

IDENTIFICAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO E EMPENO DE EIXO EM UM ROTOR SUSTENTADO POR MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS

Gilberto Machado da Silva, gilberto.silva29@fatec.sp.gov.br¹
Robson Pederiva, robson@fem.unicamp.br²

¹Faculdade de Tecnologia Arthur de Azevedo, Rua Ariovaldo Silveira Franco 567, CEP - 13801-005, Mogi Mirim SP

²Universidade Estadual de Campinas, Rua Mendeleev 200, CEP- 13083-860, Campinas SP

Resumo: Os mancais magnéticos ativos são sistemas intrinsecamente instáveis e requerem um controlador em realimentação para garantir que sua operação seja estável. Por isso sensores, atuadores e o rotor precisam funcionar dentro de condições normais. Logo possuir um sistema de identificação e diagnóstico de falhas é importante para garantir uma operação segura e confiável. Nesse sentido, vários estudos têm desenvolvido métodos para identificar falhas mecânicas associadas principalmente ao rotor. No entanto, nesses estudos, geralmente é necessário a identificação prévia dos parâmetros dinâmicos do sistema ou das forças magnéticas, o que pode ser impraticável em máquinas reais. Para superar este problema, este trabalho aplica uma metodologia de identificação de desbalanceamento e empeno de eixo atuando simultaneamente e um rotor totalmente levitado por mancais magnéticos ativos com controle em realimentação. O método é desenvolvido com base no conhecimento da estrutura do modelo matemático que foi desenvolvido para o rotor associado à lei de controle e às forças magnéticas dos mancais. Inicialmente o sistema é excitado por forças de desbalanceamento, de empeno e ruído branco e simulado no domínio do tempo. A abordagem baseia-se no uso de equações de correlação obtidas a partir da formulação matricial de Lyapunov. Equações relacionadas aos parâmetros do rotor são selecionadas a partir de um conjunto de equações de correlação entre os sinais medidos. As diferenças entre os sinais de correlação relacionados a cada defeito proposto, são monitoradas. Os termos das equações de correlação referentes aos estados que não puderam ser medidos são mapeados por redes neurais artificiais, sendo gerada uma rede neural para cada equação de interesse. Por fim, é calculada a diferença entre as correlações obtidas (com falha) e as correlações esperadas (sem falha). Através dessas diferenças e da rede neural onde o erro se manifesta, conclui-se quanto ao tipo de falha e sua localização no sistema. Através do método proposto, é possível identificar diversas configurações de desbalanceamento do rotor juntamente com o efeito de empeno de seu eixo.

Palavras-chave: Mancais Magnéticos Ativos, Redes Neurais Artificiais, Identificação de Falhas, Dinâmica de Rotores

1. INTRODUÇÃO

As máquinas rotativas desempenham um papel fundamental na indústria moderna. Nas últimas décadas, a segurança desses equipamentos tem recebido cada vez mais atenção e o estudo de métodos de identificação de falhas tornou-se um tópico de pesquisa relevante. As falhas não incluem apenas problemas relacionados ao rotor, mas também podem ocorrer em mancais, caixas de engrenagens, acoplamentos e sistemas elétricos, o que determina a variação e a complexidade das falhas que podem ocorrer (Yan et al., 2019).

Segundo Schweitzer e Maslen (2009) os mancais magnéticos ativos são amplamente utilizados em sistemas com rotores flexíveis devido à sua robustez, controlabilidade e alta rigidez quando comparados com outros tipos de mancais. Singh e Tiwari (2016) pontuam que o benefício da aplicação dos mancais magnéticos ativos como elemento de suporte, está no fato de que a carga do eixo não nasce por contato metálico ou por fluido, mas pela força magnética entre os polos estacionários e o rotor girante. Isso faz esse tipo de mancal ter a preferência de escolha, quando há a necessidade de operar em ambiente a vácuo e de alta temperatura, onde os mancais convencionais não podem ser colocados em serviço. É adequado para aplicações em que a lubrificação é proibitiva ou incontrolável, como aparelhos farmacêuticos, bombas de difusão, aplicações espaciais e em ambientes sujeitos a radiação.

Segundo Tiwari e Kumar (2022) as falhas mecânicas mais comuns em máquinas rotativas estão geralmente associadas ao rotor como: desbalanceamento, desalinhamentos, trincas transversais, empenos de eixo, instabilidades fluido induzida e roçamento. Essas falhas podem ocorrer individualmente ou simultaneamente, podem gerar amplitudes muito altas de vibração e levar o equipamento à instabilidade e a acidentes catastróficos. Esses defeitos podem ser devido a problemas de processo, manutenção, projeto ou montagem. Walker et. al 2013 complementa que cada uma das falhas mecânicas listadas são variadas e algumas são mais comuns do que outras. Pontua que há consenso entre diversos autores que o problema de desbalanceamento é o que ocorre mais comumente seguida do desalinhamento e empeno de eixo. Segundo

Nayek et al. (2021) o desbalanceamento de um rotor é uma situação em que o centro de massa de um componente rotativo, normalmente o eixo e seus componentes fixos, como discos ou pás, não coincide com o centro de rotação. O centro de massa se desloca do eixo de rotação e nenhum dos eixos principais de inércia está alinhado com ele. A alteração no desbalanceamento, pode elevar os níveis de vibração do equipamento e consequentemente gerar forças excessivas nos mancais, acarretando perda de eficiência e diminuindo a vida útil do sistema, logo é importante algum sistema de detecção para prever e se necessário corrigir essas mudanças. Assim como em todo rotor sempre existirá algum desbalanceamento residual, da mesma forma sempre existirá algum empeno residual. O empeno de eixos pode ser desenvolvido de várias maneiras. Devido à fluência do material, pela ação da força peso em rotores horizontais longos, quando ficam em descanso por um longo período de tempo, por distorção térmica, devido ao aquecimento e resfriamento assimétrico do rotor, devido à própria força de desbalanceamento ou devido à fricção do rotor com algum tipo de vedação (Mogal e Lalwani, 2017).

