

转子系统局部碰摩故障传递机制特性研究

许琦¹, 赵立超², 赵倩¹, 闻邦椿¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819;

2. 沈阳鼓风机集团 安装检修配件有限公司, 辽宁 沈阳 110869)

摘 要: 旋转机械的高速化和高效化使系统转子间的间隙越来越小, 转子振动经常引发局部碰摩故障, 进而使整个转子系统响应呈现非线性, 影响系统的稳定运行, 及时掌握碰摩转子系统的动力学特性为处理故障建立基础。以谐波平衡和有限元理论为基础, 建立碰摩转子系统的有限元模型并利用系统振动响应各次谐波分量与频率响应矩阵之间的关系, 提出转子系统局部碰摩故障传递机制, 即系统某处发生故障后对其他位置产生的影响。通过数值仿真和实验验证了此机制的正确性。具有 n 个故障的转子系统, 仅需要任意 $n+2$ 个节点的响应就可以得到剩余所有节点的响应。对于不平衡、碰摩、不对中和裂纹等转子系统的常见故障, 传递机制具有良好的适用性。

关 键 词: 转子系统; 非线性响应; 谐波分量; 碰摩; 故障传递机制

中图分类号: TK 267; TH 113.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2015)06-0823-04

Research on Fault Transfer Mechanism of Local Rub in Rotor System

XU Qi¹, ZHAO Li-chao², ZHAO Qian¹, WEN Bang-chun¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. Installation Accessories Co. Ltd., Shenyang Blower Works Group Corporation, Shenyang 110869, China.

Corresponding author: XU Qi, E-mail: xuqi_010904@126.com)

Abstract: The clearance between rotor and stator in rotating machinery becomes smaller to supply high speed and efficient. Local rub failure often occurs which can lead to nonlinear response in the whole rotor system. Timely obtained dynamic characteristics are vital to the fault in rub rotor system. Based on the finite element and the harmonic balance theory, the relationship between harmonic components of vibration responses and frequency response matrix was used to obtain local rub failure transfer mechanism. Validity and robustness were verified by numerical simulations and experiments. Responses of $n+2$ nodes were needed to obtain responses of the all remaining nodes in n malfunctions of rotor system. The transfer mechanism has a good applicability in rotor system aiming at the rub, misalignment, unbalance and crack.

Key words: rotor system; nonlinear response; harmonic components; rub; fault transfer mechanism

大型空分装备的动设备如压缩机、增压机等经常出现各种故障, 故障往往发生在局部, 但是其会影响整个轴系, 从而使各个节点、各个位置的响应都呈现非线性。及时掌握转子系统的振动响应情况, 对旋转机械的稳定运行具有重要意义。

学者们对故障转子系统的非线性响应做了大

量研究, 主要分为理论分析方法和实验方法。理论分析方法是建立转子系统的非线性动力学模型, 通过对微分方程的求解得到系统的响应, 求解方法主要有解析法和数值法, 以及两者结合的半解析半数值方法, 如增量谐波平衡(IHB)法^[1]。解析方法以 Lindstedt - Poincare (L - P) 法为主, 如线

收稿日期: 2014-04-14

基金项目: 国家高技术研究发展计划项目(2012AA062002); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N120403007)。

作者简介: 许琦(1985-), 男, 辽宁沈阳人, 东北大学博士研究生; 闻邦椿(1930-), 男, 浙江温岭人, 东北大学教授, 博士生导师, 中国科学院院士。

性增量扩展的 L-P 法^[2]、多重时间变量的扩展 L-P 法^[3]. 解析方法可以给出系统响应具体的表达式,便于分析系统的动态特性及实现参数控制,但并不是所有的非线性方程都能求解出具体的表达式,数值方法解决了这个问题,成为研究非线性振动的重要方法,如 Runge-Kutta 法、Newmark 法、Newton-Raphson 增量迭代法等^[4-6]. 数值解法可以给出系统任意时刻的广义量的数值,其结果往往可以作为检验理论分析结果的标准^[7],但数值解法存在收敛性与精度的问题,并且只能提供离散的解,不能给出响应的具体表达式.

实验方法是使用各种传感器和信号采集器直接检测故障转子系统非线性响应的方法,通常用来验证理论研究方法的正确性或直接分析简单系统的非线性特性^[8-9].

