

文章编号: 1000-0887(2002) 11-1177-06

# 磁轴承失灵后坠落转子瞬态 振动灾变机理研究\*

方之楚

(上海交通大学 工程力学系, 上海 200030)

(沈惠申推荐)

**摘要:** 研究一个带磁轴承的转子系统, 在磁轴承失灵后转子坠入备用轴承引起的非线性瞬态振动。通过严格建立运动方程和数值仿真计算, 详尽地分析了坠落转子转动角速度变化和轴颈与备用轴承接触点法向力变化的时间历程及备用轴承振动位移的频谱, 发现系统发生灾变破坏的原因是由于高速不平衡阻尼转子减速通过临界速度时引起的强烈非稳态受迫弯曲振动加上轴颈与备用轴承接触点碰摩的非线性引起的高频颤振。

**关键词:** 转子系统; 磁轴承; 过临界点瞬态响应; 非线性碰摩; 灾变机理

**中图分类号:** O313; TH113; TH133 **文献标识码:** A

## 引 言

1980 年代末发达国家开始将高新技术——能主动控制振动的磁轴承技术(Active Magnetic Bearing, 缩写 AMB) 应用到大型电站、喷气飞机、航天器和石油输送管道等设备所涉及的高性能离心式压缩机、泵以及精密机床、离心机械和储能飞轮等重要旋转机械系统, 产生高效率的振动抑制和无磨损、无噪声的效果, 磁轴承显示出传统轴承与之无法相比的许多优点。

实用中磁轴承偶尔会出现不可预见的意外故障而突然失灵。这时高速旋转机械的转子坠入磁轴承两侧称为“备用轴承”的滚动轴承中, 产生碰撞和冲击, 导致轴颈与备用轴承内圈碰摩进而出现全周碰摩和逆向涡动, 振动骤增、运动失稳以致有可能一瞬间轴颈、备用轴承和密封毁坏。这是一个非稳态非线性灾变振动全过程。近几年来, 美国和加拿大均有重要旋转机械系统的这类灾变事故报道, 造成巨大的经济损失, 引起政府和制造商高度重视。在目前磁轴承技术还远未达到能完全避免意外故障的情况下, 专家们和制造商对于从研究瞬态非线性灾变振动机理出发寻找减弱或抑制灾变振动的途径非常感兴趣<sup>[1~3]</sup>。因若搞清灾变机理, 就可能找到抑制灾变的途径。即使磁轴承失灵, 转子系统不致损坏; 一旦故障排除, 机器又可正常工作。

很少文献研究磁轴承失灵后转子坠入备用轴承的瞬态响应。旋转机械动力学领域内一些研究工作值得借鉴, 例如, Muszynska<sup>[4, 5]</sup>深入研究了转子与定子的碰摩产生的相互作用。Gelin

\* 收稿日期: 2001\_10\_24; 修订日期: 2002\_06\_28

作者简介: 方之楚(1944—), 男, 浙江镇海人, 博士, 教授, 博士生导师(E-mail: fzcxfang@public4.sta.net.cn)。

等<sup>[6]</sup>研究了转子在备用轴承支承下的动力特性,他们将摩擦系数视为常数,计算了转子减速时的瞬态响应。Ishii 与 Kirk<sup>[1]</sup>首次对对 Jeffcott 单盘转子由于磁轴承失灵而坠落的现象作了尝试性研究,考虑了轴颈与备用轴承在接触点处相互碰摩作用的非线性性质对瞬态响应的强烈效应。国内外这方面研究均处于探索阶段,尚未明确引起灾变的根本原因。

本文将对磁轴承失灵后坠落转子瞬态振动灾变机理作一个深入探讨。

### 1 坠落转子瞬态振动的运动方程

坠落转子的轴颈与备用轴承内圈的碰摩和转子与定子的碰摩比较,既相似又有区别,情况更为复杂。轴颈与轴承内圈的碰摩带动坠落高速转子沿轴承内圈作复杂的逆向涡动和全周碰摩;转子不仅作弯曲振动而且还会因轴承不对称分布和摩擦力矩的作用作扭转振动,两种振动相互耦合;轴承的内圈既平动有时又可转动;此外,高速旋转转子还因碰摩处摩擦力矩的作用而减速。所有这些使得建立精确的动力学模型有相当难度。

