

# 行星滚柱丝杠副摩擦力矩及传动效率研究

马尚君, 刘 更, 佟瑞庭

(西北工业大学 机电传动与控制陕西省工程实验室, 710072 西安)

**摘要:** 以行星滚柱丝杠副为研究对象, 基于赫兹接触理论和等效球的方法, 分别计算了由材料弹性滞后、滚柱自旋滑动和润滑油粘滞阻力所产生的摩擦力矩, 分析了接触角、螺旋升角和滚柱牙数对摩擦力矩的影响规律. 在此基础上, 建立了行星滚柱丝杠副传动效率计算模型, 研究了丝杠转速和上述结构参数与传动效率的关系. 结果表明, 引起摩擦力矩的主要原因是滚柱的自旋滑动; 丝杠转速增加导致传动效率呈递减趋势, 相同丝杠转速下, 较大的轴向载荷能获得较高的传动效率; 较大的接触角能够减小摩擦力矩和提高传动效率; 螺旋升角对摩擦力矩的影响很小, 但能提高传动效率; 增加螺纹牙数有利于提高承载能力, 并降低总摩擦力矩.

**关键词:** 行星滚柱丝杠; 摩擦力矩; 传动效率; 接触角; 螺旋升角

**中图分类号:** TH132.1      **文献标志码:** A      **文章编号:** 0367-6234(2013)09-0074-06

## The frictional moment and transmission efficiency of planetary roller screw

MA Shangjun, LIU Geng, TONG Ruiting

(Shaanxi Engineering Laboratory for Transmissions and Controls, Northwestern Polytechnical University, 710072 Xi'an, China)

**Abstract:** The frictional moments are calculated respectively based on the Hertzian contact theory and the method of effective ball considering elastic hysteresis of material, spinning sliding of roller and viscosity of lubricating oil, and the influences of contact angle, helix angle and tooth number of roller thread on frictional moment are analyzed. Furthermore, a calculating model of transmission efficiency for planetary roller screw is developed and the relationships of between the screw rotational speed, structure parameters mentioned above and transmission efficiency are discussed. The results show that the frictional moment is principally generated by roller's spinning sliding. Increasing the rotational speed of screw leads to decreasing of the transmission efficiency and a higher axial load can increase the transmission efficiency at the same rotational speed of screw. A higher contact angle can decrease the frictional moment and increase the transmission efficiency. The helix angle has less influence on frictional moment and can improve the transmission efficiency. Besides, it is helpful to enhance the carrying capacity and reduce the total frictional moment by increasing the tooth number of the roller thread.

**Key words:** planetary roller screw; frictional moment; transmission efficiency; contact angle; helix angle

行星滚柱丝杠副 (planetary roller screw, PRS) 是一种通过滚动摩擦进行动力传输的机械

装置. 与滚珠丝杠副相似, 可将旋转运动转换为直线运动, 常用于航空航天<sup>[1-2]</sup>、武器装备<sup>[3]</sup>等军事领域和数控机床<sup>[4]</sup>、医疗器械<sup>[5]</sup>等民用领域机械装备的直线伺服系统中. 然而, 滚柱螺纹牙的受力方向与其轴线成一定角度, 使得滚柱的自转轴受到约束, 导致滚柱存在自旋滑动现象. 滑动成分的存在会产生较大摩擦力矩, 而摩擦力矩的大小将直接影响 PRS 的传动效率.

**收稿日期:** 2012-12-31.

**基金项目:** 国家自然科学基金资助项目 (51275423); 教育部高等学校博士学科点专项科研基金 (20126102110019); 高等学校学科创新引智计划 (B13044).

**作者简介:** 马尚君 (1981—), 男, 讲师.

**通信作者:** 马尚君, msjlx888@163.com.

在 PRS 摩擦力矩研究方面, Velinsky 等<sup>[6]</sup>建立了考虑滑动的 PRS 运动学分析模型, 分析了摩擦产生机理. Falkner 等<sup>[7]</sup>研究了某通信卫星上采用循环式滚柱丝杠的电动指示机构, 得出了干摩擦和液体润滑对整个滚柱丝杠副寿命的影响规律. Tselishchev<sup>[8]</sup>设计了一种间隙补偿机构, 用于丝杠副啮合间隙动态调整以降低滑动摩擦量. Hojjat 等<sup>[9]</sup>对丝杠副进行受力分析, 探究了产生滚动和滑动摩擦的因素, 得出了接触位置的变化是影响传动精度的主要因素并以实验验证. 靳谦忠等<sup>[10]</sup>基于赫兹接触理论, 分析了 PRS 由于弹性滞后和自旋滑动产生的摩擦特性, 推导出了摩擦力矩和负载之间的关系. 杨家军等<sup>[11]</sup>研究了预紧力对 PRS 轴向变形及摩擦力矩的影响. 上述研究成果为 PRS 摩擦力矩的深入研究提供了有益参考, 但考虑因素较少, 且未考虑结构参数对摩擦力矩的影响.

