

文章编号: 1000-8055(2004) 01-0038-08

转子—电磁轴承系统动静件碰摩 动力特性研究

刘占生¹, 鲁建², 吕伟剑¹, 迟鼎南¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 空军驻京丰地区军事代表室, 北京 100074)

摘要: 对转子—磁轴承系统动静件间发生碰摩时的非线性动力学行为进行了研究, 在考虑质量偏心的情况下建立了系统的数学模型, 求解了系统的周期解, 并结合分岔图、庞加莱映射和频谱分析研究了系统的动态特性, 研究表明系统发生碰摩后, 随着转速及偏心率的增加, 转子运动中具有连续的周期分岔现象, 并走向失稳, 其频谱图中组合频率在奇数倍频附近发生了从右到左的频移现象。这些研究结果可用于控制碰摩后电磁轴承的稳定性, 避免大事故的发生。其振动频率特征可判别磁轴承系统是否发生了碰摩故障。

关键词: 航空、航天推进系统; 转子—磁轴承系统; 转子动力学; 碰摩; 分岔

中图分类号: V 231. 96

文献标识码: A

Dynamic Behavior of a Rotor Magnetic Bearing (RMB) System with the Fault of Rub Between Rotor and Stator

LIU Zhan-sheng¹, LU Jian², LU Wei-jian¹, CHI Ding-nan¹

(1. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Airforce deputy Department of Jingfeng, Beijing 100074, China)

Abstract: Rub between rotor and stator is a malfunction in rotor bearing system, and this type of fault can also occur in RMB. A mathematic model of RMB considering the eccentricity of the rotor is established, and the vibrations are analyzed by using bifurcation map, Poincare map and spectrum analysis. The numerical simulation shows that a periodic bifurcation appears in the rotor vibration and the RMB system will become unstable with the increase of the speed and eccentricity. In the spectrum, the order frequencies move from the right to the left near the point of odd multiple frequencies. The study results can be used to control the instability of the RMB system with rub between rotor and stator. And the vibration character of rub can be used to diagnose the fault of rub between rotor and stator of a RMB system.

Key words: aerospace propulsion system; rotor magnetic bearing; rotor dynamics;
rub-impact; bifurcation

电磁轴承是集机械学、转子动力学、控制理论、电磁学、电子学和计算机科学于一体的典型的

收稿日期: 2003- 04- 06; 修订日期: 2003- 06- 02

作者简介: 刘占生(1962-), 男, 黑龙江牡丹江人, 哈尔滨工业大学能源学院教授, 博导, 主要从事电磁轴承、转子动力学和旋转机械故障诊断研究.

机电一体化系统。它具有无摩擦、无润滑、功耗小、寿命长、允许高转速、刚度阻尼可调等特点,因此特别适用于高速旋转的机械上^[1,2]。

电磁轴承的转子悬浮于磁轴承中,作用于转子上的电磁力是一种强非线性力,而且,作用范围较小,因此电磁轴承转子容易受到干扰而失稳,使系统受到重大的破坏。转子的动静件碰摩力是磁轴承系统的一种外干扰力,是导致磁轴承发生失稳的重要因素之一,因此,有必要对磁轴承系统中的碰摩问题进行研究。目前国内外对在油膜轴承支承下的碰摩转子动力学问题进行了很多研究,但对磁轴承支承的系统进行这类问题的研究还不多见。方之楚^[3]研究了辅助轴承阻尼系数对系统稳定性的影响,季进臣^[4]研究了轴承间隙、摩擦系数、恢复系数等对转子跌落行为的影响,为解决转子失控提供一些理论依据。Wang X^[5]研究了转子与辅助轴承发生碰摩时的非线性动力学问题,讨论了其发生倍周期分岔、概周期运动和混沌运动途径。Ming-Jyi Jang^[6]对磁轴承和辅助轴承共同作用时系统发生倍周期分岔、概周期运动的和混沌运动的问题进行了研究,指出了系统参数对运动的影响,为设计提供了非线性理论支持。

对高速旋转机械来说,大多数情况下发生的是转子轮盘与定子的碰摩。本文主要从故障诊断的角度出发,对磁轴承支承的柔性转子系统动静件发生碰摩后的动力学特性进行了分析。

1 运动微分方程

1.1 运动方程

所讨论的模型为一 Jeffcott 转子,如图 1 所示。中间为一轮盘,转轴的质量离散到两端和轮盘上,分别为 m_1, m_2, m_3 , 其中 $m_1 = m_3$ 。假设轴两端的运动情况相同,其径向位移为 x_1 和 y_1 , 轮盘中心径向位移为 x_2 和 y_2 , 则磁轴承—碰摩转子系统的运动微分方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) = F_x \\ m_1 \ddot{y}_1 + c(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k(y_1 - y_2) = F_y - m_1 g \\ m_2 \ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k(x_2 - x_1) = R_x + m_2 e \omega^2 \cos(\omega t) \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k(y_2 - y_1) = R_y + m_2 e \omega^2 \sin(\omega t) - m_2 g \end{cases} \quad (1)$$

