

轴向预载荷对变速运转球轴承保持架动态性能的影响分析

洛阳轴承研究所有限公司 于晓凯 谢鹏飞 朱川峰
河南科技大学 屈驰飞

某型号特种电机在工作状态下需反复在极短的时间内完成加速、减速或过零运转，该种工况下轴承内钢球会出现打滑，造成保持架与钢球及套圈的碰撞力急剧增加，引起保持架运转不稳定，通过增大轴承的轴向预载荷可缓解钢球打滑现象。通过仿真分析不同轴向预载荷下轴承的保持架打滑率、与引导套圈间的作用力以及保持架质心轨迹，确定了最佳轴向预载荷控制范围。

一、前言

某型号特种电机采用一对角接触球轴承作为旋转支承，该电机在工作时需反复进行加速、减速或过零运转，该种工况下，轴承的工作状态更加复杂，变转速以及转速过零过程中，钢球会出现打滑，造成保持架与钢球及套圈的碰撞力急剧增加，引起保持架运转不稳定。通过增大轴承的轴向预载荷可缓解钢球打滑现象，但轴向预载荷过大会造成轴承摩擦力矩增大，从而造成电机功耗超标，因此，轴向预载荷需控制在合理的范围内。

鉴于此，本文利用动力学仿真分析软件建立了变转速

轴承仿真分析模型，对比分析了不同轴向预载荷下轴承保持架的动态性能，并确定了轴向预载荷的最佳控制范围。

二、仿真分析模型

1. 仿真分析数学模型

(1) 保持架—钢球的作用力模型。

保持架兜孔与钢球法向作用力 Q_{ij} 的计算公式 [2, 3] 为：

$$Q_{ij} = \begin{cases} K_c \cdot z_{ij} & (z_{ij} \leq C_p) \\ K_c \cdot C_p + K_s \cdot (z_{ij} - C_p) & (z_{ij} > C_p) \end{cases} \quad (1)$$

式中： K_c —试验数据确定的线性逼近常数，对于球轴承

表 5 将滚动轴承设置为刚体时，利用 Samcef Rotor 分析系统
固有频率与实测值对比结果

阶数	固有频率 (Hz)	实测值 (Hz)	误差
1	260	148	75.6%
2	443	413	7.3%
3	588	458	28.4%
4	752	876	14.2%
5	1003	974	3.0%
6	—	1298	—
7	1745	1650	5.8%

五、结语

经过分析，传统滚动轴承支承转子系统将滚动轴承简化为刚性时，分析得系统固有频率误差较大。考虑滚动轴承柔性时，利用轴承分析软件 Cobra 分析与转子动力学软件 Samcef Rotor 耦合分析，能精确得到轴承—转子系统固有频率。通过试验对比，验证了本文分析方法的有效性和正确性。IM

取 $K_c = 11/C_p$ (N/m); C_p —保持架兜孔间隙, $C_p = 0.5(D_p - D_w)$ (m); D_p —保持架兜孔名义直径; D_w —钢球直径; K_n —钢球和保持架兜孔接触处的负荷—变形常数, 其值可取为:

$$K_n = \pi k E' \sqrt{R \varepsilon (4.5 \Gamma^3)} \quad (N/m^{1.5}) \quad (2)$$

$$k = 1.0339 (R_\eta / R_\xi)^{0.6360} \quad (3)$$

$$R = R_\xi R_\eta / (R_\xi + R_\eta) \quad (4)$$

$$R_\xi = 0.5 D_w \cdot D_p / (D_p - D_w) \quad (5)$$

$$R_\eta = 0.5 D_w \quad (6)$$

$$\varepsilon = 1.0003 + 0.5968 R_\xi / R_\eta \quad (7)$$

$$\Gamma = 1.5277 + 0.6023 \ln(R_\eta / R_\xi) \quad (8)$$

(2) 保持架—引导套圈的作用力模型。

由于流体动压效应的存在, 引导套圈与保持架之间会产生相互作用力及力矩, 根据保持架与引导套圈的几何构形, 套圈引导表面与保持架定心表面可以看成是有限短的厚膜作用轴颈轴承的一个特例, 如图 1 所示, 由油膜分布压力产生的合力 F_c , 可用两个正交分量 F_{cy}' , F_{cz}' 来描述, 产生的摩擦力矩用 M_{cx}' 来表示 [1, 2]。