针对目前研究故障转子非线性响应的问题,本文提出一种基于系统动力学模型、利用一些点的响应求其他任意点响应的方法——转子系统局部碰摩故障的传递机制,即轴系某一处发生碰摩故障后对其他位置产生的影响.

1 碰摩转子系统有限元模型

典型的转子系统由一些离散的叶轮、具有分布质量及弹性的轴段和支承等部件组成. 沿轴线把转子系统划分为圆盘、轴段等单元,如图 1 所示. 忽略轴向变形,系统的广义坐标分别为节点水平和垂直方向的位移和转角. 各单元彼此在节点处联结. 由 Lagrange 方程计算得到故障系统动力学方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_{\text{unb}} + F_{\text{rub}}. \quad (1)$$

其中: M 为质量矩阵; $C = D + \omega G$, D 为阻尼矩阵, G 为陀螺力矩矩阵, ω 为转子转速; K 为刚度矩阵,矩阵的具体形式见文献[10]; u 为振动响应向量; $F_{\text{rub}} = T_{2L_{\text{rub}}-1}(P_x + jP_y)e^{j(\omega t - \xi)}$ 为在节点 L_{rub} 处发生碰摩故障的碰摩力向量, $j = \sqrt{-1}$, $T_{2L_{\text{rub}}-1}$ 为碰摩位置向量, P_x 和 P_y 分别为碰摩力在节点 L_{rub} 处 x 和 y 方向上的分量, ξ 为碰摩力初始相位; F_{unb} 为质量偏心引起的外激励向量.

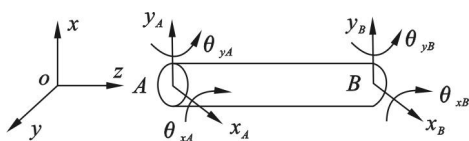


图 1 轴段单元有限元模型

Fig. 1 The finite element model of shaft

2 故障传递规律

在旋转机械中,偏心质量引起的激振力和碰摩力均具有周期性,可以将其展开成各阶谐波分量之和的形式,即

$$F_{\text{rub}} = T_{2L_{\text{rub}}-1}(A_0 + A_1 e^{j\omega t} + A_2 e^{2j\omega t} + \dots), \quad (2)$$

$$F_{\text{unb}} = T_{2L_{\text{unb}}-1}(B_0 + B_1 e^{j\omega t} + B_2 e^{2j\omega t} + \dots).$$

其中: $T_{2L_{\text{unb}}-1}$ 为外激励位置向量,向量中的元素仅在节点 $2L_{\text{unb}}-1$ 处为 1,其余为零, A_i 和 B_i ($i=0, 1, 2, \dots$) 为相关参数.

在确定系统中,周期激励产生周期响应,故响应也展开成各阶谐波分量之和的形式,即

$$u = u_0 + u_1 e^{j\omega t} + u_2 e^{2j\omega t} + u_3 e^{3j\omega t} + \dots \quad (3)$$

根据谐波平衡理论^[11],有

$$\begin{aligned} u_0 &= K^{-1}(T_{2L_{\text{rub}}-1}A_0 + T_{2L_{\text{unb}}-1}B_0) = \\ &E_{2L_{\text{rub}}-1}(0)A_0 + E_{2L_{\text{unb}}-1}(0)B_0, \\ u_1 &= [-M\omega^2 + j\omega C + K]^{-1} \cdot \\ &(T_{2L_{\text{rub}}-1}A_1 + T_{2L_{\text{unb}}-1}B_1) = \\ &E_{2L_{\text{rub}}-1}(j\omega)A_1 + E_{2L_{\text{unb}}-1}(j\omega)B_1, \\ &\dots \\ u_l &= [-Ml^2\omega^2 + j\omega lC + K]^{-1} \cdot \\ &(T_{2L_{\text{rub}}-1}A_l + T_{2L_{\text{unb}}-1}B_l) = \\ &E_{2L_{\text{rub}}-1}(jl\omega)A_l + E_{2L_{\text{unb}}-1}(jl\omega)B_l. \end{aligned} \quad (4)$$

其中: $E(jl\omega) = [K + j\omega lC - \omega^2 l^2 M]^{-1}$ 为转子系统的频域响应函数矩阵, l 为谐波分量的阶数, $E_{2L_{\text{rub}}-1}(jl\omega)$ 和 $E_{2L_{\text{unb}}-1}(jl\omega)$ 为矩阵 $E(jl\omega)$ 的第 $2L_{\text{rub}}-1$ 和 $2L_{\text{unb}}-1$ 列.

