DOI: 10.3901/JME.2015.17.072

基于结合部刚度特性的滚珠丝杠 进给系统动态特性分析*

朱坚民 张统超 李孝茹

(上海理工大学机械工程学院 上海 200093)

摘要: 滚珠丝杠进给系统的动态特性对数控机床的定位精度、加工性能和振动等特性具有重要影响。针对滚珠丝杠进给系统理论建模中结合部刚度难以确定的问题,以自行设计制造的滚珠丝杠进给系统为研究对象,基于吉村允效法计算进给系统固定结合部的刚度;根据滚珠丝杠副、滚动导轨副和轴承结合部的共同特点,提出基于 Hertz 接触理论的进给系统滚动结合部刚度计算方法,建立进给系统的有限元模型。在此基础上,对进给系统进行理论和试验模态分析,通过模态振型和固有频率的对比验证了有限元模型和滚动结合部刚度计算方法的正确性。根据所建立的有限元模型,着重分析工作台的质量和位置、滚珠丝杠副的刚度、滚动导轨副的刚度和轴承的刚度等参数对进给系统动态特性的影响。所提出的方法为机床滚动结合部刚度的识别提供了参考,研究结论为滚珠丝杠进给系统的改进设计和动态性能优化提供了依据。

关键词: 滚珠丝杠进给系统; 滚动结合部; 刚度特性; Hertz 接触理论; 动态特性

中图分类号: TH113; TH132

Dynamic Characteristic Analysis of Ball Screw Feed System Based on Stiffness Characteristic of Mechanical Joints

ZHU Jianmin ZHANG Tongchao LI Xiaoru

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093)

Abstract: Dynamic characteristic of ball screw feed system is of significant influence on positioning precision, machining performance and vibration characteristic of machine tools. In illusion to the problem that stiffness of joints are difficult to determine in theoretical modeling of the ball screw feed system, with a self-designed and manufactured ball screw feed system as research object, fixed joints stiffness of the feed system is obtained by Takashi Yoshimura method; According to the common feature of ball screw assembly, rolling guide pair and rolling bearing, a stiffness calculating method of the rolling joints is proposed based on the Hertz contact theory, upon which a finite element (FE) model is established. On this basis, theoretical and experimental modal analysis are conducted, the validity of the FE model is verified by the comparisons of modal shapes and natural frequencies. According to the established FE model, effects of workbench's mass and location, ball screw assembly's stiffness, rolling guide pair's stiffness and bearing's stiffness on dynamic characteristic of the ball screw feed system are analyzed. The proposed method provides a reference for the stiffness identification of machine tool's rolling joints, and the research conclusions provide a foundation for optimal design of the ball screw feed system.

Key words: ball screw feed system; rolling joints; stiffness characteristic; Hertz contact theory; dynamic characteristic

0 前言

滚珠丝杠进给系统由于定位精度和传动效率高、寿命长、发热少、摩擦因数小等优点已成为数

控机床的关键组成部分^[1],其动态特性对机床的定位精度、加工性能、振动和噪声等特性具有直接影响^[2-3]。进给系统由滚珠丝杠副、滚动导轨副、工作台、轴承和床身等零部件通过不同种类的结合部联结而成,研究表明^[4]:机床静刚度的 30%~50%决定于结合部的刚度,机床阻尼的 90%以上来源于结合部,机床上出现的振动问题有 60%以上源自结合部,因而结合部的动态特性参数是影响进给系统动

* 国家自然科学基金(50975179)、上海市教委科研创新(11ZZ136)、上海市科委科研计划(13160502500)和沪江基金(D14005)资助项目。
20140906 收到初稿,20150401 收到修改稿

