

接触热阻对高速滚珠丝杠副温升特性的影响

姜歌东^{1,2}, 王 昊¹, 荆亚彬¹

(1. 西安交通大学 机械工程学院, 西安 710049; 2. 陕西省智能机器人重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 基于 MB 分形理论确定了滚道接触表面的接触热阻, 并建立了考虑接触热阻的高速滚珠丝杠副热分析有限元模型; 通过仿真计算, 分析了不同接触热阻下的滚珠丝杠副温升特性。结果表明: 丝杠的最高温度集中在前轴承处和滚珠滚道接合处, 滚珠和螺母的峰值温度集中在滚道中部。接触热阻值的变化对滚珠和螺母的稳态温度影响较为显著; 随着接触热阻值的增大, 滚珠和螺母的稳态温度均存在明显上升, 上述工作为研究高速滚珠丝杠的温升控制和冷却润滑方法提供了理论基础。

关键词: 机械工程; 滚珠丝杠副; 接触热阻; 有限元分析

中图分类号: TH132; TK121 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)06-1915-08

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230938

Influence of contact thermal resistance on temperature rise characteristics of high-speed ball screw

JIANG Ge-dong^{1,2}, WANG Hao¹, JING Ya-bin¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Shaanxi Provincial Key Laboratory of Intelligent Robots, Xi'an 710049, China)

Abstract: Based on the MB fractal theory, the contact thermal resistance of the raceway contact surface was determined, and a finite element model for thermal analysis of high-speed ball screw pairs considering contact thermal resistance was established. The temperature rise characteristics of ball screw pairs under different contact thermal resistances were analyzed through simulation calculations. The results indicate that the highest temperature of the screw is concentrated at the joint between the front bearing and the ball raceway, while the peak temperature of the ball and nut is concentrated in the middle of the raceway. The change in contact resistance has a significant impact on the steady-state temperature of the ball and nut. As the contact resistance increases, the steady-state temperatures of the ball and nut both increase significantly. The above work provides a theoretical basis for studying the temperature rise control and cooling lubrication methods of high-speed ball screws.

Key words: mechanical engineering; ball screw; contact thermal resistance; finite element analysis

收稿日期: 2023-09-05.

基金项目: 国家自然科学基金项目(U22B2081).

作者简介: 姜歌东(1971-), 女, 教授, 博士. 研究方向: 机械系统动力学及可靠性. E-mail: gdjiang@mail.xitu.edu.cn

0 引言

滚珠丝杠副具有定位精确、传动效率高的优点,广泛应用于数控机床进给驱动中^[1]。在进给系统高速工作过程中,支撑轴承和滚珠丝杠的摩擦热效应导致进给系统温升、产生热膨胀变形,进而降低其定位精度^[2]。因此,对高速滚珠丝杠副工作过程中的温升特性进行仿真分析具有重要意义。

滚珠丝杠副工作时产生的摩擦热主要通过滚珠-螺母/滚珠-丝杠的途径传递至外界并进行热交换,因此,滚道接触面的接触热阻对滚珠丝杠副是极为重要的热边界条件。目前,国内外学者们均对滚珠丝杠副的温升特性仿真和接触热阻计算进行了研究。

夏军勇等^[3]和 Su 等^[4]基于有限元分析分别探究了静态和瞬态滚珠丝杠受热源影响时产生的温度响应,但两者并未考虑不同接触面之间接触热阻的存在对温升的影响。Wang 等^[5]基于集总热容法分别对丝杠各个部分进行了解析建模,但是并未给出其各节点的接触热阻具体计算过程,同时在集总热容模型中,其等效质量的确定也较为复杂。

大多数学者仍选用有限元法对滚珠丝杠热特性进行分析,张义民等^[6]基于赫兹接触计算了滚珠与内、外滚道之间的接触热阻,并将其作为边界条件对滚珠丝杠副有限元模型进行了热特性分析,但其在计算热阻时并未考虑接触面的微观特征。Gao 等^[7,8]基于 MB 分形理论,在考虑接触表面微观特征的情况下获得了滚珠丝杠的接触热阻并建立有限元模型,分析了分形参数和轴向力对接触热阻的影响。但以上研究仅针对低速工况进行温升分析,未考虑接触热阻值变化对滚珠丝杠及内部滚珠温升特性的影响。

在考虑机床接合面的接触热阻值计算方面, Yang 等^[9]采用热结构有限元法分析了不同进给速度下机床的瞬态热变形和温度场。然而,在计算中没有给出接触热阻值的具体计算方法,直接设定机床接合面的接触热阻值为 $8\ 650\ \text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ 。Min 等^[10]通过考虑轴承与其壳体之间的接触热阻分析滚珠丝杠副的温度分布。其中,轴承外圈与外壳之间的接触热阻基于 Bossmanns 等^[11]的理论进行计算,通过建立与温度相关的间隙配合函数,计算相配合的两接合面之间的接触热阻值,但其

