

## **OTIMIZAÇÃO APLICADA À IDENTIFICAÇÃO DO DESBALANCEAMENTO EM SISTEMAS ROTATIVOS**

**Bavastri, Carlos Alberto, bavastri@ufpr.br<sup>1</sup>**  
**Doubrawa Filho, Francisco José, francisco@weg.net<sup>2</sup>**  
**Kokot, Aleksander, alekokote@yahoo.com.br<sup>3</sup>**  
**Bronkhorst, Klaas Bastiaan, klaasbr@yahoo.com.br<sup>3</sup>**  
**Silverio, Rodrigo Bubniak, bubniak@sulbbs.com.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal do Paraná, Bloco IV do Setor de Tecnologia, Centro Politécnico da UFPR, Bairro Jardim das Américas, Caixa postal 19011, 81531-980 - Curitiba, PR

<sup>2</sup>WEG Equipamentos Elétricos S.A, Av. Prefeito Waldemar Grubba, 3300, 89256-900 - Jaraguá do Sul, SC

<sup>3</sup>Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Av. Sete de Setembro, 3165 - Rebouças CEP 80230-901 - Curitiba, PR

***Resumo:** Sistemas rotativos estão sujeitos a vibrações devidas principalmente à impossibilidade de se eliminar por completo o desbalanceamento residual. As técnicas convencionais de balanceamento dinâmico com massa de teste são bem conhecidas e eficazes no controle da resposta, porém, dependendo das condições do sistema, podem demandar vários ciclos de partida e parada até que se obtenha um nível aceitável de vibração. A técnica proposta utiliza um modelo dinâmico do sistema rotativo com amortecimento não proporcional e consideração do efeito giroscópico. O modelo é levado ao domínio da frequência, onde um sistema de equações é montado em um sub-espaço modal de estado e cuja solução é a resposta temporal a uma excitação do tipo desbalanceamento. Com pelo menos uma resposta conhecida é aplicada uma técnica de otimização não linear evolucionária que identifica o desbalanceamento. Obtém-se assim, a quantidade e posição de uma ou mais massas dispostas em planos pré-determinados de tal forma que a resposta do sistema seja complementar à conhecida. A função objetivo do algoritmo de otimização é definida como a norma euclidiana de um vetor de erro composto pela diferença entre a resposta conhecida e a simulada numericamente. Através da metodologia proposta é possível verificar se a posição dos planos de correção é apropriada e se a quantidade de massa é razoável, minimizando assim, o número de "trial runs" necessários para que o sistema apresente uma resposta aceitável. Em geral apenas um por rotação torna-se necessário, o que pode reduzir drasticamente o tempo de balanceamento e melhorar o fluxo da cadeia de produção se o balanceamento fizer parte do processo. Um exemplo numérico real e a comparação de respostas do sistema desbalanceado e com a correção proposta pelo algoritmo genético são apresentados.*

**Palavras-chave:** balanceamento; eixos flexíveis; dinâmica de rotores; otimização; algoritmo genético.

### **1. INTRODUÇÃO**

O balanceamento em sistemas rotativos segundo Bently et al (2002), é um procedimento relativamente simples. Adiciona-se ou se remove massa em locais predeterminados, denominados planos de balanceamento onde são compensadas as forças centrífugas geradas pela distribuição não uniforme da massa em torno da linha de centro geométrico do rotor. Para um balanceamento em dois planos, são necessárias no mínimo, três paradas e três partidas, enquanto que, com o sistema em movimento, são realizadas as medições da resposta nos planos. Este procedimento é denominado "test run" ou "trial run". As respostas do sistema rotativo em regime podem ser obtidas através de sensores de vibração e de fase apropriados à grandeza desejada, aceleração, velocidade ou deslocamento. Os sensores são geralmente fixados próximos aos mancais, evita-se assim a atenuação da resposta.

Em alguns casos os apoios rígidos e a rotação de trabalho dos equipamentos de balanceamento não representam a condição de operação da máquina e o modo de vibrar do rotor na rotação nominal que deve ser levado em consideração.

No caso de sistemas flexíveis, que operam acima da primeira rotação crítica, o processo de balanceamento convencional torna-se mais complexo e dispendioso em termos de tempo.

Assim como apresentado por Xu et al (2000) a comparação de respostas obtidas experimental e numericamente pode ser realizado.