力学性能的关键因素。因此,对结合部动态特性参数识别和滚珠丝杠进给系统动态特性的研究一直是相关领域的热点问题。

滚珠丝杠进给系统主要存在两种类型的结合部:螺栓联结的固定结合部和滚珠丝杠副、滚动导轨副、轴承的滚动结合部。目前,结合部动态特性参数识别方法主要有理论计算法、试验测试法和理论计算与试验测试相结合的方法。对于固定结合部动态特性参数的识别,文献[5]提出了固定结合部刚度和阻尼的通用理论计算公式,文献[6]通过试验测试获得了固定结合部的动态特性参数,文献[7]通过理论计算与试验测试相结合的方法识别了栓接固定结合部的刚度和阻尼,以上方法对固定结合部动态特性参数的识别精度均能满足一定的工程实际要求。

对于滚动结合部动态特性参数的识别,文献[8]基于丝杠滚道力与力矩的平衡方程推导出联合载荷作用下滚珠丝杠副刚度的数学模型,文献[9]提出了导轨结合部刚度和阻尼的解析方法并成功应用于机床动态特性的理论预测,文献[10]基于滚动轴承受力分析的拟静力学和拟动力学模型计算了电主轴轴承对转子的动态支承刚度,以上研究的理论计算方法复杂繁琐,适用于单个滚珠丝杠副、滚动导轨副或轴承结合部刚度的研究,但并不适用于进给系统等复杂装配体滚动结合部刚度的计算;文献[11]通过试验测得滚珠丝杠副的刚度和阻尼,文献[12]通过消除基础位移法测得滚动导轨副结合部的刚度和阻尼,文献[13]通过模型简化和试验测试的方法获得了角接触轴承的动刚度,以上研究的试验测试法准确可靠,但需要制作专门的试验台,难于适用于进给系统滚动结合部参数的测试。文献[14-16]通过理论计算与试验测试相结合的方法分别识别了轴承的动态刚度矩阵、立式加工中心导轨副结合部的刚度阻尼参数和铣床关键结合部的动态特性参数。以上研究的理论计算与试验测试相结合的方法需要获取结合部的频响函数,实际进给系统的机械结构不便于对导轨、轴承等零部件进行模态测试,因而不适用于进给系统滚动结合部参数的识别。因此,对于进给系统滚动结合部动态特性参数的识别,目前没有方便简洁、准确可靠并且实用性好的方法。

在进给系统动态特性分析方面,国内外学者对其进行了模态分析^[17]、谐响应分析^[18]、振动信号分析^[19]和优化设计^[20]等大量研究,但在结合部对进给系统动态特性影响方面的研究较少。由于进给系统存在大量的结合部,尤其滚动结合部的刚度经常成为进给系统刚度的薄弱环节,因此研究结合部的刚度对进给系统动态特性的影响对进给系统的改进设

计和动态优化均具有重要意义。文献[21]基于有限元法研究了丝杠支撑方式、螺母位置、工作台质量等因素对进给系统动态特性的影响,但所建立的模型并未考虑结合部的刚度特性而有失准确性;文献[22]考虑滚珠丝杠副结合部的刚度和阻尼建立了进给系统的有限元模型,但是将丝杠两端支撑轴承的结合部固结处理,分析结果同样缺乏准确性;文献[23]基于拉格朗日方程建立了进给系统轴向动力学方程,探讨了结合部参数对进给系统轴向一阶固有频率的影响,但并未研究结合部对丝杠、工作台高阶模态的影响,研究不太全面。

针对以上问题,本文以自行设计制造的滚珠丝杠进给系统为例,基于吉村允效法计算了固定结合部的刚度,基于 Hertz 接触理论提出了滚动结合部刚度的计算方法,建立了进给系统的有限元模型。对进给系统进行了理论和试验模态分析,验证了有限元模型和滚动结合部刚度计算方法的正确性,并根据建立的有限元模型,分析了工作台的质量和位置、滚珠丝杠副的刚度、滚动导轨副结合部的刚度、轴承结合部的刚度等参数对进给系统动态特性的影响。

