

MONITORAMENTO DE PARÂMETROS FÍSICOS EM SISTEMAS MECÂNICOS COM EXCITAÇÃO ESTACIONÁRIA

André Garcia Chiarello

Departamento de Mecânica - Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Av. BPS 1303, C.P. 50, CEP 37500-000, Email: andregc@iem.efei.br

***Resumo:** Este trabalho aborda o problema de detecção e localização de falhas em sistemas mecânicos com excitação estacionária. Considera-se que o modelo do sistema mecânico seja conhecido e possa ser representado na forma de modelo de estado. Uma falha no sistema é tratada como sendo uma variação abrupta e permanente em um ou mais parâmetros físicos do modelo. O método proposto utiliza um estimador de parâmetros baseado em funções de correlação apropriadamente definidas. Visando uma aplicação experimental do método, considera-se que exista restrição quanto ao número de medições possíveis. É abordado também a influência do ruído na estimação dos parâmetros. Um exemplo numérico simples ilustra a aplicação da metodologia para um sistema mecânico com um grau de liberdade.*

***Palavras-chave:** Estimação de parâmetros, detecção de falhas, diagnóstico.*

1. INTRODUÇÃO

Em muitas aplicações técnicas, o problema de detecção e localização de falhas em sistemas dinâmicos tem sido investigado por diferentes metodologias, tanto sob o aspecto teórico quanto experimental. Na bibliografia, esta linha de pesquisa recebe o nome de *MBFDI* (*Model Based Fault Detection and Isolation*). Para uma introdução ao estado da arte indica-se os trabalhos de Willsky(1976), Isermann(1994), Frank(1990) e os livros de Chen(1998) and Gertler(1998).

A abordagem mais simples para monitorar a condição de um sistema dinâmico é medir o nível global de vibração e comparar este valor com o valor obtido para uma condição sem falhas. Caso o índice medido ultrapasse o valor limite, considera-se que existe uma falha no sistema. A necessidade de se obter um diagnóstico mais preciso sobre o tipo de falha no sistema, fez surgir métodos mais sofisticados, tais como, os métodos baseados em redes neurais, inteligência artificial, estimação de parâmetros, entre outros. Nestas abordagens, o objetivo principal é tentar classificar o tipo de falha ou identificar o parâmetro do sistema relacionado à falha, a partir de medições feitas através da instrumentação (McCormick, 1998; Baillie, 1996; Bettig 1998).

O método proposto neste trabalho se aplica em sistemas dinâmicos com excitação estacionária. Máquinas rotativas, que operam em velocidades constantes, tais como turbinas hidráulicas e motores elétricos são exemplos deste tipo de sistema. A abordagem utilizada

aqui, utiliza a estimação de parâmetros físicos do sistema com o objetivo de detectar o instante de ocorrência de uma falha, bem como, a localização da mesma. Uma grande parte dos métodos de estimação de parâmetros considera que o sistema tenha excitação do tipo ruído branco (Cooper 1994). Neste trabalho, entretanto, considera-se que a excitação do sistema é do tipo ruído colorido e que, existem restrições com relação ao número de pontos de medição do sistema. Considera-se também a influência de ruído aditivo, do tipo aleatório tanto na excitação como resposta do sistema. Estas restrições de caráter prático são abordadas visando uma aplicação prática do método.

2. MODELO DO SISTEMA MECÂNICO

Considera-se um sistema mecânico com $2n$ graus de liberdade que possa ser representado pelo modelo na forma de variáveis de estado,

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t)\end{aligned}\quad (1)$$

O vetor $\mathbf{x}_{(2n,1)}(t)$ é dito vetor de estados; o vetor $\mathbf{u}_{(p,1)}(t)$ é o vetor de entradas; a matriz $\mathbf{A}_{(2n,2n)}$ é denominada matriz de estado do sistema e deve ser dinamicamente estável; a matriz $\mathbf{B}_{(2n,p)}$ é a matriz de entradas; as matrizes \mathbf{I} e \mathbf{O} representam respectivamente a matriz identidade e a matriz nula com dimensões apropriadas; a matriz $\mathbf{C}_{(m,2n)}$ é a matriz de medidas do sistema, ou seja, através dela monta-se o vetor de medidas $\mathbf{y}_{(m,1)}(t)$ que representa as variáveis de estado que podem ser diretamente medidas. Assume-se, neste trabalho, que a matriz de medidas não contenha parâmetros físicos do modelo matemático, portanto, \mathbf{C} é uma matriz com parâmetros adimensionais. A partir da equação de estado do sistema, definem-se as funções de correlação,

$$\mathbf{R}_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T - \tau} \int_0^{T-\tau} \mathbf{x}(t) \mathbf{x}^T(t + \tau) dt, \quad \mathbf{R}_{xu}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T - \tau} \int_0^{T-\tau} \mathbf{x}(t) \mathbf{u}^T(t + \tau) dt \quad (2)$$