O modelo do sistema rotativo pode ser aproximado através do método dos elementos finitos como apresentado em Lalanne (2001). Este modelo em forma de equação do movimento é expresso através das matrizes de massa, rigidez e amortecimento e leva em conta também o efeito giroscópico. O amortecimento é considerado através de um modelo não

proporcional apenas nos mancais. Os valores são inseridos diretamente na matriz de amortecimento global nas posições respectivas aos nós em que estão posicionados. Em certos sistemas como aqueles com mancais de deslizamento, a matriz de amortecimento não é simétrica e a solução do problema de autovalores apresenta uma matriz adjunta extra de autovetores (Ewins, 2000). Estas matrizes de parâmetros modais aqui representadas pelos autovetores à direita e à esquerda  $\Theta$ ,  $\Psi$  e a matriz espectral  $\Lambda$ , são obtidas a partir do programa “RotorDin”, dedicado à dinâmica de rotores e desenvolvido na Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR.

Através dos parâmetros modais do sistema se obtém o valor da resposta para uma excitação síncrona em 1 x rpm (desbalanceamento). Para melhorar o desempenho numérico, os parâmetros modais são truncados segundo Espíndola e Bavastri (1997), para um número de modos que represente o sistema com boa precisão na faixa de frequência requerida.

Com uma ou mais respostas conhecidas, obtém-se uma ou mais massas dispostas apropriadamente nos planos de balanceamento de tal forma que a resposta do sistema a estas massas seja totalmente complementar à resposta conhecida. Neste caso, as respostas se anulam e o sistema estará numericamente balanceado. Dependendo da aplicação a quantidade de planos de balanceamento, os níveis de vibração aceitáveis e vários outros procedimentos de balanceamento são determinados por normas (por exemplo, American Petroleum Institute, API 541)

A metodologia de obtenção das massas de balanceamento utiliza um algoritmo evolucionário, genético, que ajusta sistematicamente a quantidade e a posição da massa em cada plano. A função objetivo é estabelecida pela norma quadrática do erro entre a resposta conhecida e a simulada.

Segundo Mardle et al (1999), o algoritmo genético “representa uma classe de técnicas de otimização evolutiva, utilizada em modelos não lineares complexos com vários mínimos locais. Devido à sua natureza probabilística, a solução encontrada pode não representar o mínimo ou máximo global exato, mas em geral está muito próximo”. Técnicas de otimização determinísticas não são recomendadas quando a função objetivo apresenta mínimos locais.

Outras técnicas heurísticas também podem ser aplicadas, como demonstrado em Lepore et al (2002) e Xu et al (2000).

## 2. EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

A equação do deslocamento em termos de coordenadas generalizadas  $q = [u \ w \ \phi \ \gamma]^T$  com translações  $u$ ,  $w$  e rotações  $\phi$  e  $\gamma$ , de um sistema rotativo de “n” graus de liberdade é dada pela expressão.

$$M \ddot{q}(t) + (C + G(\Omega_{rpm})) \dot{q}(t) + K q(t) = f(t). \quad (1)$$

A matriz consistente de massa é representada pela letra  $M$ ,  $C$  é a matriz de amortecimento,  $K$  a matriz de rigidez e  $G(\Omega_{rpm})$  a matriz giroscópica, dependente da rotação  $\Omega_{rpm}$ . Em Ewins (2000), verifica-se que quando a matriz de amortecimento  $C$  é obtida de um modelo não proporcional (isto é,  $C \neq a M + b K$ ) o equacionamento do problema de autovalores conduz a um sistema de “2n” equações que precisa ser resolvido em um espaço “2n” dimensional, denominado de espaço de estado e definido por

$$y(t) = \begin{Bmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

A Equação (1) pode ser re-escrita no domínio da frequência fazendo uso da Eq.(2)

$$(i\Omega [C + G(\Omega_{rpm})] M + [K \ 0]) Y(\Omega) = F(\Omega). \quad (3)$$

Definindo-se a equação auxiliar

$$(i\Omega [M \ 0] + [0 \ -M]) Y(\Omega) = 0. \quad (4)$$

Combinando a Eq.(3) e Eq.(4) obtém-se

$$\left( i\Omega \begin{bmatrix} (C + G(\Omega_{rpm})) & M \\ M & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \right) Y(\Omega) = \begin{Bmatrix} F(\Omega) \\ 0 \end{Bmatrix} = N(\Omega). \quad (5)$$

