

文章编号:1000-8055(2020)12-2664-09

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2020.12.020

球柱联合转台轴承摩擦力矩特性

张占立, 张开哲, 王恒迪, 张文虎, 刘延斌, 李云峰

(河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 为研究球柱联合转台轴承摩擦力矩特性,建立了轴承的力学模型,采用 Newton-Raphson 法对模型进行求解。分析了轴承摩擦力矩产生机理,建立了摩擦力矩计算模型,利用试验机对模型进行了试验验证,研究了不同结构参数对轴承摩擦力矩的影响。结果表明:所建立的模型可较好的实现轴承摩擦力矩预测,轴承摩擦力矩与轴向载荷、倾覆力矩和轴承转速呈正相关;减小初始轴向游隙可显著降低轴承摩擦力矩;钢球数量存在一个最优值使轴承摩擦力矩最小;沟曲率半径存在合理区间使轴承综合性能最优;适当减小保持架质量可有效降低轴承摩擦力矩。研究结果为球柱联合转台轴承的优化设计提供了理论依据。

关 键 词: 球柱联合转台轴承; 力学分析; 摩擦力矩; 轴向游隙; 轴承参数优化

中图分类号: V249.3; TH133.33⁺2 **文献标志码:** A

Friction torque characteristic of ball-roller combined turntable bearing

ZHANG Zhanli, ZHANG Kaizhe, WANG Hengdi,
ZHANG Wenhui, LIU Yanbin, LI Yunfeng

(School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: In order to study the friction torque characteristics of the ball-roller combined turntable bearing, a mechanical model of the bearing was established, and solved by the Newton-Raphson method. The mechanism of bearing friction torque was analyzed. The friction torque calculation model was established, and the model was tested and verified by using a testing machine. The effect of different structural parameters on bearing friction torque was studied. The results showed that the established model can predict the bearing friction torque well. The bearing friction torque was positively related to the axial load, overturning torque and bearing speed; the reduced initial axial clearance can significantly reduce the bearing friction torque; there was an optimal value for the number of steel balls to minimize bearing friction torque. There was a reasonable interval for the radius of groove curvature to optimize the overall performance of the bearing; appropriately reducing the mass of the cage can effectively reduce the friction torque of the bearing. The research results provide a theoretical basis for the optimal design of the ball-roller combined turntable bearing.

收稿日期:2020-05-16

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金(51905152); 河南省自然科学基金(182300410273);
国家重点研发计划重点专项(2018YFB0407304)

作者简介:张占立(1965—),男,教授,博士,主要从事轴承设计与加工工艺研究。E-mail:13683843762@163.com

通信作者:张开哲(1996—),男,硕士生,主要从事滚动轴承设计及理论研究。E-mail:zhangkaizhe01@163.com

引用格式:张占立,张开哲,王恒迪,等. 球柱联合转台轴承摩擦力矩特性[J]. 航空动力学报, 2020, 35(12): 2664-2672. ZHANG Zhanli, ZHANG Kaizhe, WANG Hengdi, et al. Friction torque characteristic of ball-roller combined turntable bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(12): 2664-2672.

Key words: ball-roller combined turntable bearing; mechanical analysis; friction torque; axial clearance; bearing parameter optimization

球柱联合转台轴承的综合性能优异,可作为飞行惯导系统标定仪旋转机构的核心部件,具有广阔的应用前景。转台轴承的摩擦力矩性能直接影响到标定仪的运转精度,进一步影响飞行惯导系统的导航精度。因此,有必要对球柱联合转台轴承的摩擦力矩特性进行分析。

国内外学者对轴承摩擦力矩特性进行了许多研究。Palmgren^[1]在不同条件下对多种类型的轴承进行摩擦力矩试验,得出了各条件下轴承摩擦力矩的经验公式。Snare^[2]在对轴承进行力学分析的基础上研究了由弹性滞后引起的摩擦力矩、差动滑动引起的摩擦力矩、润滑剂引起的摩擦力矩和钢球自旋运动引起的摩擦力矩,并且通过试验验证了理论分析的正确性。Masayuki 等^[3]研究了两种不同润滑方式的滚动轴承的摩擦力矩,并将理论分析值与试验数据库数据进行了比较。Townsend 等^[4]研究了不同润滑状态下滚动轴承的摩擦力矩,并进行了试验验证。国内学者王小刚等^[5]针对传统结构转台轴承无法同时实现低扭矩、高转速、高承载能力的不足,提出了一种球柱联合的转台轴承结构样式,极大的提升了转台轴承的综合性能。张葵等^[6]分析了球轴承摩擦力矩的产生机理,研究了轴承各结构的相互作用关系和运动状态,建立了较为准确的摩擦力矩计算模型,为球轴承的设计和分析提供了理论依据。徐永智等^[7]基于统计学理论,采用参数-非参数融合性方法对航天轴承摩擦力矩进行了研究。王燕霜等^[8]计算了某型号变桨转台轴承在不同负游隙下的摩擦力矩,试验结果与理论分析具有较高的一致性。刘静^[9]通过试验机模拟转台轴承的实际工况,测量并分析了实验数据,为轴承制造过程中的工艺改进提供了理论依据。张占立等^[10]通过试验拟合出四点接触转盘轴承摩擦力矩与负游隙之间的函数关系,解决了轴承负游隙难以测量的问题。轴承摩擦力矩模型的建立和特性分析也是一个研究热点^[11-17]。

