



SOBRE O PROBLEMA DA IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

Ricardo Corrêa Simões

Universidade Federal Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica.
Campus Santa Mônica - Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco “1M” – CEP 38.400.902 –
Uberlândia – MG
e-mail: rcsimoes@mecamica.ufu.br

Valder Steffen Jr.

Universidade Federal Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica.
Campus Santa Mônica - Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco “1M” – CEP 38.400.902 –
Uberlândia - MG
e-mail: vsteffen@mecamica.ufu.br

Resumo. *As máquinas rotativas tem larga aplicação em amplos contextos industriais. Uma quebra repentina neste tipo de equipamento provoca perdas econômicas, inconvenientes a usuários de serviços, ou até mesmo perda de vidas humanas, dependendo do equipamento em questão e da gravidade do dano. Os principais tipos de danos em eixos rotativos são os defeitos localizados e as falhas transversais (cracks). Este trabalho apresenta a formulação do comportamento dinâmico de rotores com falhas pelo método dos elementos finitos, considerando que a falha introduz modificações na energia de deformação do eixo e, conseqüentemente, na matriz de rigidez do elemento no qual se localiza a falha. Para identificar a falha em termos de sua posição, severidade e tamanho, são utilizados os algoritmos genéticos, sendo que a função de adaptação é definida como uma função multi-objetivo, construída a partir de aspectos relacionados ao comportamento dinâmico do sistema, envolvendo frequências naturais, velocidades críticas, resposta a excitações, modos próprios e deformação do rotor. Resultados de simulação computacional procuram evidenciar a eficiência da metodologia proposta.*

Palavras-chave: *Máquinas rotativas, identificação de falhas, algoritmos genético.*

1. INTRODUÇÃO

A tendência atual no projeto moderno de máquinas rotativas, particularmente as turbomáquinas, é que estas alcancem altas velocidades de operação. Os avanços na área de materiais, tais como o surgimento de novas ligas e materiais compostos, que possuem uma alta relação resistência/peso, permitem que as máquinas rotativas apresentem uma boa faixa de velocidade de operação e ainda assim sejam confiáveis. Entretanto estes materiais são susceptíveis ao aparecimento de falhas. Isto leva a uma perda das propriedades mecânicas do material, reduzindo sua resistência à fadiga e, conseqüentemente, podendo causar a quebra da máquina ou de seus componentes.

As máquinas rotativas são equipamentos utilizados em vários tipos de indústrias (petroquímica, aeronáutica, de geração de energia, etc). Uma quebra repentina em um destes equipamentos decorre em perdas econômicas, inconvenientes aos usuários de serviços, ou até perdas de vidas humanas, dependendo do equipamento em questão. Para se evitar tais problemas é desejável que se possua um

aparato que possa informar sobre a existência de falhas nas máquinas, bem como sobre a evolução destas ao longo do tempo de utilização do equipamento, monitorando-o.

A partir do início da década de 70 começa a surgir um grande número de publicações sobre rotores que apresentam eixos com falhas (cracks), principalmente falhas transversais. Vários autores propõem modelos matemáticos para representar o problema (Gasch (1976), Henry e Okah-Avae (1976) e Mayes e Davies (1976)). Nelson e Nataraj (1986) utilizam o método dos elementos finitos (M.E.F.) para trabalhar com rotores de maior complexidade de modelagem, abrindo espaço para o estudo de máquinas rotativas industriais sujeitas a falhas. Cheng e Ku (1991) simulam o comportamento dinâmico de um rotor com falhas utilizando o M.E.F., considerando que a presença da falha introduz modificações na energia de deformação do eixo e, conseqüentemente, na matriz de rigidez do elemento no qual a falha está localizada.

As falhas transversais, que são as mais pesquisadas, são caracterizadas por trincas que se localizam ao longo da seção transversal do eixo. Por se tratarem de defeitos que ocasionam um grande número de quebras em rotores, sua detecção ainda no estágio inicial é de fundamental importância para evitar a quebra. O mecanismo de abertura e fechamento do trinca devido à rotação do eixo é chamado de “breathing” (respiração). O *breathing* introduz não linearidade nas propriedades do rotor e altera a rigidez do eixo periodicamente com a rotação. A referência (4) usa séries de Fourier truncadas para representar matematicamente este fenômeno.

