

基于非线性输出频率响应函数的转子系统碰摩故障的定位方法研究

韩清凯¹, 杨英¹, 郎志强², 闻邦椿¹

1. 东北大学机械工程与自动化学院, 沈阳 110004

2. 英国谢菲尔德大学自动控制与系统工程系, Sheffield, S1 3JD, 英国

摘要 提出采用一种新的基于非线性输出频率响应函数(NOFRFs)的方法, 进行转子系统碰摩故障的定位识别。NOFRFs 由非线性系统的 Volterra 级数理论发展起来, 对多自由度振动系统中的非线性环节具有定量的检测能力。对不同碰摩位置的转轴横向振动进行有限元仿真, 进而计算 NOFRF 函数的值, 用于对碰摩所处的区间位置进行判定。

关键词 转子系统; 碰摩; 故障定位; NOFRF

中图分类号 O322, TH16

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2009)02-0029-04

A Novel Method for Locating Rub-Impacts in Rotor Systems Using a Nonlinear Output Frequency Response Functions

HAN Qingkai¹, YANG Ying¹, LANG Zhiqiang²,
WEN Bangchun¹

1. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110004, China

2. Department of Automatic Control and Systems Engineering,
University of Sheffield, Sheffield, S1 3JD, UK

Abstract A novel method for locating rub-impacts along a rotor shaft is proposed based on the concept of Nonlinear Output Frequency Response Functions (NOFRFs). As one of the most common damaging malfunctions of rotating machineries, the rub-impacts in a rotor system are often modeled as a nonlinear problem and the identification of their locations is important in industrial applications. The NOFRFs were developed based on the Volterra series theory of nonlinear systems and found to be effective in detecting nonlinear components in a multi-DOF vibrating system. The simulations of shaft node transverse vibrations are carried out with finite element method for different rub-impact positions along

the shaft. And then the NOFRFs are calculated and their values are used to indicate the possible range where there exist rub-impacts.

Keywords Rotor system; rub-impact; fault location; NOFRF

0 引言

转子系统在工程领域中的应用十分广泛, 如航空发动机、燃气轮机、离心压缩机等。随着机器性能的不不断提高, 系统出现了许多转静件碰摩故障^[1]。转子系统的轴系较为复杂, 因此, 实现对转子系统的碰摩故障的定位是十分有价值的^[2]。Bachschmid 等^[3]采用基于模型的诊断理论结合最小二乘法对转子系统的多种故障进行了定位研究; Wang 等^[4]直接采用对声发射信号进行分析, 实现碰摩定位; Chu 等^[5]提出利用动刚度的变化以定位碰摩; Han 等^[6]提出基于有限元仿真和实测相综合的碰摩力辨识方法, 实现碰摩故障定位; Kicinski^[7]所采用的基于轴系有限元模型的动力学仿真方法, 也可以用于碰摩故障等各种不同故障发生位置的定位分析。

在最近的研究中, Lang 等^[8-9]提出了一种新的、针对振动系统的非线性检测方法, 且在频域内对系统响应信号数据进行分析计算实现; Peng 等^[10-12]将非线性输出频率响应函数(Nonlinear Output Frequency Response Functions, NOFRFs)的概念应用于结构的裂纹故障检测等。本文基于 NSFRFs 的振动系统故障检测的方法, 研究转子系统碰摩故障的定位检测。应用 NOFRF 进行转子碰摩故障定位时, 认为碰摩点处存在非线性环节, 而这种非线性是由动静件间的不连续碰撞和接触所引起的。本文在若干不同工况的转子横向振动的有限

收稿日期: 2008-11-18

基金项目: 国家自然科学基金项目(50775028); 国家高技术研究发展计划(863 计划)项目(2007AA04Z418)

作者简介: 韩清凯, 教授, 研究方向为机构动力学与动态设计、机械故障诊断, 电子信箱: qhan@mail.neu.edu.cn

元仿真数据基础上,进行这种新方法的分析研究。

1 定点碰摩转子系统的动力学方程

采用如下转子系统的动力学方程进行振动仿真。对转轴和转盘用梁单元进行有限元离散,定义结点坐标矢量为

$$\mathbf{u} = \{u_1, v_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, u_2, v_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \dots, u_n, v_n, \theta_{xn}, \theta_{yn}\}^T \quad (1)$$

