



COMPROMETIDA COM A PROMOÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DA ENGENHARIA E DAS CIÊNCIAS MECÂNICAS

VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

ANÁLISE MODAL DO SISTEMA DE ACIONAMENTO DAS PÁS DO DISTRIBUIDOR DE TURBINA KAPLAN

Bráulio A. de Sousa, sousabraulio@gmail.com¹

Alberto C. G. C. Diniz, adiniz@unb.br¹

Gladys Lacemon, gladys.lacemon@wanadoo.fr²

¹Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica,
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Gleba A, Faculdade de Tecnologia - Brasília – Brasil,

²I.S.T.I.L., Université Claude Bernard – LYON 1,

Domaine Scientifique de La Doua – 15, Boulevard, Lattarjet, Ville Urbanne Cedex, France.

Resumo: *Este trabalho tem por objetivo apresentar a análise cinemática e modal do sistema de acionamento das pás do distribuidor da máquina #1 da Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes, operada pela ELETRONORTE no estado do Amapá. Em 2003 a UHE de Coaracy Nunes passou por um processo de repotenciação, após o qual começaram a ocorrer falhas sucessivas dos pinos de cisalhamento do sistema de acionamento das pás do distribuidor. Considerando os grandes prejuízos advindos dessas falhas, foram feitos estudos para identificar as causas do problema. Neste artigo é descrita a metodologia utilizada na análise de esforços estáticos e dinâmicos com o objetivo de compreender melhor o fenômeno da falha. No primeiro momento é apresentado o processo de modelagem 3D do sistema a partir de desenhos técnicos cedidos pela ELETRONORTE. Posteriormente parte-se para uma análise cinemática do conjunto de acionamento das pás, com o intuito de identificar e quantificar os principais esforços estáticos atuantes sobre o sistema. Por fim, é feita a análise modal do conjunto biela/manivela considerando duas situações diferentes de acordo com a fixação dos componentes. Os resultados obtidos foram utilizados para comparações com medições feitas in situ em outros trabalhos.*

Palavras-chave: *pinos de cisalhamento, turbinas hidráulicas, modelagem 3D*

1. INTRODUÇÃO

Situada no Rio Araguari, no estado do Amapá a 130 Km de Macapá, a usina hidrelétrica de Coaracy Nunes é operada pela ELETRONORTE e desempenha papel fundamental no fornecimento de energia àquele estado. Foi inaugurada em 1975 possuindo inicialmente duas turbinas do tipo Kaplan de 20 MW cada e com a possibilidade de implantação de uma terceira turbina, a qual foi instalada em 2000 aumentando a potência total de 40 para 70 MW.

Considerando que a demanda por energia no estado tem crescido em média 10 % ao ano, a UHE de Coaracy Nunes passou por um processo de repotenciação nas turbinas 1 e 2, o que fez elevar a potência de cada uma de 20 para 24 MW. Após a conclusão do processo de repotenciação foram constatadas sucessivas falhas em pinos de cisalhamento pertencentes ao sistema de acionamento das pás do distribuidor das turbinas. Por se tratar de uma unidade isolada de geração de energia elétrica, a interrupção de seu funcionamento para troca dos pinos acarreta um grande custo operacional.

Trabalhos foram realizados visando estudar esforços estáticos e dinâmicos sobre os pinos a fim de uma melhor compreensão do fenômeno da falha. Moraes (2007) analisaram as tensões sobre o pino de cisalhamento do anel de regulação, onde foram levados em consideração os esforços admissíveis no pino de segurança. Nesse trabalho utilizou-se o programa ANSYS para modelagem numérica da superfície de contato entre o pino e o sistema biela-manivela. Em 2009, Azevedo et al (2009) realizaram uma análise química do material do pino de cisalhamento e também macrografias da região da fratura. O objetivo desse trabalho foi investigar os principais esforços atuantes sobre o pino no momento da fratura. Levou-se em consideração também o efeito de esforços fletores, que possivelmente estariam presentes atuando sobre o pino.

Este trabalho tem por objetivo descrever a metodologia utilizada para modelagem multielemento do sistema de distribuição a partir dos desenhos de AutoCAD em formato dwg fornecidos pela ELETRONORTE, bem como de apresentar os resultados de estudos realizados com os desenhos citados e com os dados obtidos experimentalmente em medições de campo.

2. DESENHO DO CONJUNTO

A partir de plantas da turbina cedidas pela ELETRONORTE, foram feitos desenhos à mão livre dos principais componentes do distribuidor. Com esses desenhos em 2D foi possível realizar uma modelagem de cada peça no software SolidWorks e a montagem dos seguintes conjuntos:

2.1. Biela

A biela é o componente que transmite o movimento do anel de regulação móvel para a pá através da alavanca. Para isso ela possui cinco componentes, os quais foram desenhados separadamente e depois foram usados na montagem do conjunto, como ilustra a Fig. (1).

