

行星滚柱丝杠滚滑运动机理分析及试验

刘志峰^{1,2}, 李伟宁¹, 齐宝宝^{1,2,3}, 陈传海^{1,2,3}, 侍威⁴,
张兆晶⁴, 谭晓庆⁵, 郭昌军⁶

(1. 吉林大学 数控装备可靠性教育部重点实验室, 长春 130022; 2. 吉林大学 吉林省高端数控装备先进制造与智能技术重点实验室, 长春 130022; 3. 吉林大学 重庆研究院, 重庆 401120; 4. 北京精密机电控制设备研究所, 北京 100076; 5. 陕西汉江机床有限公司, 陕西 汉中 723003; 6. 郑州轻工业大学 机电工程学院, 郑州 450002)

摘要:在考虑负载变形对接触状态影响的基础上,建立了虑及螺纹副负载变形的行星滚柱丝杠滚滑运动学模型,提出了基于运动协调条件的滚滑机理分析方法。依托滚柱丝杠运动特性试验平台,试验验证了滚滑运动机理分析模型,并量化揭示了滚动-滑动耦合运动机理。研究表明:轴向载荷的增加会显著加剧螺纹副的负载变形,导致滚动速度分量平均增大0.106%的同时滑动速度激增19.012%,从而使得滚滑性能下降,摩擦磨损加剧,进而影响滚柱丝杠的使用寿命。本研究揭示了行星滚柱丝杠的滚动-滑动耦合作用机制,为开展行星滚柱丝杠的结构优化与增滚降滑调控提供了理论依据与数据支撑,对提升其传动性能具有借鉴意义与参考价值。

关键词:机械设计及理论;滚柱丝杠;滚滑机理;负载变形

中图分类号:TH132.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2025)09-2892-10

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20250446

Mechanism analysis and experimental of rolling-sliding motion in planetary roller screw

LIU Zhi-feng^{1,2}, LI Wei-ning¹, QI Bao-bao^{1,2,3}, CHEN Chuan-hai^{1,2,3}, SHI Wei⁴,
ZHANG Zhao-jing⁴, TAN Xiao-qing⁵, WU Chang-jun⁶

(1. Key Laboratory of CNC Equipment Reliability, Ministry of Education, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. Jilin Key Laboratory of Advanced Manufacturing and Intelligent Technology for High-end CNC Equipment, Changchun 130022, China; 3. Chongqing Research Institute, Jilin University, Chongqing 401120, China; 4. Beijing Research Institute of Precise Electro Mechanicals and Controls, Beijing 100076, China; 5. Shaanxi Hanjiang Machine Tool Co., Hanzhong 723003, China; 6. College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: On the basis of considering the influence of load deformation on the contact state, a planetary roller screw rolling kinematics model considering the load deformation of thread pairs was established, and a rolling mechanism analysis method based on motion coordination conditions was proposed. Relying on a

收稿日期:2025-04-12.

基金项目:国家重点研发计划项目(2023YFB3406400);国家自然科学基金项目(52305261);重庆市自然科学基金面上项目(CSTB2023NSCQ-MSX0473).

作者简介:刘志峰(1973-),男,教授,博士.研究方向:高端数控装备可靠性与精度保持性.E-mail: lzfjlu@jlu.edu.cn

通信作者:齐宝宝(1991-),男,副教授,博士.研究方向:高端数控机床及关键功能部件可靠性技术、设计优化.

E-mail: qibaobao@jlu.edu.cn

dedicated experimental platform for evaluating the motion characteristics of roller screws, the proposed analytical model of rolling-sliding motion was experimentally validated, and the coupled rolling-sliding mechanism was quantitatively revealed. The results indicate that increasing axial load significantly intensifies load-induced deformation within the thread pair, resulting in an average increase of 0.106% in the rolling velocity component and a dramatic increase of 19.012% in the sliding velocity component. This study elucidates the rolling-sliding coupling mechanism of planetary roller screws and provides both theoretical foundations and data support for structural optimization and rolling-enhancement/sliding-reduction strategies, offering valuable insights for improving transmission performance.

Key words: mechanical design and theory; roller screw; rolling and sliding mechanism; load-induced deformation

0 引言

行星滚柱丝杠是一种能实现旋转运动和直线运动相互转换的传动机构,具有精度高、承载能力强的特点^[1],被广泛应用于人形机器人^[2,3]、航空航天器械^[4,5]以及高端数控机床领域^[6,7]。由于滚柱、丝杠和螺母的螺旋升角之间存在差异,导致滚柱的旋转轴与螺纹副接触面的主要应力轨迹不共线。这种运动学约束会在滚柱与丝杠的接触面引发旋转滑动运动,从而形成一种兼具滚动和滑动的混合运动模式。关键的是,滑动成分不仅加剧了摩擦力,加快了磨损速度,还削弱了其承载能力,降低了动力传输效率。因此,建立行星滚柱丝杠的滚动滑动运动模型,并研究各种因素对滚动滑动运动的影响,有助于揭示行星滚柱丝杠的滚动滑动运动机制。

然而,滚柱丝杠在运行过程中不可避免地承受轴向载荷。在轴向载荷作用下,螺纹牙之间会产生负载变形,进而影响滚柱丝杠接触特性。马尚君等^[8]开发了一个考虑误差的滚柱丝杠螺纹牙接触载荷模型,揭示了不对称的载荷分布模式。张文杰等^[9]对不同工况下的接触载荷分布进行了建模分析。付晓军等^[10]在此基础上建立了考虑滚柱偏斜的多滚柱静力学模型。为了优化载荷均匀性,郭辉等^[11]引入了一种螺纹牙修形方法,旨在降低载荷分布不均匀性。与此同时,Abevi等^[12,13]专注于反向行星滚珠丝杠的静态分析,而Jones和Velinsky^[14]则采用直接刚度法进行接触载荷建模。这些研究为分析接触载荷分布和负载变形提供了基础,为滚珠丝杠传动机制的进一步分析提供了支持。

国内外针对滚柱丝杠滚滑机理分析的研究主

要是从建立单纯的滚动模型发展到建立滚滑共存的模型,Hojjat等^[15]指出滚柱与丝杠在啮合传动时有产生相对滑动的趋势,并在此基础上确立了滚柱的轴向位移公式,但其所建立的运动学模型仍属于纯滚动模型。Velinsky等^[16]建立了考虑滑动的滚柱丝杠运动学模型,并对丝杠侧的滚滑机理进行了分析。Sandu等^[17]建立了丝杠滚柱的螺纹表面曲面方程,将滚柱丝杠接触点坐标的求解问题转化为曲面间接触点坐标的求解问题,从而得出了一种计算滚柱丝杠接触点坐标的方法。在此基础上,Sandu等^[18]还提出将保持架坐标系作为参考坐标系,建立了更为完备的滚柱丝杠滚滑模型。马尚君等^[19]考虑到弹性变形会对滚柱丝杠接触点位置产生影响,从而将弹性变形考虑到滚柱丝杠滚滑模型中,并分析了螺旋升角等结构参数对滑移率的影响。