式中, u_i 、 v_i 分别为结点 i 在 x 、 y 方向上的平动位移; θ_{xi} 、 θ_{yi} 为绕 x 轴和 y 轴的转角; $i=1, 2, \dots, n$, n 为结点总数。

转子系统的动力有限元方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}_u + \mathbf{F}_{rub} \quad (2)$$

其中, $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{D}$ 、 $\mathbf{K}$ 是整体质量矩阵、整体阻尼矩阵和整体刚度矩阵,可由全部梁单元刚度矩阵和轴承支承刚度矩阵组集得到^[13-14]。

假设不平衡力只出现在少数结点上。某个单元 e 上的不平衡力矢量 $\mathbf{F}_u^e$ 为

$$\mathbf{F}_u^e = \{m_e r \Omega^2 \cos \Omega t, m_e r \Omega^2 \sin \Omega t, 0, 0\}^T \quad (3)$$

其中, m_e 、 r 、 Ω 分别是偏心质量、偏心矩半径和转子回转速度。

假设定点碰摩发生在结点 i 上,则式(2)中的碰摩力为

$$\mathbf{F}_{rub,i} = \{F_x, F_y, 0, 0\}^T \quad (4)$$

其中, F_x 、 F_y 分别是

$$F_x = -k_r(x - \delta_0)h(x - \delta_0), F_y = -f_r k_r(x_1 - \delta_0)h(x - \delta_0) \quad (5)$$

式中, k_r 为碰摩杆的轴向刚度; f_r 为碰摩点的摩擦系数; $h(\cdot)$ 为 Heaviside 函数,其定义为

$$h(x - \delta_0) = \begin{cases} 0 & (x < \delta_0) \\ 1 & (x \geq \delta_0) \end{cases}$$

δ_0 是初始碰摩间隙。图 1 为转子系统定点碰摩示意图。

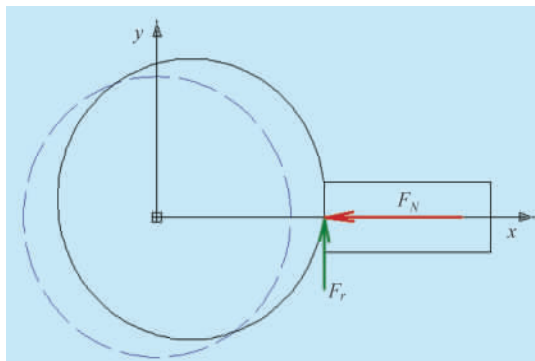


图 1 转子系统定点碰摩的示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the rub-impacts at a fixed limiter in a rotor system

2 振动系统中非线性环节定位识别的 NOFRF 分析原理

对于带有非线性环节的多自由度系统,其 NOFRF 根据 Volterra 级数原理得到^[8-9]

$$G_n(j\omega) = \frac{\int_{\omega_1+\omega_2+\dots+\omega_n=\omega} H_n(j\omega_1, j\omega_2, \dots, j\omega_n) \prod_{i=1}^n U(j\omega_i) d\sigma_n}{\int_{\omega_1+\omega_2+\dots+\omega_n=\omega} \prod_{i=1}^n U(j\omega_i) d\sigma_n} \quad n=1, 2, \dots, N \quad (6)$$

式中, $U(j\omega)$ 为系统输入; N 为 Volterra 级数最大阶次; $H_n(j\omega_1, j\omega_2, \dots, j\omega_n)$ 是 n 阶广义频率响应函数 (GFRF)。对于多自由度系统,第 i 个质点上的 n 阶 NOFRF 定义为

$$G_{(i,n)}(j\omega) = \frac{\int_{\omega_1+\omega_2+\dots+\omega_n=\omega} H_{(i,n)}(j\omega_1, j\omega_2, \dots, j\omega_n) \prod_{q=1}^n U(j\omega_q) d\sigma_{\omega n}}{\int_{\omega_1+\omega_2+\dots+\omega_n=\omega} \prod_{q=1}^n U(j\omega_q) d\sigma_{\omega n}} \quad (1 \leq n \leq N, 1 \leq i \leq n) \quad (7)$$

因此,第 i 个质点的输出谱为

$$X_i(j\omega) = [G_{(i,1)}(j\omega) - \lambda^{i,k}(j\omega) G_{(k,1)}(j\omega)] U_1(j\omega) + \lambda^{i,k}(j\omega) X_k(j\omega) = E^{i,k}(j\omega) U_1(j\omega) + \lambda^{i,k}(j\omega) X_k(j\omega) \quad (8)$$