1 滚珠丝杠进给系统的基本结构

本文自行设计制造的滚珠丝杠进给系统的结构如图 1 所示,交流伺服电动机通过联轴器带动滚珠丝杠转动,再通过丝杠螺母带动工作台实现直线进给。丝杠的支承方式为两端固定一端简支,固定端采用成对的角接触轴承支撑,简支端使用单个角接触轴承支撑。为了提高各结合部的支撑刚度、消除丝杠的回程误差,进给系统安装时对丝杠螺母副、滚动导轨副和支撑轴承组进行了预紧,并且对丝杠进行了预拉伸以减小丝杠的径向变形。

图 1 滚珠丝杠进给系统的结构简图

1. 伺服电动机 2. 联轴器 3. 左轴承座 4. 左轴承组
5. 导轨滑块 6. 丝杠螺母 7. 螺母座 8. 丝杠
9. 工作台 10. 床身 11. 右轴承组 12. 右轴承座

进给系统固定结合部主要包括工作台-滑块、工作台-丝杠螺母座、左轴承座-床身以及右轴承座-床身之间的结合部;滚动结合部包括丝杠螺母副、滚动导轨副和支撑轴承的结合部。对于固定结合部,采用吉村允效积分法计算其刚度;对于滚动结合部,

它们的共同特点是均为滚珠与滚道的接触,因此本文提出了基于 Hertz 接触理论的滚动结合部刚度计算方法。

2 进给系统结合部刚度计算

2.1 固定结合部刚度计算

日本学者吉村允孝通过对机床结合部的研究得出:只要平均接触压力相同,结合部单位面积的动态特性数据是相同的。对于进给系统的固定结合部,不考虑螺栓分布和结构物理变形等因素的影响,近似认为结合部上接触压力均匀分布。通过计算固定结合部上的接触压力得到结合部单位面积的刚度^[4],再利用吉村允孝积分法计算出各结合部的等效刚度,计算结果如表 1 所示。

表 1 固定结合部的刚度

结合部	法向刚度 $K_n / (\times 10^{10} \text{N/m})$	切向刚度 $K_\tau / (\times 10^9 \text{N/m})$
工作台-滑块	1.41	3.62
工作台-丝杠螺母座	2.27	5.90
床身-左轴承座	5.74	1.52
床身-右轴承座	4.24	1.27

2.2 滚动结合部刚度计算

2.2.1 Hertz 接触理论

Hertz 接触理论是计算弹性体接触变形和接触应力的经典理论^[24]。如图 2 所示,两个具有曲率的物体 V_1 和 V_2 在外力 Q 的作用下相互挤压接触,两物体满足以下假设条件:① 相互接触两物体的材料是均匀和各向同性的;② 接触表面光滑,只有法向作用力,不存在切向摩擦力;③ 接触物体只发生弹性变形,并服从胡克定律;④ 接触面的尺寸和接触物体表面的曲率半径相比是很小的。

图 2 Hertz 接触模型

在接触区域中心,两接触体由于弹性变形而相互接近的距离为

$$\delta = \frac{2K}{\pi a} \left\{ \frac{1}{8} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^2 \right\}^{1/3} (\sum \rho)^{1/3} Q^{2/3} \quad (1)$$

式中, K 、 a 是 Hertz 系数,可在文献[25]中查得; u_1 、 u_2 是两接触弹性体的泊松比; E_1 、 E_2 是两接触弹性体的弹性模量; $\sum \rho$ 是两接触弹性体在接触点处的综合曲率,即 $\sum \rho = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}$ 。

2.2.2 滚珠丝杠副结合部刚度计算

滚珠丝杠副由丝杠、滚珠和丝杠螺母等组成,滚珠与丝杠和螺母滚道的接触满足 Hertz 接触理论的 4 个条件,此外还满足:滚珠转动的离心力和陀螺力矩很小,可以忽略不计;轴向载荷在承载滚珠之间均匀分布,则可基于 Hertz 接触理论计算滚珠丝杠副结合部的轴向刚度。