设碰摩故障节点 L_{rub} 响应向量第 l 阶谐波分量为 $u_{l(2L_{\text{rub}}-1)}e^{jl\omega t}$,其他任意节点 k, k_1 和 k_2 响应向量第 l 阶谐波分量分别为 $u_{l(2k-1)}e^{jl\omega t}$, $u_{l(2k_1-1)}e^{jl\omega t}$ 和 $u_{l(2k_2-1)}e^{jl\omega t}$,则有

$$\frac{u_{l(2k_1-1)}}{u_{l(2k_2-1)}} = \frac{E_{2k_1-1,2L_{\text{rub}}-1}(jl\omega)A_l + E_{2k_1-1,2L_{\text{unb}}-1}(jl\omega)B_l}{E_{2k_2-1,2L_{\text{rub}}-1}(jl\omega)A_l + E_{2k_2-1,2L_{\text{unb}}-1}(jl\omega)B_l}. \quad (5)$$

A_l 和 B_l 由下式求得:

$$\begin{bmatrix} A_l \\ B_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{2k_1-1,2L_{\text{rub}}-1} & E_{2k_1-1,2L_{\text{unb}}-1} \\ E_{2k_2-1,2L_{\text{rub}}-1} & E_{2k_2-1,2L_{\text{unb}}-1} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} u_{l(2k_1-1)} \\ u_{l(2k_2-1)} \end{bmatrix}. \quad (6)$$

则有

$$\begin{aligned} u_{l(2k-1)} &= \frac{E_{2k-1,2L_{\text{rub}}-1}(jl\omega)A_l +}{E_{2L_{\text{rub}}-1,2L_{\text{rub}}-1}(jl\omega)A_l +} \\ &\frac{E_{2k-1,2L_{\text{unb}}-1}(jl\omega)B_l}{E_{2L_{\text{rub}}-1,2L_{\text{unb}}-1}(jl\omega)B_l} u_{l(2L_{\text{rub}}-1)}. \end{aligned} \quad (7)$$

即节点 k 响应的第 l 阶谐波分量可以由故障节点 L_{rub} 响应的第 l 阶谐波分量求得,式(7)为故障传递机制. 故有

$$\boldsymbol{u}_{(2k-1)} = \boldsymbol{u}_{0(2k-1)} + \boldsymbol{u}_{1(2k-1)} e^{j\omega t} + \boldsymbol{u}_{2(2k-1)} e^{2j\omega t} + \cdots$$

即利用故障节点 L_{rub} 的响应可以得到任意节点 k 的响应。

同时还可以得到故障力的信息,即

$$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{T}_{2L_{rub}-1} (A_0 + A_1 e^{j\omega t} + A_2 e^{2j\omega t} + \cdots) .$$

有 n 个故障的转子系统,仅需要任意 $n+2$ 个节点的响应就可以得到剩余所有节点的响应。

3 数值模拟

建立碰摩转子的有限元模型,如图 2 所示,具体参数如表 1 所示。



图 2 碰摩转子系统有限元模型
Fig. 2 The finite element model of rub rotor system

表 1 有限元模型参数
Table 1 Parameters of the finite element model

参数名称	数值	参数名称	数值
单元数	42	弹性模量	210 GPa
节点数	43	联轴器长度	61 mm
轴段单元直径	10 mm	支承刚度	1×10^6 kg/m
轴段单元长度	15 mm	偏心量	1×10^{-5} kg/m
圆盘直径	75 mm	碰摩刚度	2×10^5 kg/m
圆盘厚度	25 mm	碰摩间隙	1×10^{-9} m

偏心在节点 30 处,碰摩在节点 10 处,测点分别在节点 6,21 和 24 处.采用 Newmark 与 Newton – Raphson 相结合的方法求解此非线性响应,转速为 500 rad/s,得到的碰摩点 x 方向时域响应曲线如图 3 所示.从图中可以明显看到碰摩故障所引起的削波现象,整个转子都呈现非线性响应。