式中

$$E^{i,k}(j\omega) = [G_{(i,1)}(j\omega) - \lambda^{i,k}(j\omega) G_{(k,1)}(j\omega)] \quad (9)$$

假设系统有两个输入: $U_1(j\omega)$ 、 $U_2(j\omega)$, 它们仅存在幅度上的差异,即 $U_q(j\omega) = \alpha_q U^*(j\omega)$, $q=1, 2$, 其中 $\alpha_1 \neq 0$, $\alpha_2 \neq 0$, 且 $\alpha_1 \neq \alpha_2$, 对应地,在质点 i 和质点 k 上的响应谱 $X_i^{(q)}(j\omega)$ 、 $X_k^{(q)}(j\omega)$, $q=1, 2$ 具有如下关系

$$\begin{cases} X_i^{(1)}(j\omega) = E^{i,k}(j\omega) \alpha_1 U^*(j\omega) + \lambda^{i,k}(j\omega) X_k^{(1)}(j\omega) \\ X_i^{(2)}(j\omega) = E^{i,k}(j\omega) \alpha_2 U^*(j\omega) + \lambda^{i,k}(j\omega) X_k^{(2)}(j\omega) \end{cases} \quad (10)$$

由式(10)解得

$$E^{i,k}(j\omega) = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} \alpha_1 U^*(j\omega) & X_k^{(1)}(j\omega) \\ \alpha_2 U^*(j\omega) & X_k^{(2)}(j\omega) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} X_i^{(1)}(j\omega) \\ X_i^{(2)}(j\omega) \end{bmatrix} \quad (11)$$

根据式(8)和式(9),如果 $E^{i,k}(j\omega)=0$,则 $X_i(j\omega) = \lambda^{i,k}(j\omega) X_k(j\omega)$, 表明在质点 i 和质点 k 之间是线性的,否则是非线性的。因此,利用转子系统的响应分析计算 $E^{i,k}(j\omega)$ 值,可判断在结点 i 和 k 之间是否存在碰摩。本文假设只有一种定点碰摩形式的故障,且只发生在某一结点上。

3 仿真研究

设某模型转子系统如图 2(a) 所示。两个滑动轴承在两端支承柔性转轴,对称放置两个转盘。弹性碰摩杆可以沿转轴移动放置,包括转盘位置。对转子系统采用 Euler-Bernuli 梁进行有限元划分,如图 2(b) 所示,共 23 个单元。结点 8-9 和 15-16 之间是两个转盘;结点 1 和 23 是轴承位置。转轴长 480 mm,直径 10 mm;转盘直径 80 mm,材料均为钢,杨氏模量为 2.06×10^{11} Pa,泊松比为 0.3。计算得到的转子系统的第一、二阶临界转速为 31.48 Hz 和 127.07 Hz。轴承支承处的刚度和阻尼系数的具体值为 $k_{xx}=9 \times 10^6$ N/m, $c_{xx}=1.5 \times 10^3$ N/(m·s⁻¹), $k_{xx}=k_{yy}$, $c_{xx}=c_{yy}$ ^[15]。式(5)中的碰摩系数分别为 $k_r=1 \times 10^5$ N/m, $f_r=0.1$ 。

在上述 7 种仿真工况中, 尽管碰摩时的轴心轨迹形状不同、振幅和碰摩严重程度不同, 但碰摩结点到偏心激励结点间的 E_2 值都较大。如图 3(a) 所示, 工况 1, 2, 3 的碰摩位置都在左盘左侧, 即在结点 3, 5, 8 处, 表现出相似的 $\bar{E}^{k+1}$ 值; 工况 4, 5 的碰摩位置在两盘中间结点 12, 14 处, 表现出一致的高 $\bar{E}^{k+1}$ 值 (在图 3(b)); 工况 6, 7 的碰摩位置在右盘右侧结点 19, 22 处, 前 16 个单元的 $\bar{E}^{k+1}$ 值均相同, 而右侧单元由于碰摩点不同出现值的变化 (图 3(c)); 比较左盘左侧结点 3 碰摩、中间点 12 碰摩和右侧点 22 碰摩 (图 3(d)), 可以看到它们之间有明显区分。考虑到激励位置在结点 16, 可较明显看到碰摩发生在左、中、右 3 个不同区间时, $\bar{E}^{k+1}$ 值的变化。