其中: c 为无质量弹性轴的阻尼系数; k 为无质量弹性轴的刚度系数; F_x 和 F_y 为作用在轴端 x 和 y 方向上的电磁力; R_x 和 R_y 作用在轮盘 x 和 y 方向上的碰摩力; e 为轮盘质心偏移量; ω 为旋转速度; t 为时间。

1.2 磁轴承的电磁力

在电磁轴承中,一般其磁极被对称安排成差动形式,如图 2 所示。由电磁场理论,可得这对磁极间产生的电磁合力为:

$$F_y = \frac{\mu_0 A N^2}{4} \left[\frac{(I_0 - i_y)^2}{(c_0 - y)^2} - \frac{(I_0 + i_y)^2}{(c_0 + y)^2} \right] \quad (2)$$

x 方向上的电磁力也具有相同的形式。

其中: μ_0 为磁导率, $4\pi \times 10^{-7}$; A 为磁极面积; N 为线圈匝数; I_0 为偏置电流; c_0 为平衡时转子与磁轴承的间隙。

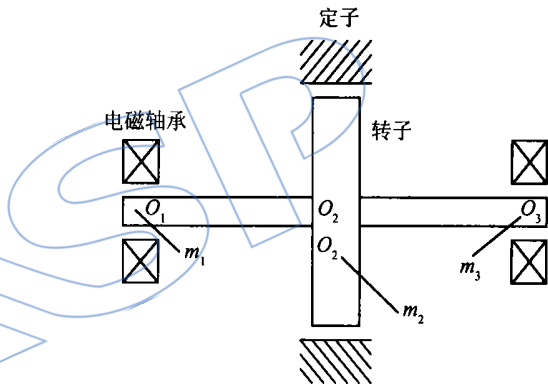


图 1 磁轴承—碰摩转子模型
Fig. 1 Mode of rub-impact rotor in RMB

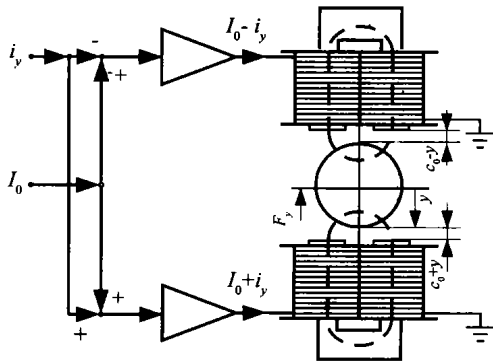


图 2 磁轴承的差动结构模型
Fig. 2 Differential structure of RMB

当转子处于静平衡时,磁轴承中要提供差动电流以克服重力的影响,而不受重力影响的另一方向不需提供差动电流。此时成立:

$$F_y|_{y=0} = m g \quad (3)$$

从而可以求出差动电流的大小, 设为 i_{y0} , 则:

$$i_{y0} = \frac{mgc_0^2}{\mu_0 SN^2 I_0} \quad (4)$$

1.3 控制电流

电磁轴承的关键技术是控制系统的设计, 为了研究的方便, 本文采用 PD 控制律, 并且各个方向的参数相同, 即有:

$$\dot{i}_x = \lambda_x (K_p x + K_d \dot{x}) \quad (5)$$

$$\dot{i}_y = \lambda_y (K_p y + K_d \dot{y}) \quad (6)$$

其中: K_p 为控制器的比例系数; K_d 控制器的微分系数; λ_x 和 λ_y 为放大系数。

由于功率放大器、铁磁体的磁感应等电气机构的饱和性, 控制电流不能无限增大, 一般地, 有如下限制:

$$|i_x| < I_0, \quad |i_y| < I_0 \quad (7)$$

这就使得电磁力是强非线性力, 当转子的振动超过一定幅值时, 转子运动就会发散而失控。

1.4 碰摩力

假设转子与定子碰摩过程非常短, 从而可设碰摩过程为弹性碰撞。当碰摩发生时, 由库仑摩擦定律, 如图 3 所示, 法向碰摩力 R_N 与切向摩擦 R_T 可以表示为^[7]:

$$\begin{cases} R_N(x_2, y_2) = \begin{cases} 0 & \text{当 } d < d_0 \text{ 时} \\ (d - d_0)k_c & \text{当 } d \geq d_0 \text{ 时} \end{cases} \\ R_T = \mu R_N \end{cases} \quad (8)$$

式中: μ 为转子轮盘与定子之间的摩擦系数; k_c 为定子的径向刚度系数; $d = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$ 为转子轮盘处径向位移。

