时变轴向力负载影响下滚珠丝杠副性能衰退特性

程 强^{1,2}, 计冬雪^{1,2}, 初红艳^{1,3}, 齐宝宝^{1,3}, 郝小龙^{1,3}, 刘志峰^{1,3}

(1.北京工业大学先进制造与智能技术研究所,北京 100124;

2. 北京工业大学先进制造技术北京市重点实验室, 北京 100124;

3. 北京工业大学机械工业重型机床数字化设计与测试技术重点实验室, 北京 100124)

摘 要:滚珠丝杠副是数控机床机械传动的重要部件,机床切削参数的不断变化致使其承受的轴向负载具有动态 时变的特性,进而其精度、预紧力、摩擦力矩等性能的衰退呈现出时变特性.为了研究滚珠丝杠副在时变轴向加载 工况下的性能变化规律,在建立时变受力模型的基础上,通过弹性赫兹理论推导建立了时变轴向力工况下双螺母 滚珠丝杠副的时变受力模型、时变磨损模型、时变预紧力和摩擦力矩衰退模型,并且通过滚珠丝杠副精度保持性试 验台用激光干涉仪测量序进轴向力加载与恒定轴向力加载工况下的滚珠丝杠磨损深度变化情况,与理论模型对 比,由此验证滚珠丝杠副时变轴向力加载性能衰退模型的有效性与合理性.论文的研究对于提升精密滚珠丝杠副 的精度及其保持性具有理论意义.

关键词:滚珠丝杠副,时变轴向载荷,磨损规律,预紧力衰退,摩擦力矩,加速退化试验
中图分类号:Th 117.1;Th 132.1
文献标志码:A
文章编号:0254-0037(2022)05-0457-09
doi:10.11936/bjutxb2020090005

Degradation Characteristics of Ball Screw Pair Under the Influence of Time-varying Axial Force

CHENG Qiang^{1,2}, JI Dongxue^{1,2}, CHU Hongyan^{1,2}, QI Baobao^{1,3}, HAO Xiaolong^{1,3}, LIU Zhifeng^{1,3} (1. Institute of Advanced Manufacturing and Intelligent Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China; 2. Beijing Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China; 3. Mechinery Industry Key Laboratory of Heavy Machine Tool Digital Design and Testing Technology, Beijing University

of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: Ball screw pair is an important part of NC machine tool mechanical transmission. Because of the continuous change of cutting parameters, the axial load has dynamic time-varying characteristics, and the decline of precision, preload force, and friction moment shows time-varying characteristics. Based on the time-varying force model, the time-varying force model, the time-varying pre-tightening force and the friction moment decay model of the ball screw pair under the time-varying axial force condition were deduced by the elastic Hertz theory. Compared with the theoretical model, the wear depth of ball screw under the condition of sequential axial force loading and constant axial force loading was compared with that of the theoretical model. The validity and rationality of the decay model of time-varying axial force loading performance of ball screw pair were verified. The research is of great significance to improving the precision and retention of precision ball screw pair.

Key words: ball screw pair; time-varying axial load; wear pattern; pre-tightening force decline;

收稿日期: 2020-09-08; 修回日期: 2021-11-16

基金项目:国家科技重大专项资助项目(2019ZX04014011-003);国家自然科学基金资助项目(51975012)

作者简介:程 强(1979—),男,教授,博士生导师,主要从事机床动力学、机床精度设计、产品设计方法学方面的研究, E-mail:chengqiang@bjut.edu.cn

frictional force; accelerated degradation test

精密滚珠丝杠副具备优良的直线传动性能,在 控制系统占据重要地位,因此研究精密滚珠丝杠副 性能的衰退十分必要. 滚珠丝杠副的摩擦会造成滚 珠丝杠的温度升高,寿命比较短^[14].赵训贵等^[5]将 预紧力考虑在内建立了丝杠滚珠和滚道间的弹性变 形模型. 黄寿荣等^[6]研究了复杂工况对滚珠丝杠副 摩擦力矩的影响,建立了摩擦力矩模型. 康献民 等[78]分析了滚珠丝杠的单个滚珠在不同转速、预紧 力及轴向载荷下对摩擦力矩波动的影响. 在实际服 役过程中,由于机床随着切削参数的变化轴向负载 也是变化的,这些具有动态时变特性的工况导致了 滚珠丝杠副进给系统精度呈现时变衰退特性. 宋宪 春、王兆坦教授等先后对滚道、返向器进行了研究. 并设计研发了相关的实验装置[9-12]. 南京理工大学 冯虎田、王志荣教授等也在这些方面进行了深入的 研究[13-15],建立了滚珠丝杠副行程误差模型,提出 了一种考虑加速度来描述滚珠丝杠磨损特性的经验 模型,并提出了滚珠丝杠副各项性能指标的具体测 试标准. Chung 等^[16]对滚珠丝杠副接触变形引起的 刚度变化进行分析,建立了接触变形时的刚度模型. Oyanguren 等^[17] 通过对不同预紧力、不同工况下的 滚珠丝杠进给系统建模,模拟分析了进给系统的动 态性能.

综上所述,研究者对滚珠丝杠的性能进行了大 量研究,但是对时变轴向力加载工况下滚珠丝杠性 能衰退方面的研究很少.本文在时变轴向力加载的 基础上建立双螺母滚珠丝杠副的受力模型、磨损模 型、预紧力的衰退模型和摩擦力矩衰退模型,并通过 滚珠丝杠副精度保持性试验台测量序进轴向力加载 与恒定轴向力加载工况下的滚珠丝杠磨损深度变化 情况,与理论模型对比,从而验证了滚珠丝杠副时变 轴向力加载工况下性能衰退模型的有效性与合理 性,进而通过理论模型预测预紧力和摩擦力矩的变 化. 深入地研究了时变轴向加载工况下滚珠丝杠性 能衰退试验的统计分析方法,以期获得效率高且估 计精度高的加载方式分析结论,为深入研究时变机 床工程用机械设备和试验技术提供理论参考.