模型中的参数难以精确确定,且接触热阻模型的有效性并未得到验证。

本文将通过 MB 分形理论确定滚珠与丝杠和螺母之间的接触热阻,基于高速滚珠丝杠工况计算得到加载边界条件,建立并验证滚珠丝杠副热分析模型的有效性。同时,基于 ANSYS Workbench 软件对丝杠、螺母及滚珠的温度场进行仿真计算,通过改变滚动体与滚道之间的接触热阻值,分析接触热阻对滚珠丝杠副温升特性的影响。

1 滚珠丝杠副热边界条件的求解

1.1 基于分形理论的接触热阻计算方法

存在于机械结构中的接合面本质上都是不同粗糙程度的粗糙表面接触,实际接触只发生在接触面的较高微凸峰上^[12]。因此,两接合面之间必然存在一定间隙,在热量传递过程中,热量在通过接合面时产生温度降,进而对后续热分析产生影响。基于 MB 分形理论,对于两粗糙接触面,其表面上的接触热阻可表示为:

$$R = \frac{A_r^*}{L_g} \frac{2k_A k_B}{k_A + k_B} \quad (1)$$

式中: k_A 和 k_B 为两接触面的热传递系数; L_g 为空隙空间厚度,m。

$$L_g = 2 \left[z - \phi^{(D-2)(2-D)/4} G^{(D-1)} \left(\frac{4-2D}{D} \right)^{(2-D)/2} (A_r^*)^{(2-D)/2} Lu^{2-D} \right] \quad (2)$$

式中: p 为接合面上的压强,Pa; a_c^* 为无量纲临界接触面积, $a_c^* = 2a_c/Lu^2$; Lu 为微凸峰的高度,mm; A_r^* 为无量纲接触面积。

(1)当 $D < 1.5$ 时,

$$A_r^* = \left(\frac{3\sqrt{2\pi}}{4} \right)^{2/(3-D)} \left(\frac{Lu}{G} \right)^{(2D-2)/(3-D)} \cdot g_i(D) \left(\frac{p}{E} \right)^{2/(3-D)} \quad (3)$$

(2)当 $D = 1.5$ 时,

$$A_r^* = \frac{D}{A(4-2D)} \phi^{(2-D)/2} (a_1^{D/2} a_c^{(2-D)/2} + a_1) \quad (4)$$

式中: $a_c = G^2/(H/2E)^{2(D-1)}$; H 为接合面较低的材料硬度; E 为弹性模量,MPa; a_1 由式(5)可得:

$$p = \sqrt{\pi} G^{0.5} E a_1^{0.75} \ln \frac{a_1}{a_c} + 3k\sigma_y a_1^{0.75} a_c^{0.25} \quad (5)$$

ϕ 为域扩展因子,可表示为^[13]:

$$\phi^{\frac{2-D}{2}} - \left(1 - \phi^{\frac{D}{2}}\right)^{-\frac{2-D}{2}} = \frac{2-D}{2} \quad (6)$$

(3) 当 $D > 1.5$ 时,

$$A_r^* = [g_3(D)]^{-2/D} \left(\frac{p}{E}\right)^{2/D} \left\{ \frac{4}{3\sqrt{2\pi}} \left(\frac{G}{Lu}\right)^{D-1} \left\{ \frac{H}{E} g_2(D) \times (a_c^*)^{(2-D)/2} - g_1(D)(a_c^*)^{(3-2D)/2} \right\} \right\}^{-2/D} \quad (7)$$

$$g_1(D) = [(2-D)/D]^{D/2} D / (3-2D) \quad (8)$$

$$g_2(D) = [D/(2-D)]^{2-D/2} \quad (9)$$

$$g_3(D) = 2^{D/2} \phi^{(4-4D+D^2)/4} \quad (10)$$

$$g_4(D) = [g_1(D)g_3(D)\phi^{(D-2)(3-2D)/4}]^{2/(D-3)} [D/(4-2D)]^{(3-2D)/(3-D)} \quad (11)$$

式中: D 、 G 均为接触面的分形参数, m 。

1.2 滚珠丝杠副发热功率求解

滚珠丝杠副的温升主要包括滚珠与内外滚道之间的摩擦生热以及轴承摩擦力矩生热。同时,滚珠丝杠与外界空气接触也存在着对流换热。如何计算这些热源和换热,对轴承的温升特性分析起着极为重要的作用。

