

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DAS FORÇAS SUPOSTADAS PELAS LONGARINAS DAS PÁS DE UMA TURBINA KAPLAN

W. Chagas e V. R. V. Silva

Universidade Federal de São João del Rei, Departamento de Engenharia Mecânica, Praça Frei Orlando, 170, São João del Rei, MG - CEP 36307-904.

Palavras-chave : Técnica de Sistemas de Multicorpos, Turbina Kaplan, Longarina da Pá.

RESUMO

Alguns problemas da atualidade como escassez de recursos, diminuição de custos e aumento da qualidade, levam os projetistas da área de Engenharia Mecânica a buscarem, cada vez mais, ferramentas computacionais para simulação numérica de seus modelos, garantindo-lhes alta confiabilidade antes mesmo da confecção de um protótipo. Existe uma série de ferramentas computacionais disponíveis no mercado como ADAMS, DADS, IMP, DIMAC, que usam Técnica de Sistemas de Multicorpos (MBS). Essa técnica é utilizada para solução de sistemas mecânicos com vários graus de liberdade. O movimento de um MBS é descrito por equações dinâmicas de movimento. Estas equações são compostas de equações diferenciais juntamente com algumas equações algébricas

A longarina, cuja seção transversal é a variável deste estudo, é o suporte da pá da turbina, onde os esforços de flexo-torção estão concentrados, conforme exposto na Fig.1. Foi usada uma longarina feita com a aço inox UNS S41400 recozido, por apresentar grande resistência à corrosão, assim como as pás. As propriedades deste material são $\sigma_x = 90 \text{ kgf} / \text{mm}^2$ (tensão de escoamento na tração) e $\tau_{xy} = 48 \text{ kgf} / \text{mm}^2$ (tensão de cisalhamento).

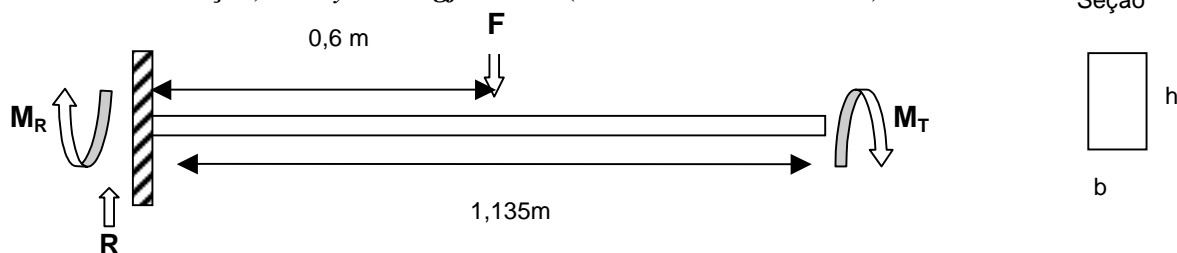


Figura 1 - Diagrama de Forças, Momentos e Reações na Longarina

A seção transversal foi calculada analiticamente, usando o diagrama do Círculo de Mohr, conforme Fig. 2a, a fim de relacionar o elemento de tensão da Fig. 2b a um único valor de resistência, obtendo-se segurança, conforme Shigley (1976).

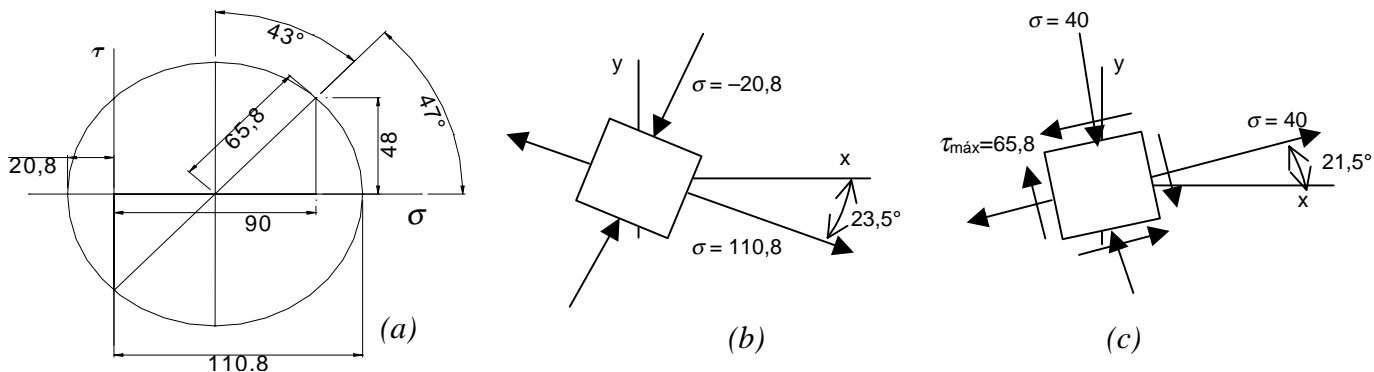


Figura 2 – (a) Diagrama do Círculo de Mohr; (b) e (c) elementos de tensão com as tensões principais