截至目前,国内外对球柱联合转台轴承摩擦力矩的试验研究和理论研究均为空白,进行此类轴承设计时缺乏相关的理论依据。鉴于此,本文基于轴承摩擦力矩的理论分析模型,建立球柱联合转台轴承摩擦力矩的数学模型,研究轴向载荷、初始轴向游隙、轴承转速、钢球数量、沟曲率半径

和保持架质量对轴承摩擦力矩的影响规律,研究结果对球柱联合转台轴承的设计及应用具有一定的理论指导意义。

1 球柱联合转台轴承力学分析

图 1 所示的球柱联合转台轴承具有三排滚动体,其中上排和下排滚动体均为两列交错排布的钢球,钢球之间有保持架进行隔离。径向排为滚子,采用无保持架的满装结构。轴承工作时外圈固定在基座中,转台固定在内圈上与其一起做旋转运动,同时带动各排滚动体一起围绕轴承中心旋转。

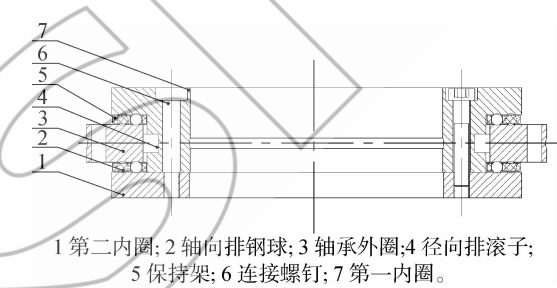


图 1 球柱联合转台轴承结构示意图
Fig. 1 Structure diagram of ball-roller combined turntable bearing

由飞行惯导系统标定仪的具体使用工况可知,轴承在工作过程中承受的载荷有轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 和倾覆力矩 M_0 。这些载荷最终会传递到轴承滚动体上引起滚动体的受载变形,其示意图如图 2 所示,其中, δ_a 为内圈在受载后产生的轴向位移, δ_r 为内圈产生的径向位移, α 为内圈在承受负载后转动的角度。 ψ_1 表示第一列钢球的位置角, ψ_2 表示第二列钢球的位置角。

1.1 球柱联合转台力学模型

由于球柱联合转台轴承具有径向排滚子,且径向游隙为负值,可以承受较大的径向载荷,因此上下两排钢球可视为仅承受轴向载荷和倾覆力矩。

1.1.1 轴向排钢球与滚道间接接触载荷分析

轴承在承受联合载荷后,上排第 j 列第 i 个钢球的变形量为

$$\delta_{ij}^u = \delta_a + 0.5d_{mj}^u \cos \psi_j^u \tan \alpha - 0.5u_{a0} \quad (1)$$

式中上标 u 指代上排滚动体, d_{mj}^u 为上排第 j 列钢球的节圆直径;设定轴承受载后变形量最大的钢球位置角为 $\psi_i = 0^\circ$, Z 为每列的钢球个数,则 $\psi_{ij} =$

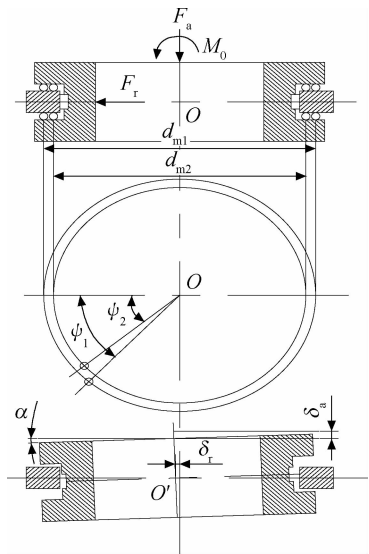


图 2 球柱联合转台轴承加载变形示意图

Fig. 2 Schematic diagram of ball-roller combined turntable bearing deformation under the load

$\frac{2\pi}{Z}(i-1)$ 为第 j 列第 i 个钢球的位置角, u_{a0} 为初始轴向游隙。

下排第 j 列第 i 个钢球的变形量为

$$\delta_{ij}^d = -\delta_a - 0.5d_{mj}^d \cos \psi_i^d \tan \alpha - 0.5u_{a0} \quad (2)$$

式中上标 d 指代下排滚动体。

由变形载荷公式可得, 每个钢球所承受的载荷大小为

$$Q_{ij}^{u(d)} = K_1 \delta_{ij}^{u(d)1.5} \quad (3)$$

式中 K_1 为滚动体与内外圈的刚度系数, 其值与滚动体和滚道的材料以及几何形状有关。

1.1.2 径向排滚子与滚道间接触载荷分析

由于径向排滚子长度较长, 其与滚道在接触线上的载荷分布差异较大, 求滚子上的载荷分布时, 不宜将其视为一个整体, 故采用“切片法”(微元法)将每一个滚子沿母线方向均分为 n 片, l 为滚子滚道接触线长度, 则每个切片的厚度为 $\omega = l/n$, n 值越大载荷分布计算越精确。

则径向排第 g 个滚子第 k 个切片在受载后几何中心沿水平方向的变化量为

$$\delta_{gk}^m = \delta_r \cos \psi_g^m + 0.5\omega(k-0.5)\alpha \cos \psi_g^m - 0.5u_{r0} \quad (4)$$

式中 u_{r0} 为径向初始游隙。

由变形载荷公式可得, 每个切片所承受的载荷大小为

$$q_{gk}^m = \frac{\delta_{gk}^{m1.11}}{1.24 \times 10^{-5} (n\omega)^{0.11}} \quad (5)$$