1.2.1 轴承摩擦热

滚动轴承摩擦热主要由滚动体与套圈之间的摩擦力及润滑剂的流体动力损耗产生,其发热功率 $Q_{b,f}$ 的计算公式为^[14]:

$$Q_{b,f} = 1.047 \times 10^{-4} n M \quad (12)$$

式中: n 为轴承转速, r/min ; M 为摩擦力矩, $N \cdot mm$, $M = M_1 + M_2$, 其中, M_1 为与轴承负荷有关的项,反映弹性滞后和局部差动滑动的摩擦损耗。

$$M_1 = f_1 P_1 d_m \quad (13)$$

式中: f_1 为与轴承类型及承受载荷有关的系数; P_1 为轴承工作时所受的载荷, N ; d_m 为轴承节圆, mm 。

M_2 与速度有关,主要由润滑剂的黏度和轴承转速确定,可表示为:

$$M_2 = \begin{cases} 10^{-7} f_0 (v n)^{\frac{2}{3}} d_m^3, & v n > 2000 \\ 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3, & v n < 2000 \end{cases} \quad (14)$$

式中: v 为工作温度下润滑剂的运动黏度, mm^2/s ; f_0 为与轴承类型和润滑有关的系数。

1.2.2 滚珠丝杠副摩擦热

滚珠丝杠副摩擦热的产生原理与轴承摩擦热基本相同,即丝杠和螺母分别相当于轴承的内圈和外圈,同时也应考虑由预紧力产生的附加摩擦力矩 M_3 ,其计算公式为:

$$Q_{g,f} = 1.047 \times 10^{-4} n (M_1 + M_2 + M_3) \quad (15)$$

其中,附加摩擦力矩计算公式为:

$$M_3 = \frac{F_p L}{2\pi \eta} (1 - \eta_s^2) \quad (16)$$

式中: F_p 为预紧力, N ; L 为导程, m ; η_s 为丝杠的传动效率。

1.2.3 电机发热

伺服电机的发热主要包括电损耗、机械损耗以及附加损耗等,其发热功率可由下式计算:

$$Q = \frac{M n}{9550} (1 - \eta_m) \quad (17)$$

式中: M 为伺服电机的输出扭矩, $N \cdot mm$; η_m 为伺服电机的机械效率。

1.3 滚珠丝杠副对流换热系数的求解

在考虑滚珠丝杠副时,由于丝杠、螺母、轴承以及轴承座部分会与空气产生对流换热,因此,螺母内侧和丝杠表面接收的滚珠摩擦产生热量将会通过与空气的对流换热传递至空气中。

由努谢尔准则可知,当周围空气流体静止时,即滚珠丝杠转速较慢时,可认为滚珠丝杠在工作过程中与外界空气进行自然对流换热。此时滚珠丝杠可简化为水平轴的自然对流热力学模型,在室温条件下空间自然对流的试验关联式为:

$$\begin{cases} Nu = c(Gr \cdot Pr)^n \\ Gr = \frac{g \alpha d^3 \Delta t}{v_a^2} \\ h = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \end{cases} \quad (18)$$

式中: Nu 为自然对流努谢尔系数; c 为空气的比热容; Pr 为普朗特数; α 为空气的体积膨胀系数; λ 为空气的导热系数, $W/(m \cdot K)$; v_a 为空气的运动黏度, m^2/s ; d 为滚珠丝杠的当量直径, m ; g 为重力加速度; h 为对流换热系数。

当主轴以一定的转速旋转时,与空气间的对流换热系数可由下式计算:

$$\begin{cases} Nu' = 0.133 Re^{\frac{2}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \\ Re = \omega \cdot d^2 / \nu \end{cases} \quad (19)$$

式中: Nu' 为强制对流换热努谢尔系数; Re 为雷诺

数; ω 为滚珠丝杠的角速度,rad/s;对于丝杠表面与空气对流传热系数, d 为丝杠外径;对于液冷丝杠内表面对流传热系数, d 为丝杠内径。

根据所给出的边界条件计算公式,可以计算出相应的温度边界条件,并将其加载至有限元边界上,从而进行稳态温度场分析。

2 滚珠丝杠模型验证及分析

2.1 中空液冷丝杠模型

中空液冷丝杠采用 W5010-647,此次仿真加载数值采用文献[15]的数值,轴承采用一端固定、一端支撑形式。液冷丝杠采用五号主轴,油为散热介质,丝杠最大外径为 50 mm,内径为 20 mm,丝杠总长度为 807 mm。当轴向负载为 10 kN、冷却液流速为 0.2 m/s、丝杠转速为 1 000 r/min 时,计算丝杠表面的温度场分布。