1 滚珠丝杠副的接触特性

1.1 时变受力与时变接触变性模型

对于预紧力作用下的双螺母滚珠丝杠副,加载 情况如图1所示,在承受时变轴向工作载荷 F(t) 时,预设左螺母为工作螺母,右螺母为预紧螺母,则 左螺母的实际受力相对于原来的预紧力 F_p 增加预 紧螺母产生的时变弹性恢复力F'(t),左螺母实际 受力为 $F_A(t)$,则右螺母的实际受力相对于原来的 预紧力 F_p 减小预紧螺母产生的弹性恢复力F'(t), 右螺母实际受力为 $F_B(t)$, $F_A(t)$ 和 $F_B(t)$ 跟随时变 轴向工作载荷F(t)变化,因此有

 $F_{\rm R}$ (

$$F_{\rm A}(t) = F_{\rm p} + F(t) - F'(t) \tag{1}$$

$$t) = F_{\rm p} - F'(t) \tag{2}$$



 $δ_A(t) 、 δ_B(t) 分别为在预紧力 <math>F_p$ 和载荷时变轴 向工作载荷 F(t) 共同作用下 2 个螺母产生的随着 轴向力变化而变化的轴向接触变形量,由 Hertz 弹 性接触理论可得出

$$\delta_{\rm A}(t) = K_1 [F_{\rm p} + F(t) - F'(t)]^{\frac{1}{3}}$$
(3)

$$\delta_{\rm B}(t) = K_1 [F_{\rm p} - F'(t)]^{\frac{2}{3}}$$
(4)

 $δ_p$ 为预紧力 F_p 对 2 个螺母产生的轴向接触变 形量, $\delta_1(t)$ 为左螺母压缩变形量, $\delta_2(t)$ 为右螺母弹 性恢复变形量,由 hertz 弹性接触理论可得出

$$\delta_{\rm P} = K_1 F_{\rm p}^{\frac{2}{3}}$$
(5)

$$\delta_1(t) = \delta_{\rm A}(t) - \delta_{\rm P} =$$

$$K_1 \left[(F_{\rm p} + F(t) - F')^{\frac{2}{3}} - F_{\rm p}^{\frac{2}{3}} \right]$$
(6)

$$\delta_2(t) = \delta_{\rm P} - \delta_{\rm B}(t) = K_1 \left[F_{\rm p}^{\frac{2}{3}} - (F_{\rm p} - F'(t))^{\frac{2}{3}} \right]$$

(7)

按照变形协调方程变形相等原理,压缩变形量
$$\delta_1(t)$$
与弹性恢复变形量 $\delta_2(t)$ 应相等,即

$$\left[F_{\rm p} - F'(t)\right]^{\frac{2}{3}} + \left[F_{\rm p} + F(t) - F'(t)\right]^{\frac{2}{3}} - 2F_{\rm p}^{\frac{2}{3}} = 0$$
(8)

将滚珠丝杠时变受力模型(1)~(8)用 Matlab 计算,轴向力 F(t)是自变量,加载方式为序进时变 载荷(如图2所示),左螺母受力 F_A(t)和右螺母受 力 $F_{B}(t)$ 是因变量,根据计算可知, $F_{A}(t)$ 和 $F_{B}(t)$ 随着轴向力 F(t)变化而变化, $F_{A}(t)$ 随 F(t)增加而增加, $F_{B}(t)$ 随 F(t)增加而降低, $F_{A}(t)$ 上升速度大 于 $F_{B}(t)$ 的下降速度.

滚珠丝杠的时变加载工况下的时变轴向力与时 变法向力的关系为

$$Q(t) = \frac{F(t)}{\sin \alpha \cos \beta} \tag{9}$$

1.2 滚珠丝杠临界载荷

结合赵哲^[18]和顾旻杰等^[19]根据滚珠丝杠副材 料特性确定 Mises 屈服准则的研究,可得到单个滚 珠与滚道刚达到屈服极限时临界法向载荷为

$$Q_{\rm max} = \frac{8\pi^3 \sigma_{\rm s}^3 a^{*3} b^{*3}}{9\sqrt{3}k_{\rm st}^3 E'^2 \sum \rho^2}$$
(10)

在最大载荷内是弹性变形,在最大载荷外就会产生 塑性变形.式中: σ_s 为材料的屈服极限; k_{st} 为0.300~ 0.325的一个常数;对于滚珠与滚道之间的弹性接 触, a^{*3} 和 b^{*3} 分别为滚珠与滚道接触椭圆长、短半 轴的量纲为1的系数; $\sum \rho$ 为滚珠与滚道接触点 的主曲率和;E'为等效弹性模量.其中长、短半轴的 量纲为1的系数 a^{*3} 和 b^{*3} 可以分别表示为

$$a^* = \sqrt[3]{\frac{2k^2 K(k)}{\pi}}$$
(11)

$$b^* = \sqrt[3]{\frac{2K(k)}{\pi k}}$$
 (12)

K(k)、E(k)分别为第1类、第2类完全椭圆积 分,k为椭圆参数,为了简化计算,Hamrock 和 Brewe 给出了K(k)、E(k)、k的近似表达式^[20],根据近似 表达式计算的误差将不超过3%,分别为

$$\begin{cases} K(k) = 1.5277 + 0.6023 \ln \left(\frac{\rho_{11} + \rho_{22}}{\rho_{12} + \rho_{21}}\right) \\ E(k) = 1.0003 + 0.5968 \left(\frac{\rho_{12} + \rho_{21}}{\rho_{11} + \rho_{22}}\right) \\ k = 1.0339 \left(\frac{\rho_{11} + \rho_{22}}{\rho_{12} + \rho_{21}}\right)^{0.636} \end{cases}$$
(13)

等效弹性模量 E'表示为

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)$$
(14)

式中: E_1 、 E_2 分别为滚珠丝杠接触和滚珠螺母接触的 弹性模量; μ_1 、 μ_2 分别为两接触物体的泊松比. 丝 杠、螺母、滚珠弹性模量和泊松比相等.