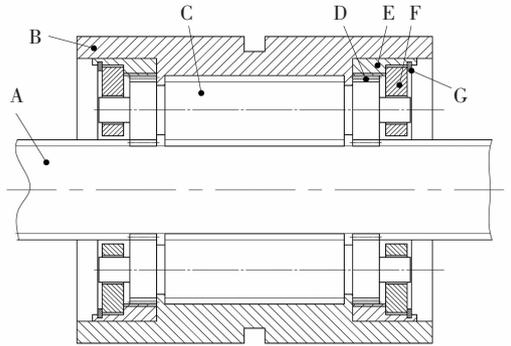
关于 PRS 传动效率研究方面, Lemor 等<sup>[12]</sup>以滚动轴承为基础, 基于 PRS 运动原理, 给出了 PRS 效率计算经验公式. Velinsky 等<sup>[6]</sup>从能量损耗的角度建立了 PRS 的效率计算方法, 研究了接触角和螺旋升角对传动效率的影响规律. Karam 等<sup>[13]</sup>建立了系统级功率传递模型和基于 AMESim 软件环境的机电作动系统仿真模型, 对采用 PRS 的机电作动系统进行了动态测试, 分析了运转工况对系统效率的影响. 韦振兴<sup>[14]</sup>在文献[6]的基础上, 论述了 PRS 传动效率计算方法和影响因素. 高亮<sup>[15]</sup>基于效率经验公式, 分析了摩擦角和接触角与效率的关系. 上述文献中, 经验公式仅以滚动摩擦系数和螺旋升角为依据, 计算的效率值偏大, 而且滚柱螺旋牙呈明显的载荷分布, 随着负载和丝杠转速的变化, 摩擦系数是变量, 因此不能以此作为设计依据. 此外, 所建模型未能反映出丝杠转速和轴向负载及螺纹结构参数与传动效率的关系, 而目前鲜有文献研究该部分内容.

本文基于 PRS 载荷分布特性和摩擦力矩产生机理, 综合考虑弹性滞后、滚柱自旋滑动和润滑油粘滞阻力这三类引起摩擦力矩的主要因素, 建立计算模型, 并分析了 PRS 结构参数对摩擦力矩的影响规律. 在此基础上, 提出了 PRS 传动效率计算模型, 研究了运行工况和结构参数与传动效率的关系, 为后续设计和研制最优参数下的 PRS 奠定基础.

## 1 PRS 结构形式和运动原理

PRS 有多种形式<sup>[16]</sup>, 本文以最常用的 PRS 为研究对象, 其结构形式如图 1 所示.

图 1 所示 PRS 结构中, 丝杠和螺母是具有相同螺纹牙型和头数的外、内螺纹, 前者是主动件只作旋转运动, 后者是被动件为直线输出. 滚动体—滚柱为单头螺纹, 通过其在丝杠与螺母滚道内自转和公转传递动力, 为了提高承载力和减小摩擦, 滚柱牙型通常加工成球面. 滚柱两端加工有直齿, 与内齿圈啮合, 保证了滚柱自转轴与丝杠轴线平行, 进而可靠运行. 若干个滚柱均布于两端行星架, 挡圈则用于防止行星架脱落.



A—丝杠; B—螺母; C—滚柱; D—滚柱齿; E—内齿圈;  
F—行星架; G—挡圈

图 1 PRS 结构组成

## 2 摩擦力矩计算

PRS 在运转过程中产生的摩擦, 不仅与运行工况、使用环境和材料有关, 而且与自身结构参数设计密切相关. 其摩擦主要包括: 材料弹性滞后、滚柱在丝杠和螺母滚道内的自旋滑动、润滑油的粘滞阻力、滚柱表面和滚动接触面间的差动滑动等, 而前 3 种是引起摩擦阻力矩的主要因素<sup>[17]</sup>.

