

DOI: 10.3901/JME.2015.23.175

丝杠系统预拉伸力的综合分析计算和探讨*

张政泼^{1,2} 胡义华³ 王 湘⁴

- (1. 桂林广陆数字测控股份有限公司 桂林 541004,;
2. 广西科技大学鹿山学院 柳州 545616;
3. 广西科技大学工程训练中心 柳州 545006;
4. 广西大学机械工程学院 南宁 530004)

摘要: 丝杠传动系统是数控机床的关键部分之一, 针对单推-单推和双推-单推支承型式丝杠传动系统的预拉伸力计算和确定问题, 通过分析认证, 指出现行的结论存在以下不足和缺陷: 在只考虑轴向负载因素时确定的预拉伸力在一般情况下过大; 以及没有给出综合考虑最大轴向负载和热伸长变形两种主要因素时的预拉伸力计算和确定方法, 或只按照热变形补偿方式而计算和确定预拉伸力, 所得出的计算结果和结论具有局限性、不合理性和不完整性。为克服这些不足和缺陷, 综合考虑上述两种主要影响因素, 对双端固定丝杠系的受力和变形进行了分析, 引入一个新的技术参量——临界预拉伸力, 推导出丝杠系的综合临界预拉伸力方程及其解法; 并考虑轴承最小载荷要求, 同时根据实际应用状况进行系数修正, 给出了最终预拉伸力的表达式, 讨论了修正系数的选择原则和方法, 使预拉伸力的计算和确定方法明确、合理、符合实际。对计算方法进行试验验证, 显示了其合理性。

关键词: 丝杠系统; 预拉伸力; 计算

中图分类号: TG502; TH132

Comprehensive Analysis and Calculation Discuss about Preload Stretching Force of Screw System

ZHANG Zhengpo^{1,2} HU Yihua³ WANG Xiang⁴

- (1. Guilin Guanglu Measuring Instrument Co., Ltd., Guilin 541004;
2. Lushan College, Guangxi University of Science and Technology, Liuzhou 545616;
3. Engineering Training Center, Guangxi University of Science and Technology, Liuzhou 545006;
4. College of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004)

Abstract: Screw drive system is one of key parts of CNC machine tools, aiming at two bearing types of screw drive system as following: The first type that the screw system is bearing on one direction in both end, the second type that the screw system is bearing on one direction in one end and two direction in another end, through the analysis and authentication, it is pointed out that there are some shortcomings and defects in current conclusion as following about calculation and determination of preload stretching force of screw system: the preload stretching force be only taken into account in axial force is too large in general, and it is not given the calculation and confirmation methods considering overall the major factors of axial force and thermal deformation, or only take into account thermal deformation as calculate preload stretching force, so that the results is limited, unreasonable, imperfect. For overcoming these shortcomings and defects mentioned above, considering overall two main influenced factors mentioned above, the stress and deformation of screw system fixed both end are analyzed, a new technology parameter—critical preload stretching force is led-in, the equations and the solving method about comprehensive critical preload stretching force are inferred; the minimum load about bearing is taken into account, and the revise ratio are put in through taking into account practice conditions further, the representation about finally preload stretching force is produced; the selected principles and reasons about the revise ratio are discussed as well, so that the methods of calculation and confirmation about preload stretching force are clear, reasonable, corresponding to reality. The rationality of calculation method of preload stretching force is verified by experiment also.

Key words: screw system; preload stretching force; calculation

0 前言

丝杠传动系统是常规机械传动系统中的重要

型式, 是机床、特别是数控机床的关键部分之一。

丝杠传动系双端固定结构中最常用的有两种型式^[1], 第一种是单推—单推型式, 即每端装有一个(或一组)能够单向承受轴向力的轴承(以下也简称轴承, 并忽略对径向支承的描述); 第二种是双推—单推型式, 即一端安装有一组可双向承受轴向力的

* 广西科学研究与技术开发(桂科攻 1598008-26)资助项目。20141218 收到初稿, 20150513 收到修改稿

轴承, 另一端安装有一个(或一组)单向承受轴向力的轴承; 还有第三种为双推—双推型式, 即每端装有一组能够双向承受轴向力的轴承, 但安装调试复杂, 使用温升控制严, 应用场合相对较少。

对于上述三种结构型式, 为了提高整体刚性、平稳性以及进行丝杠热伸长补偿, 须通过两端螺母的锁紧, 对整个丝杠系进行预拉伸安装。丝杠传动刚性的提高不仅可提高传动精度, 提高抗振性, 也显著减小准停过程的振动超调^[2], 减小临界爬行速度^[3]等, 因此, 预拉伸力的计算和确定在丝杠传动系统特别是数控机床的丝杠传动系统设计中十分重要, 在这方面, 老的文献和新近出版的文献提出多种不同的结论。