则累加可得径向排第 g 个滚子的载荷为

$$Q_g^m = \sum_{k=1}^n q_{gk}^m \quad (6)$$

1.2 轴承力学平衡方程

为了求解滚动体的载荷分布, 需要建立轴承的力学平衡方程。由工况可知球柱联合转台轴承内圈在外力(轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 、倾覆力矩 M_0)和内力(滚动体与滚道的接触力)共同作用下处于平衡状态, 则可建立如下方程:

轴向方向上的力学平衡方程为

$$F_a - \sum_{i=1}^{Z^u} \sum_{j=1}^2 Q_{ij}^u + \sum_{i=1}^{Z^d} \sum_{j=1}^2 Q_{ij}^d = 0 \quad (7)$$

径向方向上的力学平衡方程为

$$F_r - \sum_{g=1}^{Z^m} Q_g^m \cos \psi_g^m = 0 \quad (8)$$

力矩平衡方程为

$$M_0 - \sum_{i=1}^{Z^u} \sum_{j=1}^2 Q_{ij}^u \frac{d_{mj}^u}{2} + \sum_{i=1}^{Z^d} \sum_{j=1}^2 Q_{ij}^d \frac{d_{mj}^d}{2} = 0 \quad (9)$$

将以上各式联立, 代入轴承的尺寸参数与结构参数, 使用 Newton-Raphson 法对方程进行求解, 即可得出轴承在轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 和倾覆力矩 M_0 共同作用下的滚动体载荷分布。

1.3 运动分析

如图 3 所示, X 轴为轴承沿水平方向的几何中心线, Y 轴为轴承沿垂直方向的几何中心线, O 点为轴承的几何中心点, 轴向第一列钢球到 Y 轴的水平距离为 $(1/2)d_{m1}$, 轴向第二列钢球到 Y 轴的水平距离为 $(1/2)d_{m2}$, 径向排滚子中心线到 Y 轴的水平距离为 $(1/2)d_{m3}$ 。轴向排钢球直径为 D_{w1} , 径向排滚子直径为 D_{w2} , 设轴承内圈转动的角速度为 ω_{in} , 外圈转动的角速度为 ω_o (由于轴承在转动过程中外圈固定内圈旋转, 则 $\omega_o = 0 \text{ rad/s}$)。

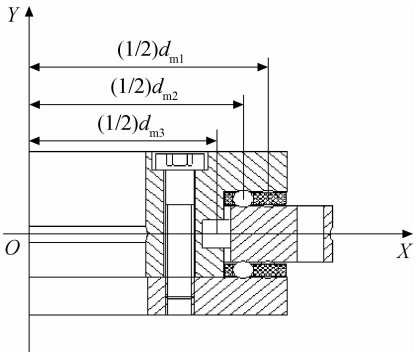


图 3 轴承滚动体运动状态示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the motion state of bearing rolling element

ω_{bij} 为轴向排第 j 列第 i 个钢球公转角速度, ω'_{bij} 为轴向排第 j 列第 i 个钢球自转角速度。 ω_{cg} 为径向排第 g 个滚子的公转角速度, ω'_{cg} 为径向排第 g 个滚子的自转角速度。

由于球柱联合转台轴承的转速较低, 可将轴向钢球在节圆处与滚道间的相对运动视为纯滚动, 则根据无滑动条件及图 3 的几何关系, 可得轴向两列钢球的公转角速度为

$$\omega_{bij} = 0.5 \omega_{in} \tag{10}$$

自转角速度分别为

$$\omega'_{bi1} = 0.5 \frac{d_{m1}}{D_{w1}} \omega_{in} \tag{11}$$

$$\omega'_{bi2} = 0.5 \frac{d_{m2}}{D_{w1}} \omega_{in} \tag{12}$$

则上、下排第 j 列第 i 个钢球在节圆处与内外圈滚道间的平均线速度分别为

$$v_{bij, in} = 0.25 [d_{m1(2)} (\omega_{in} - \omega_{bij}) + \omega'_{bi1(2)} D_{w1}] \tag{13}$$

$$v_{bij, o} = 0.25 [d_{m1(2)} \omega_{bij} + \omega'_{bi1(2)} D_{w1}] \tag{14}$$

由于径向排滚动体绕中心运动时滚子与滚道接触线上各点线速度相等, 则其不产生差动滑动。 推导可得径向排滚子的公转角速度为

$$\omega_{cg} = 0.5 \omega_{in} \left(1 - \frac{D_{w2}}{d_{m3}} \right) \tag{15}$$

自转角速度为

$$\omega'_{cg} = 0.5 \omega_{in} \frac{d_{m3}}{D_{w2}} \left(1 - \frac{D_{w2}}{d_{m3}} \right) \tag{16}$$