### 2.1 弹性滞后引起的摩擦<sup>[10]</sup>

在轴向负载作用下, 丝杠与滚柱和滚柱与螺母的接触位置均产生一接触椭圆, 如图 2 所示.

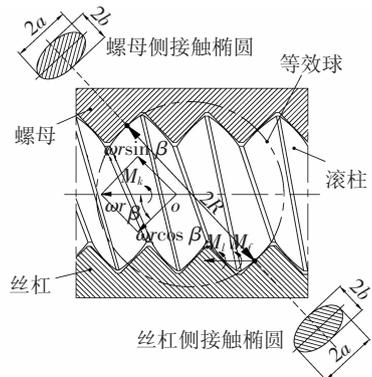


图 2 接触侧椭圆及角速度分解

根据赫兹接触理论, 在接触区域后半部分, 由于弹性滞后会造成能量损失, 即摩擦力做功. 基于载荷分布关系, 可得丝杠侧和螺母侧由弹性滞后

引起的摩擦力矩,如(1)和(2)式所示.

$$M_{fs} = N_0 \sum_{i=1}^{\tau} \frac{3}{8} \gamma B_s m_{b_s} \sqrt[3]{\frac{3E'_s}{2 \sum \rho_s}} N_i^{\frac{4}{3}}, \quad (1)$$

$$M_{fn} = N_0 \sum_{i=1}^{\tau} \frac{3}{8} \gamma B_n m_{b_n} \sqrt[3]{\frac{3E'_n}{2 \sum \rho_n}} N_i^{\frac{4}{3}}. \quad (2)$$

式中:  $N_0$  为滚柱个数;  $\tau$  为滚柱螺纹牙数;  $\gamma$  表示能量损失系数;  $B = 1/2R$ ,  $R = d_r/2 \sin \beta$ ,  $R$  为等效球半径,  $d_r$  和  $\beta$  分别为滚柱中径和接触角;  $m_b$  为椭圆参数;  $E'$ 、 $\sum \rho$  和  $N$  分别为等效弹性模量、曲率及压力. 各参数计算方法和参数值分别见文献[18]和表1.

## 2.2 滚柱自旋滑动摩擦力矩

图2中,接触椭圆的法线与自转轴成  $\beta$  角,因此,滚柱相对于丝杠和螺母的滚动不是纯滚动,而是滚动与相对滑动的综合运动.  $\omega_r$  为滚柱自转角速度,则垂直于接触面的分量  $\omega_r \cos \beta$  可看成等效球绕接触点法线的自旋运动<sup>[10]</sup>,接触点由于变形形成椭圆,该运动实际上是一种自旋滑动,必然会产生摩擦.

由于每个螺纹牙承受的载荷不同,故产生的接触面积不一样,根据微面积上滑动摩擦力对原点产生的摩擦力矩,对  $\tau$  个螺纹牙求和再乘以滚柱个数,可分别得到两接触侧摩擦力矩在轴向的分量. 丝杠侧自旋滑动摩擦力矩为

$$M_{ks} = N_0 \cos \beta \sum_{i=1}^{\tau} \iint f_h \frac{3N_i}{2\pi a_{si} b_{si}} \sigma_i p dx dy. \quad (3)$$

式中:  $a_{si}(1 - y^2/b_{si}^2)^{1/2}$  和  $-a_{si}(1 - y^2/b_{si}^2)^{1/2}$  分别为  $x$  的上下限,  $y$  上限为  $b_{si}$ , 下限为 0. 螺母侧自旋滑动摩擦力矩为

$$M_{kn} = N_0 \cos \beta \sum_{i=1}^{\tau} \iint f_h \frac{3N_i}{2\pi a_{ni} b_{ni}} v_i p dx dy. \quad (4)$$