在考虑螺旋升角的情况下,滚珠与丝杠滚道接 触点处的曲率半径通过计算主曲率可以表示为

$$\begin{cases} \rho_{11} = \rho_{12} = \frac{1}{r_{\rm b}} \\ \rho_{21} = -\frac{1}{r_{\rm i}} = -\frac{1}{fr_{\rm b}} \\ \rho_{22} = \frac{\cos\alpha\cos\beta}{r_{\rm cu} - r_{\rm b}\cos\alpha} \end{cases}$$
(15)

式中:r_b为滚珠半径;r_m为丝杠半径;r_i为滚道半径. 滚珠与丝杠滚道接触点处主曲率之和

$$\sum \rho_{s} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} = \frac{2}{r_{b}} - \frac{1}{fr_{b}} + \frac{\cos\beta\cos\alpha}{r_{m} - r_{b}\cos\alpha}$$
(16)

在考虑螺旋升角的情况下,滚珠与丝杠滚道接 触点处的曲率半径通过计算主曲率可以表示为

$$\begin{cases} \rho_{11}' = \rho_{12}' = \frac{1}{r_{\rm b}} \\ \rho_{21}' = -\frac{1}{fr_{\rm b}} \\ \rho_{22}' = -\frac{\cos\alpha\cos\beta}{r_{\rm m} + r_{\rm b}\cos\alpha} \end{cases}$$
(17)

滚珠与螺母滚道接触点处主曲率之和

$$\sum \rho_{n} = \rho'_{11} + \rho'_{12} + \rho'_{21} + \rho'_{22} = \frac{2}{r_{m}} - \frac{1}{r_{i}} - \frac{\cos\beta\cos\alpha}{r_{m} + r_{b}\cos\alpha}$$
(18)

双螺母滚珠丝杠参数如表1所示.经计算,滚

表1 双螺母滚珠丝杠参数

Table 1 Double nut ball screw parameters

丝杠基本参数	符号	参数值
公称半径/mm	r _m	20
滚珠半径/mm	$r_{ m b}$	2.9765
滚道半径/mm	$r_{\rm i}$	3.096
导程/mm	$\boldsymbol{P}_{\rm h}$	10
螺旋升角/(°)	β	4. 55
接触角/(°)	α	45
硬度	H	62HRC
弹性模量/MPa	Ε	2. 07 × 10^5
泊松比	μ	0.3
额定动载荷/kN	С	29.9
螺母、丝杠屈服极限/MPa	$\sigma_{ m s}$	1 152
滚珠屈服极限/MPa	$\sigma_{_{ m s}}$	1 617
曲率比	f	1.04
预紧力/kN	$F_{ m p}$	3.7
滚珠个数	Z_{-}	$3 \times 19 \times 2 = 114$

珠和丝杠滚道接触的最大接触载荷 Q_{smax} 为1086.3 N,可以推算出滚珠丝杠副所施加的临界轴向载荷 F_{1max} 为87288.5N;滚珠和螺母滚道接触的最大接 触载荷 Q_{nmax} 为1536.7N,可以推算出滚珠丝杠副所 施加的临界轴向载荷 F_{2max} 为123482.5N. $F_{1max} < F_{2max}$,由此可知当所施加的轴向载荷小于等于 87288.5N时,额定动载荷小于该值,则将额定动载 荷作为施加轴向力的上限. $F_{max} = C$ 为29900N.

2 时变工况下滚珠丝杠副性能衰退模型

在时变轴向力加载模型的基础上,本节在 Achard 理论基础上建立了时变轴向力加载工况下 的丝杠滚道和螺母滚道的磨损模型、滚珠丝杠副的 时变预紧力衰减模型和时变摩擦力矩衰退模型,由 此可以预测在时变轴向力加载工况下丝杠和螺母滚 道的预紧力衰退和磨损深度变化规律.

滚珠丝杠运动时既有滚动也有滑动,根据 Lin 等^[21]的研究,在时变轴向力加载模型的基础上工作 螺母中滚珠对于丝杠的时变滑动速度为

$$|V_{s}|^{n}(t) = \sqrt{r_{b}^{2}w_{t}^{2} + \left\{\frac{r_{m}w_{m}}{\cos\beta} + r_{b}\left[w_{b}\cos\alpha_{s}^{A}(t) - w_{n}\sin\alpha_{s}^{A}(t)\right]\right\}^{2}}$$
(19)

工作螺母中滚珠对于螺母时变滑动速度为

$$\begin{cases} |\overline{V}_{n}|^{A}(t) = \sqrt{r_{b}^{2} (w_{t} - w \sin \beta)^{2} + x^{2}} \\ x = \frac{r_{m}}{\cos \beta} (w_{m} - w) - r_{b} y \\ y = (w_{b} - w \cos \beta) \cos \alpha_{n}^{A}(t) - w_{n} \sin \alpha_{n}^{A}(t) \end{cases}$$

$$(20)$$

预紧螺母中滚珠对于丝杠时变滑动速度为 $|\overline{V}_{s}|^{\mathsf{B}}(t) =$

$$\sqrt{r_{\rm b}^2 w_t^2} + \left\{ \frac{r_{\rm m}}{\cos \beta} w_{\rm m} + r_{\rm b} \left[w_b \cos \alpha_{\rm s}^{\rm B}(t) - w_n \sin \alpha_{\rm s}^{\rm B}(t) \right] \right\}^2$$
(21)