对丝杠模型进行网格划分,有限元建模采用 Solid186 实体单元,经过整体网格划分后,由图 1 可知,两侧轴承接合面处网格划分的质量较差。

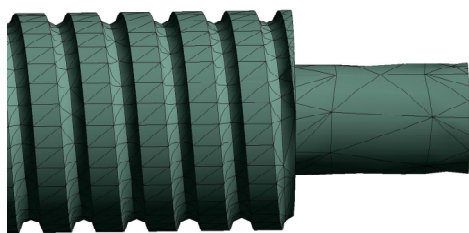


图 1 轴承接合处网格划分结果

Fig. 1 Grid division results at bearing joints

因此,对两侧轴承部分进行再次网格细化,基于 Face Meshing 进行局部尺寸控制以改善部分结构的表面网格质量,最终网格划分结果如图 2 所示。节点数为 216 742,单元数为 118 122。

2.2 仿真结果验证及分析

中空液冷丝杠稳态温度场分布如图 3 所示,

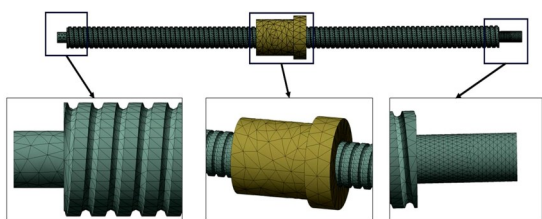


图 2 滚珠丝杠网格划分结果

Fig. 2 Mesh division results of ball screw

丝杠前、后轴承由于轴承摩擦热的影响均存在较大的温升。丝杠中部加载滚珠摩擦生热,因此温升较大,而由于空气对流换热和冷却液对流换热的影响,温度沿轴向向两侧递减。丝杠整体峰值温度发生在丝杠右侧前轴承处,温度峰值为 53.07 °C。

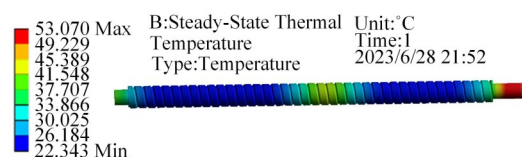


图 3 丝杠稳态温度场分布云图

Fig. 3 Cloud map of steady-state temperature field distribution of lead screw

选取滚珠丝杠中间螺母行程段进行分析,得到丝杠的表面温度随轴向距离变化的温度曲线(见图 4),其中,丝杠最左侧和最右侧表面温度分为 29.382 和 34.201 °C,随后沿着轴向向中间逐渐递减至 23.497 °C,而后达到丝杠峰值温度 42.03 °C。经过对比计算可知,丝杠两侧稳态温度、峰值温度以及峰值温度分布位置均与文献[15]相符,同时本文仿真结果与文献[15]计算结果误差在 1.2% 以内,因此,可认为本文建模方法具有良好的准确性和适用性。

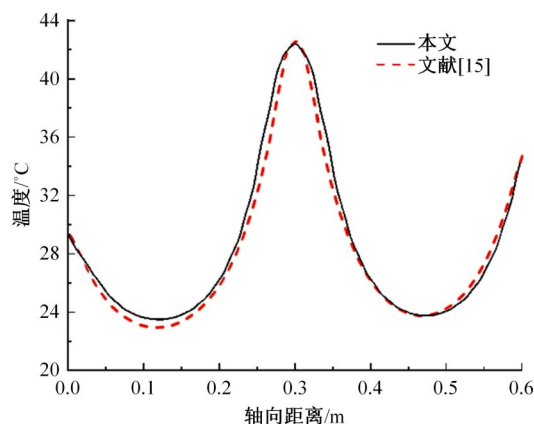


图 4 丝杠螺母行程段表面温度随轴向距离变化曲线

Fig. 4 Curve of surface temperature variation with axial distance in travel section of nut

3 考虑接触热阻的模型仿真及分析

3.1 滚珠丝杠参数及边界条件

本文所研究的丝杠副为 DGZ4020-4 型实心滚珠丝杠副,建模如图 5 所示,丝杠外径为 40 mm,丝杠总长度为 1 590 mm,丝杠导程为 20 mm,螺

母总长度为 90 mm,螺母外径为 70 mm,滚珠球径为 6.35 mm。为了保证结构整体的刚度,丝杠整体材料选用轴承钢,其主要材料参数见表 1。



图 5 滚珠丝杠副建模

Fig. 5 Modeling of ball screw

表 1 滚珠丝杠副材料参数

Table 1 Material parameters of ball screw	
参数	数值
密度/(kg·m ⁻³)	7 800
热膨胀系数/°C ⁻¹	1.15×10 ⁻⁵
杨氏模量/Pa	2.07×10 ¹¹
泊松比	0.3
热导率/[W·(m·°C) ⁻¹]	40.1
比热容/[J·(kg·°C) ⁻¹]	460