Os primeiros estudos sobre resposta ao desbalanceamento de um rotor com empeno do eixo foi apresentado por Nicholas et al., (1976) consideraram desbalanceamento e empeno conhecidos sobre um rotor de Laval apoiado em mancais rígidos. Rao (2001) estudou diferentes casos de empenos num rotor de massa simples. Simulou casos de auto balanceamento e verificou que a fase da resposta sofre significativas alterações devido à amplitude e fase do empeno. Darpe et al. (2006) estudaram o efeito do empeno residual e de trincas transversais presentes no eixo do rotor. Realizaram as análises com rotor em estado estacionário e transiente. Song et al. (2013) detectaram falhas de empeno num sistema rotor / mancais na presença de ruído utilizaram *wavelets transform* e método gráfico para reconstruir sinais decompostos. Num primeiro trabalho, Sanches e Pederiva (2016) exploram falhas de desbalanceamento e de empeno residual de eixo simultaneamente num rotor de Laval. O método é baseado na equação matricial de Lyapunov e o procedimento de identificação utilizou a resposta no domínio do tempo de um modelo reduzido pelo método de Guyan. Na mesma linha num segundo trabalho, Sanches e Pederiva (2018) também exploraram falhas de desbalanceamento e empeno. Aplicaram o mesmo método de identificação, porém em um rotor com vários graus de liberdade, constituído de um eixo e dois discos. Neste caso utilizaram o método de redução de modelo de SEREP (*system equivalent reduction expansion process*). Sarmah e Tiwari (2020) exploraram falhas de trincas transversais e empeno de eixo em um rotor sustentado por mancais magnéticos ativos excitado por forças de desbalanceamento, considerando amortecimento interno e ruídos. Trabalharam com um modelo reduzido por condensação dinâmica, para evitar estados que não são medidos. Utilizaram um algoritmo de identificação baseado nas equações de movimento linearizada, para estimar parâmetros críticos, como rigidez aditiva à trinca, amplitude de empeno e sua fase e tanto o amortecimentos e interno, desbalanceamento e alguns ganhos dos mancais magnéticos. Concluem que a amplitude de vibração é maior na presença de empeno do eixo com respectivo aumento na corrente de controle do mancal e que o ruído interfere na rigidez da trinca.

Eduardo e Pederiva (2002) utilizaram as redes neurais artificiais para mapear a correlações que envolviam estados que não eram possíveis de serem medidos. Através da comparação das saídas das redes previamente treinadas detectaram falhas no sistema rotor/mancais excitado por desbalanceamento e forças estocásticas do tipo ruído branco. Silva e Pederiva (2006) aplicaram funções de correlação e redes neurais para a detecção de falhas em um rotor flexível suportado por mancais magnéticos e detectaram danos no eixo do rotor. Em outro estudo, Silva e Pederiva (2018) exploraram teoricamente a detecção de desbalanceamento do rotor. Silva e Pederiva (2019) trabalharam na detecção de falhas elétricas no sensor de posição e na corrente dos mancais magnéticos. Silva e Pederiva (2022) trabalham com detecção de falhas mecânicas e elétricas experimentalmente. Neste trabalho é realizado um estudo numérico para a aplicação do método proposto na detecção de alterações de empeno e desbalanceamento simultâneos.

O artigo está estruturado da seguinte forma: a seção 2 apresenta o modelo do rotor e o modelo de controle com a lei de força do mancal magnético e a abordagem matemática para o desenvolvimento do método proposto, seção 4 apresenta os resultados de identificação de falhas e conclusões, considerações e direções de pesquisas futuras e a seção 5 apresenta as referências bibliográficas que serviram de base para o presente estudo.

2. MODELO MATEMÁTICO E FUNÇÕES DE CORRELAÇÕES

O sistema em estudo é constituído por um rotor com quatro discos. Nos discos externos estão localizados os mancais magnéticos ativos e sensores de posição nos discos internos estão localizados o motor e o sensor de rotação do sistema, como mostra a Fig.1.

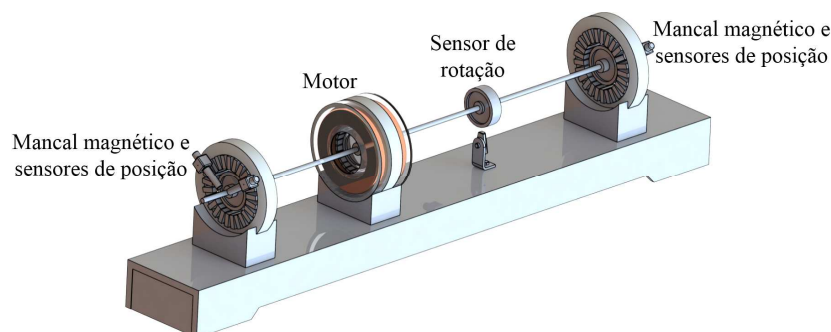


Figura 1. Sistema rotor / mancais magnéticos.

2.1. Modelo do rotor

O rotor foi modelado usando o método de elementos finitos Lalanne e Ferraris (1998). É composto por quatro nós onde se localiza os discos (d_1 , d_2 , d_3 e d_4) e três segmentos de eixos (L_1 , L_2 e L_3). O sistema possui no total 16 graus de liberdade, sendo 2 deslocamentos (y , z) e 2 rotações (ϕ , θ) em cada nó, Fig. 2.

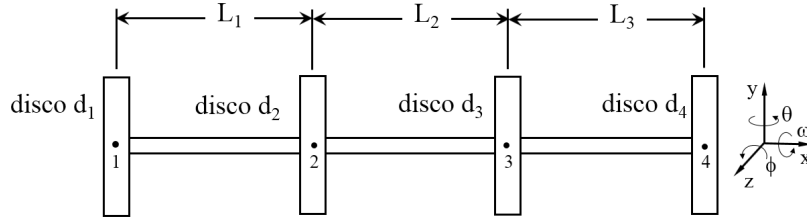


Figura 2. Modelo do rotor.

A dinâmica do rotor pode ser representado pela seguinte equação diferencial:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

A equação de movimento é composta pelo vetor de coordenadas generalizadas $\mathbf{q}(t)$ e suas derivadas no tempo. O vetor $\mathbf{q}(t)$ representa os deslocamentos (y e z) e as rotações (ϕ , θ) do sistema, onde:

$$\mathbf{q}(t) = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4 \ z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ \phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3 \ \phi_4 \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4]^T \quad (2)$$

Na Eq. (1) as matrizes $\mathbf{M}$, $\mathbf{G}$ e $\mathbf{K}$ representam a matriz de massa, de amortecimento e efeito giroscópico e de rigidez respectivamente. O vetor de forças $\mathbf{f}(t)$ inclui força magnética $\mathbf{f}_m(t)$, força de desbalanceamento $\mathbf{f}_d(t)$, força de empeno $\mathbf{f}_e(t)$ e perturbações devido ao ruído branco $\mathbf{h}(t)$.

