

文章编号:1000-8055(2012)07-1671-10

# 保护轴承系统中弹性环不同安装位置 对转子跌落后动力学响应的影响

朱益利, 金超武, 徐龙祥  
(南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016)

**摘 要:** 针对磁悬浮轴承系统中通常需要一套保护轴承作为磁悬浮轴承失效后转子的临时支撑, 转子跌落后将产生的巨大冲击和振动这一问题, 提出将弹性环分别安装于转子和保护轴承外圈两种不同位置来缓冲转子跌落所带来的冲击和振动. 针对两种位置建立转子跌落的动力学模型, 并对所建立的模型进行数值仿真计算, 主要分析对比了安装位置不同对转子跌落后碰撞力、轴心轨迹和保护轴承内圈转速的影响. 在理论分析的基础上, 进行了相应的试验研究. 仿真和试验结果表明: 将弹性环安装于转子上更能有效地减小转子跌落后的振动幅度和冲击力.

**关 键 词:** 弹性环; 磁悬浮轴承; 保护轴承; 转子跌落; 动力学模型

**中图分类号:** V231.96

**文献标志码:** A

## Effect of different elastic ring installation locations in catcher bearing system on rotor drop dynamic responses

ZHU Yi-li, JIN Chao-wu, XU Long-xiang

(College of Mechanical and Electrical Engineering,  
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** Catcher bearings serve as the temporary support of the rotor once active magnetic bearings fail. Focusing on the huge impacts and vibrations after rotor dropped methods of, fixing an elastic ring on the rotor and outer race of the catcher bearing were separately adopted to buffer the series of impacts. The dynamic models of rotor drop for the two structures were established. Then, the established dynamic functions were numerically simulated to compare the different effect of the two proposed structures on the following impacts, rotor orbits and inner race speed after rotor dropped. On the basis of theoretical analysis, the corresponding experiments were performed. Both simulation and experimental results show that adding the elastic ring to the rotor is more effective to reduce the vibration amplitudes and impacts.

**Key words:** elastic ring; active magnetic bearings; catcher bearings; rotor drop; dynamic model

主动磁悬浮轴承相比于传统轴承具有无机械  
摩擦和磨损、较低的工作能耗和噪声、不需润滑和

密封系统以及长寿命等优越性能<sup>[1]</sup>. 近些年来已  
在航空领域得到了应用, 采用磁悬浮轴承取代传

收稿日期: 2011-07-07

网络出版地址: [http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1671\\_033.html](http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1671_033.html)

基金项目: 国家自然科学基金(50975134)

作者简介: 朱益利(1987—), 男, 江苏连云港人, 博士生, 主要从事磁悬浮可靠性方面研究.

统滚动轴承的发动机称为“多电发动机”，它是以传统航空燃气涡轮发动机为基础，装配主动磁悬浮轴承、内置一体化起动机/发电机、分布式电子控制系统、电动燃油泵和电力作动器等新部件和系统的一种新型航空发动机<sup>[2]</sup>。然而，磁悬浮轴承系统仍需一套保护轴承去消除由于转子跌落所造成的对整个系统的破坏。目前磁悬浮系统中多采用滚动轴承作为保护轴承，然而转子跌落所带来的巨大振动和冲击力往往超出滚动轴承所能承受的极限。

随着磁悬浮轴承的广泛应用，国内外学者始终没有停止过对保护轴承的研究，主要集中在转子跌落后的动力学研究<sup>[3-6]</sup>，发热研究<sup>[7]</sup>，实验研究<sup>[8]</sup>以及新型保护轴承<sup>[9]</sup>等几个方面。而新型保护轴承主要集中在保护轴承弹性阻尼器的研究上。文献<sup>[7]</sup>在保护轴承外圈设计了挤压油膜阻尼支承结构，此阻尼器需要润滑油，而磁悬浮轴承常用于无油场合，极大地限制了此种阻尼器的应用。文献<sup>[10]</sup>选用碳纤维层作为转子与保护轴承内圈之间的缓冲层，并运用 MSC、Dytran 有限元分析软件对转子跌落在滚动轴承上的瞬态动力学过程进行了仿真，结果显示安装碳纤维层可以使滚珠与套圈之间的最大等效应力由 500 MPa 降至 200 MPa，但由于碳纤维层的刚度较小，导致转子跌落容易破坏磁悬浮轴承的定子结构，且未考虑摩擦系数对整个跌落过程的影响，所以此结构尚未得到应用。文献<sup>[11]</sup>设计了由外支承环、压缩层、弹性阻尼材料和内支承环四部分组成的弹性阻尼器，弹性阻尼器起到吸收冲击能量和减少转子振

动的作用，文献中仅提到具有较好的效果，而未公布具体的实验数据和技术细节。

将弹性环装在保护轴承系统中的不同位置，一种将弹性环安装在转子上，另一种将弹性环安装在保护轴承外圈与轴承座之间。弹性环安装在保护轴承外圈与轴承座之间对转子跌落后的动力学响应的影响已另文发表<sup>[12]</sup>，分析结果表明安装弹性环能有效地减小转子跌落所带来的冲击力和振动。本文着重进行两种安装位置的对比研究，因此在理论建模过程中主要突出两者的区别。最后针对两种不同安装位置进行了跌落试验研究，验证理论分析的结果。

### 1 结构简介

图 1 为主动磁悬浮轴承系统的结构简图，当磁悬浮轴承正常工作时，转子由径向和轴向磁悬浮轴承支撑，电机驱动转子高速旋转，此时与保护轴承无接触，而一旦磁悬浮轴承失效，转子将跌落到安装于系统两端的保护轴承上。

以左端为例，弹性环装在系统中不同位置的结构如图 2 所示，结构“*A*”为弹性环装在转子上，结构“*B*”为弹性环装在保护轴承的外圈与轴承座之间。由于弹性环的刚度相对较小，为了防止转子跌落后破坏磁悬浮轴承及高速电机的定子，两种结构中，在弹性环的安装位置处均设有 50 μm 的限位间隙 *s*，即当弹性环的变形超过 *s* 时，结构“*A*”中的套筒与转子之间或转子“*B*”中的保护轴承外圈与轴承座之间将发生碰撞，进而起到限制转子位移的作用。

