

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2210276

滚珠丝杠副传动效率的模型建立及试验研究*

张敏华^{1,2}, 祖莉^{1,2}, 徐子杰¹

(1. 南京理工大学机械工程学院 南京 210094; 2. 数控机床功能部件共性技术工业和信息化部重点实验室 张家港 215600)

摘要:传动效率是衡量滚珠丝杠副的传动性能的重要指标,目前传动效率的研究对接触面的摩擦润滑情况缺少深入分析,试验研究较少且多是针对某型号样件。为了得到更符合实际情况的传动效率模型并对传动效率影响因素进行分析,基于载荷分布理论,分析考虑工艺误差的滚珠丝杠副承载运动情况,再结合弹流润滑理论得到滚珠丝杠副在不同工况下的摩擦系数变化规律,从而得到新的传动效率模型,再对传动效率影响因素进行计算和分析,最终设计试验验证传动效率模型并分析不同轴向负载、转速、预紧力、润滑粘度对传动效率的影响。试验结果表明新模型的计算值与试验值的相对误差最大为6.42%,验证了新模型的有效性与合理性。

关键词:滚珠丝杠副;工艺误差;弹流润滑;传动效率模型;影响因素;试验研究

中图分类号: TH132 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.35

Experimental research on influencing factors of ball screw transmission efficiency

Zhang Minhua^{1,2}, Zu Li^{1,2}, Xu Zijie¹

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

2. Key Laboratory of CNC Machine Tool Functional Ministry of Industry and Information Technology, Zhangjiagang 215600, China)

Abstract: Transmission efficiency is an important index to measure the transmission performance of ball screw. The current researches on transmission efficiency lack in-depth analysis of the friction and lubrication of the contact surface. There are few experimental studies and most of them are for a certain type of sample. To obtain a transmission efficiency model that is more in line with the actual situation and analyze the influencing factors of transmission efficiency, based on the load distribution theory, the bearing and motion of the ball screw are analyzed, which consider the process error. The theory of electrohydrodynamic lubrication is also combined to obtain the ball screw in different working conditions. According to the friction coefficient change rule under the conditions, a new transmission efficiency model is achieved. Then, the influence factors of transmission efficiency are calculated and analyzed. The final design test verifies the transmission efficiency model and analyzes the influence of different axial load, speed, preload, and lubrication viscosity on the transmission efficiency. The test results show that the maximum relative error between the calculated value of the new model and the test value is 6.42%, which evaluates the validity and rationality of the new model.

Keywords: ball screw; process error; electrohydrodynamic lubrication; transmission efficiency model; influencing factors; experimental research

0 引言

传动效率是衡量滚珠丝杠副的传动性能的重要指标。建立更符合实际情况的传动效率模型,分析影响传动效率的因素,并且通过试验得到传动效率变化规律,能够为滚珠丝杠副的设计、生产制造、使用和改进提供理论基础和试验依据。

理论研究方面, Lin 等^[1]提出了一种经典的传动效率模型,该模型假设各滚珠受载均匀,并且用库伦摩擦代表所有摩擦;魏进忠^[2]在此基础上加入了对离心力和惯性力矩的考虑,并加入了简单的粘滞摩擦力矩模型; Oh 等^[3]和 Cao 等^[4]使用了弹性流体动力润滑理论来计算滚珠丝杠副的摩擦力矩; Carlo 等^[5]采用多体动力学以及弹流润滑理论来得到滚珠丝杠副的摩擦力矩模型,利用

Eyring 模型来计算摩擦剪应力。

试验研究方面,赵哲等^[6]测得不同负载和转速下滚珠丝杠副的摩擦系数;Zhang 等^[7]利用预紧力可调装置测量不同转速、负载以及润滑方式下 4010 型滚珠丝杠副的摩擦系数,得到不同转速、负载以及润滑方式下的摩擦系数,但摩擦系数经验公式适用于 4010 型丝杠;Kuo 等^[8]是通过开展摩擦力矩试验,根据实验数据得到经验公式的参数,从而得到该型号丝杠副的摩擦力矩模型;潘承莹等^[9]针对不同负载下滚珠丝杠副的传动效率进行了试验研究,但未研究转速和润滑对传动效率的影响。

对将导程误差和中径误差带入到变形协调关系中进行研究,得到滚珠丝杠副的考虑工艺误差的承载情况与运动情况,进而结合弹流润滑理论得到不同工况下的滚珠丝杠副接触面摩擦系数,从而得到传动效率模型;对影响传动效率的因素进行计算与分析;通过设计试验来验证传动效率模型,并得到不同轴向负载、转速、润滑粘度、预紧力下的传动效率变化规律。

1 滚珠丝杠副传动效率模型建立

1.1 滚珠丝杠副承载与运动分析

如图 1 所示,双螺母预紧滚珠丝杠副的预紧力为 F_p ,在受到轴向负载 F_a 时,同时两个螺母受到不同的轴向载荷 F_A 和 F_B 。各螺母受到的轴向载荷可由下式得到:

$$\begin{cases} F_A - F_B = F_a \\ F_A^{\frac{2}{3}} + F_B^{\frac{2}{3}} = 2F_p^{\frac{2}{3}} \end{cases} \quad (1)$$