2.2. Força de desbalanceamento e empeno

Em sistemas rotativos, o desbalanceamento pode ser causado por massas excêntricas localizadas em diferentes planos e posições angulares dos discos. Como a massa de desbalanceamento é muito menor que a massa do disco, o vetor de forças de desbalanceamento é dado por:

$$\begin{Bmatrix} f_y \\ f_z \end{Bmatrix} = m_d r_d \omega^2 \begin{Bmatrix} \cos(\omega t + \beta) \\ \sin(\omega t + \beta) \end{Bmatrix} \quad (3)$$

onde m_d é a massa de desbalanceamento, r_d é o raio de desbalanceamento, β é o ângulo de fase em que ocorre o desbalanceamento e ω é a rotação do rotor. O vetor de desbalanceamento completo é dado por:

$$\mathbf{f}_d = [f_{y1} \ f_{y2} \ f_{y3} \ f_{y4} \ f_{z1} \ f_{z2} \ f_{z3} \ f_{z4}]^T \quad (4)$$

O efeito de empeno no eixo faz com que o centro de massa do rotor seja deslocado de uma distância δ em relação à linha que passa pelo centro dos mancais, conforme Fig. 3.

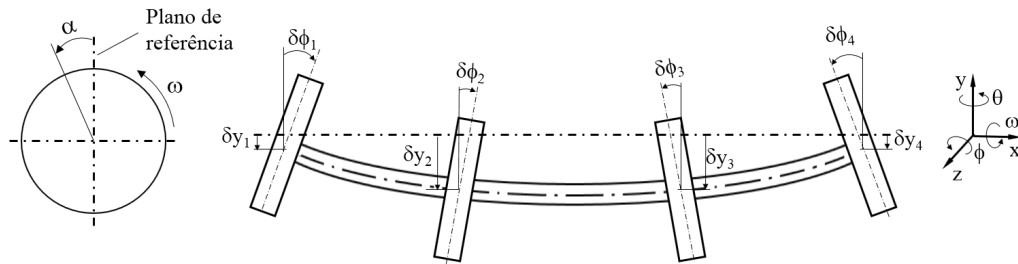


Figura 3. Representação do eixo com empeno

Na Fig. 3 δy_i é a distância da linha de centro do mancal ao centro do eixo empenado, $\delta \phi_i$ é o respectivo ângulo devido ao empeno e α é o ângulo de fase de empeno.

A amplitude de excitação devido ao empeno, é uma quantidade constante e a força de empeno é síncrona com a rotação. Dessa forma, pela lei de Hooke, a força de empeno é dada por:

$$\mathbf{f}_e = \mathbf{K} \boldsymbol{\delta}_i \quad (5)$$

onde $\mathbf{f}_e$ é o vetor de forças de empeno, $\mathbf{K}$ é a matriz de rigidez do eixo e $\boldsymbol{\delta}_i$ é o vetor de empeno, i representa os nós onde ocorre o empeno $i=1$ a 4.

2.3. Modelo mecânico na forma de espaço de estados

A equação do sistema mecânico na forma de espaço de estados é dada por:

$$\dot{\mathbf{x}}_m(t) = \mathbf{A}_m \mathbf{x}_m(t) + \mathbf{B}_m(t) \mathbf{f}(t) \quad \text{e} \quad \mathbf{z}_m(t) = \mathbf{C}_m \mathbf{x}_m(t) \quad (6)$$

onde:

$$\mathbf{A}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{Z} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{Z} \\ -\mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_m = [\mathbf{I} \quad \mathbf{Z}] \quad \text{e} \quad \mathbf{x}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{bmatrix} \quad (7)$$

Nas Eq. (6) $\mathbf{A}_m$, $\mathbf{B}_m$ e $\mathbf{C}_m$ são as matrizes dinâmica, de entrada e de saída respectivamente; $\mathbf{z}_m$ é o vetor composto pelos estados medidos; $\mathbf{x}_m(t)$ é o vetor de espaço de estados mecânico; $\mathbf{Z}$ and $\mathbf{I}$ são matrizes de zeros e identidade respectivamente e os pontos indicam a derivação em relação ao tempo.

2.4. Modelo do mancal magnético e controle

Os mancais magnéticos ativos são sistemas intrinsicamente instáveis. Logo são necessários sensores e controladores para estabilizar o estado de suspensão do rotor. A Fig. 4 mostra a configuração esquemática de um mancal magnético com quatro polos.

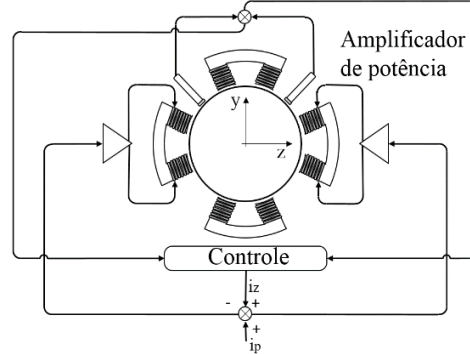


Figura 4. Diagrama do mancal magnético ativo radial

No modelo apresentado os sensores não são montados na mesma direção dos atuadores magnéticos e, portanto, são modelados como um ganho equivalente do deslocamento do rotor nas direções y e z . O controle recebe informações dos sensores sobre a posição do rotor e envia ao amplificador de potência um sinal proporcional de tensão; o amplificador de potência, transforma esse sinal de tensão em um sinal proporcional corrente. A partir desta corrente que passa pela bobina é gerada uma força magnética cuja intensidade é inversamente proporcional à distância da superfície da bobina, dada por:

$$f_m = k_i i_c - k_z z \quad (8)$$

Na Eq. (8): i_c é a corrente de controle, z é o deslocamento do rotor a partir do ponto de operação, k_i é a rigidez de corrente, k_z é a rigidez de deslocamento dadas respectivamente por:

$$k_i = \frac{4 k_m i_b}{g^2} \quad \text{e} \quad k_z = \frac{4 k_m i_b^2}{g^3} \quad (9)$$

Na Eq. (9) i_b é a corrente de polarização da bobina, g é a folga entre rotor e estator e k_m é o ganho do mancal, Segundo Prasad e Narayanan (2021), dado por:

$$k_m = 0.25 \mu_0 N^2 A_0 \quad (10)$$

Na Eq. (10) N é o número de bobinas, A_0 é a área de seção transversal de atuação magnética e μ_0 é a permeabilidade do ar.