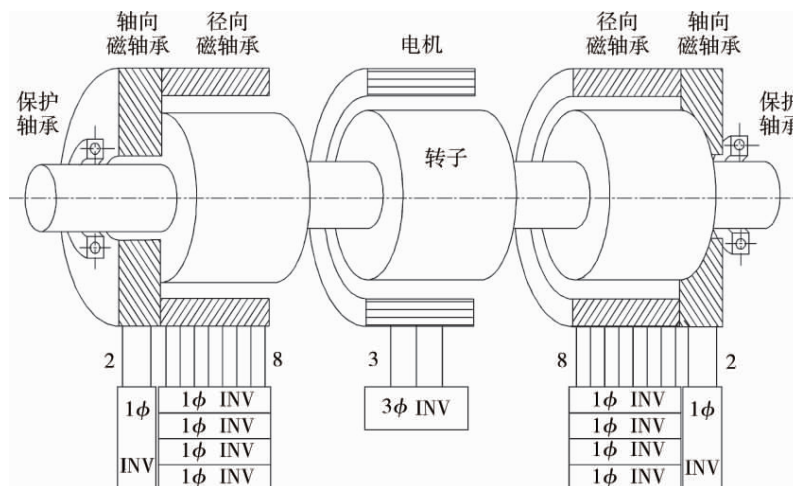


图 1 主动磁悬浮轴承系统结构简图

Fig. 1 Active magnetic bearing system structure

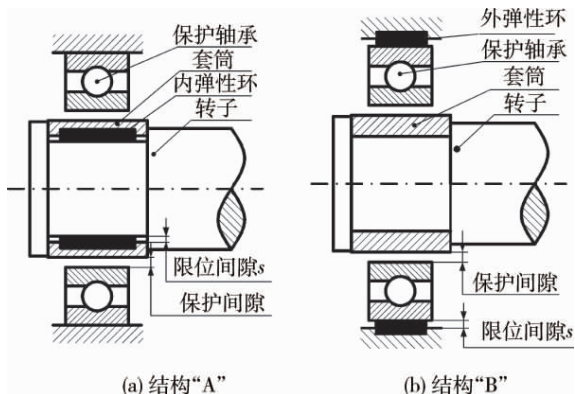


图 2 弹性环的不同安装位置

Fig. 2 Different mounting positions of the elastic rings

结构中所采用的弹性环是用高质量合金弹簧钢条经精密冲压而成,其结构如图 3 所示,圆周上的波纹如同多个平衡弹簧,为环形配合零件提供稳定的压紧力,并能起到减振和隔振的作用。



图 3 弹性环结构图

Fig. 3 Elastic ring structure

## 2 转子跌落动力学模型

由于实际运行中转子的旋转频率低于其一阶弯曲固有频率(815 Hz),因此可采用刚性转子<sup>[10]</sup>模型进行分析. 转子水平放置,在此忽略转子所受轴向力对其跌落动力学特性的影响,仅考虑转子所承受的径向力. 根据图 1 的结构,可得到刚性转子的受力模型如图 4 所示. 其中  $O$  为转子的质心位置; $l_a, l_b, l_s$  分别为转子质心到径向磁悬浮轴承定子中心,保护轴承和径向位移传感器之间的水平距离; $\theta_x$  和  $\theta_y$  分别为转子绕  $x$  轴和  $y$  轴旋转的角位移; $m_r$  为转子的质量; $\omega$  为转子旋转的角速度; $F_{cx}$  和  $F_{cy}$  分别为高速旋转时由于转子不平衡所引起的沿  $x$  和  $y$  轴方向的离心力;当转子正常悬浮时,保护轴承不工作,转子仅受到两端电磁力( $F_{xa1}, y_{a1}, x_{a2}, y_{a2}$ )的支撑作用,电磁力的大小可以根据磁悬浮轴承的具体尺寸、电控系统参数并结合转子实时振动位移和旋转角速度求得,具体求解过程详见文献[13-15];而磁悬浮轴承失效后,作用于转子两端电磁力将消失,装于系统两端的保护轴承将成为转子的临时支撑,由图 2 可知跌落过程中套筒首先与保护轴承内圈碰撞,因此针对转子而言,将受两端套筒的反作用力( $F_{xs1}, ys1, xs2, ys2$ ).

磁悬浮轴承失效后,为了分析转子跌落后的系列动力学响应过程,还需要建立保护轴承的力学模型以及各部分之间的碰撞模型. 以左端为例,结构“ A”和结构“ B”在弹性环的安装位置上存在差别,为了分析方便,将两种结构的力学模型整合到一起如图 5 所示,即所建立的计算模型中既