当轴向负载为 3 kN、丝杠转速为 3 000 r/min 时,通过式(12)~(19)可以求得边界条件的加载数值,将发热功率转换为发热率加载至丝杠螺母接合面和丝杠两端。滚珠丝杠副热边界加载条件如表 2 所示。

表 2 边界条件加载数值

Table 2 Boundary condition loading values	
边界条件	载荷数值
前轴承发热/(W·m ⁻²)	5 743
后轴承发热/(W·m ⁻²)	4 435
滚珠摩擦生热率/(W·m ⁻²)	8 860
丝杠与空气的对流换热率/[W·(m ² ·°C) ⁻¹]	75
初始温度/°C	22

通过式(1)~(12)对 5 个不同滚道接触表面的接触热阻值进行计算,求解的滚珠滚道接触热阻值如表 3 所示,其中,求解出的接触热阻的倒数即为加载热导率。

3.2 稳态温度场结果分析

选择 Workbench 的稳态仿真模块 Steady-

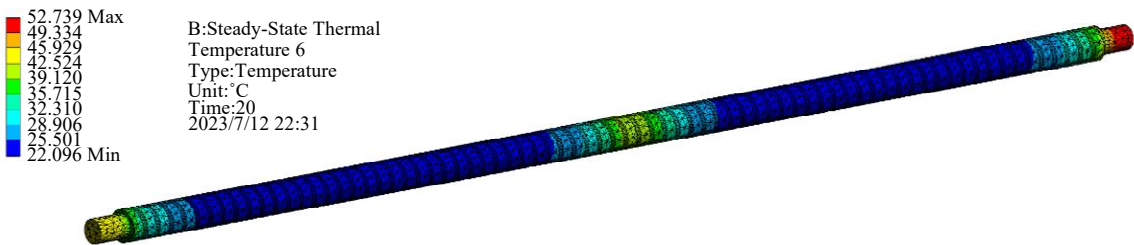


图 7 丝杠稳态温度场

Fig. 7 Steady state temperature field of screw

表 3 接触热阻加载数值

Table 3 Contact thermal resistance loading value		
组别	接触热阻值/[(m ² ·°C)·W ⁻¹]	热导率/[W·(m·°C) ⁻¹]
1	1.6×10 ⁻³	625.0
2	1.02×10 ⁻³	980.4
3	5.297×10 ⁻⁴	1 888
4	3.215×10 ⁻⁴	3 110
5	1.98×10 ⁻⁴	5 051

State Thermal对滚珠丝杠副进行温度仿真分析。其中,前、后轴承的生热选择加载至丝杠两侧。滚珠的摩擦热是由滚珠与丝杠滚道和螺母内圈滚道相互摩擦而产生,因此,将滚珠摩擦生热率加载至滚珠与内外滚道接合面处(见图 6)。

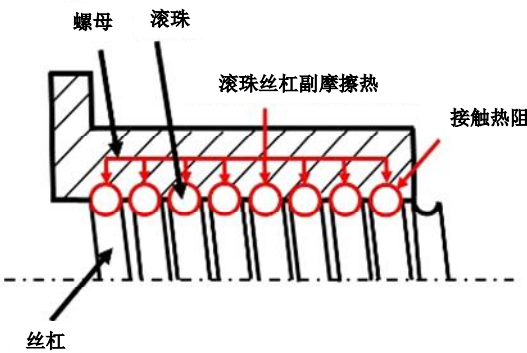


图 6 滚珠丝杠副摩擦生热有限元模型

Fig. 6 Finite element model of friction heat generation in ball screw

由于在工作时,滚珠丝杠副中螺母和丝杠接合部分与空气接触面积十分有限,所以对换热仅加载至螺母和丝杠外侧,螺母和丝杠接合部分不考虑对流换热。仿真时间设置为 20 s,此时滚珠丝杠副温度达到稳态,不再发生改变。其中,热导率设置为 3 110 W/(m²·°C)时,滚珠丝杠副、丝杠、螺母和滚珠的稳态温度场如图 7~图 9 所示。

B:Steady-State Thermal
Temperature 5
Type:Temperature
Unit:°C
Time:20
2023/7/12 22:31