Nota-se na Eq. (8) que a rigidez de posição é negativa, logo tem-se uma condição de instabilidade sem um controle ativo da corrente. No caso foi utilizado um controlador SISO (*single in – single out*) de 6ª ordem para direção de atuação. O modelo de controle pode ser representado na forma de espaço de estados, por:

$$\dot{\mathbf{x}}_c(t) = \mathbf{A}_c \mathbf{x}_c(t) + \mathbf{B}_c(t) \mathbf{u}(t), \mathbf{f}_m = \mathbf{C}_c \mathbf{x}_c(t) \text{ e } \mathbf{u}(t) = k_s \mathbf{z}_m \quad (11)$$

Na Eq. (11) $\mathbf{A}_c$ é a matriz dinâmica do controlador, $\mathbf{x}_c$ é o vetor dos estados do controle, $\mathbf{z}_m$ é vetor de saída do sistema mecânico composto pelos estados medidos, $\mathbf{B}_c$ é matriz de entrada com o ganho dos sensores k_s nos devidos nós e direção de atuação e $\mathbf{C}_c$ é a matriz de saída do sistema de controle com o ganhos do atuador e do estágio de potência nos devidos nós e direção de atuação

2.5. Equações na forma de espaço de estados em malha fechada

Das Eqs. (6) e (11) a equação final no espaço de estados formado pelos modelos mecânico e de controle, será:

$$\dot{\mathbf{x}}_f(t) = \mathbf{A}_f \mathbf{x}_f(t) + \mathbf{B}_f(t) \mathbf{f}(t), \mathbf{A}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_m & \mathbf{B}_m \mathbf{C}_c \\ \mathbf{B}_c \mathbf{C}_m & \mathbf{A}_c \end{bmatrix}, \mathbf{B}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_m \\ \mathbf{Z} \end{bmatrix} \text{ e } \mathbf{x}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{x}_c \end{bmatrix} \quad (12)$$

onde $\mathbf{A}_f$ e $\mathbf{B}_f$ são as matrizes de entrada e de saída respectivamente, $\mathbf{f}(t)$ é o vetor de forças externas formada pelas forças de desbalanceamento, força magnética de realimentação do mancal, forças de empeno e ruídos e $\mathbf{x}_f$ é o vetor completo no espaço de estados em malha fechada, composto pelos estados mecânicos e de controle.

2.6. Equação matricial de Lyapunov e funções de correlações

Esta formulação utiliza as propriedades de correlações das variáveis de saída, possibilitando derivar relações envolvendo os parâmetros físicos do sistema com as matrizes de correlações das variáveis medidas. A partir da equação de estado em malha fechada do sistema, Eq. (11), considera-se que o sistema é invariante com entradas estacionárias. Nessa condição as funções de correlações assumem valores constantes no tempo e dependem apenas da defasagem temporal (Eduardo e Pederiva, 2002). As funções de correlação do sistema são dadas por:

$$\mathbf{R}\mathbf{x}_f = \varepsilon\{\mathbf{x}_f(t) \mathbf{x}_f^T(t + \tau)\} \quad (13)$$

onde ε representa a esperança matemática e τ o intervalo de tempo.

Substituindo a Eq. (12) na Eq. (13) tem-se:

$$\mathbf{A}_f \mathbf{R}\mathbf{x}_f + \mathbf{R}\mathbf{x}_f \mathbf{A}_f^T + \mathbf{B}_f \mathbf{R}\mathbf{x}_e \mathbf{x}_f + \mathbf{R}\mathbf{x}_f \mathbf{x}_e \mathbf{B}_f^T = 0 \quad (14)$$

Equação (14) é chamada de Equação Matricial de Lyapunov para sistemas lineares estacionários é a base para o desenvolvimento do método de diagnóstico de falhas proposto nesse trabalho e a estrutura de suas matrizes, são dadas por:

$$\mathbf{R}\mathbf{x}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{R}\mathbf{x}_m \mathbf{x}_m & \mathbf{R}\mathbf{x}_m \mathbf{x}_c \\ \mathbf{R}\mathbf{x}_c \mathbf{x}_m & \mathbf{R}\mathbf{x}_c \mathbf{x}_c \end{bmatrix}, \mathbf{R}\mathbf{x}_e \mathbf{x}_f = [\mathbf{R}\mathbf{x}_e \mathbf{x}_m \quad \mathbf{R}\mathbf{x}_e \mathbf{x}_c] \text{ e } \mathbf{R}\mathbf{x}_f \mathbf{x}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{R}\mathbf{x}_m \mathbf{x}_e \\ \mathbf{R}\mathbf{x}_c \mathbf{x}_e \end{bmatrix} \quad (15)$$

Na Eq. (15): $\mathbf{R}\mathbf{x}_m \mathbf{x}_m$, $\mathbf{R}\mathbf{x}_m \mathbf{x}_c$ e $\mathbf{R}\mathbf{x}_c \mathbf{x}_m$ representam a correlação entre estados mecânicos, os estados mecânico e de controle e entre os estados de controle e mecânicos, respectivamente. $\mathbf{R}\mathbf{x}_c \mathbf{x}_c$, $\mathbf{R}\mathbf{x}_e \mathbf{x}_m$ e $\mathbf{R}\mathbf{x}_e \mathbf{x}_c$ representam a correlação entre estados de controle, entre as excitações e estados mecânicos e entre as excitações e os estados de controle, respectivamente. $\mathbf{R}\mathbf{x}_m \mathbf{x}_e$, and $\mathbf{R}\mathbf{x}_c \mathbf{x}_e$ representa as correlações entre os estados mecânicos e as excitações e entre os estados de controle e as excitações respectivamente.