然而,现有关于滚滑机理的研究缺乏对负载变形如何影响传动特性进行的分析。因此,本文通过分析滚柱丝杠负载下的接触状态,构建了考虑负载变形的滚滑机理分析模型,并进行试验研究,验证了本文滚滑模型的正确性。基于此,对不同工况下负载变形对滚滑运动的影响进行深入分析,为后续开展不同型号行星滚柱丝杠的优化设计提供了理论依据和数据支撑。

1 滚柱丝杠负载下的接触状态

为研究滚柱丝杠负载下的接触状态,需先对滚柱丝杠的组成部分进行分析,行星滚柱丝杠主要由丝杠、滚柱、保持架以及螺母构成。滚柱丝杠运行中承担轴向负载,如图1所示。

第 i 根滚柱上第 j 个螺纹牙的等效法向接触变形如下:

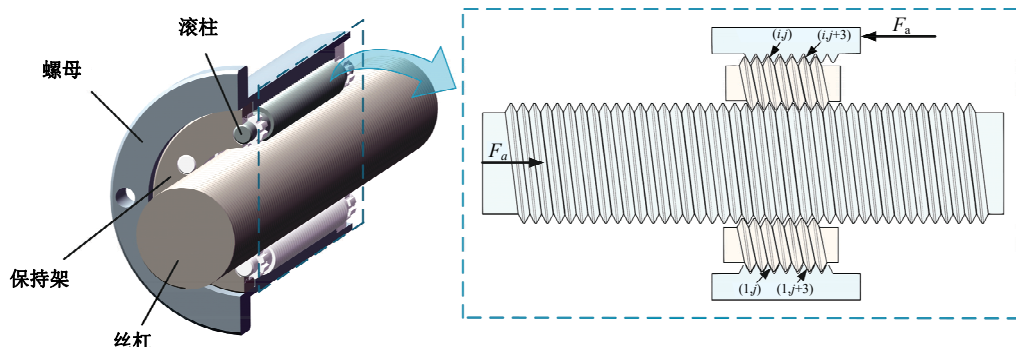


图 1 滚柱螺纹牙示意图

Fig. 1 Schematic diagram of roller threaded teeth

$$\delta_{n(i,j)}^E = \delta_{a(i,j)}^E \sin \beta / \cos \lambda = \frac{F_a \cdot L_r \sin \beta}{E \cdot A \cdot N \cdot n_t \cos \lambda} \quad (1)$$

式中: $\delta_{a(i,j)}^E$ 为第 i 根滚柱第 j 个螺纹牙的等效轴向接触变形; F_a 为滚柱丝杠受到的轴向负载; L_r 为滚柱长度; E 为弹性模量; A 为截面面积; N 为滚柱个数; n_t 为柱螺纹牙个数; β 为接触角; λ 为螺旋升角。

基于 Herz 接触理论, 可以得到第 i 根滚柱第 j 个螺纹牙的等效法向接触力 $Q_{n(i,j)}^E$ 如下:

$$\begin{cases} Q_{n(i,j)}^E = \left(\frac{\delta_{n(i,j)}^E}{K_m + K_r} \right)^{3/2} \\ K_{ri} = \frac{K_{ei}}{\pi m_{ai}} \sqrt[3]{\frac{9 \sum \rho_i}{4} \left(\frac{1 - \mu_r^2}{E_r} + \frac{1 - \mu_i^2}{E_i} \right)} \end{cases} \quad (2)$$

式中: i 可取 s 或 n , 代表丝杠或螺母; μ_r, μ_i, E_r, E_i 分别为滚柱及丝杠或螺母的泊松比和弹性模量; $\sum \rho_i$ 为丝杠或螺母与滚柱接触曲面主曲率之和。另外, $K_e / \pi m_a$ 的值可以由曲率差函数 $F(\rho)$ 得到。

根据受力平衡, 滚柱丝杠等效接触力与轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 的关系如下:

$$\begin{cases} F_a - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{n_t} Q_{n(i,j)}^E \sin \beta \cos \lambda = 0 \\ F_r - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{n_t} Q_{n(i,j)}^E \cos \beta \cos \varphi_j = 0 \end{cases} \quad (3)$$

滚柱两侧螺纹牙总轴向变形如图 2 所示。

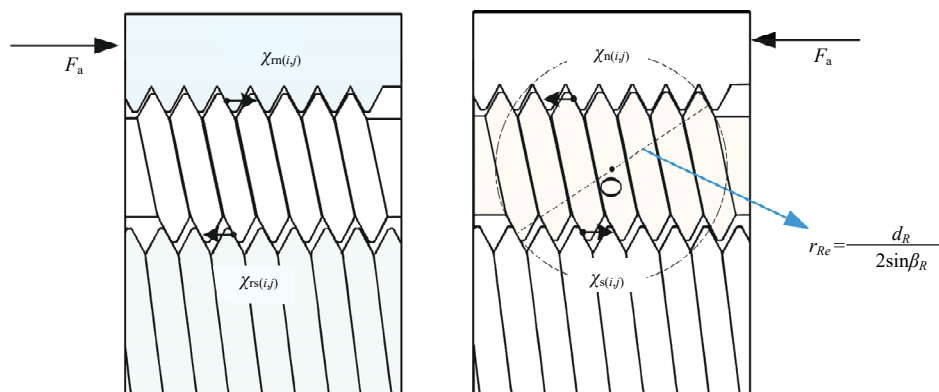


图 2 滚柱两侧接触变形

Fig. 2 Contact deformation on both sides of the roller

$$\begin{aligned} \chi_{(i,j)} = & \frac{1}{\sin \beta \cos \lambda} (\delta_{sr(i,j-1)} - \delta_{sr(i,j)}) + \\ & \frac{1}{\sin \beta \cos \lambda} (\delta_{rm(i,j-1)} - \delta_{rm(i,j)}) \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $\chi_{(i,j)}$ 为第 i 根滚柱第 j 个螺纹牙处的螺纹牙总轴向接触变形; $\delta_{sr(i,j-1)}, \delta_{sr(i,j)}$ 分别为第 i 根滚柱与丝杠接触第 $j-1$ 段、第 j 段螺纹牙处的总轴向接触变形; $\delta_{rm(i,j-1)}, \delta_{rm(i,j)}$ 分别为第 i 根滚柱与螺母