图1表示一个典型的单盘转子系统,包括一个无质量的弹性轴;一个位于轴中央的质量为  $M_d$  的不平衡刚性圆盘,质量偏心距为  $e_d$ ;两个质量分别为  $M_s/2$  位于轴两端的轴颈;两个质量分别为  $M_b/2$  的备用轴承,支承坠落转子。由于结构对称,建立运动方程时,两轴颈可简化为一个质点,两备用轴承也可合二而一。本文提出如下假设:

- 1) 由于转轴的弯曲与扭转弹性,圆盘与轴颈均可作弯曲与扭转振动;
- 2) 备用轴承可配有带质量的轴承座,备用轴承的内圈可发生转动。

设:  $(X_d, Y_d), (X_s, Y_s), (X_b, Y_b)$  分别为圆盘、轴颈、备用轴承的几何中心坐标,  $(X_h, Y_h)$  为备用轴承的轴承座坐标;  $M_d, M_s, M_b, M_h$  分别为圆盘、轴颈、备用轴承和其轴承座的质量;

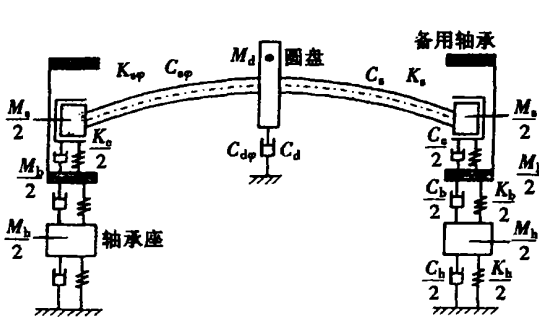


图1 坠落转子系统示意图

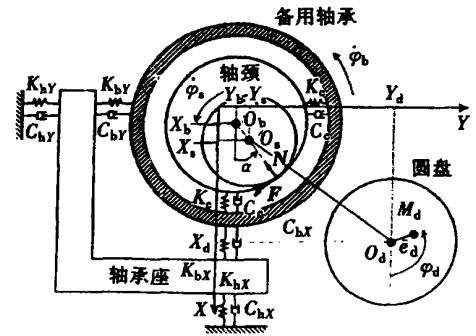


图2 坠落转子系统动力学模型

$\varphi_d, \varphi_s, \varphi_b$  分别为圆盘、轴颈和备用轴承内圈的转角;  $\varphi_{d0}$  为圆盘不平衡  $e_d$  的初相位角;  $R_s, R_b$  分别是轴颈、备用轴承内圈的半径;  $\mu_\varphi$  是两者间的滚动摩擦系数,  $N$  表示两者间的接触法向力,  $F$  为两者间的滑动摩擦力;  $T_d$  是转轴的驱动力矩;  $N_0$  是备用轴承的预载荷;  $R_m$  是备用轴承内外圈平均半径。整个系统具有 11 个自由度。使用分析动力学基本原理,对图1所示的单盘转子系统建立振动运动方程如下:

$$M_d \ddot{X}_d + C_s(\dot{X}_d - \dot{X}_s) + K_s(X_d - X_s) + C_d \dot{X}_d = M_d g + M_d e_d [\ddot{\varphi}_d \cos(\varphi_d - \varphi_{d0}) - \dot{\varphi}_d \sin(\varphi_d - \varphi_{d0})] \tag{1}$$

$$M_d \ddot{Y}_d + C_s(\dot{Y}_d - \dot{Y}_s) + K_s(Y_d - Y_s) + C_d \dot{Y}_d = M_d e_d [\ddot{\varphi}_d \sin(\varphi_d - \varphi_{d0}) - \dot{\varphi}_d \cos(\varphi_d - \varphi_{d0})] \tag{2}$$

$$J_d \dot{\varphi}_d + C_{s\varphi}(\varphi_d - \varphi_s) + K_{s\varphi}(\varphi_d - \varphi_s) + C_{d\varphi}\dot{\varphi}_d = -M_d g e_{d0} \sin(\varphi_d - \varphi_{d0}) + T_d \quad (3)$$