onde τ é um intervalo fixo de tempo. Considera-se que o sistema na forma (1) seja invariante com entradas estacionárias. Nesta condição as funções de correlação assumem valores constantes no tempo e dependem somente da defasagem temporal τ (Yaglom, 1987). Aplicando-se as regras de derivação em $\mathbf{R}_{xx}(\tau)$, obtém-se,

$$\mathbf{A}\mathbf{R}_{xx}(\tau) + \mathbf{R}_{xx}(\tau)\mathbf{A}^T + \mathbf{B}\mathbf{R}_{ux}(\tau) + \mathbf{R}_{xu}(\tau)\mathbf{B}^T = \mathbf{O} \quad (3)$$

A expressão (3) foi apresentada de acordo com a formulação desenvolvida em Melsa (1973), Sage(1971). Sendo o sistema estável com matrizes de correlação constantes no tempo, a igualdade matricial (3) vale para qualquer valor de defasagem temporal. Nesta equação as matrizes de correlação não podem ser estimadas diretamente, uma vez que $\mathbf{x}(t)$ não é totalmente medido. A partir da equação básica, busca-se uma formulação onde as matrizes de correlação possam ser estimadas a partir dos vetores $\mathbf{y}(t)$ e $\mathbf{u}(t)$, os quais podem ser medidos diretamente pela instrumentação.

Para sistemas mecânicos reais com grande número de graus de liberdade, sabe-se que normalmente alguns pontos de medição não podem ser medidos, devido principalmente, às restrições físicas. Portanto, é interessante considerar que a matriz de medidas represente apenas os pontos acessíveis à medição. Para (m) pontos de medida e $m < 2n$, define-se agora uma matriz de transformação $T_{(2n, 2n)}$, regular, constante e adimensional, tal que,

$$CT = \bar{C} = \begin{bmatrix} I_{(m, m)} & O_{(m, 2n-m)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Esta transformação numérica existe se a matriz de medidas tiver (m) linhas linearmente independentes (Gantmacher, 1959). A escolha apropriada desta matriz de transformação pode levar o sistema para uma forma canônica (Luenberger, 1967, Wolters, 1982). Entretanto, não é este o objetivo desta transformação. Pretende-se definir uma transformação numérica que faça a divisão do vetor de estados em duas partes, onde, a primeira parte contém apenas as variáveis de estado medidas. Aplicando-se esta matriz de transformação ao vetor de estados original, obtém-se uma nova variável de estado,

$$\bar{x}(t) = T^{-1} x(t) = \begin{bmatrix} y(t) \\ v(t) \end{bmatrix} \quad (5)$$

onde $v_{(2n-m, 1)}(t)$ corresponde a parte não conhecida do vetor de estado. O modelo de estado assume então a forma,

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}(t) &= \bar{A}\bar{x}(t) + \bar{B}u(t) \\ y(t) &= \bar{C}\bar{x}(t) \end{aligned} \quad (6)$$

onde,

$$\bar{A} = T^{-1}AT, \quad \bar{B} = T^{-1}B \quad (7)$$

O novo modelo de estado possui matrizes \bar{A} e \bar{B} com estrutura interna genérica e matriz de medidas \bar{C} , na forma especial. Aplicando-se a expressão (3) para o sistema na forma (6), obtém-se,

$$\bar{A}R_{\bar{x}\bar{x}}(\tau) + R_{\bar{x}\bar{x}}(\tau)\bar{A}^T + \bar{B}R_{u\bar{x}}(\tau) + R_{\bar{x}u}(\tau)\bar{B}^T = O \quad (8)$$

Esta equação pode ser melhor analisada, definindo-se as matrizes,

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A_{1(m, m)} & A_{2(m, 2n-m)} \\ A_{3(2n-m, m)} & A_{4(2n-m, 2n-m)} \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} B_{1(m, p)} \\ B_{2(2n-m, p)} \end{bmatrix}, \quad R_{\bar{x}u}(\tau) = \begin{bmatrix} R_{yu}(\tau) \\ R_{vu}(\tau) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$R_{\bar{x}\bar{x}}(\tau) = \begin{bmatrix} R_{yy}(\tau) & R_{yv}(\tau) \\ R_{vy}(\tau) & R_{vv}(\tau) \end{bmatrix}, \quad R_{u\bar{x}}(\tau) = \begin{bmatrix} R_{yu}(\tau) & R_{vu}(\tau) \end{bmatrix}$$

e substituindo-se (9) em (8), e manipulando-se as equações, pode-se escrever:

$$\mathbf{A}_1 \mathbf{R}_{yy}(\tau) + \mathbf{A}_2 \mathbf{R}_{vy}(\tau) + \mathbf{B}_1 \mathbf{R}_{uy}(\tau) + \mathbf{R}_{yy}(\tau) \mathbf{A}_1^T + \mathbf{R}_{yv}(\tau) \mathbf{A}_2^T + \mathbf{R}_{yu}(\tau) \mathbf{B}_1^T = \mathbf{O}_{(m,m)} \quad (10)$$