Do desenvolvimento da Eq. (14) tem-se como resultado uma matriz onde cada elemento corresponde a uma equação de correlação associada aos parâmetros físicos do sistema. A partir deste conjunto de equações foram selecionadas as equações que tinham relação com a rotação e com as forças de desbalanceamento e efeito de empeno, As equações selecionadas são apresentas a seguir:

• **Equação associada a z_1**

$$k_{13,5}Rz_1z_1 + k_{13,6}Rz_1z_2 + k_{13,13}Rz_1\theta_1 + k_{13,14}Rz_1\theta_2 + g_{13,5}Rz_1\dot{z}_1 + g_{14,5}Rz_1\dot{z}_2 + g_{13,5}Rz_1\dot{\phi}_1 + g_{13,10}Rz_1\dot{\phi}_2 + b_{5,21}Rz_{e1}z_1 = 0 \quad (16)$$

• **Equação associada a z_2**

$$k_{14,5}Rz_2z_1 + k_{14,6}Rz_2z_2 + k_{14,7}Rz_2z_3 + k_{14,13}Rz_2\theta_1 + k_{14,15}Rz_2\theta_2 + k_{14,16}Rz_2\theta_3 + g_{14,5}Rz_2\dot{z}_1 + g_{14,6}Rz_2\dot{z}_2 + g_{14,7}Rz_2\dot{z}_3 + g_{14,9}Rz_2\dot{\phi}_1 + g_{14,10}Rz_2\dot{\phi}_2 + g_{14,11}Rz_2\dot{\phi}_3 + b_{6,22}Rz_{e2}z_2 = 0 \quad (17)$$

• **Equação associada a z_3**

$$k_{15,6}Rz_3z_2 + k_{15,7}Rz_3z_3 + k_{15,8}Rz_3z_4 + k_{15,14}Rz_3\theta_2 + k_{15,15}Rz_3\theta_3 + k_{15,16}Rz_3\theta_4 + g_{15,6}Rz_3\dot{z}_2 + g_{15,7}Rz_3\dot{z}_3 + g_{15,8}Rz_3\dot{z}_4 + g_{15,10}Rz_3\dot{\phi}_2 + g_{15,11}Rz_3\dot{\phi}_3 + g_{15,12}Rz_3\dot{\phi}_4 + b_{7,23}Rz_{e3}z_3 = 0 \quad (18)$$

• **Equação associada a z_4**

$$k_{16,7}Rz_4z_3 + k_{16,8}Rz_4z_4 + k_{16,15}Rz_4\theta_3 + k_{16,16}Rz_4\theta_4 + g_{16,7}Rz_4\dot{z}_3 + g_{16,8}Rz_4\dot{z}_4 + g_{16,11}Rz_4\dot{\phi}_3 + g_{16,12}Rz_4\dot{\phi}_4 + b_{8,24}Rz_{e4}z_4 = 0 \quad (19)$$

A força de desbalanceamento e de empeno estão relacionadas à matriz de entrada mecânica $\mathbf{B}_m$, Eq. (6). A força de empeno é síncrona com a rotação, logo para a detecção de falhas relativas ao efeito do empeno é necessário equações que estejam relacionadas a parâmetros dependentes da rotação. Observando a Eqs (16) a (19) nota-se a relação das equações com a matriz de rigidez termos k_{ij} , relacionados com a matriz de efeito giroscópico termos g_{ij} e termos relacionados à matriz b_{ij} relacionado aos termos da matriz de entrada associada às excitações.

A correlação Rz_1z_1 , Rz_2z_2 , Rz_3z_3 e Rz_4z_4 foram colocados no lado direito das Eqs (16) a (19) respectivamente. Consequentemente todos os demais termos da equação ficaram divididos pelo parâmetro relacionado à essa correlação. As correlações relativas a estados que não são medidos foram retirados e serão mapeados pelas redes neurais. As correlações restantes foram colocadas como entradas das redes neurais e a correlação que foi isolada será a saída da rede neural, conforme Tab. 1.

Tabela 1. Correlações de entrada e saída das redes neurais

Eq.	Est.	Entradas da Rede	Saída	Arq.
(16)	z_1	$Rz_1z_2, Rz_1\dot{z}_1, Rz_1\dot{z}_2, Rz_{e1}z_1$	$-Rz_1z_1$	A ₁
(17)	z_2	$Rz_2z_1, Rz_2z_3, Rz_2\dot{z}_1, Rz_2\dot{z}_2, Rz_1\dot{z}_3, Rz_{e2}z_2$	$-Rz_2z_2$	A ₂
(18)	z_3	$Rz_3z_2, Rz_3z_4, Rz_3\dot{z}_2, Rz_3\dot{z}_3, Rz_3\dot{z}_4, Rz_{e3}z_3$	$-Rz_3z_3$	A ₃
(19)	z_4	$Rz_4z_3, Rz_4\dot{z}_3, Rz_4\dot{z}_4, Rz_{e4}z_4$	$-Rz_4z_4$	A ₄

A Fig. 5 mostra a estrutura da rede neural artificial A₁.

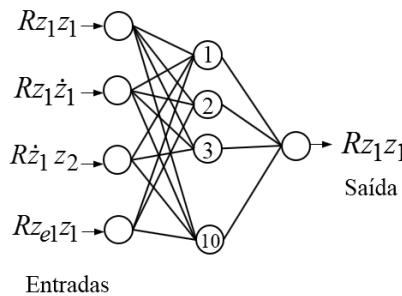


Figura 5. Estrutura da rede neural A₁

As correlações de saída das arquiteturas A₁, A₂, A₃ e A₄ foram treinadas na condição do sistema sem falha. A comparação entre a saída sem falha e com falha é feita através do cálculo do desvio quadrático médio *MSD* (*Mean Square Deviation*):

$$MSD = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\mathbf{R}\mathbf{x}_f - \bar{\mathbf{R}}\mathbf{x}_f) \right]^{1/2} \quad (20)$$

Na Eq. (20) $\mathbf{R}\mathbf{x}_f$ e $\bar{\mathbf{R}}\mathbf{x}_f$ é a saída da rede (com falha) e a correlação esperada (sem falha), respectivamente e N é o número de dados de treinamento.

