

非线性刚度转子-轴承支承松动故障的特征分析*

李宏坤 赵利华 练晓婷

(大连理工大学机械工程学院振动工程研究所,大连 116023)

摘要 研究了非线性刚度转子系统发生松动故障时的振动问题.考虑了转轴材料的非线性因素,建立了在非稳态油膜力作用下的非线性刚度转子-滑动轴承系统松动模型,并用 Runge-Kutta 数值积分方法,得到了系统在不同的参数下的波形图、频谱图和轴心轨迹图的特征.并通过实验数据验证了该方法的可行性.数值分析结果为该类转子-轴承系统的设计和支承松动故障识别提供了一定的参考.

关键词 非线性刚度, 转子-轴承系统, 支承松动, 非稳态油膜力

引言

旋转机械系统中支承部件的长期振动或安装质量不高都会导致旋转部件的松动,其中轴承座与基础之间的松动是比较常见且危害较大的故障.松动故障降低系统的抗振能力,使原有的不平衡、不对中所引起的振动更加剧烈.一旦出现松动问题,转子连接刚度会降低,机械阻尼降低,转子振动特性发生变化,导致振动异常^[1,2].同时,转子系统的刚度通常都具有非线性,其应力应变关系一般为非线性的函数关系,如合金材料、复合材料和高温下的一般材料等构成的转子系统,当这类转子系统发生松动故障时,会强化系统的非线性特性.因此,正确识别具有非线性刚度的转子系统的松动故障,保证转子系统安全运行,避免损坏,具有重要的工程意义^[3].

本文建立了带有一端支座松动故障的非稳态油膜力作用下的非线性刚度的转子-轴承系统模型,利用数值分析的方法研究了松动故障的特征,为该故障的识别提供了理论依据.

1 转子-轴承系统模型与结果分析

1.1 转子-轴承系统模型及微分方程

如图1所示为一端支座松动的转子-轴承系统模型,两端有两个相同的滑动轴承,假设松动的最大间隙为 δ_0 .转子两端采用对称结构圆柱轴承支承, O_1 为轴瓦几何中心, O_2 为转子几何中心, O_3 为

转子质心, e 为质量偏心量系数;两端滑动轴承处的等效集中质量为 m_1 ,转子圆盘的等效集中质量为 m_2 ,松动轴承支座处的等效集中质量为 m_3 ; c_1 为转子在轴承处阻尼系数, c_2 为转子圆盘处阻尼系数, c_b 为地面对于支座的处阻尼系数, k_b 为地面对于支座的刚度系数,视转子与轴承之间为无质量弹性轴.

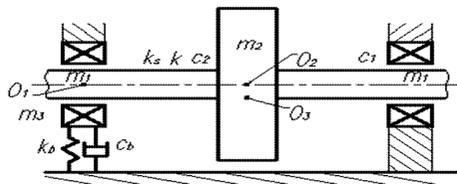


图1 支座松动转子-轴承系统模型

Fig.1 Foundation loosen fault model of the rotor-sliding bearing system

由 Cveticanin 的实验结果^[6],以线性项和立方项之和来表示转轴材料的非线性因素,其非线性应力-应变关系为:

$$\sigma = E_1 \varepsilon + E_2 \varepsilon^3 \tag{1}$$

由此其对应的转轴非线性弹性力为:

$$\begin{cases} F_{kx} = kx + k_s x(x^2 + y^2) \\ F_{ky} = ky + k_s y(x^2 + y^2) \end{cases} \tag{2}$$

式中 k 和 k_s 分别为线性和非线性刚度项系数.

设未松动端轴承处轴心在水平和垂直方向的位移分别为 x_1, y_1 ;圆盘处位移分别为 x_2, y_2 ;松动端轴心位移分别为 x_3, y_3 ;由于松动支座在水平方向的位移很小,在此仅考虑其在铅垂方向的位移,

2010-12-15 收到第1稿,2011-05-04 收到修改稿.