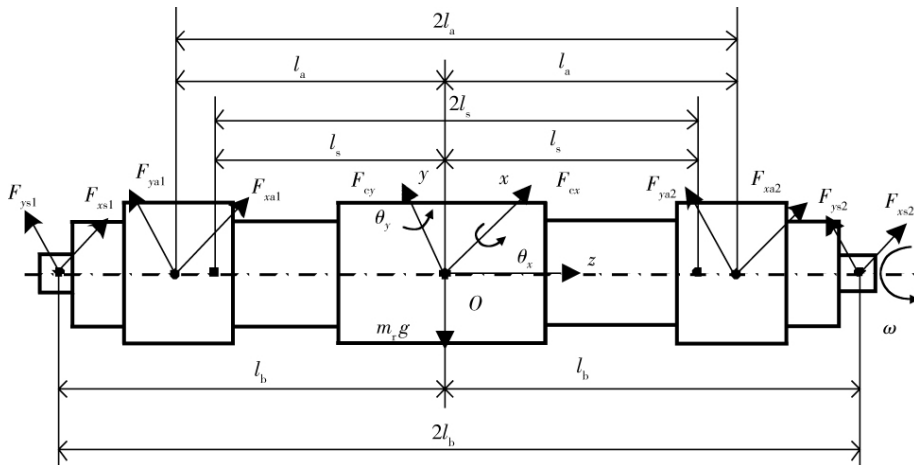


图 4 刚性转子受力及几何模型

Fig. 4 Force and geometric models of the rigid rotor

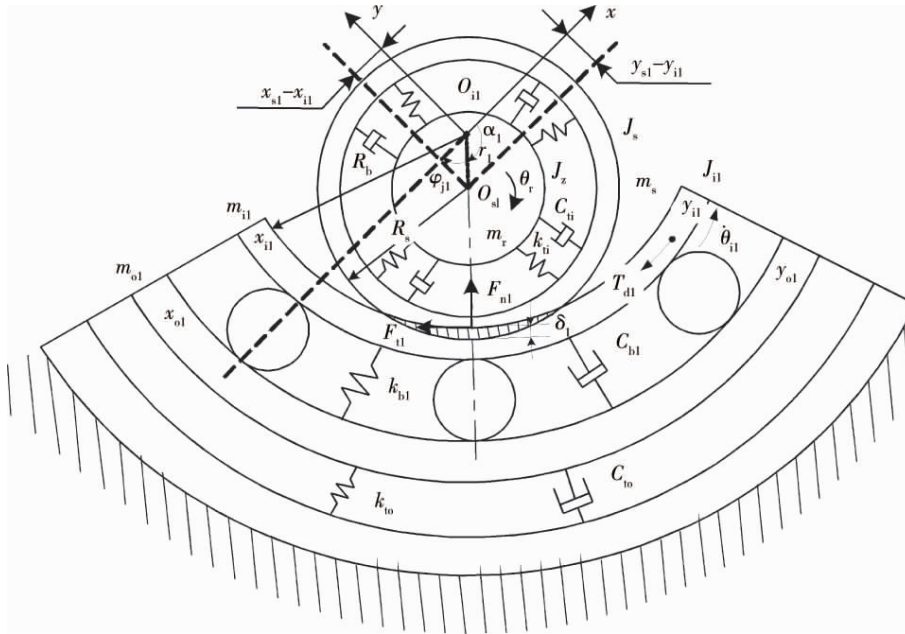


图 5 转子跌落后的碰撞模型

Fig. 5 Contact model after rotor drop

包含结构“A”又包含结构“B”. 通过设定外弹性环的径向刚度  $k_{to} = 2 \times 10^{10}$  N/m, 限制保护轴承外圈径向振动自由度, 来计算转子跌落到结构“A”上的动力学响应, 而通过设定内弹性环的径向刚度  $k_{ii} = 2 \times 10^{10}$  N/m, 限制套筒径向振动自由度, 来计算转子跌落到结构“B”上的动力学响应. 即在计算过程中, 两种结构的模型除了设定的内外弹性环径向刚度不同外, 其余参数均相同. 所选坐标系与磁悬浮轴承的布局一致,  $x, y$  方向均与竖直方向成  $45^\circ$ . 图中  $c_{ii}$  和  $c_{to}$  分别为对应于结构“A”和结构“B”中弹性环的支撑阻尼;  $c_{b1}$  为保护轴承的支撑阻尼;  $k_{b1}$  为保护轴承的实时支撑刚度;  $m_s, m_{il}$  和  $m_{ol}$  分别为套筒、保护轴承内圈和外圈的质量;  $r_1$  为套筒径向几何中心相对于轴承几何中心的位移;  $x_{s1}$  和  $y_{s1}$  分别为套筒在保护轴承处沿  $x$  和  $y$  方向的位移;  $x_{i1}$  和  $y_{i1}$  分别为保护轴承内圈在  $x$  和  $y$  方向位移;  $x_{o1}$  和  $y_{o1}$  分别为保护轴承外圈在  $x$  和  $y$  方向位移;  $F_{n1}$  和  $F_{t1}$  分别为套筒与保护轴承内圈接触处的碰撞法向力和切向摩擦力;  $J_{i1}, J_s$  和  $J_z$  分别为内圈, 套筒和转子绕  $z$  轴的转动惯量;  $O_{i1}$  和  $O_{s1}$  分别为轴承内圈和套筒的几何中心;  $R_s$  和  $R_b$  分别为保护轴承位置处套筒外圆和轴承内圈内孔的半径;  $T_{d1}$  为保护轴承作用于内圈的摩擦力矩;  $\alpha_1$  为  $x$  轴与法向碰撞力  $F_{n1}$  方向的夹角, 以顺时针方向为正;  $\varphi_{j1}$  为第  $j$  个滚珠相对于法向碰撞力  $F_{n1}$  的位置角, 以顺时针方

向为正;  $\theta_{i1}$  为内圈的角位移;  $\delta_1$  为套筒与内圈间的碰撞接触深度.

根据转子的受力模型, 可以列出转子的运动学方程

$$mD\ddot{x} + GD\dot{x} = AF_a + BF_s - F_c \quad (1)$$

其中

$$m = \text{diag}(m_r, m_r, J, J)$$

$$D = \frac{1}{2l_b} \begin{bmatrix} l_b & 0 & l_b & 0 \\ 0 & l_b & 0 & l_b \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$x = (x_{b1}, y_{b1}, x_{b2}, y_{b2})^T$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega J_z \\ 0 & 0 & -\omega J_z & 0 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} \zeta & 0 & \zeta & 0 \\ 0 & \zeta & 0 & \zeta \\ 0 & \zeta l_a & 0 & -\zeta l_a \\ -\zeta l_a & 0 & \zeta l_a & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & l_b & 0 & -l_b \\ -l_b & 0 & l_b & 0 \end{bmatrix}$$

$$F_a = (F_{xa1}, F_{ya1}, F_{xa2}, F_{ya2})^T$$

$$F_s =$$

$$\begin{pmatrix} c_{ti}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{b1}) + k_{ti}(x_{s1} - x_{b1}) + \frac{F_{i1}(x_{s1} - x_{b1})}{r_{i1}} \\ c_{ti}(\dot{y}_{s1} - \dot{y}_{b1}) + k_{ti}(y_{s1} - y_{b1}) + \frac{F_{i1}(y_{s1} - y_{b1})}{r_{i1}} \\ c_{ti}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{b2}) + k_{ti}(x_{s2} - x_{b2}) + \frac{F_{i2}(x_{s2} - x_{b2})}{r_{i2}} \\ c_{ti}(\dot{y}_{s2} - \dot{y}_{b2}) + k_{ti}(y_{s2} - y_{b2}) + \frac{F_{i2}(y_{s2} - y_{b2})}{r_{i2}} \end{pmatrix}$$

$$F_c = \begin{pmatrix} m_r e_r \omega^2 \cos(\omega t) + m_r g_x \\ m_r e_r \omega^2 \sin(\omega t) + m_r g_y \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