式中:  $a_{ni}(1 - y^2/b_{ni}^2)^{1/2}$  和  $-a_{ni}(1 - y^2/b_{ni}^2)^{1/2}$  分别为  $x$  上下限;  $y$  上限为  $b_{ni}$ , 下限为 0;  $a$ 、 $b$  分别为接触椭圆长半轴和短半轴;  $f_h$  为滑动摩擦系数,

$$p = (x^2 + y^2)^{1/2},$$

$$\sigma_i = (1 - x^2/a_{si}^2 - y^2/b_{si}^2),$$

$$v_i = (1 - x^2/a_{ni}^2 - y^2/b_{ni}^2).$$

## 2.3 润滑油粘滞阻力矩

在轴向负载作用下,滚柱螺纹所受两接触侧径向力均指向滚柱轴线,使得滚柱螺纹受压,滚柱与螺纹滚道相互挤压形成的粘着节点将产生阻碍滚柱滚动的阻力. 作用在等效球上的滚动粘性阻力可近似表示为<sup>[19]</sup>

$$F_v = 2.86E'R_x k^{0.348} \bar{U}^{0.66} P^{0.022} \bar{W}^{0.47}. \quad (5)$$

式中:  $\bar{U}$  为无量纲速度参数,  $\bar{U} = \eta_0 U/2E'R$ ,  $\eta_0$  为润滑剂动力粘度,单位为  $\text{Pa} \cdot \text{s}$  或  $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ;  $U$  为滚柱沿螺旋滚道的切向速度;  $R_x$  为滚动方向的等效曲率半径;  $P$  为材料参数,  $P = \alpha E'$ ,  $\alpha$  为润滑剂压力粘度系数;  $\bar{W}$  为载荷参数,  $\bar{W} = P/E'R_x^2$ ,  $P$  为等效球法向载荷.  $k = R_y/R_x$  为接触侧等效曲率半径比.

丝杠侧,滚柱沿螺旋滚道的等效曲率半径为

$$R_{xs} = \left( \frac{1}{R} + \frac{2\cos \beta}{d_m - 2R\cos \beta} \right)^{-1} = \frac{R(d_m - 2R\cos \beta)}{d_m}. \quad (6)$$

螺母侧,滚柱沿螺旋滚道的等效曲率半径为

$$R_{xn} = \left( \frac{1}{R} + \frac{-2\cos \beta}{d_m + 2R\cos \beta} \right)^{-1} = \frac{R(d_m + 2R\cos \beta)}{d_m}. \quad (7)$$

丝杠侧横向等效曲率半径为

$$R_{ys} = \frac{2\kappa_s R}{2\kappa_s - 1}. \quad (8)$$

螺母侧横向等效曲率半径为

$$R_{yn} = \frac{2\kappa_n R}{2\kappa_n - 1}. \quad (9)$$

式中:  $\kappa_s$  和  $\kappa_n$  分别表示丝杠和螺母滚道的曲率参数,取值范围为 0.515 ~ 0.54<sup>[19]</sup>.

丝杠侧和螺母侧润滑油粘性阻力产生的摩擦力矩分别为

$$M_{ls} = F_{vs} \cdot R_s, \quad (10)$$

$$M_{ln} = F_{vn} \cdot R_n. \quad (11)$$

式中:  $R_s$  和  $R_n$  分别为滚柱与丝杠和螺母接触点到丝杠旋转轴的距离.

对于滚柱个数为  $N_0$ , 单个滚柱上等效球数为  $\tau_0$  的 PRS, 润滑油粘性阻力产生的摩擦阻力矩为

$$M_{ls} = N_0 \sum_{j=1}^{\tau_0} F_{vsj} \cdot R_s. \quad (12)$$

$$M_{ln} = N_0 \sum_{j=1}^{\tau_0} F_{vnj} \cdot R_n. \quad (13)$$

## 2.4 摩擦力矩模型

基于上述分析可知,PRS 的总摩擦阻力矩主要由弹性滞后引起的摩擦力矩  $M_f$ 、自旋滑动引起的摩擦力矩  $M_k$  和润滑油粘性摩擦力矩  $M_l$  组成. 因此,PRS 总摩擦力矩可分别由两接触侧摩擦力矩三项叠加得到. 即

$$M = M_f + M_{ks} + M_{ls} + M_{fn} + M_{kn} + M_{ln}. \quad (14)$$

上述各项摩擦力矩中,  $M_f$  和  $M_k$  均考虑了滚柱螺纹牙的载荷分布,因此,对应每个滚柱螺纹牙,其摩擦力矩大小不同,故单个滚柱的摩擦力矩为所有螺纹牙的摩擦力矩之和.  $M_l$  的求解是采用等效球的方法,假设每个等效球上由润滑油粘滞引起的阻力矩相同,其大小主要受润滑剂的运动粘度和丝杠转速影响.