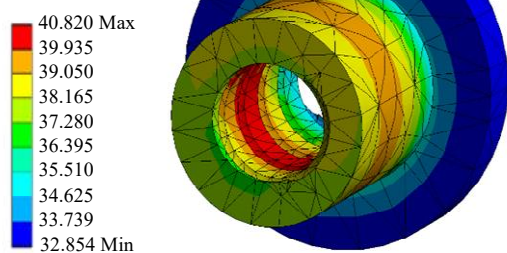


图 8 螺母稳态温度场

Fig. 8 Steady state temperature field of nuts

B:Steady-State Thermal
Temperature 7
Type:Temperature
Unit:°C
Time:20
2023/7/12 21:36

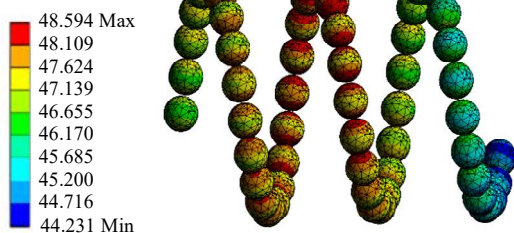


图 9 接合面滚珠稳态温度场

Fig. 9 Steady state temperature field of joint surface ball

由图 7~图 9 可知,由于轴承热和滚珠摩擦热的影响,丝杠的最高温度集中在前轴承处和滚珠滚道接合处,螺母的最高温度集中在内部滚道接合处。而滚珠的温升在中间最高,且越靠近两侧温升越低。这是由于,外侧滚珠与丝杠和螺母两端距离较近,因此,产生的热量更容易传递至螺母和丝杠两端,并与外界空气进行对流换热,从而导致温升较低。

3.3 接触热阻对滚珠丝杠副温升的影响分析

当改变滚珠与内外滚道接合面的接触热阻值时,滚珠丝杠副整体温度场也发生了改变,因此,需要对丝杠各部分温升进行定量分析。选取滚珠丝杠中间螺母工作段进行温度分析,得到丝杠表面温度从前轴承到后轴承随轴向距离变化的曲线,如图 10 所示。通过比较分析可知,当选用接触面 3,即接触热阻值为 $3.215 \times 10^{-4} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ 时,丝杠的温度在中间存在峰值为 39.933°C 。同时,分别位于前轴承处和后轴承处的温度由于轴承摩擦热的影响,温度分别达到 41.575°C 和

37.393°C 。其中,最高温度总是出现在前轴承处,这是由于电机和轴承生热叠加,导致温升较大。但由于丝杠与空气的接触面积较大,热对流较为明显,因此,丝杠温升随接触热阻值的变化在 0.05°C 以内,温升变化较小。

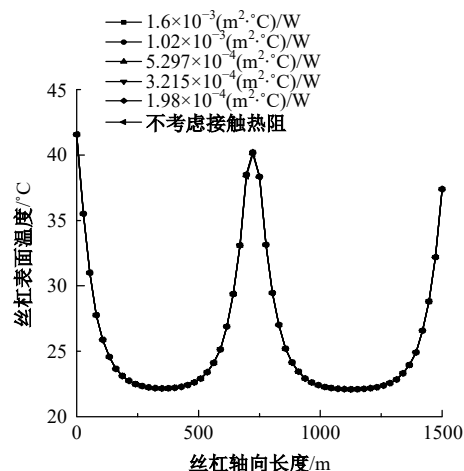


图 10 接触热阻值不同时丝杠轴向表面温度变化

Fig. 10 Changes in axial surface temperature of screws under different contact thermal resistance values

对接合面处滚珠每隔 4 个滚珠进行编号,如图 11 所示,对 12 组滚珠的峰值温度进行对比分析,结果如图 12 所示。

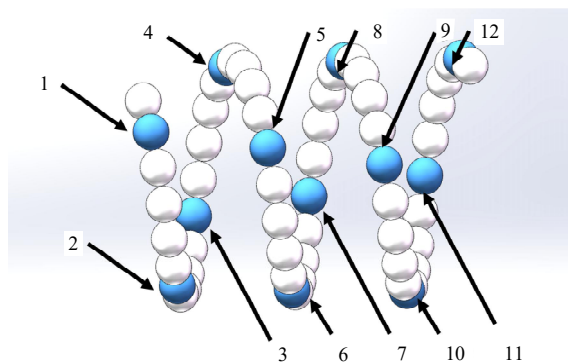


图 11 滚珠位置序号

Fig. 11 Ball position serial number

仿真结果表明:滚珠峰值温度通常出现在第 36 个滚珠附近,因此,滚珠在中部温升较大,当接触热阻值增加,即热导率降低时,滚珠温度存在明显上升。峰值温度也从 45.307°C 提升至 75.819°C ,这是由于,接触热阻会阻碍热量从滚珠传递至螺母和丝杠,进而与空气对流换热,因此,滚珠摩擦热较多地积累在滚珠与内外滚道处,从而导致滚珠温度升高;而不考虑接触热阻时,滚珠摩擦热能够更有效地传递至外界,此时滚珠与