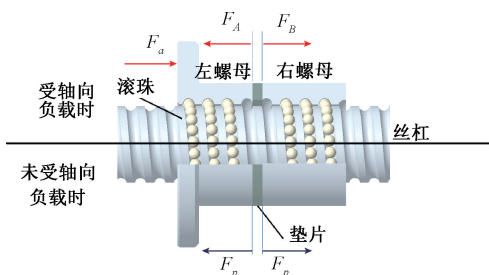


图 1 双螺母预紧滚珠丝杠副受力示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the force of the double nut pre-tightened ball screw

根据赫兹接触理论^[10],螺母内每个滚珠与丝杠滚道或螺母滚道接触产生的法向接触载荷 Q_i 和产生的变形量 δ_i 之间的关系为:

$$Q_i = K\delta_i^{3/2} \quad (2)$$

式中: K 为赫兹接触刚度。当存在导程误差 ΔP_h 和中径误差 Δd_m 时,导程角 λ 和丝杠中径 D_{pw} 发生变化,进一步导致接触刚度 K 发生变化。考虑导程误差 ΔP_h 时,如

图 2 所示,根据文献[11],变形协调关系为:

$$\Delta s_i = \left(\frac{\delta_i}{\sin \alpha_{i-1}} - \frac{\delta_{i-1}}{\sin \alpha_i} \right) \cdot \frac{1}{\cos \lambda'} - \Delta n_i - \delta P_h \cos \lambda' \quad (3)$$

式中: Z 是一圈滚道中滚珠的数量。

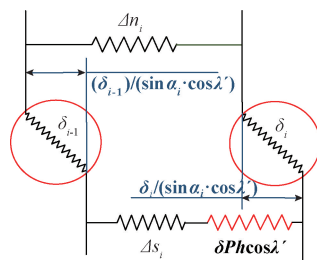


图 2 考虑导程误差时的变形协调关系

Fig. 2 Schematic diagram of the force of the double nut pre-tightened ball screw

因此可以得到如下的承载关系:

$$\begin{cases} F_a = \left(\frac{\delta_i}{\sin \alpha_{i-1}} - \frac{\delta_{i-1}}{\sin \alpha_i} + \delta P_h \cos \lambda' \right) \cdot \frac{1}{C_1} + \sum_{j=1}^{i-1} \left(\frac{\delta_j}{C_k C_E^2} \right)^{3/2} \sin \alpha_j \cos \lambda' \\ C_1 = \left(\frac{1}{E_s A_s} + \frac{1}{E_n A_n} \right) \cdot \frac{P_h \cos \lambda}{Z_b} \end{cases} \quad (4)$$

如图 3(a) 所示,初始状态下螺母滚道曲率中心 O_n 、滚珠中心 O_w 和丝杠滚道曲率中心 O_s 共线,接触点连线 $\overline{SN}$ 与 $\overline{O_s O_n}$ 共线,初始接触角为 α_0 。 $\overline{O_s O_n}$ 的长度 L 是:

$$L = \overline{O_s O_n} = (f_{rs} + f_{rs} - 1) D_w \quad (5)$$

存在导程误差时接触角 α'_0 和法向接触变形 δ_{n1} 为:

$$\begin{cases} L' = \overline{O'_s O'_n} = \sqrt{(L \cos \alpha_0)^2 + (L \sin \alpha_0 + \xi_a)^2} \\ \sin \alpha'_0 = \frac{L \sin \alpha_0 + \xi_a}{L'} \\ \delta_{n1} = L' - L \end{cases} \quad (6)$$

式中: ξ_a 是存在 ΔP_h 且承受 F_a 时丝杠滚道曲率中心的轴向位移量。如图 3(b) 所示,当同时存在 ΔP_h 和 Δd_m 时,假设 $\Delta d_m < 0$, 根据文献[12]可知,此时的赫兹接触变形量和接触角为:

$$\begin{cases} L'' = \sqrt{(X'_{o'_s} - X'_{o'_n})^2 + (Y'_{o'_s} - Y'_{o'_n})^2} \\ \delta_n = L'' - L \\ \sin \alpha'' = \frac{L' \cos \alpha'}{L''} \end{cases} \quad (7)$$

以下用 α 代替接触角 α'' 。

由图 4 可知, ω 是滚珠丝杠的旋转速度, $\omega = \dot{\Omega}$, ω_m 是滚珠相对于丝杠轴线旋转的公转角速度, ω_R 是滚珠自转的角速度。