Neste trabalho, para a caracterização da presença das falhas, a metodologia utilizada consiste em avaliar a alteração da rigidez no eixo causada pela presença destas, e então obter as propriedades dinâmicas do rotor utilizando suas equações do movimento, considerando a influência da rigidez modificada. Como estratégia de identificação de falhas são utilizados algoritmos genéticos. Os algoritmos genéticos (G.As.) são algoritmos de busca baseados nos princípios da seleção natural e da genética. A função de adaptação é escrita com base em aspectos do comportamento dinâmico do sistema, sensíveis a modificação em decorrência da existência da falha.

2. MODELO MATEMÁTICO.

O modelo de rotor aqui adotado é constituído por um eixo de comprimento l , engastado em sua extremidade esquerda e livre na extremidade direita, contendo um disco acoplado em sua extremidade livre, conforme mostrado na Fig. (1). O sistema gira com uma velocidade angular Ω . Dois sistemas de coordenadas são utilizados para descrever o movimento do rotor, o sistema fixo XYZ e o sistema móvel xyz. Os eixos Y e y são colineares e coincidentes com a linha de centro do eixo não deformado.

Negligenciando os pequenos deslocamentos axiais que possam ocorrer, uma seção transversal do eixo localizada numa posição y genérica tem seus movimentos descritos pelas translações $u(y,t)$ e $w(y,t)$ nas direções X e Z, respectivamente, e pelas rotações $\theta(y,t)$ e $\psi(y,t)$ em torno dos eixos X e Z, respectivamente.

Para o modelo de elementos finitos proposto, cada elemento possui 2 nós e cada nó tem 4 graus de liberdade, sendo 2 translações (u,w) e 2 rotações (θ,ψ), conforme mostrado na Fig. (2).

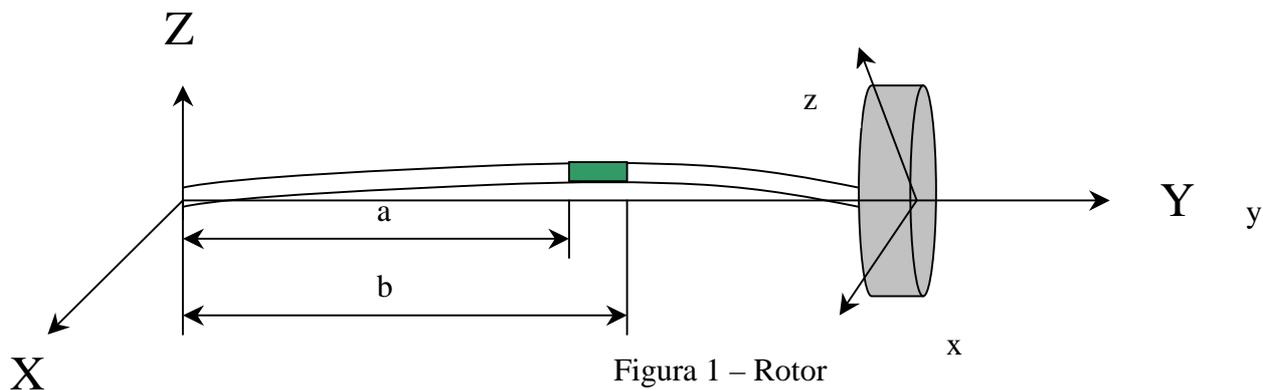


Figura 1 – Rotor

Utilizando a formulação padrão de elementos finitos, o vetor de deslocamento para um elemento é definido como:

$$\delta = [u_1, w_1, \theta_1, \psi_1, u_2, w_2, \theta_2, \psi_2]^T \quad (1)$$

que incluem os deslocamentos δu e δw correspondente aos movimentos nas direções X e Z, que são dados por:

$$\delta u = [u_1, \psi_1, u_2, \psi_2]^T \quad (2)$$

$$\delta w = [w_1, \theta_1, w_2, \theta_2]^T \quad (3)$$

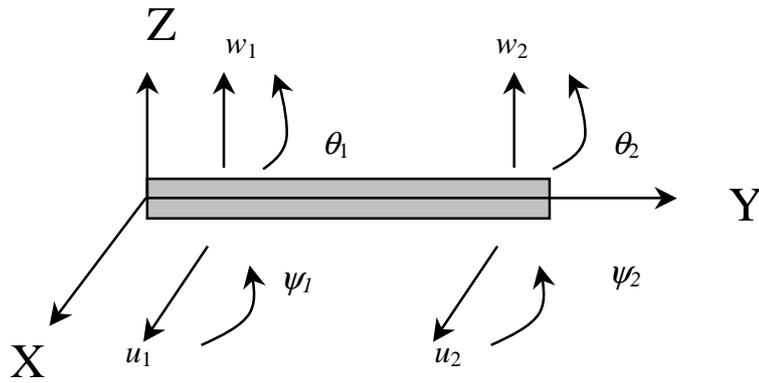


Figura 2 – Graus de liberdade do modelo F.E.M.

Os deslocamentos u e w podem ser então aproximados por:

$$u = N_1(y)\delta u \quad (4)$$

$$w = N_2(y)\delta w \quad (5)$$

onde N_1 e N_2 são funções de forma cúbica dadas por:

$$N_1 = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y + \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (6)$$

$$N_2 = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (7)$$

Já as rotações são dadas por:

$$\dot{u} = -\frac{\partial u}{\partial y} = \psi \quad (8)$$

$$\dot{w} = \frac{\partial w}{\partial y} = \theta \quad (9)$$

2.1. Energia de Deformação de um Elemento de Eixo.

A energia de deformação do um elemento de eixo de comprimento L , é dada pela seguinte expressão:

$$U = \frac{E \cdot I}{2} \int_0^L \{(\ddot{u})^2 + (\ddot{w})^2\} dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \{(\dot{u})^2 + (\dot{w})^2\} dy \quad (10)$$

Desprezando-se os esforços axiais ($F_0 = 0$), a equação acima é simplificada.

$$U = \frac{E \cdot I}{2} \int_0^L \{(\ddot{u})^2 + (\ddot{w})^2\} dy \quad (11)$$

Substituindo-se as derivadas das Eqs. (4) e (5) na Eq. (11), tem-se:

$$U = \frac{E \cdot I}{2} \int_0^L \left[\delta u^T \frac{d^2 N_1^T}{d^2 y} \frac{d^2 N_1}{d^2 y} \delta u + \delta w^T \frac{d^2 N_1^T}{d^2 y} \frac{d^2 N_1}{d^2 y} \delta w \right] dy \quad (12)$$

Integrando-se a equação acima tem-se:

$$U = \frac{1}{2} \delta u^T K_1 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^T K_2 \delta w \quad (13)$$

onde K_1 e K_2 são matrizes de dimensão 4×4 .

Aplicando a equação de Lagrange na Eq. (13) resulta:

$$\frac{\partial U}{\partial \delta} = K_c \delta \quad (14)$$

onde K_c é matriz de rigidez clássica, dada por:

$$K_c = \frac{EI}{(1+a)L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 \\ -12 & 0 & -0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

onde I representa o momento de inércia de área da seção transversal, E representa o modulo de Young do material do eixo e:

$$a = \frac{12EI}{GKAL^2} \quad (16)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (17)$$

onde $KA \cong S$ é a área reduzida da seção transversal do elemento e G é módulo transversal de elasticidade do material do eixo. Estas equações levam em conta o cisalhamento da seção transversal do eixo, tratando-se portanto de uma viga de Timoshenko.

2.2. Energia de Deformação de um Elemento de Eixo Contendo Falha.

Supõe-se a existência de uma região com falha localizada no intervalo $[a,b]$, Fig. (1). Sendo que o dano é considerado uniforme por unidade de comprimento. Então a energia de deformação, U_d , da região danificada, pode ser escrita como:

$$U_d = \frac{E \cdot K_b}{2} \int_a^b \{(\ddot{u})^2 + (\ddot{w})^2\} dy \quad (18)$$

A constante K_b tem significado físico semelhante ao momento de inércia I e mede a deterioração das propriedades do material do eixo dentro da região do dano. Esta equação reflete a capacidade de armazenamento de energia de deformação nesta região. Desenvolvendo a Eq. (18) e utilizando-se a mesma metodologia aplicada anteriormente, obtém-se a matriz de rigidez de um elemento de eixo com falha, dada por:

$$K_{cd} = \frac{EK_b}{(1+a_d)L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a_d)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a_d)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a_d)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a_d)L^2 \\ -12 & 0 & -0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a_d)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a_d)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a_d)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a_d)L^2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

onde,

$$a_d = \frac{12EK_b}{GK_s L^2} \quad (20)$$

onde K_s é a área reduzida da seção transversal danificada.