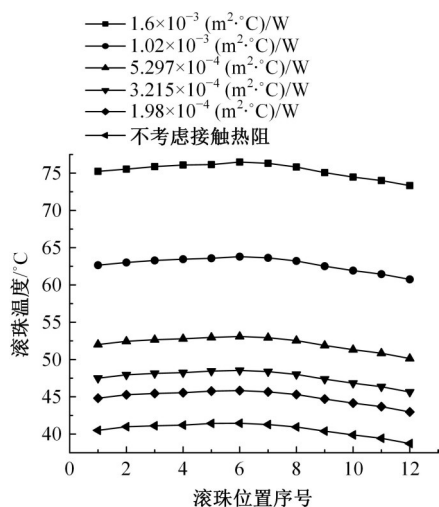


图12 接触热阻对不同位置滚珠温升的影响
Fig. 12 Influence of contact thermal resistance on temperature rise of ball at different positions

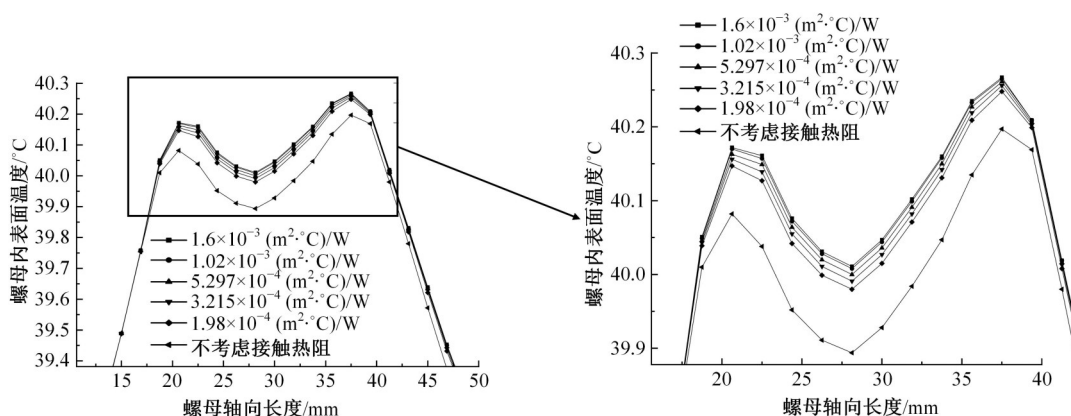


图13 螺母内表面温度随轴向距离变化曲线

Fig. 13 Curve of temperature change on the inner surface of nuts with axial distance variation

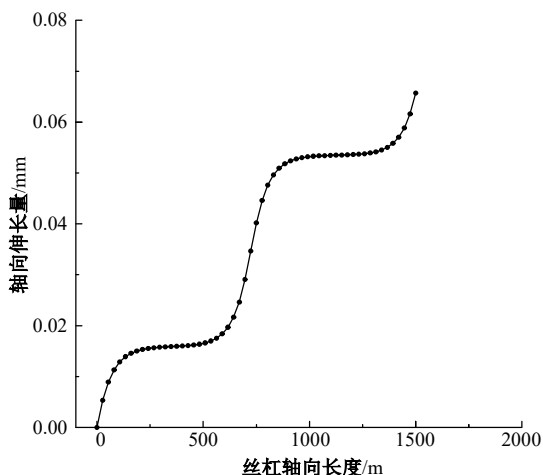


图14 丝杠热伸长量随轴向距离变化曲线

Fig. 14 Curve of thermal elongation of screw with axial distance variation

滚道接触面不存在温度差,其峰值温度为41.449℃。

选取螺母中间段温升进行分析,得到螺母内表面温度沿轴向距离变化的曲线(见图13)。可见:螺母的峰值温度出现在螺母轴向长度分别为20 mm和40 mm附近;而由于螺母法兰一侧与空气接触面积较大,因此,其温升相较于另一侧较低,温度相差4.39~4.436℃。同时,当接触热阻值提升时,由于滚珠温度明显升高,也导致了螺母的轴向峰值温度从40.17℃提升至40.267℃。