A expressão (10) apresenta apenas duas matrizes de correlação desconhecidas, $\mathbf{R}_{vy}(\tau)$ e $\mathbf{R}_{yv}(\tau)$. Pode-se trabalhar sobre esta equação para se obter uma expressão apropriada para o propósito de detecção e localização de falhas no modelo. Neste sentido, propõe-se utilizar um conjunto de vetores linha $s_i^T, i = 1, \dots, j$, de dimensão $(1, m)$ adimensionais, constantes e não nulos, tais que,

$$s_i^T \mathbf{A}_2 = \mathbf{o}_{(1,2n-m)} \quad , \quad \mathbf{A}_2^T s_i = \mathbf{o}_{(2n-m,1)} \quad (11)$$

A utilização de vetores ortogonais para o desacoplamento de variáveis de estado não medidas é uma técnica usual nas metodologias de detecção de falhas baseadas em equações de paridade (Chow, 1984; Lou, 1986; Park, 1994). O número de vetores $s_i^T, i = 1, \dots, j$, linearmente independentes, que satisfazem Eq. (11) é dado por,

$$j = m - \text{Posto}[\mathbf{A}_2] \quad (12)$$

Define-se agora os seguintes vetores,

$$\mathbf{p}_i^T = s_i^T [\mathbf{A}_1 : \mathbf{B}_1], \quad \mathbf{r}_{ei}(\tau) = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{yy}(\tau) \\ \mathbf{R}_{uy}(\tau) \end{bmatrix} s_i, \quad \mathbf{r}_{di}(\tau) = s_i^T [\mathbf{R}_{yy}(\tau) : \mathbf{R}_{yu}(\tau)] \quad (13)$$

e com estas definições pode-se escrever:

$$\mathbf{p}_i^T \mathbf{r}_i(\tau) = 0, \quad i = 1, \dots, j \quad (14)$$

onde,

$$\mathbf{r}_i(\tau) = \{ \mathbf{r}_{ei}(\tau) + \mathbf{r}_{di}(\tau) \}, \quad i = 1, \dots, j. \quad (15)$$

A Equação (14) pode ser utilizada para estimar parâmetros físicos do sistema com o propósito de localização de falhas no sistema. Esta análise será feita a seguir.

3. LOCALIZAÇÃO DE FALHAS

Coloca-se agora a condição que alguns parâmetros do sistema não estão sujeitos a falha. Neste caso pode-se separar o vetor \mathbf{p}_i^T em duas partes,

$$\mathbf{p}_i^T = [\mathbf{p}_{ci}^T : \mathbf{p}_{di}^T] \quad (16)$$

onde \mathbf{p}_{ci}^T é o vetor de parâmetros conhecidos, com dimensão $(1, p_c)$ não suscetíveis a falha e \mathbf{p}_{di}^T é o vetor de parâmetros desconhecidos suscetíveis a falha, com dimensão $(1, p_d)$. O vetor de correlações pode ser dividido na mesma proporção,

$$\mathbf{r}_i(\tau) = \begin{Bmatrix} \mathbf{r}_{1i}(\tau) \\ \mathbf{r}_{2i}(\tau) \end{Bmatrix} \quad (17)$$

e a expressão (14) pode ser reescrita na forma,

$$\mathbf{p}_{di}^T \mathbf{r}_{2i}(\tau) = -\mathbf{p}_{ci}^T \mathbf{r}_{1i}(\tau) \quad (18)$$

Esta expressão pode ser expandida para diferentes valores de $\tau_i, i = 1, \dots, k$, o que permite estimar o vetor de parâmetros suscetíveis a falha,

$$\mathbf{p}_{di}^T = -\mathbf{p}_{ci}^T \mathbf{R}_{1i}(\tau) [\mathbf{R}_{2i}(\tau)]^{-1}, i = 1, \dots, j \quad (19)$$

com,

$$\mathbf{R}_{1i}(\tau) = [\mathbf{r}_{1i}(\tau_1), \dots, \mathbf{r}_{1i}(\tau_k)]_{(p_c, k)}, \quad \mathbf{R}_{2i}(\tau) = [\mathbf{r}_{2i}(\tau_1), \dots, \mathbf{r}_{2i}(\tau_k)]_{(p_d, k)} \quad (20)$$