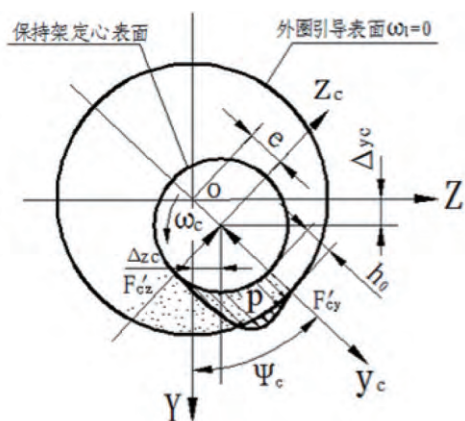


图 1 引导套圈与保持架的接触几何关系

图 1 中, 局部坐标系 $S_c = \{o_c, y_c, z_c\}$ 为保持架坐标系, y_c 保持架中心到最小油膜厚度 h 所在的点, y_c 与全局坐标轴 Y 的夹角为 Ψ_c 。在保持架外圈引导时, $\Psi_c = \Psi_c'$; 内圈引导时, $\Psi_c = \Psi_c' + \pi$ 。 F_{cy}' , F_{cz}' , M_{cx}' 的计算方法如下:

$$F_{cy}' = \pi \eta_0 u_1 L^3 \varepsilon / [4 C_1^2 (1 - \varepsilon^2)^{3/2}] \quad (9)$$

$$F_{cz}' = -\eta_0 u_1 L^3 \varepsilon^2 / [C_1^2 (1 - \varepsilon^2)^2] \quad (10)$$

$$M_{cx}' = 2\pi \eta_0 V_1 R_1^2 L / (C_1 \sqrt{1 - \varepsilon^2}) \quad (11)$$

式中: R_1 —保持架定心表面半径, m; L —保持架定心

表面宽度, m; C_1 —保持架引导间隙, m; ε —保持架中心的相对轴承中心偏心量, $\varepsilon = e/C_1$, m; u_1 —润滑油拖动速度, $u_1 = R_1 (\omega_{1(2)} + \omega_c)$, m/s; V_1 —两表面相对滑动速度, $V_1 = R_1 (\omega_{1(2)} + \omega_c)$, m/s。

F_{cy}' , F_{cz}' 以及力矩 M_{cx}' 是在保持架坐标系 S_c 中度量的, 在建立保持架平衡方程时, 需将这些力以及力矩投影到轴承静止坐标系中:

$$\begin{Bmatrix} M_{cx}' \\ F_{cy}' \\ F_{cz}' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi_c & -\sin \psi_c \\ 0 & \sin \psi_c & \cos \psi_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_{cx}' \\ F_{cy}' \\ F_{cz}' \end{Bmatrix} \quad (12)$$

式中: $\psi_c = \arctan(\Delta_{zc} / \Delta_{yc})$ 。

2. 仿真分析求解过程

利用 ADAMS 系统 CMD 语言开发了参数化变转速球轴承保持架动态仿真分析模型 [3, 4], 基于前述的数学模型以及钢球与套圈的相互作用模型 [4-6], 用 FORTRAN 语言编写轴承元件相互作用力子程序, 并编译生成动态链接库文件与 ADAMS 求解器模块连接。FORTRAN 程序通过调用功能子程序 SYSARY 读取 ADAMS 中每个时间步长的系统状态值, 计算出初始解, 再通过数组 RESULT 传递给 ADAMS 求解器, 完成每个步长的积分求解。

三、仿真分析结果

利用变转速轴承仿真分析模型, 模拟了 7004 轴承从 +1000r/min → 0r/min → -1000r/min 变速过程中的动态特性。7004 轴承结构如图 2 所示, 其主要结构参数如表 1 所示。轴承工作状态下的转速变化曲线如图 3 所示。

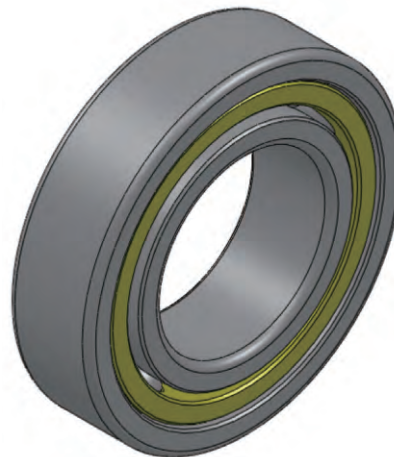


图 2 轴承结构图

表 1 轴承主要参数

轴承型号	7004
轴承内径 d /mm	20
轴承外径 D /mm	42
轴承宽度 B /mm	12
钢球数 Z / 个	12
钢球直径 /mm	6.35
接触角 / ($^{\circ}$)	13 ~ 17
轴承工作转速 r /min	-1000 ~ +1000
径向载荷 (N)	16.5

