

高速滚珠丝杠副弹性变形的有限元分析

宋现春¹, 姜洪奎¹, 许向荣¹, 张佐营²

(1. 山东建筑大学 机电工程学院, 济南 250101; 2. 山东大学 机械工程学院, 济南 250061)

摘 要: 对于高速滚珠丝杠副, 考虑螺旋升角的影响, 建立了滚珠丝杠副的受力模型, 利用有限元方法分析计算了螺旋升角对滚珠丝杠副弹性变形的影响。结果表明, 随着螺旋升角的增大, 滚珠丝杠副的法向弹性变形量变化不大, 而轴向弹性变形量减少, 更有利于提高定位精度。

关键词: 滚珠丝杠副; 弹性变形; 有限元

中图分类号: TH 132.1

文献标识码: A

文章编号: 0254-0037(2009)05-0582-05

高速进给速度可以通过增大滚珠丝杠副的转动速度来实现, 然而最高的转速受到 dn 值 (d 为滚珠丝杠公称直径; n 为丝杠的转动速度) 的限制, 因此高速滚珠丝杠副一般采用较大的导程, 螺旋升角随之增大。滚珠丝杠副在承受工作负载时, 滚珠与螺纹滚道的接触点处必然产生弹性接触变形。这些弹性变形对于用来精密传动的滚珠丝杠副来说, 将会影响其轴向间隙和轴向刚度, 从而影响其传动精度。目前滚珠丝杠副的受力和变形的力学模型, 均简化为若干个承受纯轴向工作载荷的推力向心轴承, 这样就忽略了螺旋升角的影响^[1]。作者考虑螺旋升角的影响, 建立了滚珠丝杠副的受力模型, 并利用有限元方法分析计算了螺旋升角、载荷分布系数对滚珠丝杠副弹性变形的影响, 对于研制开发高速大导程的滚珠丝杠副有着重要的理论指导意义。

1 数学模型建立

考虑不均匀的工作载荷分布的影响, 假设滚珠受到的负载沿着螺旋滚道呈比例递减^[2]。因此设初始滚珠受到的法向载荷 P_0 , 滚珠所承受载荷递减系数 α , 第 i 个滚珠受到法向载荷 $P_i = \alpha^i P_0$ 。所以总体滚珠的法向载荷与螺母受到的轴向推力 F_s 之间的关系为

$$F_s = \sum_{i=1}^n \alpha^{i-1} P_0 \sin \beta \cos \lambda \quad (1)$$

式中, λ 为螺旋升角; β 为滚珠接触角。由于 $\alpha < 1$, 所以公式(1)可写为

$$F_s = \frac{1 - \alpha^n}{1 - \alpha} P_0 \sin \beta \cos \lambda \quad (2)$$

以滚珠为受力研究对象, 分析法向弹性变形与螺母相对位移的关系。如图1建立局部坐标系 $o-xyz$, 取滚珠球心为坐标原点 o , z 轴平行丝杠轴线。在两侧法向接触力的作用下, 滚珠达到静力平衡。因此滚珠与滚道两侧的接触点, 及刚球的几何中心三点在一条直线上, 两接触点处的法向力大小相等。

在法向载荷的作用下, 螺母滚道面与丝杠滚道面

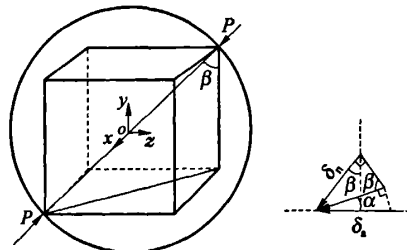


图1 法向载荷作用下滚珠的受力变形

Fig.1 The deformation of ball under normal load

收稿日期: 2007-10-29.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50675124).