式中  $J$  为转子绕  $x$  轴或  $y$  轴的转动惯量;  $\zeta$  为引入的电磁力系数, 当磁悬浮轴承正常工作时  $\zeta = 1$ , 磁悬浮轴承失效后  $\zeta = 0$ ;  $e_r$  为转子的偏心距;  $g_x$  和  $g_y$  分别为重力加速度在  $x$  和  $y$  轴方向上的分量;  $x_{b1}$  和  $y_{b1}$  分别为转子在保护轴承处沿  $x$  和  $y$  轴方向的位移; 当安装在转子上的弹性环的变形超过设定的限位间隙时, 转子不仅受到内弹性环的支撑反力, 而且受到套筒的碰撞,  $F_{i1}$  和  $F_{i2}$  分别为左端和右端的转子与套筒之间的法向碰撞力。

由于磁悬浮轴承闭环控制回路中的反馈信号为传感器位置处的转子振动信号, 因此计算式(1)中的电磁力时, 需要运用两端径向位移传感器处的转子位移  $x_c$ ,  $x_c = (x_{c1}, y_{c1}, x_{c2}, y_{c2})^T$ . 转子在位移传感器位置处的位移与在保护轴承位置处的位移存在如下转换关系

$$x_c = D_2^{-1} D x \quad (2)$$

式中

$$D_2 = \frac{1}{2l_c} \begin{pmatrix} l_c & 0 & l_c & 0 \\ 0 & l_c & 0 & l_c \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

根据 Hertz 接触理论, 转子与套筒之间的法向碰撞力可以表示为<sup>[5]</sup>

$$F_{iq} = \begin{cases} K_{ci} \delta_{iq}^{10/9} (1 + 0.12 \dot{\delta}_{iq}) & \delta_{iq} > 0 \\ 0 & \delta_{iq} \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中  $K_{ci}$  为转子与套筒之间的接触刚度,  $\delta_{iq}$  为转子与套筒之间的接触深度。

$$\delta_{iq} = r_{iq} - s$$

$$r_{iq} = \sqrt{(x_{sq} - x_{bq})^2 + (y_{sq} - y_{bq})^2}$$

下标  $q$  等于“1”或“2”, 分别表示系统左端或右端。

此外, 安装时使弹性环产生一定的预变形, 由

弹性环的弹性恢复力而产生的静摩擦力可以保证在套筒与内圈碰摩过程中, 转子与套筒之间不发生相对滑动. 因此磁悬浮轴承失效后整个转子系统绕  $z$  轴的转动方程可写成

$$(J_z + 2J_s) \ddot{\theta}_r = (F_{t1} + F_{t2}) R_s \quad (4)$$

式中  $F_{t2}$  为右端套筒与保护轴承内圈之间的切向摩擦力。

根据图 4 可以列出左端套筒的运动方程

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_{s1} + c_{ti}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{b1}) + k_{ti}(x_{s1} - x_{b1}) = F_{xs1} \\ m_s \ddot{y}_{s1} + c_{ti}(\dot{y}_{s1} - \dot{y}_{b1}) + k_{ti}(y_{s1} - y_{b1}) = F_{ys1} \end{cases} \quad (5)$$

式中  $F_{xs1}$  和  $F_{ys1}$  分别为转子跌落保护轴承内圈作用于套筒上的法向碰撞力和切向摩擦力在  $x$  轴和  $y$  轴方向上的分量之和。

$$\begin{cases} F_{xs1} = -F_{n1} \frac{x_{s1} - x_{i1}}{r_1} + F_{t1} \frac{y_{s1} - y_{i1}}{r_1} \\ F_{ys1} = -F_{n1} \frac{y_{s1} - y_{i1}}{r_1} - F_{t1} \frac{x_{s1} - x_{i1}}{r_1} \end{cases} \quad (6)$$

式中

$$r_1 = \sqrt{(x_{s1} - x_{i1})^2 + (y_{s1} - y_{i1})^2}$$

套筒与内圈之间的碰撞力可以表示为

$$F_{n1} = \begin{cases} K_c \delta_1^{10/9} (1 + 0.12 \dot{\delta}_1) & \delta_1 > 0 \\ 0 & \delta_1 \leq 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中  $K_c$  为套筒与内圈之间的接触刚度; 接触变形  $\delta_1 = r_1 - (R_b - R_s)$ 。

当套筒与内圈之间存在相对滑动时, 其切向摩擦力可表示为

$$F_{t1} = \mu_d F_{n1} \quad (8)$$

式中  $\mu_d$  为滑动摩擦系数. 而当套筒与内圈只发生纯滚动时, 其运动学关系为

$$\dot{\theta}_r R_s = \dot{\theta}_{i1} R_b \quad (9)$$

仅左端发生纯滚动时, 还需要结合转子和保护轴承的动力学方程才能得到此时的切向摩擦力. 当右端也同时发生纯滚动时, 还需要结合右端的纯滚动运动学关系, 四个方程联立才可求得切向摩擦力, 在此不细述. 求出切向摩擦力后还需与最大静摩擦力相比较, 最终确定切向摩擦力的值为

$$\begin{cases} F_{t1} > \mu_s F_{n1} & \text{转子将再次滑动, } F_{t1} = \mu_d F_{n1} \\ F_{t1} < \mu_s F_{n1} & \text{转子保持滚动, 需联立方程求解} \end{cases}$$

同样, 安装在保护轴承外圈与轴承座之间的弹性环的弹性恢复力所产生的静摩擦力限制了外圈的旋转自由度. 根据图 4 的力学模型, 左端保护轴承内、外圈的运动方程可以写成