预紧螺母中滚珠对于螺母时变滑动速度为 $\begin{cases} |\overline{V}_{n}|^{B}(t) = \sqrt{r_{b}^{2} (w_{t} - w \sin \beta)^{2} + h^{2}} \\ h = \frac{r_{m}}{\cos \beta} (w_{m} - w) - r_{b}g \\ g = (w_{b} - w \cos \beta) \cos \alpha_{n}^{B}(t) - w_{n} \sin \alpha_{n}^{B}(t) \end{cases}$ (22)

式中: w_m 为滚珠在滚道中的旋转角速度,rad/s;w 为 丝杠旋转角速度,rad/s; w_b 、 w_n 、 w_t 分别为滚珠的自 转角速度 w_r 在 b、n、t 轴上的分量,rad/s; $\alpha_s^A(t)$ 、 $\alpha_n^A(t) \ \alpha_s^B(t) \ \alpha_n^B(t) \ Dhy T作丝杠、螺母和预紧$ 丝杠、螺母随着时变受力形成的接触角,(°);试验速度过高或者过低都会影响试验的进展,试验转速应该尽量满足加工中的丝杠转速的选用要求,试验转速设置为 400 r/min. 将试验中具体参数 <math>w = 41.888rad/s $\ w_m = 41.888$ rad/s $\ w_t = 3.322$ rad/s $\ w_b = 3.322$ rad/s $\ w_m = -25.2$ rad/s $\ Chy and x = 0$

将载荷细分,设试验一共使用 n 步载荷,当 t = 0 时,初始工况参数如下:

 $F(t) = F_1(F_1 = 4 \text{ kN}), V(t) = 0, \delta(t) = 0, 经式$ (1) ~(8) 可计算得出 $F_A(t) \pi F_B(t)$ 的初始值. 基 于 Zhou 等^[22]理论和杨雪^[23]对滚珠丝杠副磨损的 研究,工作螺母中滚珠与丝杠滚道时变磨损深度和 滚珠与螺母滚道接触面的时变磨损深度分别表示为

$$\begin{cases} \Delta \delta_{s}^{A}(t_{i}) = \sum_{i=1}^{m} \frac{KF_{A}(t_{i}) | V_{s}|^{A}(t_{i}) \tan \beta}{3\pi HL_{s}a_{s}^{A}(t_{i}) \sin \alpha_{s}^{A}(t_{i})} \cdot (t_{i} - t_{i-1}), \\ \Delta \delta_{n}^{A}(t_{i}) = \sum_{i=1}^{m} \frac{KF_{A}(t_{i}) | V_{n}|^{A}(t_{i}) \tan \beta}{3\pi HL_{N}a_{n}^{A}(t_{i}) \sin \alpha_{n}^{A}(t_{i})} \cdot (t_{i} - t_{i-1}), \\ m = 1, 2, 3, \cdots, n \end{cases}$$

$$(23)$$

式中:K 为黏着磨损系数,取 $10^{-6} \sim 10^{-7[23]}$;H 为较 软材料的硬度; L_s 表示丝杠的有效行程,取 300 mm; L_N 表示螺母的有效行程,取 80 mm.

时变轴向加载工况下工作螺母中的滚珠与丝 杠、螺母接触椭圆面的时变长半轴分别表示为

$$\begin{cases} a_{s}^{A}(t) = a^{*} \sqrt[3]{\frac{3F_{A}(t)}{E'\sum\rho_{s}\sin\alpha_{s}^{A}(t)\cos\beta}} \\ a_{n}^{A}(t) = a^{*} \sqrt[3]{\frac{3F_{A}(t)}{E'\sum\rho_{n}\sin\alpha_{n}^{A}(t)\cos\beta}} \end{cases}$$
(24)

与丝杠滚道接触面的时变磨损深度和预紧螺母 中滚珠与螺母滚道接触面的时变磨损深度可以分别 表示为

$$\begin{cases} \Delta \delta_{s}^{B}(t_{i}) = \sum_{i=1}^{m} \frac{KF_{B}(t_{i}) | V_{s}|^{B}(t_{i}) \tan \beta}{3\pi HL_{s} a_{s}^{B}(t_{i}) \sin \alpha_{s}^{B}(t_{i})} \cdot (t_{i} - t_{i-1}), \\ \Delta \delta_{n}^{B}(t_{i}) = \sum_{i=1}^{m} \frac{KF_{B}(t_{i}) | V_{n}|^{B}(t_{i}) \tan \beta}{3\pi HL_{N} a_{n}^{B}(t_{i}) \sin \alpha_{n}^{B}(t_{i})} \cdot (t_{i} - t_{i-1}), \\ m = 1, 2, 3 \cdots n \end{cases}$$
(25)

时变轴向加载工况下预紧螺母中的滚珠与丝 杠、螺母接触椭圆面的时变长半轴表示为

$$\begin{cases} a_{s}^{B}(t) = a^{*} \sqrt[3]{\frac{3F_{B}(t)}{E'\sum\rho_{s}\sin\alpha_{s}^{B}(t)\cos\beta}} \\ a_{n}^{B}(t) = a^{*} \sqrt[3]{\frac{3F_{B}(t)}{E'\sum\rho_{n}\sin\alpha_{n}^{B}(t)\cos\beta}} \end{cases} (26)$$