A estimativa do vetor de parâmetros envolve o cálculo da inversa da matriz de correlação $\mathbf{R}_{2i}(\tau)$. Para que se tenha boa estimativa desta inversa, é necessário que

$$Posto[\mathbf{R}_{2i}(\tau)] = p_d \quad (21)$$

Esta condição pode ser observada montando-se um sistema sobre determinado, fazendo-se $k > p_d$ e escolhendo-se adequadamente as defasagens de tempo $\tau_i, i = 1, \dots, k$. Neste caso a matriz de correlação não pode ser invertida diretamente, mas, pode-se utilizar a inversa generalizada $[\mathbf{R}_{2i}(\tau)]^{\dagger}$. A expressão de estimação pode ser aplicada para o sistema com falhas funcionando em estado estacionário. Isto permite localizar o grupo de parâmetros, ao qual pertence o parâmetro físico que está diretamente relacionado a falha do sistema. A estimativa dos vetores de parâmetros na condição de falha fica na forma,

$$\{\mathbf{p}_{di}^f\}^T = -\mathbf{p}_{ci}^T \mathbf{R}_{1i}^f(\tau) [\mathbf{R}_{2i}^f(\tau)]^{-1} \quad (22)$$

onde as matrizes de correlação $\mathbf{R}_{1i}^f(\tau)$ e $\mathbf{R}_{2i}^f(\tau)$ são estimadas para o sistema estacionário com falha. O vetor de parâmetros \mathbf{p}_{ci} permanece inalterado uma vez que, por hipótese inicial, a falha não está relacionada aos parâmetros físicos presentes neste vetor. Comparando-se os vetores estimados, antes e depois da falha, consegue-se verificar a coordenada vetorial que sofreu modificação. Calculando-se a diferença numérica,

$$\mathbf{p}_{di}^T - \{\mathbf{p}_{di}^f\}^T = [\delta_1, \dots, \delta_{p_d}] \quad (23)$$

pode-se montar a seguinte lógica de decisão:

$$\begin{cases} \text{Se } \delta_i = 0, \text{ parâmetro com falha não pertence à coordenada } i \text{ de } \mathbf{p}_{di} \\ \text{Se } \delta_i \neq 0, \text{ parâmetro com falha pertence à coordenada } i \text{ de } \mathbf{p}_{di} \end{cases} \quad (24)$$

onde $1 \leq i \leq p_d$. A condição dada na Eq. (24) permite identificar o conjunto de parâmetros que está relacionado a falha no modelo. Neste caso, a falha está relacionada ao conjunto de parâmetros presentes na coordenada i do vetor de parâmetros \mathbf{p}_{di} . Os parâmetros do modelo contidos nas demais coordenadas não estão relacionados à falha.

Nota-se que as expressões obtidas não permitem ainda identificar separadamente o parâmetro físico que variou após a falha, mas é possível localizar qual o grupo de parâmetros físicos ao qual pertence o parâmetro com falha. A localização exata da falha será tanto melhor, ou mais precisa, quanto maior for o número (j) de equações linearmente independentes que podem ser obtidas observando-se a condição (12). Coloca-se a seguir o conjunto de restrições necessárias para a aplicação das expressões de estimação obtidas:

$$\begin{cases} \text{Parâmetro com falha não pertence ao vetor } \mathbf{p}_{ci} \\ \text{Posto}[\mathbf{A}_2] < m \\ \text{Posto}[\mathbf{C}] = m \end{cases} \quad (25)$$

3. INFLUÊNCIA DO RUÍDO NAS MEDIÇÕES

Até aqui considerou-se que os sinais medidos na saída do sistema, $\mathbf{y}(t)$, e os sinais medidos na entrada do sistema, $\mathbf{u}(t)$, são ideais, ou seja, não contém ruído. Entretanto, sabe-se que em condições reais de medição, os sinais provenientes de sensores acoplados à máquina contêm outros tipos de sinais, devido a uma série de fatores. As fontes de ruído têm natureza diversa e variam intensamente em função da aplicação em questão. Não faz parte dos objetivos deste trabalho analisar a natureza das fontes de ruído, mas sim considerar o efeito deste no problema de detecção de falhas. Considera-se aqui que o sinal de ruído seja um processo aleatório e estacionário do tipo aditivo ao sinal limpo que pode ser representado na seguinte forma:

$$\begin{aligned} \mathbf{y}_r(t) &= \mathbf{y}(t) + \mathbf{e}_y(t) \\ \mathbf{u}_r(t) &= \mathbf{u}(t) + \mathbf{e}_u(t) \end{aligned} \quad (26)$$

onde $\mathbf{e}_y(t)$ e $\mathbf{e}_u(t)$ são os sinais de ruído, $\mathbf{y}_r(t)$ é o vetor de medidas com ruído e $\mathbf{u}_r(t)$ é o sinal de excitação com ruído. As matrizes de correlação calculadas com ruído aditivo nos sinais medidos podem ser representadas na seguinte forma,