De forma simplificada a Eq.(5) fica

$$(i\Omega A(\Omega_{rpm}) + B) Y(\Omega) = N(\Omega). \quad (6)$$

Assumindo que o sistema se encontra em regime permanente em uma rotação  $\Omega_{rpm}$ , a Eq.(6) é resolvida como um problema de autovalores generalizado do tipo

$$B\theta = \lambda A\theta, \quad (7)$$

como a matriz giroscópica  $G(\Omega_{rpm})$  é antissimétrica, o problema adjunto também deve ser definido

$$B^T \psi = \lambda A^T \psi. \quad (8)$$

Demonstra-se conforme Espíndola e Bavastri (1997), que as matrizes de autovetores  $\theta$  e  $\psi$  formam uma base ortogonal e podem ser utilizadas para diagonalizar as matrizes no espaço de estado de forma que

$$\begin{bmatrix} \backslash & & \\ & a_j & \\ & & \backslash \end{bmatrix} = \psi^T A \theta. \quad (9)$$

Dividindo cada  $j$ -ésima coluna de  $\theta$  e  $\psi$  por  $\sqrt{a_{jj}}$ , obtém-se as matrizes de autovetores ortonormalizados  $\Theta$  e  $\Psi$ . Desta forma

$$\Psi^T A \Theta = \begin{bmatrix} \backslash & & \\ & 1 & \\ & & \backslash \end{bmatrix} = I, \quad (10)$$

e

$$\Psi^T B \Theta = \begin{bmatrix} \backslash & & \\ & \lambda & \\ & & \backslash \end{bmatrix} = \Lambda \quad (11)$$

Esta solução permite obter as frequências naturais do sistema  $\Omega_j$ , para cada rotação  $\Omega_{rpm}$ , em que o sistema rotativo opera. As frequências  $\lambda_j$  são complexas, dadas em pares conjugados de tal forma que

$$\Omega_j^2 = \lambda_j \lambda_j^*. \quad (12)$$

\* = complexo conjugado.

### 3. RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO

A expressão para resposta do sistema a uma excitação síncrona do tipo desbalanceamento  $1 \times \Omega_{rpm}$ , que implica que  $\Omega_{rpm} = \Omega$ , será obtida fazendo uso da transformação de variáveis

$$Y(\Omega) = \Theta P(\Omega), \quad (13)$$

aplicada na Eq.(6) e pré-multiplicando por  $\Psi^T$ , obtém-se no espaço de estado

$$i\Omega [\Psi^T A \Theta + \Psi^T B \Theta] P(\Omega) = \Psi^T N(\Omega), \quad (14)$$

substituindo a Eq.(10) e a Eq.(11) na Eq.(13)

$$P(\Omega) = [i\Omega(I + \Lambda)]^{-1} \Psi^T N(\Omega). \quad (15)$$

Da transformação da Eq.(13), a Eq.(15) fica

$$Y(\Omega) = \Theta [i\Omega(I + \Lambda)]^{-1} \Psi^T N(\Omega). \quad (16)$$

A matriz de receptância no espaço de estado, que define a relação entre excitação e resposta, é definida como

$$H(\Omega) = \Theta [i\Omega(I + \Lambda)]^{-1} \Psi^T \quad (17)$$

A inversão da matriz  $[i\Omega(I + \Lambda)]$  é simples já que tanto a matriz identidade  $I$  como a espectral  $\Lambda$  são diagonais. A resposta ao desbalanceamento será obtida aplicando no vetor de força  $N(\Omega)$ , uma excitação proporcional ao quadrado da rotação, como em Lalanne, (2001)

$$N(\Omega) = \begin{Bmatrix} \dots \\ u \\ w \\ \theta \\ \psi \\ \dots \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \dots \\ i(m_u r)\Omega^2 \\ -(m_u r)\Omega^2 \\ 0 \\ 0 \\ \dots \end{Bmatrix} \quad (18)$$

#### 4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Na simulação numérica serão mostrados os passos a seguir para aplicar a metodologia de balanceamento proposta. Esta metodologia consiste em identificar a excitação de desbalanceamento, conhecendo o modelo dinâmico do rotor e respostas do mesmo. No presente trabalho estas respostas foram geradas através de uma simulação numérica e não medidas em campo como se prevê no futuro.