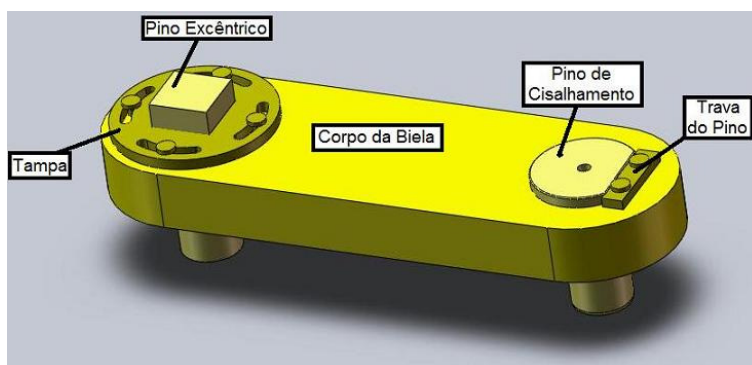


Figura 1. Montagem da biela.

O pino de cisalhamento é parte integrante desse conjunto. É ele quem faz a ligação entre a biela e a alavanca que vai fixa à pá. Além do pino, também fazem parte do conjunto biela a trava do pino, o eixo excêntrico e sua tampa e o corpo da biela.

2.2. Pá

A pá é o componente responsável por realizar o controle do fluxo de água que passa pela turbina. Esse controle é feito com o ajuste de seu ângulo de abertura, e esse movimento é transmitido à pá por meio da alavanca. A montagem do conjunto da pá está mostrada na Fig. (2).

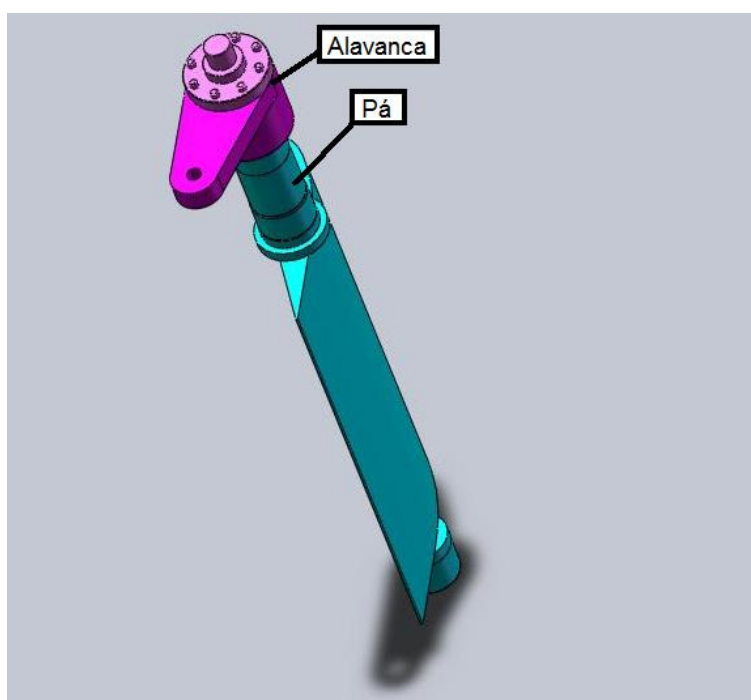


Figura 2. Montagem da pá.

2.3. Tampa do distribuidor, anel móvel e anel fixo

A tampa – Fig. (3) – separa os itens submersos na água (pá e anel de regulação fixo) dos não submersos (alavanca, biela e anel de regulação móvel). Ela direciona a água, após sua passagem pelas pás, para a turbina, localizada abaixo do conjunto do distribuidor. Em sua parte superior se situa o encaixe para as pás.

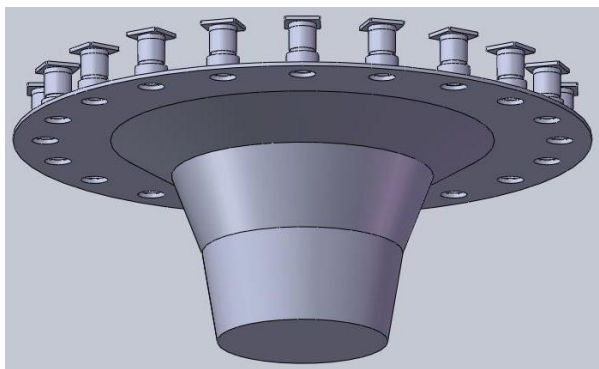


Figura 3. Tampa do distribuidor.

O anel fixo serve como apoio inferior para as pás enquanto que o móvel é o responsável por transmitir o comando de abertura e fechamento ao girar em torno do próprio eixo. Ambos são mostrados na Fig. (4).