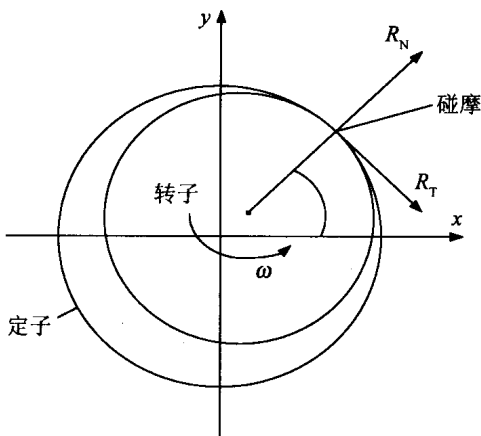


图 3 动静件碰摩模型

Fig. 3 Impact-friction mode

将 R_N 和 R_T 沿 x 和 y 方向分解, 有:

$$\begin{cases} R_x(x_2, y_2) = -R_N \cos \beta + R_T \sin \beta \\ R_y(x_2, y_2) = -R_N \sin \beta - R_T \cos \beta \end{cases} \quad (9)$$

其中:

$$\beta = \arctan(y_2/x_2)$$

R_x 和 R_y 又可以写成如下形式:

$$\begin{cases} \begin{cases} R_x \\ R_y \end{cases} = -\frac{(d - d_0)k_c}{d} \begin{bmatrix} 1 & -\mu \\ \mu & 1 \end{bmatrix} \begin{cases} x_2 \\ y_2 \end{cases} \\ (d \geq d_0) \\ R_x = R_y = 0 \quad (d < d_0) \end{cases} \quad (10)$$

1.5 无量纲化方程

为了研究方便, 引入无量纲变换, 令:

$$\tau = \omega t \quad X = \frac{x}{c_0} \quad Y = \frac{y}{c_0}$$

$$\rho = \frac{e}{c_0} \quad G = \frac{g}{c_0 \omega^2} \quad X' = \frac{dX}{d\tau}$$

$$Y' = \frac{dY}{d\tau} \quad C_1 = \frac{c}{m_1 \omega} \quad C_2 = \frac{c}{m_2 \omega}$$

$$K_1 = \frac{k}{m_1 \omega^2} \quad K_2 = \frac{k}{m_2 \omega^2} \quad f = \frac{F}{m_1 c_0 \omega^2}$$

$$r = \frac{R}{m_2 c_0 \omega^2} \quad s = \frac{\omega}{\omega_c}$$

式中: ω_c 为临界转速。

于是, 得到碰摩磁轴承-转子系统的无量纲运动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} X_1'' + C_1(X_1' - X_2') + K_1(X_1 - X_2) &= f_x \\ Y_1'' + C_1(Y_1' - Y_2') + K_1(Y_1 - Y_2) &= f_y - G \\ X_2'' + C_2(X_2' - X_1') + K_2(X_2 - X_1) &= r_x + \rho \cos \tau \\ Y_2'' + C_2(Y_2' - Y_1') + K_2(Y_2 - Y_1) &= r_y + \rho \sin \tau - G \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

2 数值仿真

取系统参数(国际单位):

$$m_1 = 0.3, \quad m_2 = 1.5$$

$$A = 2.0 \times 10^{-4}, \quad N = 300$$

$$c_0 = 2.0 \times 10^{-4}, \quad I_0 = 1.8$$

$$K_p = 1.65, \quad K_d = 0.005$$

$$\lambda_x = 1.62 \times 10^4, \quad \lambda_y = 1.73 \times 10^4$$

$$e = 0.5 \times 10^{-4}, \quad d_0 = 1.5 \times 10^{-4}$$

$$g = 9.8 \quad , \quad c = 500$$
$$k = 1.1 \times 10^6 \quad , \quad k_v = 9.0 \times 10^7$$
$$\mu = 0.2 \quad , \quad \omega_l \approx 580 \text{ rad/s}$$

转子—磁轴承系统本身是一个强非线性系统,在简化的情况下,电磁力仍然是一个强非线性力,为求解系统的运动特性,本文采用4阶龙格—库塔法对系统的运动方程进行求解。为了确保系统处于稳定状态,本文所采用的数据是100个周期之后的时间序列数据,并用轴心轨迹、频谱、庞加莱映射和分岔图来分析系统的动力学特性。

2.1 系统的分岔特性

图4(a)和(b)分别是 $\rho=0.15$ 轴颈中心 O_1 位移随着无量纲转速的变化沿 x 和 y 方向的分

岔图,而(c)和(d)分别是轮盘中心 O_2 位移随着无量纲转速 s 的变化沿 x 和 y 方向的分岔图。从图4(a)~(d)中可以看出,在 $s \leq 3.35$ 范围内,系统经历了同步周期运动—2倍周期分岔—3倍周期分岔—4倍周期分岔—拟周期运动—4倍周期分岔—拟周期运动这一复杂的变化过程,当 $s > 3.35$ 后,系统将由拟周期运动逐渐进入失稳运动,此时系统将不再可控。

