

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2020.21.015

本文引用格式: 雷春丽, 贾希斌, 巩宝儒, 等. 高速角接触球轴承摩擦力矩的影响因素研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(21): 68-72.  
LEI Chunli, JIA Xibin, GONG Baoru, et al. Research on the Influencing Factors of Friction Torque of High-speed Angular Contact Ball Bearing[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020, 48(21): 68-72.

## 高速角接触球轴承摩擦力矩的影响因素研究

雷春丽<sup>1,2</sup>, 贾希斌<sup>2</sup>, 巩宝儒<sup>2</sup>, 赵明齐<sup>2</sup>, 程毅<sup>2</sup>

(1. 兰州理工大学数字制造技术与应用省部共建教育重点实验室, 甘肃兰州 730050;  
2. 兰州理工大学机电工程学院, 甘肃兰州 730050)

**摘要:** 为更加准确地描述高速电主轴轴承热位移和预紧力对其摩擦力矩的影响, 建立角接触球轴承摩擦力矩数学模型。结合修正的拟静力学理论建立轴承受力平衡方程, 分析轴承热位移和预紧力对轴承摩擦力矩的影响规律。结果表明: 轴承热位移随转速的增加而增大, 在高速条件下其值较大; 轴承摩擦力矩随径向热位移的增加而增加, 随轴向热位移增加而缓慢增加; 轴承转速越低, 轴承热位移对摩擦力矩的影响越明显; 轴承摩擦力矩随着轴向预紧力的增加而增加; 轴承热位移和预紧力对轴承差动滑动摩擦力矩影响最大, 对自旋摩擦力矩影响次之, 对弹性滞后摩擦力矩的影响最弱。

**关键词:** 高速电主轴轴承; 热位移; 预紧力; 摩擦力矩

**中图分类号:** TH133

## Research on the Influencing Factors of Friction Torque of High-speed Angular Contact Ball Bearing

LEI Chunli<sup>1,2</sup>, JIA Xibin<sup>2</sup>, GONG Baoru<sup>2</sup>, ZHAO Mingqi<sup>2</sup>, CHENG Yi<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory of Digital Manufacturing Technology and Application, The Ministry of Education, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China; 2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

**Abstract:** In order to more accurately describe the influences of high-speed motorized spindle bearings thermal displacement and preload force on its friction torque, a mathematical model of angular contact ball bearings friction torque was established. Combined with the modified quasi-statics theory, the bearing stress equilibrium equation was established, and the influence rules of the bearing thermal displacement and preload force on its friction torque were analyzed. The results show that the thermal displacement of the bearing increases with the increase of the speed, and its value is large under the condition of high speed; bearing friction torque increases with the increase of radial thermal displacement and increases slowly with the increase of axial thermal displacement; the lower the bearing speed is, the greater of the bearing thermal displacement will influence on the friction torque; the friction torque of bearing increases with the increase of the axial preload force. Bearing thermal displacement and preload force have the greatest influence on bearing differential sliding friction torque, followed by spinning friction torque, and the least influence on elastic hysteresis friction torque.

**Keywords:** High-speed motorized spindle bearing; Thermal displacement; Preload force; Friction torque

### 0 前言

角接触球轴承作为高速电主轴的重要支撑零部件, 在高速运行状态下, 其速度参数  $D_{mn}$  可达到  $2.5 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ , 甚至更高<sup>[1]</sup>。在不同工况条件下, 轴承内部的摩擦性能会发生变化, 进而影响轴承运行过程的稳定性。轴承摩擦力矩是轴承动态性能指标, 主要影响电主轴的传动效率。摩擦力矩不仅会引起能量的损失, 而且在运行过程中会使轴承零部件的温度

升高<sup>[2]</sup>。

目前, 国内外学者对轴承摩擦力矩进行了大量研究。PLAMGREN等<sup>[3]</sup>通过实验数据回归的方法计算出摩擦力矩的经验公式; 胡华君等<sup>[4]</sup>通过建立轴承摩擦力矩的数学模型, 分析了在不同预紧力的条件下轴承摩擦力矩的变化规律。王保民等<sup>[5]</sup>从理论上分析了径向热位移对高速角接触球轴承性能的影响; 邓四二和贾群义<sup>[6]</sup>通过理论分析预紧力, 说明了预紧力的计