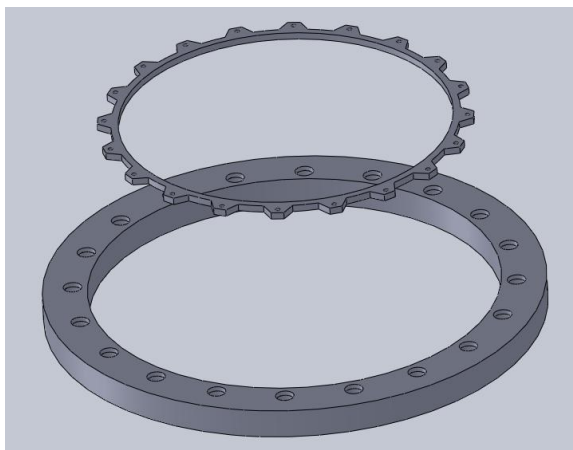


Figura 4. Anéis fixo e móvel.

De posse dos desenhos dos conjuntos acima citados, foi feita uma nova montagem englobando todos os componentes. Inicialmente montou-se apenas o conjunto de uma das pás – Fig. (5a) – o qual foi repetido circularmente com o comando “Cópia Circular” gerando assim o desenho completo do distribuidor, como mostra a Fig. (5b).

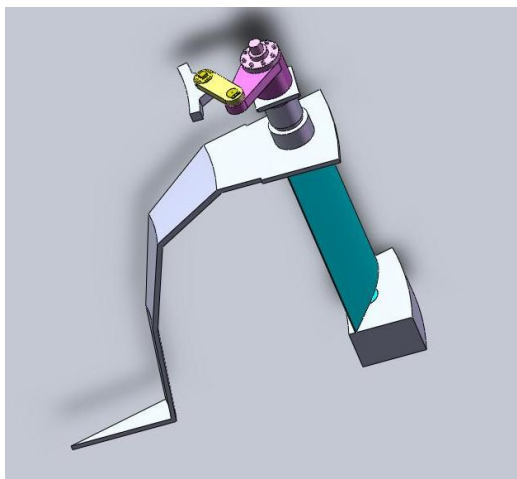


Figura 5a. Conjunto parcial.

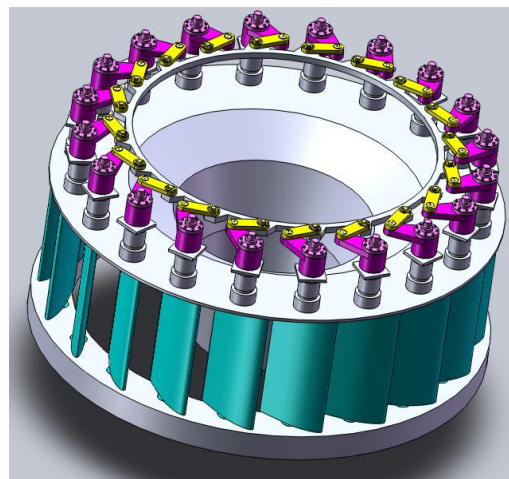


Figura 5b. Desenho final do distribuidor.

3. ANÁLISE CINEMÁTICA DO SISTEMA DE ACIONAMENTO

Com o objetivo de determinar a posição de cada componente do sistema de acionamento do distribuidor durante a abertura e fechamento das pás, foi feita uma análise cinemática do mecanismo.

Para tanto, criou-se um modelo do sistema de controle do distribuidor usando formulação multielemento (Fig. (6)). O estudo concentrou-se nos componentes: anel de regulação, biela, manivela e pás, considerados como sólidos inderformáveis conectados entre si por ligações perfeitas.

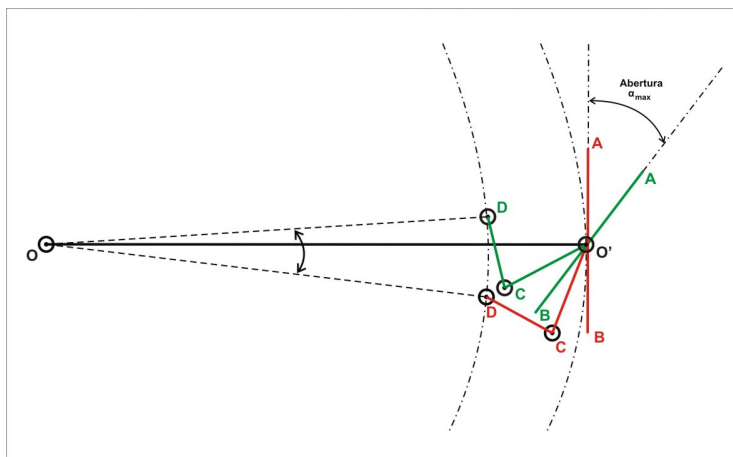


Figura 6. Modelo simplificado do conjunto biela-manivela.

A biela, manivela e a pá foram representadas por barras simples. A parametrização da montagem permitiu uma avaliação cinemática relativa dos movimentos de cada elemento em relação aos outros – parametrização relativa – (Lacemon, 2008).

O objetivo desta etapa é conhecer a posição de cada componente do distribuidor em função da abertura de pás e simular a abertura e o fechamento do distribuidor.

Em um sistema real, as pás são colocadas em movimento pelo anel de regulação do distribuidor acionado por duas hastes de regulação, entretanto para conhecer a posição da biela e da manivela em função da pá não foi levado em consideração o curso das hastes do servo-motor.