针对只考虑轴向负载作用因素时丝杠系预拉伸力的计算和确定, 文献[4]纠正了老结论“预拉伸力大于最大工作载荷的 0.35 倍或近似为 1/3 倍”^[1,5]的错误, 并分析和推导出了新的计算方法和结论。新近出版的具有代表性的文献[6]结论为: “使丝杠在最大轴向载荷作用下, 在受力方向上仍保持受拉状态, 为此, 预拉伸力应为最大工作载荷的 1.35 倍”(简记为结论 A), 本文将通过后面的分析论证指出, 按结论 A 确定的预拉伸力只适用于个别性能要求高的场合, 对于一般场合则冗余量过大, 且其与最大轴向负载之比为一定值是不合理的。

除了轴向负载因素, 丝杠热伸长变形也是影响预拉伸力的主要因素, 现行文献只是列出单独补偿热变形时的预拉伸力计算方法, 并且是简单按照丝杠热伸长与丝杠受力拉伸等效进行计算^[5-6]。有的文献将丝杠热伸长补偿作为预拉伸力计算和确定的唯一依据^[7-8], 或按照预拉伸量略大于丝杠副的热伸长量来确定预拉伸力^[9-10], 简称为结论 B。本文认为, 结论 B 只适用于双推—双推支承型式, 而对于单推—单推型式和双推—单推型式丝杠系, 必须综合考虑轴向负载和热伸长两种因素。

由于上述原因, 会使设计人员进行丝杠系预拉伸力的计算和确定时无所适从、或被误导。为此, 本文综合考虑轴向负载和丝杠热伸长两个主要影响因素, 进行预拉伸力的理论分析, 引入一个新的技术参量——临界预拉伸力, 计算推导出综合考虑上述两个主要因素的综合临界预拉伸力方程及其解法, 并以此为基础, 考虑轴承使用要求和实际使用状况, 给出最终预拉伸力的表达式, 形成合理的、符合实际的预拉伸力取值模式和计算方法。

对于只考虑轴向负载作用的预拉伸力的分析和计算, 在文献[4]中作了支承间距与丝杠螺母移动

行程近似相等的假定, 考虑到有些场合两者相差还是相对较大的, 因此本文取消这一近似假定, 更符合实际。同时, 文献[4]中关于在最大轴向负载作用下不出现轴向间隙的“最小预拉伸力”的称法, 在本文中代之以新术语“临界预拉伸力”, 使之更贴切。

1 现行结论的分析和取值模式的讨论

对于结论 A 存在的不合理性, 将在后文第 2.2.5 节进行分析。

1.1 同时考虑两种影响因素的必要性和目前结论的不合理性简要分析

丝杠系统的一般工作状况是, 在运行一定时间后进入相对热稳定状态, 丝杠系出现一个相对于安装基座的受热伸长, 并继续运行和承受轴向负载。

对于双推—双推支承型式, 由于丝杠两端都被双向限制, 不管是何种常规的负载状态, 丝杠系轴承都不会出现轴向间隙, 因此, 在计算预拉伸力时可以只考虑热伸长因素, 此时结论 B 是合理的。而对于单推—单推型式和双推—单推型式丝杠系, 单推端只是被单向限制, 如只考虑热变形因素而确定预拉伸力, 且最大轴向负载相对较大时, 在热伸长和最大负载共同作用下的轴向变形会超过预拉伸变形, 从而使轴承松开; 即使按照预拉伸量略大于丝杠的热伸长量来确定预拉伸力, 但这是建立在忽略轴向负载这个重要因素下的“略大于”, 显然是无法预料结果的不完整、不合理取值模式, 所以必须综合考虑轴向负载和热伸长两种因素。

1.2 预拉伸力取值模式的讨论和确定

为了体现施加预拉伸力的目标要求, 使计算和确定的预拉伸力值符合实际, 并且能够明确和预料预拉伸的程度和效果, 应确定一个作用效果明确的、能够作为比较基准的预拉伸力基准值, 然后在基准值的基础上, 根据实际状况和要求加于修正, 成为最终预拉伸力值, 这就是合理的取值模式。

为此, 本文引入一个新的技术参量——临界预拉伸力, 定义为: 使丝杠轴承在最大负载作用下不出现轴向间隙的最小预拉伸力。对于轴承环节, 这一作用力也称为临界预紧力。显然, 对于单推—单推和双推—单推型(双推端例外), 丝杠轴承不出现间隙的临界状态也就是丝杠始终处于受拉的临界状态。根据以上论述和要求, 临界预拉伸力就可作为基准预拉伸力。