作者简介: 宋现春(1965-), 男, 山东莒南人, 教授。

间由于法向弹性接触变形所产生的弹性变形量 δ_n 为滚珠与丝杠间弹性变形 δ_{np} 和滚珠与螺母间弹性变形 δ_{ns} 之和,即

$$\delta_{ni} = \delta_{npi} + \delta_{nsi} \quad (3)$$

根据赫兹理论

$$\delta_{ni} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{3}{2} P_i \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \left[\left(\sum \rho_s \right)^{\frac{1}{3}} \frac{J_s}{\alpha_s} + \left(\sum \rho_n \right)^{\frac{1}{3}} \frac{J_n}{\alpha_n} \right] \quad (4)$$

式中, μ_1 、 μ_2 及 E_1 、 E_2 分别为滚珠和丝杠弹性材料的泊松比及弹性模量; $\sum \rho_s$ 、 $\sum \rho_n$ 分别表示丝杠侧和螺母侧滚道的主曲率之和,其值分别与丝杠公称半径、滚道曲线半径、滚珠半径以及螺旋升角有关^[3]; α_s 、 α_n 分别为丝杠和螺母侧的载荷分布系数。

螺母与丝杠滚道面的法向弹性位移,在轴线方向上将引起螺母相对于丝杠的轴向弹性位移,设其值为 δ_a ,根据图1所示的位移关系可得

$$\delta_{ai} = \delta_{ni} \sin^{-1} \beta \cos \lambda \quad (5)$$

$$\delta_a = \sum_{i=1}^z \delta_{ai} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \left[\left(\sum \rho_s \right)^{\frac{1}{3}} \frac{J_s}{\alpha_s} + \left(\sum \rho_n \right)^{\frac{1}{3}} \frac{J_n}{\alpha_n} \right] \sum_{i=1}^z P_i \sin^{-1} \beta \cos \lambda \quad (6)$$

一般情况下,滚珠、螺母和丝杠均为钢, $E = 210 \text{ GPa}$, $\mu = 0.3$,式(6)可简化为

$$\delta_a = 8.12 \times 10^{-6} \left[\left(\sum \rho_s \right)^{\frac{1}{3}} \frac{J_s}{\alpha_s} + \left(\sum \rho_n \right)^{\frac{1}{3}} \frac{J_n}{\alpha_n} \right] F_a^{2/3} \frac{(1-\alpha)^{2/3}}{1-\alpha^{2/3}} \sin^{-5/3} \beta \cos^{1/3} \lambda \quad (7)$$

由式(7)可以看出,轴向弹性变形 δ_a 主要影响因素有丝杠螺旋升角 λ 、接触角 β 以及滚珠承受载荷分布 α ,而且 δ_a 与载荷 F_a 之间的关系是非线性的。滚珠丝杠副在停顿和转向时都会产生 δ_a ,使滚珠丝杠的运动产生一定滞后,将直接影响到滚珠丝杠传动的定位精度,其非线性特征也使控制系统的稳定性和精度很难保证。因此滚珠丝杠副的设计中,要合理考虑螺旋升角和接触角的参数^[4-5]。

2 滚珠丝杠副的弹性变形的有限元计算

接触是一种高度非线性行为,在求解过程中要确定接触区域大小和相互位置以及接触状态。有限元分析软件 ANSYS 是一种能高效求解接触非线性问题的仿真分析软件。本文简化了滚珠丝杠副的几何模型,采用有限元 ANSYS 分析计算承受预紧载荷时的弹性变形情况。

2.1 有限元建模

滚珠丝杠副的材料一般为轴承钢,弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.3$,密度 $\rho = 7.84 \text{ mg/mm}^3$ 。以直径为 40 mm,导程为 20 mm 滚珠丝杠副为例,滚道半径 $R = 3.125 \text{ mm}$,丝杠半径 $R_0 = 20 \text{ mm}$,丝杠导程 $h = 40 \text{ mm}$,螺旋升角 $\lambda = 17^\circ 39'$,滚珠的半径 $R_b = 2.976 \text{ mm}$,接触角 $\beta = 38^\circ$,偏心距 $e = 0.168 \text{ mm}$,设定滚珠承受载荷衰减系数为 $\alpha = 0.8$ 。

