

文章编号:1000-8055(2013)05-0977-06

# 双盘三支撑转子轴承系统松动-碰摩耦合故障分析

刘 杨, 太兴宇, 马 辉, 闻邦椿  
(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004)

**摘 要:** 针对由于支座松动而引起松动-碰摩耦合故障的转子-轴承系统,建立了双盘三支撑的松动-碰摩耦合故障转子系统力学模型和有限元模型.基于非线性有限元方法,使用松动端等效刚度模型及接触理论研究了碰摩刚度和松动刚度两个重要参数对系统动力学特性的影响.通过对在不同碰摩刚度及不同松动刚度条件下的系统动力学特性的研究,发现松动-碰摩耦合故障常常以碰摩故障特征为主,并且时域波形高矮峰交替出现,轴心轨迹呈现“梯形”,这一特性可以作为诊断松动-碰摩耦合故障的一个依据.

**关 键 词:** 支座松动; 碰摩; 双盘转子; 耦合故障; 等效刚度

**中图分类号:** V21; TH11

**文献标志码:** A

## Looseness-rubbing coupling fault of dual-disk three-support rotor-bearing system

LIU Yang, TAI Xing-yu, MA Hui, WEN Bang-chun

(School of Mechanical Engineering and Automation,  
Northeastern University, Shenyang 110004, China)

**Abstract:** For looseness-rubbing coupling fault of rotor-bearing system caused by pedestal looseness, the mechanical model and finite element model of dual-disk three-support looseness-rubbing coupling fault of rotor-bearing system were established. The research of effect of rubbing stiffness and looseness stiffness on dynamics characteristics of the system was done with equivalent stiffness model on the loose support, nonlinear finite element method and contact theory. Through the relevant research and analysis, it is found that looseness-rubbing coupling fault mainly is embodied in the rubbing fault. It is also found that high and low peaks appeared alternately in the time-domain graph and the shape of the axis orbit is trapezoid. This feature can be a basis which can diagnose looseness-rubbing coupling fault.

**Key words:** pedestal looseness; rubbing; dual-disk rotor; coupling fault; equivalent stiffness

旋转机械的松动故障通常是由于安装质量不高以及长期的振动所引起的.松动故障一般可以分为旋转部件松动和基础松动两种,其中轴承座

与基础之间的松动现象更为常见.带有松动故障的转子系统很容易引起转静件的碰撞与摩擦,使其在工作时产生周期性的碰摩,系统刚度也随之

收稿日期:2012-05-09

网络出版地址: [http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130508.0949.201305.977\\_003.html](http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130508.0949.201305.977_003.html)

基金项目:国家自然科学基金(51105065);教育部探索导向重点科技创新项目(N110203001)

作者简介:刘杨(1982—),男,辽宁盘锦人,讲师,博士,主要从事转子动力学研究.

产生周期性变化,从而使系统处于松动-碰摩耦合故障状态之中,严重时会引起转子系统运动失稳,进而导致轴系破坏事故的发生。

多年来,国内外研究学者对松动及碰摩故障转子系统中复杂的动力学现象做了相关研究,取得了一些重要的研究成果。Muszynska 等<sup>[1]</sup>通过对具有基座松动或转静子碰摩故障的转子系统进行数值仿真,并结合转子振动特性的实验,研究了系统的非线性动力学行为,为基座松动或转静子碰摩故障的研究提供了理论依据。罗跃纲等<sup>[2]</sup>建立了带有支座松动及局部碰摩故障的转子系统动力学模型,使用数值积分方法进行了系统数值仿真的研究,分析了基础松动质量等对转子系统动力学行为的影响。刘长利等<sup>[3]</sup>使用延拓打靶法,建立了松动碰摩耦合故障转子系统的动力学模型,对转子系统周期运动的稳定性及失稳规律进行了研究,获得了转子系统在不平衡量-转速、碰摩间隙-转速等参数域内的分岔集。卢艳军等<sup>[4]</sup>通过建立松动-碰摩耦合故障的双盘悬臂立式转子-轴承系统的力学及有限元模型,基于接触理论研究了松动刚度及碰摩间隙对系统动力学特性的影响。本文利用有限单元法建立了一个三支撑的松动-碰摩耦合故障双盘转子轴承系统模型,采用求解非自治非线性系统数值解的 Newmark- $\beta$  法,分析了中间轴承松动-碰摩耦合转子轴承系统在不同碰摩刚度、松动刚度参数域内系统周期运动的动力学特性,得到了转子系统松动-碰摩耦合故障的主要特征,为转子轴承系统的故障诊断提供了理论参考。