2 同时考虑轴向负载和丝杠热伸长时临界预拉伸力的分析与计算

本文主要对单推—单推型式和双推—单推型式的预拉伸力进行讨论。显然, 对于后者, 双推端轴承总是处于紧压状态, 而当负载作用向单推端时, 其受力和变形特点与单推—单推型式一致, 因此, 可以按单推—单推型式进行分析和计算预拉伸力。

同时, 在数控机床的丝杠支承系中, 绝大部分为采用滚动球轴承支承, 以往预拉伸力的结论亦以此为前提而得出, 所以, 本文主要讨论采用滚动球轴承支承的丝杠系。

2.1 状态分析和条件简化

丝杠系统进入相对热稳定状态后继续运行时, 等效于: 丝杠系处在已减小的新的预拉伸力状态下, 继续承受同样的轴向负载, 且已不再出现热伸长。因此, 在计算和确定综合临界预拉伸力时, 应先计算和确定只考虑轴向负载因素时的临界预拉伸力。

基于对计算结果和结论影响较小的前提, 作以下简化: ① 丝杠系两端轴承规格有时不一定相同从而其变形系数也不一定相同, 但差别较小, 采用平均值; ② 由于轴承的轴向尺寸比丝杠长度要小得多, 忽略轴承的轴向热变形; ③ 其他因素影响较小, 可以忽略。

2.2 只考虑轴向负载作用时丝杠系的临界预拉伸力计算和确定

2.2.1 力学模型图

图 1 为单推—单推型丝杠系结构示意图。

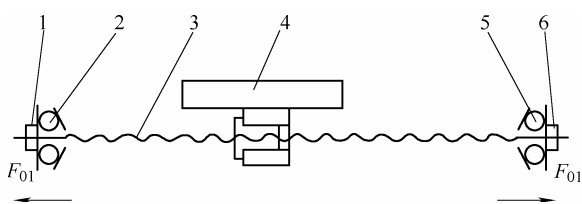


图 1 单推—单推型丝杠系结构示意图

1. 左锁紧螺母 2. 左轴承 3. 丝杠 4. 移动部件
5. 右轴承 6. 右锁紧螺母

F_{01} 为只考虑轴向负载因素时的临界预拉伸力, 也是轴承的预紧力。根据变形规律, 可把丝杠看成线性弹簧, 把轴承看成非线性弹簧, 图 2 为丝杠支承系的力学模型图。

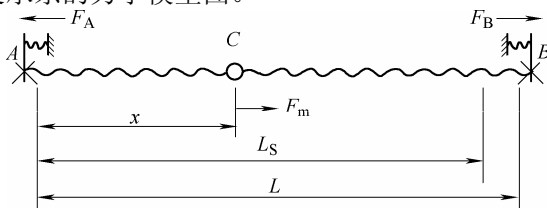


图 2 单推—单推丝杠支承系的力学模型图

其中, x 为丝杠螺母 C 的坐标位置; F_m 为最大轴向负载; L 为两支承间距; L_s 为丝杠螺母移动至行程端头时与另一支承端的距离; F_A 、 F_B 分别为 A、B 端轴承的轴向反力。

2.2.2 临界预拉伸力计算

根据文献[4], 得

$$k_1 L F_B + k_2 (F_m + F_B)^{2/3} + k_2 F_B^{2/3} = k_1 L F_{01} + 2k_2 F_{01}^{2/3} - k_1 F_m x \quad (1)$$

式中, k_1 为丝杠拉压变形系数, $k_1 = 1/SE$, S 为丝杠截面积(按中径算), E 为丝杠材料弹性模量; k_2 为轴承轴向变形系数, $k_2 = F^{1/3}/K_2$, F 为轴承轴向作用力, K_2 为轴承轴向接触刚度^[1-4]。

由式(1)可看出, F_B 与 x 是单调递减关系。在最大负载作用下, 出现临界状态的条件为: $x = L_s$ 时, $F_B = 0$, 代入式(1), 得

$$k_1 L F_m^{1/3} \lambda + 2k_2 \lambda^{2/3} - k_2 - k_1 \rho L F_m^{1/3} = 0 \quad (2)$$

式中, $\lambda = F_{01}/F_m$; $\rho = L_s/L$, 当丝杠螺母从两个方向运行的 ρ 值不一样时, 取大值。

显然, λ 与 k_1 、 k_2 、 L 、 ρ 、 F_m 均有关, 不会是一个定值, 也就说明临界预拉伸力 F_{01} 不仅与最大负载 F_m 有关, 同时也与丝杠和轴承的规格以及支承间距和丝杠螺母行程有关。