$$\mathbf{R}_{yy}(\tau) = \mathbf{R}_{y_r y_r}(\tau) - \mathbf{R}_{y_r e_y}(\tau) - \mathbf{R}_{e_y y_r}(\tau) + \mathbf{R}_{e_y e_y}(\tau) \quad (27)$$

$$\mathbf{R}_{yu}(\tau) = \mathbf{R}_{y_r u_r}(\tau) - \mathbf{R}_{y_r e_u}(\tau) - \mathbf{R}_{e_u y_r}(\tau) + \mathbf{R}_{e_u e_u}(\tau) \quad (28)$$

$$\mathbf{R}_{uy}(\tau) = \mathbf{R}_{u_r y_r}(\tau) - \mathbf{R}_{e_u y_r}(\tau) - \mathbf{R}_{y_r e_u}(\tau) + \mathbf{R}_{e_u e_u}(\tau) \quad (29)$$

Nota-se que, se $e_y(t)$ e $e_u(t)$, forem seqüências do tipo ruído branco, com média zero, não correlacionados com os sinais $y(t)$ e $u(t)$ para $\tau \neq 0$, pode-se dizer que as matrizes de correlação envolvendo os vetores $e_y(t)$ e $e_u(t)$ serão nulas, (Melsa, 1973; Cooper, 1994a). Neste caso ideal, as matrizes de correlação podem ser estimadas diretamente com os sinais com ruído aditivo. Portanto, a formulação desenvolvida para a detecção de falhas no sistema na forma de estimação de parâmetros, permanecem inalteradas pela adição de ruído branco às medidas. Entretanto este caso ideal de ruído é na prática inexistente, uma vez que sempre existe correlação entre os sinais do sistema e os sinais de ruído.

A estimação dos parâmetros com adição de ruído não branco, fica na seguinte forma:

$$\mathbf{p}_{di}^T = \mathbf{p}_i^T \mathbf{E}_{ri}(\tau) \mathbf{R}_{r2i}^{-1}(\tau) - \mathbf{p}_{ci}^T \mathbf{R}_{r1i}(\tau) \mathbf{R}_{r2i}^{-1}(\tau) \quad (30)$$

onde o vetor de correlação $\mathbf{r}_{ri}(\tau)$ foi particionado proporcionalmente a \mathbf{p}_{ci} e \mathbf{p}_{di} , ou seja,

$$\mathbf{p}_i^T \mathbf{r}_{ri}(\tau) = \left[\mathbf{p}_{ci}^T : \mathbf{p}_{di}^T \right] \begin{Bmatrix} \mathbf{r}_{r1i}(\tau) \\ \mathbf{r}_{r2i}(\tau) \end{Bmatrix} \quad (31)$$

e ainda foram utilizadas as seguintes definições:

$$\mathbf{R}_{r1i}(\tau) = [\mathbf{r}_{r1i}(\tau_1), \dots, \mathbf{r}_{r1i}(\tau_k)]_{(p_c, k)}, \quad \mathbf{R}_{r2i}(\tau) = [\mathbf{r}_{r2i}(\tau_1), \dots, \mathbf{r}_{r2i}(\tau_k)]_{(p_d, k)}, \quad (32)$$

$$\mathbf{E}_{ri}(\tau) = [\mathbf{e}_{ri}(\tau_1), \dots, \mathbf{e}_{ri}(\tau_k)]_{(p_c + p_d, k)}, \quad \mathbf{r}_{ri}(\tau) = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{y_r y_r}(\tau) + \mathbf{R}_{y_r y_r}^T(\tau) \\ \mathbf{R}_{u_r y_r}(\tau) + \mathbf{R}_{y_r u_r}^T(\tau) \end{bmatrix} \mathbf{s}_i$$

$$\mathbf{e}_{ri}(\tau) = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{y_r e_y}(\tau) + \mathbf{R}_{e_y y_r}(\tau) - \mathbf{R}_{e_y e_y}(\tau) + \mathbf{R}_{y_r e_y}^T(\tau) + \mathbf{R}_{e_y y_r}^T(\tau) - \mathbf{R}_{e_y e_y}^T(\tau) \\ \mathbf{R}_{u_r e_y}(\tau) + \mathbf{R}_{e_y u_r}(\tau) - \mathbf{R}_{e_u e_y}(\tau) + \mathbf{R}_{e_y u_r}^T(\tau) + \mathbf{R}_{u_r e_y}^T(\tau) - \mathbf{R}_{e_y e_u}^T(\tau) \end{bmatrix} \mathbf{s}_i \quad (33)$$