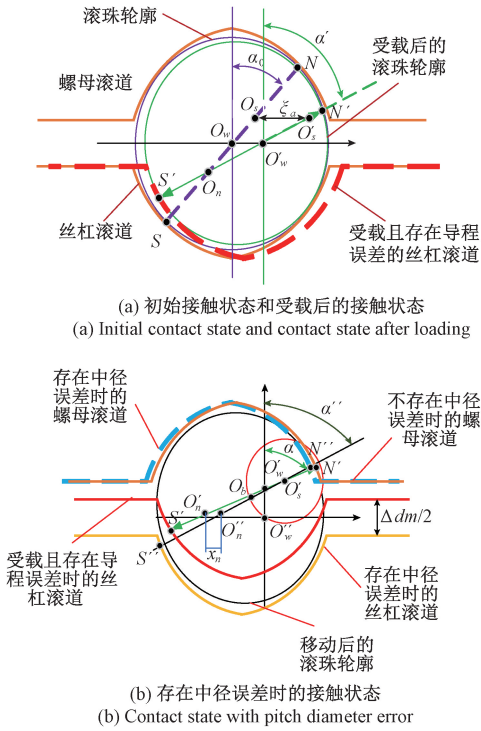


图3 存在工艺误差时的接触状态

Fig. 3 Contact state with the process error

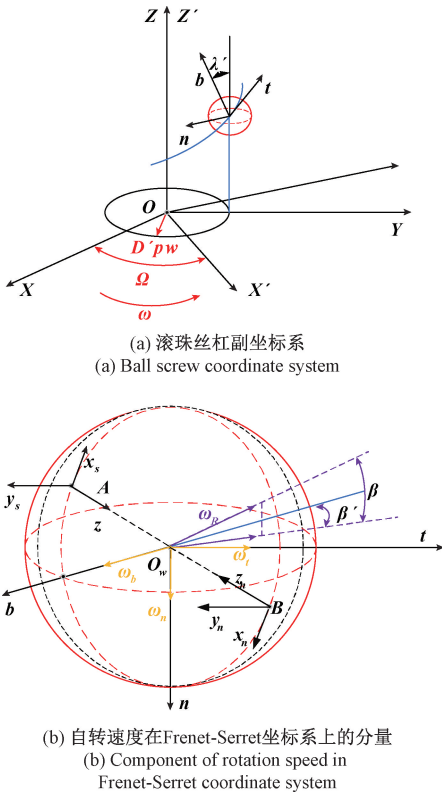


图4 滚珠丝杠副运动示意图

Fig. 4 Schematic diagram of ball screw movement

ω_t 、 ω_n 和 ω_b 分别是 ω_R 在 t 轴、 n 轴和 b 轴上的分量, β 和 β' 为自旋角。根据文献[3]可以得到 ω_t 、 ω_n 和 ω_b 为:

$$\begin{cases} \omega_t = \omega_R \cos \beta \sin \beta' \\ \omega_n = -\omega_R \sin \beta \\ \omega_b = -\omega_R \cos \beta \cos \beta' \end{cases} \quad (8)$$

根据文献[4], 自旋角 β' 可忽略不计, 则自旋角 β 的计算公式为:

$$\beta = \arctan^{-1} \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \gamma'} \right) \quad (9)$$

其中, γ' 为:

$$\gamma' = \frac{D_w}{D'_{pw}} \quad (10)$$

根据文献[12], ω_m 和 ω_R 分别为:

$$\begin{cases} \omega_m = \frac{\omega}{1 + \frac{(1 + \gamma' C_\alpha)(C_\alpha + T_\beta S_\alpha)}{(1 - \gamma' C_\alpha)(C_\alpha + T_\beta S_\alpha)}} \\ \omega_R = \frac{-\omega_m C_\alpha (1 + \gamma' C_\alpha)}{\gamma' (C_\beta C_\alpha + S_\beta S_\alpha)} \end{cases} \quad (11)$$

1.2 弹流润滑理论分析与计算

要对滚珠丝杠副的传动效率进行研究, 必须考虑到滚珠丝杠副接触面的摩擦润滑情况, 得到滚珠丝杠副摩擦系数变化规律, 从而建立起传动效率模型。

滚珠与丝杠滚道及螺母滚道之间产生点接触。接触点处的法向应力常常可以达到 GPa 级别, 使接触面之间的润滑剂形成厚度通常为 $0.1 \sim 1 \mu\text{m}$ 极薄油膜, 为分析这种情况, 需要用到弹性流体动力润滑理论来解释和分析滚珠丝杠副的摩擦润滑情况。

不同压力条件下的粘度为:

$$\begin{cases} \eta = \eta_0 \exp \left\{ \left(\ln \eta_0 + 9.67 \right) \cdot \left[-1 + \left(1 + p(x, y) \cdot p_0 \right)^{z_1} \right] \right\} \\ z_1 = \frac{\alpha_v}{p_0 \cdot (\ln \eta_0 + 9.67)} \end{cases} \quad (12)$$

式中: η_0 是润滑脂基础油在标准大气压和某温度下 (通常为 40°C) 的动力粘度, p 是法向接触应力; p_0 是压力系数, 取 $5.1 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$; α_v 是粘压系数。 p 为:

$$p(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (13)$$

式中: a 是接触椭圆的长半轴, b 是短半轴。

最小油膜厚度为:

$$h_{\min} = \frac{3.63 G^{0.49} U^{0.68}}{W^{-0.073}} \cdot (1 - 0.61 e^{-0.68 \kappa}) R_x \quad (14)$$

其中, G 是材料参数, U 是速度参数, W 是载荷参数, R_x 是曲率半径, κ 是椭圆参数。

如图 5 所示,在赫兹接触区域内,油膜厚度分布十分平缓近似不变,油膜厚度为 h_c ,称为中心油膜厚度,而弹流润滑压力分布与接触应力分布十分相似;在接触区域外,油膜厚度出现颈缩现象,此处的油膜厚度为 $h_{\min}$,就是最小油膜厚度。