接触第 $j-1$ 段、第 j 段螺纹牙处的总轴向接触变形。

丝杠侧及螺母侧螺纹牙的总轴向变形和为:

$$\begin{aligned} \chi_{(i,j)} = & \chi_{s(i,j)} + \chi_{n(i,j)} = \\ & \frac{F_{s(i,j)} p}{2 E_s A_s} + \frac{F_{n(i,j)} p}{2 E_n A_n} = \frac{F_{n(i,j)} p (A_s + A_n)}{2 E_s A_s A_n} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $\chi_{s(i,j)}, \chi_{n(i,j)}$ 分别为第 i 根滚柱第 j 个螺纹牙对应的丝杠侧螺纹牙轴向变形、螺母侧螺纹牙轴向

变形; $F_{s(i,j)}$ 、 $F_{n(i,j)}$ 分别为第 i 根滚柱第 j 个螺纹牙在丝杠侧轴向接触力、螺母侧轴向接触力; E_s 、 E_n 分别为丝杠、螺母的弹性模量; A_s 、 A_n 分别为丝杠、螺母的截面面积; p 为螺距。

第 i 根滚柱第 j 个螺纹牙处在丝杠与螺母侧的轴向接触力 $F_{s(i,j)}$ 、 $F_{n(i,j)}$ 状态如图3所示, 计算公示如下所示:

$$F_{s(i,j)} = F_{n(i,j)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=j}^l Q_{n(i,k)} \sin \beta \cos \lambda \quad (6)$$

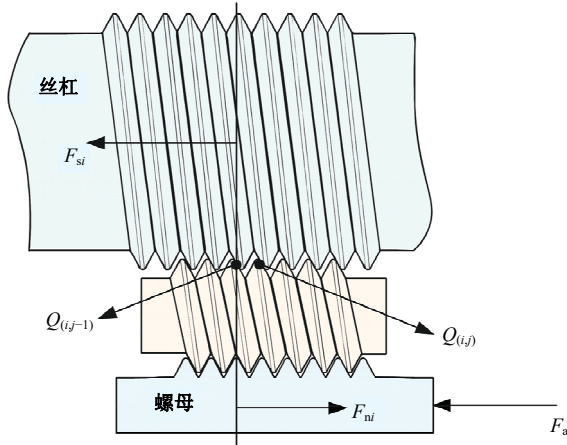


图3 轴向接触力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of axial contact force

滚柱侧螺纹牙总轴向变形应等于丝杠侧及螺母侧螺纹牙的总轴向变形之和。

$$\frac{1}{\sin \beta \cos \lambda} (\delta_{n(i,j-1)} - \delta_{n(i,j)}) = \frac{F_{n(i,j)} p (A_s + A_n)}{2E_s A_s A_n} \quad (7)$$

则 $Q_{n(i,j-1)}$ 与 $Q_{n(i,j)}$ 之间的迭代关系如下:

$$Q_{n(i,j)}^{2/3} = Q_{n(i,j-1)}^{2/3} - \frac{(\epsilon_{(i,j-1)} - \epsilon_{(i,j)}) \sin \beta \cos \lambda}{K_{rs} + K_m} - \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{k=j}^l Q_{n(i,k)} \sin^2 \beta \cos^2 \lambda p (A_s + A_n)}{2E_s A_s A_n (K_{rs} + K_m)} \quad (8)$$

滚柱丝杠受载后, 变形主要分为轴段变形、螺纹牙变形及螺纹牙接触变形。轴端变形对螺纹牙的轴向变形与径向变形影响不大, 在这里主要考虑螺纹牙变形和螺纹牙接触变形。

螺纹牙变形 δ_i^a 计算方式如下:

$$\delta_i^a = \delta_i^1 + \delta_i^2 + \delta_i^3 + \delta_i^4 \quad (9)$$

螺纹牙变形 δ_i^a 主要分为四方面^[1], 包括弯曲变形 δ_i^1 (8)、剪力变形 δ_i^2 、牙根倾斜变形 δ_i^3 及牙根剪切变形 δ_i^4 。

螺纹牙接触变形可分别由式(10)计算得到。

$$\delta_{ir}^a = \frac{2K_e}{\pi m} \cdot \left(\frac{3F_n E'}{2 \sum \rho} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sum \rho}{2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \lambda \quad (10)$$

式中: F_n 为法向载荷; E' 为当量弹性模量。

2 考虑滚柱丝杠负载变形的滚滑运动建模

在标准式滚柱丝杠中, 丝杠与滚柱之间靠螺纹进行啮合传动, 丝杠侧接触点会出现滑动。为分析滚-滑运动, 先建立相关坐标系, 包括丝杠自转坐标系、滚柱自转坐标系及保持架坐标系, 如图4所示。

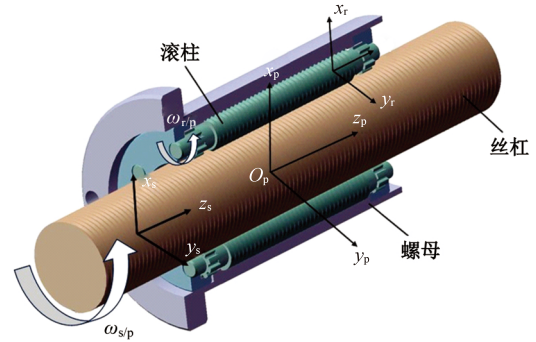


图4 滚柱丝杠坐标系关系示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the relationship between the coordinate system of roller screws

图4中, $\omega_{s/p}$ 为丝杠相对于保持架的角速度, $\omega_{r/p}$ 为滚柱相对于保持架的角速度。点 E 为丝杠与滚柱之间的接触点。

由于螺纹存在螺旋升角 β , 将 XOZ 坐标旋转一个 β 角度, 将旋转后形成的新坐标系定义为 XOZ' 坐标系, 如图5所示。

由此可得丝杠滚柱螺纹曲面坐标方程如下:

$$\begin{cases} z_{ms} = \frac{1}{\cos \beta_s} (K + r_{Bs} \cos \alpha_n - \sqrt{r_{Bs}^2 - r_{ms}^2}) + \frac{\theta_{ms} l_s}{2\pi} \\ z_{mr} = \frac{1}{\cos \beta_r} (K - (r_{mr} - r_{Tr}) \tan \alpha_n) + \frac{\theta_{mr} l_r}{2\pi} \end{cases} \quad (11)$$