3.4 滚珠丝杠热变形结果分析

通过上文分析可知,丝杠存在3个峰值温度,如图14所示,丝杠在0、700、1500 mm位置处由于较高的温升,其热变形也较大增加。但由于丝杠与空气的热对流较为明显,因此丝杠随接触热阻值的温升变化较小,这也导致其热变形随接触热阻的变化较小。

4 结论

(1)通过对丝杠的稳态温度场进行仿真计算,可知丝杠的最高温度集中在前轴承处和滚珠滚道接合处,螺母的最高温度集中在内部滚道接合处。而滚珠的温升在中间部分最高,且越靠近两侧温升越低。

(2)丝杠和螺母在各轴向位置的温升存在较大不同,丝杠表面温度场存在3个峰值,分别位于前、后轴承和螺母处,而螺母内表面温度场存在2个峰值,同时由于螺母法兰一侧与空气接触面积较大,其温升也相较于另一侧较低。

(3)当接触热阻值增大时,丝杠由于对流换热面积大和轴承摩擦热的影响,其温升和热变形变

化较小。螺母的整体温度存在一定上升,滚珠整体温度也存在明显上升,这将导致丝杠内部润滑状态恶化。因此,在考虑丝杠退化性能时,需要十分注重接触热阻的影响。

参考文献:

- [1] 刘璐,周华西,陈传海,等. 基于竞争失效模型的滚珠丝杠副可靠性设计建模[J]. 吉林大学学报:工学版, 2022, 52(2): 458-465.
Liu Lu, Zhou Hua-xi, Chen Chuan-hai, et al. Reliability design model of ball screws based on competition failure[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2022, 52(2): 458-465.
- [2] 程强,王畅,齐宝宝,等. 虑及结构参数误差的滚珠丝杠接触载荷建模与分析[J]. 吉林大学学报:工学版, 2022, 52(2): 353-360.
Cheng Qiang, Wang Chang, Qi Bao-bao, et al. Modeling and analysis of contact load of ball screw with error of structural parameters[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2022, 52(2): 353-360.
- [3] 夏军勇,吴波,胡友民,等. 多变化热源下的滚珠丝杠热动态特性[J]. 中国机械工程, 2008(8): 955-958.
Xia Jun-Yong, Wu Bo, Hu You-min, et al. The thermal dynamic characteristic of ball-screw under the variational muti-thermal source[J]. China Mechanical Engineering, 2008(8): 955-958.
- [4] Su D X, Li Y, Zhao W H, et al. Transient thermal error modeling of a ball screw feed system[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2023, 124(7/8): 2095-2107.
- [5] Wang H T, Li F H, Cai Y L, et al. Experimental and theoretical analysis of ball screw under thermal effect[J]. Tribology International, 2020, 152: No. 106503.
- [6] 张义民,王孟卓,李铁军. 不同温升下受轴向载荷的球轴承内部接触热阻计算方法[J]. 机械设计与制造, 2021(5): 128-132.
Zhang Yi-min, Wang Meng-zhuo, Li Tie-jun. Internal contact thermal resistance calculation method of ball bearings subjected to axial load at different temperatures rise[J]. Machinery Design & Manufacture, 2021(5): 128-132.
- [7] Gao X S, Ma J Q, Li Q, et al. Modeling of thermal contact resistance of ball screws considering the load distribution of balls[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2021, 13(4): 1-13.
- [8] Gao X S, Wang M, Liu X B. Modeling and application of thermal contact resistance of ball screws[J]. Journal of Central South University, 2019, 26(1): 168-183.
- [9] Yang J, Zhang D S, Mei X S, et al. Thermal error simulation and compensation in a jig-boring machine equipped with a dual-drive servo feed system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2014, 229(1): 43-63.
- [10] Min X, Jiang S. A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225: 186-193.
- [11] Bossmanns B, Tu J F. A thermal model for high speed motorized spindles[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1999, 39(9): 1345-1366.
- [12] 葛世荣,朱华. 摩擦学的分形[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.
- [13] 王润琼,朱立达,朱春霞. 基于域扩展因子和微凸体相互作用的结合面接触刚度模型研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(19): 88-95.
Wang Run-qiong, Zhu Li-da, Zhu Chun-xia. Investigation of contact stiffness model for joint surfaces based on domain expansion factor and asperity interaction[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(19): 88-95.
- [14] Liu J L, Ma C, Wang S L, et al. Thermal boundary condition optimization of ball screw feed drive system based on response surface analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 121: 471-495.
- [15] 胡冕,丁晓红. 热管滚珠丝杠热性能仿真和实验[J]. 中国机械工程, 2020, 31(20): 2445-2453.
Hu Mian, Ding Xiao-hong. Numerical and experiental investigations of thermal performance for heat pipe ball screws[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(20): 2445-2453.