

保持架间隙对变速球轴承动态特性影响的仿真及试验验证

屈驰飞¹, 邓四二¹, 姜维², 谢鹏飞²

(1.河南科技大学, 机电工程学院, 洛阳 471003; 2.洛阳轴承研究所有限公司, 洛阳 471039;)

摘要: 某型号特种电机在正常工作过程中需反复进行加速、减速和过零旋转, 因此对轴承的动态特性提出了较为苛刻的要求, 保持架的动态性能更加复杂。本文基于角接触球轴承动力学模型, 对轴承动态特性进行动力学仿真分析, 研究分析电机过零变速工作条件下, 轴承使用不同间隙保持架时, 每种情况下保持架的受力情况、打滑率和质心运动轨迹。根据分析结果, 选取四种保持架间隙方案, 进行试验验证。

关键词: 变速运转; 球轴承; 保持架间隙; 动态特性

1 仿真分析模型

1.1 仿真数学模型

1.1.1 钢球与保持架的作用力

钢球与保持架兜孔的法向作用力如公式(1)所示^[1-2]。

$$Q_j = \begin{cases} K_c z_{qj} & ; z_{qj} \leq C_p \\ K_c C_p + K_n (z_{qj} - C_p) & ; z_{qj} > C_p \end{cases} \quad (1)$$

式中:

$$C_p = 0.5(D_p - D_w)$$

$$K_n = \pi k E' \sqrt{R \varepsilon (4.5 I^3)}$$

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

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

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

$$R_\eta = 0.5 D_w$$

$$\varepsilon = 1.0003 + 0.5968 R_\xi / R_\eta$$

$$I = 1.5277 + 0.6023 \ln(R_\eta / R_\xi)$$

K_c 为线性逼近常数; z_{qj} 为第 j 个兜孔中心相对于孔内钢

球中心的位移; C_p 为兜孔间隙; D_p 为兜孔名义直径; D_w 为钢球直径; K_n 为钢球和兜孔接触处的载荷-变形常数。

由理论分析可知, 钢球和保持架间作用力与接触变形量和兜孔间隙等参数有关。

1.1.2 引导套圈和保持架的作用力

由于流体动压效应的存在, 如图1所示, 将保持架定心表面与套圈引导表面看成是有限短的厚膜作用轴颈轴承的一个特例。

图1中, 保持架坐标系 $S_c = \{o_c, y_c, z_c\}$ 为局部坐标系, y_c 轴为最小油膜厚度 h_0 与保持架中心所在点的连线, ψ_c 为 y_c 轴与全局坐标 y 轴的夹角。轴承外圈引导保持架时, $\psi_c = \psi_c'$; 轴承内圈引导时, $\psi_c = \psi_c' + \pi$ 。油膜分布压力产生的合力用 F_c 表示, 将该合力分解成2个正交分量 F_{cy}', F_{cz}' , 产生的摩擦力矩用 M_{cx}' 表示^[1-2]。 $F_{cy}', F_{cz}', M_{cx}'$ 的计算方法如公式(2)~(4)所示。

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

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

$$M'_{cx} = 2\pi\eta_0 V_1 R_1^2 L / (C_1 \sqrt{1-\varepsilon^2}) \quad (4)$$

式中:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= e / C_1 \\ u_1 &= R_1(\omega_{l(2)} + \omega_c) \\ V_1 &= R_1(\omega_{l(2)} - \omega_c) \end{aligned}$$

R_1 为保持架定心表面半径; η_0 为润滑油的动力黏度; C_1 为保持架引导间隙; L 为保持架定心表面宽度; e 如图 1 中标注; u_1 为润滑油拖动速度; ε 为保持架中心相对轴承中心偏移量; ω_c 为保持架角速度; V_1 为两表面相对滑动速度; $\omega_{l(2)}$ 为轴承外(内)圈角速度。