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = F_1 \quad (11)$$

其中

$$\begin{aligned} m_1 &= \text{diag}(m_{i1}, m_{i1}, m_{o1}, m_{o1}, J_{i1}) \\ x_1 &= (x_{i1}, y_{i1}, x_{o1}, y_{o1}, \theta_{i1})^T \\ c_1 &= \begin{bmatrix} c_{b1} & 0 & -c_{b1} & 0 & 0 \\ 0 & c_{b1} & 0 & -c_{b1} & 0 \\ -c_{b1} & 0 & c_{b1} + c_{t0} & 0 & 0 \\ 0 & -c_{b1} & 0 & c_{b1} + c_{t0} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ k_1 &= \begin{bmatrix} k_{b1x} & 0 & -k_{b1x} & 0 & 0 \\ 0 & k_{b1y} & 0 & -k_{b1y} & 0 \\ -k_{b1x} & 0 & k_{b1x} + k_{t0} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{b1y} & 0 & k_{b1y} + k_{t0} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$F_1 = (-F_{xb1}, -F_{yb1}, F_{x01}, F_{y01}, F_{t1}R_b - T_{d1})^T$$

当装在轴承座中弹性环的变形超过所设定的限位间隙时,保护轴承外圈将受到外弹性环的支撑反力和轴承座的碰撞反力,  $F_{x01}$  和  $F_{y01}$  分别为轴承座与保护轴承外圈之间的碰撞力沿  $x$  和  $y$  轴方向的分量.

$$\begin{cases} F_{x01} = -K_{co}\delta_{o1+}^{10/9}(1 + 0.12\dot{\delta}_{o1+}) \frac{x_{o1}}{\sqrt{x_{o1}^2 + y_{o1}^2}} \\ F_{y01} = -K_{co}\delta_{o1+}^{10/9}(1 + 0.12\dot{\delta}_{o1+}) \frac{y_{o1}}{\sqrt{x_{o1}^2 + y_{o1}^2}} \end{cases}$$

式中  $K_{co}$  为保护轴承外圈与轴承座之间的接触刚度;  $\delta_{o1+} = \sqrt{x_{o1}^2 + y_{o1}^2} - s$ , 下标“+”表示当  $\delta_{o1} \leq 0$  时,保护轴承外圈与轴承座不接触,接触弹性变形为 0;当  $\delta_{o1} > 0$  时,接触弹性变形为  $\delta_{o1}$ ;  $T_{d1}$  为保护轴承的摩擦力矩,计算过程见文献[16].

$k_{b1x}$  和  $k_{b1y}$  分别为分解到  $x$  和  $y$  轴方向的保护轴承实时支撑刚度,为了计算简便,假设在每次套筒与内圈碰撞时总有一滚珠处在碰撞法向力的正下方,则第  $j$  个滚珠的变形量为(以顺时针方向为正)

$$\begin{aligned} \sigma_{j1} &= (x_{i1} - x_{o1})\cos(\alpha_1 + \varphi_j) + \\ &\quad (y_{i1} - y_{o1})\sin(\alpha_1 + \varphi_j) - c_r \end{aligned} \quad (12)$$

式中

$$\varphi_{j1} = \frac{2\pi}{N}(j-1)$$

其中  $j = 1, 2, \dots, N$ ,  $N$  为滚珠的个数;  $c_r$  为保护轴承的径向游隙.

基于刚性套圈理论和 Hertz 接触理论,可以推导出碰撞过程中分解到  $x, y$  轴两方向的保护轴承实时支撑刚度

$$\begin{pmatrix} k_{b1x} \\ k_{b1y} \end{pmatrix} = \frac{3}{2}k_p \sum_{j=1}^N (\sigma_{j1})^{1/2} + \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_1 + \varphi_{j1}) \\ \sin^2(\alpha_1 + \varphi_{j1}) \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中  $k_p$  为保护轴承的滚珠与其内外圈滚道的接触刚度系数,可以根据 Hertz 接触理论,结合保护轴承的几何参数和材料属性等可以求得[15]. 下标“+”表示当  $\sigma_{j1} \leq 0$  时,滚动体与滚道不接触,滚珠接变形量为 0;当  $\sigma_{j1} > 0$  时,滚珠变形量为  $\sigma_{j1}$ .

### 3 跌落动力学仿真分析

试验中选用同一滚动轴承和具有相同径向刚度和阻尼的弹性环,即与建立的“A”和“B”两个模型中的轴承参数和弹性环支撑参数完全相同,进而使得两种结构下的减振效果具有可比性. 具体参数如表 1 所示.

表 1 仿真计算过程中所涉及到的主要参数

Table 1 Main parameters for simulation

| 参数                                                                       | 数值    |
|--------------------------------------------------------------------------|-------|
| 保护轴承的支撑阻尼 $c_{b1}, c_{b2}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$ | 1000  |
| 保护轴承的径向游隙 $c_r/(\mu\text{m})$                                            | 8     |
| 弹性环的支撑阻尼 $c_{ti}, c_{to}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$  | 300   |
| 保护轴承内径 $d_{b1}, d_{b2}/\text{mm}$                                        | 20    |
| 套筒在保护轴承处直径 $d_s/\text{mm}$                                               | 19.75 |
| 转子的偏心距 $e_r/\mu\text{m}$                                                 | 8     |
| 绕 $x, y$ 轴转动惯量 $J/(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$                         | 16120 |
| 保护轴承内圈转动惯量 $J_{i1}, J_{i2}/(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$                | 3.4   |
| 套筒绕 $z$ 轴转动惯量 $J_s/(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$                        | 6.3   |
| 转子绕 $z$ 轴转动惯量 $J_z/(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$                        | 380   |
| 弹性环的支撑刚度 $k_{ti}, k_{to}/10^7(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$             | 1.3   |
| 碰撞接触刚度 $K_{ci}, K_c, K_{co}/10^9(\text{N} \cdot \text{m}^{-10/9})$       | 2.2   |
| 径向磁悬浮轴承距转子质心距离 $l_a/\text{mm}$                                           | 116   |
| 保护轴承距转子质心距离 $l_b/\text{mm}$                                              | 163   |
| 传感器距转子质心距离 $l_s/\text{mm}$                                               | 90    |
| 保护轴承内圈质量 $m_{i1}, m_{i2}/\text{g}$                                       | 24    |
| 保护轴承外圈质量 $m_{o1}, m_{o2}/\text{g}$                                       | 37    |
| 转子的质量 $m_r/\text{kg}$                                                    | 2.14  |
| 套筒的质量 $m_s/\text{g}$                                                     | 50    |
| 保护轴承内圈内孔半径 $R_b/\text{mm}$                                               | 10    |
| 套筒外圆半径 $R_s/\text{mm}$                                                   | 9.875 |
| 限位间隙 $s/\mu\text{m}$                                                     | 50    |
| 滑动摩擦系数 $\mu_d$                                                           | 0.1   |
| 最大摩擦系数 $\mu_s$                                                           | 0.2   |
| 保护轴承滚珠个数 $N$                                                             | 9     |