进给系统滚珠丝杠副采用错位预压的方式进行预紧,忽略工作时外部轴向载荷的影响,预紧力 F_a 作用下滚珠丝杠结合部的受力分析如图 3 所示。单个滚珠对螺母和丝杠滚道的法向作用力均为 P ,滚珠与滚道接触的压力角为 β ,滚珠与螺母滚道和丝杠滚道的接触变形分别为 δ_1 和 δ_2 。由螺母在轴向受力平衡可得

$$F_a - Pz \sin \beta \cos \phi = 0 \quad (2)$$

式中, z 是承载滚珠的数目; ϕ 是丝杠的螺旋升角。

图 3 滚珠丝杠副结合部受力分析

由式(1)可得

$$\delta_i = \frac{2K_i}{\pi a_i} \left\{ \frac{1}{8} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^2 \right\}^{1/3} (\sum \rho_i)^{1/3} P^{2/3} \quad (3)$$

$i = 1, 2$

滚珠与螺母和丝杠接触点的综合曲率分别为

$$\sum \rho_1 = \frac{2}{d_b} + \frac{2}{d_b} - \frac{1}{d_b f_1} - \frac{2 \cos \alpha \cos \phi}{d + d_b \cos \alpha} \quad (4)$$

$$\sum \rho_2 = \frac{2}{d_b} + \frac{2}{d_b} - \frac{1}{d_b f_2} + \frac{2 \cos \alpha \cos \phi}{d - d_b \cos \alpha} \quad (5)$$

式中, d_b 是滚珠的直径; d 是丝杠的公称直径; f_1 、 f_2 是密合度,分别为螺母滚道曲率半径和滚珠半径

之比、丝杠滚道曲率半径和滚珠半径之比。

由几何关系可得螺母相对丝杠的轴向位移为

$$\delta_a = (\delta_1 + \delta_2) / \sin \beta \cos \phi \quad (6)$$

联立式(2)~(6)可得滚珠丝杠副结合部的轴向刚度为

$$K_a = F_a / \delta_a \quad (7)$$

进给系统滚珠丝杠副的基本参数和计算所得轴向刚度如表 2 所示。

表 2 滚珠丝杠副的基本参数和结合部刚度

滚珠数目	滚珠直径 d_b /mm	丝杠螺旋升角 ϕ /(°)	丝杠公称直径 d /mm
47	7.1	17.7	40
密合度 $f_{1,2}$	预紧力 F_a /kN	接触角 β /(°)	轴向刚度 K_a /(N/μm)
0.52	4.48	45	520

2.2.3 滚动导轨副结合部刚度计算

滚动导轨副由滑块、滚珠和导轨等组成, 滚珠与导轨和滑块滚道的接触满足 Hertz 接触理论的 4 个条件, 此外还满足: 载荷在同一排承载滚珠之间均匀分布, 则可基于 Hertz 接触理论计算滚动导轨副结合部的法向和切向刚度。

如图 4 所示, 滚动导轨副结合部共有 4 排滚珠, 承载滚珠总数为 z , 滚珠同滚道接触的压力角为 β 。在外部法向载荷 F 作用下, 上排单个滚珠对导轨和滑块滚道的法向作用力 F_U , 下排单个滚珠对导轨和滑块滚道的法向作用力 F_L 。由于受到预紧力的作用, 在外载荷作用下滚珠始终处于受压状态, 由滑块在竖直方向受力平衡可得

$$F + \frac{z}{2} F_L \sin \beta = \frac{z}{2} F_U \sin \beta \quad (8)$$

图 4 滚动导轨结合部受力分析

预紧力 F_0 在所有承载滚珠之间近似均匀分布, 预紧力作用下单个滚珠与滚道接触点处的法向压力均为 P_0 , 预紧力引起单个滚珠的初始变形量均为 δ_0 , F_0 与 P_0 的关系为

$$F_0 = \sqrt{2z} P_0 \sin \beta \quad (9)$$

在外载荷 F 作用下, 上排滚珠的变形量为 δ_u , 下排滚珠的变形量为 δ_L , 滑块在竖直方向的位移为 δ_n , 则有变形协调方程

$$(\delta_u - \delta_0) \sin \beta = (\delta_0 - \delta_L) \sin \beta = \delta_n \quad (10)$$