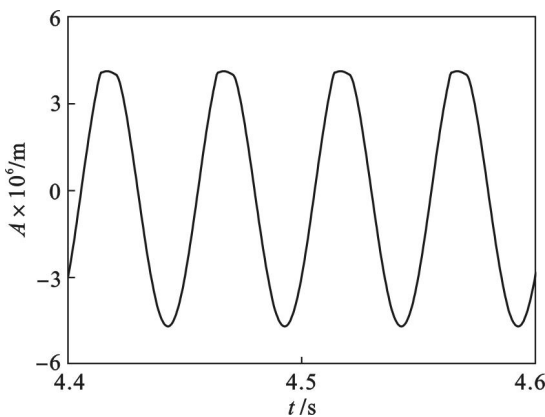


图 3 碰摩点 x 方向时域响应曲线
Fig. 3 Time domain response curve of rub point in x direction

利用测点 6,21 和碰摩点 10 的响应,根据故障传递机制,取前 6 阶谐波分量,得到测点 24 的响应及碰摩故障力曲线,如图 4 所示.从图中可以

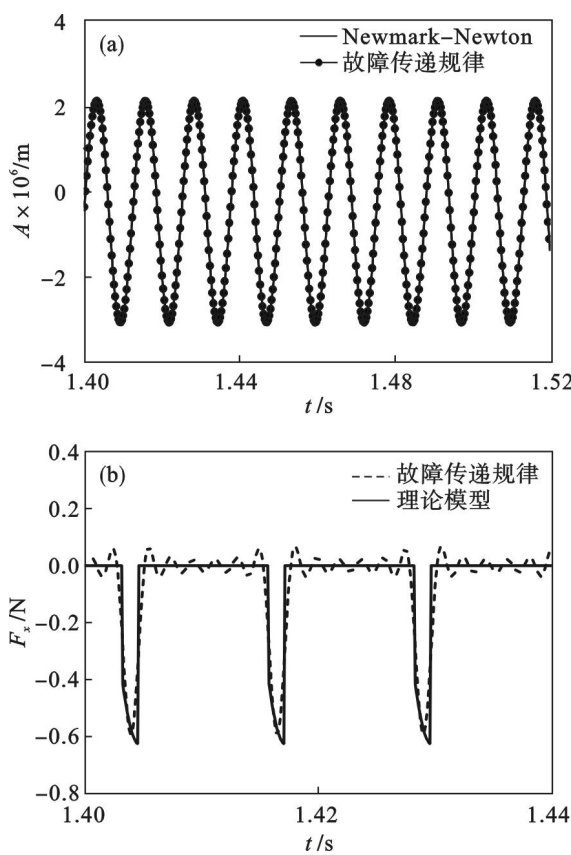


图 4 仿真结果
Fig. 4 Simulation results

(a)—响应曲线; (b)—故障力曲线。

看到采用数值方法求得的响应曲线与采用故障传递机制求得的响应曲线完全重合,碰摩力理论模型曲线与采用故障传递机制求得曲线基本重合。

4 实 验

利用 Bently 转子实验台和 B&K3560B 信号采集器完成实验,实验设备如图 5 所示,实验台动力学模型与数值仿真的模型相同,碰摩点和偏心点分别在节点 16 和 34 处,位移传感器分别放置在节点 9,15,21 和 31 处,在转速为 3 600 r/min 时采集信号,采样频率为 3.2 kHz。