所以,滚珠与滚道间接触表面由于磨损所造成的 2 个表面在垂直接触面方向的位移变化量 $\Delta\delta'(t)$ 表 示为

$$\Delta \delta'(t) = \Delta \delta_{s}^{A}(t_{i}) + \Delta \delta_{n}^{A}(t_{i}) + \Delta \delta_{s}^{B}(t_{i}) + \Delta \delta_{n}^{B}(t_{i})$$
(27)

2 个螺母之间的轴向间距发生改变后的相对轴 向总位移 $\Delta\delta(t)$ 为

$$\Delta\delta(t) = \Delta\delta'(t) \frac{\cos\beta}{\sin\alpha}$$
(28)

在时变轴向力加载模型和束芳婷等^[24]建立的 滚珠滚道磨损模型的基础上,建立时变预紧力下降 模型

$$F_{x}(t) = Z_{n} \sin \alpha \cos \beta \left[\left(\frac{F_{p}}{z_{n} \sin \alpha \cos \beta} \right)^{\frac{2}{3}} - \frac{\Delta \delta(t) \sin \alpha}{2 \cos \beta (k_{s} + k_{n})} \right]^{\frac{3}{2}}$$
(29)

定义滚珠与丝杠和螺母滚道相互接触的变形系数为 k_s、k_n,可以分别表示为

$$\begin{cases} k_{s} = \frac{E(k)}{2} \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_{s}}{\pi^{2}k^{2}K(k)}} \left(\frac{6}{E'}\right)^{2} \\ k_{n} = \frac{E(k)}{2} \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_{n}}{\pi^{2}k^{2}K(k)}} \left(\frac{6}{E'}\right)^{2} \end{cases}$$
(30)

在时变轴向力加载模型的基础上,根据预紧力 和摩擦力矩的经验公式,建立时变摩擦力矩,可表 示为

$$T_{\rm P}(t) = \frac{0.05F_{\rm x}(t)P_{\rm h}}{2\pi \sqrt{\tan\beta}}$$
(31)

3 轴向力加载方案

为了体现加载轴向力的时变性,兼顾试验加载 的可行性,本文采用序进轴向力加载方案进行研究.

选择时变轴向力中的序进应力制定了双螺母滚 珠丝杠副序进轴向力加载方案,序进轴向力加载方 案如图2所示,试验应力从某一初始应力*F*₁开始一 直保持线性增加,直到试验结束刚好达到最大值 *F*₂,即

$$F(t) = F_1 + kt \tag{32}$$

由于序进轴向力的加载准确度较低,本文提出 用步加代替序加.序加与步加试验的统计模型是利 用恒加试验的模型建立的,序进应力相当于步进应 力的极限形式,即步数趋近于无穷大,则每步应力水 平间隔与每步持续时间都趋近于 0.序进应力随时 间线性增加,初始应力与最终应力为 F₁和 F₂,试验



图 2 序加轴向力加载方案

Fig. 2 Sequence-adding axial force loading scheme

总时间为t_s,应力上升斜率可以表达为

$$k = (F_2 - F_1) / t_s \tag{33}$$

设试验一共使用 n 步载荷,每步加载时间相同,即

$$T = t_{\rm s}/n \tag{34}$$

设每步的应力

$$F_{i} = F_{1} + (i - 0.5)kT, i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (35)$$

$$将式(33)(34)代 \land 式(35), 故$$

$$F_{i} = F_{1} + (i - 0.5)(F_{2} - F_{1})/n, i = 1, 2, 3, \dots, n$$

$$(36)$$

由式(36)可知,对于代替序进应力的步进应力,除了每步的时间间隔相同外,每步的应力间隔也是相同的,为 $\Delta F = (F_2 - F_1)/n$,故步进应力为阶梯应力,如图 3 所示.



施加轴向力应高于基准载荷,避免施加载荷过 小导致性能衰退过慢,看不出效果.根据相关文 献^[25],定义滚珠丝杠副 10% 的额定动载荷为基准 载荷;因为轴向加载超过 30% 额定动载荷,双螺母 中工作螺母受力过大会挣开,只有预紧螺母工作,所 以本文选取应力上限为30%的额定动载荷,应力设置上下限在理论上满足加速应力设置的要求即 10%和30%,则失效机理不发生变化.

4 试验过程

4.1 滚珠丝杠性能退化试验测试

试验采用的双螺母预紧式滚珠丝杠副结构参数 如表1所示,预紧力预设值为3.7 kN.

本文中讨论的时变轴向加载方案为线性增加, 将其称为斜坡试验.设置3组试验,实施方案如表2 所示,在100h内、转速为400r/min的条件下,轴向 力 F_{1i} 为4kN恒定不变,轴向力 F_{2i} 由4kN直线上升 至6kN,轴向力 F_{3i} 由4kN直线上升至8kN.

表 2 加速退化试验方案 Table 2 Accelerated degradation test programme

样本	轴向负载/kN		转速/	时间/	
数量	F_{1i}	F_{2i}	F_{3i}	$(\mathbf{r} \cdot \min^{-1})$	h
3	4	4~6	4~8	400	100

序加试验一共使用 100 步载荷,每步加载时间 相同,代入式(36),则 3 组斜坡试验的时变轴向力 表达式为

$$\begin{cases} F_{1i} = 4, \\ F_{2i} = 4 + \frac{2(i - 0.5)}{100}, i = 1, 2, 3, \dots, 100, (37) \\ F_{3i} = 4 + \frac{4(i - 0.5)}{100}, \end{cases}$$