式中: β_s 、 β_r 分别为丝杠螺旋升角和滚柱螺旋升角; l_s 、 l_r 分别为丝杠导程和滚柱导程; α_n 为压力角; r_{ms} 、 r_{mr} 分别为丝杠滚柱接触点处在丝杠侧和滚柱侧的接触半径; θ_{ms} 、 θ_{mr} 分别为丝杠滚柱接触点处在丝杠侧和滚柱侧的接触偏角; $K = 0.25p \cos \beta$, $r_{Bs} = r_{Ts} / \sin \alpha_n$, r_{Bs} 为丝杠螺纹圆弧半径; r_{Ts} 、 r_{Tr} 分别为丝杠和滚柱的公称半径。

负载变形对接触点位置坐标的影响主要体现

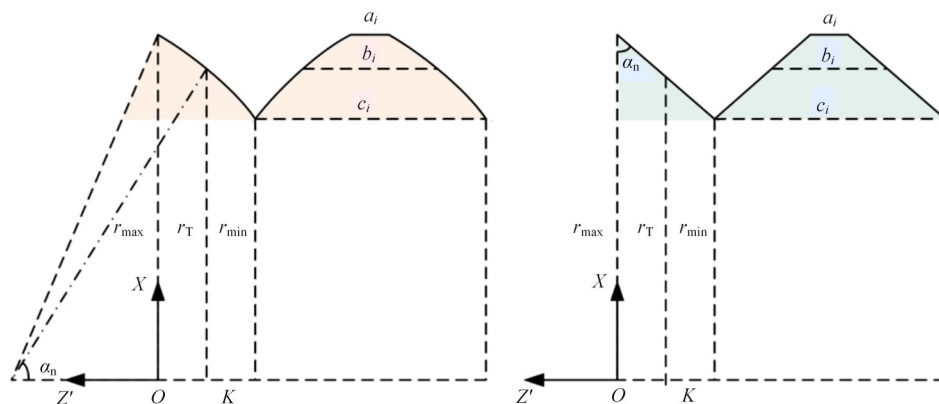


图5 滚柱丝杠螺纹牙截面示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the thread tooth cross-section of the roller lead screw

在弹性变形对螺纹曲面方程上。在轴向变形 δ_a 的作用下,螺纹牙处坐标系发生偏移,从而导致坐标变换和螺纹曲面方程的变化。

当前滚柱丝杠、滚柱为三角形牙型,丝杠螺母为圆弧形牙型,则考虑负载变形的丝杠和滚柱螺纹曲面方程如下:

$$\begin{cases} z_{ms} = \frac{\gamma}{\cos \beta} (K - r_{bs} \cos \alpha_n + \delta_R^a + \sqrt{r_{bs}^2 - r_{ms}^2}) + \frac{\theta_{ms} l}{2\pi} \\ z_{mr} = \frac{\gamma}{\cos \beta} [K + \delta_R^a - (r_{mr} - r_{Tr}) \tan \alpha_n] + \frac{\theta_{mr} l}{2\pi} \end{cases} \quad (12)$$

式中: δ 为螺纹导程; δ_R^a 为滚柱所受到的轴向接触变形。

丝杠与滚柱间接触点的求解,本质上是两个螺纹曲面之间接触点的求解。在丝杠(滚柱)自转坐标系下,螺纹曲面方程可统一为如下形式:

$$z(r, \theta) = \frac{\gamma}{\cos \beta} h(r) + \frac{\theta l}{2\pi} \quad (13)$$

式中: $\gamma = -1$ 代表螺纹顶面, $\gamma = +1$ 代表螺纹底面; r 为螺纹曲面点坐标极半径; θ 为螺纹曲面点坐标极角; $h(r)$ 为关于 r 的函数,与螺纹的凹凸性相关。

根据丝杠滚柱螺纹牙接触点处几何关系可得:

$$\begin{bmatrix} r_{ES} & 0 \\ 0 & r_{ES} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_{ES} \\ \sin \theta_{ES} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} r_{ER} & 0 \\ 0 & r_{ER} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_{ER} \\ \sin \theta_{ER} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中: r_{ES} 、 r_{ER} 分别为接触点丝杠侧和滚柱侧的接触半径; θ_{ES} 、 θ_{ER} 分别为接触点丝杠侧和滚柱侧的接触偏角; d 为丝杠滚柱轴线之间的距离。

由于接触点两侧法向量相反,可得:

$$\left(\frac{h'_1}{\cos \beta_s} \right)^2 + \left(\frac{l_s}{2\pi r_{ES}} \right)^2 = \left(\frac{h'_2}{\cos \beta_r} \right)^2 + \left(\frac{l_r}{2\pi r_{ER}} \right)^2 \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\gamma_1 h'_1}{\cos \beta_s} - \frac{l_s}{2\pi r_{ES}} \\ \frac{l_s}{2\pi r_{ES}} - \frac{\gamma_1 h'_1}{\cos \beta_s} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_{ES} \\ \sin \theta_{ES} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\gamma_2 h'_2}{\cos \beta_r} - \frac{l_r}{2\pi r_{ER}} \\ \frac{l_r}{2\pi r_{ER}} - \frac{\gamma_2 h'_2}{\cos \beta_r} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_{ER} \\ \sin \theta_{ER} \end{bmatrix} \quad (16)$$

将式(14)中的 θ_{ES} 用 θ_{ER} 表示,可以得到:

$$\begin{bmatrix} -r_{ER} - b_1 & a_1 \\ -a_1 & -r_{ER} - b_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_{ER} \\ \sin \theta_{ER} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中: a_1 、 b_1 可由 r_{ES} 、 r_{ER} 表示^[17]。

根据式(17),可得 θ_{ER} 如下:

$$\begin{bmatrix} \cos \theta_{ER} \\ \sin \theta_{ER} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{(r_{ER} + b_1)d}{(r_{ER} + b_1)^2 + a_1^2} \\ \frac{a_1 d}{(r_{ER} + b_1)^2 + a_1^2} \end{bmatrix} \quad (18)$$

由于 $\sin^2 \theta_{ER} + \cos^2 \theta_{ER} = 1$,可得到如下关系:

$$f_1(r_{ES}, r_{ER}) = \left(\frac{h'_1}{\cos \beta_s} \right)^2 + \left(\frac{l_s}{2\pi r_{ES}} \right)^2 - \left(\frac{h'_2}{\cos \beta_r} \right)^2 - \left(\frac{l_r}{2\pi r_{ER}} \right)^2 = 0 \quad (19)$$