尽管式(2)可以转化为一元三次方程进行求解, 但也较为麻烦, 推导近似算法如下。

令 $f = k_1 L F_m$, $b = k_2 F_m^{2/3}$, 即, f 、 b 分别为在最大轴向负载作用下丝杠自身的轴向变形量和轴承自身的轴向变形量。代入式(2), 得

$$\frac{2\lambda^{2/3} - 1}{\rho - \lambda} = \frac{f}{b} \quad (3)$$

显然, $f > 0$, $b > 0$, 代入式(3), 因为 $0.5 < \rho < 1.0$, 得

$$\rho > \lambda > 2^{-3/2} \approx 0.354 \approx 1/3 \quad (4)$$

一般的, $0.8 \leq \rho < 1.0$, 根据式(3)得出 λ 计算表如表 1。根据结构特点, $\rho = 1$ 的状况是不会出现的, 但为了便于近似计算也应列出。对于其他 ρ 值的 λ 计算表同样可以从式(3)计算出。

根据式(3)或从表中可知, λ 与 f 和 ρ 是递增关系, 与 b 是递减关系。 λ 的近似算法为应用 λ 值计算表: ① 先计算出实际 f/b 值; ② 根据实际 ρ 值用插值法(也可直接代入式(3))算出对应表中的一行 f/b 值(应用中只需算出对应实际 f/b 值的左右值即可); ③ 再根据实际 f/b 值用插值法算出 λ 值。在

实际应用中, f 与 b 是存在一大致的比例关系范围的, 根据众多的设计实例分析, 大部分情况下为 $f \approx (1 \sim 3)b$, $\rho \approx 0.85 \sim 0.95$, 则 λ 的常规值为 $\lambda \approx 0.55 \sim 0.75$ 。

表 1 λ 值计算表

ρ	f/b				
	$\lambda = 0.35$	$\lambda = 0.40$	$\lambda = 0.45$	$\lambda = 0.50$	$\lambda = 0.55$
1.00	0	0.143	0.317	0.520	0.761
0.95	0	0.156	0.349	0.578	0.856
0.90	0	0.171	0.388	0.650	0.979
0.85	0	0.191	0.436	0.743	1.142
0.80	0	0.214	0.498	0.866	1.470

ρ	f/b				
	$\lambda = 0.60$	$\lambda = 0.65$	$\lambda = 0.70$	$\lambda = 0.75$	$\lambda = 0.80$
1.00	1.057	1.431	1.922	2.604	3.618
0.95	1.208	1.669	2.307	3.255	4.824
0.90	1.409	2.002	2.883	4.340	7.235
0.85	1.691	2.504	3.845	6.509	14.471
0.80	2.114	3.338	5.767	13.019	∞

ρ	f/b			
	$\lambda = 0.85$	$\lambda = 0.90$	$\lambda = 0.95$	$\lambda = 1.00$
1.00	5.297	8.643	18.655	∞
0.95	7.946	17.287	∞	
0.90	15.892	∞		
0.85	∞			
0.80				

2.2.3 丝杠受拉和稳定状态分析

如图 2, 按临界预拉伸力安装, 则

$$F_m \leq F_A < F_{01} + F_m$$

$$0 \leq F_B < F_{01}$$

由上式可知, 丝杠 AC 段为主导承受负载段, 总是处于拉力较大的稳定状态; 而 BC 段为非主导段, 由于 F_B 对 x 是单调递减关系, 因此, BC 段也始终处于相对稳定的受拉状态。

2.2.4 两种极端状态下的临界预拉伸力

第一种极端状态: 丝杠为完全刚性, 只有轴承变形, 即 $f = 0$, 则 $f/b = 0$, 得 $\lambda \approx 0.35 \approx 1/3$ 。

第二种极端状态: 轴承为完全刚性, 只有丝杠拉伸变形, 即 $b = 0$, 则 $f/b = \infty$, 得 $\lambda = \rho$ 。

但极端状态是不存在的, 而且, 实际情况是两种因素影响都很大, 在此再次证明, 老结论“预拉伸力大于最大工作载荷的 0.35 倍或近似为 1/3 倍”显然是按照第一种极端状态确定, 所以是不成立的。