试验装置结构图如图4所示,实物图如图5所 示,该试验测试平台具有实现模拟时变轴向负载、径 向负载、进给速率、进给行程等功能. 试验台加载系 统采用液压静压加载,自制液压站作为动力源,液压 油源经过高精度比例伺服阀通过液压油管道连接至 轴向液压加载油缸上,轴向液压加载油缸加载 U 轴 驱动丝杠副与 X 轴滚珠丝杠副,高精度比例伺服阀 内置放大器及阀芯位移传感器,高精度比例伺服阀、 力传感器与 PLC 控制柜连接, PLC 控制柜与计算机 连接. 加载过程中,在计算机屏幕输入加载目标,比 如三角函数、阶梯函数、三角波函数曲线,高精度力 传感器实时采集加载力的实际值并反馈到 PLC 控 制柜,与输入的指令值比较后,通过高精度比例伺服 阀内置的放大器运算后,控制高精度比例伺服的开 口,来控制作用轴向液压油缸上的油压,油压来控制 轴向液压加载油缸向外运动与运动拖板产生相互作 用力,从而对U轴驱动丝杠副施加轴向力,实现较 高的加载精度.

时变轴向力工况下滚珠丝杠副试验装置加载系 统采用液压静压加载,自制液压站作为动力源,通过 高精度比例伺服阀控制轴向液压加载油缸进行加 载,通过控制阀芯开口大小控制油压从而控制轴向 载荷,实现工作可靠控制精度高.

试验装置加载过程中,高精度比例伺服阀内置 放大器及阀芯位移传感器,通过力传感器将轴向液 压加载油缸的力反馈给 PLC 控制箱,PLC 控制箱控 制与电脑输入的模拟航天工况的函数信号进行比对 从而控制比例伺服的开口,实现试验台工况模拟的 高度一致.

试验步骤如下.

1)测试滚珠丝杠副初始定位误差,测量行程为 300 mm.

2)初始工况预紧力设置为 3.7 kN,温度为
 25 ℃,根据表 2 加速退化方案分别设置轴向负载、
 转速、加载时长.

3) 开始进行试验.

4)每10h用激光干涉仪采集并记录滚珠丝杠 副的定位误差.

5) 验证试验周期为 100 h,记录滚珠丝杠副的 定位误差.

6)将经磨损之后的定位误差与原始定位误差 进行处理与分析,获得磨损前后的定位精度差值,即 测试行程内总的磨损深度,将其等效为每个滚珠与 滚道之间的磨损深度值.

4.2 试验结果与分析

预紧力退化量决定滚珠丝杠副轴向刚度和定位 精度是否满足其使用要求.由于试验中斜坡加载力 差距较小,因此结合做差法来研究其具体趋势.

用 Matlab 对双螺母滚珠丝杠进行时变轴向力 加载性能退化数值仿真,根据磨损深度计算模型仿 真得到测试行程内总磨损深度曲线如图 6 所示,可 以看出滚道磨损量随时间增加而增加,在相同时间 内,时变轴向力坡度大的滚珠丝杠副磨损量大于坡 度小的磨损量.坡度为 *F*_{2i}和坡度为 *F*_{3i}的磨损量减 去恒定轴向力 *F*_{1i}的磨损量,得到的磨损量差曲线如 图 7 所示,可知随着轴向力线性增加,磨损量相对急 剧增加.

将时变轴向力影响下的磨损深度理论计算与试 验测试进行对比验证,如图8所示,对不同坡度轴向 力加载工况下的磨损深度进行初步的对比,通过时 变轴向力加载工况下的磨损深度试验与理论对比验



1—床身; 2—线性导轨; 3—X 轴交流伺服电机; 4—U 轴 交流伺服电机; 5—施力拖板; 6—轴向液压加载油缸; 7—力传感器; 8—运动拖板; 9—左横梁支撑臂; 10—横 梁; 11—横梁盖板; 12—X 轴滚珠丝杠副; 13—X 轴轴 承; 14—X 轴轴承套; 15—U 轴轴承套; 16—轴承支架; 17—U 轴轴承; 18—U 轴驱动丝杠副; 19—右横梁支撑 臂; 20—螺栓; 21—线性滑块; 22—控制柜; 23—高精度 比例伺服阀; 24—压力表; 25—液压油源; 26—PLC 控制 箱; 27—计算机.

图 4 试验装置结构图 Fig. 4 Structural chart of test device



图 5 实验装置实物图 Fig. 5 Physical diagram of the experimental apparatus

证建立的时变模型有效.验证了建立的时变轴向力 工况下滚珠丝杠副的磨损模型正确性,把握滚珠丝 杠副的磨损规律,为研究滚珠丝杠副的磨损规律以 及滚珠丝杠副的进给系统进给精度的保持性分析打 下了理论基础.将此验证结果应用至预紧力(即式 (29))及摩擦力矩(即式(31))的预测中.

根据时变预紧力衰退公式(29),预紧力会随着 滚道磨损量增加而逐渐衰减,根据时变预紧力衰退 模型仿真可得到预紧力衰退曲线,如图9所示,可以 看出预紧力随时间增加而衰退,在相同时间内,时变 轴向力坡度大的预紧力衰退大于坡度小的预紧力衰 退. 坡度为 *F*_{2i}和坡度为 *F*_{3i}的预紧力衰退量减去恒



Fig. 6 Wear curve of raceway with axial force of different slope



图 7 不同坡度与恒定轴向力滚道磨损量差值曲线

Fig. 7 Difference curves of raceway wear with different slopes and constant axial forces



图 8 不同坡度轴向力滚道磨损量理论与试验对比 差值曲线

Fig. 8 Difference curve between theory and test of wear volume of rolling track with different slope axial forces

定轴向力 F₁₁的预紧力衰退量,得到的预紧力差值曲 线如图 10 所示,可知随着轴向力线性增加,预紧力



Fig. 9 Degradation curve of pre-tightening force



Fig. 10 Degradation difference curve of pre-tightening force

根据时变摩擦力矩模型(31)可得到摩擦力矩 衰退曲线,如图 11 所示,可以看出摩擦力矩随时间 增加而衰退,在相同时间内,时变轴向力坡度大的摩 擦力矩衰退大于坡度小的摩擦力矩衰退. 坡度为 *F*_{2i}和坡度为*F*_{3i}的摩擦力矩衰退量减去恒定轴向力 *F*_{1i}的摩擦力矩衰退量,得到的摩擦力矩差值曲线如 图 12 所示,可知随着轴向力线性增加,摩擦力矩衰





退量相对急剧增加.