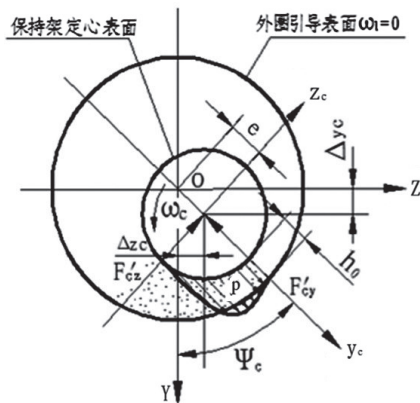


图 1 保持架与引导套圈的几何接触关系

在建立保持架平衡方程时,需将保持架局部坐标系 S_c 中的力 F'_{cy} , F'_{cz} 及力矩 M'_{cx} 投影到轴承静坐标系中,如公式(5)所示。

$$\begin{Bmatrix} M_{cx} \\ F_{cy} \\ F_{cz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\psi_c & -\sin\psi_c \\ 0 & \sin\psi_c & \cos\psi_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M'_{cx} \\ F'_{cy} \\ F'_{cz} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式中:

$$\begin{aligned} \psi_c &= \arctan(\Delta_{zc} / \Delta_{yc}) \\ \Delta_{zc} \text{ 和 } \Delta_{yc} &\text{ 的含义如图 1 中所注。} \end{aligned}$$

由此可知,保持架与引导挡边间的作用力与保持架外径、宽度、引导间隙、润滑油黏度和拖动速度等参数均有关。

1.2 仿真求解过程

通过 ADAMS 软件系统中的 CMD 语言,开发了参数化变速转球轴承保持架动态仿真分析模型^[3-5],并建立轴承各个零件间的相互接触数学模型,用 FORTRAN 语言编写保持架作用力子程序。通过 FORTRAN 中的子程序 SYSARY 读取 ADAMS 软件中每个步长的系统状态值,计算出该步

长相应的解,再通过 RESULT 传递给 ADAMS 软件的求解器,完成积分求解,如图 2 所示。

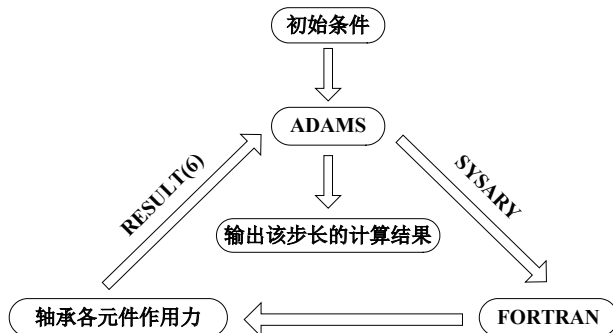


图 2 动态仿真分析求解过程

2 仿真分析结果

电机所使用的某型号轴承主要结构参数见表 1,利用轴承仿真模型对变速运转轴承保持架在不同间隙下的动态特性进行仿真分析。轴承转速曲线如图 3 所示,保持架间隙方案见表 2。

表 1 轴承参数表

轴承参数	值
内径 d (mm)	20
外径 D (mm)	42
宽度 B (mm)	12
钢球数 Z (个)	12
钢球直径 (mm)	6.35
接触角 ($^\circ$)	13 ~ 17
外圈转速 n_c / (r/min)	-1 000 ~ +1 000
内圈转速 n_i / (r/min)	0
轴向预载荷 (N)	57.5
径向载荷 (N)	16.5

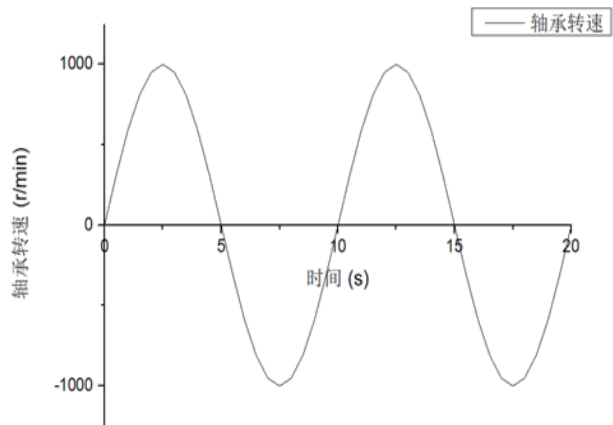


图 3 变速运转轴承转速曲线

表 2 保持架间隙方案 (单位: mm)

方案编号	兜孔间隙	引导间隙
1	0.30	0.60
2		0.55
3		0.50
4		0.45
5	0.35	0.60
6		0.55
7		0.50
8		0.45
9	0.40	0.60
10		0.55
11		0.50
12		0.45