2.3. Energia Cinética de um Elemento de Eixo.

A energia cinética de um elemento de eixo é dada por:

$$T = \frac{\rho I}{2} \int_0^L \{(\dot{\theta})^2 + (\dot{\psi})^2\} dy + \frac{\rho S}{2} \int_0^L \{(\dot{u})^2 + (\dot{w})^2\} dy - 2\rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy + \rho I L \Omega^2 \quad (21)$$

Substituindo-se as derivadas das Eqs. (4), (5), (8) e (9) na Eq. (21) e depois efetuando-se a integração, a equação de Lagrange é expressa da seguinte forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = (M + M_s) \ddot{\delta} + C \dot{\delta} \quad (22)$$

onde M , M_s e C são respectivamente a matriz de massa clássica, a matriz de inércia rotativa e a matriz giroscópica, e podem ser encontradas em Lalanne & Ferraris (1997).

2.4 Energia Cinética do Elemento de Disco.

A energia cinética de um elemento de disco é dada por:

$$T_D = \frac{1}{2} m_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + I_{Dy} \Omega \dot{\psi} \theta + \frac{1}{2} I_{Dy} \Omega^2 \quad (23)$$

onde m_D é massa do disco e I_{Dx} e I_{Dy} são os momentos de inércia de massa em torno dos eixos x e y respectivamente. O último termo do segundo membro da equação acima é uma constante, que representa a energia de rotação do disco se todos os outros deslocamentos forem nulos. O terceiro termo do segundo membro da equação representa o efeito giroscópico.

Aplicando-se a equação de Lagrange na Eq. (23), obtém-se as matrizes de massa (M_D) e giroscópica do disco (G_D).

$$M_D = \begin{bmatrix} M_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Dy} \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$G_D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Dy} \\ 0 & 0 & -I_{Dy} & 0 \end{bmatrix} \quad (25)$$

3. INFLUÊNCIA DA FALHA NO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA.

Para estudar a influência da falha no comportamento dinâmico do sistema analisou-se o efeito da presença da falha sobre as velocidades de precessão (precessão direta, “*forward whirl*” e precessão inversa, “*backward whirl*”), as velocidades críticas, os modos de vibração e a resposta ao desbalanceamento. A influência de quatro parâmetros que caracterizam o dano foram analisados : a localização do dano ao longo do eixo (p , número do elemento em que se encontra a falha, contando o primeiro elemento a partir da esquerda. O modelo de eixo aqui adotado possui 10 elementos), a severidade do dano ($\xi_b = K_b/I$ e $\xi_s = K_s/S_r$) e o comprimento do elemento danificado (L_d). As figuras 3 e 4 mostram as alterações nas velocidades de precessão e modo de vibração, em função de alguns dos parâmetros analisados. A tabela (1) mostra a influência dos parâmetros sobre a primeira velocidade crítica do rotor.