由式(1)计算可得单个滚珠在预紧力作用下的初始变形量 δ_0 , 并且有

$$\delta_U = \frac{2K_U}{\pi a_U} \left\{ \frac{1}{8} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^2 \right\}^{1/3} (\sum \rho_U)^{1/3} F_U^{2/3} \quad (11)$$

$$\delta_L = \frac{2K_L}{\pi a_L} \left\{ \frac{1}{8} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^2 \right\}^{1/3} (\sum \rho_L)^{1/3} F_L^{2/3} \quad (12)$$

式中, $\sum \rho_U$ 是上排单个滚珠与滑块和导轨接触点的综合曲率之和; $\sum \rho_L$ 是下排单个滚珠与滑块和导轨接触点的综合曲率之和。

联立式(8)~(12)可得滚动导轨副结合部的法向刚度为

$$K_n = F / \delta_n \quad (13)$$

滑块工作时不承受额外的切向载荷, 在法向载荷和预紧力的作用下滑块相对于导轨的切向位移

$$\delta_\tau = (\delta_u - \delta_0) \cos \beta \quad (14)$$

则滚动导轨副结合部的切向刚度

$$K_\tau = \frac{z}{2} P_0 \cos \beta / \delta_\tau \quad (15)$$

进给系统滚动导轨结合部的基本参数和计算所得法向和切向刚度如表 3 所示。

表 3 滚动导轨结合部的基本参数和结合部刚度

承载滚珠 总数	滚珠直径 d_b /mm	接触角 β /(°)	法向刚度 K_n /(N/μm)
48	6.87	45	342
预压载荷 F_0 /kN	法向外载荷 F /N	密合度 f	切向刚度 K_τ /(N/μm)
3.65	750	0.52	167

2.2.4 轴承结合部刚度计算

轴承由内圈、滚珠和外圈等组成, 用于支撑丝杠旋转。滚珠与内圈和外圈滚道的接触满足 Hertz 接触理论的 4 个条件, 此外还满足: 滚珠转动的离心力和陀螺力矩很小, 可以忽略不计; 外部载荷在滚珠之间均匀分布, 则可基于 Hertz 接触理论计算轴承结合部的刚度。

以固定端成对使用的角接触轴承为例, 轴承安装时沿轴向施加 F_a 的预紧力, 丝杠工作时对轴承的轴向和径向作用力较小, 可以忽略不计, 轴承结合部受力分析如图 5 所示。

图 5 轴承结合部受力分析

滚珠与滚道的接触角为 β 、接触压力为 P , 单个轴承滚珠的数目为 z , 滚珠与外圈滚道的接触变形为 δ_1 、与内圈滚道的接触变形为 δ_2 。根据单个轴承在水平方向受力平衡可得

$$F_a - zP \sin \beta = 0 \quad (16)$$

由式(1)可得

$$\delta_i = \frac{2K_i}{\pi a_i} \left\{ \frac{1}{8} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right) \right]^2 \right\}^{1/3} (\sum \rho_i)^{1/3} P^{2/3} \quad (17)$$