分析轴承在过零瞬间 5s 内的动态性能, 在仿真开始时给钢球和保持架的速度设定一个初始值, 在仿真计算约 0.1s 后, 保持架和钢球的转速趋于稳定。

2.1 保持架受力分析

假定轴承轴向载荷为 57.5 N, 径向载荷为 16.5 N, 变速运转轴承转速曲线如图 4 所示, 将转速变化区间设置为 +1000 r/min → 0 r/min → -1000 r/min, 图 5 为轴承转速过零瞬间, 不同保持架兜孔间隙和保持架引导间隙组合中, 保持架与引导套圈间的最大作用力曲线。

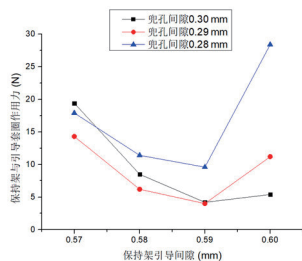


图 4 不同间隙下的保持架受力变化曲线

由图 4 可以看出, 在变速运转轴承的应用过程中, 当保持架兜孔间隙一定时, 随着保持架引导间隙的增加, 保持架与引导套圈间作用力先减小后增加。在这个工况中, 存在一个最佳的引导间隙, 可以使保持架和引导套圈之间的作用力最小。保持架与引导套圈间作用力较小的四种方案编号分别是: 6、7、9 和 10, 其中方案 10 的保持架与引导面间的作用力最小。

2.2 保持架打滑率对比分析

轴承保持架打滑率如公式 (6) 所示。

$$\frac{n - n_{cl}}{n} \times 100\% \quad (6)$$

式中:

$$n_{cl} = n (1 - \cos \theta)$$

n_{cl} 为保持架理论转速; n 为保持架实际转速。

保持架打滑率反映了保持架实际转速与理论转速的差值。保持架打滑率越低, 钢球与沟道之间的滑动成分越少, 滚动成分越多, 保持架实际转速与理论转速越接近, 则越有利于保持架的运转稳定, 由滑动引起摩擦与磨损越小; 相反, 保持架打滑率越高, 越不利于保持架的运转稳定性。

保持架不同兜孔间隙和不同引导间隙组合下的轴承转速过零瞬间保持架最大打滑率曲线如图 5 所示。

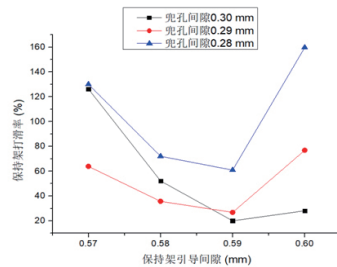


图 5 保持架最大打滑率变化曲线

由图 5 可以看出, 在变速运转轴承的应用过程中, 当保持架兜孔间隙一定时, 随着保持架引导间隙的增加, 保持架最大打滑率先降低后升高; 当保持架兜孔间隙一定时, 存在一个最佳的保持架引导间隙使得保持架最大打滑率最低; 在轴承转速过零瞬间, 保持架的最大打滑率均在 20% 以上, 说明此时钢球在沟道内的滑动较大; 保持架最大打滑率较低的四种方案编号分别是: 6、7、9 和 10, 其中方案 10 的保持架最大打滑率最低; 保持架与引导套圈间作用力以及保持架最大打滑率随保持架外径尺寸的变化规律基本一致, 说明保持架与引导面间的作用力对保持架最大打滑率有直接影响。

2.3 保持架质心轨迹分析

根据上述分析结论, 对方案 6、7、9 和 10 的保持架质心运动轨迹进行重点对比分析, 如图 6 所示。

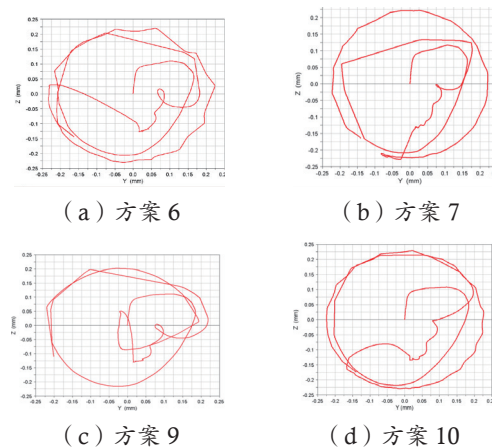


图 6 保持架质心轨迹对比

由图6可以看出,在轴承过零变速过程中,保持架出现了类似菱形的质心轨迹,质心轨迹比较紊乱且有较大的斜向位移,这说明过零变向过程中保持架受到了较大的冲击力,导致保持架质心位置突然发生改变;经过分析对比,方案6、10的质心运动轨迹较为平滑,方案7、9保持架质心运动轨迹相对较为混乱,保持架质心的菱形轨迹较多。