同理可得,接触点接触半径的简化方程。

$$f_2(r_{ES}, r_{ER}) = \left(\frac{r_{ES} \gamma_1 h'_1}{d \cos \beta_s} - \frac{r_{ER} \gamma_2 h'_2}{d \cos \beta_r} \right)^2 + \left(\frac{l_s - l_r}{2\pi d} \right)^2 - \left[\left(\frac{h'_1}{\cos \beta_s} \right)^2 + \left(\frac{l_s}{2\pi r_{ES}} \right)^2 \right] = 0 \quad (20)$$

对方程(19)(20)进行迭代求解,即可得到接

触点坐标的接触半径。其次,通过转换式(18),即可求得接触点坐标的接触偏角。

以保持架坐标系作为参考坐标系,滚柱、丝杠的运动都可以看成相对于保持架的刚体平面运动。丝杠侧接触点在丝杠滚柱侧的速度可以视为滚柱的相对轴向移动速度与其绕轴的相对转动速度的叠加。接触点速度如图6所示。

由此可得丝杠滚柱接触点滑动速度为:

$$\vec{v}_{\text{slide}} = \vec{v}_{\text{r/s}}(E) = \vec{v}_{\text{r/p}}(E) - \vec{v}_{\text{s/p}}(E) = \begin{bmatrix} (1 - \epsilon - \lambda) r_{\text{ES}} \sin \theta_{\text{ES}} \\ -c\lambda + (\epsilon + \lambda - 1) r_{\text{ES}} \cos \theta_{\text{ES}} \\ -\frac{l_s}{2\pi} \end{bmatrix} \omega_{\text{s/n}} \quad (21)$$

式中: $\vec{v}_{\text{r/s}}(E)$ 为丝杠滚柱接触点在滚柱侧相对于丝杠侧的速度; $\vec{v}_{\text{r/p}}(E)$ 为接触点在滚注侧相对于保持架的速度; $\vec{v}_{\text{s/p}}(E)$ 为接触点在丝杠侧相对于滚柱的速度。

式中: $\lambda = \frac{\omega_{\text{r/p}}}{\omega_{\text{s/n}}}$, $\epsilon = \frac{\omega_{\text{p/n}}}{\omega_{\text{s/n}}}$ 。

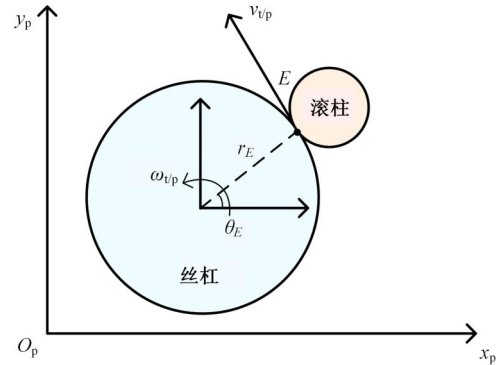


图6 接触点速度计算示意图

Fig. 6 Schematic diagram of contact point velocity calculation

丝杠滚柱接触点滚动速度为:

$$\vec{v}_{\text{roll}} = \vec{v}_{\text{s/p}}(E) = \begin{bmatrix} (\epsilon - 1) r_{\text{ES}} \sin \theta_{\text{ES}} \\ (1 - \epsilon) r_{\text{ES}} \cos \theta_{\text{ES}} \\ \frac{l_s}{2\pi} \end{bmatrix} \omega_{\text{s/n}} \quad (22)$$

考虑负载变形的滚滑模型框架图如图7所示。

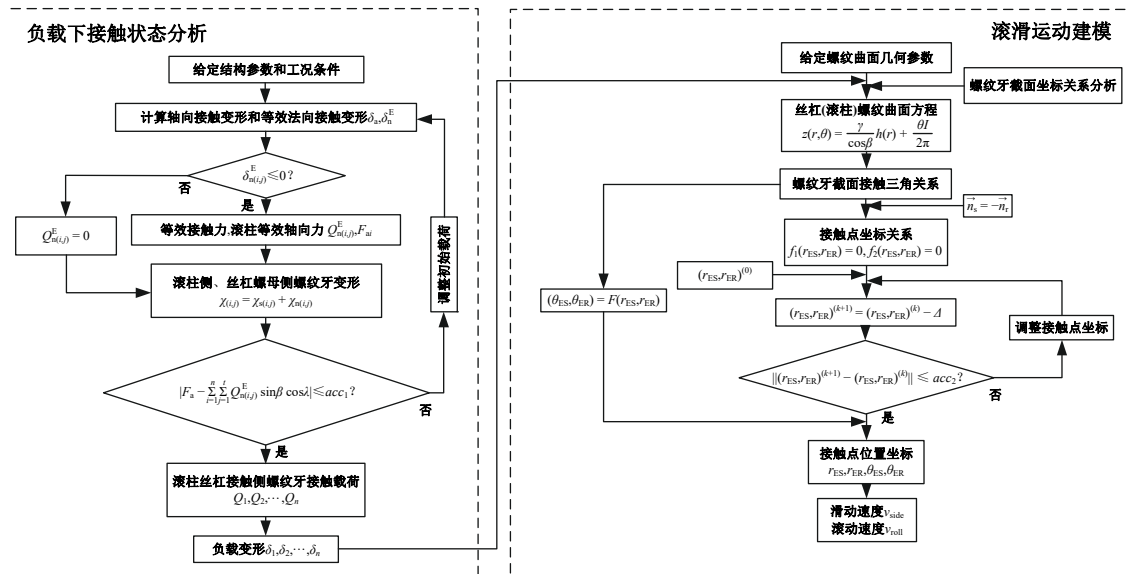


图7 考虑负载变形的滚滑模型框架图

Fig. 7 Schematic diagram of the rolling-sliding model framework considering load-induced deformation

3 滚柱丝杠滚滑机理

3.1 滚柱丝杠滚滑机理试验

本文提出了滚柱丝杠滚-滑机理的试验测试原理与方法,其原理如图8所示。

在图8中,试验测试条件与步骤主要如下:

①试验平台采用变频伺服电机,用以控制丝杠目标转速。其中,丝杠相对于试验台旋转,而螺母组

件只能平移。②采用温度传感器,分别监测室温、滚柱丝杠的表面温度。③设定目标转速,丝杠运动主要包括由静止经加速至目标转速→目标转速匀速运行→目标转速减速至静止3个阶段,本试验在丝杠匀速运行工况下完成数据采集,直接测试并获得丝杠转速。④考虑到滚柱与螺母之间无轴向位移差^[4,20],因此,本试验通过测试螺母轴向位移,等效为滚柱轴向位移,从而获得滚柱的转速