3. RESULTADOS E CONCLUSÕES

Os dados geométricos do rotor e do mancal magnético são apresentados na tab. 2.

Tabela 2. Parâmetros físicos do rotor e do mancal magnético

Discos	Parâmetro	Valor	Unidade
Massa	md_1, md_2, md_3, md_4	$8.80 \cdot 10^{-2}$	kg
Momento de inércia de massa	Id_1, Id_2, Id_3, Id_4	$3.10 \cdot 10^{-5}$	kg.m ²
Momento polar de inércia	Ip_1, Ip_2, Ip_3, Ip_4	$6.02 \cdot 10^{-5}$	m ⁴
Eixo	Parâmetro	Valor	Unidade
Comprimentos	L_1, L_2, L_3	$1.50 \cdot 10^{-1}$	m
Área de seção transversal	A_{eixo}	$1.57 \cdot 10^{-5}$	m ²
Momento de inercia de área	I_e	$5.10 \cdot 10^{-11}$	m ⁴
Mancal Magnético	Parâmetro	Valor	Unidade
Ganho equivalente dos sensores	$ksy_1, ksy_4, ksz_1, ksz_4$	19000	V/m
Ganho dos amplificadores de potência	$kpy_1, kpy_4, kpz_1, kpz_4$	-0.25	A/V
Ganho dos mancais	$kmy_1, kmy_4, kmz_1, kmz_4$	8.0	N/A
Mola negativa	ky_1, ky_4, kz_1, kz_4	-2450	N/m
Corrente no mancal	$ipy_1, ipy_4, ipz_1, ipz_4$	0.307	A
Folga no mancal	g	10^{-3}	m

3.1. Resultados

A Fig. 4 mostra a resposta ao empeno ao desbalanceamento residual de 0,1 g a 0° em todos os discos e de um empeno residual de 15 e 10µm a 0° nos discos d₂ e d₃ respectivamente associados aos respectivos ângulos de empeno em todos os discos.

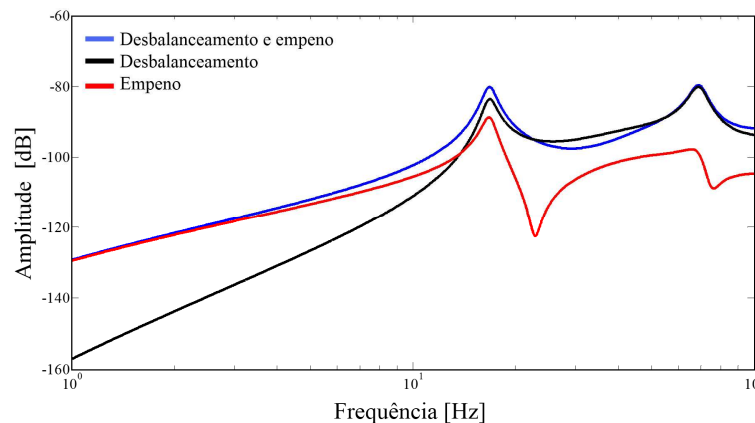


Figura 4. Resposta ao empeno e desbalanceamento simultâneos.

Sanchez e Pederiva (2016) ressaltam que a diferença entre a resposta ao empeno e ao desbalanceamento está na diferença de amplitudes de vibração que ocorre em baixas e em altas frequências de rotação. Em rotações baixas, o desbalanceamento é pequeno, sendo predominante em rotações elevadas e no caso do empeno, a situação se inverte, como mostra a Fig. 4.

Para a simulação no tempo foi utilizado o software MatLab –Simulink, cuja estrutura, é mostrado na Fig. 5. Os deslocamentos relativos aos pontos onde se localizam os mancais y_1, z_1, y_4 e z_4 passam pelos ganhos dos sensores, transformando deslocamento em um valor de tensão, que realimentam o quatro blocos composto pelas equações de espaço de estados de controle, Eq. (2). As suas saídas passam pelos ganhos do estágio de potência, que transformam o sinal de tensão num sinal proporcional de corrente e pelos ganhos dos mancais, que transformam o sinal de corrente em força

magnética para cada direção de atuação do mancal magnético, trabalhando em malha fechada. Na saída do sistema mecânico obteve-se simultaneamente todos estados mecânicos, deslocamentos e velocidades, e na saída dos controles os cinco primeiros estados de controle na direção z_{1c} : (z_{11c} , z_{12c} , z_{13c} , z_{14c} e z_{15c}) e na direção z_{4c} : (z_{41c} , z_{42c} , z_{43c} , z_{44c} e z_{45c}).

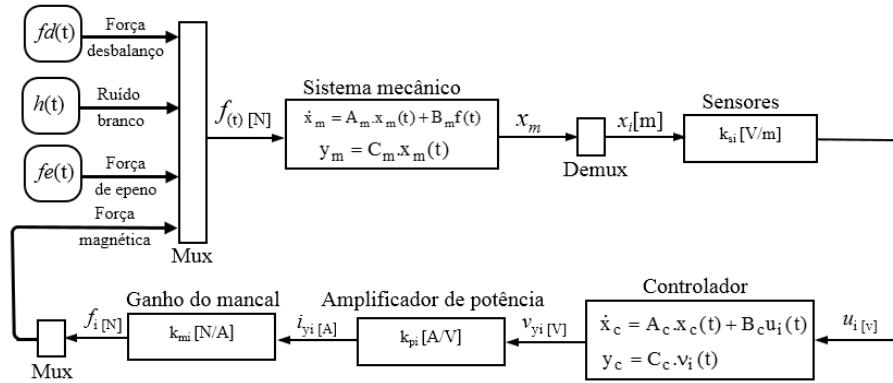


Figura 5. Modelo Simulink para simulação no tempo.