## 1 松动-碰摩耦合故障转子的数学模型

### 1.1 转子系统的力学模型

本文的研究对象是一个简化的双圆盘三支撑转子-轴承系统,该系统由2个圆盘和3个弹性支撑轴承组成,中轴承出现基础松动故障,如图1所示。3个轴承两两之间的跨距均为 $2l$ ,圆盘1与左轴承及圆盘2与右轴承之间的距离均为 $l$ ,中轴承与圆盘1、2之间距离为 $l$ 。 $k_{b1}, k_{b2}, k_{b3}, c_{b1}, c_{b2}, c_{b3}$ 分别为左、中、右3个轴承的等效支撑刚度和阻尼; $k_f, c_f$ 分别为轴承座与基础间的等效刚度与等效阻尼; $m_i (i=1, 2, \dots, 5)$ 从左至右分别为轴承与圆盘的质量;圆盘2处有机匣存在。

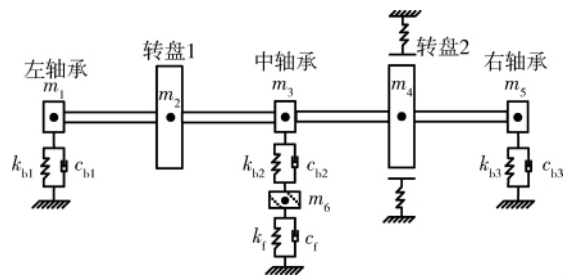


图1 转子-轴承系统力学模型

Fig. 1 Mechanical model of rotor-bearing system

### 1.2 松动端等效刚度模型

设松动螺栓的拉伸刚度为 $k_{f1}$ ,未松动螺栓的拉伸刚度为 $k_{f2}$ ,基础的刚度为 $k_{f3}$ ,如图2所示。

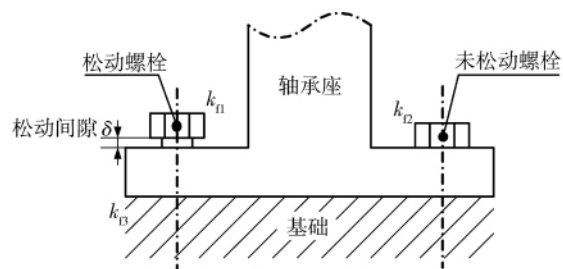


图2 支座松动示意图

Fig. 2 Schematic diagram of pedestal looseness

当振动幅度较大时,轴承支座与基础暂时分离,将只克服未松动螺栓的拉力,此时未松动螺栓处于弹性变形状态,松动端等效刚度为 $k_f = k_{f2}$ ;当振动幅度进一步增大时,轴承支座位移超过 $\delta$ 后,松动螺栓将同其他螺栓一起对轴承支座产生拉力,此时等效刚度为 $k_f \approx k_{f1} + k_{f2}$ ;当振动幅度较小,轴承支座与基础接触后,基础发生变形,产生位移,故此时等效刚度为基础刚度 $k_f = k_{f3}$ 。以中轴承在 $y$ 方向的松动为例,中轴承发生松动故障的等效刚度<sup>[5]</sup>为

$$k_f = \begin{cases} k_{f1} + k_{f2} & y > \delta \\ k_{f2} & 0 \leq y \leq \delta \\ k_{f3} & y < 0 \end{cases} \quad (1)$$

假设基础刚度 $k_{f3}$ 与螺栓的拉伸刚度近似相等,即 $k_{f3} \approx k_{f1} + k_{f2}$ ,则式(1)可简化为

$$k_f = \begin{cases} k_{f2} & 0 \leq y \leq \delta \\ k_{f3} & \text{其他} \end{cases} \quad (2)$$