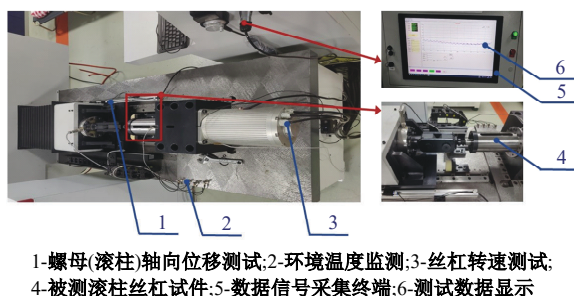


图 8 滚滑运动试验测试原理与方法

Fig. 8 principle and method of rolling-sliding motion testing

特征。⑤通过试验数据,分析滚柱丝杠的滚-滑运动特性,验证滚-滑混合运动分析模型。

在步骤③中,用于试验测试的滚柱丝杠的主要参数如表 1 所示。通过试验测试,可以获得丝杠转速,如图 9 所示。步骤④中,分别获得了滚柱的轴向位移及转速,如图 10 和图 11 所示。结合图 10 和图 11,滚-滑运动理论模型与试验测试之间的验证关系如图 12 和图 13 所示。

表 1 滚柱丝杠主要参数

Table 1 Main parameters of the roller screw

参数	数值	
	丝杠	滚柱
中径 d/mm	24	8
螺旋升角 $\beta/(\circ)$	2.28	1.37
导程 l/mm	3	0.6
牙型角 $\theta/(\circ)$	90	90

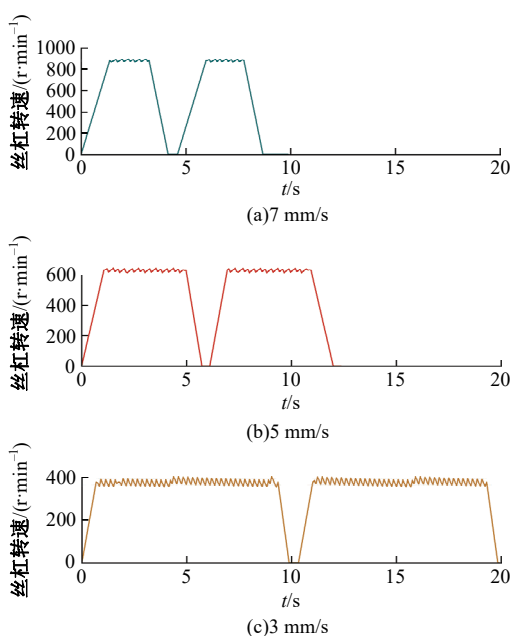


图 9 丝杠转速

Fig. 9 Screw rotational speed

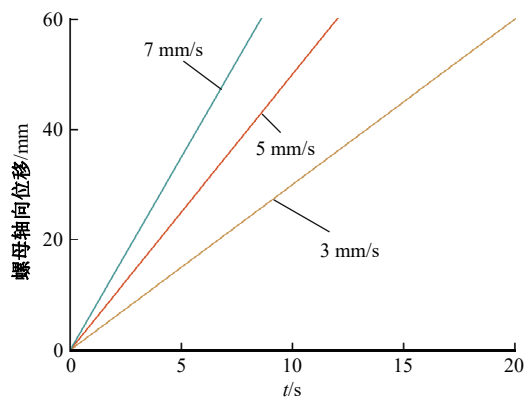


图 10 滚柱(螺母)轴向位移

Fig. 10 Axial displacement of the roller (nut)