* 国家自然科学基金(50805014)和中央高校基本科研业务费专项资金(DUT11NY04)资助项目

记为 y_4 . 则具有非线性刚度轴和线性阻尼的转子系统动力学方程可表示为:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k(x_1 - x_2) + k_s(x_1 - x_2) [(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2] &= F_x(x_1, y_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1) \\
 m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k(y_1 - y_2) + k_s(y_1 - y_2) [(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2] &= F_y(x_1, y_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1) \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k(2x_2 - x_1 - x_3) + k_s(2x_2 - x_1 - x_3) [(2x_2 - x_1 - x_3)^2 + (2y_2 - y_1 - y_3)^2] &= m_2 \omega^2 \cos(\omega t) \\
 m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k(2y_2 - y_1 - y_3) + k_s(2y_2 - y_1 - y_3) [(2x_2 - x_1 - x_3)^2 + (2y_2 - y_1 - y_3)^2] &= m_2 \omega^2 \sin(\omega t) - m_2 g \\
 m_3 \ddot{x}_1 + c_3 \dot{x}_1 + k(x_3 - x_2) + k_s(x_3 - x_2) [(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2] &= F_x(x_3, y_3 - y_4, \dot{x}_3, \dot{y}_3 - \dot{y}_4) \\
 m_3 \ddot{y}_1 + c_3 \dot{y}_1 + k(y_3 - y_2) + k_s(y_3 - y_2) [(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2] &= F_y(x_3, y_3 - y_4, \dot{x}_3, \dot{y}_3 - \dot{y}_4) - m_1 g \\
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_b y_4 &= -F_y(x_3, y_3 - y_4, \dot{x}_3, \dot{y}_3 - \dot{y}_4) - m_3 g \quad (3)
 \end{aligned}$$

式中 ω 为转子角速度. 当支座发生松动故障时, 轴承座与基础之间的等效阻尼和刚度系数 c_b 、 k_b 为分段性^[4,5], 其表达式为:

$$c_b = \begin{cases} c_{b1} & y_4 < 0 \\ c_{b2} & 0 \leq y_4 \leq \delta_0 \\ c_{b3} & y_4 > \delta_0 \end{cases} \quad k_b = \begin{cases} k_{b1} & y_4 < 0 \\ k_{b2} & 0 \leq y_4 \leq \delta_0 \\ k_{b3} & y_4 > \delta_0 \end{cases} \quad (4)$$

$F_x(x_1, y_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1)$ 、 $F_y(x_1, y_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1)$ 分别为未松动端轴承油膜力在 x 、 y 方向上的分量, $F_x(x_3, y_3 - y_4, \dot{x}_3, \dot{y}_1 - \dot{y}_4)$ 、 $F_y(x_3, y_3 - y_4, \dot{x}_3, \dot{y}_3 - \dot{y}_4)$ 分别为松动端轴承油膜力在 x 、 y 方向上的分量. 这里采用 Capone 于 1991 年提出的短轴承假设下的非线性动态油膜力模型^[7]. 非线性油膜力分量 $F_x = spf_x$, $F_y = spf_y$; 其中 s 是 sommerfeld 修正系数, $s = \frac{\mu_n \omega RL}{p}$

$\left[\frac{R}{c}\right]^2 \left[\frac{L}{2R}\right]^2$; p 为转子圆盘质量的一半, R 为轴承半径, L 为轴承长度, c 为轴承径向间隙, μ_n 为润滑油黏度.

1.2 数值结果与分析

本文利用定步长四阶 Runge - kutta 法, 对式 (3) 进行数值仿真研究, 得到了在系统参数变化下的稳态振动响应. 计算中积分步长为 $1/512$, 转子参数为: $m_1 = 32.1 \text{ kg}$, $m_2 = 4.0 \text{ kg}$, $m_3 = 10.0 \text{ kg}$, $e = 0.05 \text{ mm}$, $k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $k_s = 2.5 \times 10^{12} \text{ N/m}^3$, $\delta_0 = 0.1 \text{ mm}$, $c_1 = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_2 = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_{b1} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}$, $k_{b2} = 0 \text{ N/m}$, $k_{b3} = 7.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_{b1} = 500 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{b2} = 0 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{b3} = 350 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $R = 25 \text{ mm}$, $L = 12 \text{ mm}$, $c = 0.11 \text{ mm}$, $\mu_n = 0.018 \text{ pa} \cdot \text{s}$.