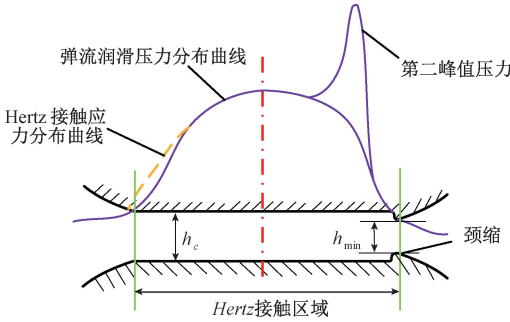


图 5 赫兹接触应力分布、弹流润滑压力分布及膜厚分布

Fig. 5 Hertz contact stress distribution, elastohydrodynamic lubrication pressure distribution and film thickness distribution

由于在接触区域内,使用中心油膜厚度 h_c 来近似代表分布区域内的油膜厚度。通常可以由最小油膜厚度 $h_{\min}$ 近似得到中心油膜厚度 h_c ,则 h_c 和膜厚比为:

$$h_c \approx \frac{4}{3} h_{\min} \quad (15)$$

式中: R_1 和 R_2 是两接触体表面轮廓均方根偏差。

1.3 低速情况下摩擦系数

可以使用等效摩擦系数 μ_{eq} 来表示不同条件下滚珠丝杠副接触面的摩擦情况:

$$\mu_{eq} = \frac{F_f}{Q} \quad (16)$$

式中: F_f 是在法向接触载荷对应的切向摩擦力。

低速情况下,接触面处于混合润滑状态,此时接触体之间存在的一层油膜很薄,膜厚比很小,油膜不能完全将两个接触体隔开,因此接触面之间有一部分是被油膜隔开,而其余部分是接触体表面粗糙形貌直接接触。此时对阻碍运动起主要作用的两接触体粗糙形貌直接接触产生的库伦摩擦。由此可以得到摩擦力为:

$$F_f = f(\Lambda) \iint_{\Omega} \tau d\Omega + (1 - f(\Lambda)) \cdot \mu_d Q_i = \quad (17)$$

$$\tau A f(\Lambda) + (1 - f(\Lambda)) \cdot \mu_d Q_i$$

式中: $\tau A f(\Lambda)$ 是粘滞阻力,而 $(1 - f(\Lambda)) \cdot \mu_d Q_i$ 是接触面轮廓尖峰部分直接接触产生的库伦摩擦。 τ 是润滑剂产生的剪应力, A 是接触面积, μ_d 是干摩擦状态下的摩擦系数, $f(\Lambda)$ 是关于膜厚比的函数,表示在接触面上被油膜隔开部分的面积占整个接触面积的比重。

通常一些研究为了方便理论分析和数值计算,将润滑脂视作牛顿流体,而本文为了计算更加精确,采用文献[13]的非牛顿流体模型的摩擦应力计算表达式:

$$\dot{\gamma} = \frac{u}{h_c} = \frac{\dot{\tau}}{G_L} - \frac{\tau_L}{\eta} \ln \left(1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right) \quad (18)$$

式中: τ_L 是极限剪切应力, G_L 是极限剪切弹性模量, u 是卷吸速度。前二者通常是通过试验测得,这里可以使用文献[14]的公式来计算:

$$\begin{cases} G_L = \frac{1.2p}{2.52 + 0.024T} - 10^8 \\ \tau_L = 0.25G_L \end{cases} \quad (19)$$

根据文献[15], $f(\Lambda)$ 的计算公式为:

$$f(\Lambda) = \frac{1.2\Lambda^{0.64}}{1 + 0.37\Lambda^{1.26}} \quad (20)$$

因此在低速情况下,等效摩擦系数为:

$$\mu_{eq} = \frac{F_f}{Q} = \frac{\tau A f(\Lambda) + \mu_d (1 - f(\Lambda)) Q}{Q} \quad (21)$$

1.4 中高速情况下摩擦系数

随着转速的增加,摩擦阻力两种组成成分的比重发生变化。如图 6 所示,随着转速上升,摩擦系数在达到最小值后逐渐增大,在中高速阶段近似处于线性增长状态。因此可以认为此时的摩擦力主要由新的库伦摩擦力和弹流润滑粘滞力组成。

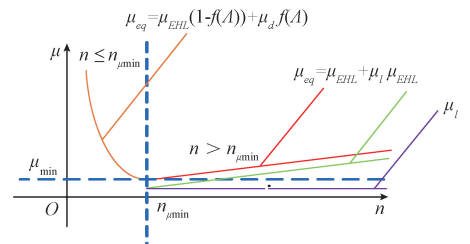


图 6 不同转速下的摩擦系数

Fig. 6 Friction coefficient at different speeds

则中高速阶段的摩擦力为:

$$F_f = \mu_l Q_i + \tau A \quad (22)$$

式中: μ_l 是此时仍存在的库伦摩擦系数。此时可认为油膜面积约等于赫兹接触区域面积,则 μ_l 为:

$$\mu_l = \mu_{\min} - \mu_{EHL} \quad (23)$$

其中, μ_{EHL} 是 $\mu_{\min}$ 点上的弹流润滑摩擦系数:

$$\mu_{EHL} \approx \frac{\tau A}{Q} \quad (24)$$

因此,可以先得到低转速下额等效摩擦系数 μ_{eq} ,再由弹流润滑得到切应力进而得到弹流润滑摩擦系数 μ_{EHL} ,最后得到基本摩擦系数 μ_l 。

1.5 建立传动效率模型

得到滚珠丝杠副的摩擦力矩为:

$$M_f = \sum_{i=1}^Z \mu_{eqAi} Q_{Ai} (r_{pw} - r_w \cos \alpha_{Ai}) + \sum_{j=1}^Z \mu_{eqBj} Q_{Bj} (r_{pw} - r_w \cos \alpha_{Bj}) \quad (25)$$

滚珠丝杠副传动效率为:

$$\eta_{bsc} = \frac{F_a P_h}{M_{input} \cdot 2\pi} = \frac{P_h}{2\pi} \cdot \frac{F_a}{M_z + M_f} \quad (26)$$

式中: M 是总的输入扭矩, 由丝杠承受滚珠法向载荷产生的承载力矩 M_z 和滚珠产生的摩擦力矩 M_f 组成。承载力矩 M_z 的求解公式为:

$$M_z = \sum_{i=1}^Z Q_{ki} \sin \alpha_{Ai} \sin \lambda' (r'_{pw} - r_w \cos \alpha_0) \quad (27)$$

$k = A$ or B

则整个伺服系统的传动效率为:

$$\eta_{sv} = \frac{P'_h}{2\pi} \cdot \frac{F_a}{M_z + M_f + M_b} \quad (28)$$

式中: M_b 是滚动轴承在丝杠上产生的力矩。

2 传动效率影响因素分析

建立模型后, 使用预紧力为 2 000 N 的 4010 型双螺母预紧丝杠进行计算分析。

由图 7 可知, 相同转速下, 随着轴向负载的增加, 传动效率上升; 传动效率随速度增加而变化的趋势不是单调的。在低速阶段, 随着转速的增加, 传动效率先上升到某一最大值, 然后进入中高速阶段开始下降。

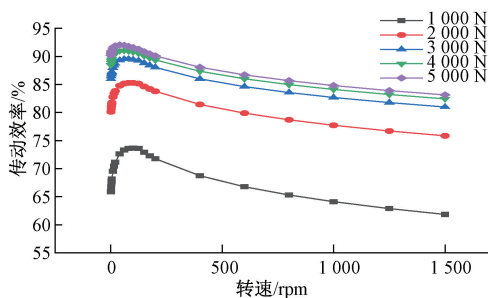


图 7 负载和转速对滚珠丝杠副传动效率的影响情况
Fig. 7 The influence of load and speed on the efficiency of ball screw transmission

这是因为低速阶段时, 随着转速增加, 接触面上是从粗糙表面直接接触变成了润滑剂形成的油膜逐渐隔开部分接触表面, 因此接触面的摩擦系数降低, 传动效率上升; 随着转速继续上升, 此时油膜能够很好地隔开接触表面, 润滑剂形成的摩擦力成为主导因素, 这样随着转速增加, 等效摩擦系数增大, 传动效率开始下降。

由图 8 可知, 工艺误差变化时, 传动效率也会发生变化。导程误差从负到正, 传动效率曲线向上平移; 由中径误差变化带来的传动效率的变化很小。

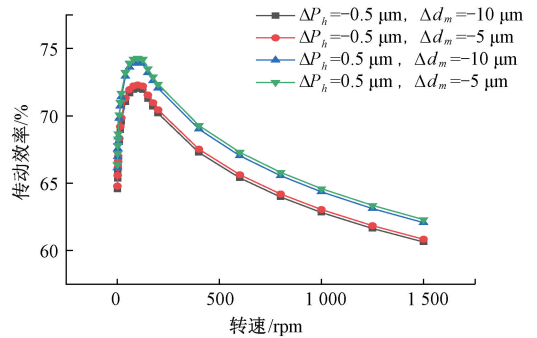


图 8 工艺误差对滚珠丝杠副传动效率的影响情况
Fig. 8 The influence of process error on the transmission efficiency of ball screw pair

这是因为导程误差和中径误差的存在, 一是改变了滚珠丝杠副的结构参数, 二是改变了滚珠与滚道的接触状态, 从而使传动效率发生改变。由于在加工时考虑到滚珠丝杠副的温升和热伸长问题, 将导程误差和中径误差定为负值, 可以看出, 负导程误差和负中径误差的绝对值减小有利于提高传动效率。

由图 9 可知, 粘度越高, 传动效率能达到的最大值越大, 低速阶段传动效率上升越快, 传动效率最大值处对应的转速越低, 中高速阶段传动效率越低, 下降越快。因为更高粘度的润滑剂使滚珠丝杠副接触表面更容易形成油膜, 即最小油膜厚度更大, 膜厚比更大, 从而使接触表面的摩擦情况得到改善, 从而能够在更低转速的情况下形成隔开两接触面的油膜, 并且传动效率最大值更大。当进入中高速阶段时, 粘度更高导致摩擦系数更大, 而此时的摩擦主要是粘滞摩擦, 这就导致传动效率更低, 传动效率下降更快。