### 1.3 转子系统的数学模型

图1所示的转子系统经过离散后的有限元模型如图3所示,图中小点表示节点,数字表示节点号。左、中、右3个轴承分别在1,14,28节点上,3

个支承轴承简化为弹簧阻尼器;转盘质量加在节点 8, 21 上;节点 29 模拟支座松动故障, 用一个分段线性的弹簧阻尼单元进行模拟, 其等效松动刚度如式(2)所示, 图中只画出了  $y$  方向刚度,  $z$  方向刚度没有画出;碰摩力使用 Hertz 模型, 参见文献[6-7], 整个转子系统的运动方程可表示为

$$M\ddot{u} + D\dot{u} + Ku = Q \quad (3)$$

式中  $M$  为包括轴和圆盘的质量矩阵,  $D$  为包括转子轴承阻尼和陀螺力矩的阻尼矩阵,  $K$  为整体刚度矩阵,  $Q$  为合外力向量,  $u$  为位移向量。

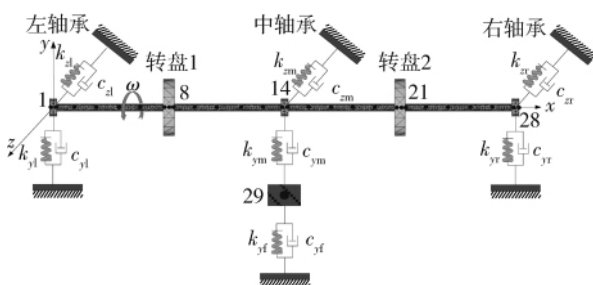


图3 转子-轴承系统有限元模型

Fig. 3 Finite element model of rotor-bearing system

## 2 耦合故障转子系统非线性动力学分析

为了充分了解支座松动双盘三支撑转子系统动力学行为, 需要对系统的非线性动力学响应进行研究. 由于系统具有很强的非线性, 本文采用对积分步长精度要求不高的 Newmark- $\beta$  法<sup>[8-11]</sup> 进行数值积分运算来获取转子响应, 并主要研究碰摩刚度和松动刚度对系统的动力学特性的影响。

系统主要参数如下: 轴直径为 10 mm, 轴长度为 640 mm, 圆盘直径为 80 mm, 盘的厚度为 15 mm, 轴承刚度  $k = 2 \times 10^5$  N/m, 阻尼  $c = 2 \times 10^3$  N/m, 转速  $\omega = 4500$  r/min, 处于 1 阶临界转速和 2 阶临界转速之间, 摩擦因数  $f = 0.3$ , 碰摩间隙  $c = 210 \mu\text{m}$ , 基础刚度  $k_B = 1 \times 10^9$  N/m, 轴承座质量  $m_6 = 1.1$  kg, 松动间隙  $\delta = 10 \mu\text{m}$ 。

### 2.1 碰摩刚度的影响

假设偏心质量只作用在两个圆盘上, 不平衡量为  $1.56 \times 10^{-4}$  kg·m, 螺栓拉伸刚度(松动刚度)为  $k_{t2} = 8 \times 10^5$  N/m. 碰摩故障发生在右侧圆盘即圆盘 2 处, 为了更好地观察碰摩刚度变化对系统的影响, 图 4(a)~图 4(c)分别为碰摩刚度  $k_r$  为  $2 \times 10^5$ ,  $5 \times 10^6$ ,  $8 \times 10^7$  N/m 时系统右侧圆盘(节点 21)处的时域图、轴心轨迹图、频谱图和