Primeiramente foi avaliado o caso de apenas uma pá. Em seguida determinou-se o comportamento do conjunto.

A turbina #01 de Coaracy Nunes tem potencial elétrico máximo de 24 MW. A posição das pás do distribuidor é conhecida em função da porcentagem de carga desejada. 100% deste potencial constitui uma abertura máxima (α_{max}) das pás do distribuidor de 38.3° . Também foram estudados os comportamentos de alguns componentes do distribuidor em função da abertura da pá, com o ângulo de abertura α variando de 0 a 38.3° .

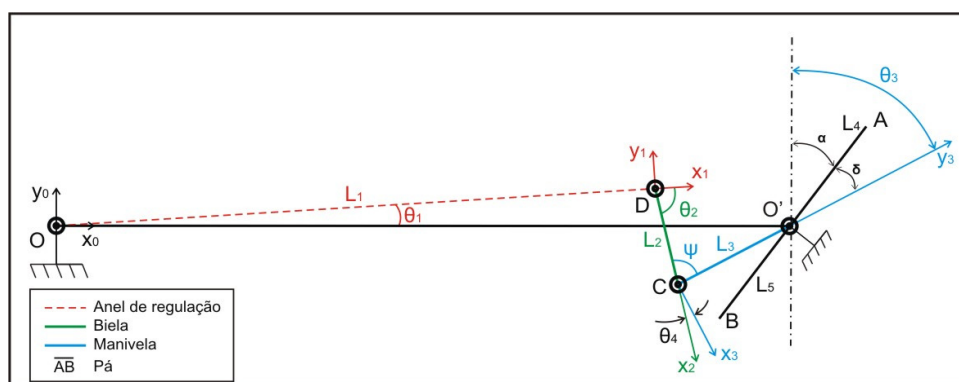


Figura 7. Parametrização.

Considerando a Fig. (7), temos os ângulos de posição do anel distribuidor (θ_1), da biela (θ_2) e da manivela (θ_3).

Fazendo o fechamento geométrico da ligação pivotada em C, obtemos a Eq. (1), considerando as restrições geométricas.

$$\vec{OO'} + \vec{O'C} = \vec{OD} + \vec{DC} \quad (1)$$

Considerando os vetores unitários nas direções x_0 , x_1 , x_2 e y_3 , temos:

$$R\vec{x}_0 - L3\vec{y}_3 = L1\vec{x}_1 + L2\vec{x}_2 \quad (2)$$

Desta forma, podemos escrever:

$$\vec{x}_1 = \cos(\theta_1)\vec{x}_0 + \sin(\theta_1)\vec{y}_0 \quad (3)$$

$$\vec{x}_2 = \cos(\theta_1 - \theta_2)\vec{x}_0 + \sin(\theta_1 - \theta_2)\vec{y}_0 \quad (4)$$

$$\vec{y}_3 = \sin(\theta_3)\vec{x}_0 + \cos(\theta_3)\vec{y}_0 \quad (5)$$

Procuram-se as posições de cada elemento do sistema de controle do distribuidor tal que as ligações entre eles sejam respeitadas. Para que o problema esteja bem posicionado, impõe-se o movimento de corpo sólido. Dessa forma, teremos considerado que o sistema foi colocado em movimento por um motor cinemático impondo uma oscilação sinusoidal no pivô em O' (eixo de rotação da pá, ver Fig. (7)).

O ângulo α torna-se $\alpha(t) = \alpha_{\max} \times \sin(\omega t)$ com escolhas arbitrárias de t entre 0 e 4 s e $\omega = \pi/4$.

O vetor de restrições torna-se:

$$[\phi] = \begin{pmatrix} L1 \cos(\theta_1) + L2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + L3 \sin(\theta_3) - R \\ L1 \sin(\theta_1) + L2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + L3 \cos(\theta_3) \\ \theta_3 - (\delta + \alpha_{\max} \times \sin(\omega t)) \end{pmatrix} = [0] \quad (6)$$

A partir da expressão do vetor de restrições, tendo calculado a matriz jacobiana do sistema, utilizou-se a fórmula iterativa de Newton Raphson para encontrar o vetor dos parâmetros que, em um instante t escolhido, verifica melhor as equações. O critério de parada para o processo iterativo foi um erro da ordem de 10^{-6} .

Assim, pode-se obter a posição de cada componente pela posição das diferentes pás.

Tabela 1. Ângulos definidos em função da abertura das pás.

