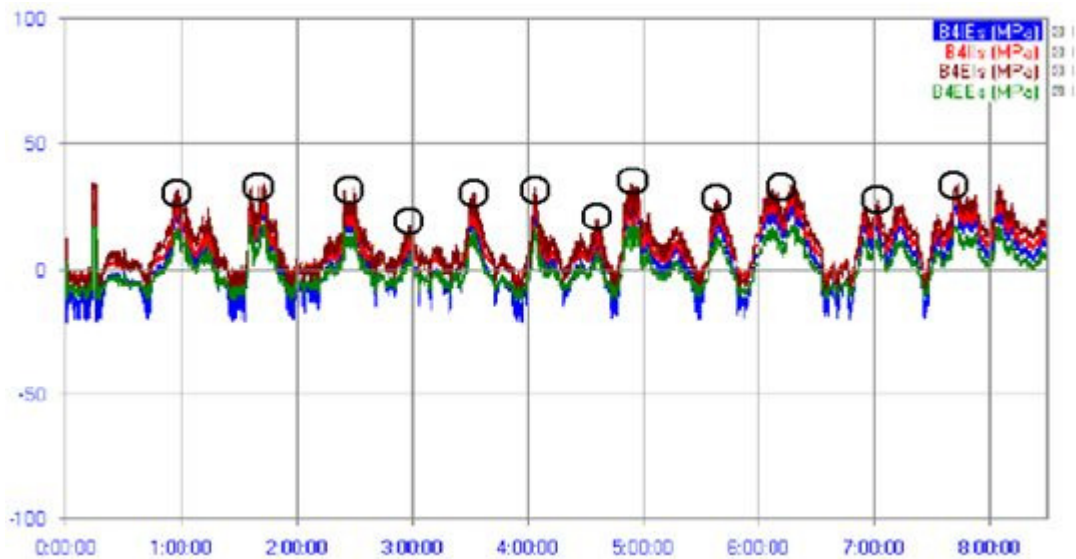


Figura 12 – Tensões na biela 4

Através dos gráficos das figuras 11 e 12 é possível demonstrar que as tensões nos componentes têm relação direta com a diferença entre as pressões das câmaras de abertura e fechamento.

Para a condição da UG1 operando estável (80MW), percebeu-se claramente nos gráficos de pressão a presença de ciclos com inversão de pressões nas câmaras do servomotor da roda, abertura e fechamento. Há 12 ciclos em um intervalo de 7 horas.

4.2 Resultados

Os seguintes valores foram obtidos durante os ensaios após o retorno da UG01:

Tabela 3 – Valores de pressão e frequência dos ensaios na UG01			
	Câmara de abertura	Câmara de fechamento	Δp
Abertura	38,0	12,0	26,0
Fechamento	15,0	35,0	-20,0
Período	Aproximadamente a cada 35 minutos		
Frequência	1,71 ciclos/hora		

Tabela 4 - Tensões de Von Mises σ [Mpa] – IPT (UG01)		
Componente	Condição	IPT (UG01)
Bielas	Abertura	26,4 (6,1)
	Fechamento	-10,0 (5,5)

Obs:

1 - Para cada tipo de componente uma média dos valores medidos foi feita. Este é o valor apresentado na tabela. Entre parenteses está o valor do desvio padrão.

5.0 - VIDA ÚTIL DO PINO

A partir das medições realizadas para a UG1, foi realizada uma verificação para validar a vida do pino da UG1 utilizando o mesmo modelo dos elementos finitos.

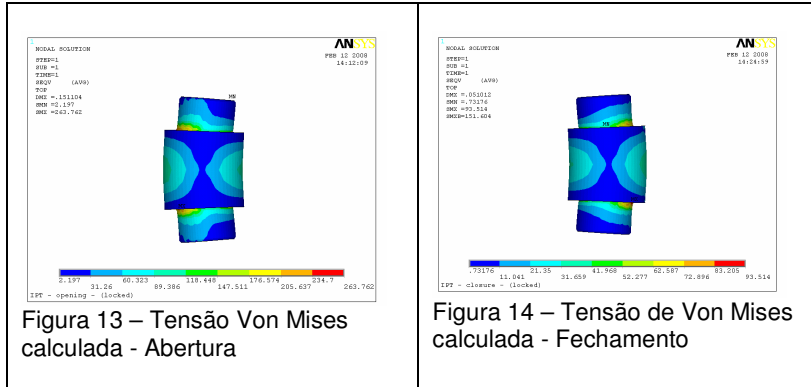
O carregamento sobre o conjunto bielas, pinos e distanciadores foi definido a partir das tensões médias medidas nas bielas conforme tabela 4.

A partir do valor da tensão média e da área da seção transversal da biela, pode-se determinar a força atuando

nos componentes, admitindo que a tensão média seja constante em toda essa superfície.

$$F = \sigma \cdot A \text{ \AA\rea da se\c3\c7\~ao transversal \eacute: } A = 2 \cdot \left(380 \cdot 80 - 30 \cdot \frac{30}{\tan(30^\circ)} \right) = 57.682 \text{ mm}^2$$

Portanto a for\c3\c7a atuante \e9: Abertura: $F_{ab} = 26,4 \cdot 57.682 = 1.522.805 \text{ N}$
 Fechamento: $F_{fch} = -10,0 \cdot 57.682 = -576.820 \text{ N}$



Levando em conta o carregamento acima, pode-se determinar, atrav\~es do modelo em elementos finitos, a matriz do tensor das tens\~oes para as condi\c3\c7\~oes de abertura e fechamento. A partir da diferen\c3\c7a entre os tensores, \e9 obtida a tens\~ao alternada (Salt). A vida em fadiga do pino \e9 ent\~ao determinada de acordo com o c\~odigo ASME sec. VIII div. 2.