系统的固有频率为 $f_0 = \sqrt{\frac{k}{m_1}} = 882.5056 \text{ Hz}$, 令

$\tau = \omega t$, $x = x/c$, $y = y/c$, 对方程进行无量纲化. 在上述参数的基本组合下, 研究转速、松动块质量等参数变化对系统响应的影响.

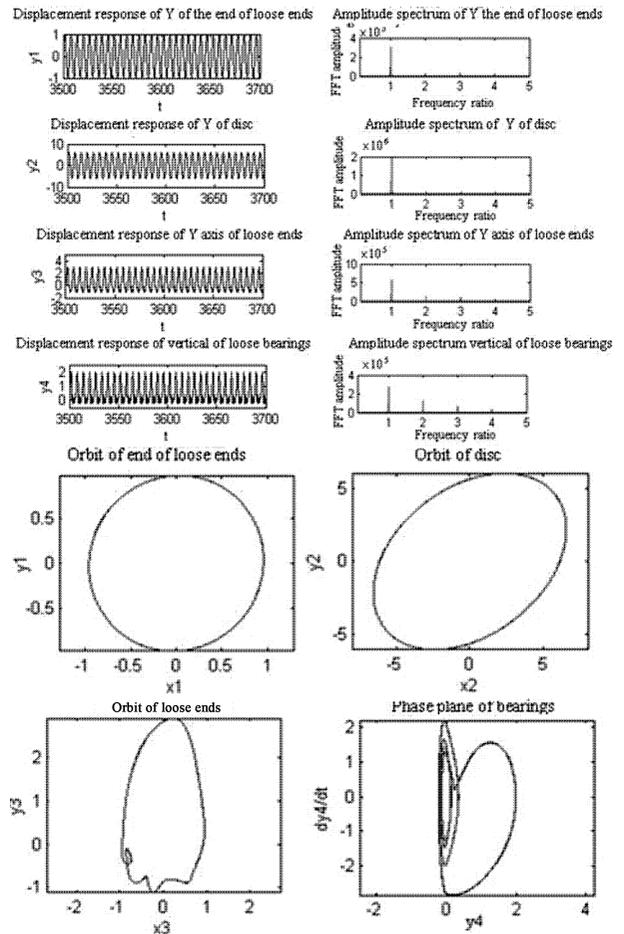


图2 转速在 $\omega = 1000 \text{ rad/s}$ 时转子系统的响应

Fig.2 The rotor system response when $\omega = 1000 \text{ rad/s}$

在非稳态油膜力作用下的该非线性刚度转子-轴承系统在转速分别为 $\omega = 1000 \text{ rad/s}$ 、 2000 rad/s

s 及 3000rad/s 时的响应如图 2、3、4 所示。当转速为 $\omega = 1000\text{rad/s}$ ，由于松动支座的振动较小，圆盘和未松动端振动受影响较小，均表现为周期振动，其频谱图主要表现为工频成份。由于松动支座的振动，使得支座的波形出现了明显的削波现象，其频谱图中有一些 $2 \times, 3 \times, 4 \times$ 倍频成份，且振动影响到该端轴心的运动，使其垂直方向的振动出现正负半轴不对称的现象，频谱图中除工频外有明显的高频成份。由于此时油膜涡动并不明显，故未松动端轴心、转子圆盘的轴心轨迹均表现为单环状，松动端轴心轨迹表现为不规则的环状结构，松动支座相平面图为多环相互缠绕，类似一打开的贝壳形状。

