

Análise numérica e experimental de trincas em eixos baseada nas respostas estáticas e dinâmicas do sistema

Izabela Batista da Silva *, Aldemir Ap Cavalini Jr, Tobias Souza Morais, Valder Steffen Jr.

*Laboratório de Mecânica de Estruturas - LMEst, izabela.silva@ufu.br

Palavras-chave

Trincas, eixos, experimento, modelo

1. INTRODUÇÃO

Danos estruturais em sistemas mecânicos podem ser definidos como alterações não intencionais das propriedades físicas ou geométricas de forma a afetar negativamente o desempenho do sistema. Como exemplo, cita-se uma trinca em uma peça mecânica que produz uma descontinuidade geométrica e altera suas propriedades físicas. De acordo com o tamanho e profundidade da trinca e das cargas aplicadas, os efeitos adversos podem ser imediatos e catastróficos (FARRAR; LIEVEN; BEMENT, 2005).

Neste contexto, um caso especial de falhas em componentes mecânicos se dá em eixos rotativos com a ocorrência de trincas transversais, conforme destaca também Bachschmid, Pennacchi e Tanzi (2010) e segundo qual se desenvolve o tema que norteia o presente trabalho.

O presente trabalho pretende contribuir no âmbito das pesquisas relacionadas à detecção de trincas desenvolvidas no LMEst (FEMEC/UFU), com a avaliação de modelos 2D e 3D dedicados à análise estática e dinâmica de um eixo trincado em comparação a resultados obtidos através de testes experimentais.

2. COMPORTAMENTO DINÂMICO DE EIXOS ROTATIVOS COM TRINCAS TRANSVERSAIS

A avaliação do efeito de trincas em eixos rotativos de acordo com sua posição e profundidade é realizada comumente através de modelos matemáticos do rotor, onde o comportamento dinâmico da trinca pode ser descrito pelo fenômeno não linear conhecido como *breathing*. Neste caso, considerando que a excitação estática sobre o sistema é maior que as forças dinâmicas, a transição entre a abertura e o fechamento da trinca é governada pelo movimento de rotação do eixo (*weight dominance*). Na ausência do fenômeno *breathing*, a trinca pode ser considerada aberta (*open crack*), desprezando o comportamento não linear associado. É importante ressaltar que a Mecânica da Fratura Linear é utilizada para determinar a relação entre a profundidade da trinca e o aumento induzido na flexibilidade do eixo (ACTIS; DIMAROGONAS, 1989).

De acordo com Dimarogonas (1996), através das relações da mecânica da fratura entre a taxa de liberação de energia de deformação e o fator de intensificação de tensão, bem como o teorema de Castigliano, é possível calcular a flexibilidade local da região da trinca, e posteriormente a variação da rigidez associada.

2.1. Modelo Matemático

O comportamento dinâmico de um rotor flexível pode ser numericamente descrito por uma equação diferencial, como mostra a Eq. (1).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{D} + \Omega\mathbf{D}_g]\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K}(\Omega t) + \dot{\Omega}\mathbf{K}_{st}]\mathbf{q} = \mathbf{W} + \mathbf{F}_u + \mathbf{F}_m \quad (1)$$

onde $\mathbf{M}$ é a matriz de massa, $\mathbf{D}$ é a matriz de amortecimento, $\mathbf{D}_g$ é a matriz do efeito giroscópico, $\mathbf{K}_{st}$ representa o enrijecimento do sistema quando em regime transiente (matrizes obtidas via Elementos Finitos) e $\mathbf{K}(\Omega t)$ é a matriz de rigidez que depende da posição angular do eixo Ωt devido a presença da trinca. $\mathbf{K}(\Omega t)$ é determinada a partir dos cálculos da flexibilidade adicional do eixo devido a trinca conforme os conceitos de Mecânica da Fratura Linear (CAVALINI, 2013). O vetor de deslocamentos é representado por $\mathbf{q}$ e a velocidade de rotação é dada por Ω . A força peso, $\mathbf{W}$, contempla apenas às partes girantes, $\mathbf{F}_u$ representa as forças de desbalanceamento e $\mathbf{F}_m$ é o vetor das forças produzidas pelos mancais a fim de suportar o eixo.

O eixo foi modelado como uma viga de seção transversal circular com diâmetro constante e considerando que o elemento finito representativo (comprimento L) possui dois nós (1 e 2) e oito graus de liberdade: quatro deslocamentos (u_1, u_2, w_1 e w_2) e quatro rotações ($\theta_1, \theta_2, \varphi_1$ e φ_2), como mostra a Fig. 1.

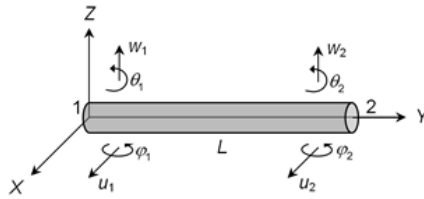


Figura 1: GDL associados ao elemento finito construído para representar o eixo

2.2. Procedimento experimental

Para a análise considerada no presente trabalho, um sistema eixo-disco-mancal em balanço foi construído conforme é apresentado na Fig. 2. O sistema é composto por um eixo com 1005 mm de comprimento e 17 mm de diâmetro ($E = 205 \text{ GPa}$, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0.29$), um disco com 150 mm de diâmetro externo e 20 mm de espessura ($\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$) e dois mancais de rolamento.