收稿日期: 2019-07-14

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51465035)

作者简介: 雷春丽 (1977—), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为精密加工。E-mail: 39726492@qq.com

通信作者: 贾希斌 (1995—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为精密加工。E-mail: 1129523821@qq.com

算对滚动轴承的接触角、轴承载荷和摩擦有一定的影响。邓四二等<sup>[7]</sup>建立了轴承在高速运转过程时的摩擦力矩数学模型, 并且分析了在轴承结构参数变化和外部载荷作用下轴承摩擦力矩的变化规律。

本文作者综合考虑轴承高速条件下弹性滞后、差动滑动和自旋滑动引起的摩擦, 建立角接触球轴承摩擦力矩数学模型, 研究在高速运转过程中轴承热位移和轴向预紧力对轴承摩擦力矩的影响, 揭示摩擦力矩随热位移和预紧力变化的规律。该研究对高速电主轴轴承减摩设计以及工作效率提供了一定的指导依据。

### 1 轴承摩擦力矩的数学模型

高速电主轴轴承摩擦力矩是指各种摩擦因素对电主轴轴承旋转构成的阻力矩, 电主轴轴承摩擦力矩不仅与轴承的几何精度、结构尺寸、材料性能有关, 还与轴承的法向载荷、工作接触角、装配有关<sup>[8-9]</sup>。

由角接触球轴承零部件之间的摩擦性能可知, 摩擦力矩受多方面因素共同影响<sup>[10]</sup>。本文作者主要考虑在滚动体与滚道之间由差动滑动引起的摩擦力矩、由弹性滞后引起的摩擦力矩和由自旋滑动引起的摩擦力矩。

#### 1.1 弹性滞后引起的摩擦力矩 $M_E$

滚动体在滚动过程中, 在法向载荷的作用下, 沟道接触区域上产生了弹性变形。同时, 接触区域前方的材料受到滚动体的挤压, 接触区域的后方材料将释放压力。由于接触区域前方材料的挤压变形小于后方材料的变形, 由材料的弹性滞后性质产生的摩擦力矩  $M_E$ <sup>[11]</sup> 为

$$M_E = 0.25d_m(1 - \gamma^2) \sum_{j=1}^z (\varphi_{e_j} + \varphi_{i_j}) \beta \quad (1)$$

$$\phi_{i(e)j} = K_E Q_{i(e)j}^{4/3} \quad (2)$$

式中:  $d_m$  为轴承节圆直径, m;  $\gamma = D_w \cos \alpha / d_m$ ,  $D_w$  为钢球的直径, mm;  $Q_{i(e)j}$  为内、外圈法向接触载荷, N;  $K_E$  为与椭圆积分、弹性模量有关的系数;  $\beta$  为材料弹性滞后系数。

#### 1.2 差动滑动引起的摩擦力矩 $M_D$

滚动体在滚动过程中, 由于在滚动体与滚道之间的线速度不同, 产生了差动滑动。即差动滑动摩擦力矩  $M_D$ <sup>[11]</sup> 为

$$M_D = 0.5d_m \frac{(1 - \gamma^2)}{D_w} \sum_{j=1}^z (M_{ij} + M_{ej}) f_s \quad (3)$$

$$M_{i(e)j} = K_D Q_{i(e)j}^{5/3} \quad (4)$$

式中:  $f_s$  为滑动摩擦因数;  $K_D$  为与第二类椭圆积分、弹性模量、沟曲率和系数等相关的系数。

#### 1.3 自旋滑动引起的摩擦力矩 $M_S$

轴承在高速运转过程中, 在滚动体与滚道之间的接触区域上, 滚动体在接触区域的法线方向上产生了

自旋滑动, 该自旋滑动摩擦力矩  $M_S$ <sup>[11]</sup> 为

$$M_S = \frac{3}{8} f_s \sum_{j=1}^z [Q_{ij} a_{ij} \sin \alpha_{ij} L(e)] \quad (5)$$

式中:  $\alpha_{ij}$  为每个滚动体在滚道上的内接触角, ( $^\circ$ );  $a_{ij}$  为每个滚动体在内圈上的接触椭圆的长半轴;  $L(e)$  为第二类椭圆积分。