Posição do sistema	Pá fechada t=0s	Pá aberta a 25% t=0.5s	Pá aberta a 50% t=1.0s	Pá aberta a 75% t=1.5s	Pá aberta a 100% t=2.0s
Vetor de parâmetros q $\begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -5.8175^\circ \\ 27.1329^\circ \\ 21.75^\circ \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -1.3067^\circ \\ 55.7542^\circ \\ 36.4068^\circ \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1.4601^\circ \\ 70.8786^\circ \\ 48.8322^\circ \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 3.1837^\circ \\ 78.4234^\circ \\ 57.1346^\circ \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 3.7856^\circ \\ 80.6959^\circ \\ 60.0500^\circ \end{pmatrix}$
$\theta_4 = \theta_2 - \theta_1 - \theta_3$	11.2004°	20.6542°	20.5864°	18.1051°	16.8603°
$\psi = 90 - \theta_4$	78.7996°	69.3458°	69.4136°	71.8949°	73.1397°

Na Tab. (1), θ_4 é o complementar do ângulo entre a biela e a manivela (ψ).

Em regime normal, a turbina 1 de Coaracy Nunes funciona a 90% de sua capacidade de geração. Nessa condição os ângulos relativos dos elementos são os listados na Tab. (2).

Tabela 2. Ângulos relativos entre biela, manivela e anel de regulação.

θ_1	θ_2	θ_3	θ_4	ψ
3.6882°	80.3422°	59.5785°	17.0756°	72.9244°

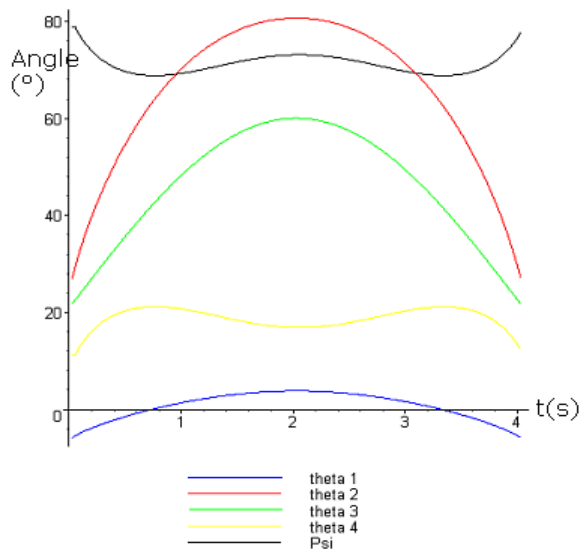


Figura 8a. Variação dos ângulos em função do tempo.

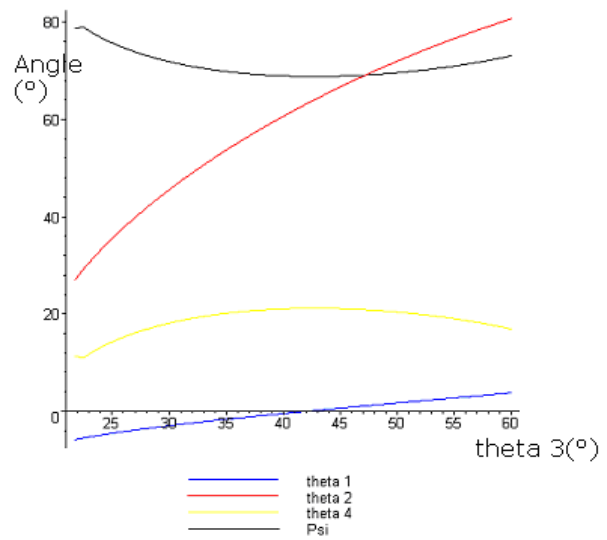


Figura 8b. Variação dos ângulos em função da abertura da pá.

Arbitrariamente foi escolhido como posição inicial do sistema o caso onde as pás estão fechadas ($q(t=0)$ conhecido após a etapa anterior) e foi simulada sua abertura e fechamento em 4 segundos. Tendo recortado este intervalo de 4 segundos em um certo número de pás e a cada uma dessas pás aplicamos o algoritmo que é para descobrir a posição seguinte, utiliza-se sempre o método de Newton Raphson:

Com o programa Mapple, foram realizadas duas simulações cinemáticas da abertura e do fechamento das pás do distribuidor em modelagem multielementos com apenas uma pá (Fig. (9a)) e com 20 pás (Fig. (9b)):

- Uma simulação com apenas 1 pá (Fig. (9a)).
- Uma simulação com 20 pás (Fig. (9b)).

Assim foram traçadas as curvas que permitem ter a posição de cada componente do distribuidor em função do ângulo de abertura das pás.

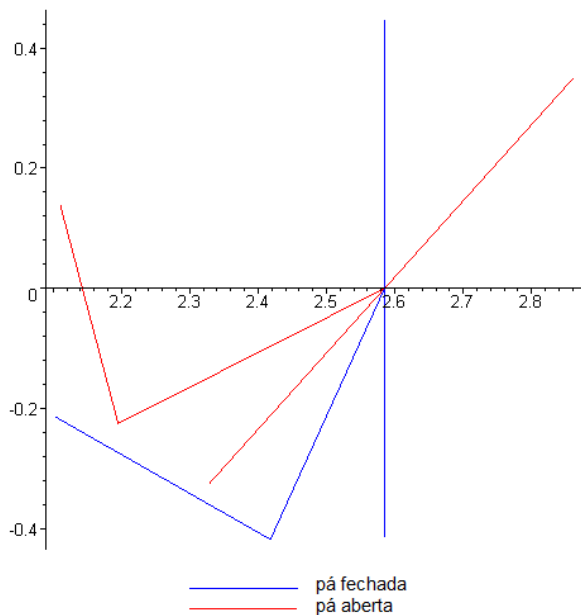


Figura 9a. Posições limites de uma pá.