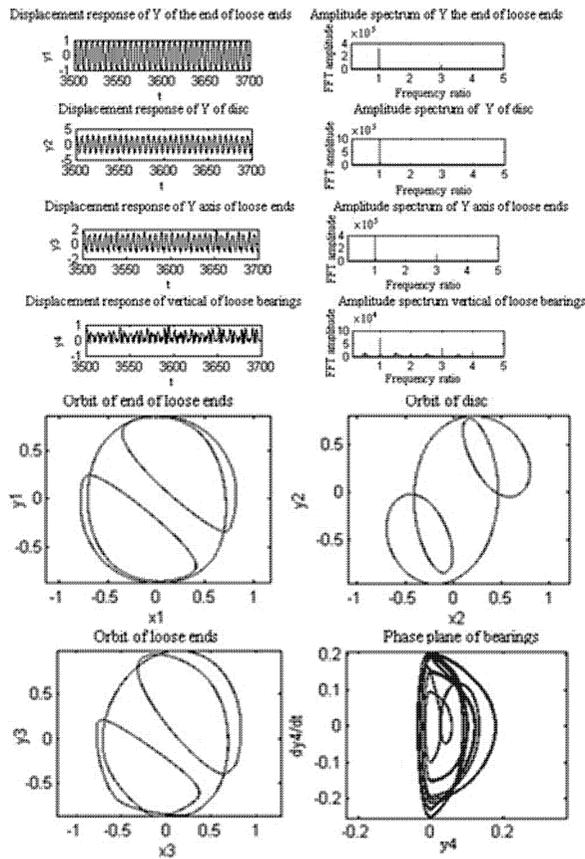


图 3 转速在 $\omega = 2000\text{rad/s}$ 时转子系统的响应

Fig. 3 The rotor system response when $\omega = 2000\text{rad/s}$

从图 3 可以看出，随着转速的提高，油膜涡动现象越来越显著。由于受油膜力的作用，系统的振动发生了有规律的变化，出现了 $1/3$ 及其倍频成份轴心轨迹，表现为一大两小圆互相缠绕的形状。松动支座的相平面轨迹为多环相互缠绕。