图5(a)和(b)分别是 $s=1.2$ 轴颈中心 O_1 位移随着无量纲偏心量 ρ 的变化沿 x 和 y 方向的分岔图,而(c)和(d)分别是轮盘中心 O_2 位移随着无量纲偏心量 ρ 的变化沿 x 和 y 方向的分岔图。与跟踪转速变化的分岔图相比,跟踪偏心量变化时,

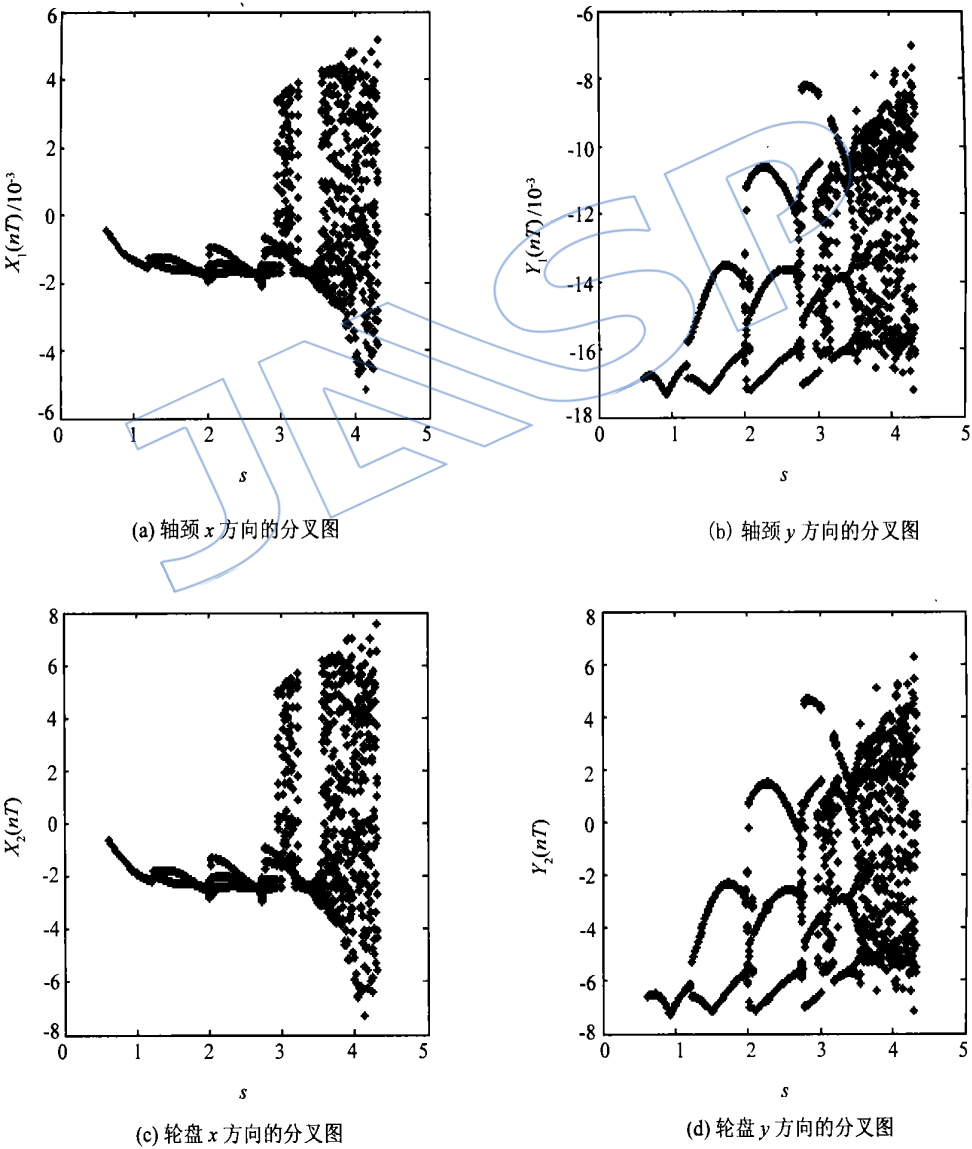
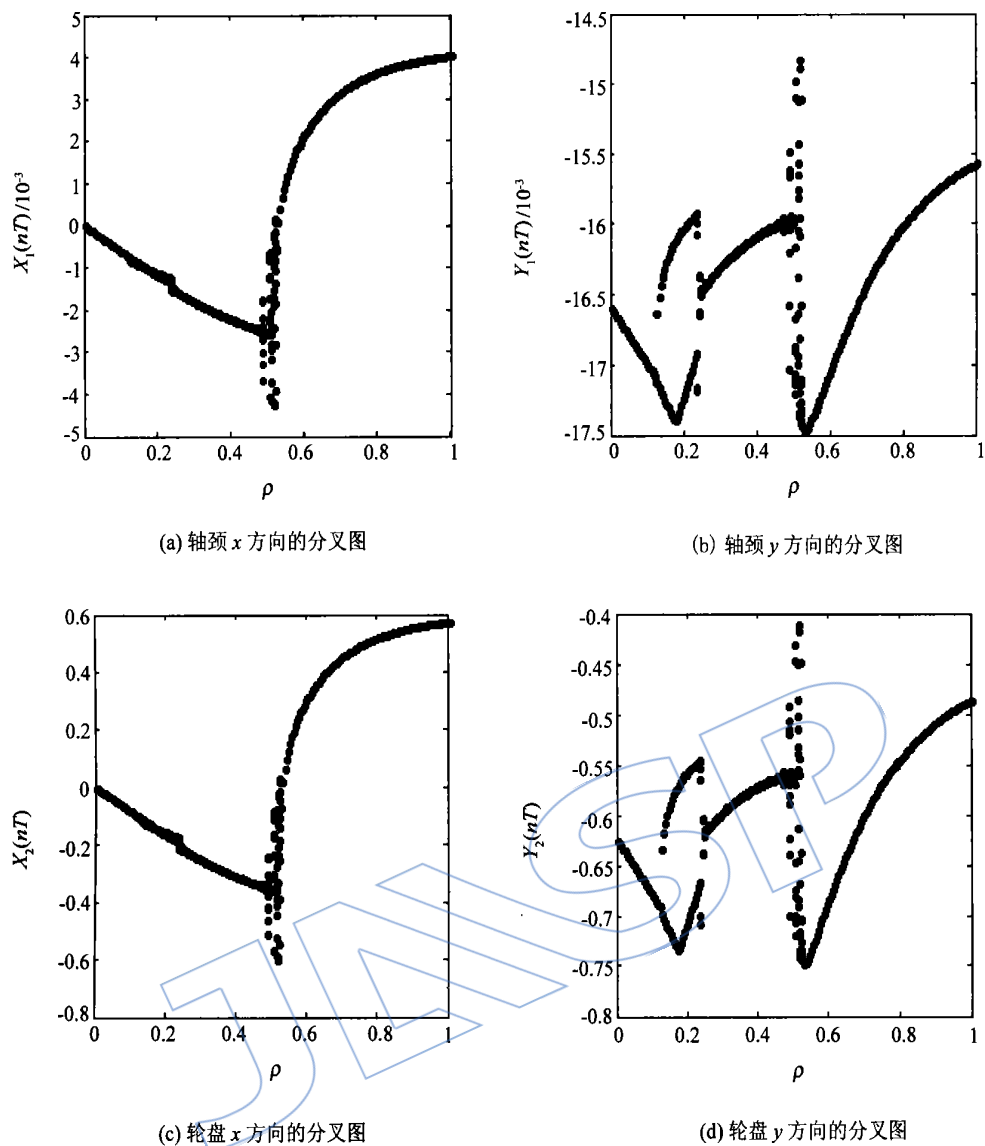
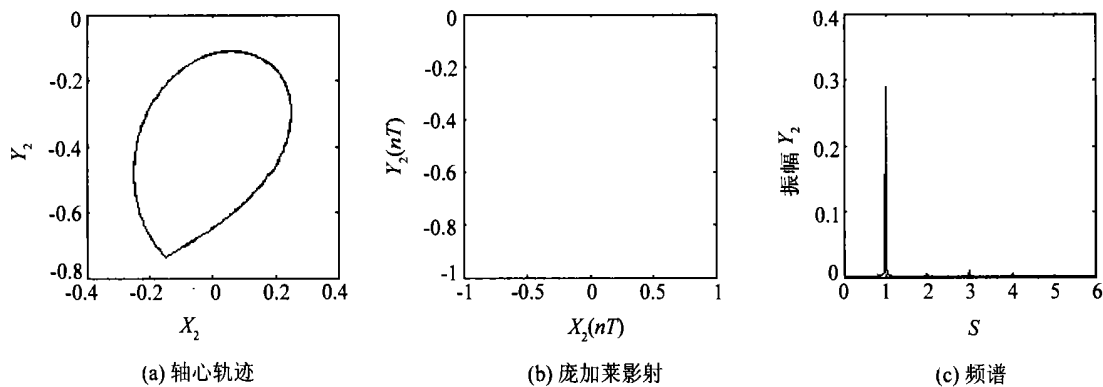