则在节圆处与内外圈滚道间的平均线速度分别为

$$v_{cg, in} = 0.25 [d_{m3} (\omega_{in} - \omega_{cg}) + \omega'_{cg} D_{w2}] \tag{17}$$

$$v_{cg, o} = 0.25 [d_{m3} \omega_{cg} + \omega'_{cg} D_{w2}] \tag{18}$$

2 轴承摩擦力矩计算

综合考虑球柱联合转台轴承的结构形式, 可知其摩擦力矩来源主要有两部分: 钢球及保持架产生的摩擦力矩、滚子产生的摩擦力矩。

2.1 钢球及保持架产生的摩擦力矩

由于轴承的转速较低, 不考虑轴向排钢球的差动滑动, 将其视为纯滚动, 则由钢球及保持架产生的摩擦力矩主要有以下三方面。

2.1.1 弹性滞后产生的摩擦力矩

由于轴承钢具有弹性滞后的性质, 钢球在运动过程中受到的阻力矩大于推力矩, 从而形成了

滚动摩擦力矩, 其计算公式为^[6]

$$M_{11} = 0.25 d_{m1(2)} [1 - (D_{w1} \cos \alpha_0 / d_{m1(2)})^2] \cdot \beta (\sum \phi_{in} + \sum \phi_o) \tag{19}$$

式中 β 为轴承钢的弹性滞后系数, 本文中取 0.007, α_0 为轴向排滚动体接触角。

其中 ϕ_{in} 、 ϕ_o 的计算公式如下:

$$\phi_{in} = (9/128) (2E_{k, in} / \pi) [\pi / (2K_{in}^2 E_{e, in})]^{1/3} (1/V_{in}) \cdot [(8/3) \sum \rho_{in}]^{2/3} E'^{1/3} Q_{ij}^{u(d)4/3} \tag{20}$$

$$\phi_o = (9/128) (2E_{k, o} / \pi) [\pi / (2K_o^2 E_{e, o})]^{1/3} (1/V_o) \cdot [(8/3) \sum \rho_o]^{2/3} E'^{1/3} Q_{ij}^{u(d)4/3} \tag{21}$$

$$V_{in(o)} = [2E_{e, in(o)} / (\pi K_{in(o)})]^{1/3} \tag{22}$$

$$K_{in(o)} = a_{in(o)} / b_{in(o)} \tag{23}$$

$$a_{in(o)} = \{ [(1 - \nu^2/E) + (1 - \nu_b^2/E_b)] \cdot 3Q_{ij}^{u(d)} / (2 \sum \rho_{in(o)}) \}^{1/3} n_a \tag{24}$$

$$b_{in(o)} = \{ [(1 - \nu^2/E) + (1 - \nu_b^2/E_b)] \cdot 3Q_{ij}^{u(d)} / (2 \sum \rho_{in(o)}) \}^{1/3} n_b \tag{25}$$

$$E' = 4 [(1 - \nu_b^2)/E_b + (1 - \nu^2)/E] \tag{26}$$

式中 a 为钢球与滚道接触椭圆长半轴长度, b 为接触椭圆短半轴长度, n_a 、 n_b 为与轴承结构有关的系数, E_k 为第一类椭圆积分, E_e 为第二类椭圆积分, $\sum \rho$ 为钢球与滚道接触面曲率和, E_b 为钢球弹性模量, E 为套圈弹性模量, ν_b 是钢球的泊松比, ν 为套圈的泊松比, $Q_{ij}^{u(d)}$ 为轴向排钢球的接触载荷, 下标 in 为内圈, o 为外圈。

2.1.2 保持架与引导面滑动摩擦产生的摩擦力矩

由球柱联合转台轴承的结构形式可知, 其上层保持架的引导方式为外圈引导, 下层保持架的引导方式为内圈引导, 两个保持架在轴承旋转的过程中始终与引导面有直接接触, 形成了滑动摩擦, 这部分摩擦力矩为

$$M_{12} = W f_c (d_{m1} + d_{m2}) \tag{27}$$

式中 W 为保持架的质量; f_c 为保持架与引导面之间的摩擦因数。

2.1.3 自旋滑动产生的摩擦力矩

由于上下排钢球的接触角为 90° , 钢球在转动过程中会形成自旋分量, 这部分摩擦力矩不可忽略, 其计算公式为^[6]

$$M_{13} = (3/8) f_s \sum (E_e \alpha_0 Q_{ij}^{u(d)} \sin \alpha_0) \tag{28}$$

式中 f_s 为滑动摩擦因数。

2.1.4 油膜黏性阻力产生的摩擦力矩

钢球及保持架运动时会对润滑剂形成搅拌作用, 由于润滑剂本身具有一定的黏性, 会对钢球及

保持架运动形成一定的阻力,进一步体现为轴承的摩擦力矩,这部分摩擦力矩为^[6]

$$M_{14} = 3.265\alpha_{oil}^{-1} Sd_{m1(2)} \sum [\alpha_0 (H_{in} + H_o)]$$

(29)

式中 H_{in} 为钢球与内圈之间的油膜厚度, H_o 为钢球与外圈之间的油膜厚度, α_{oil} 为润滑剂黏压系数, S 为油膜润滑系数。

2.2 滚子产生的摩擦力矩

2.2.1 弹性滞后产生的摩擦力矩

与轴向排钢球相同,径向排滚子在运转过程中,同样会在与滚道接触线前后形成大小不同的弹性变形,从而形成摩擦力矩,这部分摩擦力矩的计算公式为^[11]

$$M_{21} = \left[\sum_{g=1}^m \sum_{k=1}^n \left(\beta \sqrt{\frac{\pi q_{gk}^m}{\eta D_{w2}}} \delta_{gk}^m |\omega_{in(o)} - \omega_{cg}| X_{gk}^m \right) \right] / \omega_{in}$$

(30)