$i=1,2$

式(17)中各参数的意义参考对式(3)的解释。

由几何关系可得轴承相对于丝杠的位移为

$$\delta_a = (\delta_1 + \delta_2) \sin \beta \quad (18)$$

联立式(16)~(18)可得单个轴承结合部的轴向刚度为

$$K_a = F_a / \delta_a \quad (19)$$

轴承径向受力情况如图 5b 所示, 第 $i(i=1,2,\dots,z)$ 个滚珠与竖直方向的夹角为 ϕ_i , 轴向预紧力 F_a 作用下轴承的等效径向作用力为 F_r , 由外圈竖直方向受力平衡可得

$$2F_r = \sum_{i=1}^z P \cos \beta \cos \phi_i \quad (20)$$

由几何关系可得轴承内外圈竖直方向的相对位移为

$$\delta_r = (\delta_1 + \delta_2) \cos \beta \quad (21)$$

联立式(20)、(21)可得单个轴承的径向刚度为

$$K_r = F_r / \delta_r \quad (22)$$

进给系统轴承结合部的基本参数和计算所得轴向和径向刚度如表 4 所示。

表 4 轴承结合部的基本参数和结合部刚度

承载滚珠 总数	滚珠直径 d_b /mm	接触角 β /(°)	密合度 f
19	7.35	60	0.52
预压载荷 F_a /kN	轴向刚度 K_n /(N/ μ m)	径向刚度 K_r /(N/ μ m)	
6.3	1 006	575	

3 进给系统动态特性分析

3.1 进给系统有限元模型的建立

在 SolidWorks 软件中建立进给系统的几何模型, 导入 HyperMesh 软件中建立进给系统的有限元模型, 需要考虑以下几点。

3.1.1 几何模型简化

为了使有限元网格划分生成的单元形状合理, 提高计算分析的精度和效率, 在建立有限元模型之前对几何模型作以下简化: 忽略小螺栓孔以及其他工艺小孔; 对几何模型中的倒角、倒圆均作直线化处理; 忽略对有限元计算结果影响小的电动机和其他零部件; 忽略床身底部的筋板结构。

3.1.2 网格划分

整个模型的单元类型均选择 ANSYS 中的 Solid 185 实体单元, 它是一种 8 节点六面体单元。在 HyperMesh 软件中通过体分割进行网格划分, 共划分约 14.7 万个 Solid 185 单元。

3.1.3 结合部建模

采用 ANSYS 软件提供的用户自定义 MATRIX27 刚度单元, 忽略阻尼对固有频率的微小影响, 根据计算得到的固定结合部、滚动结合部的刚度模拟结合部的接触特性。

(1) 固定结合部的建模。固定结合部的建模方法如图 6 所示, 在每个固定结合部上采用 4 组并联的刚度单元将两个接触面相连, 单元的刚度参

图 6 固定结合部的建模

数 k_n 、 k_r 分别为结合部法向刚度 K_n 、切向刚度 K_r 的 1/4。

(2) 滚动结合部的建模。滚珠丝杠副在进给传动时只承受轴向载荷, 结合部只存在轴向刚度, 建模方法如图 7a 所示: 沿丝杠周向均匀分布 8 个刚度单元将丝杠与螺母相连, 每个单元的刚度为结合部等效刚度的 1/8。滚动导轨副结合部存在法向和切向刚度, 建模方法如图 7b 所示: 在法向与切向分别均匀布置 4 个刚度单元将滑块与导轨相连, 每个单元的刚度为法向或切向刚度的 1/4。丝杠固定端背对背安装的角接触轴承既承受径向载荷又承受轴向载荷, 结合部存在径向刚度和轴向刚度, 简支端的角接触轴承只承受径向载荷, 结合部只存在径向刚度, 建模方法如图 7c 所示: 在丝杠和轴承结合部的径向和轴向分别均匀布置 4 个刚度单元, 每个单元的刚度为径向刚度的 1/2 或轴向刚度的 1/4。

图 7 滚动结合部的建模

(3) 边界条件。进给系统的床身固定在底座上, 底座通过地脚螺栓与地基紧固。根据进给系统的实际约束情况, 在床身的底面施加了全约束。

3.2 进给系统理论模态分析

根据建立的滚珠丝杠进给系统有限元模型, 令工作台位于行程中间位置, 在 ANSYS 中使用 Block Lanczos 进行模态求解, 获得前 6 阶固有频率和模态振型分别如表 5 和图 8 所示。