4 结论

本文主要利用非线性频率响应输出函数对转子碰摩位置进行了判断和比较。这种新的定位非线性环节的方法对转子的碰摩故障能够起到预期的识别效果。

本文根据一个简化的模型转子系统, 给出一种单向局部碰摩的公式, 并进行基于有限元的转子振动仿真。在 7 种碰摩工况的仿真结果基础上, 观察并比较了 E_2 值的变化规律, 发现在非线性环节的结点和激励结点之间会出现较大的 E_2 值。

参考文献 (References)

- [1] Rao J S. Vibratory Condition Monitoring of Machines[M]. Bangalore: The Vibration Institute of India, 1998.
- [2] Worden K, Manson G, Allman D. Experimental validation of a structural health monitoring methodology: Part I. Novelty detection on a laboratory structure[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 259(2): 323-343.
- [3] Bachschmid N, Pennacchi P, Vania A. Identification of multiple faults in rotor systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 254(2): 327-366.
- [4] Wang Q, Chu F. Experimental determination of the rubbing location by means of acoustic emission and wavelet transform [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 248(1): 91-103.
- [5] Chu F, Lu W. Determination of the rubbing location in a multi-disk rotor system by means of dynamic stiffness identification [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 248(2), 235-246.
- [6] Han Q K, Yu T, Li H, et al. Hybrid model based identification of local rubbing fault in rotor systems[J]. *Key Engineering Materials*, 2005, 293-294: 355-364.
- [7] Kicinski J. Rotor dynamics[M]. Gdansk: Institute of Fluid-Flow Machinery, 2005.
- [8] Lang Z Q, Billings S A. Energy transfer properties of nonlinear systems in the frequency domain[J]. *International Journal of Control*, 2005, 78(5), 354-362.
- [9] Lang Z Q, Peng Z K. A novel approach for nonlinearity detection in vibrating systems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 314 (3-5), 603-615.
- [10] Peng Z K, Lang Z Q, Billings S A. Crack detection using nonlinear output frequency response functions[J]. *Journal of Sound and Vibration*,

2007, 301(3-5): 777-778.

- [11] Peng Z K, Lang Z Q, Billings S A, et al. Analysis of bilinear oscillators under harmonic loading using nonlinear output frequency response functions [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2007, 49 (11): 1213-1225.
- [12] Peng Z K, Lang Z Q, Billings S A. Linear parameter estimation for multi-degree-of-freedom nonlinear systems using nonlinear output frequency-response functions [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007, 21(8): 3108-3122.
- [13] Nelson H D, Mcvaugh J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements [J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, 98: 593-600.
- [14] Nelson H D, Meacham W L, Fleming D P, et al. Nonlinear analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1983, 105(3): 606-614.
- [15] Han Q, Yao H, Sun W, et al. FE modelling and parameter identifications of a rotor system[C]//Proceedings of the 8th International Conference on Frontiers of Design and Manufacturing, Tianjin, China, 2008.

(责任编辑 代丽)

·学术动态·



“2009 年机械电子学学术会议”征文

中国电子学会拟定于 2009 年 8-9 月份间在山西召开“2009 年机械电子学学术会议”。热忱欢迎从事电子机械研究、生产、管理的专家、学者、企业家及本分会团体会员单位的同行们积极组稿、撰稿并参加会议进行交流。征文内容: (1) 机电一体化的建模和仿真; (2) 与机电一体化相关的机械结构系统的同步优化; (3) 与机电一体化相关的系统设计; (4) 机电一体化领域内的应用 (制造过程/机械制造/精密加工/校准、测量及检验/尺寸非稳定材料处理/医疗、保健、医学及生物医学领域/建筑、结构及维护/玩具、娱乐和教育/工业及服务自动化/机器人等); (5) 机电一体化和光机电一体化领域内的应用 (天线和射电望远镜/天线伺服系统/电子机械工程/电子封装/微机电系统); (6) 电子设备中的电磁兼容及热设计; (7) 机电一体化及光机电一体化系统中的振动和噪声控制; (8) 机电一体化及光机电一体化系统中的传感及控制; (9) 嵌入式智能; (10) 模糊逻辑及神经网络应用; (11) 其他与机电一体化及光机电一体化相关的内容。征文截止日期: 2009 年 4 月 30 日。论文稿件请用电子邮件发送。

联系人: 戴林风, 电子信箱: dlf2134@163.com, 电话: 025-83772620; 叶渭川, 电子信箱: ye.w.c@163.com, 电话: 025-83375815-512。