式中 η 为滚子滚道接触副的综合弹性常数, X_{gk}^m 为第 g 个滚子第 k 片中心到轴承几何中心的距离。

2.2.2 油膜黏性阻力产生的摩擦力矩

轴承径向排滚子在运转过程中由于润滑剂黏性摩擦产生的摩擦力矩为^[18]

$$M_{22} = \left[\int_0^{2\pi} 14.2 \eta l R_0^2 U^{0.75} G^{-0.04} W^{0.08} \omega'_{cg} d\psi \right] / \omega_{in}$$

(31)

式中 R_0 为两接触表面的等效曲率半径; U 为无量纲化后的速度参数; G 为无量纲化后的材料参数; W 为无量纲化后的载荷参数。

2.3 轴承总摩擦力矩

将以上各部分摩擦力矩进行叠加,结果即为轴承总摩擦力矩

$$M = M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{14} + M_{21} + M_{22}$$

(32)

3 轴承摩擦力矩试验验证

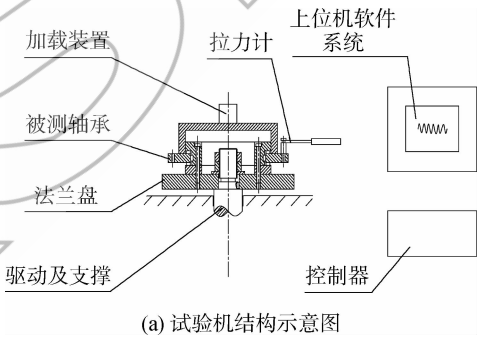
3.1 摩擦力矩试验

试验设备采用如图 4 所示的转台轴承摩擦力矩试验机。对同一批次生产的共三套某型号球柱联合转台轴承进行摩擦力矩试验,同一工况下的试验进行三组,取所得九组试验结果平均值为轴承摩擦力矩值。

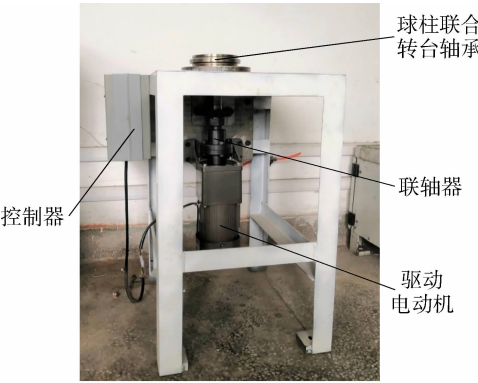
试验前将被测轴承通过螺钉安装在法兰盘

上,安装螺钉使用测力矩扳手按照十字交叉的顺序分三个阶段拧紧至安装力矩 M_a : 第一阶段 40% M_a , 第二阶段 70% M_a , 第三阶段 100% M_a , 并在轴承加载装置上安装质量适当的特制砝码。保证试验环境的清洁,确保轴承未被磁化并远离电磁场的干扰。使用标准试样对高精度拉力计进行调零处理,然后将拉力计的一端与轴承外圈安装销连接,数据线与上位机连接。

试验时设置控制器至试验所需的轴承转速,并开启控制器上的电动机旋转按钮,则电动机带动轴承内圈旋转,在拉力计的作用下外圈相对静止,同时拉力计输出测得数值。设置上位机程序为拉力计有数据输出 5 s 后采集数值,数据采集的时间为正转、反转各 10 s,上位机程序将拉力计输出数据进行相应处理计算求得轴承摩擦力矩值。对正、反转试验误差大于 5% 的情况,试验需重新进行。



(a) 试验机结构示意图



(b) 试验机实物图

图 4 转台轴承摩擦力矩试验机

Fig. 4 Friction torque testing machine of rotary table bearing

3.2 试验轴承相关参数

试验轴承为同一批生产的共三套某型号球柱联合转台轴承,其尺寸及结构参数如表 1 所示。

表 1 球柱联合转台轴承相关参数

Table 1 Related parameters of ball-roller combined turntable bearing

参数	数值
内径/mm	80
外径/mm	146
上、下排第一列钢球节圆直径/mm	131
上、下排第二列钢球节圆直径/mm	121
径向排节圆直径/mm	110
上、下排钢球个数/个	20×2
上、下排钢球直径/mm	4
径向排滚子个数/个	84
径向排滚子直径/mm	4
径向排滚子有效长度/mm	8

3.3 试验结果分析

当轴承轴向游隙为 $-2\text{ }\mu\text{m}$ 、轴向载荷为 1 kN 时,转速从 10 r/min 增加到 150 r/min ,摩擦力矩的试验值与理论分析值如图 5 所示。

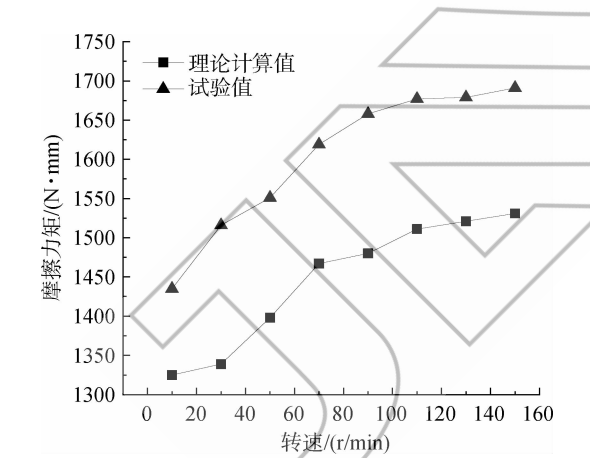


图 5 转速对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 5 Effect of rotating speed on the friction torque of bearing