为了减少有限元的计算量,根据滚珠丝杠副的实际结构,将其简化为两维,并采用 solid82 单元对其进行简化,图2为其有限元模型。接触对的定义是求解接触问题的关键。作者给滚珠丝杠副结构的接触模型定义了2个接触对,分别为左上方的滚珠与螺母滚道内表面,右下方的滚珠与丝杠滚道接触部分。接触类型选择面-面接触,接触单元选择 contact 168 和 target 171。

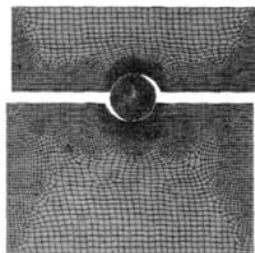


图2 滚珠丝杠副的有限元模型

Fig.2 The finite element model of ball screw mechanism

2.2 载荷和约束的施加

考虑到滚珠螺母受到预紧力或载荷时,螺母只是沿轴向发生弹性位移.因此对有限元模型的约束和施加载荷的方式为:在螺母顶面施加径向位移约束,丝杠轴施加轴向位移约束.滚珠与滚道之间的接触为弹性接触,在螺母的左侧和丝杠的右侧施加相同大小的位移约束.因为 ansys 采用隐式求解,而不是显式求解,所以采用位移约束,就避免施加力载荷时,滚珠因为不能准确定位而产生窜动^[6].

2.3 仿真结果分析

在预紧载荷条件下的滚珠丝杠副的合应力分布见图 3.可以看出,滚珠与滚道之间的应力分布基本上沿着接触轴线对称分布.应力最大的点对称地分布在接触点上,两者的连线与 x 轴成 45° .这一点与实际情况基本上是相符的.

由合位移云图 4 和 x 位移云图 5 可以看出,位移也是沿着接触轴线对称分布的.接触点处的合位移为 0.0072 mm ,这与设定的轴向位移 0.01 mm 之间的比值为 0.72 ,与 $\sin 45^\circ$ 的值 0.707 相差不大.从图 4、5 中可看出滚珠的相对位移都要小于滚道的位移.

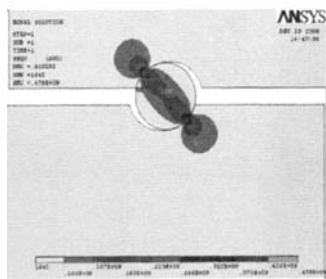


图 3 预紧载荷时滚珠丝杠副的应力云图

Fig. 3 Stress cloud of the preloaded ball screw mechanism

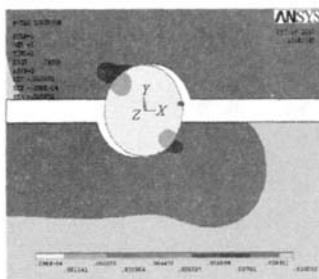


图 4 预紧载荷时滚珠丝杠副的合位移云图

Fig. 4 Displacement cloud of the preloaded ball screw mechanism

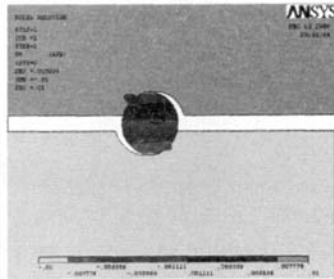


图 5 预紧载荷时滚珠丝杠副的 x 位移云图

Fig. 5 The x displacement cloud of the preloaded ball screw mechanism

3 弹性变形的理论计算结果分析

3.1 接触面两侧弹性变形与接触角的关系

螺母侧与丝杠侧在接触点处产生的法向弹性变形量分别为 δ_{np} 、 δ_{ns} ,根据式(4),二者之差 $\Delta\delta$ 为

$$\Delta\delta = 8.12 \times 10^{-6} \left[\left(\sum \rho_n \right)^{1/3} \frac{J_n}{\alpha_n} - \left(\sum \rho_s \right)^{1/3} \frac{J_s}{\alpha_s} \right] P^{2/3} \quad (8)$$

$\Delta\delta$ 随接触角 β 的变化如图 6 所示.从图中可以看出,螺母侧的弹性变形系数均小于丝杠侧的弹性变形,即螺母侧刚度要大于丝杠侧刚度.因此在滚珠丝杠的疲劳失效和强度计算时,要以丝杠侧接触点的塑性变形为准.考虑到滚珠丝杠副高速运转时,螺母侧要承受由于高速转动而产生的惯性力,所以对于高速滚珠丝杠副的设计参数,对两侧的刚度均需作刚度计算^[7-9].