Inicialmente o sistema foi considerado com um desbalanceamento residual, mostrado na Tab. 3 e sem empeno. O sistema foi excitado pelas forças de desbalanceamento na rotação nominal de 50 Hz. Mediu-se os estados mecânicos: z_1 , z_2 , z_3 e z_4 , as respectivas velocidades e os cinco primeiros estados de controle z_{1c} e z_{4c} . Foram calculadas as funções de correlações e esses resultados foram utilizados para treinamento das redes neurais (A_1 , A_2 , A_3 e A_4), mostradas na Tab. 1. Para treinamento e simulação das redes neurais utilizou-se o pacote *NNtool* do MatLab. Foi utilizado o algoritmo de treinamento em retropropagação de Levenberg - Marquardt, com função de ativação linear entre a camada de entrada e a camada intermediária e a função de ativação sigmoideal entre a camada intermediária e a camada de saída. Foram utilizados os seguintes parâmetros de treinamento: 1000 épocas, erro quadrático médio no valor de 10^{-4} , gradiente mínimo em 10^{-10} e erro global médio de 10^{-6} . Inicialmente as redes neurais foram treinadas com apenas com excitação ao desbalanceamento residual e sem ruído branco. Foram simulados dez casos. O caso#1 refere-se a um teste das redes só com excitação com 30% de ruído branco medido em relação ao valor RMS da amplitude da excitação por desbalanceamento residual. Os demais casos refere-se a alterações de desbalanceamento ou empeno e com desbalanceamento e empeno simultaneamente e com ruído branco na excitação. Os resultados da identificação são mostrados na Tab. 3.

Tabela 3. Falha de desbalanceamento e empeno simultâneos.

	Massa de desbalanceamento [g] / fase[graus]				MSD [%]			
	Empeno [μm] / fase [graus]							
Posição	d_1	d_2	d_3	d_4	A_1	A_2	A_3	A_4
Trein.	0.1g/0°	0.1g /0°	0.1g /0°	0.1g/0°	-	-	-	-
caso#1	-	-	-	-	0.2	0.1	0.1	0.5
caso#2	1.0g/0°	-	-	-	27.2	3.1	3.4	2.9
	-	-	-	-				
caso#3	-	1.0g /0°	-	-	3.9	37.5	1.4	1.3
	-	-	-	-				
caso#4	-	-	1.0g /0°	-	2.5	2.0	37.0	3.6
	-	-	-	-				
caso#5	-	-	-	1.0g/0°	1.6	3.4	3.3	26.7
	-	-	-	-				
caso#6	1.0g/0°	1.0g /0°	1.0g /0°	1.0g/0°	32.4	43.1	37.9	35.2
	-	-	-	-				
caso#7	-	-	-	-	5.4	12.1	17.9	6.2
	0	25/180°	20/180°	0				
caso#8	1.0g/0°	1.0g /0°	1.0g /0°	1.0g/0°	20.5	12.0	15.9	28.3
	0	25/180°	20/180°	0				
caso#9	-	-	-	-	8.9	22.3	18.3	7.4
	0	25/0°	20/0°	0				
caso#10	1.0g/0°	1.0g /0°	1.0g /0°	1.0g/0°	40.9	42.7	44.9	46.2
	0	25/0°	20/0°	0				

Observa-se na Tab. 3 que no caso#1 onde é imposto apenas ruído branco as redes neurais não responderam como possível falha, o método mostra-se robusto quanto à excitação por ruído. Nos casos em que foi imposto apenas desbalanceamento caso#2 a #5 os maiores erros apareceram nas redes relativas aos discos onde foram adicionadas as falhas. No caso #6 quando foi imposto falhas nos quatro discos os valores de *MSD* aumentam nas quatro redes. No caso#7 foi imposto empeno só nos discos centrais os maiores valores de *MSD* ocorreram nas redes neurais relativas a estes discos. Nota-se que nas redes relativas os discos d_1 e d_4 há um pequeno aumento devido ao ângulo de empeno que também ocorre nestes discos embora não ocorra deslocamento devido ao empeno. No caso#8 o desbalanceamento está em contra fase com o empeno logo ocorre uma diminuição no valor *MSD* o que pode se chamar de um auto balanceamento pois forças de desbalanceamento e as forças de empeno estão em fases opostas. No caso#9 assim como no caso#7 acontece o mesmo só que em fase oposta. No caso #10 é colocado apenas empeno nos discos centrais e ocorre o oposto o empeno e o desbalanceamento estão em fase o que faz aumentar o valor *MSD* na saída das redes neurais. É como se o empeno aumentasse o efeito do desbalanceamento.

3.2. Conclusões

Neste trabalho foi aplicado o método para identificação de desbalanceamento e empeno em um rotor flexível sustentado por mancais magnéticos ativos. O método proposto usa funções de correlação e redes neurais artificiais. No processo de detecção de falhas, não há a necessidade de identificar os parâmetros dinâmicos do sistema. É necessário conhecer apenas a estrutura do modelo. Considerando que nem todos os estados do sistema podem ser medidos, essa detecção é possível devido à capacidade das redes neurais de mapear as correlações relacionadas a esses estados.

Quando ocorre desbalanceamento e empeno simultaneamente verificou-se que em rotações mais baixas o efeito de empeno é preponderante enquanto em rotações mais altas o efeito do desbalanceamento se sobressai. Quando foi colocado ruído como excitação o método não tomou isso como possível falha e mostrou-se robusto. Quando foi imposto alterações de desbalanceamento em um único disco e em vários discos as redes neurais artificiais relativas ao devido grau de liberdade mostrou esta alteração através do índice *MSD* e o mesmo ocorreu com efeito de empeno.

Em planos onde a falha deva ser detectada, pelo menos um sensor de deslocamento no plano se faz necessário. Os resultados obtidos foram satisfatórios, uma vez que o método proposto foi capaz de detectar alterações no desbalanceamento e empeno tanto individualmente como simultaneamente, mesmo na presença de ruído. A próxima etapa deste trabalho é a validação experimental da metodologia em uma bancada de ensaios já projetada.