Poincare 截面图。

从图 4(a)中可以看出, 此时碰摩刚度为  $2 \times 10^5$  N/m, 松动端振动对圆盘的影响较小, 圆盘与静子间的碰摩较轻, 圆盘的运动没有表现出明显的方向性, 时域波形与轴心轨迹并未出现明显变化; 此时碰摩刚度较小, 系统仍以工频运动为主, 但出现了一些高倍频成分, 以 2 倍频最为明显, 这些高频成分的出现表明松动轴承座与基础接触时, 发生碰撞而产生了刚度突变; Poincare 截面图出现一个孤立的点, 系统表现为周期 1 运动. 图 4(b)为碰摩刚度为  $5 \times 10^6$  N/m 时的时域图、轴心轨迹图、频谱图和 Poincare 图. 此时, 碰摩刚度的增大导致轴心轨迹演变为两个相互嵌套的椭圆形曲线, 时域波形出现高矮峰相互交替的现象, 频率成分较为丰富, 高频峰值进一步增长, 出现了 1/2 分频, Poincare 截面图表现为两个孤立的点, 这些均表明了系统的分频振动特征, 系统由周期 1 转化为周期 2 运动. 当碰摩刚度达到  $8 \times 10^7$  N/m 时, 时域波形与轴心轨迹均较为混乱, 从系统响应的 Poincare 截面图及频谱图中可以看出, Poincare 截面图出现了许多散乱的点, 轴心轨迹也呈现出复杂的横“8”字形, 频谱图上通过放大可以观察到出现了连续的分频谱, 这些特征均表明系统出现了混沌运动。

### 2.2 松动刚度的影响

由于碰摩力的存在而使得松动刚度的变化对碰摩圆盘处(节点 21)的影响并不十分明显, 其对系统的动力学响应的影响直接体现在松动节点处(节点 29). 为了便于观察, 图 5(a)~图 5(c)分别为在转速  $\omega = 4500$  r/min, 碰摩刚度  $k_r = 5 \times 10^6$  N/m 的条件下, 松动刚度分别为  $k_{t2} = 1 \times 10^5$ ,  $5 \times 10^5$ ,  $5 \times 10^6$  N/m 时系统松动节点处(节点 29)的时域图、轴心轨迹图、频谱图和 Poincare 截面图。

从图 5(a)时域波形图中可以看出, 当松动刚度较小时, 节点位移峰值较大, 由于松动间隙为  $\delta = 10 \mu\text{m}$ , 当位移峰值大于松动间隙时, 轴承座与松动螺栓发生碰撞, 出现“削峰微震”现象, 轴心轨迹也体现出其两端受到抑制, 出现类似“梯形”的轨迹, 这与文献[12]的结果是一致的; 频谱图中出现 1/4 谐波系列, 并且 2 倍频幅值较大, 系统表现为周期 4 运动. 当松动刚度增大到  $5 \times 10^5$  N/m 时, 图 5(b)时域波形出现高矮峰相互交替现象, 具有支座松动的典型故障特征<sup>[13-15]</sup>, 这也体现出

支撑刚度的分段特性;轴心轨迹较为杂乱无章,出现多个相互嵌套的半椭圆;频谱图近似出现连续谱,但 Poincare 截面图表现为多个散乱的点,系统进入周期  $n$  运动;当松动刚度进一步增大到  $5 \times 10^6$  N/m 时,节点位移的峰值急剧减小,继续

维持高矮峰相互交替现象,运动周期未发生明显变化,轴心轨迹出现两个相互嵌套的半椭圆;振动响应频谱是丰富的离散谱,工频成分与  $1/2$  分频的能量较大,工频仍为主频;Poincare 截面图表现为两个孤点,系统进入周期 2 运动。