#### 1.4 滑动摩擦因数 $f_s$

计算轴承摩擦力矩时, 首先需要计算滑动摩擦因数  $f_s$ , 特别是在计算自旋摩擦力矩和差动滑动摩擦力矩时, 要求计算出滚动体与滚道之间的滑动摩擦因数。在油润滑轴承中, 摩擦因数取决于润滑油膜在接触点处的形成。一般来说, 可能会发生 3 种摩擦状态: 边界摩擦、混合摩擦和 EHL 摩擦<sup>[12-13]</sup>。根据轴承润滑油的使用条件和轴承参数计算滑动摩擦因数  $f_s$ :

$$f_s = \Phi_{bl} u_{bl} + (1 - \Phi_{bl}) u_{EHL} \quad (6)$$

式中:  $\Phi_{bl}$  为滑动摩擦因数的权重系数;  $u_{bl}$  为润滑剂中添加剂的相关系数;  $u_{EHL}$  为润滑条件下的摩擦因数。以上系数可从文献 [12] 中查得。

#### 1.5 轴承摩擦力矩 $M$

综上所述, 建立轴承总的摩擦力矩数学模型为

$$M = M_S + M_E + M_D \quad (7)$$

由式 (1) — (5) 可知, 以上 3 种摩擦力矩均与轴承所受的法向载荷  $Q$  呈正相关。因此, 在不同轴向预紧力作用下建立考虑热位移的轴承拟静力学模型, 求解出轴承的动态特性参数, 进而研究热位移和预紧力对轴承摩擦力矩的影响规律。

### 2 考虑热位移的轴承拟静力学模型

轴承在高速旋转过程中, 由于主轴轴承温度升高, 导致轴承内部零部件发生轴向和径向热位移, 使得轴承的结构参数和轴承零部件之间的接触状态发生变化, 从而影响轴承摩擦力矩的变化。

#### 2.1 轴承热位移

##### 2.1.1 轴承径向热位移

轴承内圈沟道外径和内径在温升  $\Delta T_i$  时的热位移量<sup>[14]</sup> 分别为

$$\begin{cases} u_i' = a_i \Delta T_i d_i \\ u_i'' = a_i \Delta T_i d_i \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $a_i$  为轴承内圈材料的热膨胀系数。

转轴外径在温升  $\Delta T_s$  时的热位移量为

$$u_s = a_s \Delta T_s (1 + \nu_s) d \quad (9)$$

式中:  $a_s$  为转轴的热膨胀系数。

综合式 (8) 和 (9) 可以得到考虑转轴热位移时的内圈沟道径向热位移为

$$u_i = u_i' + (u_s - u_i'') d / d_i = a_i \Delta T_i d_i + [a_s \Delta T_s (1 + \nu_s) - a_i \Delta T_i] d^2 / d_i \quad (10)$$

同理，考虑轴承座热位移影响时的外圈沟道径向热位移<sup>[14]</sup>为

$$u_e = u'_e + (u_h - u''_e) D_e / D = a_h \Delta T_h (1 + \nu_h) D_e \quad (11)$$

式中： $u_h$  为轴承座热位移； $a_h$  为轴承座材料的热膨胀系数； $\nu_h$  为材料的泊松比； $D$  为轴承外圈外径； $D_e$  为轴承外圈沟道直径； $\Delta T_h$  为轴承座温升。

滚动体在温度变化量为  $\Delta T_b$  时的热膨胀量<sup>[11]</sup>为

$$u_b = a_b \Delta T_b D_w \quad (12)$$

式中： $a_b$  为滚动体材料的热膨胀系数； $D_w$  为滚动体直径。

结合由式 (12) 计算得出的滚动体热膨胀量以及由式 (10)、(11) 计算得出的沟道径向热位移，可得到轴承内外圈的沟道径向热位移<sup>[14]</sup>为