$$M_s \ddot{X}_s + C_s(\dot{X}_s - \dot{X}_d) + K_s(X_s - X_d) = M_s g - N \cos \alpha + F \sin \alpha, \quad (4)$$

$$M_s \ddot{Y}_s + C_s(\dot{Y}_s - \dot{Y}_d) + K_s(Y_s - Y_d) = -N \sin \alpha - F \cos \alpha, \quad (5)$$

$$J_s \dot{\varphi}_s + C_{s\varphi}(\varphi_s - \varphi_d) + K_{s\varphi}(\varphi_s - \varphi_d) = -FR_s, \quad (6)$$

$$M_b \ddot{X}_b + C_b(\dot{X}_b - \dot{X}_h) + K_b(X_b - X_h) = N \cos \alpha - F \sin \alpha \quad (7)$$

$$M_b \ddot{Y}_b + C_b(\dot{Y}_b - \dot{Y}_h) + K_b(Y_b - Y_h) = N \sin \alpha + F \cos \alpha, \quad (8)$$

$$J_b \dot{\varphi}_b + C_{b\varphi}\dot{\varphi}_b = FR_b - \text{sign}(\dot{\varphi}_b) \mu_{\varphi}(N + N_0) R_m, \quad (9)$$

$$M_h \ddot{X}_h + C_{hx}\dot{X}_h + K_{hx}X_h = C_b(\dot{X}_b - \dot{X}_h) + K_b(X_b - X_h), \quad (10)$$

$$M_h \ddot{Y}_h + C_{hy}\dot{Y}_h + K_{hy}Y_h = C_b(\dot{Y}_b - \dot{Y}_h) + K_b(Y_b - Y_h). \quad (11)$$

图2中的角 $\alpha$ 代表轴颈中心相对于垂直方向( $X$ 轴)的角位移

$$\alpha = \arctan \frac{Y_s - Y_b}{X_s - X_b}. \quad (12)$$

这里假设,轴颈与备用轴承内圈接触法向力 $N$ 取决于接触点沿接触而法线方向的变形 $\delta$ 和它的时间变化率 $d\delta/dt$ ,图2中,由几何关系

$$\delta = (X_s - X_b) \cos \alpha + (Y_s - Y_b) \sin \alpha - R_b + R_s, \quad (13)$$

若 $\delta > 0$ ,则有

$$N = K_c \delta + C_c \dot{\delta} \quad (14)$$

$K_c, C_c$ 分别是接触变形刚度与阻尼系数,由接触点处材料性质决定。事实上, $N \geq 0$ 才有意义。计算中约定:若遇到 $N < 0$ ,取 $N = 0$ ;若 $\delta \leq 0$ ,取 $N = 0$ ;若 $N = 0$ ,则Coulomb滑动摩擦力 $F = 0$ ,意味着轴颈与备用轴承内圈未接触。

由经典力学的运动学知识,可导出接触点在轴颈一边的切向速度为

$$V_{sc} = \varphi_s R_s - \dot{X}_s \sin \alpha + \dot{Y}_s \cos \alpha \quad (15)$$

另一方面,可导出接触点在备用轴承内圈一边的切向速度为

$$V_{bc} = \varphi_b R_b - \dot{X}_b \sin \alpha + \dot{Y}_b \cos \alpha \quad (16)$$

一旦, $V_{sc} = V_{bc}$ ,就意味着接触点处没有相对滑动存在,这时 $F$ 是静摩擦力,它满足

$$|F| \leq \mu_s N, \quad (17)$$

$\mu_s$ 是最大静摩擦系数。注意到, $V_{sc} = V_{bc}$ 构成一个运动约束方程,它对时间的微分产生加速度项。瞬态振动的某一时刻,若将它与其他运动方程联立,可求得该时刻摩擦力 $F$ 值。但若 $F$ 值不满足方程(17), $F$ 仍为滑动摩擦力,满足下式(18)。