2.2.5 对目前通行结论的不合理性分析

合理的预拉伸力可以有效提高丝杠系的稳定

性和刚性, 但预拉伸力太大时则会导致轴承摩擦力的显著增加和寿命下降, 以及整个传动系统稳定性的下降, 所以, 在满足性能要求的前提下, 应选择较小的预拉伸力。

根据第 2.2.3 节的状态分析, 按照临界预拉伸力进行预拉伸, 在最大轴向负载作用下, 丝杠始终处于受拉的稳定状态。所以, 针对只考虑轴向负载因素时的预拉伸力, 可确定取值模式为: 在临界预拉伸力的基础上, 根据实际应用情况和性能要求程度, 乘于一个等于或适当大于 1 的修正系数, 即可确保丝杠系始终处于受拉状态。

结论 A 为按第 2.2.4 节中 ρ 为 1 时两种极端状态的简单迭加方式来计算预拉伸力, 即为最大轴向负载的 1.35 倍。但是, 在单推—单推型式中, 丝杠的预拉伸力就是轴承的预紧力, 其变形可以迭加, 但受力是不应迭加的。再者, 结论 A 是以满足“使丝杠始终处于受拉状态”为目的而确定的, 由于其数值几乎是常规临界预拉伸力的 2 倍, 显然大大超过了这个目的要求, 具有较大的冗余量, 这对于个别性能要求高、或其最大轴向负载相对于机构承载能力本来就很小的场合可以适用或作为参考, 但对于一般场合则不合理, 会导致对整个机构提出过高的强度和刚度要求, 且易出现上述已指出的弊端, 在现实中是很少采用的。同时, 根据第 2.2.2 节的分析, 以往预拉伸力与最大轴向负载之比为定值的结论, 显然是欠合理的。

2.3 同时考虑轴向负载和丝杠热伸长两种因素的综合临界预拉伸力分析和计算

为了分析和计算方便, 同时对实际应用影响也不大, 忽略相对热稳定状态下可能的小波动。

如图 3 为在综合临界预拉伸力作用下未出现温升前的丝杠系预拉伸示意图。其中, F_0 为综合临界预拉伸力; Δ_1 为在 F_0 作用下丝杠的伸长变形量, Δ_2 为在 F_0 作用下丝杠系两端轴承的压缩变形量。

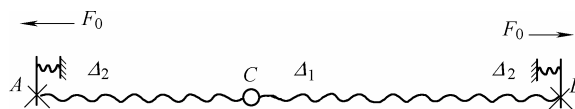


图 3 丝杠系未出现温升前的预拉伸示意图

丝杠系进入热稳定状态后, 根据状态特点, F_0 变为 F_{01} , 预拉伸状态示意图如图 4 所示。

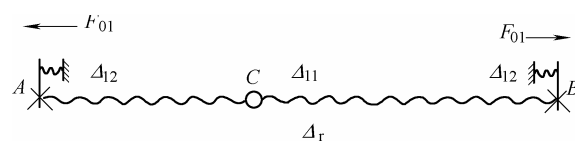


图 4 热稳定状态下的预拉伸示意图

其中, Δ_1 为热稳定状态下已发生的丝杠相对热伸长量, Δ_1 为丝杠在 F_{01} 作用下的伸长变形量, Δ_2 为在 F_{01} 作用下两端轴承的压缩变形量。丝杠相对热伸长后, 同时导致丝杠变形量和轴承变形量的变化, 达到新的平衡, 变形方程为

$$\Delta_1 + 2\Delta_2 = \Delta_1 + 2\Delta_2 + \Delta_1$$

从而得

$$k_1 L F_0 + 2k_2 F_0^{2/3} - (k_1 L F_{01} + 2k_2 F_{01}^{2/3} + \alpha L \Delta t) = 0 \quad (5)$$

式中, α 为丝杠热膨胀系数, Δt 为丝杠相对于安装基座的最大温升。式(5)又可变为

$$k_1 L F_0 + 2k_2 F_0^{2/3} - (\lambda f + 2\lambda^{2/3} b + \alpha L \Delta t) = 0 \quad (6)$$

式(2)和式(5), 或式(3)和式(6)即为综合临界预拉伸力方程组。从式中看出, 综合临界预拉伸力与最大轴向负载、支承间距和丝杠螺母行程、丝杠拉伸变形系数、轴承轴向变形系数、丝杠热变形系数、丝杠相对温升等因素均有关, 且不是轴向负载作用和丝杠热伸长两个环节临界预拉伸力的简单迭加关系。