假定当转子的不平衡相位与  $x$  轴方向成  $135^\circ$  时(以顺时针方向为正),磁悬浮轴承失效. 首先计算磁悬浮轴承正常工作时的转子运动状态,磁悬浮轴承失效后,将跌落前一刻计算得到的转子振动位移和速度作为跌落仿真后的初始条件,再对动力学方程(1),(4)~(5)和(11)积分计算即可得到转子跌落后的转子、套筒和轴承内外圈的动力学响应.

在转子初始旋转频率为 200 Hz 情形下,磁悬浮轴承失效后  $0 \sim 0.2$  s,左端保护轴承内圈所受的法向碰撞力,如图 6 所示. 可以看出,结构“ $A$ ”缓冲转子跌落后的冲击力效果更好,其最大碰撞力较结构“ $B$ ”减少了约 20%,碰撞力均值减小了约 25%.

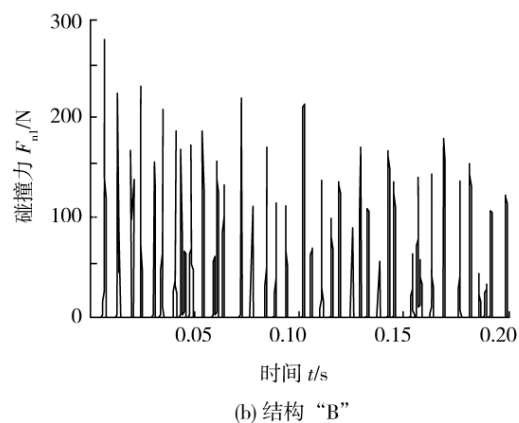
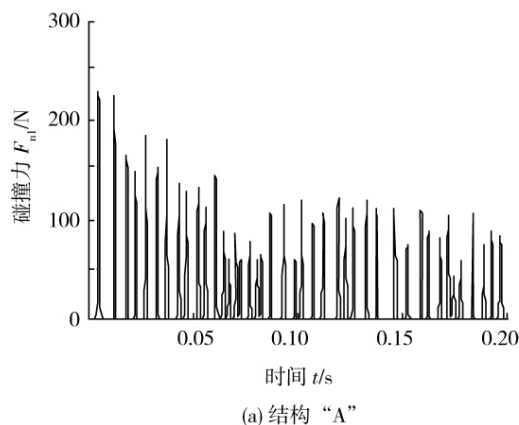


图 6 转子跌落内圈所受法向碰撞力

Fig. 6 Normal contact force act on the inner race after rotor drop

磁悬浮轴承失效前( $0 \sim 0.1$  s)和失效后( $0 \sim 0.2$  s)内,左端保护轴承对应处转子的轴心运动轨迹如图 7 所示,对比图 7(a)与图 7(b)可以看出,结构“ $A$ ”的减振效果较好,磁悬浮轴承失效后,转子的振动幅值较小,几次碰撞后,转子很快就在保

护轴承底部来回振荡,进而降低了转子发生涡动的可能性.