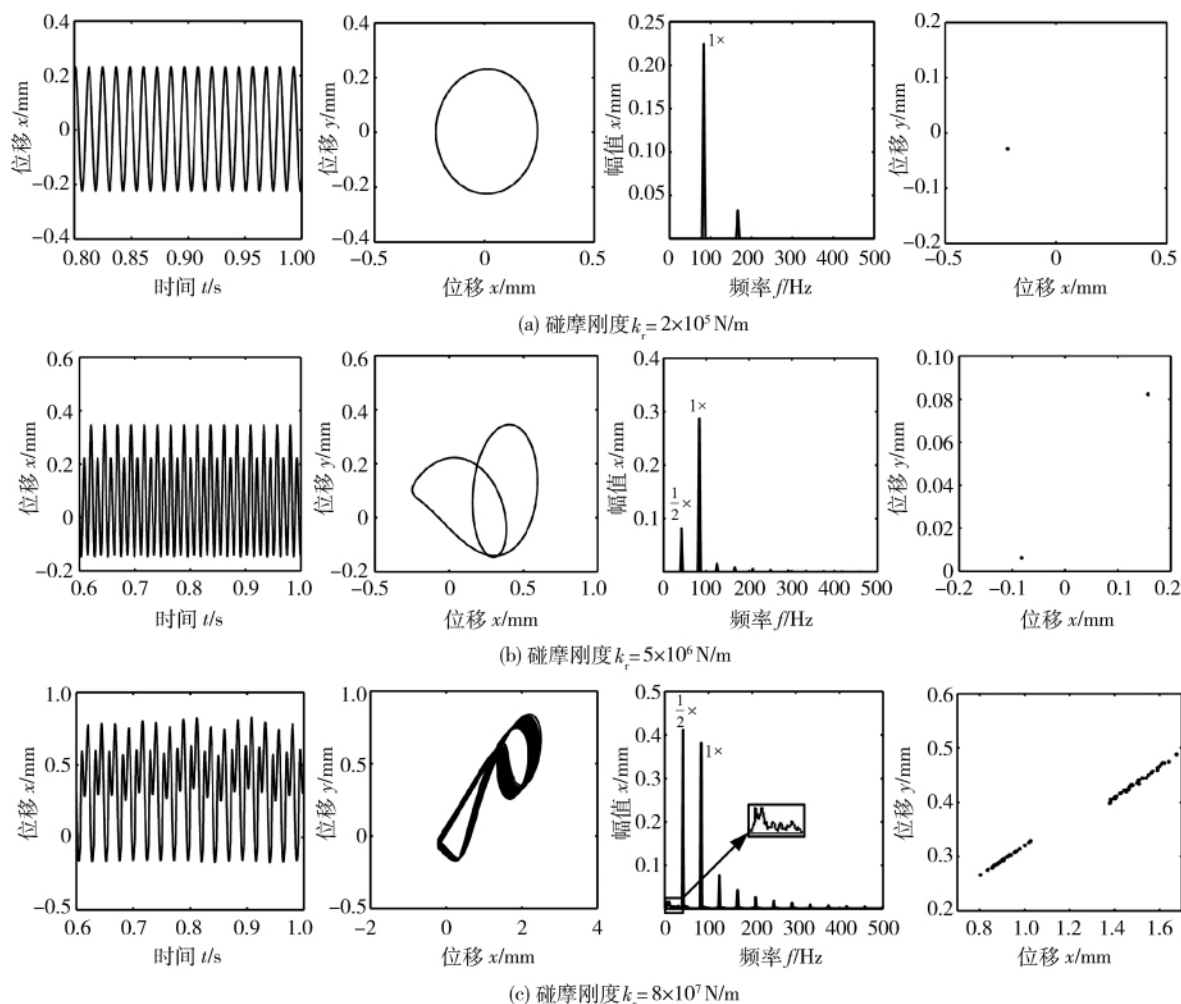
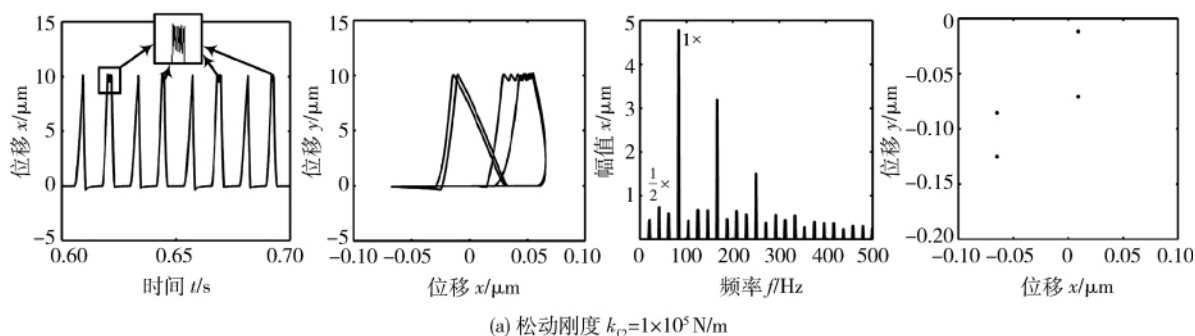


图 4 转子系统随碰摩刚度变化的时域图、轴心轨迹图、频谱图和 Poincare 图

Fig. 4 Time-domain graph, axis orbit diagram, frequency spectrogram graph and Poincare graph of rotor system changing with rubbing stiffness