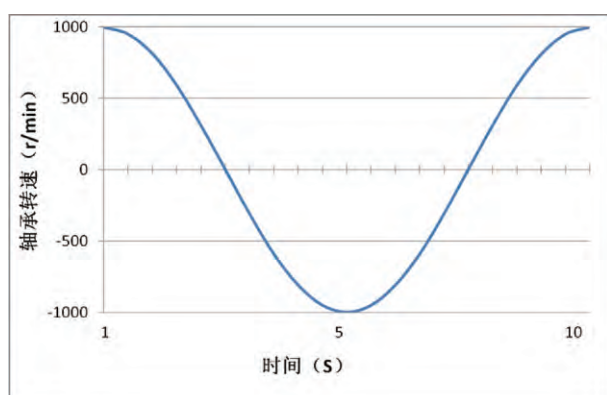


图 3 轴承转速曲线

选取了 5 种轴向预载荷方案：50N、52.5N、55N、57.5N、60N，对比分析不同轴向预载荷下轴承在转速过零瞬间的保持架打滑率、与引导套圈间的作用力以及保持架质心轨迹。

1. 轴向预载对保持架打滑率及与引导套圈作用力的影响分析

轴承保持架打滑率反映了保持架实际转速与理论转速间的差值，打滑率越小，保持架实际转速跟理论转速越接近，此时，钢球与沟道间的滚动成分越多，滑动成分越少，由滑动导致的摩擦与磨损越小，越利于保持架运转稳定；相反，打滑率越大，将给保持架运转稳定性带来不利影响。