将式(6)变换为

$$k_1 L z^3 + 2k_2 z^2 - W = 0 \quad (7)$$

式中, $z = F_0^{1/3}$; $W = \lambda f + 2\lambda^{2/3} b + \alpha L \Delta t$ 。

求解方法: 按第 2.2 节方法计算 f 、 b , 从而求出 λ , 再代入式(7)解出 z , 从而求出 F_0 。

3 预拉伸力的最终确定

3.1 预拉伸力的最终表达式

在应用中, 须满足轴承最小轴向载荷要求^[11-12], 按照取值模式, 最终预拉伸力的表达式如下

$$F_z = \xi F_0 + F_{a\min} \quad (8)$$

式中, F_z 为最终确定的预拉伸力; $F_{a\min}$ 为轴承最小轴向载荷, 参照文献[11-12]计算; ξ 为修正系数。一般情况下, $F_{a\min}$ 比 F_0 相对要小得多, 所以在式(8)中可以近似采用简单迭加方式。

3.2 修正系数的选取原则和方法

预拉伸力或其修正系数的一般选择原则、依据和方法如下。

(1) 原则: 在满足性能要求的前提下, 选择较小的预拉伸力。

(2) 选择等于 1 的修正系数。一般情况下可直接选择修正系数为 1。

(3) 选择 ξ 大于 1 的修正系数。当需要进一步提高稳定性和刚度时, 可选择 ξ 大于 1 的修正系数;

当丝杠为细长型时, 为有效提高抗振性, 可适当加大预拉伸力^[13], 即适当加大修正系数; 如需要进一步提高丝杠系的固有频率以避开共振区, 可适当加大预拉伸力^[14], 即适当加大修正系数等。修正系数不宜选得太大, 否则会导致上述已指出的弊端。

(4) 选择 ξ 小于 1 的修正系数。当实际使用状况使得最大负载状态和最大温升状态并不同时出现, 且明显错开时; 或当运行在最大轴向负载和极端位置场合并不同时出现, 且明显错开时, 等, 可选择 ξ 适当小于 1 的修正系数。在应用中, 对第(3)、(4)项须综合考虑。

4 计算示例和试验验证

本节主要进行临界预拉伸力的计算举例和相应的试验验证, 而最终预拉伸力计算中的轴承最小载荷迭加环节为现有文献结论的引用和推论, 在此不再作计算举例和验证。

4.1 计算示例

在本示例中, $k_1 = 6.035 \times 10^{-9} \text{ 1/N}$, $k_2 = 4.933 \times 10^{-5} \text{ mm/N}^{2/3}$, $L = 996 \text{ mm}$, $L_s = 905 \text{ mm}$, $\alpha = 1.16 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $\Delta t = 3 \text{ }^\circ\text{C}$; 最大轴向负载取两种状况, $F_{m1} = 3\ 500 \text{ N}$, $F_{m2} = 5\ 000 \text{ N}$ 。

(1) 只考虑轴向负载因素时临界预拉伸力 F_{01} 计算。 $\rho = 0.909$; 对应 F_{m1} 、 F_{m2} , $f_1/b_1 = 1.909$, $f_2/b_2 = 2.143$ 。在 λ 计算表中, 在 $f/b = 1.909 \sim 2.143$ 附近区域对 $\rho = 0.909$ 进行相应插值计算得 λ 局部计算表 2。再针对 f_1/b_1 、 f_2/b_2 值分别进行插值计算, 得 $\lambda_1 = 0.647$, $\lambda_2 = 0.662$, 从而分别得到临界预拉伸力为: 对应 F_{m1} , 得 $F_{01} = \lambda_1 F_{m1} = 2\ 265 \text{ N}$; 对应 F_{m2} , 得 $F_{01} = \lambda_2 F_{m2} = 3\ 310 \text{ N}$ 。

表 2 λ 值局部计算表

	f/b		
	$\lambda = 0.60$	$\lambda = 0.65$	$\lambda = 0.70$
ρ	0.950	1.208	1.669
	0.909	1.373	1.942
	0.900	1.409	2.002
			2.883

(2) 综合临界预拉伸力 F_0 的计算, 本文只计算 $F_m = 3\ 500 \text{ N}$ 场合。将上述数据代入式(7), 并解之得 $z = 17.739 \text{ N}^{1/3}$, 从而 $F_0 = z^3 = 5\ 582 \text{ N}$ 。

值得指出, 按丝杠热伸长与丝杠拉伸变形简单相等计算的等效拉伸力为 $F = 5\ 766 \text{ N}$, 比上述 F_0 还大一些, 表面看不合理, 其实是合理的, 这是由于轴承也同时受到预拉伸力的预紧变形而产生的作用。当热伸长量相对越大时, 这种现象越明显; 当