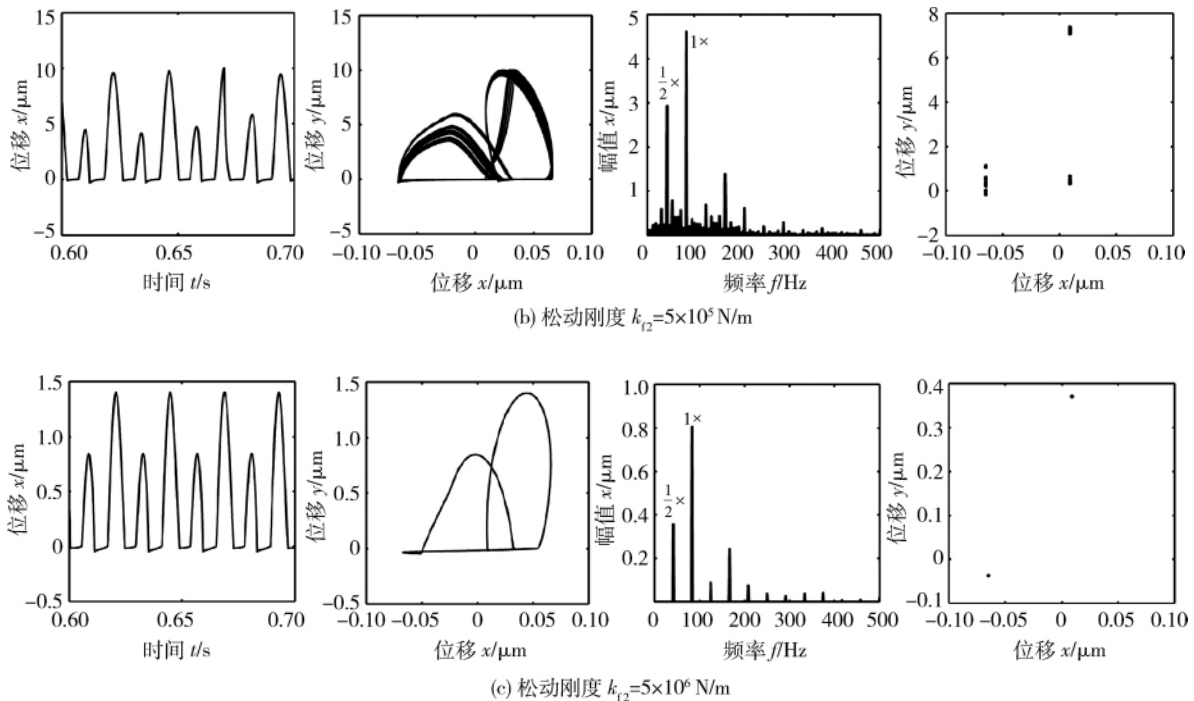


图5 转子系统随松动刚度变化的时域图、轴心轨迹图、频谱图和 Poincaré 图

Fig. 5 Time-domain graph, axis orbit diagram, frequency spectrogram graph and Poincaré graph of rotor system changing with looseness stiffness

### 3 结 论

1) 对于给定的松动刚度,碰摩刚度较小时,碰摩故障并不明显,圆盘1处的响应频率以工频为主,由于松动故障的存在,2倍频出现较早;随着碰摩刚度的不断加大,时域波形出现高矮峰相互交替的典型松动故障特征,其幅值谱图上出现峰值较大的分数倍频率成分,系统通过周期1进入周期2最终进入混沌运动状态。

2) 对于给定的碰摩刚度和松动间隙,当松动刚度较小时,节点位移峰值较大,松动质量受到双面约束,轴心轨迹呈现“梯形”状,时域图中也出现“削峰微震”现象,因此,频率成分也会较为丰富。随着松动刚度的加大,节点位移峰值持续减小,松动质量由受到双面约束变为单面约束,轴心轨迹也由“梯形”变为相互嵌套的“半椭圆形”,1/2分频的能量增大较快,以1/2分频和1倍频分量为,且1倍频较大。