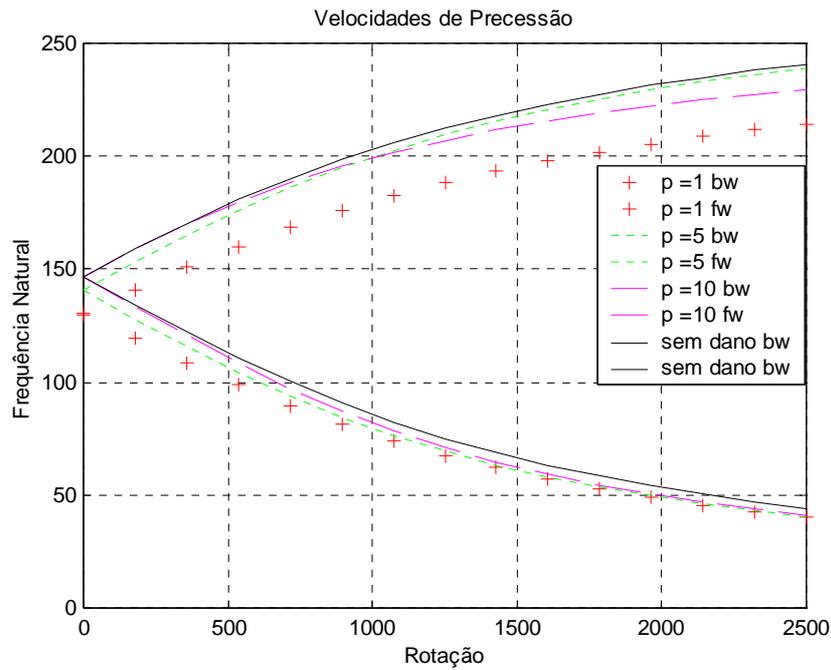


Figura 3 - Velocidades de precessão do rotor, $\xi_b = 0.5$, $\xi_s = 0.5$, $L_d = 0.05m$.

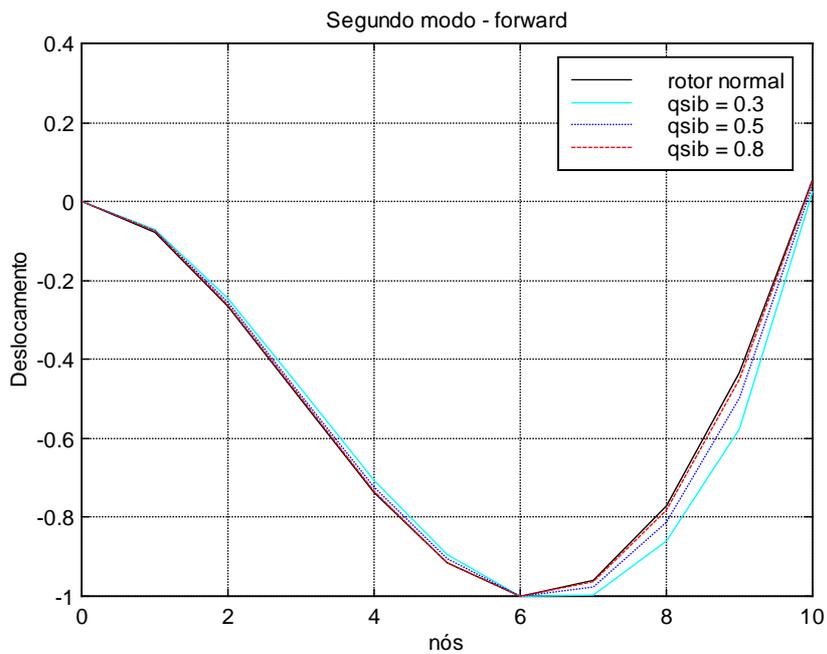


Figura 4 – Segundo Modo de vibração, $p=10$, $L_d = 0.05m$.

Tabela 1. Velocidades críticas para um rotor com elemento de dano com comprimento 5 cm, comparadas com um rotor sem dano ($\xi_b = 1$ $\xi_s = 1$).

Velocidades Críticas (rad/s)			
Nível do dano (ξ_b, ξ_s)	Posição do dano		
	p=1	p=5	p=10
0.3	121.04	144.11	157.37
0.5	138.28	151.32	157.44
0.8	151.95	155.87	157.47
1	157.48		

4. IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS.

4.1. Caracterização de Falhas.

Conforme comentado anteriormente a falha é caracterizada por sua localização ao longo eixo, por sua severidade (fração da seção transversal que está comprometida pela presença da falha, ou seja, tem seu momento de inércia reduzido) e pelo comprimento deste elemento.

4.2. Algoritmos Genéticos.

Os algoritmos clássicos de otimização são geralmente limitados a espaços de projeto convexos e não funcionam bem para funções que se apresentam descontínuas, multi-modais e não diferenciáveis. Técnicas de busca pseudo-aleatória tem sido usadas como alternativa neste caso.

Michalewicz (1994) afirma que os algoritmos genéticos são utilizados para resolver problemas “difíceis”, com funções objetivo que não possuem propriedades como continuidade, diferenciabilidade e não satisfazem as condições de Lipschitz. Estes algoritmos trabalham com populações de soluções e utilizam o princípio Darwiniano da sobrevivência dos indivíduos mais aptos da população como estratégia de busca pelo melhor ótimo.