在图 4 中，半频的幅值明显高于工频的幅值，这表明系统存在着极其显著地油膜涡动。而且此时松动端轴心和松动轴承在垂直方向的振动幅值明显增

大，且频谱图中存在着幅值较小的高频成份。圆盘的轴心轨迹表现为一定宽度的环状结构，松动端支座相平面图为多环相互缠绕组成一打开的贝壳形。

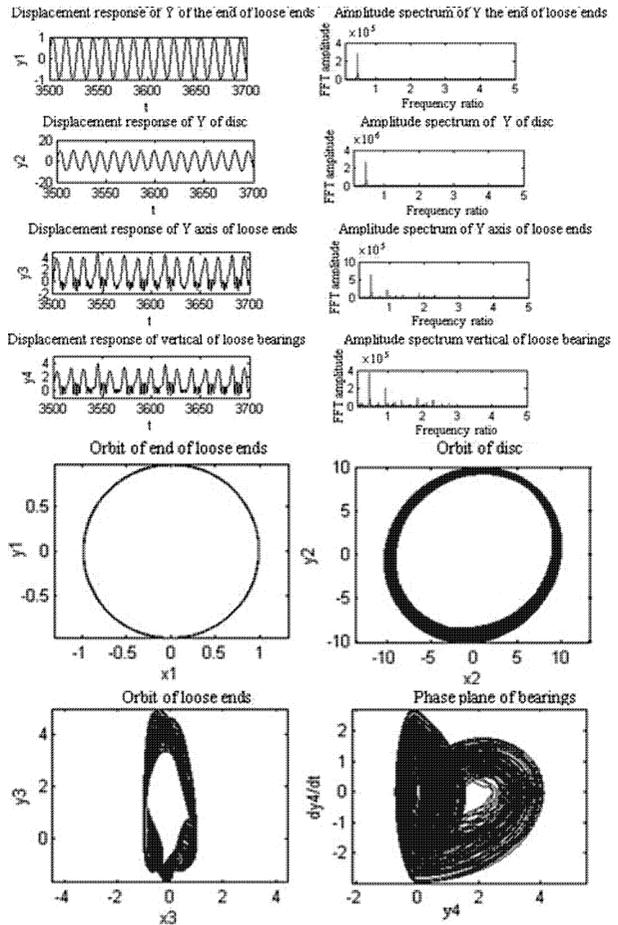


图 4 转速在 $\omega = 3000\text{rad/s}$ 时转子系统的响应

Fig. 4 The rotor system response when $\omega = 3000\text{rad/s}$

图 5、6 为松动支座质量由 10.0kg 增加到 40.0kg 时，转子-轴承系统分别在转速 1000rad/s 和 2000rad/s 时的响应，与图 2、3 相比较可以看出，随着转速的增加，松动支座质量对系统响应的影响开始明显起来，但当轴承支座质量增大到一定程度后对系统影响反而较小。