由仿真数据可知:在 F_{1i}的作用下,摩擦力矩和 预紧力在 64 h 衰退 30%;在 F_{2i}的作用下,摩擦力矩 和预紧力在 62 h 衰退 30%,滚珠丝杠副性能加速退 化 3. 1%;F_{3i}的作用下,摩擦力矩和预紧力在 61 h 衰 退 30%,滚珠丝杠副性能加速退化 4. 7%.

5 结语

在滚珠丝杠副实际服役过程中,包括加速启动、 稳定进给、减速停止以及不同加工切削力要求等进 给工况中负载具有时变特性,导致性能衰退规律不 断变化.本文研究时变轴向力加载工况下滚珠丝杠 副进给系统性能时变衰退特性,主要研究成果如下:

 建立了时变轴向力加载的滚珠丝杠时变受 力模型、时变磨损模型、时变预紧力衰退模型,通过 试验验证的方式,验证了磨损深度理论模型的正确 性,有利于预测预紧力与摩擦力矩的衰退.

2)在相同时间内,时变轴向力坡度大的预紧力 衰退量和摩擦力矩衰退量大于坡度小的预紧力衰退 量和摩擦力矩衰退.随着轴向力线性增加,预紧力 的衰退量和摩擦力矩衰退量相对急剧增加.

3)根据在 *F*_{1i}、*F*_{2i}、*F*_{3i}的作用下,摩擦力矩、预 紧力的衰退量,可得出滚珠丝杠在实际运行中,轴向 力时变产生值越大,滚珠丝杠性能衰退越快.

需要指出的是本文中只试验验证了滚珠丝杠时 变磨损深度模型,后续还需要购买器材试验求证时 变预紧力衰退模型和时变摩擦力矩衰退模型,并且 会继续提高改进试验台时变轴向力加载精度.

参考文献:

[1] 赫鲁绍夫,巴比切夫.金属的磨损[M].北京:机械工

465

业出版社, 1966.

- [2] BOWDEN F P, TABOR D F. The friction and lubrication of solids[J]. American Journal of Physics, 1950, 2(7): 73-75.
- [3] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 3 版. 北京: 清华大学出版社有限公司, 2008.
- [4] CHENG Q, QI B B, LIU Z F, et al. An accuracy degradation analysis of ball screw mechanism considering time-varying motion and loading working conditions [J]. Mechanism & Machine Theory, 2019, 134: 1-23.
- [5] 赵训贵,平舜娣. 滚珠丝杠螺纹滚道参数误差对接触 角和变位导程及摩擦力矩的影响及其相互关系 [J]. 精密制造与自动化, 1995(3): 6-13.
 ZHAO X G, PING S D. Effect of error of roller parameters

on contact angle, displacement guide and friction moment of ball screw thread [J]. Precision Manufacturing and Automation, 1995(3): 6-13. (in Chinese)

[6] 黄寿荣,黄家贤.滚珠丝杠副摩擦力矩影响因素的分析[J].东南大学学报(自然科学版),1993,23(增刊 1):135-138.

HUANG S R, HUANG J X. Analysis on the influencing factors of the friction torque of ball screws [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 1993, 23 (Suppl 1): 135-138. (in Chinese)

 [7] 康献民,傅卫平,王大承,等.预紧力对滚珠丝杠副摩 擦力矩波动的影响分析及试验[J].机械传动,2010, 34(6):46-50.

KANG X M, FU W P, WANG D C, et al. Analysis and test of influence of pretightening force on ball screw pair mechanical transmission [J]. 2010, 34(6): 46-50. (in Chinese)

[8] 康献民,傅卫平,王大承,等. 轴向载荷对滚珠丝杠副 摩擦力矩波动的影响及测试 [J]. 噪声与振动控制, 2010,30(2):57-61.

KANG X M, FU W P, WANG D C, et al. Effect of axial load on friction torque fluctuation of ball screw pair and test [J]. Noise and Vibration Control, 2010, 30(2): 57-61. (in Chinese)

[9] 宋现春, 刘剑, 王兆坦, 等. 高速滚珠丝杠副综合性能 试验台的研制开发[J]. 工具技术, 2005, 39(3): 58-79.