A simulação é realizada no ambiente SCILAB® com o “toolbox” para algoritmo genético GA-1.0 de Collete et al (2002). Normalmente a otimização é utilizada para a maximização de funções, o que requer a troca de sinal da função objetivo no caso da minimização proposta. Dependendo do valor numérico, a função dB pode ser uma opção viável, como neste caso.

Os parâmetros modais, matrizes  $\Theta$ ,  $\Psi$  e  $\Lambda$ , que representam o rotor, foram exportados do aplicativo RotorDin, para o sistema da Fig. 1. e truncados para os vinte primeiros modos.

##### 4.1. Geometria

O sistema rotativo da Fig.1 é composto por um eixo cilíndrico de aço de 1 m de comprimento e 25 mm de diâmetro. Um disco de alumínio de 300 mm de diâmetro está situado a 700 mm da extremidade. O sistema é suportado por dois mancais de rolamento com rigidez de  $10^8$  N/m, conforme Erich (2004), sem amortecimento, situados a 100 e 900 mm.

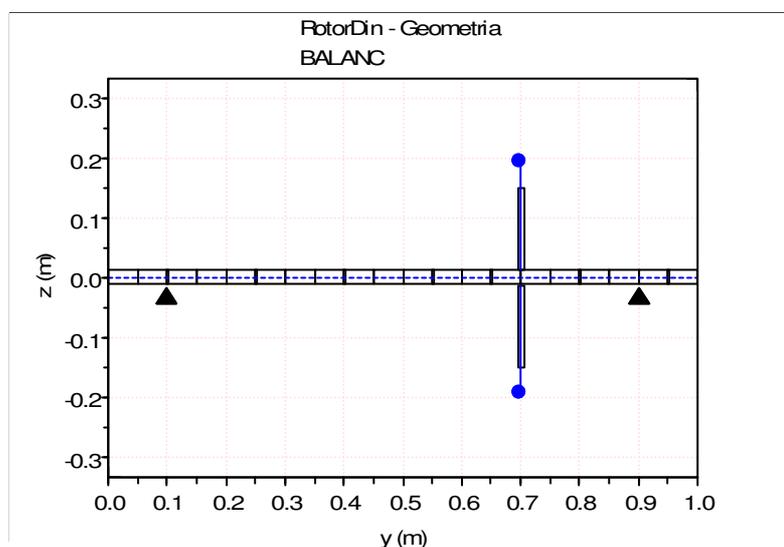


Figura 1. Geometria utilizada na simulação numérica.

Os dois planos de balanceamento arbitrariamente selecionados, estão situados a 150 e 850 mm. As respostas simuladas  $y_m$ , foram obtidas para as direções horizontal e vertical, à semelhança do que ocorre na prática.

#### 4.2. Função Objetivo

A técnica de otimização não linear proposta, emprega uma função objetivo do tipo

$$f\{x\}_{n \times 1} : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}. \quad (19)$$

A função objetivo adotada é a norma quadrática ou Euclidiana do vetor  $\{r\}$  de erro entre as “n” respostas medidas experimentalmente  $y_{m_i}$  e o complemento das “n” respostas  $y_{r_i}$  obtidas numericamente com as massas nos planos de balanceamento, utilizando a Eq.(16).

$$r = \{\bar{y}_{r_i} - y_{m_i}\}, i = 1, \dots, n. \quad (20)$$

Como a resposta é complexa, a função é definida como

$$fobj = \sqrt{r(r^*)^T}. \quad (21)$$

O vetor projeto  $\{x\}$  é composto pelos desbalanceamentos  $md_i$  (kgm) e as posições angulares  $\phi_i$  dos n planos de balanceamento

$$\{x\} = [md_1, \phi_1, \dots, md_n, \phi_n]^T. \quad (22)$$

Inúmeras combinações de desbalanceamento podem apresentar uma mesma resposta. A convergência do algoritmo é tanto mais eficiente quanto mais respostas do sistema estiverem disponíveis.

A resposta  $y_r$  é complexa e sua complementar  $\bar{y}_r$  é obtida simplesmente com a troca o sinal, o que significa em termos de balanceamento, uma fase de 180 graus.

Adicionalmente uma restrição do tipo  $md \geq 0$  foi imposta para o desbalanceamento. Esta função inversa de barreira foi implementada para garantir que o desbalanceamento se mantenha positivo, com sentido físico. Da mesma forma a posição angular é restringida na faixa de  $0 - 2\pi$ .