表 5 理论固有频率和实测固有频率的对比

模态阶次	1	2	3	4	5	6
理论值/Hz	47.6	96.0	170.7	242.5	272.3	347.3
实测值/Hz	43.5	88.8	178.5	236.4	285.9	346.3
误差(%)	9.31	9.03	-4.38	2.56	-4.76	0.29

图 8 前 6 阶理论模态振型

3.3 进给系统试验模态分析

为了验证理论模态分析结果的正确性, 对滚珠丝杠进给系统进行试验模态测试, 进给系统试验台的外观结构如图 9 所示。试验中使用的测试设备主要包括 BK 8208 型激振力锤、四个 BK 4525B 型三向加速度传感器以及搭载了 NI PXIe-4498 动态信号采集模块的 NI PXIe-1075 数据采集系统, 试验数据的采集和处理使用 ModalView 模态分析软件。

图 9 进给系统的外观结构

采用单点激振多点拾振的锤击法对进给系统进行模态测试。模态测试系统的工作原理如图 10 所示。在 ModalView 软件中建立进给系统的模型如图 11 所示, 在该模型表面设置了 33 个测点, 力锤锤击位置在第 9 号测点。进行模态测试的基本过程: 对结构激振、输入输出信号的采集与处理、频响函数的计算和模态参数的识别。

图10 模态测试系统原理图

图11 进给系统的模型和测点布置

工作台位于行程中点位置时，测得进给系统前6阶固有频率和模态振型分别如表5和图12所示。

图12 试验模态振型

3.4 结果与分析

理论固有频率和实测固有频率的对比如表5所示，由于几何模型的简化、结合部刚度的计算误差、有限元计算误差以及试验测试误差等因素的影响，理论固有频率和试验固有频率存在差异。由表5中数据可知，理论固有频率的第1阶和第2阶误差稍大，分别为9.31%和9.03%，其他各阶固有频率的误差较小，均在5%以内。

如图9所示，进给系统的第1阶振型为丝杠的1阶弯曲，第2阶振型为丝杠和工作台沿进给方向的窜动，第3阶振型为丝杠的二阶弯曲，第4阶振型为工作台的1阶弯曲，第5阶振型为工作台偏航振动，第6阶振型为工作台的2阶弯曲。对比图9和图12可知，各阶理论模态振型和对应阶次的试验模态振型完全一致。

通过各阶理论固有频率和模态振型与对应阶次试验结果的对比，验证了理论模型的正确性，进而验证了滚动结合部刚度计算方法的正确性。

4 进给系统动态特性影响因素研究

4.1 工作台位置的影响

保持其他参数不变，工作台在行程范围内从固定端移动至简支端，在ANSYS中计算每一位置进给系统的固有频率。

在工作台位置移动的过程中，进给系统第4~6阶固有频率保持不变。第1~3阶固有频率的变化如图13所示，由图可知第1、3阶固有频率均随着工作台位置的移动先减小后增大，在行程中间偏右的相同位置达到最小值，在最右端的固有频率略小于最左端，这是由于工作台位于其行程的2/3位置时丝杠的径向刚度最小，且左轴承组的径向刚度大于右轴承组。第2阶固有频率随着工作台位置的移动不断减小，在简支端达到最小值，这是由于工作台位于最右端时丝杠自身的轴向刚度最小，且右轴承的轴向刚度近似为零。

4.2 工作台质量的影响

工作台位于行程中点位置时，保持其他参数不变，改变工作台的质量并在ANSYS中计算对应的进给系统固有频率。

在工作台质量变化的过程中，进给系统第1阶和第3阶固有频率保持不变。第2、4、5、6阶固有频率的变化如图14所示，可知第2、4、5、6阶固有频率均随着工作台质量的增加而显著减小，并且减小的速度逐渐降低。