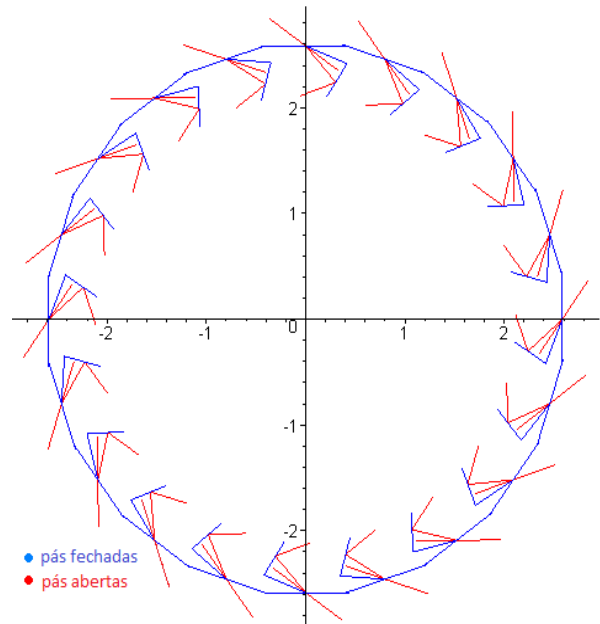


Figura 9b. Posições das pás do distribuidor.

Lembrando que esta é apenas uma simulação simplificada do controle das pás a fim de conhecer a posição dos componentes do distribuidor em função das suas pás. Em uma situação real, o controle das pás não se faz em apenas 4 segundos, como foi sugerido na simulação, e sim em função da carga desejada e o movimento da montagem é iniciado pelos pistões do servo-motor de regulação.

4. ANÁLISE MODAL

De maneira a determinar as freqüências e modos de vibração do conjunto biela-manivela com o objetivo de avaliar a presença de esforços atuantes diferentes dos considerados no projeto inicial foi feita a Análise Modal desse conjunto.

Considerou-se a situação com a turbina funcionando a 90% da carga total. Nessa situação os ângulos relativos dos elementos são aqueles listados na Tab. (2).

Na análise modal foi considerado apenas o conjunto biela/manivela. Admitiu-se um comportamento linear na montagem, ignorando os amortecimentos nas ligações internas e externas, bem como os esforços externos.

Foi utilizado o programa ANSYS para fazer o cálculo dos 5 primeiros modos de vibração da montagem biela-manivela. Para isto, foram importados os modelos criados no Solid Works para o ANSYS. O ANSYS leva em consideração todos os contatos de peças e os define como face/face. O material escolhido foi o aço carbono padrão. Para as condições de contorno, foram considerados dois casos:

No primeiro, a manivela foi fixada no nível da ligação com a pá e, da mesma forma, foi fixada a biela com o anel de regulação.

No segundo, a manivela foi fixada no nível da ligação com a pá e a ligação da biela com o anel de regulação foi considerada como um apoio simples.

A malha gerada era composta de 67103 elementos tetraédricos totalizando 101597 nós, que também corresponde ao número de graus de liberdade do modelo. O método utilizado pelo programa para resolução do problema foi o de subespaços.