Figura 2: Sistema eixo-disco-mancal utilizado nos procedimentos experimentais

No procedimento experimental foram utilizados extensômetros de resistência elétrica para a determinação do campo de deformação ao longo da região no entorno da trinca, conectados ao equipamento de aquisição de dados ADS2000 da LYNX. Adicionalmente, foram medidas FRFs aplicando forças de impacto no disco ao longo das direções horizontal e vertical. Os sinais de respostas foram obtidos a partir de dois acelerômetros posicionados nestas mesmas direções. Neste caso, as respostas de vibração foram medidas pelo analisador Agilent (modelo 35670A) em uma faixa de 0-100 Hz e intervalos de 0.25 Hz.

2.3. Resultados numéricos e experimentais

O sistema eixo-disco-mancal foi representado por um modelo em elementos finitos com 38 elementos desenvolvido em MatLab® conforme mostrado na Fig. 3a (modelo 2D). Um modelo 3D (Fig. 3b) também foi desenvolvido em Ansys® seguindo fielmente a geometria da bancada experimental. Para representar os mancais no modelo 3D foram adicionadas duas condições de contorno do tipo *Ground to Multiple*.

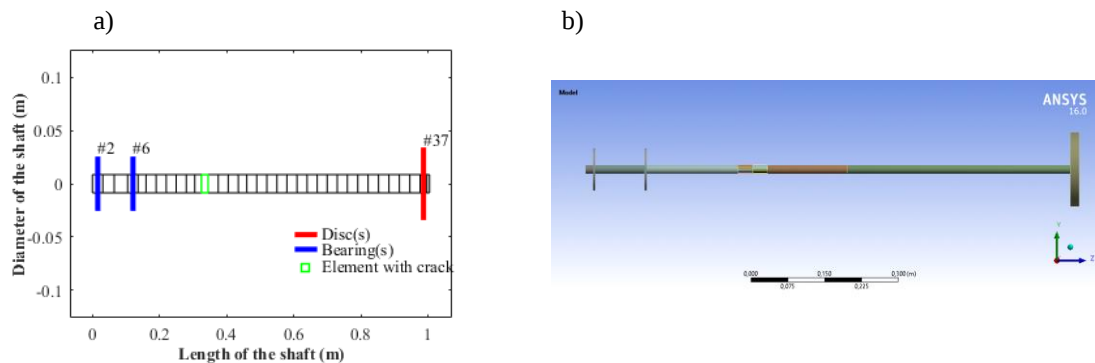


Figura 3: a) Modelo em elementos finitos para o sistema eixo-disco-mancal; b) Modelo no Ansys® para o sistema eixo-disco-mancal

No modelo em MatLab®, o comportamento do sistema é representado de acordo com a Eq. (1) já descrita, que leva em consideração a variação de rigidez do eixo devido à presença da trinca. As FRFs numéricas foram determinadas pela resolução das equações do movimento diretamente no domínio da frequência. As deformações associadas às superfícies do eixo no entorno da trinca foram determinadas a partir dos deslocamentos $\mathbf{q}$.

A primeira configuração utilizada nesta análise considerou o eixo sem trinca ($\mathbf{K}(\Omega t) = \mathbf{K}$ na Eq. (1)). Os parâmetros dos mancais foram ajustados por meio de um método de otimização denominado como Evolução Diferencial (STORN; PRICE, 1995). A Fig. 4 mostra as FRFs numéricas e experimentais (modelo 2D), como também as deformações na posição superior do eixo sem trinca.

A segunda configuração analisada considerou o eixo com uma trinca de 20% de profundidade, localizada a XX mm de um dos mancais do rotor (nós #6; veja a Fig. 3). Os resultados das FRFs experimentais e das deformações na mesma posição considerada para o eixo sem trinca são mostrados na Fig. 5.