从图 5 中可以看出,当轴承转速在 100 r/min 以下时,随着转速的增长,轴承摩擦力矩呈上升趋势,当转速超过 100 r/min 后,摩擦力矩增加量很小,数值保持相对稳定。这是因为初期随着转速的提高,润滑脂搅动增加,由润滑剂黏性产生的摩擦力矩增加,轴承摩擦力矩上升。当转速进一步提高后,润滑脂被快速搅动,黏度有所下降,由润滑剂黏性产生的摩擦力矩趋于平稳,轴承整体的摩擦力矩也维持相对稳定。

当轴承轴向游隙为 $-2\text{ }\mu\text{m}$ 、轴承转速为 50 r/min 时,令轴向载荷从 0 kN 增加到 3 kN ,摩擦力矩的试验值与理论分析值如图 6 所示;采用同样的轴向游隙和转速,令倾覆力矩从 $0\text{ kN}\cdot\text{m}$ 增加到 $1.5\text{ kN}\cdot\text{m}$,摩擦力矩的试验值与理论分析值如图 7 所示。

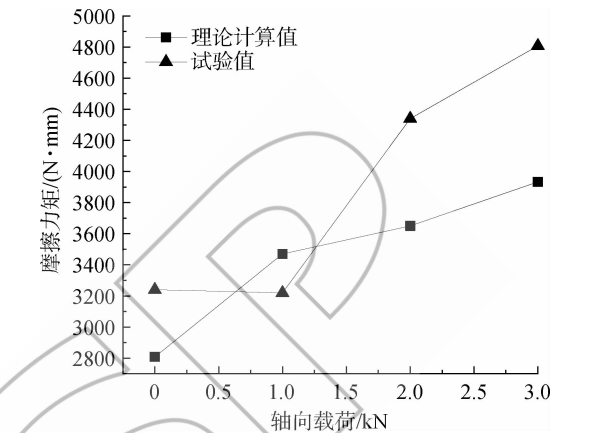


图 6 轴向载荷对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 6 Effect of axial load on the friction torque of bearing

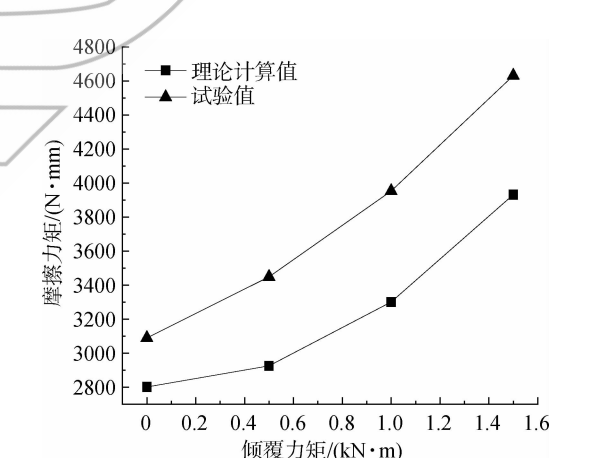


图 7 倾覆力矩对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 7 Effect of overturning moment on the friction torque of bearing

由试验结果可知,轴承摩擦力矩随转速的提高、轴向载荷的增大和倾覆力矩的增加呈上升趋势,轴向载荷和倾覆力矩对摩擦力矩的影响较大,轴承转速对其影响较小。各组试验数据与理论模型间的平均误差为 12.5% ,误差的成因可能是力矩测量误差或轴承尺寸偏差,其值在合理的范围之内,说明本文所建立的轴承分析模型具有一定的可靠度,可以用作轴承摩擦力矩的分析。

4 轴承摩擦力矩特性分析

当轴承轴向游隙为 $-2\mu\text{m}$ 、轴向载荷为 1kN ，将其转速设定为 50 r/min 。基于所建立的轴承摩擦力矩模型，采用控制变量法，依次分析钢球数、沟曲率半径系数、保持架质量和初始轴向游隙对轴承摩擦力矩的影响规律。

4.1 钢球数对轴承总摩擦力矩的影响

取不同的上(下)排钢球数，所得的轴承摩擦力矩如图 8 所示。从中可知，随着上(下)排钢球数的减少，轴承摩擦力矩先下降后上升。初期轴承摩擦力矩下降是因为初期钢球数目的减少会使其与润滑油搅拌程度降低，从而导致由油膜粘性阻力产生的摩擦力矩减少；后期轴承摩擦力矩上升是因为随着钢球数进一步减少，单个钢球所承受的载荷增大，这一方面会导致其与滚道间的弹性变形增大，从而使由弹性滞后引起的摩擦力矩增大，另一方面会使轴承的自旋分量增大，从而令由自旋滑动引起的摩擦力矩增大，当由弹性滞后与自旋滑动引起的摩擦力矩增大值大于由润滑油搅拌引起的摩擦力矩减小值时，轴承摩擦力矩整体呈增大的趋势。由分析结果可知，当轴承钢球数取 40 左右时，其摩擦力矩最小。

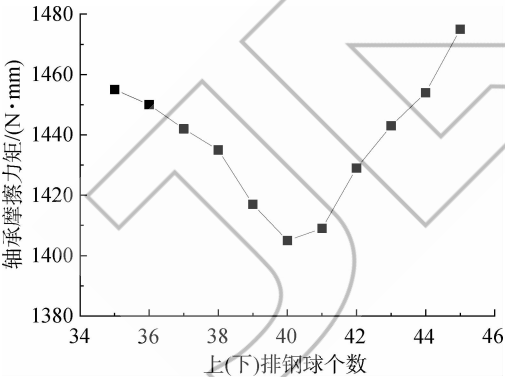


图 8 钢球数对轴承摩擦力矩的影响
Fig. 8 Effect of the number of steel balls on the friction torque of bearing