一旦, $V_{sc} > V_{bc}$ 或 $(V_{sc} - V_{bc}) > 0$ ,接触点处存在相对滑动,滑动摩擦力 $F$ 为 $F = \mu_d N$ , $\mu_d$ 是滑动摩擦系数。当 $V_{sc} < V_{bc}$ 或 $(V_{sc} - V_{bc}) < 0$ ,则 $F = -\mu_d N$ ,上述两式合并为

$$F = \text{sign}(V_{sc} - V_{bc}) \mu_d N. \quad (18)$$

运动方程和约束条件导出后,瞬态振动的仿真计算关键在于初始条件的确定。于是,须考察转子系统在磁轴承支承下以正常的工作转速(圆频率为 $\omega$ )运行时的不平衡稳态振动响应,通常它是以转轴工作转动角速度为激励频率的同步稳态谐振动响应,易于计算或测量。例如,当圆盘中心在低位置越过 $x$ 轴时,假定磁轴承失灵,以这一瞬时系统同步稳态谐振动作为初始条件,对运动方程(1)~(11)进行时域积分就可得到坠落瞬态振动响应的仿真全过程。

## 2 瞬态响应仿真计算的分析

根据某一试验单盘转子系统的物理参数:

$$M_d = 4 \text{ kg}, M_s = 1.6 \text{ kg}, M_d = 0.4 \text{ kg}, M_h = 1 \text{ kg};$$

$$J_d = 0.0023 \text{ kgm}^2, J_s = 0.0012 \text{ kgm}^2, J_b = 0.0001 \text{ kgm}^2;$$

$$K_s = 2.0 \text{ MN/m}, K_b = 3.0 \text{ MN/m}, K_c = 500 \text{ MN/m}, K_{hx} = 10 \text{ GN/m}, K_{hy} = 10 \text{ GN/m},$$

$$K_{s\varphi} = 17.7 \text{ kN}\cdot\text{m/rad}; C_c = 2 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, C_d = 1 \text{ N}\cdot\text{s/m}, C_s = 150 \text{ N}\cdot\text{s/m},$$

$$C_b = 90 \text{ N}\cdot\text{s/m}, C_{hx} = C_{hy} = 2 \text{ N}\cdot\text{s/m}, C_{d\varphi} = C_{s\varphi} = 0.0002 \text{ Nm}\cdot\text{s/rad},$$

$$C_{b\varphi} = 0.002 \text{ Nm}\cdot\text{s/rad}; e_d = 30 \mu\text{m}, R_s = 0.0148 \text{ m}, R_b = 0.015 \text{ m},$$

$$R_m = 0.02175 \text{ m}; g = 9.81 \text{ m/s}^2, T_d = -0.2 \text{ N}\cdot\text{m}, N_0 = 2 \text{ N}; \mu_\varphi = 0.03, \varphi_{d0} = 0^\circ$$

仿真计算出的坠落瞬态振动响应如图3~图6所示(起始转速  $n = 9000 \text{ r/min}$ , 即  $\omega = 942.477796 \text{ rad/s}$ , 时间步长  $\Delta t = 5 \mu\text{s}$ , 备用轴承小阻尼  $C_b = 90 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ ,  $\mu_s = 0.5$ ,  $\mu_d = 0.3$ )。这些图体现了在备用轴承小阻尼和内圈不能转动情况下, 系统的坠落瞬态振动响应的有趣特征。图3、图4表现轴颈的位置角  $\alpha$  和碰摩接触法向力  $N$  的时间历程, 从中清楚显示。