热伸长量相对较小时,这种现象不会出现。

4.2 试验方法和步骤

按上述示例进行试验验证。为便于操作和检测,按与常规单推—单推丝杠系相同的结构原理和材料制作了真实模拟机构,如图5所示,作用力位置位于行程末端。其中挡块3用于在临界状态时固定住轴承;千分表1、13用于检测丝杠轴向拉伸量从而测定拉伸力或作用力;杠杆千分表14用于监测轴承轴向变形。为便于实施试验,采用反向验证方式,即按计算的临界预拉伸力进行预拉伸,而验证对应的实际最大轴向负载与相应设定值的相符程度。正式试验前,先进行几次拉伸操作,使受力结合面处于良好的接触状态。

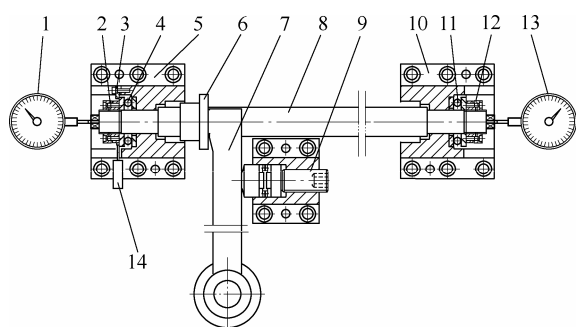


图5 试验机构示意图

1, 13. 千分表 2, 12. 锁紧螺母 3. 挡块 4, 11. 推力球轴承
5. 左支座 6. 垫圈 7. 施力杠杆 8. 丝杠轴 9. 螺旋施力机构
10. 右支座 14. 杠杆千分表

(1) 只考虑轴向负载时临界预拉伸力计算的验证方法和步骤:① 按示例计算的临界预拉伸力进行预拉伸,对轴向拉伸量进行测量从而测定确认预拉伸力;② 采用螺旋机构通过杠杆机构施加轴向负载(杠杆与丝杠作用处为开叉形),逐步加大轴向负载,直到杠杆表指示恢复至初始自由态时的刻度,此时轴承恢复至临界状态,这一环节还应用透光方式辅助确认(图5中未表示),即,如继续施力则轴承端与锁紧螺母端面处透过深蓝光。由于处于临界状态,通过轴向拉伸量的测量而测定的轴向作用力就是需要测试的最大轴向负载;③ 进行3次试验,取平均值为最大轴向负载试验值;④ 比较试验值和对应设定值的相符程度。

(2) 综合临界预拉伸力计算的验证方法和步骤:① 按示例计算的临界预拉伸力进行预拉伸,对轴向拉伸量进行测量从而测定确认预拉伸力;② 为较精确的达到相对温升效果且便于操作和检测,采取通过旋松锁紧螺母一个对应角度从而使丝杠原有拉伸量减小一个对应于丝杠相对温升的量,直接模拟丝杠相对热伸长;③ 以下按照步骤(1)中的②③④。

4.3 验证结果和分析

试验和比较结果见表3。之所以试验相对误差还是较大,其中的机构制作误差、测量器具精度限制和操作误差占有较大比例;同时计算中的力学性能参数也是试验统计产生而引起一定的误差;再者,计算推导中作了简化假定,如忽略基础座变形影响,也会产生一定的误差,而且是误差向正值的原因之一。由于测量和操作等系统误差是一定的,所以试验作用力越大从而变形越大,则试验相对误差就越小,这与表3试验结果的变化趋势是相符的。本试验示例的机构和作用力相对较小,所以试验相对误差也就相对较大。

表3 试验和比较表

				N			
计算 F_{01}	F_m		相对误差 (%)	计算 F_{01}	F_m		相对误差 (%)
	设定值	试验值			设定值	试验值	
2 265	3 500	3 868	10.5	5 582	3 500	3 906	11.6
3 310	5 000	5 390	7.8				

尽管存在一定的试验误差,但试验验证和以上分析显示,本文计算方法和结果是较为合理的,相对于以往计算结论,其与实际的相符程度要大得多。

5 结论

(1) 引入新的技术参量——临界预拉伸力,有利于准确描述和计算预拉伸力。在只考虑最大轴向负载因素时,临界预拉伸力与最大负载、丝杠和轴承的规格和特性、支承间距和丝杠螺母行程有关;采用 λ 计算表可方便的进行近似计算;临界预拉伸力与最大轴向负载之比 λ 的常规值为0.55~0.75。

(2) 在计算和确定预拉伸力时,要综合考虑最大轴向负载、丝杠热伸长变形两种主要因素,此时综合临界预拉伸力与最大轴向负载、丝杠和轴承规格、支承间距、丝杠螺母行程、丝杠热变形系数、丝杠相对温升等因素均有关。

(3) 最终预拉伸力的计算和确定方法:按本文所推导的综合临界预拉伸力方程,结合 λ 计算表方法求出综合临界预拉伸力,并根据实际使用状况进行适当系数修正,再加上轴承最小轴向载荷,即按表达式(8)计算。

参 考 文 献

- [1] 《机床设计手册》编写组. 机床设计手册(2 上册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.