图 3 为在轴承转速过零瞬间保持架打滑率随轴向预载荷增大的变化曲线。图 4 为在轴承转速过零瞬间保持架与引导套圈作用力随轴向预载增大的变化曲线。

2. 轴向预载对保持架打滑率及与引导套圈作用力的影响分析

轴承保持架打滑率反映了保持架实际转速与理论转速间的差值，打滑率越小，保持架实际转速跟理论转速越接近，此时，钢球与沟道间的滚动成分越多，滑动成分越少，由滑

动导致的摩擦与磨损越小，越利于保持架运转稳定；相反，打滑率越大，将给保持架运转稳定性带来不利影响。

图 4 为在轴承转速过零瞬间保持架打滑率随轴向预载荷增大的变化曲线。图 5 为在轴承转速过零瞬间保持架与引导套圈作用力随轴向预载增大的变化曲线。

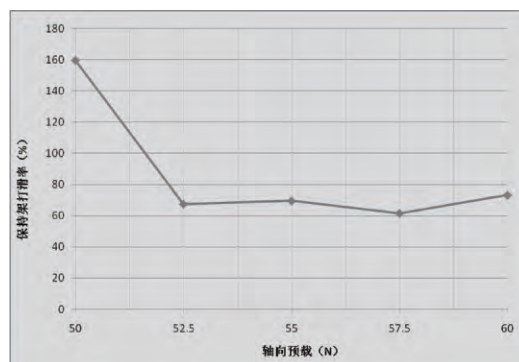


图 4 保持架打滑率变化曲线

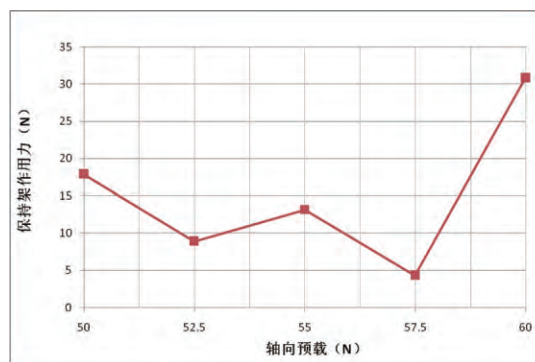


图 5 保持架与引导套圈作用力变化曲线

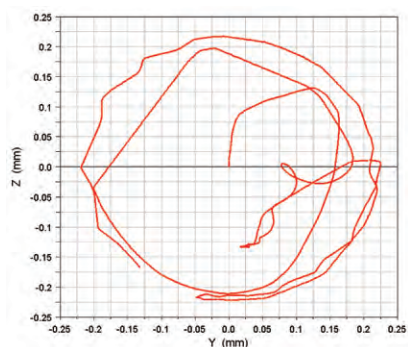
由图 4 和图 5 可以看出：轴向预载荷大于 50N 后，保持架打滑率基本相当，说明增大轴向预载荷可有效降低保持架打滑率，从而抑制轴承变速运转过程中钢球的滑动摩擦；保持架与套圈的作用力在轴承预载荷为 60N 时最大，约为 31N，这是由于轴向预载荷增大后，钢球的滑动摩擦减小，在轴承从正转向反转切换过程中，钢球换向时间变短，造成保持架与套圈之间的瞬时冲击力增加，从而造成保持架与套圈的作用力增大。综合对比，轴向预载控制在 52.5N ~ 57.5N 时，保持架在过零瞬间的打滑率、与套圈的作用力均相对较小。

3. 轴向预载对保持架质心轨迹的影响分析

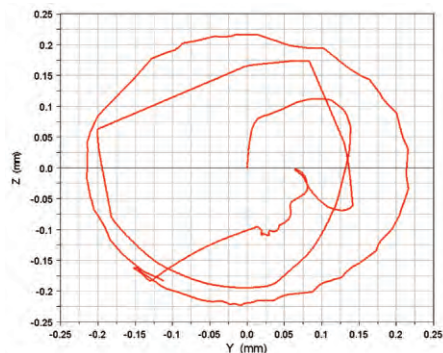
保持架质心运动轨迹的发散和平滑程度，可以反映保持架的运转稳定性，质心轨迹越规则越平滑，说明保持架运

转越稳定,反之,保持架运转稳定性较差。不同轴向预载荷下轴承保持架的质心轨迹如图6所示。

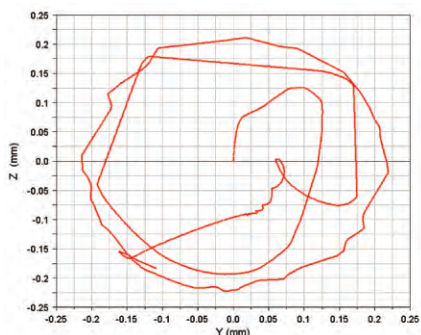
由图6可以看出:轴承从 $+1000\text{r/min}$ 到 -1000r/min 的切换过程中,保持架的质心轨迹比较紊乱,质心有较大的斜向位移,出现了类似菱形的质心轨迹,这说明保持架受到了较大的冲击力,造成保持架质心位置突然发生变化;相比之下,轴向预载荷为 57.5N 时,保持架的质心轨迹较为平滑。



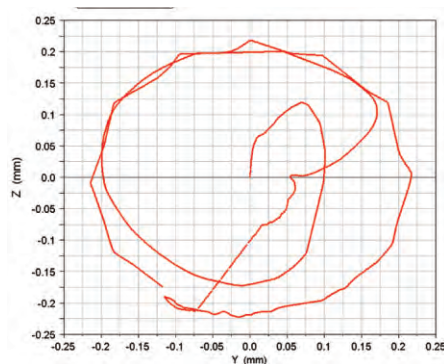
(a) 轴向预载荷为 50N



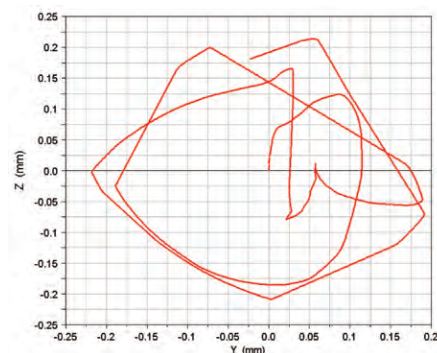
(b) 轴向预载荷为 52.5N



(c) 轴向预载荷为 55N



(d) 轴向预载荷为 57.5N



(e) 轴向预载荷为 60N

图6 保持架质心轨迹图

四、结语

本文利用动力学仿真分析软件实现了变转速轴承的仿真分析,通过对比分析不同轴向预载荷下7004轴承的保持架打滑率、与引导套圈间的作用力以及保持架质心轨迹,得出如下结论:对于变速运转的7004轴承,轴向预载荷的最佳控制范围为 $52.5\text{N} \sim 57.5\text{N}$,其中轴向预载荷取 57.5N 时,保持架的动态性能最佳。IM