### 3 摩擦力矩影响因素分析

摩擦力矩计算采用的 PRS 结构参数和相关

表 1 PRS 参数表

名称	丝杠中径/ mm	丝杠头数/ mm	螺距/mm	螺旋升角/(°)	接触角/(°)	滚柱中径/ mm	螺母中径/ mm	螺母大径/ mm	计算螺纹 牙数
参考值	30	5	2	6.056	45	10	50	51.20	20
名称	等效球数	滚柱数	滚柱公转 直径/mm	等效球半径/ mm	滚动摩擦 系数	滑动摩擦 系数	能量损失 系数	弹性模量/ Pa	泊松比
参考值	10	10	40	7.699	0.005	0.050	0.007	$210 \times 10^9$	0.3

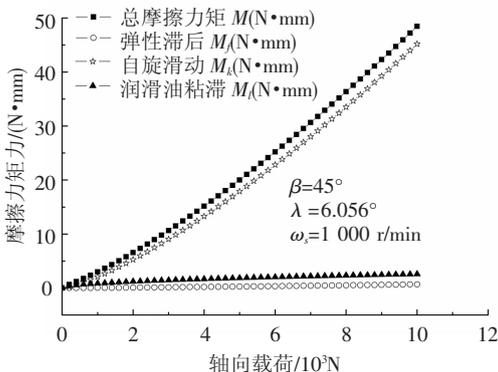


图 3 轴向载荷对摩擦力矩的影响

由图 3 可以看出,在 PRS 中,弹性滞后和润滑油粘性引起的摩擦力矩很小,几乎可以忽略.引起摩擦力矩的主要原因是滚柱的自旋滑动,这是因为滚柱的转动轴线总是与丝杠轴线平行,螺纹牙的受力方向与丝杠轴线成  $\beta$  角度,滚柱的转动轴线受到约束,因此在运动时,自旋滑动产生的摩擦力矩最大.随着轴向载荷增大,摩擦力矩随之增大,轴向载荷大于 4 000 N 以后,摩擦力矩与轴向载荷近似线性关系.

#### 3.2 接触角对摩擦力矩的影响

由式(3)和式(4)可知,接触角与自旋滑动产生的摩擦力矩直接相关.同时接触角的变化会引起滚柱螺纹牙法向载荷和等效曲率半径发生变化,从而间接影响由弹性滞后和润滑油粘滞阻力产生的摩擦力矩的变化.接触角与摩擦力矩的关系如图 4 所示.

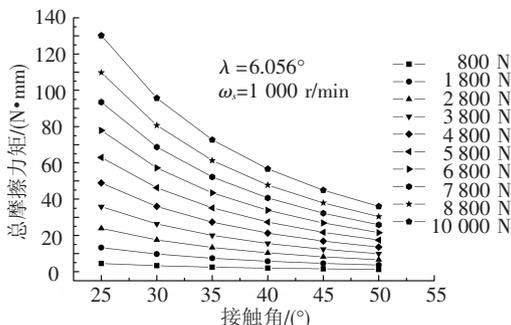


图 4 接触角对总摩擦力矩的影响

由图 4 可见,轴向载荷较小时,接触角对摩擦

系数如表 1 所示.

#### 3.1 轴向载荷对摩擦力矩的影响

轴向载荷与摩擦力矩的关系如图 3 所示.

力矩的影响不大;反之,轴向力越大,随着接触角的增大,摩擦力矩迅速减小.因此,在 PRS 设计中,为了降低摩擦力矩,可适当增加接触角,但接触角不能设置过大,一方面随着接触角增大,其对摩擦力矩的影响程度变小,另一方面是不利于螺纹牙啮合.通常情况下,接触角取  $45^\circ$  左右为宜.

#### 3.3 螺旋升角对总摩擦力矩的影响

螺旋升角与摩擦力矩的关系如图 5 所示.