4.2 沟曲率半径系数对轴承总摩擦力矩的影响

采用不同的沟曲率半径系数，轴承摩擦力的变化曲线如图 9 所示。从图中可以看出，随着沟曲率半径系数的增大，轴承摩擦力矩呈下降趋势。这是因为随着沟曲率半径系数的减小，钢球与沟道接触椭圆的面积也随之减小，由自旋滑动产生的摩擦力矩随之降低，从而使轴承整体的摩擦力矩下降。而轴承沟曲率半径系数的减小会使轴承

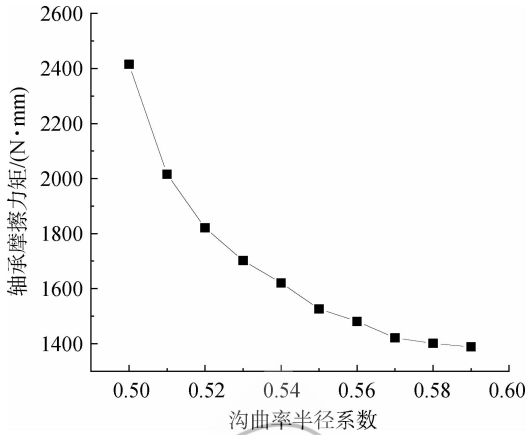


图 9 沟曲率半径系数对轴承摩擦力矩的影响
Fig. 9 Effect of groove curvature radius coefficient on the friction torque of bearing

的承载能力下降，因此其具有一个合理的区间，通常为 $0.57\sim0.58$ 之间。

4.3 保持架质量对轴承总摩擦力矩的影响

采用不同质量的保持架，轴承摩擦力矩的变化规律如图 10 所示。从图中可以看到，随着保持架质量增加，轴承摩擦力矩呈上升趋势，并且上升速度较快。这是因为随着保持架质量增加，其与引导面间的滑动摩擦增加，由于滑动摩擦数值较大，在轴承总摩擦力矩中占比较大，所以轴承整体的摩擦力矩快速增加。因此在满足保持架的强度的前提下，可以减小保持架厚度或采用塑料保持架，以减小保持架质量，从而降低轴承摩擦力矩。

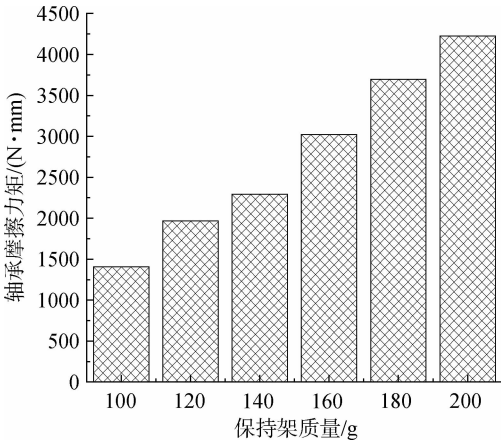


图 10 保持架质量对轴承摩擦力矩的影响
Fig. 10 Effect of cage mass on the friction torque of bearing

4.4 轴承游隙对轴承总摩擦力矩的影响

取不同的轴向游隙，所得的轴承摩擦力矩如图 11 所示。从图中可以知，轴承摩擦力矩随着轴

向负游隙量的增大呈上升趋势,这是因为随着轴向负游隙量的增大上下排钢球均被压紧,由钢球所产生的摩擦力矩均增大,从而使轴承总摩擦力矩增大。

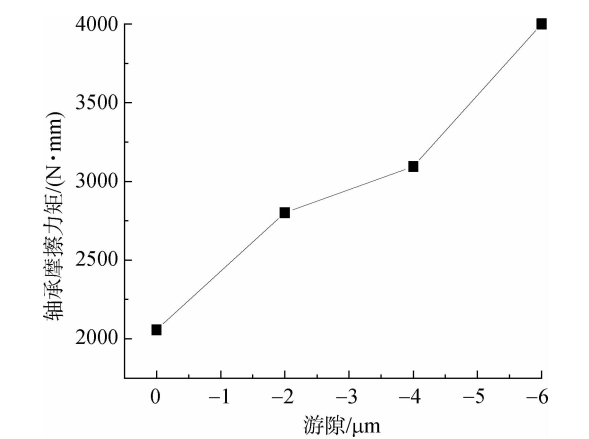


图 11 游隙对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 11 Effect of clearance on the friction torque of bearing

5 结 论

1) 球柱联合转台轴承转速的提高、轴向载荷与倾覆力矩的增大、轴向负游隙量的增大均能增大轴承的摩擦力矩,其中轴向游隙对摩擦力矩的影响较大。

2) 随着上(下)排钢球数的减少,轴承摩擦力矩先下降后上升,本文轴承钢球数目取 40 时轴承摩擦力矩最小。沟曲率半径系数减小可降低轴承的摩擦力矩,但同样会降低轴承的承载能力,因此其存在一个合理区间使轴承获得较优的综合性能。本文轴承沟曲率半径系数在 0.57~0.58 之间时,可在确保轴承承载能力的前提下获得较小的摩擦力矩。

3) 由保持架与引导面滑动摩擦产生的摩擦力矩对轴承整体的摩擦力矩影响较大,因此在满足保持架强度的前提下,可采用塑料保持架,以减小保持架质量,降低轴承的摩擦力矩。

参考文献:

[1] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineer[M]. 3rd ed. Philadelphia, US: Svenska Kullager-Fabriken (SKF) Industries Incorporation, 1959.