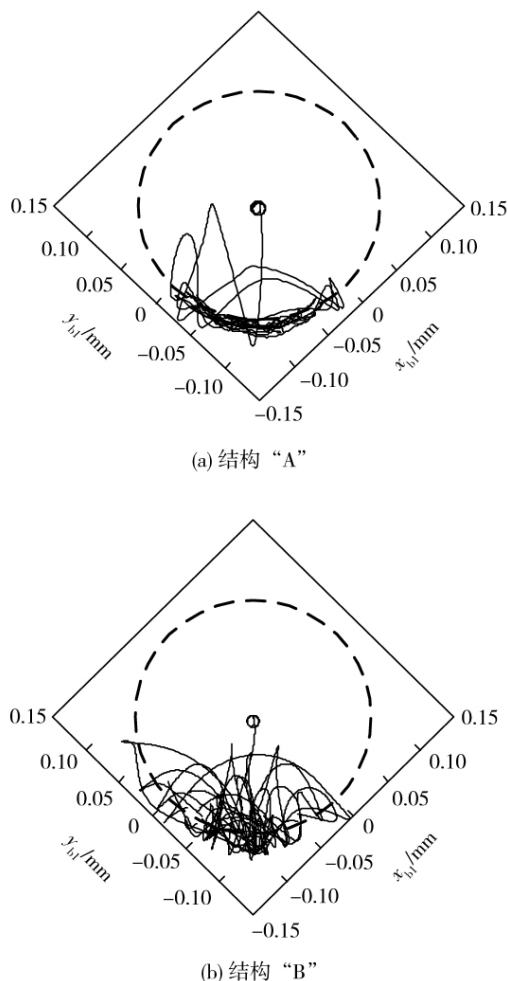


图 7 仿真所得左端转子轴心轨迹

Fig. 7 Rotor orbit of the left end obtained from simulation

磁悬浮轴承失效后,左端保护轴承内圈的转速随着时间的变化曲线如图 8 所示. 可以看出,由于保护轴承内部摩擦阻力矩的作用使得内圈在升

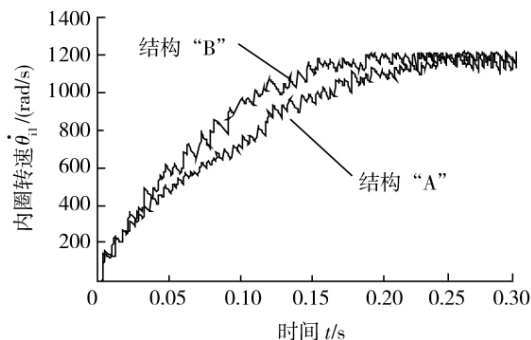


图 8 仿真所得的内圈转速

Fig. 8 Inner race revolving speed obtained from simulation

速过程中存在一定的波动. 选用结构“A”时, 转子跌落内圈的升速相对较慢, 主要由于此结构使得保护轴承内圈所受到的碰撞力较小, 产生较小的切向摩擦力, 进而导致较小的驱动摩擦力矩. 但由于轴承内圈的转动惯量很小, 内圈转速在极短时间内便达到最大值, 使得两种结构下内圈的加速过程差别很小.

#### 4 跌落试验验证

图 9 为试验中所用到的安装部件, 针对不同的结构选用不同的套筒、轴承座和弹性环进行跌落实验. 装在端盖上的两个光纤传感器分别用于测量保护轴承内圈和保持架的转速.

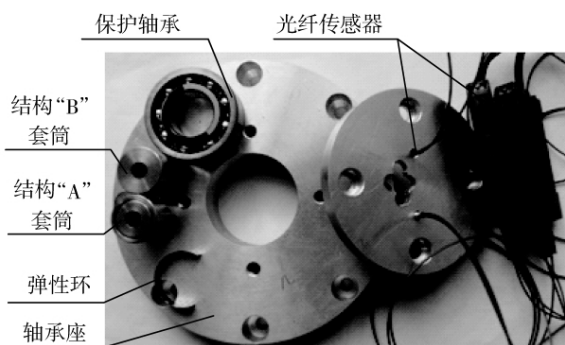


图 9 试验台的相关部件

Fig. 9 Relevant parts of the experiment rig

图 10 为试验装置, 转子的振动位移由磁悬浮轴承系统中的电涡流传感器测得, 内圈的转速由光纤传感器测得, 运用 Labview 采集卡对整个跌落过程中的各路信号进行采集, 采集后的数据通过 MATLAB 提取处理. 通过加不平衡螺钉给转子以偏心量. 理论仿真时, 假定转子的不平衡相位

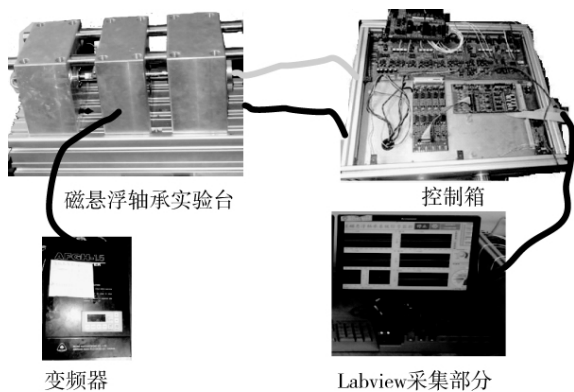
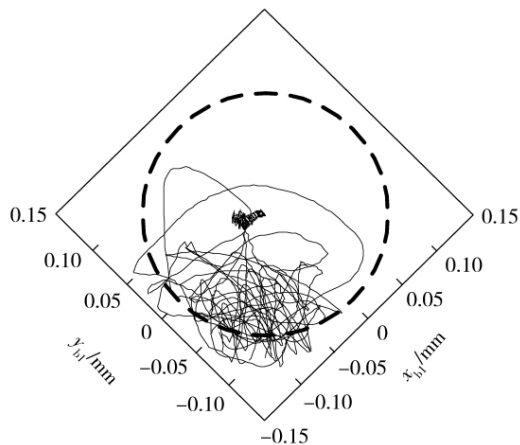


图 10 试验装置

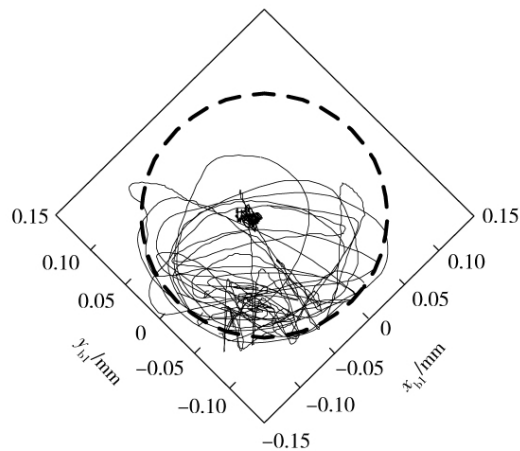
Fig. 10 Experiment facility

与  $x$  轴成  $135^\circ$  时, 磁悬浮轴承失效. 为了与仿真的初始状态相对应, 在  $135^\circ$  相位处安装一个光纤传感器来检测不平衡螺钉的位置, 当螺钉经过光纤传感器位置时, 传感器输出触发信号给 89C51 单片机模块, 将所有的绝缘栅双极晶体管 (IGBT) 的驱动信号拉低, 切断所有磁悬浮轴承线圈的供电, 从而达到固定相位跌落的目的.