$$u_r = u_e - u_i - 2u_b \quad (13)$$

### 2.1.2 轴承轴向热位移

轴承双联配置下，沟道间轴向热位移<sup>[14]</sup>为

$$u_a = - (a_h \Delta T_h L_h - a_s \Delta T_s L_s) / 2 \quad (14)$$

式中： $L_s$ 、 $L_h$  分别为转轴和轴承座的有效长度。

## 2.2 考虑轴承热位移的轴承力学特性分析

根据外沟道控制理论，外沟道曲率中心固定，在外载荷的作用下，滚动体和轴承内外圈沟道曲率中心的相对位置关系<sup>[15]</sup>如图 1 所示。

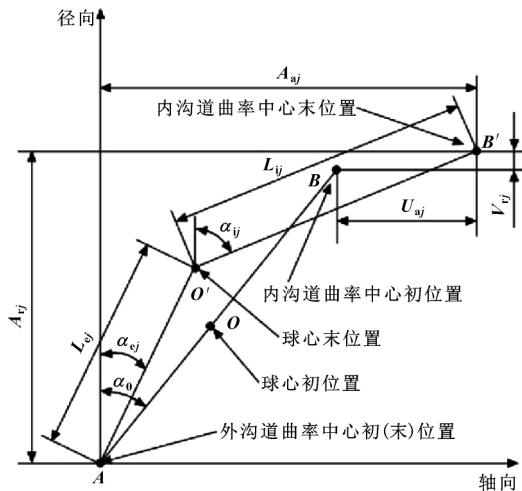


图 1 滚动体和轴承内外圈沟道曲率中心的相对位置  
考虑轴承热位移后的位移协调方程为

$$U_{ij} = \delta_a + \theta R_i \cos \psi_j + u_a \quad (15)$$

$$V_{ij} = \delta_r \cos \psi_j + u_r \quad (16)$$

$$L_{ij} = (f_i - 0.5) D_w + \delta_{ij} \quad (17)$$

$$L_{ej} = (f_e - 0.5) D_w + \delta_{ej} \quad (18)$$

式中： $\psi$  为每个滚动体的位置角。

每个滚动体均受到离心力  $F_c$  及陀螺力矩  $M$  共同作用，如图 2 所示。

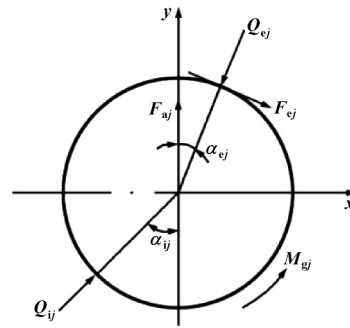


图 2 轴承滚动体受力分析

轴承在平衡状态下，每个滚动体的受力平衡方程<sup>[15]</sup>为

$$Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{ej} \sin \alpha_{ej} + \frac{2M_{ej}}{D_b} \cos \alpha_{ej} = 0 \quad (19)$$

$$Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{ej} \cos \alpha_{ej} + \frac{2M_{ej}}{D_b} \sin \alpha_{ej} + F_{ej} = 0 \quad (20)$$

式中： $Q_{ij} = K_{ij} \delta_{ij}^{3/2}$ ； $Q_{ej} = K_{ej} \delta_{ej}^{3/2}$ 。

此外，滚动体在联合载荷作用下受力平衡，可得以下受力平衡方程<sup>[15]</sup>：

$$F_a - \sum_{j=1}^z Q_{ij} \sin \alpha_{ij} = 0 \quad (21)$$

$$F_r - \sum_{j=1}^z Q_{ij} \cos \alpha_{ij} = 0 \quad (22)$$

$$M - \sum_{j=1}^z \frac{d_m}{2} Q_{ij} \cos \alpha_{ij} = 0 \quad (23)$$

式中： $F_a$  为作用于轴承上的轴向预紧载荷； $F_r$  为径向预紧载荷； $M$  为倾覆力矩。

联立计入热位移后的方程 (15) — (18)、滚动体的力平衡方程 (19) 和 (20) 以及内圈的平衡方程 (21) — (23)，利用 MATLAB 编程软件，运用 Newton-Raphson 迭代法，根据高速角接触球轴承参数、预紧力和运动速度，可求得在考虑热位移情况下轴承的力学和运动学参数。

由上述方程可获得电主轴轴承运动状态下的基本参数，结合轴承摩擦转矩的计算模型可分析出由轴承热位移和不同预紧力作用下的电主轴轴承摩擦转矩的变化规律。

## 3 算例分析

以某轴承所研制的 15 kW/24 000 r·min<sup>-1</sup> 电主轴角接触球轴承 H7013C/P4 为对象进行分析。其结构参数和材料参数如表 1 所示。