- Design Handbook of Machine tool Write Group. Machine tool design handbook(2. part one) [M]. Beijing: China Machine Press, 1980
- [2] 刘辉, 黄莹, 张会杰, 等. 数控机床进给传动系统刚度变化对运动精度稳定性的影响规律 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(12): 128-133.
- LIU Hui, HUANG Ying, ZHANG Huijie, et al. Effects of transmission stiffness variations on the dynamic accuracy consistency of CNC feed drive systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(12): 128-133.
- [3] 吴子英, 刘宏昭, 刘丽兰. 考虑摩擦影响的重型车床横向进给伺服系统建模与分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(4): 86-93.
- WU Ziyang, LIU Hongzhao, LIU Lilan. Modeling and analysis of cross feed servo system of heavy duty lathe subjected of friction[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 86-93.
- [4] 张政泼. 关于双端支承丝杠系预拉伸力的探讨[J]. 制造技术与机床, 1999(4): 19-20, 40.
- ZHANG Zhengpo. Discuss about preload stretching force of screw system fixed twin end[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 1999(4): 19-20, 40.
- [5] 《机床设计手册》编写组. 机床设计手册(第 3 册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- Design Handbook of Machine tool Write Group. Design handbook machine tool (part three) [M]. Beijing: China Machine Press, 1986.
- [6] 《现代实用机床设计手册》编委会. 现代实用机床设计手册(上册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- Modern pratical Design Handbook of Machine Tool Write group. Modern pratical design handbook of machine tool(part one) [M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [7] 隋秀凛, 高安邦. 实用机床设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- SUI Xiulin, GAO Anbang. Pratical design handbook of machine tool[M]. Beijing: China Machine Press, 2010.
- [8] 孙彦旭、刘春联. 滚珠丝杠付的预拉伸安装探究 [J]. 现代制造技术与装备, 2013(2): 36-38.
- SUN Yanxu, LIU Chunlian. Ball screw preload stretching installation inquiry[J]. Modern Manufacturing Technology & Equipment, 2013(2): 36: -38.
- [9] 孙志礼, 张义民. 数控机床性能分析及可靠性设计技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- SUN Zhili, ZHANG Yimin. Performance analysis and reliability design technique of CNC Machine Tool[M]. Beijing: China Machine Press, 2011.
- [10] 王文竹, 王丹, 孙志礼. 滚珠丝杠传动系统的温度场分析 [J]. 机械设计与制造, 2010(11): 162-166.
- WANG Wenzhu, WANG Dan, SUN Zhili. The temperature field analysis of ball screw drive system[J]. Machine Design & Manufacture, 2010(11): 162-166.
- [11] 张松林. 最新轴承手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2007.
- ZHANG Songlin. Up-to-date bearing handbook[M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2007.
- [12] 成大仙. 机械设计手册(第 2 卷)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- CHENG Daxian. Mechanical Industry Handbook(book two)[M]. Beijing: Chemistry Industry Press, 2004.
- [13] 张会端、谭庆昌、李庆华. 机床传动丝杠的动力分析[J]. 农业机械学报, 2009(9): 220-226.
- ZHANG Huiduan, TAN Qingchang, LI Qinghua. Dynamic analysis of the machine drive screw[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2009(9): 220-226.
- [14] 张会端、孙俊岭. 弹性支承条件下传动丝杠的横向振动分析 [J]. 长春大学学报, 2011(2): 16-20.
- ZHANG Huiduan, SUN Junling. The lateral vibration analysis of the drive screw under the elastic supports[J]. Journal of Changchun University, 2011(2): 16-20.
-
- 作者简介: 张政泼, 男, 1962 年出生, 教授级高级工程师, 硕士研究生导师。主要研究方向为数控机床和自动化装备结构技术研究及其产品设计、研制, 多次获得省级科技进步一等奖、二等奖、三等奖。
- E-mail: zzp1130@126.com
- 胡义华, 男, 1972 年出生, 副教授。主要研究方向为机械结构和模具技术研究。
- E-mail: huyh2003@163.com
- 王湘, 女, 1970 年出生, 副教授。主要研究方向为机械设计和机构学。
- E-mail: xiangw@gxu.edu.cn