Para iniciar os cálculos, foi necessário determinar as forças atuantes na pá da hélice. De acordo com a equação de Kutta-Joukowski, existem duas forças que atuam no perfil da pá, quando este é sujeito a um fluxo de fluido: (a) força de arrasto (F_m), que está na mesma direção do fluxo; (b) força de sustentação (F_u), que é perpendicular à direção do fluido. Além das forças de perfil, ainda atua na pá as forças de pressão (F_p) no labirinto, onde p_0 é a pressão imediatamente antes do rotor e p_3 é a pressão imediatamente após. A resultante destas forças, desconsiderando o atrito, situa-se perpendicularmente à velocidade relativa média “ w_∞ ”, conforme Pfeleiderer (1979).

A Turbina Kaplan em questão foi calculada para uma vazão (Q) de 80 m³/s, trabalho específico de 90 J/kg e instalada a uma altitude de 750 m. A potência efetiva gerada pela turbina é de 6120 kW, desnível máximo de 1,12 m, coeficiente de cavitação de 0,90, rotação específica de 655 rpm o que sugere 5 pás (z). O diâmetro externo foi calculado em 4,5 m e o interno em 2,23 m para um fator de estrangulamento de 90% e velocidade meridional (c_m) na saída do rotor de 7,41 m/s. Tem-se uma variação da projeção da velocidade absoluta na direção da velocidade tangencial (Δc_u) de 5,4 m/s na estação mais interna a 2,7 m/s na mais externa. O passo entre as pás (t) é de 2,10 m em média, e, a corda das pás é de 1,75 m em média com uma envergadura (e) de 1,135 m. Dessa forma, as forças na turbina são dadas por :

$$F_u = \frac{\dot{m}}{z} \cdot (\Delta c_u) = \frac{Q \cdot \rho}{z} \cdot (\Delta c_u), \text{ (na direção tangencial)} \rightarrow F_u = 43,2 \text{ kN}$$

$$F_m = \frac{\dot{m}}{z} \cdot c_m = \frac{Q \cdot \rho}{z} \cdot c_m, \text{ (na direção de } c_m) \rightarrow F_m = 118,6 \text{ kN}$$

$$F_p = (p_3 - p_0) \cdot e \cdot t, \text{ (forças de pressão no labirinto do rotor)} \rightarrow F_p = 20 \text{ kN}$$

$$F_R = \sqrt{(43,2)^2 + (118,6)^2} + 20 \rightarrow F_R = 146,2 \text{ kN}$$

$$\text{O momento fletor (} M_F \text{) é dado por : } M_F = 146,2 \cdot 0,6 \therefore M_F = 87,72 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O momento torçor (M_T) é dado por :

$$M_T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_\infty^2 \cdot S_{pá} \cdot L_{pá} \cdot C_m = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 30,63^2 \cdot (2 \cdot 1,135) \cdot 2 \cdot 0,19 \therefore M_T = 404,6 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Do material usado, para um esforço de flexo-torção, a tensão máxima de cisalhamento que o material suportará foi calculada, usando o círculo de Mohr, como a seguir :

$$\tau_R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_T}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{90}{2}\right)^2 + 48^2} \therefore \tau_R = 65,8 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

Usando um Fator de Segurança, devido à Fadiga, (F.S. = 1,25), pode-se obter para a seção transversal da longarina, os seguintes valores :

$$\frac{\tau_R}{F.S.} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_T}{2}\right)^2 + \tau^2} \therefore \frac{\tau_R}{F.S.} = \sqrt{\left(\frac{\frac{M_f}{b \cdot h^2}}{6}\right)^2 + \left(\frac{M_T}{b \cdot h^2}\right)^2} \therefore \frac{645,3 \cdot 10^6}{1,25} = \sqrt{\left(\frac{\frac{87,72 \cdot 10^3}{b \cdot h^2}}{6}\right)^2 + \left(\frac{404,6 \cdot 10^3}{b \cdot h^2}\right)^2} \therefore$$

$$b \cdot h^2 = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3.$$

Sabendo-se que o valor de h deve ser superior ao de b para reforço estrutural. A determinação destes valores, deu-se por tentativa e erro, chegando-se ao seguinte resultado:

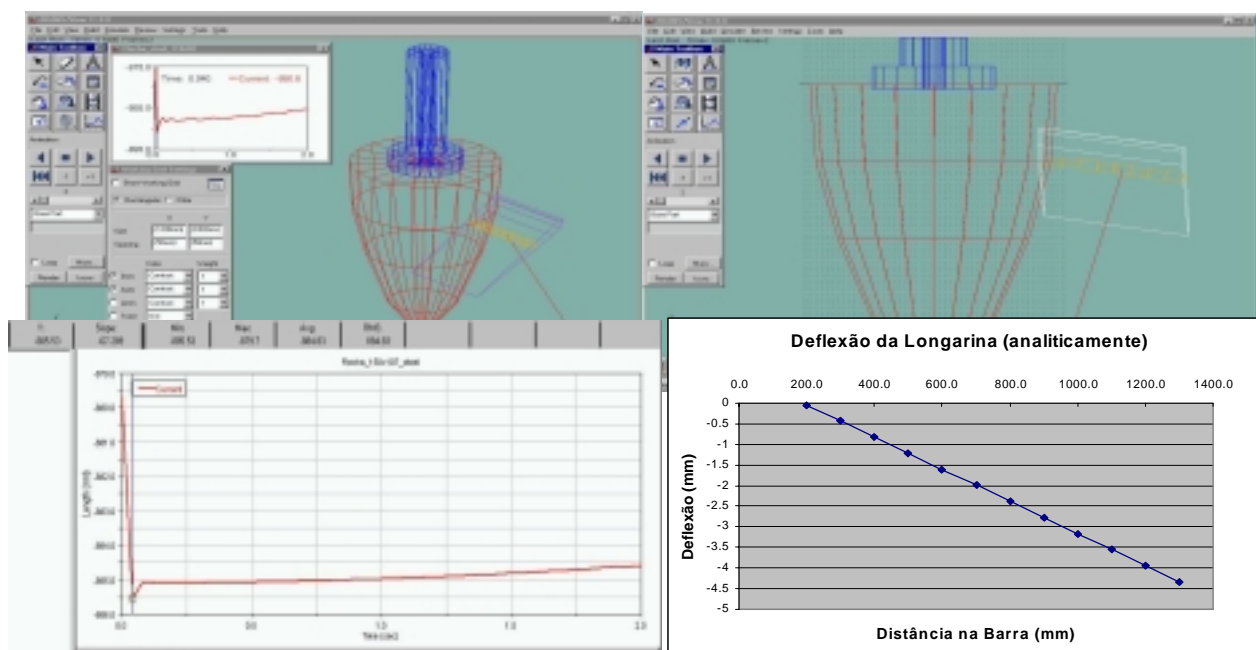
$$b = 0,107 \text{ m} \quad e \quad h = 0,150 \text{ m}$$

Após a seção calculada analiticamente, foi feita uma análise numérica, utilizando a Técnica de Multicorpos (MBS), a fim de testar a coerência dos cálculos analíticos, melhorar a eficiência do projeto e permitir a visualização do funcionamento da Turbina, antes da construção da mesma. A montagem utilizada para a simulação está representada na Fig. 3. Os sólidos foram revolucionados em torno de um eixo, a partir de uma figura geratriz. Foi inserida uma junta de revolução, associada ao *ground*, para permitir a movimentação da turbina e fixá-la no espaço. O valor para a aceleração da gravidade foi de 9,81 m/s². Para a longarina foi utilizado um elemento

discrete flexible link onde foi aplicada a força de 146,2 kN, permitindo a análise de flexão, inclusive a determinação da flecha máxima. O material usado foi aço e o sistema de unidades [mm, kg, N, s].

Figura 3 – (a) Simulação numérica (seção 150x107); (b) Simulação numérica (seção 90x40);

Após a simulação ter sido concretizada, foi gerado um gráfico da deflexão máxima no



elemento mais externo do eixo flexível, conforme Fig. 4a. A simulação mostrou que a estrutura de seção 150x107mm suportou bem as forças aplicadas, sendo a deflexão máxima na extremidade de 5,83mm, variando no eixo “y” da posição –879,70 mm para a posição –885,53 mm, mostrando-se com uma ligeira tendência a retornar ao ponto de partida. Devido ao pico de deflexão máxima, faz-se um procedimento de abertura de comportas, a fim de evitá-lo. Para o cálculo analítico desta deflexão, foi utilizada a equação $y = \frac{F \cdot (\frac{L}{2})^2}{6 \cdot E \cdot I} (L/2 - 3x)$, chegando-se a um valor de 3,59mm, conforme Fig. 4b, o que seria obtido em regime permanente de fluxo.

(a) (b)

Figura 4 - (a) Deflexão gerada pela simulação numérica; (b) Deflexão gerada analiticamente

Agradecimentos: Os autores agradecem ao CNPq pela bolsa de iniciação científica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

SILVA, V. R. V., 1999. *Análise estrutural de uma bicicleta através de simulação conjunta de técnica de sistemas de multicorpos e elementos finitos*. Tese de Doutorado. USP.

PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H. *Máquinas de Fluxo*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1979.

SHIGLEY, J. E. *Elementos de Máquinas*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984.