表 1 角接触球轴承 H7013C/P4 的参数

参数	参数值	参数	参数值
内圈滚道直径/mm	65	滚动体直径/mm	8.73
外圈滚道直径/mm	100	滚动体个数/个	25
内圈沟底直径/mm	67.694	轴承宽度/mm	18
外圈沟底直径/mm	96.976	初始接触角/(°)	15

### 3.1 轴承热位移的分析

电主轴在高速运转时,随着转速不断增大,轴承产生的热位移影响轴承内部结构。利用 ANSYS 软件建立电主轴实体有限元模型,并进行温度场模拟,可得到轴承各零部件的温升值,进而获得其热位移值。图 3 所示为主轴转速对轴承热位移的影响规律。由图 3 可知,随轴承转速不断增加,轴承轴向热位移和径向热位移都增加;轴向热位移大于径向热位移。当电主轴转速为 24 000 r/min、轴向预紧力为 500 N 时,轴承的径向热位移量为 19.569 2  $\mu\text{m}$ ,轴向热位移量达 24.568 9  $\mu\text{m}$ 。因此,在轴承动态特性分析时,轴承热位移对轴承的动态特性影响不容忽视。

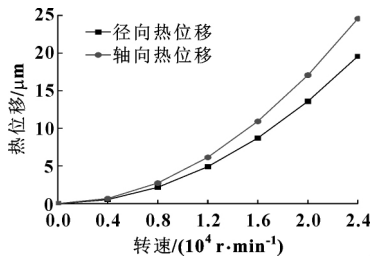


图 3 轴承转速与热位移关系曲线

### 3.2 热位移对轴承摩擦力矩的影响

考虑角接触球轴承在高速旋转过程中产生的轴向和径向热位移,采用改进的拟静力学模型,计算出热位移引起的轴承动态特性参数。分别研究仅考虑径向热位移、仅考虑轴向热位移和综合考虑轴承热位移时热位移对轴承摩擦力矩的影响规律。

图 4 为预紧力为 500 N、轴承转速为 15 000 r/min 时,在考虑径向热位移时,轴承的摩擦力矩变化规律。由图 4 可知,轴承总摩擦力矩随径向热位移的增加而增加;弹性滞后引起的摩擦力矩、自旋滑动引起的摩擦力矩以及差动滑动引起的摩擦力矩均随着径向热位移的增加而增加,其中差动滑动摩擦力矩增加幅度较大,而自旋滑动摩擦力矩和弹性滞后摩擦力矩增加幅度平缓。

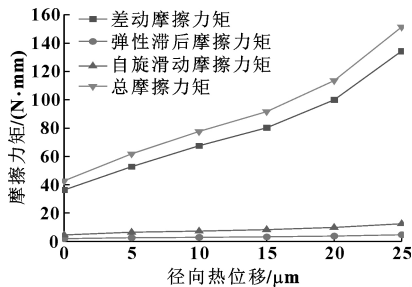


图 4 径向热位移与摩擦力矩的关系曲线

图 5 为预紧力为 500 N、轴承转速为 15 000 r/min 时,在考虑轴向热位移时,轴承的摩擦力矩变化规律。由图 5 可知,滚动体与沟道间的总摩擦力矩随轴向热位移的增加而增加;弹性滞后引起的摩擦力矩、

自旋滑动引起的摩擦力矩随着轴向热位移的增加而几乎不变,其中差动滑动摩擦力矩增加幅度平缓。

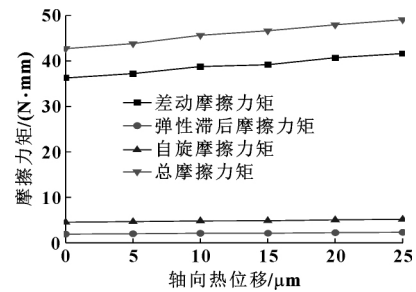


图 5 轴向热位移与摩擦力矩的关系曲线

从图 4、5 可以看出,在考虑轴向热位移和径向热位移时,差动滑动引起的摩擦力矩最大,自旋滑动引起的摩擦力矩和弹性滞后引起的摩擦力矩较小。这是因为考虑轴承热位移后,轴承各零部件的间隙减小、接触区域增加、接触区域的阻力增加进而导致轴承摩擦力矩的增加。同时,由式 (1) — (5) 可知差动滑动引起的摩擦力矩随法向接触载荷变化最大,从而在热位移影响下差动滑动摩擦力矩变化最大。