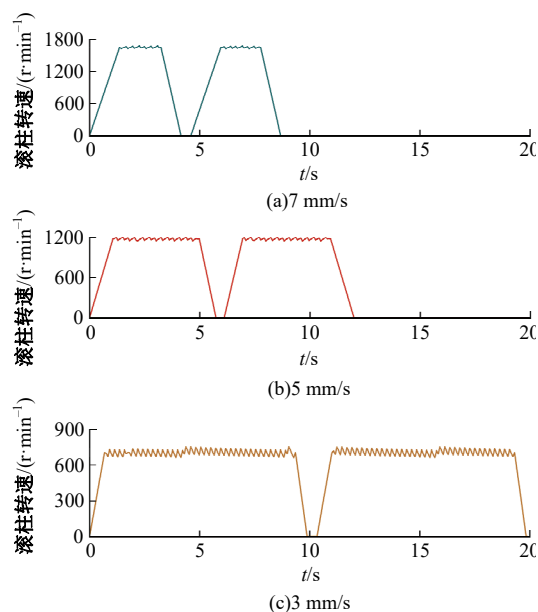


图 11 滚柱转速

Fig. 11 Roller rotational speed

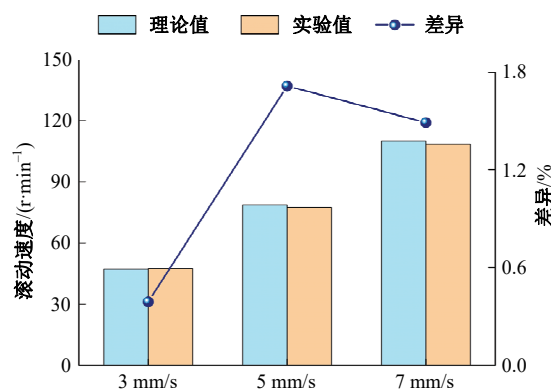


图 12 滚动速度验证

Fig. 12 Rolling speed verification

在图 12 和图 13 中,通过试验测试结果可以分析得到滚柱丝杠的滚滑运动特征,分析结果表明:滚滑运动机理分析结果与试验测试结论具有

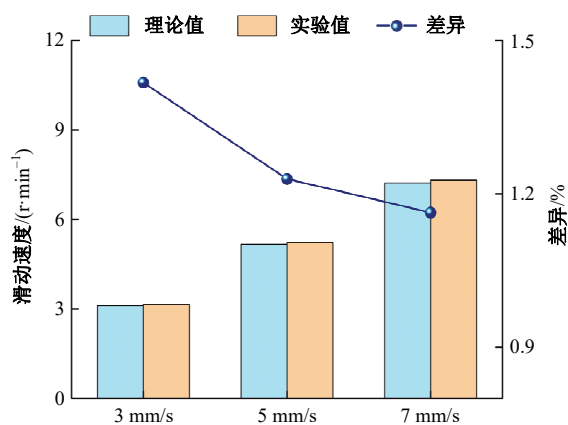


图13 滑动速度验证

Fig. 13 Sliding speed verification

一致性,且两者之间的相对误差较小。

3.2 负载变形对滚滑运动的影响

首先,分别探究不同工况下各螺纹牙负载变形对接触半径的影响规律,如图14~图17所示。

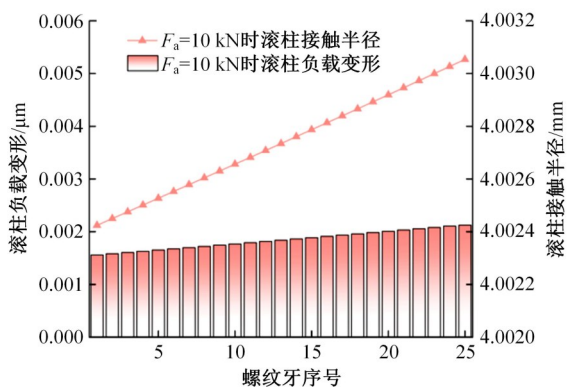


图14 滚柱负载变形与接触半径的关系

Fig. 14 Relationship between roller load-induced deformation and contact radius

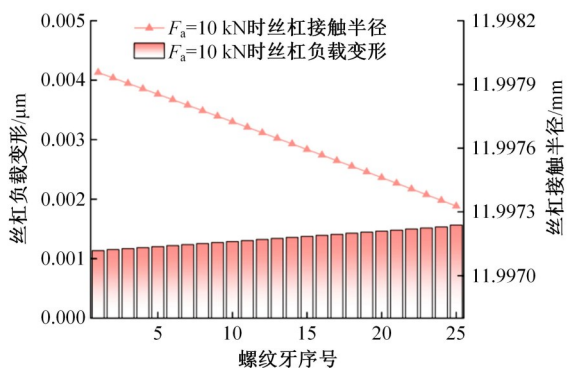


图15 丝杠负载变形与接触半径的关系

Fig. 15 Relationship between screw load-induced deformation and contact radius

如图14和图15所示,在轴向载荷为10 kN时,随着螺纹牙序号的增大,滚柱负载变形和丝杠

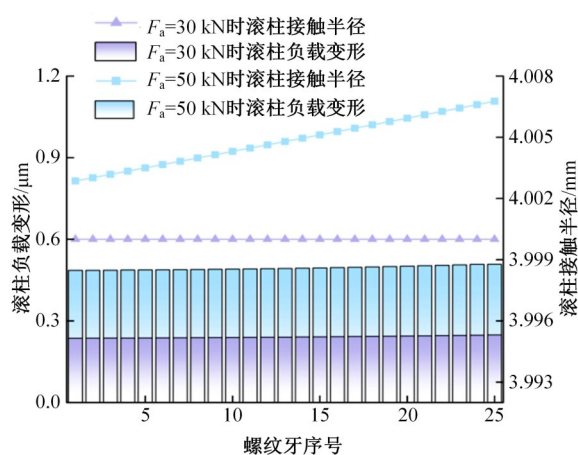


图16 滚柱负载变形与接触半径的关系

Fig. 16 Relationship between roller load-induced deformation and contact radius

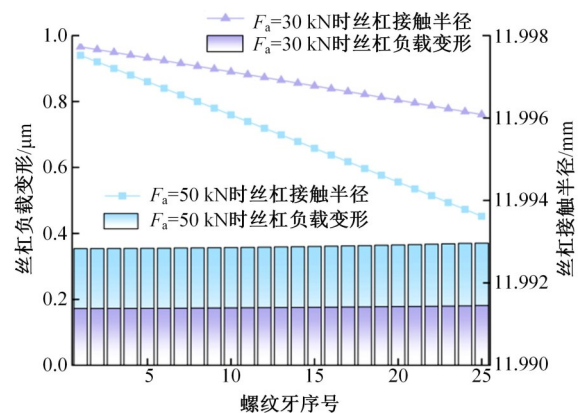


图17 丝杠负载变形与接触半径的关系

Fig. 17 Relationship between screw load-induced deformation and contact radius

负载变形均随之增大,滚柱接触半径增大,丝杠接触半径减小。

如图16和图17所示,当轴向载荷为30、50 kN时,随着螺纹牙序号的增大,滚柱负载变形和丝杠负载变形也随之增大,滚柱接触半径增大,丝杠接触半径减小。另外可以看出,随着轴向载荷增大,滚柱负载变形和丝杠负载变形均增大,同时滚柱接触半径和丝杠接触半径的变化趋势变得更加剧烈。

进一步分别探究负载变形对滚柱丝杠滚滑速度的影响规律,如图18和图19所示。在不同的轴向载荷(10、30、50 kN)作用下,随着负载变形增大,滚动速度和滑动速度均随之加快。此外,滑动速度增加幅度更大。轴向载荷越大,滚动和滑动速度的变化也更为显著。

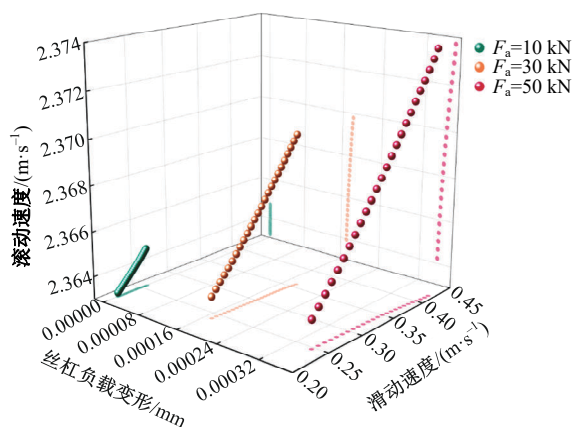


图 18 丝杠负载变形对滚滑速度的影响

Fig. 18 Effect of lead screw load-induced deformation on rolling-sliding speed

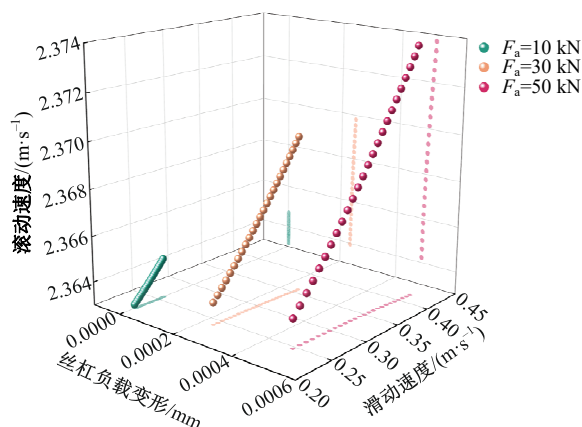


图 19 滚柱负载变形对滚滑速度的影响

Fig. 19 Effect of roller load-induced deformation on rolling-sliding speed

4 结 论

(1)通过分析滚柱丝杠负载下的接触状态,建立了考虑滚柱丝杠负载变形的滚滑运动模型,提出了滚柱丝杠滚滑机理分析方法。

(2)开发了一种试验测试方法来验证本文提出的滚柱丝杠滚滑机理分析方法,并对其运动学特性进行了全面的试验研究,分析结果表明:滚滑机理分析结果与实测数据偏差较小,验证了模型的准确性。