A Figura 2 apresenta a resposta ao desbalanceamento do sistema, na direção horizontal (x), com o desbalanceamento inicial de 200 gmm aplicado ao disco, e medida em (y) 200 e 800 mm. Percebe-se uma rotação crítica em torno de 3720 rpm (62 Hz).

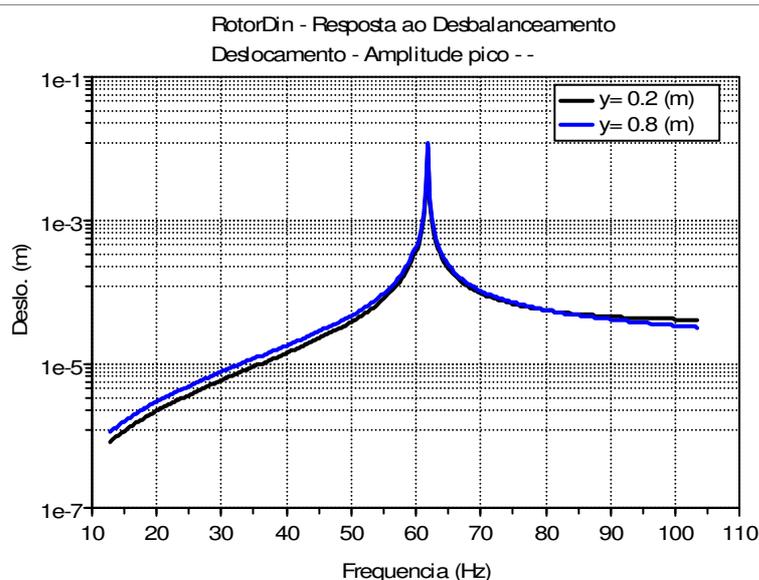


Figura 2. Resposta ao desbalanceamento.

#### 4.3. Algoritmo Genético

As variáveis do vetor projeto para o algoritmo genético são a quantidade de desbalanceamento (gmm) e sua posição angular (fase) aplicados nos planos de balanceamento. Os limites inferiores e superiores de massa vão depender do sistema, já a fase vai variar de 0 a  $2\pi$  radianos. Em geral, nos problemas de otimização, precisa-se trabalhar com variáveis de projeto da mesma ordem de grandeza para melhorar a convergência. No presente trabalho, um multiplicador é escolhido para que o desbalanceamento esteja na ordem da unidade. A utilização de um número maior de respostas conhecidas também auxilia na velocidade de convergência do algoritmo. O número mínimo aproximado de indivíduos “n” necessários da população, conforme Goldberg (1991), pode ser obtido através da relação

$$n = \frac{l}{k} 2^k, \quad (23)$$

onde  $l$  é o número de cromossomas e  $k$  o número de bits da variável. Outros ajustes podem ser necessários para adequar o algoritmo. O número de indivíduos (população) e de gerações são os mais importantes. Neste caso, o número de indivíduos escolhido com base no mínimo necessário foi de 180 e de gerações, 60. A probabilidade de cruzamento foi ajustada em 75 % e de mutação em 38 %. Observa-se conforme Xu et al (2000), que os parâmetros dos algoritmos genéticos podem requerer ajustes adicionais dependendo das características de cada sistema.

O gráfico da Fig. 3 mostra o desempenho do algoritmo para três populações iniciais com distribuição aleatória (pseudo-randômica). Verifica-se que nas primeiras 10 gerações o erro decresce rapidamente.

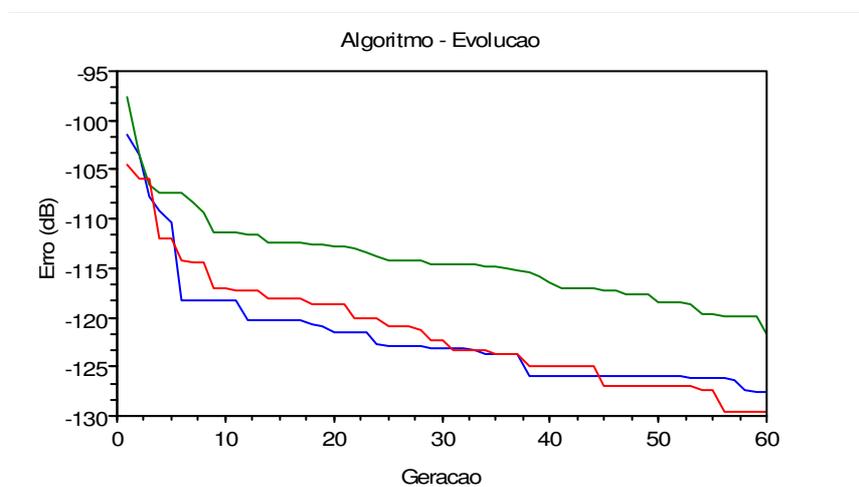


Figura 3. Evolução do algoritmo.