Os indivíduos considerados “mais aptos” dentro da população têm maior possibilidade de serem preservados nas gerações seguintes, participando da operação de cruzamento. A operação de mutação é de baixa probabilidade de ocorrência, sendo efetuado com o objetivo de preservar a diversidade da população. Assim o algoritmo genético básico contempla 3 operadores: reprodução, cruzamento e mutação.

4.3. Estratégia de Identificação.

A metodologia de identificação de falha implementada neste trabalho consiste do seguinte:

- obter um modelo matemático-computacional do rotor flexível.
- determinar o comportamento dinâmico do sistema.
- obter uma função objetivo capaz de caracterizar o comportamento dinâmico do sistema, envolvendo frequências naturais, velocidades críticas, respostas ao desbalanceamento e modos próprios.
- usar algoritmos genéticos para testar diferentes tipos de falhas/posição, minimizando um erro entre a configuração “medida” e a configuração “simulada com falha”, até se obter a convergência.

Nesta fase do trabalho as “propriedades dinâmicas medidas” ainda são calculadas através de simulação computacional, a partir de um modelo de elementos finitos, conhecendo-se “a priori” a configuração a ser identificada. O funcional utilizado é expresso pelo funcional abaixo.

$$Func = w_q \cdot \sum_{i=1}^{15} (W_s - W_m)^2 + w_r \cdot \sum_{i=1}^2 (Vc_s - Vc_m)^2 + w_s \cdot \sum_{i=1}^{11} (S_s - S_m)^2 + w_t \cdot \sum_{i=1}^{11} (d_s - d_m)^2 \quad (26)$$

onde W_s , Vc_s , S_s e d_s são as velocidades de precessão, velocidades críticas, modos de vibração e respostas as desbalanceamento simuladas, respectivamente. W_m , Vc_m , S_m e d_m representam as mesmas propriedades medidas e w_q , w_r , w_s e w_t são coeficientes de ponderação. Procurou-se nesta etapa usar alguns princípios de otimização hierárquica, conforme apresentados em Müller-Slany (1993).

4.4. Simulação Computacional.

Para verificar a eficácia da metodologia proposta realizou-se algumas simulações computacionais. O programa de algoritmo genéticos utilizado na identificação dos parâmetros foi o GAOTV5 (The genetic Algorithm optimization Toolbox for matlab 5), programa desenvolvido na Universidade do Estado da Carolina do Norte – EUA. O GAOTV5 opera no MATLAB 5 . A tabela 2 mostra o resultado das simulações realizadas.

Tabela 2 – Resultados de identificação.

Número da Simulação	Parâmetros Reais				Parâmetros Identificados				Valor da Função Objetivo	Tempo de execução da simulação
	ξ_b	ξ_s	r	L	ξ_b	ξ_s	r	L		
1	0.8	0.8	5	0.05	0.788	0.751	5	0.046	0.0036	2h : 39min
2	0.8	0.8	9	0.05	0.787	0.286	9	0.056	0.049	2h : 30min
3	0.8	0.8	10	0.02	0.825	0.423	10	0.022	0.0034	2h : 36min
4	0.5	0.5	10	0.02	0.522	0.516	10	0.022	0.0072	2h : 35min
5	0.8	0.8	5	0.02	0.882	0.221	5	0.037	0.047	2h : 20min
6	0.8	0.8	1	0.02	0.809	0.550	1	0.020	0.0022	2h : 34 min

Cada simulação foi feita com 20 gerações, cada geração contendo 500 indivíduos. A figura (5) mostra a evolução da função de adaptação ao longo das gerações.