图 6 为在预紧力为 500 N、不同轴承转速条件下,轴承的摩擦力矩随轴承径向热位移变化的规律。由图 6 可以看出轴承摩擦力矩随径向热位移的增加而急剧增加。同时也可以看出,在轴承低速旋转过程中,轴承摩擦力矩受热位移的影响较大。当转速为 15 000 r/min、轴承的径向热位移为 25  $\mu\text{m}$  时,轴承摩擦力矩值是热位移在 0  $\mu\text{m}$  时的 3.41 倍;转速为 24 000 r/min 时,轴承摩擦力矩值是热位移在 0  $\mu\text{m}$  时的 1.93 倍。这是因为在轴承拟静力学模型分析中,考虑轴承热位移时,轴承的内外圈法向接触载荷增大,导致轴承的摩擦力矩值增加。

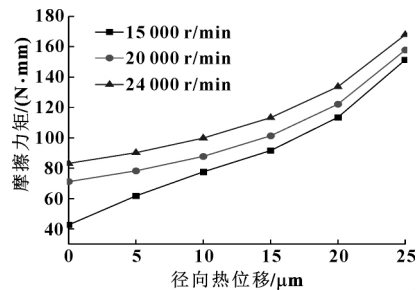


图 6 不同转速下径向热位移与摩擦力矩的关系曲线

图 7 为在预紧力为 500 N、不同轴承转速条件下,在考虑轴向热位移时,轴承的摩擦力矩的变化规律。由图 7 可以看出轴承摩擦力矩随轴向热位移的增加而缓慢增加,轴承转速越低受热位移的影响越大。当转速为 15 000 r/min、轴承的轴向热位移为 25  $\mu\text{m}$  时,轴承的摩擦力矩是热位移为 0  $\mu\text{m}$  时的 1.18 倍;转速为 24 000 r/min 时,轴承的摩擦力矩是热位移为 0  $\mu\text{m}$  时的 1.05 倍。同时,通过比较图 6 和图 7 可发现

轴承的摩擦力矩受轴向热位移的影响较小，受径向热位移的影响较大。

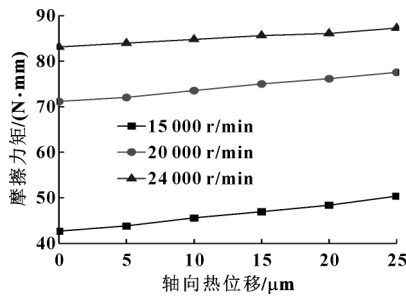


图 7 不同转速下轴向热位移与摩擦力矩的关系曲线

图 8 为在预紧力为 500 N、不同轴承转速条件下，轴承的摩擦力矩随轴承综合热位移变化的规律。由图 6—8 可知，在综合热位移影响下轴承摩擦力矩值大于轴向和径向热位移的影响。同时由图 8 可知，当转速为 15 000 r/min、轴承的热位移为 25 μm 时，轴承摩擦力矩是不考虑热位移时的 3.16 倍。

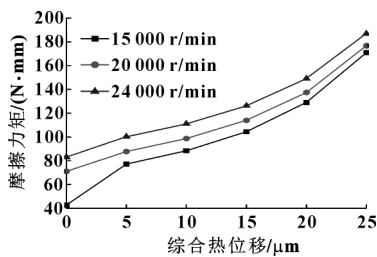


图 8 综合热位移与摩擦力矩的关系曲线

图 9 为轴向预紧力与摩擦力矩的变化关系曲线。由图 9 可知轴承摩擦力矩随轴向预紧力增加而增加。在轴向预紧力的作用下，差动滑动引起的摩擦力矩变化最大，弹性滞后引起的摩擦力矩最弱。这是由于轴向预紧力的增加，使滚动体受载增加，从而增加了轴承的摩擦力矩。同时轴承摩擦力矩也与轴承的结构参数、接触椭圆尺寸的大小有关，预紧力的增加导致这些参数发生了变化，进而增加了轴承的摩擦力矩。