3) 通过对不同碰摩刚度和不同松动刚度条件下的系统动力学特性的分析研究,发现松动-碰摩耦合故障常常以碰摩故障特征为主,虽然转静件碰摩能够减小松动引起的低频振动,但由于碰摩力的作用频谱图中频率成分仍然较为丰富,这就给明确故障原因带来了一定困难。除了可以通

过谐波分解等信号分析方法来确定松动故障的发生外,支座松动引起的碰摩故障一般具有时域波形高矮峰交替出现,轴心轨迹呈现“梯形”这一特性,可以作为诊断松动-碰摩耦合故障的依据。

### 参考文献:

- [1] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalanced rotor/bearing/stator systems with looseness or rubs [J]. Chaos, Solitons & Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.
- [2] 罗跃纲,曾海泉,李振平,等. 基础松动-碰摩转子系统的混沌特性研究[J]. 振动工程学报, 2003, 16(2): 184-188.  
LUO Yuegang, ZENG Haiquan, LI Zhenping, et al. Study on chaos behaviors of rotor systems with local rubbing and pedestal looseness faults [J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(2): 184-188. (in Chinese)
- [3] 刘长利,姚红良,罗跃纲,等. 松动碰摩转子轴承系统周期运动稳定性研究[J]. 振动工程学报, 2004, 17(3): 336-340.  
LIU Changli, YAO Hongliang, LUO Yuegang, et al. Dynamics of rotor-bearing system with coupling faults of pedestal looseness and rub-impact [J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(3): 336-340. (in Chinese)
- [4] 卢艳军,任朝晖,陈宏,等. 双盘悬臂转子轴承系统松动碰摩耦合故障分析[J]. 振动、测试与诊断, 2007, 27(2): 102-107.  
LU Yanjun, REN Zhaohui, CHEN Hong, et al. Study on looseness and impact-rub coupling faults of vertical dual-disk over-hung rotor-bearing system [J]. Journal of Vibra-

- tion, Measurement & Diagnosis, 2007, 27(2): 102-107. (in Chinese)
- [5] Chu F, Tang Y. Stability and non-linear responses of a rotor-bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 241(5): 879-893.
- [6] Zhang Y M, Wen B C, Liu Q L. Reliability sensitivity for rotor-stator systems with rubbing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 259(5): 1095-1107.
- [7] LIU Yang, LI Qinliang, CHEN Yazhe, et al. Dynamic analysis of rubbing rotor system based on Hertz contact theory[J]. Advanced Materials Research, 2012, 479/480/481: 743-747.
- [8] Bradford M A, Yazdi N A. Newmark-based method for the stability of columns[J]. Elsevier Science Ltd, 1999, 71(6): 689-700.
- [9] ZHANG Junhong, MA Liang, LIN Jiewei. Dynamic analysis of flexible rotor-ball bearings system with unbalance-misalignment-rubbing coupling faults[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 105/106/107: 448-453.
- [10] Lee A C, Kang Y, Liu S L. Steady analysis of a rotor mounted on nonlinear bearings by the transfer matrix method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1993, 35(6): 479-490.
- [11] Chen C L, Yua H T. Chaos in the imbalance response of a flexible rotor supported by oil film bearing with nonlinear suspension[J]. Nonlinear Dynamics, 1998, 16(1): 71-90.
- [12] MA Hui, ZHAO Xueyan, TENG Yunnan, et al. Analysis of dynamic characteristics for a rotor system with pedestal looseness[J]. Shock and Vibration, 2011, 18(1): 13-27.
- [13] 闻邦椿, 武新华, 丁千, 等. 故障旋转机械非线性动力学的理论与实验[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [14] 马辉, 孙伟, 王学军, 等. 转子系统松动故障特征分析[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2009, 30(3): 400-404.  
MA Hui, SUN Wei, WANG Xuejun, et al. Characteristic analysis of looseness fault in rotor system[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2009, 30(3): 400-404. (in Chinese)
- [15] 罗跃纲, 闻邦椿. 双跨转子系统裂纹-松动耦合故障的非线性响应[J]. 航空动力学报, 2007, 22(6): 996-1001.  
LUO Yuegang, WEN Bangchun. Nonlinear responses of two-span rotor-bearing system with coupling faults of crack and pedestal looseness[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(6): 996-1001. (in Chinese)