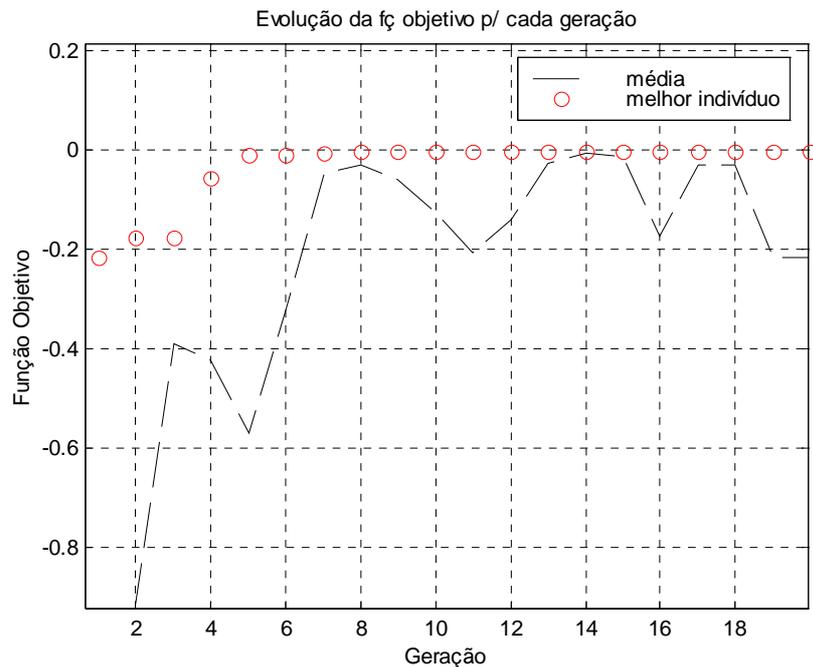


Fig. (4) – Evolução da função de adaptação.

5. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS.

Os algoritmos genéticos mostraram-se um instrumento potencialmente eficiente na identificação de falhas em máquinas rotativas. Os parâmetros identificados apresentam uma boa estimativa dos parâmetros reais. A identificação da variável ξ_s não foi muito precisa, devido a fato de que esta variável tem pouca influência nas propriedades de um rotor. Futuramente o método será utilizado para identificar falhas em rotores, que terão sua propriedades dinâmicas medidas experimentalmente, tendo em vista situações práticas reais encontradas na indústria.

6. AGRADECIMENTOS.

Capes, Femec-UFU.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- Cheng, L. M., and Ku, D. M., 1991, "Whirl Speeds and Unbalance Response of a Shaft-Disk System with Flaws," the International Journal of Analytical And Experimental Modal Analysis, Vol 6, No 4, pp. 279-289.
- Gasch, R., 1976, "Dynamic Behaviour of a Simple Rotor with a Cross-Sectional Crack," Institution of Mechanical Engineers Conference Publication, Vibration in Rotating Machinery, Paper No. C178/76, pp. 123-128.
- Henry, T. A., and Okah-Avae, B. E., 1976, "Vibration in Cracked Shafts," Institution of Mechanical Engineers Conference Publication, Vibration in Rotating Machinery, Paper No. C178/76, pp. 15-19.
- Lalanne, M., and Ferraris, G., 1997, "Rotordynamics Prediction in Engineering," 2nd Edition, John Wiley and Sons, New York.
- Mayes, I. W., and Davies, W. G. R., 1976, "The Vibration Behaviour of a Rotating shaft System Containing a Transverse Crack," Institution of Mechanical Engineers Conference Publication, Vibration in Rotating Machinery, Paper No. C178/76, pp. 53-64.
- Michalewicz, Z. 1996. "Genetic Algorithms + Data Structures = Evolutions Programs;" Third Edition, AI Series. Springer-Verlag, New York.
- Müller-Slany, H. H., 1993, "Proceedings of the 14th Meeting of the German Working Group "Mehrkriterielle Entscheidung" ", Verlag Peter Lang, pp. 70-79.
- Nelson, H. D., and Nataraj, C., 1986, "The Dynamics of a Rotor System with a Cracked Shaft," ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol 108, pp. 189-196.

ABOUT THE PROBLEM OF FAULT IDENTIFICATION IN ROTATING MACHINERY

Abstract. *Rotating machinery has a large range of application in wide industrial contexts. A sudden fail in rotating machinery causes economic losses, inconvenience to service users, even loss of human lives, depending on the type equipment and damage gravity. The most common types of damage in rotating shafts are the localised faults and the transverse cracks. This paper presents the formulation of the dynamic behaviour of rotors with damage, using the finite element method, regarding that the damage introduces changes in the shaft deformation energy and, hence, changes in stiffness matrix at the element in which damage is located. To identify damage in terms of position, severity and length, genetic algorithms are used. The fitness function is defined as a multiple objective function, which is built by taking into account several aspects related to the dynamic behaviour of system, including eigen-frequencies, critical speeds, excitation responses, eigen-modes and deformation of the rotor. The results of computational simulation aims at showing the efficacy of the methodology presented.*

Key-Words: *Rotating Machinery, fault identification, genetic algorithms.*