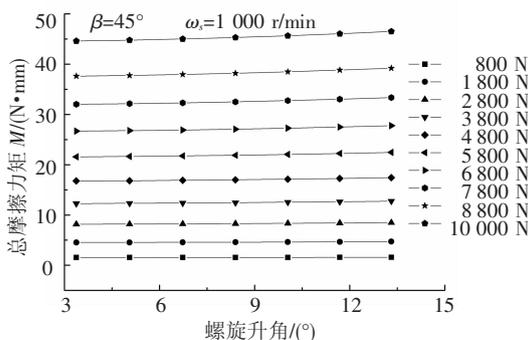


图 5 螺旋升角对总摩擦力矩的影响

在 PRS 结构设计中,螺旋升角的大小直接影响其直线进给量和速度,与摩擦力矩没有直接关系.但螺旋升角的变化会影响滚柱螺纹牙法向载荷大小,而螺旋升角通常比较小,因此最终对摩擦力矩的影响也很小.由图 5 可见,随着螺旋升角的增大,摩擦力矩几乎为直线,没有明显变化.故螺旋升角的大小只需根据 PRS 的具体使用工况来决定.

#### 3.4 滚柱螺纹牙数对摩擦力矩的影响

滚柱螺纹牙数与摩擦力矩的关系如图 6 所示.

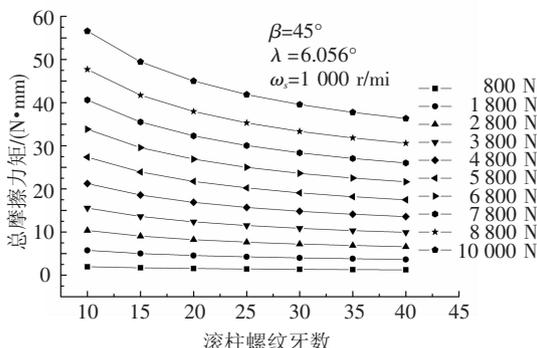


图 6 滚柱螺纹牙数对总摩擦力矩的影响

根据 PRS 高承载力的特点可知,增加滚柱螺旋纹牙数有利于提高承载能力,但接触点增多,会造成摩擦力矩增大,然而图 6 所示现象恰好与之相反,即螺纹牙数增大,摩擦力矩呈减小趋势,这是由于螺纹牙存在载荷分布,牙数越多,分配给每个螺纹牙的载荷越小,而由螺纹牙接触面积与螺纹牙数及轴向载荷的关系可知<sup>[20]</sup>,随着轴向力增大,每个螺纹牙的接触面积变化并不大,因此造成了图 6 所示现象.可见,适当增加螺纹牙数不但有利于提高承载能力,还能降低总的摩擦力矩,但螺纹牙数越多会增大螺母螺纹和整个 PRS 轴向尺寸.

### 4 传动效率建模及影响因素分析

传动效率是衡量 PRS 自身性能的重要指标之一,同时也是评价传动系统能量损失的关键参数.基于 PRS 的滚动传力特性,其摩擦阻力大大减小,传动效率得到很大提高,相当于滑动螺旋传动的 2~4 倍,与滚珠丝杠副相当,但承载力和定位精度能大幅提高,而且能够实现滚珠丝杠副不能实现的小导程设计.因此,PRS 低功率消耗和高效率的特性对于高承载力和高定位精度的应用场合及节省能源等方面,都具有重要意义.

#### 4.1 PRS 传动效率计算模型

传动效率可通过输出扭矩与输入扭矩的比值来计算.在 PRS 中,若忽略所有摩擦损耗,则作用在丝杠上的扭矩为

$$M'_s = F_a \cdot R_s \cdot L_s / \pi d_s \quad (15)$$

式中:  $M'_s$  即为输出扭矩;  $F_a$  为输出推力;  $L_s$  为丝杠导程;  $d_s$  为丝杠中径. 则 PRS 传动效率为

$$\eta = M'_s / (M'_s + M) \quad (16)$$

#### 4.2 传动效率影响因素分析

##### 4.2.1 丝杠转速与传动效率的关系

取接触角  $\beta = 45^\circ$ , 螺旋升角  $\lambda = 6.056^\circ$ , 不同丝杠转速和轴向负载下传动效率关系如图 7 所示.