[2] SNARE B. Rolling resistance in lightly loaded bearings [J]. The Ball Bearing Journal, 1968(152): 3-8.

[3] MASAYUKI K, HIROYUKI O. Running torque of ball bearings with polymer lubricant[J]. Journal of Tribology,

2008, 130(4): 041507. 1-041507. 10.

[4] TOWNSEND D P, ALLEN C W, ZARATSKY E V. Study of ball bearing torque under elastohydrodynamic lubrication[R]. Cleveland, Ohio, USA: National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, 1973.

[5] 王小刚,周琳,赵国强,等. 一种低扭矩高刚性推力球和圆柱滚子组合转盘轴承[J]. 轴承, 2015(10): 1-3.

WANG Xiaogang, ZHOU Lin, ZHAO Guoqiang, et al. A slewing bearings combined with thrust balls and cylindrical roller with low torque and high rigidity[J]. Bearing, 2015 (10): 1-3. (in Chinese)

[6] 张葵,李建华. 球轴承摩擦力矩的分析计算[J]. 轴承, 2001 (1): 8-11.

ZHANG Kui, LI Jianhua. Anaysis and calculation of friction torque of ball bearing[J]. Bearing, 2001(1): 8-11. (in Chinese)

[7] 徐永智,夏新涛. 航天轴承摩擦力矩的参数-非参数融合性分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(9): 2129-2135.

XU Yongzhi, XIA Xingtao. Analysis of parameter-non-parametric fusion on space bearing friction moment[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2129-2135. (in Chinese)

[8] 王燕霜,武燕. 变桨轴承空载摩擦力矩研究[J]. 机械传动, 2012, 36(11): 32-35.

WANG Yanshuang, WU Yan. Study on friction torque of blade bearings without load [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(11): 32-35. (in Chinese)

[9] 刘静. 风电变桨轴承摩擦力矩的测量[J]. 轴承, 2011(6): 42-44.

LIU Jing. Measurement of friction torque of wind power variable paddle bearing[J]. Bearing, 2011(6): 42-44. (in Chinese)

[10] 张占立,周鹏举,左朋辉,等. 负游隙对四点接触转盘球轴承摩擦力矩影响研究[J]. 机床与液压, 2018, 46(1): 56-58.

ZHANG Zhanli, ZHOU Pengju, ZUO Penghui, et al. Study of negative axial clearance affected friction torque of four contact-point slewing ball bearing[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2018, 46: (1): 56-58. (in Chinese)

[11] 张占立,周鹏举,李文博,等. YRT 转台轴承摩擦力矩特性研究[J]. 兵工学报, 2019, 40(7): 1495-1502.

ZHANG Zhanli, ZHOU Pengju, LI Wenbo, et al. Study of friction torque characteristics of YRT rotary table bearing [J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(7): 1495-1502. (in Chinese)

[12] 邓四二,贾永川. 推力球轴承摩擦力矩特性研究[J]. 兵工学报, 2015, 36(9): 1615-1623.

DENG Sier, JIA Yongchuan. Friction Torque Characteristics of Thrust Ball Bearings[J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(9): 1615-1623. (in Chinese)

[13] 邓四二,盛明杰,邓凯文,等. 双列调心滚子轴承摩擦力矩的特性[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7): 1666-1675.

DENG Sier, SHENG Mingjie, DENG Kaiwen, et al. Friction torque of double-row spherical roller bearings [J].

Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1666-1675. (in Chinese)

[14] 邓四二, 华显伟, 张文虎, 等. 陀螺角接触球轴承摩擦力矩波动性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(7): 1713-1724. DENG Sier, HUA Xianwei, ZHANG Wenhui, et al. Analysis on friction torque fluctuation of angular contact ball bearing in gyromotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(7): 1713-1724. (in Chinese)

[15] 宁峰平, 樊晓琴, 陈然, 等. 交变温度对航天轴承摩擦力矩的影响机理[J]. 农业工程学报, 2018, 34(8): 85-92. NIN Fengping, FAN Xiaoqin, CHEN Ran, et al. Influence mechanism of alternating temperature on friction torque of aerospace bearings[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2018, 34(8): 85-92. (in Chinese)

[16] 胡华君, 潘博, 孙京. 航天器驱动机构轴系摩擦力矩建模与分析研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(11): 75-80. HU Huajun, PAN Bo, SUN Jing. Friction torque modeling of spacecraft driving mechanism shafting[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(11): 75-80. (in Chinese)

[17] 陆静, 洪荣晶, 陈捷, 等. 四点接触球转盘轴承中几何参数对摩擦力矩的影响[J]. 轴承, 2013(5): 1-6. LU Jing, HONG Rongjing, CHEN Jie, et al. Effect of geometry parameters on friction torque of four point contact ball slewing bearing[J]. Bearing, 2013(5): 1-6. (in Chinese)

[18] MATSUYAMA H. High efficiency and tribology in rolling bearings[J]. JTEKT Engineering Journal, 2011(1009): 108-113.

(编辑: 李岩梅、张 雪)