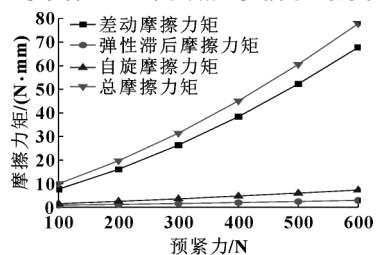


图 9 轴向预紧力与摩擦力矩的关系曲线

#### 4 结论

建立了角接触球轴承摩擦力矩数学模型，结合修正的拟静力学理论建立轴承受力平衡方程，分析了轴承热位移和预紧力对其摩擦力矩的影响，并得到以下结论：

(1) 随着轴承热位移的增加，轴承摩擦力矩增

加，且径向热位移对其影响较大，轴向热位移的影响较小。当电主轴轴承转速越低，轴承热位移对摩擦力矩的影响越明显。

(2) 热位移和轴向预紧力对轴承差动滑动引起的摩擦力矩影响最大，弹性滞后引起的摩擦力矩最小。

(3) 为使角接触球轴承摩擦力矩分析更加精确、更加符合实际工况的要求，应考虑轴承产生的热位移。

#### 参考文献：

[1] 陈剑,李松生,陈斌,等.超高速电主轴轴承内部摩擦力矩分析[J].润滑与密封,2012,37(9):61-65.  
CHEN J,LI S S,CHEN B,et al.Analysis on friction torque in ultra high-speed electric spindle bearing[J].Lubrication Engineering,2012,37(9):61-65.

[2] 宁峰平,陈然,天银银,等.预紧力与装配偏差对航天轴承摩擦力矩的影响研究[J].兵工学报,2018,39(7):1436-1442.  
NING F P,CHEN R,YAO Y Y,et al.Influences of preload and assembly deviation on friction torque of aerospace bearing[J].Acta Armamentarii,2018,39(7):1436-1442.

[3] PALMGREN A,PALMGREN G,RULEY B.Ball and roller bearing engineering[M]//Ball and roller bearing engineering.Philadelphia:SKF Industries Industries,1959.

[4] 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 H J,PAN B,SUN J.Friction torque modeling of spacecraft driving mechanism shafting[J].Journal of Mechanical Engineering,2017,53(11):75-80.

[5] 王保民,梅雪松,胡赤兵,等.计入套圈径向热位移的角接触球轴承动力特性分析[J].制造技术与机床,2010(4):61-66.  
WANG B M,MEI X S,HU C B,et al.Dynamic characteristics analysis of angular contact ball bearing considering radial thermal displacement of ring raceways[J].Manufacturing Technology & Machine Tool,2010(4):61-66.

[6] 邓四二,贾群义.滚动轴承设计原理[M].北京:中国标准出版社,2008.

[7] 邓四二,李兴林,汪久根,等.角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J].机械工程学报,2011,47(5):114-120.  
DENG S E,LI X L,WANG J G,et al.Frictional torque characteristic of angular contact ball bearings[J].Journal of Mechanical Engineering,2011,47(5):114-120.

[8] 莫易敏,何超,高勇,等.负游隙对轮毂轴承摩擦力矩的影响研究[J].机械设计与制造,2019(1):16-19.  
MO Y M,HE C,GAO Y,et al.Research on effect of the negative clearance for the hub bearing friction torque[J].Machinery Design & Manufacture,2019(1):16-19.

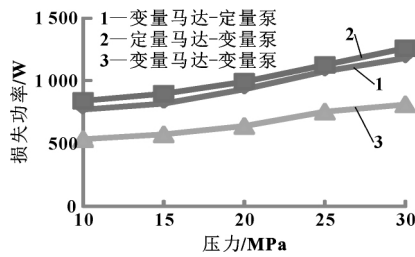


图 11 不同压力下系统功率损失

5 结论

(1) 通过实验验证了采用机械-液压系统可实现电机功率输出稳定,可提高电机运行效率,实现节能。

(2) 提出机械-液压系统参数设计方法,并对不同的液压系统组合结构进行对比研究,得到最佳的组合结构。

(3) 压力影响系统的能量损失和泵与马达的设计排量值,提高压力可降低泵和马达的全排量值,但损失增加,应在节约成本的前提下选择合适的工作压力。

参考文献:

[1] LI K ,HAN Y ,WANG T. A novel prediction method for down-hole working conditions of the beam pumping unit based on 8-directions chain codes and online sequential extreme learning machine [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering 2018 ,160: 285-301.