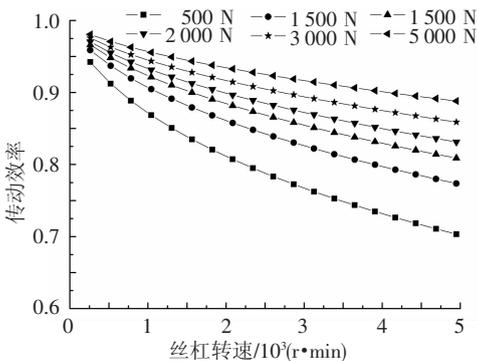


图 7 丝杠转速与传动效率的关系

由图 7 所示,随着丝杠转速的增加,传动效率呈递减趋势,但较大的轴向载荷却能获得较高的

传动效率. 因为对于 PRS 来说,轴向负载与螺母相连,提高丝杠转速需要更大的输入扭矩克服两接触侧产生的摩擦力矩,所以丝杠转速增大会导致传动效率下降. 同时,轴向载荷越大,就需要更大的输出扭矩,则输入扭矩同时增大,显然输出扭矩的线性增长大于输入扭矩,因此,作用在螺母上的负载越大,传动效率越高.

##### 4.2.2 接触角与传动效率的关系

仅改变轴向负载和丝杠转速,接触角与传动效率的关系如图 8 所示.

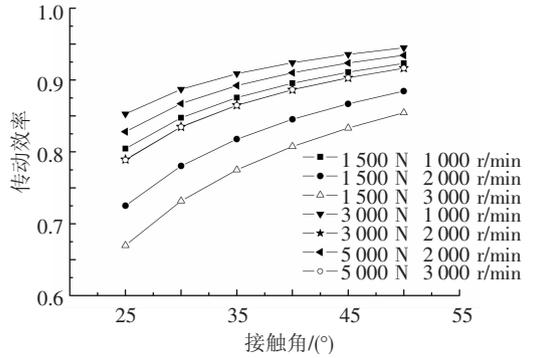


图 8 接触角与传动效率的关系

由图 8 可见,接触角越大,传动效率也随之增大,这是由于接触角的增大能够减小总摩擦力矩,降低了功率损耗,使得输出扭矩增大,进而提高了传动效率. 而且相同轴向载荷下,随着丝杠转速增大,传动效率下降很快,甚至低于 70%,但较大的轴向载荷在相对高转速下也能获得较高的传动效率. 因此,为了获得 PRS 高传动效率,应使其在高轴向载荷和低转速下工作. 同时,接触角大于  $45^\circ$  以后,效率曲线趋于平缓,为了保证螺纹正常啮合,接触角不能过大,通常结合轴向刚度、摩擦力矩和传动效率等要求来确定.

##### 4.2.3 螺旋升角与传动效率的关系

同样仅改变轴向负载和丝杠转速,螺旋升角与传动效率的关系如图 9 所示.

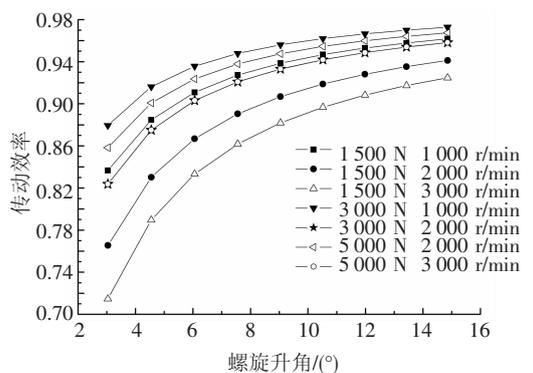


图 9 螺旋升角与传动效率的关系

由图 9 可见,螺旋升角的增大有利于传动效率的提高,而图 5 分析结果显示螺旋升角对总摩

擦力矩的影响很小,这是因为对于 PRS 而言,螺旋升角越大,PRS 的导程越大,即丝杠每转一圈,螺母直线位移越大,相当于完成相同作动距离所需的输入扭矩减小,故效率才能提高.与接触角对传动效率的影响相似,相同丝杠转速下,轴向载荷越大,传动效率越高;相同轴向载荷下,丝杠转速越低,传动效率越高.因此,较高轴向载荷和低丝杠转速能够获得较高的传动效率.同样,螺旋升角大于  $12^\circ$  以后,效率曲线趋于平缓,而丝杠和螺母为多头螺纹,螺旋升角过大给螺旋滚道加工带来困难,且螺旋升角决定了实际工况中的进给速度和进给量,因此,螺旋升角设计应根据实际使用工况和具体性能要求来确定.

## 5 结 论

1) 引起摩擦力矩的主要原因是滚柱的自旋滑动,而且随着轴向载荷增大,摩擦力矩随之增大.

2) 当轴向载荷较小时,接触角对摩擦力矩影响不大;反之,摩擦力矩迅速减小.因此在 PRS 结构设计中,为了提高传动效率和降低总摩擦力矩,可适当增加接触角.