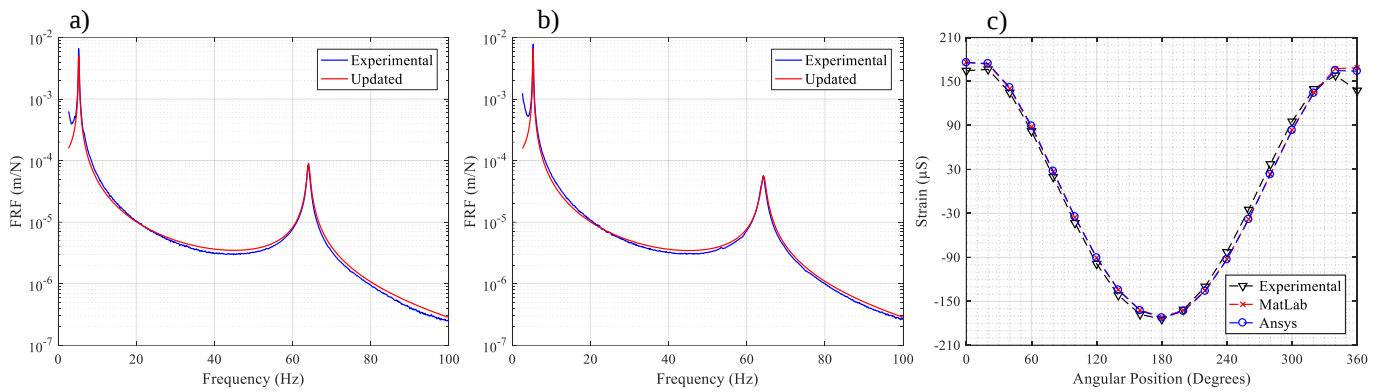


Figura 4: a) FRFs numéricas e experimentais na direção horizontal; b) FRFs numéricas e experimentais na direção vertical; c) Deformações na posição superior do eixo sem trinca

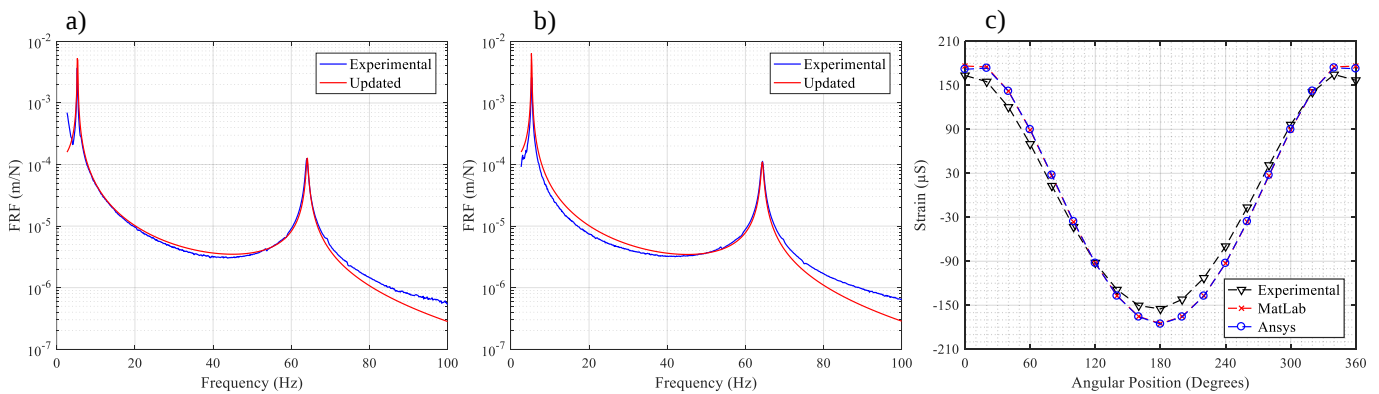


Figura 5: a) FRFs numéricas e experimentais na direção horizontal; b) FRFs numéricas e experimentais na direção vertical; c) Deformações na posição superior do do eixo com trinca de 20% de profundidade

Nas Figs. 4 e 5 é possível observar que o modelo 2D construído é representativo, uma vez que as FRFs numéricas e experimentais obtidas são similares. Contudo, é importante ressaltar que não foram observadas diferenças significativas entre as FRFs do eixo com e sem trinca. Quanto às deformações, o modelo em MatLab® e Ansys® geraram resultados próximos aos experimentais. Mais investigações estão sendo realizadas considerando diferentes profundidades de trinca e da relação entre o tamanho do elemento finito com a profundidade da trinca.

3. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES, CNPq (574001/2008-5), através do INCT-EIE, e a FAPEMIG (TEC-APQ-022284-15 / TEC-APQ-307609) pelo suporte financeiro.

4. REFERÊNCIAS

- Actis, R.L., Dimarogonas, A.D. "Non-linear Effects due to Closing Cracks in Vibration Bems". In: 12th ASME Conference on Mechanical Engineering. Vibration and Noise, Montreal, Canada, 1989, pp. 99-104.
- Bachschnid, N.; Pennacchi, P.; Tanzi, E. "Cracked rotors: a survey on static and dynamic behaviour including modelling and diagnosis". Springer, 2010.
- Cavalini, A.A. "Detecção e Identificação de Trincas Transversais Incipientes em Eixos Horizontais Flexíveis de Máquinas Rotativas". Tese de Doutorado, Universidade de Federal de Uberlândia, 2013.
- Dimarogonas, A. D. "Vibration of cracked structures: a state of the art review". *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 55, n. 5, pp. 831-857, 1996.
- Farrar, C.R.; Lieven N.A.J; Bement M.T. "An Introduction to Damage Prognosis". In: D. J. Inman, C. R. Farrar, V. Lopes, V. Steffen, (Eds.), *Damage Prognosis: For Aerospace, Civil and Mechanical Systems*, John Wiley & Sons Ltd, England, 2005, pp. 1-12.
- Storn, R.; Price, K. "Differential evolution: a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces". *International Computer Science Institute*, v.12, n. 1, 1995, pp. 1-16.

5. DIREITOS AUTORAIS

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