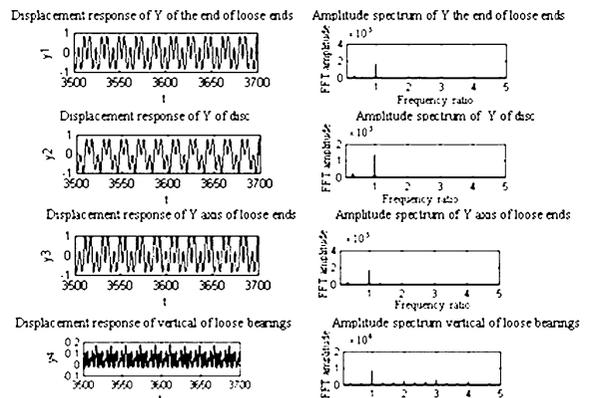


图 5 转速在 $\omega = 1000\text{rad/s}$ 时转子系统的响应

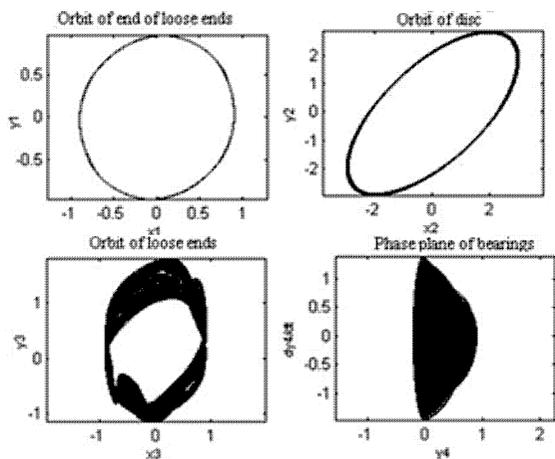


图5 支座质量 $m_3 = 40.0 \text{ kg}$ 转速 $\omega = 1000 \text{ rad/s}$ 时的响应

Fig. 5 The rotor system response when $m_3 = 40.0 \text{ kg}$

and $\omega = 1000 \text{ rad/s}$

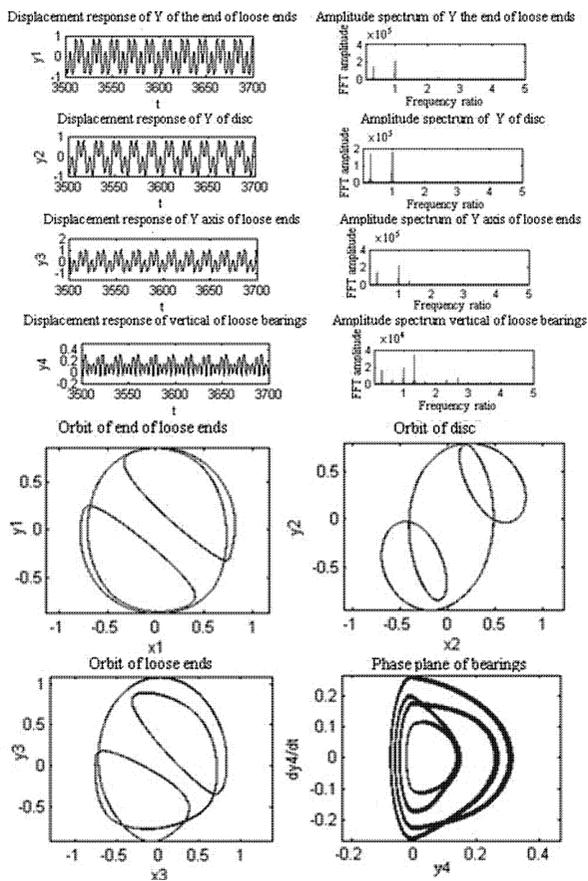


图6 支座质量 $m_3 = 40.0 \text{ kg}$ 转速 $\omega = 2000 \text{ rad/s}$ 时转子系统的响应

Fig. 6 The rotor system response when $m_3 = 40.0 \text{ kg}$

and $\omega = 2000 \text{ rad/s}$

随着松动支座质量的增加,要使其离开平衡位置需要更大的不平衡力才能克服重力的约束,所以随着松动轴承支座质量的增大,其对系统的运动规律影响会逐渐减小.所以在设计系统的时候轴承支座的的质量越大系统在高速运转下越稳定.

2 实验

在 ZT-3 转子试验台上模拟松动故障,将滑动轴承一端的支座与基础相连的螺栓拧松,调节转子的转速,用电涡流位移传感器测量转子圆盘的位移,由于条件限制,此处实验只测得转子圆盘的位移,未测取未松动端、松动端轴心和松动支座垂直方向的位移,实验结果如下图所示.

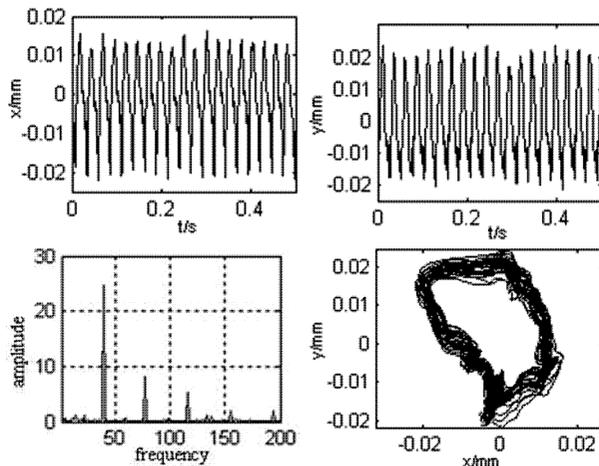


图7 一端支座松动故障时域波形图、频谱图和轴心轨迹

Fig. 7 Time-domain waveform graph, frequency-domain graph and shaft orbit based on foundation loosen fault

由实验结果可以看出由于松动故障使得圆盘在垂直方向的振动出现正负半轴不对称现象, y 方向的波形在波谷处有“削波”现象并伴随复杂的运动,频谱图中除工频外还存在 $2 \times$ 、 $3 \times$ 、 $4 \times$ 等高倍频,同时还有少量的 $1/3$ 、 $2/3$ 倍频成分,此时的轴心轨迹为不规则环状结构.

由发生松动故障时圆盘垂直方向振动波形的正负半轴不对称性,频谱图中丰富的低频及高频成分,可以验证本文模型建立的正确性.同时可以根据发生松动故障时,转子系统在时域波形、频域及轴心轨迹的特征来进行诊断.

3 结论

本文主要研究了非线性刚度转子发生松动故障时的振动响应,分别建立了带有一端支座松动的简化 Jeffcott 转子系统模型和在非稳态油膜力作用下的转子-轴承系统模型,并利用数值积分等方法对其进行数值模拟,得到了松动故障的一般特征:

(1) 支座发生松动振动时,出现了频繁的和基础撞击的现象,使得波形图的下部显得较为齐整,

出现了明显的削波现象.

(2) 支座发生松动振动时很容易引起系统的 $1/3$ 或 $1/2$ 及其倍数次的振动频谱分量, 频谱成分多以低频为主, 伴随幅值较小的高频成分.