3) 螺旋升角对摩擦力矩的影响很小,其大小只需根据 PRS 的具体使用工况来定,如进给速度、往复作动频响等.

4) 螺纹牙数增大,总摩擦力矩呈减小趋势,适当增加螺纹牙数不但有利于提高承载能力,还能降低总的摩擦力矩.

5) 丝杠转速增加使得传动效率呈递减趋势,但相同丝杠转速下,较大的轴向载荷却能获得较高的传动效率.

6) 较大的接触角和螺旋升角均能提高 PRS 的传动效率.为了获得高传动效率,应使 PRS 在高轴向载荷和低转速下工作.

## 参 考 文 献

- [1] ABDELHAFEZ A A, FORSYT A J. A review of more-electric aircraft [C]//13th International Conference on Aerospace Sciences & Aviation Technology, Cairo, Egypt, 2009: 1-13.
- [2] CLAEYSSEN F, JÄNKER P, LELETTY R, *et al.* New actuators for aircraft, space and military applications [C]//12th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 2010: 324-330.
- [3] TESAR D, KRISHNAMOORTHY G. Intelligent electro-mechanical actuators to modernize ship operations [J]. American Society of Naval Engineers, 2008, 120(3): 77-88.
- [4] OHASHI Y, ANDRADE A D, NOSÉ Y. Hemolysis in an electromechanical driven pulsatile total artificial heart [J]. Artificial Organs, 2003, 27(12): 1089-1093.
- [5] BRANDENBURG G, BRÜCKL S, DORMANN J, *et al.* Comparative investigation of rotary and linear motor feed drive systems for high precision machine tools [C]//Proceedings of the 6th International Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, Japan, 2000: 384-389.
- [6] VELINSKY S A, CHU B, LASKY T A. A kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(1): 1-8.
- [7] FALKNER M, NITSCHKO T, *et al.* Roller screw lifetime under oscillatory motion: from dry to liquid lubrication [C]//Proceedings of the 10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, San Sebastian, Spain, 2003: 297-301.
- [8] TSELISHCHEV A S, ZHAROV I S. Elastic elements in roller-screw mechanisms [J]. Journal of Russian Engineering Research, 2008, 28(11): 1040-1043.
- [9] YOUSEF HOJJAT M, MAHDI A. A comprehensive study on capabilities and limitations of roller-screw with emphasis on slip tendency [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44: 1887-1899.
- [10] 靳谦忠, 杨家军, 孙健利. 行星式滚柱丝杠副的摩擦机理研究[J]. 华中理工大学学报, 1998, 20(6): 82-84.
- [11] 杨家军, 杨保哲, 朱继生等. 预紧力对行星滚柱丝杠轴向变形及摩擦的影响 [J]. 机械传动, 2011, 35(12): 16-22.
- [12] LEMOR P C. The roller-screw, an efficient and reliable mechanical component of electro-mechanical actuators [C]//Proceedings of the 31th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Washington, DC, USA, 1996: 215-220.
- [13] KARAM W, MARE J C. Modeling and simulation of mechanical transmission in roller-screw electro-mechanical actuators [J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2009, 81(4): 288-298.
- [14] 韦振兴. 行星滚柱丝杠副刚度及效率的分析与研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2011: 43-50.
- [15] 高亮. 航天精密传动机构行星滚柱丝杠的设计与研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2012: 54-55.
- [16] 刘更, 马尚君, 佟瑞庭等. 行星滚柱丝杠的新发展及关键技术 [J]. 机械传动, 2012, 36(5): 103-108.
- [17] 韩新建. 高速滚珠丝杠副摩擦性能分析及实验研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2011: 32-44.
- [18] 杨家军, 韦振兴, 朱继生等. 行星滚柱丝杠副载荷分布及刚度计算 [J]. 华中科技大学学报, 2011, 39(4): 1-4.
- [19] OLARU D, PUIU G C, BALAN L C, *et al.* A new model to estimate friction torque in a ball screw system [J]. Product Engineering, 2006(3): 231-240.
- [20] MA S J, LIU G, TONG R T, *et al.* A new study on the parameter relationships of planetary roller screws [J]. Mathematical Problems in Engineering, Volume 2012, pages doi:10.1155/2012/340437. (编辑 苗秀芝)