Foram analisados os pontos com intensidade de tens\~ao elevada, e a m\~axima tens\~ao alternada obtida foi de 174 MPa. Corrigindo este valor para o m\~odulo de elasticidade:

$$S_{alt} = 174 \cdot \frac{195}{210} = 162 \text{ MPa}$$

O atual material do pino \e9 o a\c3\c7o ABNT 4340, que \e9 um a\c3\c7o de alta liga. A partir destas informa\c3\c7\~oes, pode-se determinar o n\~umero de ciclos do componente usando a fig. 5-110.2.2M – Curva de projeto para fadiga para a\c3\c7os de alta liga, do c\~odigo ASME sec. VIII, div. 2, ap\~endice 5.

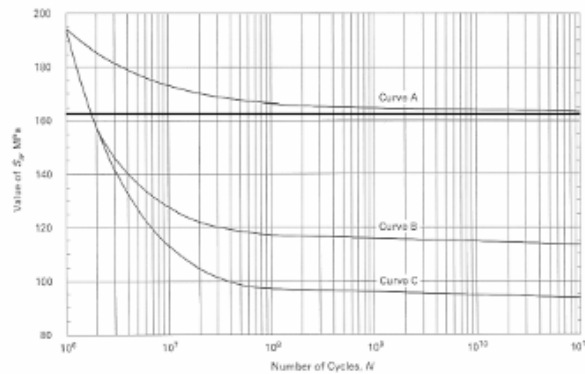


Figura 15 - extraída do ASME sec. VIII, div. 2, ap\~endice 5.

Utilizando a curva A da figura acima, pode se constatar que para a tens\~ao alternada de 162 MPa temos como resultado que: $N > 10^{11}$ ciclos ou seja uma vida Infinita para o pino do mecanismo da roda Kaplan analisado.

6.0 - CONCLUSOES

As tens\~oes nos componentes internos do rotor Kaplan t\~em rela\c3\c7\~ao direta com a diferen\c3\c7a entre as press\~oes das c\~amaras de abertura e fechamento do servomotor de acionamento da roda, assim como sua altern\~ancia.

A partir dos dados de press\~oes, obt\~em-se a for\c3\c7a desenvolvida pelo servomotor.

A for\c3\c7a aplicada em cada mecanismo \e9 obtida em fun\c3\c7\~ao da for\c3\c7a total desenvolvida pelo servomotor e o n\~umero

de pás da roda.

O número de ciclos (inversões das pressões da câmara de abertura e fechamento) e a diferença de pressão entre câmaras (Δp) é inversamente proporcional a vida útil dos componentes internos do rotor Kaplan.

Desta forma e baseado nos resultados das investigações acima se propõe o monitoramento periódico do comportamento das pressões das câmaras de abertura e fechamento do servomotor do rotor Kaplan mantendo-se a unidade geradora em uma potência fixa por um período mínimo de oito horas, conforme gráfico da figura 11, para em caso de desvios proceder antecipadamente as ações corretivas sobre o sistema óleo-hidráulico.

7.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) ZANUTO, J.C., RELATÓRIO TÉCNICO IPT N° 97 976-205 MEDIÇÕES DINÂMICAS NO ROTOR KAPLAN DA UNIDADE GERADORA 01, DA UHE ROSANA
- (2) ALSTOM RKV5168032 003-01 – Modelamento em elementos finitos: biela, pino e distanciadores
- (3) ALSTOM RKV5168032 004-01 – Modelamento em elementos finitos: alavanca, cilindro e olhal
- (4) ALSTOM RKV5168032 006-00 – Roda Kaplan – Análise do Mecanismo da Roda
- (5) DUKE ENERGY Relatório Técnico RT-ENG-050-07 – R2 – Análise da ocorrência na UG01 da usina Rosana
- (6) TECMETAL Relatório Técnico RT 335/2007 Rev.02 – Análise Metalúrgica de pinos da biela da roda Kaplan. (Tecmetal)
- (7) ALSTOM Relatório técnico Alstom RKV5168032-007-00 – Análise do mecanismo da roda após ensaio embarcado

8.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

Renato José Baccili Castilho

Nascido em Ourinhos, SP, em 13 de fevereiro de 1971

Pós Graduação: Gestão de projetos: FGV Campinas / Gestão empresarial: FDC Nova Lima
Graduação (1997) em Engenharia Elétrica: Universidade de Marília

Empresa: Duke Energy Geração Paranapanema

Gerente de Engenharia de Manutenção Eletromecânica

Vicente Borri

Nascido em Mococa, SP, em 21 de Novembro de 1966.

Pós Graduação: Gestão Empresarial / FIO – Ourinhos; Engenharia de Produção / Unesp – Bauru

Graduação (1994) em Engenharia Mecânica: USF Itatiba – São Paulo

Empresa: Duke Energy Geração Paranapanema, desde 1999.

Engenheiro Mecânico, Gerência Geral de Produção.

Wanderley Silva

Expert mecânico da ALSTOM do Brasil

Engenheiro mecânico com especialização no Centro Tecnológico da ALSTOM na França (1993 a 1995)

25 anos de experiência em projetos mecânicos de Turbinas hidráulicas

Wilson Takao

Engenheiro especialista da ALSTOM do Brasil

Pós graduado no ITA, Especialização em Equipamentos na PETROBRAS

Graduação (1977) UNESP – Engenharia mecânica de Guaratinguetá