图 4 $\rho=0.15$ 时随无量纲转速 s 变化的分岔图
Fig. 4 Bifurcation diagrams s by using as the control parameter for $\rho=0.15$

图 5 $s = 1.2$ 时随无量纲偏量 ρ 变化的分岔图Fig. 5 Bifurcation diagrams by using ρ as the control parameter for $s = 1.2$ 图 6 $s = 1.08$ 时的运动状态图Fig. 6 Motion state diagrams for $s = 1.08$

系统的运动要简单一些, 它只经历同步周期运动——一倍周期分岔——同步周期运动——拟周期运动——同

步周期运动这一运动过程, 但偏心量足够大时, 系统即失稳了。

2.2 系统在各个转速下的运动状态分析

对不同转速下的系统的运动状态的研究, 可以得到系统不同运动状态下的动力学特性。从图 4、图 5 的分析中, 可知轴颈与轮盘的运动状态相似, 只是轮盘的运动更为明显。为了清楚起见, 以下的分析均采用轮盘的运动状态数据。

图 6 是无量纲转速 $s = 1.08$ 时的轨迹、庞加莱映射、频谱图。从图 6(b) 中可以看出, 其庞加莱映射为单点, 表明此时系统做同步周期运动。从其轴心轨迹图 (图 6(a)) 也可以看出这一点。图 6(c) 是其频谱图, 可以清楚看出, 它是 1, 2, 3, 4, ... 倍频叠加的结果。由于很接近而且超过一阶临界转速, 所以系统振动幅度比较大, 从图 6(a) 中可以看出, 系统发生局部碰摩后轴的轨迹是一个有不连续间断点的不规则圆形。

随着转速的升高, 系统的运动发生了变化, 在 $s = 1.2$ 附近, 系统由同步周期运动变为 2 倍周期

分岔运动。图 7 是 $s = 1.55$ 时系统的运动状态图。其庞加莱映射为两个单点, 并且其频谱图中也出现了 1/2 倍频。由图 7(a) 发现系统也发生了局部碰摩现象。

转速进一步上升, 系统出现了 3 倍周期分岔。尽管其分岔图在 $s = 2.0$ 附近有点紊乱, 计算表明此时系统还是处于 2 倍周期分岔运动。当 $s = 2.1$ 时, 系统进入了 3 倍周期运动。当 $s \geq 2.78$ 时, 系统的运动变为 4 倍周期分岔运动。图 8 是 $s = 2.84$ 时系统的运动状态图, 从其频谱图中, 可以看出在一倍频内有 3 个低频出现, 其中 1/4 倍频还占主导地位。这说明随着转速的升高、系统的倍周期运动加剧, 低频运动在系统的运动中占据着越来越大的比重, 这对系统的稳定运行是不利的。

在 $3.0 \leq s \leq 3.2$ 区域内, 系统发生了拟周期运动。图 9 是 $s = 3.1$ 时的系统运动状态图, 其轨迹图呈花瓣状, 从中可以看出, 系统发生了全周碰摩, 这时, 其频率特征出现了比较特别的变化, 即是在奇数倍频附近, 系统的组合频率以两个靠的