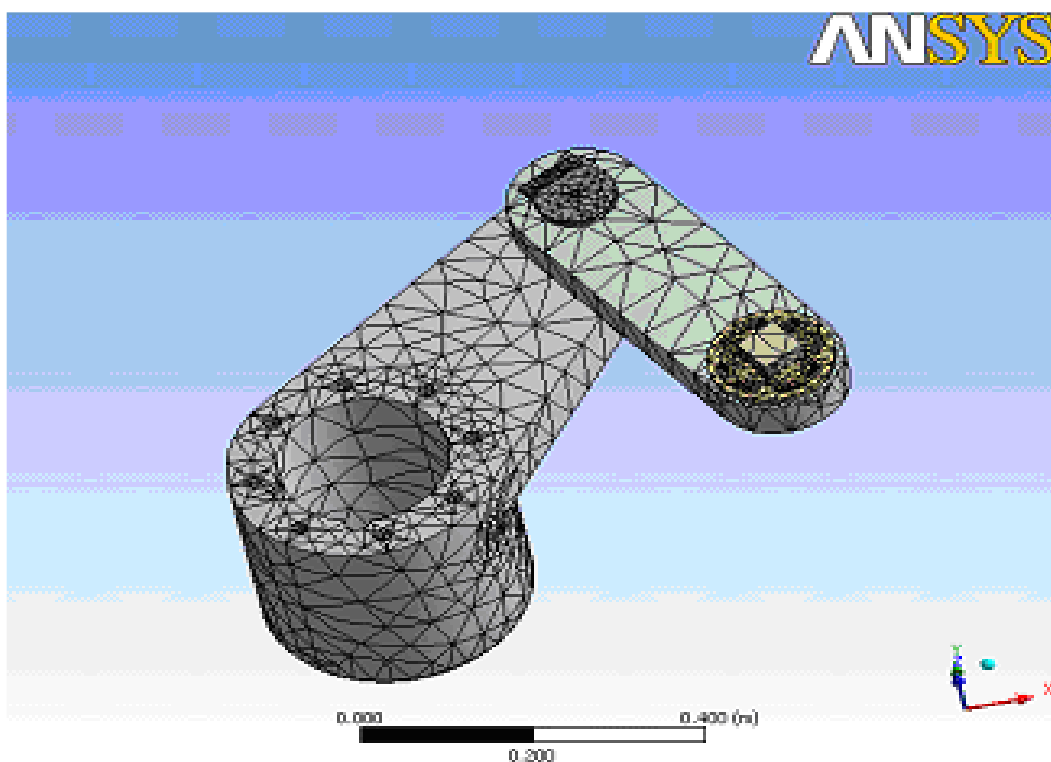


Figura 10. Malha gerada pelo ANSYS.

Foram obtidas as seguintes freqüências naturais:

Tabela 3. Freqüências fundamentais.

Modos	Freqüências (Hz) Caso 1	Freqüências (Hz) Caso 2
1	376.72	355.58
2	1009.1	423.55
3	1143.2	648.26
4	1450.7	1099.7
5	1636.5	1363.8

Também foram obtidos os modos de vibração para cada caso considerado de montagem.

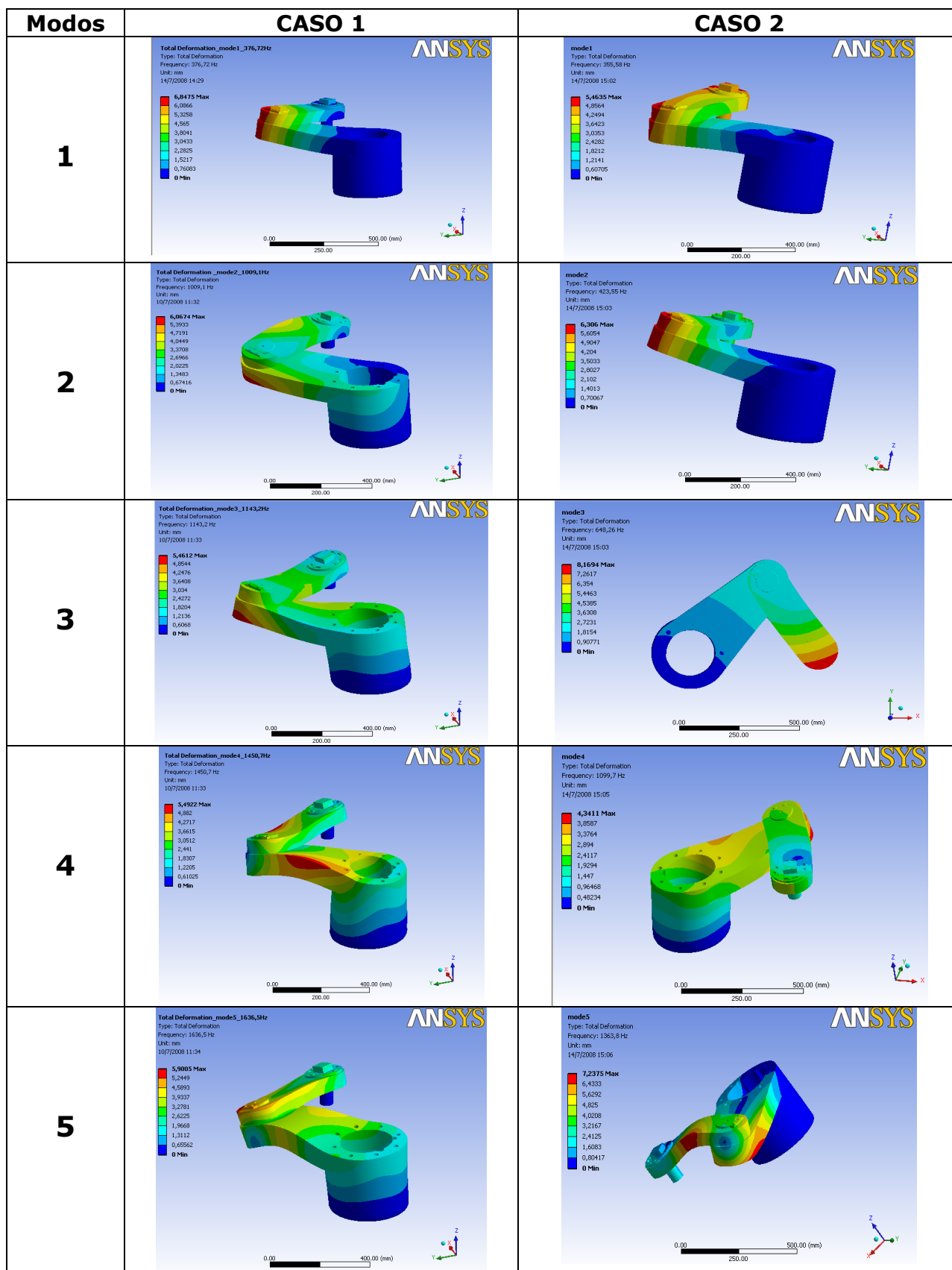


Figura 11. Deformações para cada caso e modo de vibração.