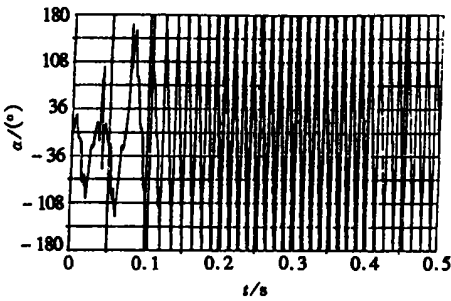


图3 轴颈位置角  $\alpha$  的时间历程

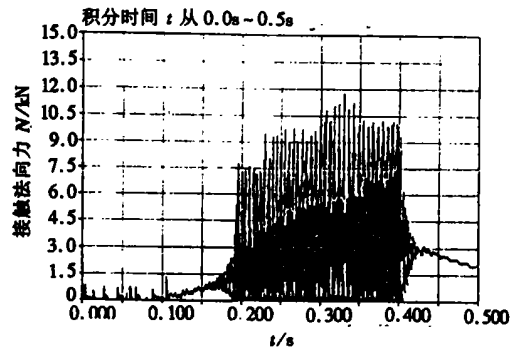


图4 接触点法向力  $N$  的时间历程

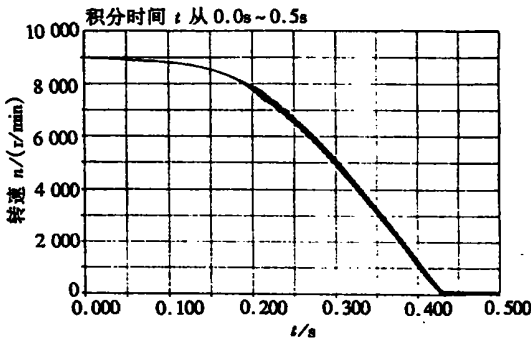


图5 轴颈转动角速度的时间历程

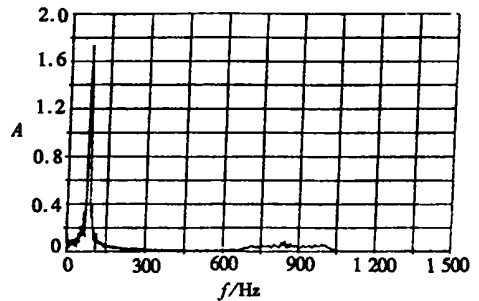


图6 备用轴承振动位移的FFT频谱

转子坠落撞到内圈表面后, 曾跳起数次, 然后保持接触。由于两者间的摩擦, 高速转子同时在内圈底部开始来回滚摆动。滚摆动越来越大, 0.1 s 后轴颈沿内圈开始全周滚动并进入逆向涡动。接近 0.2 s 时全周碰摩加剧, 法向力  $N$  首次瞬时出现 7.5 kN 以上, 短时平均约 3 kN。随着逆向涡动的出现, 圆盘、轴颈和备用轴承振动位移均急剧增大。0.2 s 时圆盘、轴颈和备用轴承的径向振动位移 ( $r = \sqrt{X^2 + Y^2}$ ) 分别达到 1.226 mm、0.616 mm 和 0.607 mm。值得注意的是, 图6为备用轴承瞬态振动位移的FFT频谱图。其中最大的峰对应频率约 83.4 Hz (5004r/min), 这个频率正好等于转子系统弯曲振动第一阶无阻尼固有频率(第2、3阶无阻尼固有频率

分别为 262.6 Hz、630.3.7 Hz), 也可称系统的第一阶临界速度或临界点。

观察图 5 和图 4, 首先可看到轴颈的转动角速度自磁轴承失灵一刻的工作转速 9 000 r/min 起开始较缓慢、平滑地下降, 0.2 s 附近轴颈转速约 8 000 r/min 左右, 但由于碰摩接触点的非线性性质与摩擦力矩急剧增大, 转动角速度开始剧烈波动, 角减速度明显增大。到 0.3 s 时转速降到 5 000 r/min, 即系统的 1 阶无阻尼固有频率或临界点附近, 法向力  $N$  瞬时出现接近 10.5 kN, 短时平均约 6 kN, 此时圆盘、轴颈和备用轴承的径向振动位移分别达到 2.105 mm、1.023 mm 和 0.892 mm。0.33 s 左右法向力  $N$  瞬时达到 11.8 kN 为最大值而短时平均接近 7.5 kN, 转速约 4 000 r/min, 角减速度约为 550 Hz/s 以上, 此时圆盘、轴颈和备用轴承的径向振动位移分别剧增至 2.350 mm、1.145 mm 和 0.971 mm。这种状况使得系统极可能发生运动失稳或灾变。