## 5. RESULTADO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

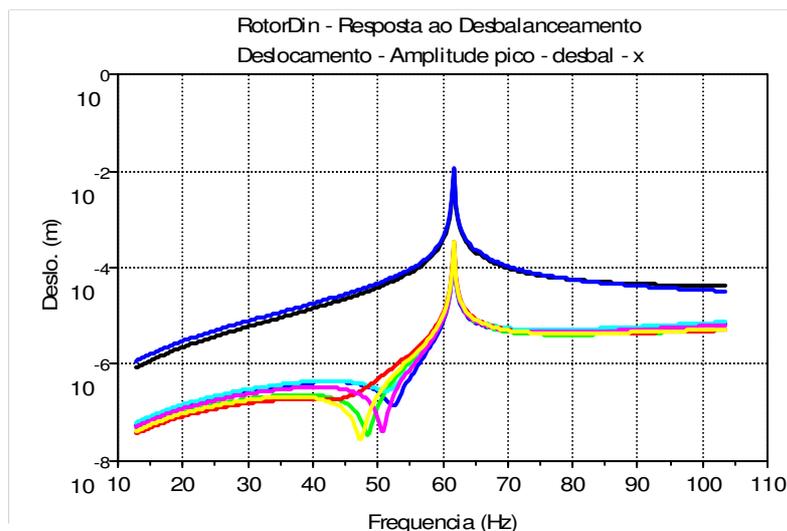
Aplicado um desbalanceamento de 200 gmm (grama milímetro) no disco (700 mm) e fase relativa de 0 graus As respostas iniciais são obtidas a 200 e 800 mm, nas direções horizontal e vertical, tal como é feito normalmente na indústria. Depois de realizadas três simulações distintas, os resultados das massas para o plano 1 (150 mm) e 2 (850 mm) do balanceamento de correção, obtido em cada simulação, bem como o erro residual final, podem ser verificados na Tab. 1

Tabela 1. Resultados numéricos.

Simulação	Plano 1 gmm@graus	Plano 2 gmm@graus	Erro (dB)
1	150.2@181.5	556.8@179.8	-127.5
2	157.6@170.7	549.2@182.4	-121.8
3	144.7@180.2	559.5@180.0	-129.6

Observa-se que as três simulações produziram resultados bastante semelhantes e coerentes com a excitação, que está situada a zero graus.

O posicionamento discreto das massas de correção afeta de forma diferenciada as contribuições modais que compõem vetorialmente a resposta. A resposta com e sem as massas de correção pode ser visualizada na Fig. 4.



**Figura 4. Resultado comparativo.**

As duas linhas superiores representam a resposta do sistema desbalanceado e as seis inferiores, o sistema com as massas de correção obtidas. Os resultados das três simulações são semelhantes e apresentam uma redução da ordem de 25 dB.

## 6. CONCLUSÃO

Foi revisada a formulação para o cálculo da resposta ao desbalanceamento de um sistema rotativo com amortecimento não proporcional.

Foi apresentada uma metodologia viável capaz de identificar e obter massas de correção para o desbalanceamento de um sistema rotativo a partir dos seus parâmetros modais.

A técnica de otimização não linear que faz uso de um algoritmo genético apresentou bons resultados de convergência e repetibilidade para o sistema apresentado. Para outros sistemas, ajustes nos parâmetros do algoritmo genético podem ser necessários.

As soluções de massa obtidas, proporcionaram uma redução na resposta do sistema, da ordem de 25 dB.

Através da aplicação desta metodologia é possível minimizar o número de “trial runs” necessários para que um sistema rotativo apresente um balanceamento residual e amplitudes de vibração aceitáveis.