Se o ruído for do tipo branco, a estimação dos parâmetros utilizando diretamente os sinais $u_r(t)$ e $y_r(t)$ não sofre alteração, uma vez que,

$$\mathbf{e}_{ri}(\tau) = \mathbf{o}, \quad \mathbf{E}_{ri}(\tau) = \mathbf{O}, \quad i = 1, \dots, j \quad (34)$$

e conseqüentemente

$$\mathbf{p}_{di}^T = -\mathbf{p}_{ci}^T \mathbf{R}_{r1i}(\tau) \mathbf{R}_{r2i}^{-1}(\tau) \quad (35)$$

A condição imposta sobre o Posto da matriz \mathbf{A}_2 pode ser difícil de ser obtida em alguns casos. Para sistemas de grande porte, por exemplo, onde existem muitos parâmetros físicos, ocorrerá intensa combinação de parâmetros em \mathbf{A}_2 , tornando difícil a escolha da matriz de transformação \mathbf{T} mais apropriada. Além deste aspecto, pode ocorrer que, um ou mais parâmetros importantes para o monitoramento do sistema não possam ser anulados através da

matriz T . Neste caso, estes parâmetros não poderão ser monitorados, uma vez que, por hipótese, os parâmetros físicos pertencentes a matriz A_2 não estão relacionados a falha.

4. EXEMPLO NUMÉRICO

A abordagem desenvolvida anteriormente foi aplicada em um sistema mecânico simples, do tipo massa-mola-amortecedor com 1 grau de liberdade. A simulação da resposta do sistema foi obtida para uma excitação do tipo senoidal. Os valores numéricos dos parâmetros do sistema são: massa: $m = 1$ kg, coeficiente de rigidez : $k = 100000$ N/m, coeficiente de amortecimento: $c = 1000$ Ns/m (sistema sobreamortecido).

A simulação computacional foi feita usando-se o programa *Matlab®* . A falha no sistema foi definida como sendo uma diminuição de 10% nos coeficientes de rigidez e amortecimento. Os parâmetros foram estimados iterativamente, e a partir da estimativa número 50 foi introduzida a falha. O objetivo desta simulação é estimar os valores numéricos dos parâmetros k e c antes e depois da falha, identificando o instante de ocorrência da falha, bem como, a intensidade da variação. A Fig. 1 mostra os parâmetros estimados e o erro de estimação em relação ao valor exato.

Pode-se observar que no caso ideal (sem ruído) a estimativa do parâmetro de rigidez tem erro menor que 1%, mas o parâmetro de amortecimento apresenta um erro de estimação maior, na ordem de 6%. A presença da falha no sistema pode ser facilmente verificada observando-se a variação numérica dos parâmetros estimados. Nas Figs. 2 e 3 a estimação dos parâmetros foi feita com ruído nos sinais. Nota-se que na presença de ruído, os valores estimados apresentam dispersão significativa.

Foi observado durante a simulação que, quanto maior a intensidade de ruído presente nos sinais, maior é a dispersão dos valores estimados em torno do valor exato. Entretanto, esta dispersão pode ser diminuída utilizando-se um conjunto de dados maior no cálculo das funções de correlação.