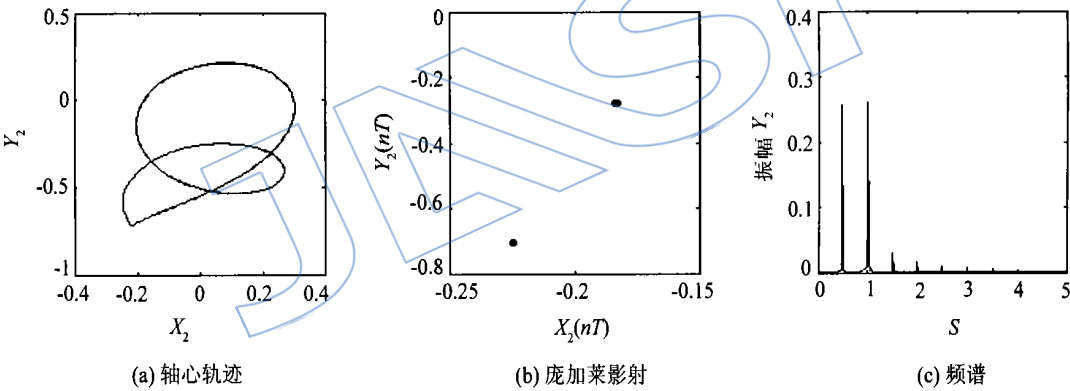


图 7 $s = 1.55$ 时的运动状态图
Fig.7 Motion state diagrams for $s = 1.55$

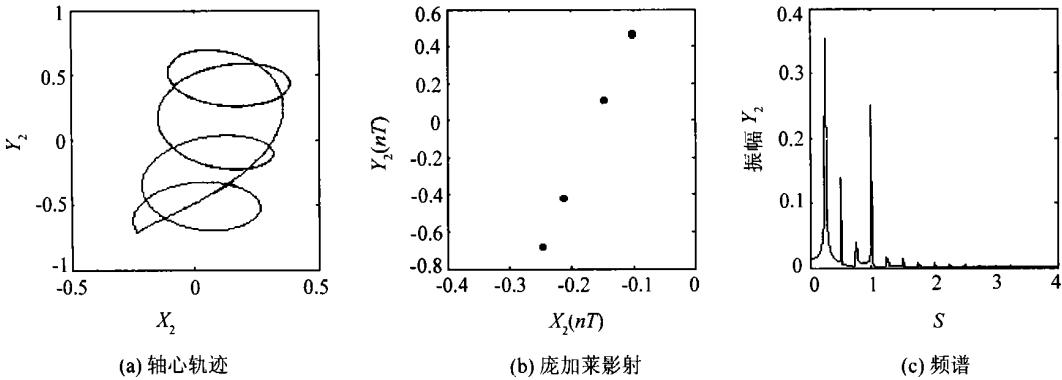
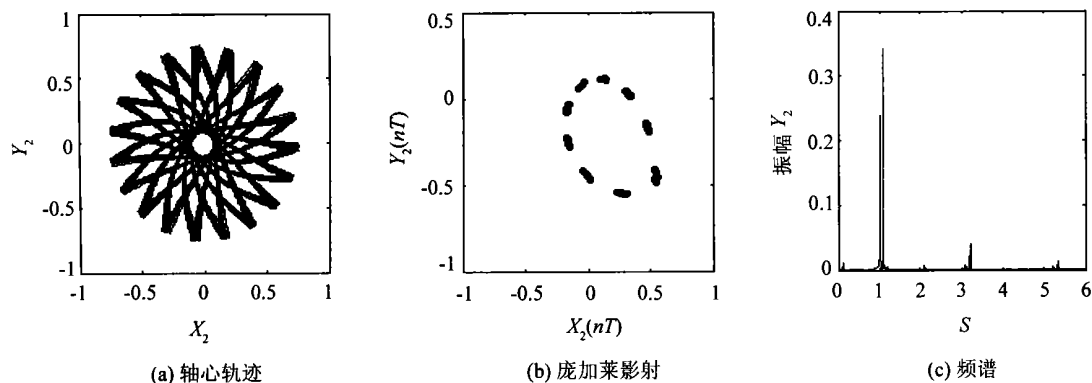
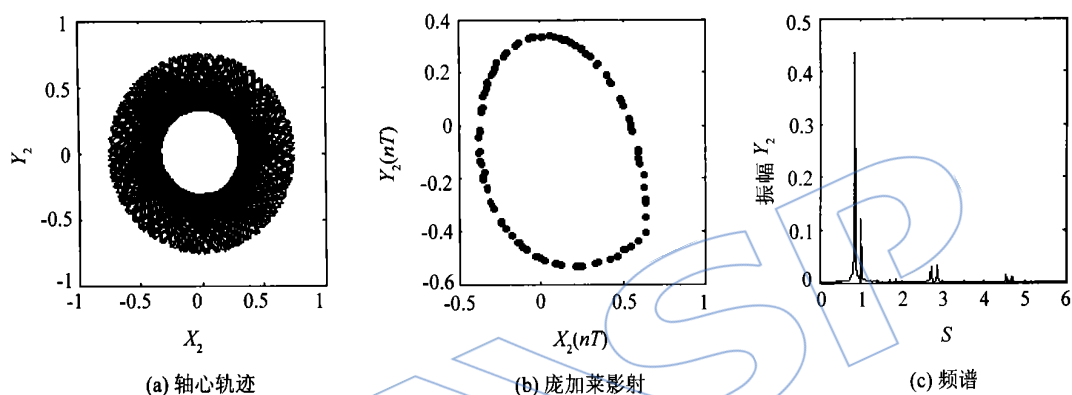


图 8 $s = 2.84$ 时的运动状态图
Fig.8 Motion state diagrams for $s = 2.84$

图 9 $s = 3.1$ 时的运动状态图Fig. 9 Motion state diagrams for $s = 3.1$ 图 10 $s = 3.79$ 时的运动状态图Fig. 10 Motion state diagrams for $s = 3.79$

相当近的成分出现,而且向右偏移。而当转速进一步提高时,在 $3.2 \leq s \leq 3.4$ 范围内,系统又从新进入 4 倍周期分岔运动,其运动情况与前类似。