分别在选用结构“A”和结构“B”的实验台上进行了 10 次跌落实验, 由于轴承和结构安装等一些非线性因素影响, 每次跌落后的轴心轨迹均不完全相同, 但是转子的振动范围和振动幅值基本相同, 而内圈的升速过程基本相同, 只给出其中一次跌落后的轴心轨迹和内圈速度对比图. 当转子的旋转频率为 200 Hz 时, 磁悬浮轴承失效前 0.1 s 和失效后 0.2 s 内转子的轴心轨迹如图 11 所示,



(a) 结构“A”



(b) 结构“B”

图 11 试验所得左端转子轴心轨迹

Fig. 11 Rotor orbit of the left end obtained from experiments

从轨迹可以看出结构“A”的减振效果略优于结构“B”。与理论计算结果相比,实验测得的不同结构的减振趋势一致,但振幅均较大,究其原因可能有:①开关管关断后,线圈中的电流有一个续流的过程,此时转子仍受一定的电磁力作用;②理论计算模型是理想模型,建立在许多假设基础上的,且没有考虑实际的加工和装配问题;③数次碰撞后对转子和保护轴承可能已经造成了损伤;④其他的一些测试误差和信号干扰等。

转子在旋转频率为 200 Hz 跌落时,光纤传感器所测得的保护轴承内圈升速过程如图 12 所示。可以看出,选用结构“A”,内圈的升速过程较长,即内圈相应的角加速度相对较小,与理论计算基本一致。保护轴承内圈受到转子的切向摩擦力使得内圈升速,而在内圈升速的过程中,内圈与转子之间存在切向速度差,此时根据库仑摩擦定律,可以近似认为内圈所受切向摩擦力较低时,其所受的法向冲击力也较小。进而可以判定结构“A”在转子跌落时,保护轴承内圈所受的切向摩擦力和法向冲击力均较小。

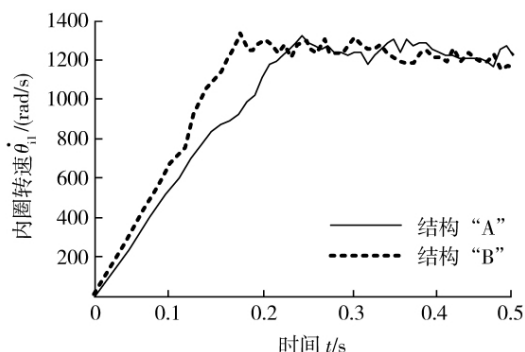


图 12 试验测得的内圈转速

Fig. 12 Rotating speed of the inner race obtained from experiments

## 5 结 论

1) 为更有效地减小转子跌落过程中对保护轴承的冲击与振动,本文对比分析了弹性环安装于不同位置对转子跌落动力学响应的影响。在建立详细的转子动力学模型、碰撞模型和保护轴承动力学模型的基础上,对转子跌落过程进行了数值仿真分析,结果表明:将弹性环安装在转子上的减振效果更好。

2) 在转子旋转频率为 200 Hz 时,对选用不同结构的磁悬浮轴承系统进行了跌落试验,试验

结果进一步验证了理论分析的正确性。

## 参考文献:

- [1] 虞烈. 可控磁悬浮转子系统[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
- [2] 梁春华. 欧美积极开展多电发动机研究[J]. 国际航空, 2009(5): 61-63.  
LIANG Chunhua. More electric engines in the west [J]. International Aviation, 2009(5): 61-63. (in Chinese)
- [3] Ishii I, Kirk R G. Transient response technique applied to active magnetic bearing machinery during rotor drop [J]. Journal of Vibration, 1996, 118(2): 154-163.
- [4] Krik R G, ISHII I. Transient rotor drop analysis of rotors following magnetic bearing power outage[C]// Proceedings of Mag'93 Magnetic Bearing, Magnetic Drives and Dry Gas seals Conference and Exhibition. Alexandria, Virginia: Technomic Publishing Company, 1993: 53-61.
- [5] Fumagalli M, Varadi P, Schweitzer G. Impact dynamics of high speed rotors in retainer bearings and measurement concepts [C] // Proceedings of the Fourth International Symposium on Magnetic Bearing. Zurich: Vdf Hochschulverlag AG an der ETH, 1994: 239-244.
- [6] 祝长生. 主动电磁轴承失效后转子坠落在备用轴承过程中的非线性动力学 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(7): 196-202.  
ZHU Changsheng. Nonlinear dynamics of rotor drop on rolling element backup bearings after active magnetic bearing failure [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(7): 196-202. (in Chinese)
- [7] SUN Guanyoung. Rotor drop and following thermal growth simulations using detailed auxiliary bearing and damper models [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289(2): 334-359.
- [8] Helfert M. Rotorabstütze in wälzlager-experimentelle untersuchungen des rotor-fanglager-kontakts [D]. TU Darmstadt: Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, 2008.
- [9] YU Lie, et al. Compliant foil bearings used as emergence bearings [C] // Proceedings of the Ninth International Symposium on Magnetic Bearings. Kentucky, USA: University of Kentucky Bearing and Seals Laboratory, 2004: 129-136.
- [10] 谭忠文, 万力, 何树延. HTR-10 立式磁悬浮转子初步设计阶段的跌落冲击仿真分析 [J]. 核动力工程, 2008, 20(5): 5-8.  
TAN Zhongwen, WAN Li, HE Shuyan. Impact simulation of HTR-10 vertical magnetic suspension rotor dropping into catcher bearings in early design phase [J]. Nuclear Power Engineering, 2008, 20(5): 5-8. (in Chinese)
- [11] Swanson E E, Kirk R G, Wang J. AMB rotor drop initial transient on ball and solid bearing [C] // Proceedings of Fourth International Symposium on Magnetic Bearings. ETC Zurich, Switzerland: VDF, Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, 1994: 207-216.
- [12] 朱益利, 徐龙祥. 带弹性环保护轴承的动力学特性 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(21): 49-57.

- ZHU Yili, XU Longxiang. Dynamical analysis of catcher bearing with elastic ring[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(21): 49-57. (in Chinese)
- [13] 胡业发, 周祖德, 江征风. 磁力轴承的基础理论与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [14] 汪希平, 朱礼进, 于良, 等. 主动磁轴承转子系统动力学特性的研究[J]. 机械工程学报, 2001, 37(11): 7-12.
- WANG Xiping, ZHU Lijin, YU Liang, et al. Investigation on dynamic performance of active magnetic bearing rotor system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(11): 7-12. (in Chinese)
- [15] 赵雷, 丛华, 赵鸿宾. 可控磁悬浮轴承刚度与阻尼特性研究[J]. 清华大学学报, 1999, 39(4): 96-99.
- ZHAO Lei, CONG Hua, ZHAO Hongbin. Study on stiffness and damping characteristic of active magnetic bearing[J]. Journal of Tsinghua University, 1999, 39(4): 96-99. (in Chinese)
- [16] 冈本纯三(日). 球轴承的设计计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.