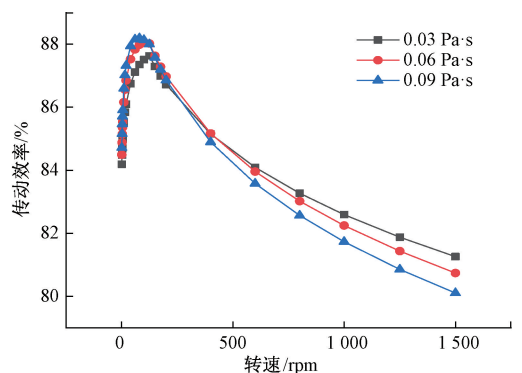


图 9 润滑剂粘度对传动效率的影响情况
Fig. 9 The influence of lubricant viscosity on transmission efficiency

3 试验研究

3.1 试验设备

如图 10 所示,传动效率试验台用来测量滚珠丝杠副的传动效率。该试验台有旋转电机驱动、直线电机加载和直线电机驱动、旋转电机加载两种方式,可以测量丝杠副正传动和逆传动效率,实时检测输入扭矩、丝杠转速、直线进给速度和螺母轴向负载等参数来得到实时传动效率,通过如下公式转换成传动效率:

$$\eta = \frac{Fv}{M\omega}$$
 (29)

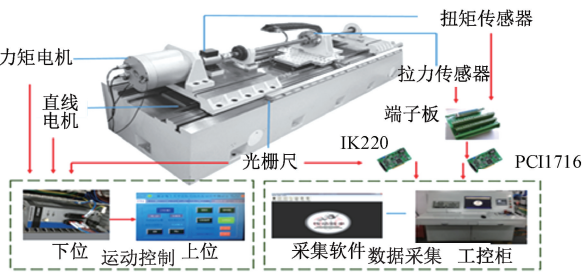


图 10 传动效率试验台

Fig. 10 Transmission efficiency of the test bench

如图 11 所示,为试验台所用的扭矩传感器和拉压力传感器,扭矩传感器的精度等级为±0.5%,拉压力传感器的线性度为±0.5%。

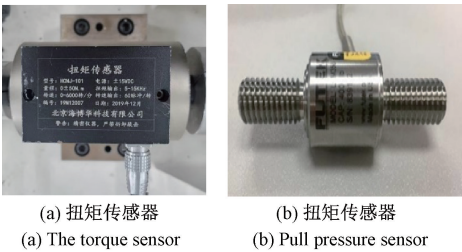


图 11 传感器

Fig. 11 Sensor

3.2 试验方案

试验温度:处于 20℃±1℃。安装方式:两端固定。试验工况设置:选择 2 根双螺母滚珠丝杠副,样品参数如表 1 所示。轴向负载选择为 1 000~5 000 N;转速设定为 20~100 rpm、100~200 rpm、200~1 000 rpm;润滑剂 A 为温度 40℃时动粘度为 110 mm/s² 的润滑脂,润滑剂 B 为温度 40℃时运动粘度为 70 mm/s² 的润滑脂。样品 1 选择使用润滑剂 A 和 B,样品 2 选择使用润滑剂 A。

表 1 试验样品具体参数

Table 1 Specific parameters of the test sample

参数	数值	单位
公称直径	40	mm
滚珠直径	5.953	mm
适应比	0.555	
导程	10	mm
导程角	4.55	°
初始接触角	45	°
滚珠数	63	
泊松比	0.3	
弹性模量	2.07×10 ⁵	MPa
样品 1 预紧力	3 000	N
样品 2 预紧力	4 200	N

样品 1 和 2 的导程误差和中径误差如表 2 所示。

表 2 样品导程误差和中径误差

Table 2 Sample lead error and pitch error

样品	导程误差/μm	中径误差/μm
1	-0.3	-5
2	-0.5	-7

3.3 传动效率模型的试验验证

由图 12~14 可以看出,传动效率新模型计算数据的变化趋势与试验数据近似一致,各点计算数据和试验数据的相对误差最大为 6.42%,这验证了本文建立的传动效率新模型的有效性与合理性。