(3)通过不同工况下的分析可知,轴向载荷增大会加剧滚柱与丝杠的负载变形,导致滚柱接触半径增大、丝杠接触半径减小;同时,滚动与滑动速度均随之加快,且滑动速度加快更为显著,滚动速度平均加快 0.106%,滑动速度平均加快 19.012%。

参考文献:

- [1] 吴林萍, 马尚君, 许千斤, 等. 考虑弹性变形的行星滚柱丝杠接触特性[J]. 机械工程学报, 2024, 60(5): 130-141.
Wu Lin-ping, Ma Shang-jun, Xu Qian-jin, et al. Contact characteristics of planetary roller screw mechanism considering elastic deformation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(5): 130-141.
- [2] 王明昊, 汪满新. 一种新型五自由度混联机器人动力学建模与性能评价[J]. 机械工程学报, 2023, 59(9): 63-75.
Wang Ming-hao, Wang Man-xin. Dynamic modeling and performance evaluation of a new Five-DOF hybrid robot[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(9): 63-75.
- [3] 聂建军, 侯军凯, 解晓琳, 等. 新型巡检机器人移动底盘设计及越障性能分析[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2024, 54(2): 356-364.
Nie Jian-jun, Hou Jun-kai, Xie Xiao-lin, et al. Design and obstacle surmounting performance analysis of a novel mobile chassis for inspection robot[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(2): 356-364.
- [4] 乔冠, 刘更, 马尚君. 行星滚柱丝杠副主曲率计算与接触特性分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 140-148.
Qiao Guan, Liu Geng, Ma Shang-jun. Principal curvature calculation and contact characteristics analysis of the planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 140-148.
- [5] 付晓军, 刘更, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副螺旋曲面啮合机理研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 26-33.
Fu Xiao-jun, Liu Geng, Ma Shang-jun, et al. Studies on meshing mechanism of helical surfaces in planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 26-33.
- [6] 佟瑞庭, 刘更, 史佑民, 等. 螺纹牙型角对行星滚柱丝杠副接触特性影响研究[J]. 机械设计, 2016, 33(5): 31-34.
Tong Rui-ting, Liu Geng, Shi You-min, et al. Studies on the effect of the thread vertex on the contact characteristics of planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Machine Design, 2016, 33(5): 31-34.
- [7] 刘阔, 宋磊, 陈虎, 等. 机理驱动的数控机床进给轴时变误差建模和补偿方法[J]. 机械工程学报, 2022, 58(3): 251-258.

- Liu Kuo, Song Lei, Chen Hu. Mechanism-driven method for time-varying error modeling and compensation of cnc machine tool's feed axes[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(3): 251-258.
- [8] 马尚君, 刘更, 付晓军, 等. 考虑误差的行星滚柱丝杠副滚柱承载分布[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2015, 47(7): 98-102.
- Ma Shang-jun, Liu Geng, Fu Xiao-jun, et al. Load distribution of rollers considering errors in planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2015, 47(7): 98-102.
- [9] 张文杰, 刘更, 马尚君, 等. 不同安装方式下行星滚柱丝杠副载荷分布研究[J]. *西北工业大学学报*, 2015, 33(2): 229-236.
- Zhang Wen-jie, Liu Geng, Ma Shang-jun, et al. Load distribution of planetary roller screw mechanism with different installations[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2015, 33(2): 229-236.
- [10] 付晓军, 徐烨, 刘更, 等. 考虑滚柱偏斜的行星滚柱丝杠载荷分布计算方法[J]. *机械工程学报*, 2024, 60(13): 247-256.
- Fu Xiao-jun, Xu Ye, Liu Geng, et al. The calculation method for the load distribution in the planetary roller screw mechanism with the roller deviation[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 60(13): 247-256.
- [11] 郭辉, 佟瑞庭, 刘更, 等. 面向行星滚柱丝杠副载荷均布的螺纹牙修形方法[J]. *西北工业大学学报*, 2018, 36(4): 685-692.
- Guo Hui, Tong Rui-ting, Liu Geng, et al. Thread modification method for load balance on planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2018, 36(4): 685-692.
- [12] Abevi F, Daidie A, Chaussumier M, et al. Static load distribution and axial stiffness in a planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2016, 138(1): No. 012301.
- [13] Abevi F, Daidie A, Chaussumier M, et al. Static analysis of an inverted planetary roller screw mechanism[J]. *The Journal of Mechanisms and Robotics*, 2016, 8(4): No. 041020.
- [14] Jones M, Velinsky S. Stiffness of the roller screw mechanism by the direct method[J]. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 2014, 42(1): 17-34.
- [15] Hojjat Y, Agheli M. A comprehensive study on capabilities and limitations of roller-screw with emphasis on slip tendency[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44(10): 1887-1899.
- [16] Velinsky S, Chu B, Lasky T. Kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2009, 131(1): No. 011016.
- [17] Sandu S, Biboulet N, Nelias D, et al. An efficient method for analyzing the roller screw thread geometry [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 126: 243-264.
- [18] Sandu S, Biboulet N, Nelias D, et al. Analytical prediction of the geometry of contact ellipses and kinematics in a roller screw versus experimental results [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 131: 115-136.
- [19] 马尚君, 刘更, 付晓军, 等. 考虑弹性变形的行星滚柱丝杠副滚滑特性[J]. *东南大学学报: 自然科学版*, 2015, 45(3): 461-468.
- Ma Shang-jun, Liu Geng, Fu Xiao-jun, et al. Rolling-sliding characteristics of planetary roller screw considering elastic deformation[J]. *Journal of Southeast University (Natural Science Edition)*, 2015, 45(3): 461-468.
- [20] Fu X, Liu G, Ma S, et al. A comprehensive contact analysis of planetary roller screw mechanism[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2017, 139(1): No. 012302.