O caso 2 é o menos rígido (com menos restrições), as frequências obtidas pela simulação são menores que as do caso 1. Constata-se também que as deformações modais de cada caso são similares (vide modo 3 do caso 1 e modo 5 do caso 2).

De outra forma, a mudança de condições de contorno fez aparecer novos modos no caso 2 (modos 3 e 5).

O primeiro modo de vibração da montagem biela-manivela se situa entre 355.58Hz e 376.72Hz considerando a simulação no ANSYS para os dois casos.

Comparando com os outros modos de vibração obtidos pela simulação para o segundo caso de curvas de medição, lembrando que o caso 1 se assemelha muito com o funcionamento da turbina, pois não se encontra nenhum dos casos 2 nos gráficos.

5. CONCLUSÕES

O trabalho realizado dividiu-se em três etapas principais: modelagem 3D, análise cinemática e análise modal.

A primeira etapa partiu de desenhos técnicos em formato dwg e plantas da turbina cedidas pela ELETRONORTE. A partir desses desenhos foi possível realizar a modelagem 3D dos principais componentes do distribuidor da turbina através do *software* SolidWorks. Os desenhos foram utilizados no programa ANSYS a fim de realizar a análise modal.

A etapa seguinte (análise cinemática) simulou a abertura e fechamento das pás através de um modelo simplificado onde os componentes foram representados por barras. Esta etapa permitiu definir a posição relativa de cada componente em função do ângulo de abertura das pás e gerar gráficos das posições-limites de uma pá e da variação dos ângulos em função do tempo e da abertura da pá.

Por fim realizou-se a análise modal do conjunto biela-manivela. Utilizando-se os resultados das duas etapas anteriores (desenhos em 3D e ângulos de abertura com a turbina a 90% de seu funcionamento) a análise modal foi realizada com o *software* ANSYS que resultou nas frequências fundamentais para os dois casos considerados, bem como as deformações associadas a cada modo de vibração e para cada caso considerado.

Estudos futuros envolvendo mais componentes do conjunto de acionamento das pás, como os pistões, por exemplo, poderão ajudar na identificação dos esforços atuantes no sistema e na determinação das causas do rompimento dos pinos de cisalhamento.

6. REFERÊNCIAS

- Azevedo, C.R.F. ; Magarotto, D. ; Araújo, J.A. ; Ferreira, J.L.A., 2009, "Bending fatigue of stainless steel shear pins belonging to a hydroelectric plant." *Engineering Failure Analysis*, v. 16, p. 1126-1140, 2009;
- Moraes, J. A. de, 2007 "Análise de tensões no pino de cisalhamento do anel de regulação da unidade #1 da usina Coaracy Nunes", Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, UnB, 2007;
- Lacemon Gladys, 2008, "Étude des efforts mécaniques dans les anneaux distributeurs de turbines hydrauliques de type Kaplan. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília (UnB) e Institut des Sciences et Techniques de L'Ingenieur de Lyon (ISTIL), 2008;

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

MODAL ANALYSIS OF WICKET GATE IN KAPLAN TURBINES

Bráulio A. de Sousa, sousabraulio@gmail.com¹

Alberto C. G. C. Diniz, adiniz@unb.br¹

Gladys Lacemon, gladys.lacemon@wanadoo.fr²

¹Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Gleba A, Faculdade de Tecnologia - Brasília – Brazil,

²I.S.T.I.L., Université Claude Bernard – LYON 1,

Domaine Scientifique de La Doua – 15, Boulevard, Lattarjet, Ville Urbaine Cedex, France.

Abstract: *In this work the kinematics and modal analysis of the wicket gate's shear pins of a Kaplan turbine are made. After a repowering process in 2003 in the hydroelectric plant of Coaracy Nunes, managed by ELETRONORTE at Amapá, Brazil, successive failure events in shear pins of the wicket gate was reported. Because of the several losses arising of these failure events, studies were made to identify the cause of the problem. This paper describes the methodology used at the static and dynamics efforts analysis in order to better understand the failure's phenomenon. At the first, the system's 3D modeling process which was started in blueprints given by ELETRONORTE is presented. Later, a kinematic analysis of wicket gates is made, in order to indentify and quantify the main static efforts active in the system. Finally the modal analysis is made for the rod/crank assembly considering two different situations according to the fixing components. The results were compared with measurements made at the plant.*

Key-words: Shear pin, hydraulic turbines, 3D modeling