(3) 在转子-轴承系统模型可以看出, 当支座发生松动振动时, 松动端轴颈的运动轨迹以及支座的相轨迹都呈现出特殊的形状, 这为有效识别转子-轴承系统的支座松动故障提供了理论参考.

(4) 在转速较低时, 轴承支座质量变化对系统响应影响不大, 随着转速的增加, 影响开始明显起来, 当轴承支座质量增大到一定程度后对系统影响反而较小, 所以在设计系统的时候轴承支座的质量越大系统在高速运转下越稳定.

参 考 文 献

- 1 赵广, 刘占生, 陈峰, 王永亮. 转子-联轴器-轴承-隔振器系统不对中及锁频故障试验研究. 动力学与控制学报, 2009, 7(2): 171 ~ 172 (Zhao G, Liu Z S, Chen F, Wang Y L. Experiment research on misalignment and frequency-locking trouble of rotor-coupling-bearing-isolator system. *Journal of Dynamics and Control*, 2009, 7(2): 171 ~ 172 (in Chinese))
- 2 段吉安, 黄志开. 旋转机械松动故障的非线性力学模型, 中南工业大学学报, 2002, 33(1): 78 ~ 79 (Duan J

- A, Huang Z K. Nonlinear model of rotor system with loose fault. *Journal of Central South University of Technology*, 2002, 33(1): 78 ~ 79 (in Chinese))
- 3 陈安华, 刘得顺, 朱萍玉. 转子系统非线性振动研究进展. 湘潭矿业学院学报, 1999, 14(2): 59 ~ 64 (Chen A H, Liu D S, Zhu P Y. Research advances in nonlinear rotor dynamics. *Journal of Xiangtan Mining Institute*, 1999, 14(2): 59 ~ 64 (in Chinese))
- 4 张靖. 故障转子系统非线性动力学若干问题的数值分析及其特征研究(博士学位论文). 沈阳: 东北大学, 2004 (Zhang J. Numerical analysis of some non-linear dynamics problems and characterical study for fault rotor systems (phD thesis). Shenyang: Northeastern University, 2004 (in Chinese))
- 5 杜小锦. 非线性故障转子系统动力学建模与故障诊断方法研究(硕士学位论文). 长沙: 湖南大学, 2008 (Du X J. The research on the dynamics model of rotor systems with nonlinear fault and the method of fault diagnosis (Master thesis). Changsha: Hunan University, 2008 (in Chinese))
- 6 Cveticanin L. Resonant vibration of nonlinear rotors. *Mechanisms and Machine Theory*, 1995, 31(5): 581 ~ 588
- 7 石博强, 申焱华. 机械故障诊断的分形方法. 北京: 冶金工业出版社, 2001 (Shi B Q, Shen Y H. Fractal method of mechanical fault diagnosis. Beijing: Metallurgical industry press, 2001 (in Chinese))

CHARACTERISTICS ANALYSIS ON NONLINEAR RIGID ROTOR-BEARING SYSTEM WITH PEDESTAL LOOSENESS FAULT*

Li Hongkun Zhao Lihua Lian Xiaoting

(Institute of Vibration Engineering, School of Mechanical Engineering, Dalian 116023, China)

Abstract The problem of nonlinear rigid rotor system with pedestal looseness fault was studied. The dynamic pedestal looseness fault models of the rotor-sliding bearing system with nonlinear rigid under an unsteady oil-film force were constructed, which took into account the material nonlinear factors. The characteristics on timing diagrams, spectrogram plots and shift centerline orbits were given about the response following the change of system parameters, by using the Runge-Kutta numerical value integral method. In the end, the feasibility of the theoretical simulation was verified by the diagrams from the test. The characteristics analysis may help to diagnose and identify the fault in rotor system.

Key words non-linear rigid, rotor-bearing system, pedestal looseness, unsteady oil-film force

Received 15 December 2010, revised 4 May 2011.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (50805014) and Fundamental Research Funds for the Central Universities (DUT11NY04)