4. REFERÊNCIAS

- Darpe, A. K.; Gupta, K.; Chawla, A., 2006, "Dynamics of a bowed rotor with a transverse surface crack". *Journal of Sound and Vibration*, v. 296, p. 888 - 907. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.03.013>
- Eduardo, A. C.; Pederiva, R.; 2002 "Parameter monitoring of a rotor system excited by stochastic forces". In: *Proceedings of Sixth International Conference on Rotor Dynamics - IFToMM*, Sydney, Australia.
- Lalanne, M.; Ferraris, G., 1998, *Rotordynamics Prediction in Engineering*. 2st. ed., John Wiley & Sons, New York, 272p.
- Mogal, S. P.; Lalwani, D. I., 2017, "Fault diagnosis of bent shaft in rotor bearing system", *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 31, p. 1 - 4. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1201-7>
- Nayek, B.; Das, A. S.; Dutt J. K., 2021, "Model based estimation of inertial parameters of a rigid rotor having dynamic unbalance on active magnetic bearings in presence of noise". *Applied Mathematical Modelling*, v. 97, p. 701 – 720. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2021.04.015>
- Nicholas, J. C.; Gunter, E. J.; Allaire, P. E., 1976, "Effect of residual shaft bow on unbalance response and balancing of a single mass flexible rotor". Part I: Unbalance response. *Journal of Engineering for Power*, v. 98(1), p. 171 - 181. <https://doi.org/10.1115/1.3446133>
- Prasad, K. N. V.; Narayanan, G., 2021, "Electromagnetic bearings with power electronic control for high - speed rotating machines: review, analysis, and design example", *IEEE Transactions on Industry Applications*, v. 57, pp. 4946 – 4947. <https://doi: 10.1109/TIA.2021.3093013>
- Rao, J. S. A., 2001, "Note on Jeffcott Warped Rotor". *Mechanism and Machine Theory*, v.36, p. 563 - 575. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(01\)00008-8](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(01)00008-8)
- Sanches, F. D.; Pederiva, R., 2016, "Theoretical and experimental identification of the simultaneous occurrence of unbalance and shaft bow in a Laval rotor", *Mechanisms and Machine Theory*, v. 101, p. 209 – 221. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.03.019>
- Sanches, F. D.; Pederiva, R., 2018, "Simultaneous identification of unbalance and shaft bow in a two - disk rotor based on correlation analysis and the SEREP model order reduction method", *Journal of Sound and Vibration*, v. 433, p. 230 - 247. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.07.021>
- Schweitzer, G.; Maslen, E. H., 2009, *Magnetic bearings: theory, design and application to rotating machinery*. Berlin: Springer, 535p.
- Silva, G. M.; Pederiva, R., 2006, "Fault diagnosis in a rotor supported by active magnetic bearings". In *Proceedings of 7th International Conference on Rotor Dynamics - IFToMM*, Vienna, Austria, p. 25 - 28,

- Silva G.M., Pederiva R., 2019, “Unbalance Identification in a Rotor Supported by Active Magnetic Bearing”. In: Cavalca K., Weber H. (eds) *Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics – IFToMM 2018. Mechanisms and Machine Science*, vol 60, p. 82-96 https://doi.org/10.1007/978-3-319-99262-4_7
- Silva, G.M., Pederiva, R., 2019, “Electrical fault detection in a rotor supported by active magnetic bearing”. In *Proceedings of the XV International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics - DINAME*, Armação dos Búzios, Brazil. pp. 36 – 42.
- Silva, G. M.; Pederiva, R., 2022, “ Fault diagnosis of active magnetic bearings”, *Mechatronics*, v. 84, p. 1–15 <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2022.102801>
- Singh, S.; Tiwari, R., 2016, “Model-based switching - crack identification in a Jeffcott rotor with an offset disk integrated with an active magnetic bearing”, *ASME - Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 138, P. 1-11. <https://doi.org/10.1115/1.4032292>
- Song, G. F.; Ji, C.; Yang, Z. J.; Wang, F. P., 2013, “Theoretical - experimental study on a rotor with a residual shaft bow”. *Mechanism and Machine Theory*, v. 63, p. 50 - 58. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.01.002>
- Tiwari R.; Kumar, P., 2022, “An innovative virtual trial misalignment approach for identification of unbalance, sensor and active magnetic bearing misalignment along with its stiffness parameters in a magnetically levitated flexible rotor system”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 167, p. 1 – 30. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108540>
- Yan, X.; Sun, Z.; Zhao, J.; Shi, Z. 1; Zhang, C., 2019, “Fault Diagnosis of active magnetic bearing – rotor system via vibration images”, *Sensors*, v. 19, p. 1 - 21. <https://doi.org/10.3390/s19020244>
- Walker, R. B.; Perinpanayagam, S.; Jennions, I. K., 2013, “Rotordynamic faults: recent advances in diagnosis and prognosis”, *International Journal in Rotating Machinery*, v. 2013, p. 1 – 12. <https://doi.org/10.1155/2013/856865>

5. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores é são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

IDENTIFICATION OF UNBALANCE AND SHAFT BOW IN A ROTOR SUPPORTED BY ACTIVE MAGNETIC BEARING

Gilberto Machado da Silva, gilberto.silva29@fatec.sp.gov.br¹

Robson Pederiva, robson@fem.unicamp.br²

¹Faculdade de Tecnologia Arthur de Azevedo, Rua Ariovaldo Silveira Franco 567, CEP - 13801-005, Mogi Mirim SP

²Universidade Estadual de Campinas, Rua Mendeleev 200, CEP- 13083-860, Campinas SP

Abstract. Active magnetic bearings are intrinsically unstable systems, and require feedback control to ensure stable operation. Further, sensors, actuators, and the rotor need to work under normal conditions, and a fault identification and diagnostics system is important to ensure a safe and reliable operation. Accordingly, several studies have developed methods to identify failures associated with the rotor mainly. However, prior identification of dynamic system parameters or the magnetic forces is usually desired, which can be impractical on real machines. To overcome this problem this work applies a methodology to identify unbalance and shaft bow in a rotor fully levitated on magnetic bearings with feedback control. The method is developed based on the knowledge of the structure of the mathematical model developed for the rotor associated with the law of control and the magnetic forces of the bearings. The system is excited by unbalance and bow forces, and noises, and it is simulated in the time domain. The approach is based on the use of correlation equations obtained from the Lyapunov matrix formulation. Equations related to the mechanical and electrical parameters of interest were selected from a set of correlation equations between the measured signals. Differences between the correlation signals related to each proposed defect, were monitored. The terms of the correlation equations related to states that could not be measured were mapped through artificial neural network, and a network was generated for each equation of interest. Finally, the difference between the measured correlations (with failure) and the expected correlations (without failure) was calculated. Through these differences and the neural network where the error manifests, the type of failure and its location in the system are concluded upon. Through the proposed method, it is possible to identify various unbalance and shaft bow.

Keywords: Active Magnetic Bearings, Artificial Neural Network, Fault Identification, Rotor Dynamics.

RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.