上述坠落转子瞬态振动响应仿真计算表明, 尽管接触点存在着碰摩非线性的复杂性, 但系统的基本性态还是属于高速不平衡阻尼转子减速通过系统第一阶临界点时引起的强烈非稳态非线性受迫弯曲振动<sup>[7]</sup>。法向力  $N$  的最大值及圆盘、轴颈和备用轴承的径向振动位移最大值没有在临界速度处发生, 而是在更低转速处出现, 这是因为转子处于转动减速状态, 事实上角减速度越大这些最大值出现的转速越低。另一方面, 也不能忽视接触点的碰摩非线性。仔细观察, 图 6 中还有 2 个峰值频率: 850 Hz 与 1.1 kHz, 它们与系统上述线性自振频率无关, 可认为它们由接触点的碰摩非线性引起, 尽管它们不显著影响圆盘的振动, 但正是这种高频引起的转动角速度剧烈波动(见图 5), 导致轴颈与备用轴承的颤振, 非常有害。

### 3 结 论

通过导出一个单盘转子系统在磁轴承失后坠落转子瞬态振动响应的运动方程以及数值仿真计算, 本文详尽地分析了坠落转子转动角速度变化与碰摩接触点法向力变化的时间历程以及备用轴承瞬态振动位移的频谱, 证实系统可能发生灾变破坏的原因是由于高速不平衡阻尼转子减速通过临界点时引起的强烈非稳态非线性受迫弯曲振动, 加上接触点的非线性特性引起轴颈与备用轴承高频颤振。

#### [参 考 文 献]

- [1] Ishii T, Kirk R G. Transient response technique applied to active magnetic bearing machinery during rotor drop[J]. *J Vibration & Acoustics*, 1996, **118**(2): 154—163.
- [2] Kirk R G. Investigation of rotor drop transient response following active magnetic bearing failure in critical path turbomachinery[A]. In: *Progress Report* [C]. VA Tech, USA: Dept of Mech Engrg, 1997.
- [3] Allair P E. Rotor drop nonlinear transient analysis of magnetic bearing rotors on auxiliary bearings [A]. In: *Proc 7th Conf on Nonlinear Vibration, Stability & Rotordynamics* [C]. VA Tech Blacksburg, USA, 1998.
- [4] Muszynska A. Partial lateral rotor to stator rubs[J]. *I Mech E*, 1984, **C281**(84): 327—335.
- [5] Muszynska A. Rotor to stationary element rub related vibration phenomena in rotating machinery literature survey[J]. *Shock & Vibration Digest*, 1989, **21**(3): 3—11.
- [6] Gelin A, Pugno J M, Hagopian J D. Dynamic behavior of flexible rotors with active magnet bearings on safety auxiliary bearings[A]. In: *Proc of 3rd International Conference on Rotordynamics* [C]. Lyon, France, 1990, 503—508.
- [7] 方之楚, 骆振黄. 质量任意分布下的柔性转子过临界点时的瞬态响应[J]. *固体力学学报*, 1990, **11**

(1): 11—22.

# Study on Catastrophic Mechanism for Rotor Drop Transient Vibration Following Magnetic Bearing Failure

FANG Zhi\_chu

( Department of Engineering Mechanics , Shanghai Jiaotong University ,  
Shanghai 200030, P R China )

**Abstract:** The nonlinear and transient vibration of a rotor, which dropped onto back\_up bearings when its active magnetic bearings were out of order, was investigated. After strictly deriving its equations of motion and performing numerical simulations, the time\_histories of rotating speed of the dropping rotor, and normal force at the rubbing contact point as well as the frequency spectrum of the vibration displacement of back\_up bearings are fully analyzed. It is found that the strong and unsteady forced bending vibration of the unbalanced and damped rotor decelerating through its first bending vibration of the unbalanced and damped rotor decelerating through its first critical speed as well as chattering at high frequencies caused by the non\_linearity at the rubbing contact point between the journal and back\_up bearings may lead to the catastrophic damage of the system.

**Key words:** rotor system with active magnetic bearing; magnetic bearing failure; transient response passing through critical speed; non\_linear rubbing; catastrophic mechanism