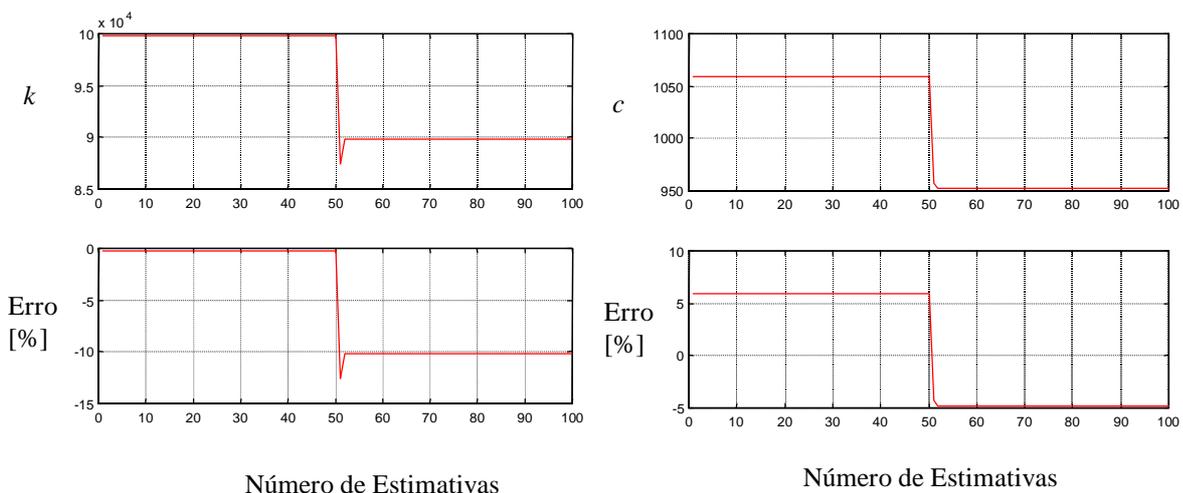


Figura 1 - Estimação dos parâmetros k e c sem ruído

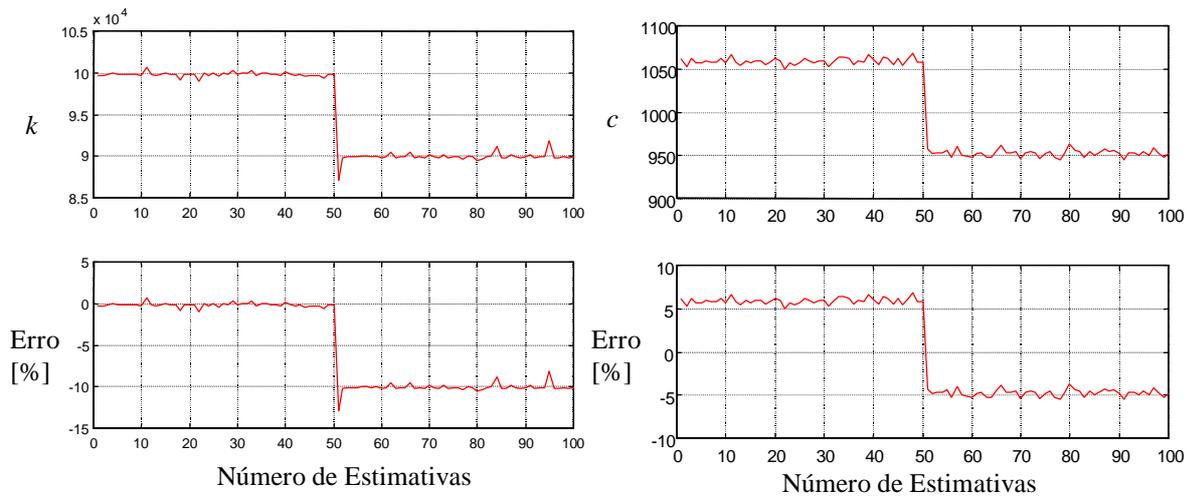


Figura 2 - Estimação dos parâmetros k e c com ruído de 2%

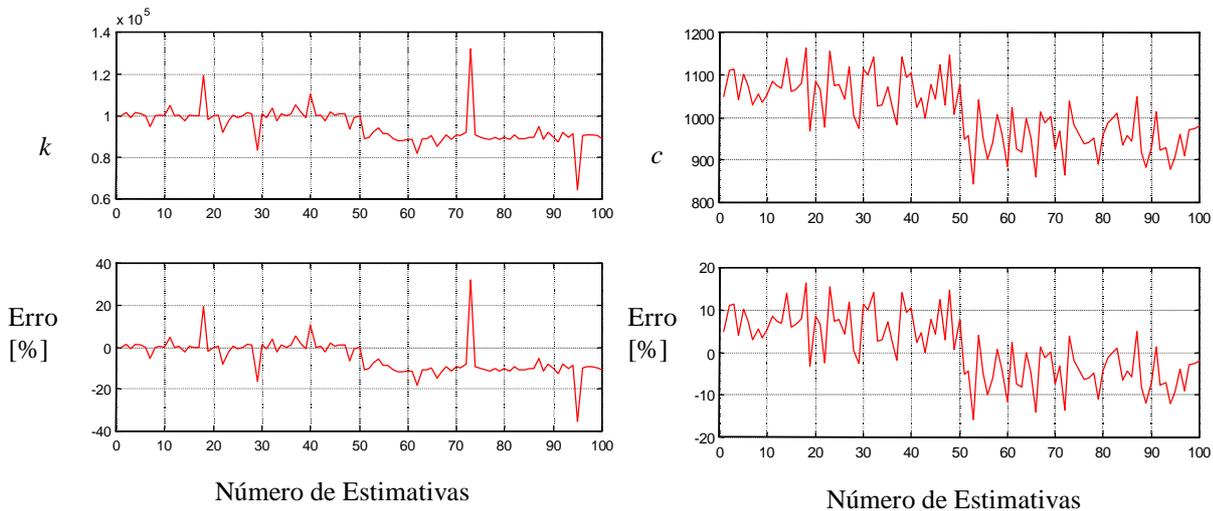


Figura 3 - Estimação dos parâmetros k e c com ruído de 10%

5. CONCLUSÕES

Um método para detecção e localização de falhas em sistemas dinâmicos com excitação estacionária, baseado na estimação de parâmetros, foi proposto e exemplificado numericamente.