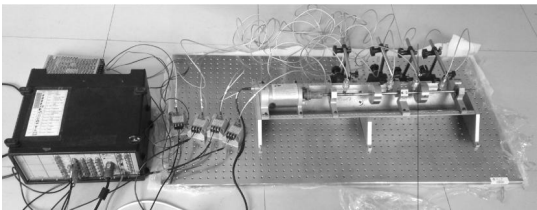


图 5 实验设备
Fig. 5 Experimental facilities

图 6 为节点 21 实验测量的时域响应曲线。

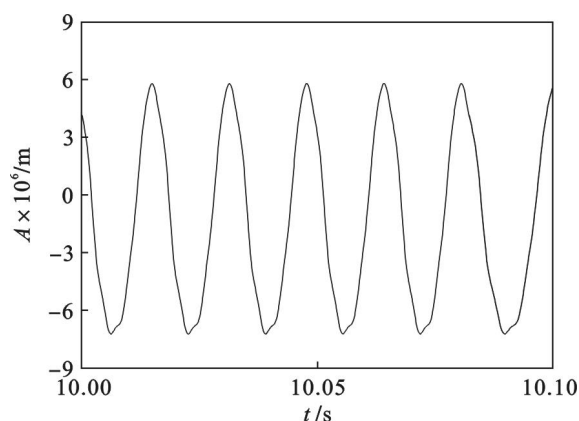


图 6 节点 21 的响应曲线

Fig. 6 Response curve at node 21

图 7 为实验分析计算结果。从图中可以看出,实验测得的响应曲线与采用故障传递机制计算的曲线基本重合,验证了故障传递机制的正确性和可行性。

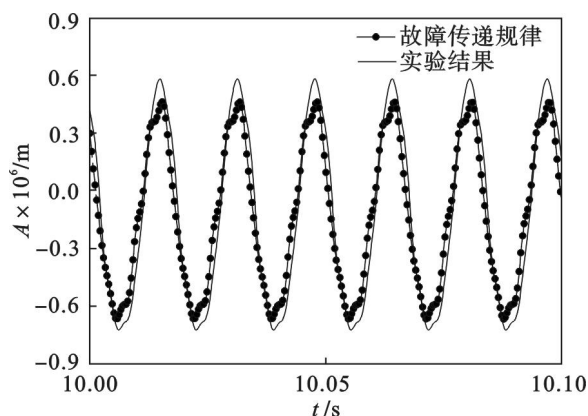


图 7 实验结果

Fig. 7 Experimental results

5 结 论

1) 本文以谐波平衡理论和有限元理论为基础,提出转子系统的故障传递机制,即局部碰摩转子系统某一位置发生碰摩故障后对其他部位产生的影响。

2) 利用故障传递机制,通过 $n+2$ 个点的非线性响应可以求得 n 点碰摩故障转子系统其他任意点的响应,并通过数值仿真和实验验证了本文方法的正确性和有效性。

3) 实际工程中,对于一些不便测量响应或测量效果不佳的位置,故障传递机制提供了一个良

好的解决方法。

4) 故障传递机制不仅适用于转子碰摩故障,不平衡、不对中和裂纹等故障力可视为外部周期力的转子系统常见故障均适用。

参考文献:

- [1] Shen Y J, Yang S P, Liu X D. Nonlinear dynamics of a spur gear pair with time-varying stiffness and backlash based on incremental harmonic balance method [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2006, 48(11): 1256 – 1263.
- [2] Amore P, Aranda A. Improved Lindstedt-Poincare method for the solution of nonlinear problems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 283(3/4/5): 1115 – 1136.
- [3] Pussenjak R R. Extended Lindstedt-Poincare method for non-stationary resonances of dynamical systems with cubic nonlinearities [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 314(1/2): 194 – 216.
- [4] Patel T H, Darpe A K. Vibration response of a cracked rotor in presence of rotor-stator rub [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 317(3/4/5): 841 – 865.
- [5] Cao J Y, Ma C B, Jiang Z D, et al. Nonlinear dynamic analysis of fractional order rub-impact rotor system [J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2011, 16(3): 1443 – 1463.
- [6] Dakel M, Baguet S, Dufour R. Nonlinear dynamics of a support-excited flexible rotor with hydrodynamic journal bearings [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(10): 2774 – 2799.
- [7] 姚红良, 许琦, 茅列前, 等. 行星齿轮系统弯扭耦合振动的增量谐波平衡法 [J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2013, 34(10): 1451 – 1455.
(Yao Hong-liang, Xu Qi, Mao Lie-qian, et al. Incremental harmonic balance method for coupled bending and torsional vibration in planetary gear system [J]. *Journal of Northeastern University: Natural Science*, 2013, 34(10): 1451 – 1455.)
- [8] Chu F L, Lu W X. Experimental observation of nonlinear vibrations in a rub-impact rotor system [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 283(3/4/5): 621 – 643.
- [9] Patel T H, Darpe A K. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009, 23(7): 2236 – 2252.
- [10] Nelson H D, McVaugh J M. The dynamics of rotor-bearing system using finite elements [J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, 98(2): 593 – 600.
- [11] Grollg V, Ewins D J. The harmonic balance method with arc-length continuation in rotor/stator contact problems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 241(2): 223 – 233.