当 $s \geq 3.4$ 时,系统发生拟周期运动,直至运动失稳。与区域 $3.0 \leq s \leq 3.2$ 中的运动相比,此时碰摩更为频繁,其庞加莱映射为一封闭曲线。这说明由于碰摩的频繁,系统逐渐走向失稳,最终不可控制。并且在频率特征上与此区域的也很相似,所不同的是其频率是向左偏移的。因此,可以利用这一特征来判断发生碰摩的磁轴承系统是否就要失稳。

2.3 系统在不同偏心量下的运动状态分析

当转速不变时,在不同的偏心量作用下,系统的运动情况要简单一些。在 $\rho < 0.13$ 时,系统作稳定的同步周期运动。当 $0.13 < \rho < 0.24$ 时,系统发生了 2 倍周期分岔运动,其运动状态和 3.2 分析中的类似。之后系统又重作同步周期运动。在 $0.49 < \rho < 0.53$ 范围内,系统的运动要复杂一些,此时发生了全周碰摩,但碰摩不剧烈,系统仍然稳

定。越过此区域后,系统就只作同步周期运动,直到失稳为止。

3 结 论

本文建立了具有偏心质量的转子-磁轴承系统在发生碰摩情况下的非线性数学模型,并用 4 阶 Runge-Kutta 法求解了系统的周期解。研究表明,在考虑了非线性电磁力及碰摩影响的情况下,随着转速的上升或偏心量的增加,系统有发生周期分岔运动的可能,尤其是转速的增加,将使系统发生连续的周期分岔运动。当系统快要走向失稳时,系统的组合频率以两个靠得相当近的成分在基频的奇数倍附近出现,而且逐渐左移。当组合频率处于对应奇数倍频的左边时,系统将要失稳。这对于监测转子-磁轴承系统的稳定运行、判断系统是否发生碰摩提供了一个可能的依据。

参考文献:

- [1] Storace A F, Sood D, Lyons J P, et al. Integration of Magnetic

Bearings in the Design of Advanced Gas Turbine Engines[J].
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME 1995, 117(4): 655- 665.

[2] Chellini, Roberto. Active Magnetic Bearings Simplify Com-
pressor Train Design and Maintenance[J]. Diesel & Gas Tur-
bine Worldwide 1990, 22(10): 44- 45.

[3] 方之楚, Barrett L. E. 带主动磁轴承单盘转子的坠落瞬态响
应[J]. 上海交通大学学报, 1996, 30(7): 5- 11.

[4] 季近臣, 虞烈. 电磁轴承转子系统中高速不平衡转子跌落过
程的非线性动力学[J]. 机械工程学报, 1999, 35(5): 62-
66.

[5] Wang X, Noah S. Nonlinear Dynamics of a Magnetically Sup-
ported Rotor on Safety Auxiliary Bearings[J]. Journal of Vi-
bration and Acoustics, 1998, 120: 596- 606.

[6] Ming-Jyi Jang, Cha’O-Kuang Chen. Bifurcation Analysis in
Flexible Rotor Supported by Active Magnetic Bearing[J]. In-
ternational Journal of Bifurcation and Chaos, 2001, 11(8):
2163- 2178.

[7] 褚福磊, 汤晓瑛, 唐云. 碰摩转子系统的稳定性[J]. 清华大
学学报, 2000, 40(4): 119- 123.

傅惠民教授的论文 获中国科协优秀学术论文奖

《航空动力学报》2002 年第 5 期(18 卷第 5 期) 刊登的北京航空航天大学博士生导师傅惠民教授的论文“相关系数平稳过程时频分析方法”在 2003 年中国科学技术协会组织评选的“第一届中国科技期刊优秀学术论文”活动中, 被评为优秀学术论文。

傅惠民教授的这篇获奖论文是由中国航空学会组织我刊推荐, 并通过中国科协优秀学术论文评审委员会的初审、审定、公示等程序评选出来的。

中国科协“为了提高科协所属全国性学会主办的学术期刊的办刊质量, 鼓励科技期刊发表优秀的学术论文, 同时, 引导广大科技工作者撰写高质量的学术论文”, 决定: “从 2003 年起开展‘中国科协期刊优秀学术论文评选活动’, 每年一届, 每届经由中国科协所属全国性学会、协会、研究会主办的学术期刊编辑部向所属学会、协会、研究会推荐; 中国科协所属全国性学会、协会、研究会组织同行专家初审, 向中国科协推荐候选优秀学术论文; 中国科协成立优秀学术论文评审委员会进行无记名投票评审; 对评选出的优秀学术论文在中国科协网站等媒体上进行公示等程序, 评出 100 篇优秀学术论文, 并在中国科协学术年会上进行表彰”。

第一届中国科协期刊优秀学术论文推荐范围为: 1998 年 1 月至 2002 年 12 月, 发表在中国科协所属全国性学会、协会、研究会主办的学术期刊上的学术论文。第一届全国共选出了 99 篇优秀论文。