[2] LUO W ,WANG B ,ZHAO H S ,et al. Modeling and simulation of non-linear dynamic process of the induction motor system with fluctuating potential loads [J]. Science China Technological Sciences 2014 ,57( 9) : 1729-1737.

[3] FENG Z M ,TAN J J ,SUN Y N ,et al. 3D-dynamic modeling and performance analysis of service behavior for beam pumping unit [J]. Mathematical Problems in Engineering , 2018 ,2018: 1-7.

[4] 刘明皓. 常规游梁式抽油机自动平衡调节装置 [J]. 石油机械 ,2012 ,40( 7) : 100-102.

LIU M H. Design of the automatic balance regulating device for conventional beam pumping unit [J]. China Petroleum Machinery 2012 ,40( 7) : 100-102.

[5] 杜永军 ,于嘉骥. 抽油机游梁平衡自动调节系统的设计 [J]. 化工机械 ,2017 ,44( 1) : 52-53.

DU Y J ,YU J J. Design of auto-regulating system for beam-balanced pumping unit [J]. Chemical Engineering & Machinery 2017 ,44( 1) : 52-53.

[6] 徐金超. 游梁抽油机正扭矩调制方法及关键技术 [D]. 东营: 中国石油大学( 华东) ,2014.

[7] LIANG Y J ,WANG T J ,WANG X ,et al. Simulation research on hydraulic hybrid assistant beam pumping unit [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers ,Part C: Journal of Mechanical Engineering Science , 2016 ,230( 11) : 1795-1804.

[8] 董晗 ,刘昕晖 ,王昕 ,等. 并联式液压混合动力系统中蓄能器各主要参数对系统性能的影响 [J]. 吉林大学学报( 工学版) 2015 ,45( 2) : 420-428.

DONG H ,LIU X H ,WANG X ,et al. Impact of main parameters of accumulator on parallel hydraulic hybrid [J]. Journal of Jilin University ( Engineering and Technology Edition) 2015 ,45( 2) : 420-428.

( 责任编辑: 张楠)

( 上接第 72 页)

[9] 邓四二 ,李兴林 ,汪久根 ,等. 角接触球轴承摩擦力矩波动性分析 [J]. 机械工程学报 2011 ,47( 23) : 104-112.

DENG S E ,LI X L ,WANG J G ,et al. Analysis on the friction torque fluctuation of angular contact ball bearings [J]. Journal of Mechanical Engineering ,2011 ,47( 23) : 104-112.

[10] WANG B M ,GAO C ,WU Z X ,et al. Prediction of the friction torque in grease lubricated angular contact ball bearings using grey system theory [J]. Journal of Mechanical Science and Technology 2016 ,30( 5) : 2195-2201.

[11] 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 J ,HONG R J ,CHEN J ,et al. Effect of geometry parameters on friction torque of four point contact ball slewing bearings [J]. Bearing 2013( 5) : 1-6.

[12] TONG V C ,HONG S W. Improved formulation for running torque in angular contact ball bearings [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing ,

2018 ,19( 1) : 47-56.

[13] GONCALVES D ,COUSSEAU T ,GAMA A ,et al. Friction torque in thrust roller bearings lubricated with greases , their base oils and bleed-oils [J]. Tribology International , 2017 ,107: 306-319.

[14] 熊万里 ,赵紫生 ,周阳 ,等. 计入套圈变形和润滑影响的球轴承动刚度研究 [J]. 中国机械工程 ,2015 ,26( 11) : 1421-1428.

XIONG W L ,ZHAO Z S ,ZHOU Y ,et al. Research on dynamic stiffness of ball bearings considering ferrule deformation and elastohydrodynamic lubrication [J]. China Mechanical Engineering 2015 ,26( 11) : 1421-1428.

[15] 朱益利 ,金超武 ,许磊 ,等. 滚珠轴承力学模型的数值求解方法研究 [J]. 中国机械工程 ,2013 ,24( 4) : 427-431.

ZHU Y L ,JIN C W ,XU L ,et al. Numerical solution methods of ball bearing mechanics model [J]. China Mechanical Engineering 2013 ,24( 4) : 427-431.

( 责任编辑: 张楠)