SONG X C, LIU J, WANG Z T, et al. Development and development of comprehensive performance testbed for high speed ball screws [J]. Tool Technology, 2005, 39(3): 58-79. (in Chinese)

[10] 宋现春,孙溪,张强. 基于虚拟仪器技术的滚珠丝杠 副摩擦力矩测试系统设计[J]. 组合机床与自动化加 工技术,2008(3):7-9. SONG X C, SUN X, ZHANG Q. Design of friction torque test system for ball screw pair based on virtual instrument technology [J]. Combined Machine Tools and Automated Machining Technology, 2008(3): 7-9. (in Chinese)

- [11] 张佐营,宋现春,李志,等.精密滚珠丝杠副摩擦力 矩平稳性的研究[J].中国机械工程,2009,20(22): 2722-2726.
 ZHANG Z Y, SONG X C, LI Z, et al. A study on the stability of friction torque of precision ball screw pair [J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(22): 2722-2726. (in Chinese)
- [12] 王兆坦,朱继生,张瑞,等. 滚珠丝杠副性能指标的测试与研究[J]. 制造技术与机床,2009(6):128-134.
 WANG Z T, ZHU J S, ZHANG R, et al. A test and research on performance index of ball screws [J]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 2009(6): 128-134. (in Chinese)
- [13] 冯虎田. 滚珠丝杠副综合性能测量方法与技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [14] 李春梅, 冯虎田, 韩军, 等. 滚珠丝杠副摩擦力矩动 态测量系统设计[J]. 制造技术与机床, 2010(2): 77-81.
 LI C M, FENG H T, HAN J, et al. Design of dynamic

LICM, FENGHI, HANJ, et al. Design of dynamic measuring system for friction torque of ball screw pair [J]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 2010(2): 77 - 81. (in Chinese)

- [15] 王志荣,王禹林,陈超宇,等. 基于振动特征的滚珠 丝杠副预紧力丧失诊断研究[J].振动与冲击,2018, 37(12):201-206.
 WANG Z R, WANG Y L, CHEN C Y, et al. Diagnosis of loss of preload of ball screw pair based on vibration characteristics [J]. Vibration and Shock, 2018, 37 (12):201-206. (in Chinese)
- [16] CHUNG S C, PARK C H. Analysis of ballscrew stiffness owing to contact deformation in leadscrew systems [C] // Proceedings of the ASPE. [S. l.]: [s. n.], 2010: 160-163.
- [17] OYANGUREN A, LARRANAGA J, ULACIA I. Thermomechanical modelling of ball screw preload force variation in different working conditions[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018 (2): 1-17.
- [18] 赵哲. 滚珠丝杠副性能退化机理与试验研究[D]. 南京:南京理工大学, 2018.
 ZHAO Z. Degradation mechanism and experimental study of ball screws [D]. Nanjing: Nanjing University of Technology, 2018. (in Chinese)

refractory bricks[J]. Sino-Global Energy, 2019, 24(7): 90-97. (in Chinese)

[12] 苏驰. 固体蓄热电暖器性能研究[D]. 石家庄: 石家 庄铁道大学, 2019.

SHU C. Research on performance of solid heat storageelectric heater [D]. Shijiazhuang: Shijiazhuang Railway University, 2019. (in Chinese)

[13] 张雪平,齐凤升,邢作霞,等.基于风电消纳电热储
 能装置热流固耦合研究[J].储能科学与技术,2019,
 8(4):689-695.

ZHANG X P, QI F S, XING Z X, et al. Thermal-fluidsolid coupling of electric heat storage device based on wind power absorption [J]. Energy Storage Science and Technology, 2019, 8(4): 689-695. (in Chinese)

[14] 董佳仪. 固体电蓄热装置内流动与传热耦合分析

(上接第465页)

[19] 顾旻杰,王禹林,欧屹,等.滚动直线导轨副寿命及 失效演变研究[J].组合机床与自动化加工技术, 2018(5):30-33,36.

> GU M J, WANG Y L, OU Y, et al. A study on the life and failure evolution of rolling linear guide rail [J]. Combined Machine Tools and Automated Machining Technologies, 2018(5): 30-33, 36. (in Chinese)

- [20] BREWE D E, HAMROCK B J. Simplified solution for elliptical-contact deformation between two elastic solids
 [J]. Journal of Tribology, 1977, 99(4): 485-487.
- [21] LIN M C, RAVANI B, VELINSKY S A. Kinematics of the ball screw mechanism [J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3): 849-855.
- [22] ZHOU C G, OU Y, FENG H T, et al. Investigation of the precision loss for ball screw raceway based on the modified Archard theory [J]. Industrial Lubrication & Tribology, 2017, 69(2): 166-173.
- [23] 杨雪. 滚珠丝杠副精度保持性及寿命分析与试验研究 [D]. 南京:南京理工大学, 2016.

[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2019.

DONG J Y. Coupling analysis of flow and heat transfer in solid electric heat storage device [D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2019. (in Chinese)

- [15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育 出版社, 2006.
- [16] 邢作霞,赵海川,陈雷,等. 基于耦合传热的电制热 固体蓄热结构优化研究[J].中国电机工程学报, 2019,39(20):5999-6007.
 XING Z X, ZHAO H C, CHEN L, et al. Research on optimal design of electric heating and heat storage structure with coupled heat transfer[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(20): 5999-6007. (in Chinese) (责任编辑 张 蕾)

YANG X. Analysis and experimental study on precision retention and life of ball screw pair [D]. Nanjing: Nanjing University of Technology, 2016. (in Chinese)

- [24] 束方婷,冯虎田,周长光,等.双螺母滚珠丝杠副摩 擦力矩损失模型及试验研究[J].组合机床与自动化 加工技术,2019(4):37-40.
 SHUFT,FENGHT,ZHOUCG, et al. Friction torque loss model of double nut ball screw pair [J]. Combined Machine Tools and Automated Machining Technology, 2019(4):37-40. (in Chinese)
- [25] 盖玉洪, 闫野, 李成楠, 等. CrMo 钢滚珠丝杠副的疲 劳试验与失效分析[J]. 材料热处理学报, 2015, 36 (10): 148-155.
 GAI Y H, YAN Y, LI C N, et al. Fatigue test and failure analysis of CrMo steel ball screw pair [J]. Journal

failure analysis of CrMo steel ball screw pair [J]. Journal of Heat Treatment of Materials, 2015, 36(10): 148-155. (in Chinese)

(责任编辑 张 蕾)