3.2 螺旋升角对弹性变形的影响

由式(4)~(7),固定接触角 β 为 38° ,得到法向弹性变形 δ_n 、轴向弹性变形 δ_a 与螺旋升角 λ 之间的关系见图 7、8 所示.

从图 7 中可以看出,在螺旋角 $0 \sim 8^\circ$ 的范围内,法向弹性变形变化不明显.在 $8 \sim 30^\circ$ 的范围内,法向弹性位移系数由 16.54 增加到 16.62 ,可以看出变化幅度并不大.这说明螺旋角对滚珠丝杠的刚度影响并不

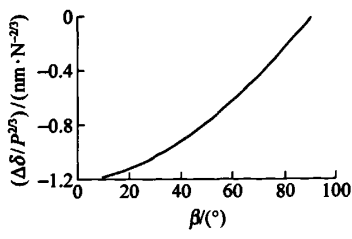


图 6 螺母侧与丝杠侧弹性变形系数之差

Fig. 6 The difference coefficient of elasticity between the nut side and screw side

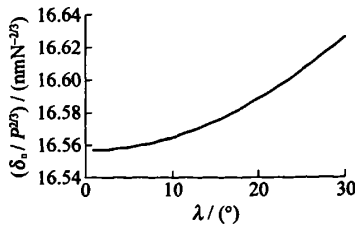


图 7 法向弹性变形 δₙ 与螺旋角的关系

Fig. 7 The relationship between the normal elastic deformation δₙ and lead angle

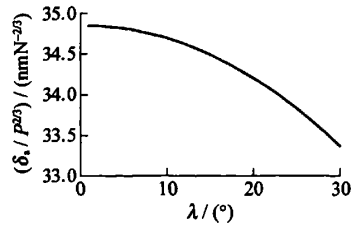


图 8 轴向变形 δₐ 与螺旋角的关系

Fig. 8 The relationship between the axial deformation δₐ and lead angle

大. 然而轴向变形系数却随着螺旋角的增大从 34.9 减少到 33.2, 螺旋角的增大反而减少了螺母与丝杠之间的弹性位移, 提高了精度. 因此适当增大滚珠丝杠副的导程有利于提高滚珠丝杠副的性能.

3.3 载荷分布系数对滚珠丝杠副弹性变形的影响

设载荷系数分别为 $\alpha_1 = 0.80$, $\alpha_2 = 0.85$, $\alpha_3 = 0.85$ 和 $\alpha_4 = 0.95$, 根据公式(7)得到轴向变形随螺旋升角的变化趋势, 见图 9 所示. 随着载荷系数的提高, 轴向变形系数 $\delta_a/F_a^{2/3}$ 很快地由 150 提高到 230. 显然, 载荷分布系数对轴向变形的影响比其他因素更加明显.

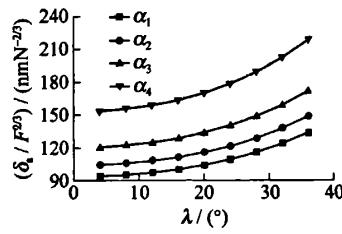


图 9 不同载荷分布系数下的轴向变形系数比较

Fig. 9 The comparison of the axial deformation coefficients under different load distribution

4 结束语

高速滚珠丝杠副随着导程的增大, 螺旋升角增大. 考虑螺旋升角以及滚道滚珠载荷分布不均的影响, 建立了螺母与丝杠滚道面的法向、轴向弹性位移的求解模型, 并利用有限元进行了分析求解. 计算结果表明, 螺旋升角对滚珠丝杠副刚度的影响并不大, 适当增大滚珠丝杠副的导程有利于提高滚珠丝杠副的轴向定位精度; 载荷分布系数对轴向变形的影响比其他因素更加明显. 因为载荷系数直接与预紧方式有关, 所以选择合适的预紧方式是提高滚珠丝杠副定位精度的有效途径, 对大导程重载滚珠丝杠副的设计和理论计算都有很好的参考价值.