A simulação de um modelo mecânico simples mostrou que, no caso ideal (sem ruído) os parâmetros físicos podem ser estimados (e monitorados) com boa precisão. A estimação dos parâmetros envolve o cálculo da inversa de matrizes de correlação que precisam ser estimadas com precisão. Na presença de ruído aleatório, a estimação destas matrizes apresenta grande variação, o que influencia negativamente na estimação dos parâmetros.

Neste trabalho, as matrizes de correlação foram estimadas pela Eq. (2), entretanto, sabe-se que estas mesmas podem ser estimadas a partir das funções de densidade espectral. Este método de estimação pode fornecer resultados mais confiáveis e será abordado em um futuro

trabalho; bem como, sistemas dinâmicos com número maior de graus de liberdade e menor amortecimento.

6. REFERÊNCIAS

- Betting, B.P.,1998, Predictive Maintenance Using the Rotordynamic Model of a Hydraulic Turbine-Generator Rotor, *Journal of Vibration and Acoustics*, vol.120, 441-448.
- Baillie, D. C., Mathew, J., 1996, A Comparison of Autoregressive Modeling Techniques for Fault Diagnosis of Rolling Element Bearings, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol.10(1), pg.1-17.
- Chen, J., R. J., 1998, *Patton. Robust Model-Based Fault Diagnosis for Dynamic Systems*, Kluwer Academic Publishers.
- Chow, E., Y., Willsky, 1984, A. Analytical Redundancy and Design of Robust Failure Detection Systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.29, n.7, p.603-614.
- Cooper, J.E., Desforges, 1994. M. Physical Parameter Identification Using an Unknown Random Input. In: ISMA 19 - Tools for Noise and Vibration Analysis. *Proceedings*, p.1123-1128.
- Frank, P. M., 1990, Fault Diagnosis in Dynamic Systems Using Analytical and Knowledge Based Redundancy - A Survey and Some New Results. *Automatica*, 26, 459-474.
- Gantmacher, F. G. ,1959, *The Theory of Matrices*, Chelsea Pub. Comp., vol. 1.
- Gertler, J. ,1998, *Fault Detection and Diagnosis in Engineering Systems*, Prentice Hall, New York.
- Isermann, R., 1984, Process Fault Detection Based on Modeling and Estimation Methods - A Survey, *Automatica*, vol.20, 387-404.
- Lou, X., Willsky, A., Verghese, ,1986, G. Optimally Robust Redundancy Relations for Failure Detection in Uncertain Systems. *Automatica*, vol.22, n.3, p.333-344.
- Luenberger, D., E. ,1971, An Introduction to Observers. *IEEE Transactions on automatic control*, vol.ac-16, n.6, p.596-602.
- Melsa, J. L., Sage, 1973, A. P. *An Introduction to Probability and Stochastic Process*, Prentice Hall Inc.
- McCornick, A.C., Nandi, A. K., Jack, L. B. , 1998, Application of Periodic Time-Varying Autoregressive Models to the Detection of Bearing Faults, *Proc. Instn. Mechanical Engineers*, vol.212(c), 417-428.
- Park, J., Rizzoni, G. , 1994, An Eigenstructure Assignment Algorithm for the Design of Fault Detection Filters. *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.39, n.7, p.1521-1524.
- Sage, A. P., Melsa, J. L.,1971, *Estimation Theory with Applications to Communication and Control*, MacGraw Hill.
- Willsky, A. L. ,1976, A Survey of Design Methods for Failure Detection in Dynamic Systems, *Automatica*, vol.12, 601-611.
- Wolters, D., P.,1982, Canonical Forms for Linear Systems, *Forschungsschwerpunkt Dynamische Systeme*, p.437-473, Universitat Bremen.
- Yaglom, A. M., 1987, *Correlation Theory of Stationary and Related Random Functions I*, Springer-Verlag.

PHYSICAL PARAMETER MONITORING IN MECHANICAL SYSTEMS WITH STATIONARY INPUTS

André Garcia Chiarello

Departamento de Mecânica - Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Av. BPS 1303, C.P. 50, CEP 37500-000, Email: andregc@iem.efei.br

***Abstract:** This work deals with the problem of fault detection and location in mechanical systems with stationary inputs. A known state space model of mechanical system is considered in this approach. The fault is defined as an abrupt and permanent variation of some system parameters. The proposed method uses a parameter estimator based on correlation functions. Two actual conditions are mathematically and numerically studied: 1 - Restrictions on measurements - some system states can not be measured by instrumentation, 2 -Random noise- the system signals are corrupted with stationary random noise. The procedure is demonstrated with a simple one-degree-of-freedom model of mechanical system.*

***Key-words :** Parameter estimation, fault detection, diagnosis.*