Esta metodologia permite balancear tanto eixos rígidos, de balanceamento dinâmico tradicional, como para eixos flexíveis, quando se opera perto de alguma rotação crítica do rotor. Nestes casos, as técnicas convencionais não apresentam resultados satisfatórios.

## 7. AGRADECIMENTOS

MCT/FINEP/FNDCT - Chamada PROMOVE - Laboratórios de Inovação - Convênio 4931/06 e WEG Equipamentos Elétricos S.A.

## 8. REFERÊNCIAS

- Bently, D. E., and Hatch, C. T. and Grissom, B., 2002, “Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics”, Bently Pressurized Bearing Press, Minden, Nev, USA.
- Collette, Y. et Siarry, P., 2002, “Optimisation Multiobjectif”, Collection Algorithmes, Eyrolles.
- Erich, Fredric F., 2004, “Handbook of Rotordynamics”. 2nd. ed. Florida, USA: Krieger Publishing Company.
- Espíndola, J. J. and Bavastrri, C. A., 1997, “An Efficient Concept of Transmissibility for a General Equipment Isolation System”, ASME Design Engineering Technical Conferences, DETC'97/VIB-4120.
- Ewins, D. J., 2000, “Modal Testing 2 theory, practice and application”. [S.l.]:Research Studies Press Ltd..
- Goldberg, D. E., Deb, K., Clark, J. H., 1991, “Genetic algorithms, noise, and the sizing of populations”. 26 pp.
- Lepore, F. P., Santos, M. B., Barreto, R. G., 2002, “Identification of Rotary Machines Excitation Forces Using Wavelet Transform and Neural Networks”, Shock and Vibration, v. 9, p. 235-244.
- Mardle, Pascoe, Sean, 1999, “An overview of genetic algorithms for the solution of optimization problems”, CHEER, Computers in Higher Education Economics Review.

- Lalanne, M. and Ferraris, G., 2001, "Rotordynamics prediction in engineering". 2nd. ed. New York, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Xu, B., Qu, L. and Sun, R., 2000, "The Optimization Technique-Based Balancing Of Flexible Rotors Without Test Runs", Research Institute of Diagnostics and Cybernetics, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi, 710049, The People's Republic of China.

## **9. DIREITOS AUTORAIS**

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

## ROTATING SYSTEMS UNBALANCE IDENTIFICATION USING OPTIMIZATION

Bavastri, Carlos Alberto, bavastri@ufpr.br<sup>1</sup>  
Doubrawa Filho, Francisco José, francisco@weg.net<sup>2</sup>  
Kokot, Aleksander, aleksander\_kokot@hotmail.com<sup>3</sup>  
Bronkhorst, Klaas Bastiaan, klaasbr@yahoo.com.br<sup>3</sup>  
Silverio, Rodrigo Bubniak, bubniak@sulbbs.com.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Federal University of Paraná - UFPR, Curitiba, 81531-990, Brazil

<sup>2</sup>WEG Energy, Av. Prefeito Waldemar Grubba, 3300, 89256-900 - Jaraguá do Sul, SC, Brazil

<sup>3</sup>Department of Mechanics, Federal University of Technology-Paraná – UTFPR, Curitiba, 80230-901, Brazil

***Resumo:** Rotating systems are subjected to vibrations mainly due the fact that is impossible to completely eliminate the residual unbalance. The conventional dynamic balancing technics using a trial mass are well known and efficacious to control the vibration level, however may be necessary many start cycles depending upon the system kind until to get an acceptable level. The proposed approach uses a dynamic model of the rotating system with a non proportional damping and gyroscopic effect consideration in the frequency domain where a equation system is assembled in a modal sub-space of state. The time domain solution of this system is the unbalance response. Using at least one known measured response it is used a non linear optimization algorithm to identify the unbalance. Doing so one can get the amount and position of one or more masses applied in determined planes, so that system response is complementar to the known one. The optimization algorithm objective function is defined as the euclidian norm of an error vector composed by the difference of the known and simulated response. Through the use of this methodology is possible to verify the correctness of the plane positions and if the amount of mass is usefull, minimizing the number of trial runs necessary to get an acceptable system response. In general just one per speed becomes necessary reducing drastically the balancing time, improving the production chain flux if the balancing is a part of the process. A numerical real example and a comparison of the system response unbalanced and with the correction proposed by the genetic algorithm is presented.*

**Key words:** balancing; rotordynamics; optimization; vibration; genetic algorithm