参考文献:

- [1] 伍良生, 刘振宇, 张威, 等. 高速主轴用角接触球轴承旋滚比分析[J]. 北京工业大学学报, 2006, 8: 11-16.
WU Liang-sheng, LIU Zhen-yu, ZHANG Wei, et al. Analysis on the ratio of revolution and rolling of angular contact ball bearing for the high-speed mainshaft of machine tool[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2006, 32(8): 677-682. (in Chinese)
- [2] 程光仁, 施祖康, 张超鹏. 滚珠螺旋传动设计基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 77-85.
- [3] 杜平安. 滚珠直旋副滚道弹性接触分析[J]. 电子科技大学学报, 1994, 23(3): 280-286.
DU Ping-an. Analysis of the elastic contact deformation and rated load of ball straight-rotary pair[J]. Journal of University of Electronic Science and Technology of China, 1994, 23(3): 280-286. (in Chinese)
- [4] 邹小琦. 滚珠丝杠副的可靠性设计[J]. 南京航空航天大学学报, 1998, 30(3): 326-330.
ZOU Xiao-qi. Ball screw and nut reliability design[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1998, 30(3): 326-330. (in Chinese)
- [5] 姜洪奎, 宋现春. 大导程滚珠丝杠副螺母的截形计算与加工仿真[J]. 工具技术, 2006, 40(4): 47-51.

- JIANG Hong-kui, SONG Xian-chun. Section computation and manufacture simulation of large pitch ball screw nut[J]. Tool Engineering, 2006, 40(4): 47-51. (in Chinese)
- [6] MEI Xue-song, MASAOMI Tsutsumi, TAO Tao, et al. Study on the load distribution of ball screws with errors[J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(11): 1257-1269.
- [7] 曹建国, 陈世平. 实现滚珠丝杠螺母副高速化的技术措施[J]. 机床与液压, 2005, 5(203): 54-56.
CAO Jian-guo, CHEN Shi-ping. Technology measures of the ball screws for high speed[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005, 5(203): 54-56. (in Chinese)
- [8] CHEN S, HUANG Y K, CHENG C C. Mechanical model and controuring analysis of high-speed ball-screw drive systems with compliance effect[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2004(24): 241-250.
- [9] 张佐营, 宋现春, 姜洪奎. 精密滚珠丝杠副丝杠滚道磨损异常的原因分析[J]. 工具技术, 2008, 42(1): 44-47.
ZHANG Zuo-ying, SONG Xian-chun, JIANG Hong-kui. Study on exceptional wear of screw shaft groove in high-precision ball screw[J]. Tool Engineering, 2008, 42(1): 44-47. (in Chinese)

Analysis of Elastic Deformation for High Speed Ball Screw Based on the Finite Element Method

SONG Xian-chun¹, JIANG Hong-kui¹, XU Xiang-rong¹, ZHANG Zuo-ying²

(1. School of Mechatronics, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101; 2. College of Mechanical Engineering, University of Shandong, Jinan 250061)

Abstract: The elastic deformation between the ball and groove affects the ball screw's performance, especially when the ball screw is used for precise transmission. However the effect of the helical angle is neglected in the simplified mechanics model of the ball screw. In this paper, a mechanics model of the ball screw is developed considering the factor of lead angle. And the effect of lead angle on the elastic deformation is analyzed. The result shows that the normal elastic deformation of ball screw decreases with the lead angle. The conclusion is significant for research and the development of new high speed ball screw.

Key words: ball screw; elastic deformation; finite element method

(责任编辑 郑筱梅)