3 试验验证

根据仿真结果,制定了四组试验方案。考虑到试验的可操作性,在选配保持架间隙时将公差控制在 $\pm 0.005\text{ mm}$,轴承预载荷的公差控制在 $\pm 1\text{ N}$;具体试验参数如表3所示。

表3 保持架及预载实测值

试验方案(保持架方案)	保持架间隙实测值/mm		轴向载荷实测值(N)
	兜孔间隙	引导间隙	
P1(6)	0.291	0.592	57.6
P2(7)	0.289	0.580	58.2
P3(9)	0.299	0.601	57.9
P4(10)	0.300	0.589	58.2

试验步骤如下。首先,电机在 1000 r/min 条件下运转20小时,待电机运转电流稳定后,按图3所示的转速曲线进行余弦运转过零试验,周期 10 s ,每个周期过零2次。具体试验流程如图7所示,电机总运转时间200小时后试验结束,整个试验过程中电机转速过零115200次。

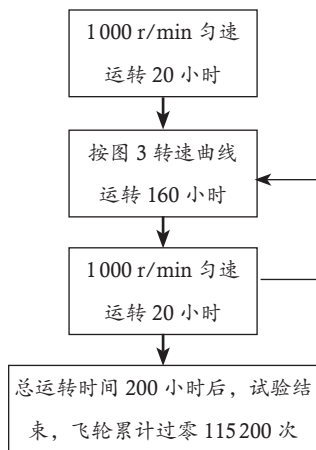


图7 试验流程

变速试验结束后将电机分解,首先对轴承单元的轴向预载荷进行了复测。经测试,四种方案轴承的预载荷在试验后均未发生变化,说明轴承未出现异常磨损。

对轴承进行分解,对比四种试验方案保持架的接触情况,拆解后保持架如图8所示。对保持架引导外径、兜孔的

表面接触磨损情况进行分析。接触痕迹越浅,说明磨损越轻微,轴承运转稳定性越好;相反,接触痕迹越深,说明磨损越严重,则轴承运转稳定性越差。

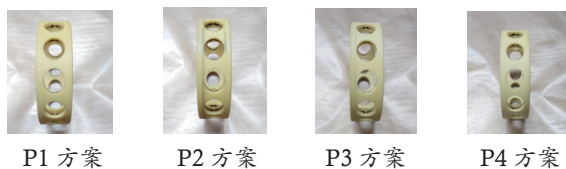


图8 四种试验方案保持架的接触情况

4 结语

利用仿真分析模型,对变速轴承保持架不同间隙条件下轴承保持架与引导套圈的作用力、打滑率以及质心运动轨迹进行分析,得出如下结论。

(1) 在变速运转轴承应用过程中,当保持架兜孔间隙一定时,随着保持架引导间隙的增加,保持架与引导套圈间作用力和保持架最大打滑率先降低后升高。

(2) 保持架兜孔间隙和引导间隙存在一个最佳的匹配关系,使得保持架与引导套圈间作用力最小;同时存在一个最佳匹配关系使得保持架最大打滑率最小。

(3) 试验验证,保持架与引导套圈间作用力、打滑率越高,保持架质心轨迹越不稳定,运转后的保持架磨痕越深,电机工作越不稳定。

参考文献:

- [1] 邓四二,贾群义,薛进学.滚动轴承设计原理[M].北京:中国标准出版社,2014.
- [2] 邓四二,谢鹏飞,杨海生,等.高速角接触球轴承保持架柔体动力学分析[J].兵工学报,2011,32(5):625-631.
- [3] 陈立平,张云清,任卫群,等.机械系统动力学分析及ADAMS应用教程[M].北京:清华大学出版社,2005.
- [4] 秦成.使用自定义函数进行ADAMS的二次开发[J].装备制造技术,2008,74(3),74-76.
- [5] 姚廷强,迟毅林,黄亚宇.滚动轴承刚柔多体接触动力学分析[J].中国机械工程,2008,19(16):1924-1928