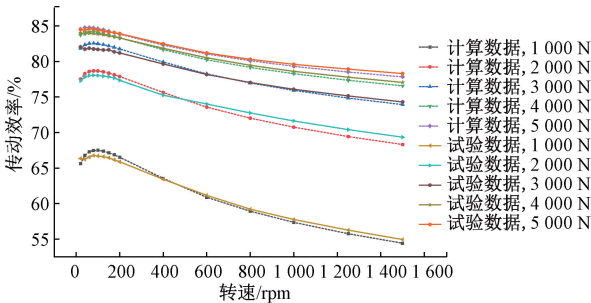


图 12 样品 1 使用润滑剂 A 时计算数据与试验数据对比情况

Fig. 12 Comparison of calculated data and test data when sample 1 using grease A

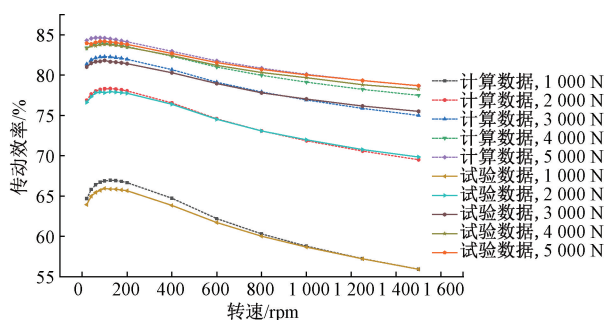


图13 样件1使用润滑脂B时计算数据与试验数据对比情况

Fig. 13 Comparison of calculated data and test data when sample 1 using grease B

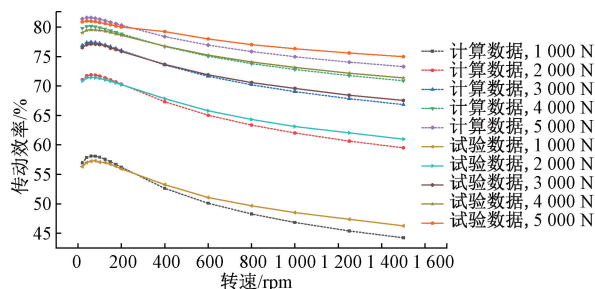


图14 样件2使用润滑脂A时计算数据与试验数据对比情况

Fig. 14 Comparison of calculated data and test data when sample 2 using grease A

3.4 试验数据分析

将样件1使用A和B两种润滑脂的试验数据进行对比得到图15,由图可以看出,使用两种润滑脂的传动效率变化趋势大体类似:同一转速下,随着轴向负载增加,传动效率上升;同一轴向负载下,随着转速增加,传动效率变化的趋势与第2章的分析结果一致。

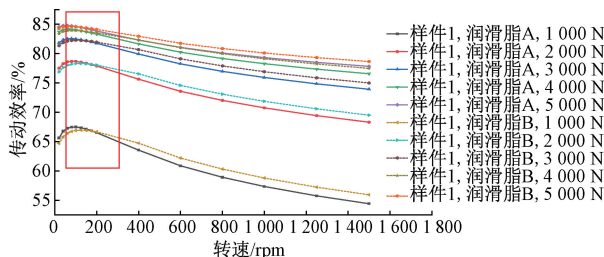


图15 样件1使用A和B两种润滑脂的试验数据对比情况

Fig. 15 Comparison of test data of sample 1 using A and B grease

润滑脂A的粘度大于B,两种润滑脂的传动效率的差异表现为:小于某临界转速时,高粘度传动效率

高;大于某临界转速时,高粘度传动效率低。将这个临界转速命名为交错点,由图16可以看出,随着轴向负载的增加,交错点左移,这和传动效率最大值对应的转速随轴向负载变化的趋势一致。这是因为轴向负载越大,在低速情况下越容易形成润滑油膜,有利于传动效率的提升,因此在更低的转速下达到传动效率最大值,从而使两种润滑脂的传动效率交错点也随之左移。

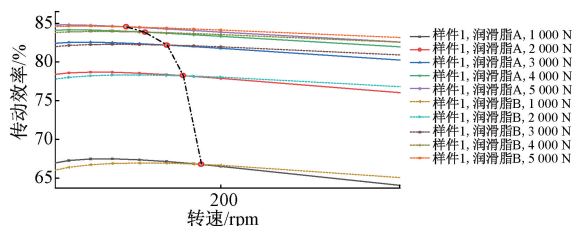


图16 交错点分布情况

Fig. 16 Distribution of interleaved points

如图17所示,样件1和样件2的传动效率随转速和负载变化趋势近似一致,但样件1的传动效率整体高于样件2的传动效率。因为预紧力越高,相同轴向负载下,两螺母承受的轴向载荷越大,这使承载力矩和摩擦力矩都增大,而摩擦力矩增量与承载力矩增量之比大于摩擦力矩与承载力矩之比,即摩擦力矩在总输入力矩中占比上升,从而使传动效率下降。

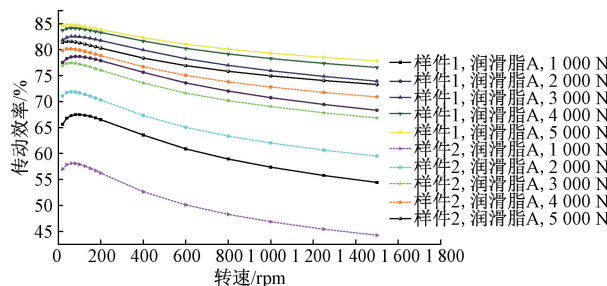


图17 样件1和2传动效率的对比情况

Fig. 17 Comparison of transmission efficiency of sample 1 and sample 2

4 结论

分析考虑工艺误差的滚珠丝杠副承载运动情况,利用弹流润滑理论来分析不同工况下接触面的摩擦润滑情况,从而得到传动效率新模型。计算分析不同因素对传动效率的影响,通过试验验证新模型的有效性 with 合理性,并总结不同轴向负载、转速、润滑粘度、预紧力下传动效

率的变化规律。分析结果表明:

1) 滚珠丝杠副的工艺误差影响其承载与运动情况,进而影响到传动效率。负导程误差和负中径误差的绝对值的越小,传动效率越高。

2) 随着轴向负载的增加,传动效率上升;同一轴向负载下,随着转速的增加,传动效率出现先上升后下降的趋势;润滑剂粘度越高,传动效率随转速变化的曲线越陡;高粘度和低粘度的传动效率随转速变化的曲线有交错点,该点随轴向负载的增大而左移,即该点对应的转速减小;预紧力越高,同一轴向负载下的传动效率越低。

3) 传动效率模型的计算值与试验值相对误差最大为 6.42%,验证了新模型的有效性 with 合理性。

参考文献

- [1] LIN M C, RAVANI B, VELINSKY S A. Design of the ball screw mechanism for optimal efficiency[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116 (3) : 856-861.
- [2] 魏进忠. 单螺帽双圈滚珠螺杆在预负荷及润滑作用条件下运动机制与机械性能的理论分析及实验印证[D]. 台湾:国立成功大学, 2003.
WEI J ZH. Analyses of kinematics and mechanical performance of a single nut double cycle ball screw and experiment verification [D]. Taiwan: National Cheng Kung University, 2003.
- [3] OH K J, CAO L, CHUNG S C. Explicit modeling and investigation of friction torques in double-nut ball screws for the precision design of ball screw mechanism feed drives [J]. Tribology International, 2019, 141:105841.
- [4] CAO L, OH K J, CHUNG S C. Explicit precision friction torque model of ball screws in high speed operations [J]. Tribology International, 2019, 152: 106573.
- [5] CARLO B A, GIOVANNI J, STEFANO M, et al. Investigation on the ball screws no-load drag torque in presence of lubrication through MBD simulations [J]. Mechanism and Machine Theory, 2021(161):104328.
- [6] 赵哲, 欧屹, 孟军虎, 等. 考虑转速影响的滚珠丝杠副摩擦系数计算与试验研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(6):784-790.
ZHAO ZH, OU Y, MENG J H, et al. Calculation and

experimental study on friction coefficient of ball screws considering speed effect [J]. Tribology, 2017, 37 (6) : 784-790.

- [7] ZHANG L C, ZHOU C G. Experimental study on the coefficient of friction of the ball screw [J]. Journal of Tribology, 2021, 144(3):1-18.
- [8] KUO T C, HWANG Y C, HSIEH W H. A new correlation equation for calculating the frictional torque of the nut at different feed velocities and nut temperatures [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2021, 22:41-50.
- [9] 潘承莹, 祖莉. 不同负载工况下双螺母滚珠丝杠副动态传动效率的试验研究 [J]. 仪器仪表学报, 2021, 42(1):99-107.
PAN CH Y, ZU L. Experiment research on dynamic transmission efficiency of double nut ball screw pair under different load conditions [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2021, 42(1):99-107.
- [10] HERTZ H. On the contact of elastic solids [J]. J. Reine Angew, 1881, 92(110):156-171.
- [11] 祖莉, 林伟国, 张鲁超, 等. 双螺母滚珠丝杠副导程误差和摩擦力矩关系研究 [J]. 农业机械学报, 2021, 52(6):397-406.
ZU L, LIN W G, ZHANG L CH, et al. Relationship between lead error and friction torque of double-nut ball screw [J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery, 2021, 52(6):397-406.
- [12] 周光. 滚珠丝杠副预紧力衰退预测及试验研究 [D]. 南京:南京理工大学, 2018.
ZHOU CH G. Theoretical and experimental investigation of the preload degradation of ball screws [D]. Nanjing: Nanjing University of Science & Technology, 2018.
- [13] BAIR S, WINER W O. A rheological model for elastohydrodynamic contacts based on primary laboratory data [J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(3):258-264.
- [14] ZHU D, CHENG H S. An analysis and computational procedure for EHL film thickness, friction and flash temperature in line and point contacts [J]. Tribology

Transactions, 1989, 32(3):364-370.

[15] ZHU D, HU Y Z. A computer program package for the prediction of ehl and mixed lubrication characteristics, friction, subsurface stress and flash temperatures based on measured 3-D surface roughness [J]. Tribology Transactions, 2001, 44 (3):383-390.

作者简介



张敏华,2018 年于哈尔滨理工大学获得学士学位,现为南京理工大学研究生,主要研究方向为机械电子工程与精密检测技术。

E-mail: 954497453@qq.com

Zhang Minhua received his B.Sc. degree from Harbin University of Science and Technology in 2018. He is currently a master student at Nanjing University of Science and Technology. His main research interests include mechatronic engineering and precision testing technology.



祖莉(通信作者),1999 年于苏州大学获得学士学位,2004 年于南京理工大学获得博士学位,现为南京理工大学教授,博士生导师,主要研究方向为数控机床滚动功能部件的性能研究和测量以及伺服系统精密驱动的设计和应用。

E-mail: zuli@njust.edu.cn

Zu Li (Corresponding author) received her B. Sc. degree from Soochow University in 1999 and received her Ph. D. degree from Nanjing University of Science and Technology in 2004. She is currently a professor and a master advisor at Nanjing University of Science and Technology. Her main research interests include performance research and measurement of rolling functional components of CNC machine tools, design and application of precision drive of the servo system.