图 13 进给系统固有频率随工作台位置的变化

图 14 进给系统固有频率随工作台质量的变化

4.3 滚珠丝杠副刚度的影响

工作台位于行程中点位置时, 保持其他参数不变, 改变滚珠丝杠副的轴向刚度并在 ANSYS 中计算每一刚度对应的进给系统固有频率。

在滚珠丝杠副轴向刚度变化的过程中, 进给系统第 4~6 阶固有频率保持不变。第 1~3 阶固有频率的变化如图 15 所示, 第 1 阶固有频率随着轴向刚度的增加而稍有增大, 第 2、3 阶固有频率随着轴向刚度的增加而显著增大, 并且增大的速度逐渐降低。

图 15 进给系统固有频率随滚珠丝杠副轴向刚度的变化

4.4 滚动导轨副结合部刚度的影响

工作台位于行程中点位置时, 保持其他参数不变, 按照滚动导轨法向和切向刚度原有的比例, 改变滚动导轨副结合部的刚度并在 ANSYS 中计算每一刚度对应的进给系统固有频率。

在滚动导轨副结合部刚度变化的过程中, 进给系统第 1~3 阶固有频率保持不变。第 4~6 阶固有频率随结合部刚度的变化如图 16 所示, 第 4~6 阶固有频率随着导轨副结合部刚度的增大而迅速增加, 并且增加的速度逐渐降低。

图 16 进给系统固有频率随滚动导轨副结合部刚度的变化

4.5 支撑轴承结合部刚度的影响

工作台位于行程中点位置时,保持其他参数不变,按照支撑轴承径向和轴向刚度原有的比例,按对数改变轴承结合部的刚度,在 ANSYS 中计算每一刚度所对应的进给系统固有频率。

在支撑轴承刚度变化的过程中,进给系统第 4~6 阶固有频率保持不变。第 1~3 阶固有频率随轴承刚度的变化如图 17 所示,在刚度低于 $500 \text{ N}/\mu\text{m}$ 时第 1~3 阶固有频率随轴承刚度的增加而增大,当轴承刚度达到 $500 \text{ N}/\mu\text{m}$ 时固有频率已经收敛不变。

图 17 进给系统固有频率随支撑轴承刚度的变化

4.6 结果与分析

进给系统第 1、3 阶振型都为丝杠自身的弯曲振动,对这两阶固有频率影响最大的是滚珠丝杠副的轴向刚度和轴承结合部的刚度,工作台的位置对其有一定的影响,工作台质量和滚动导轨结合部的刚度对其没有影响。

进给系统第 2 阶振型为丝杠和工作台沿进给方向的窜动,工作台的位置和质量、滚珠丝杠副的轴向刚度和轴承结合部的刚度对其影响都很大,减小工作台的质量、增大滚珠丝杠副的轴向刚度、增大轴承结合部的刚度均能有效地提高其固有频率,滚动导轨副结合部的刚度对其没有影响。

进给系统第 4~6 阶振型都集中在工作台上,分别为工作台的偏航振动、1 阶弯曲和 2 阶弯曲,工作台的质量和滚动导轨副结合部的刚度是影响其固有频率的关键因素,减小工作台的质量和增大滚动导轨副结合部的刚度均能显著提高其固有频率。工作台的位置、滚珠丝杠副的刚度和轴承结合部的刚度对其没有影响。

5 结论

(1) 针对滚珠丝杠进给系统理论建模中结合部刚度难以确定的问题,基于吉村允效法计算了进给系统固定结合部的刚度,提出了基于 Hertz 接触理

论的进给系统滚动结合部刚度计算方法,建立了进给系统的有限元模型。

(2) 对进给系统进行了理论和试验模态分析,理论模态振型和试验模态振型完全符合,理论固有频率和试验固有频率的误差在 10% 以内,验证了有限元模型和滚动结合部刚度计算方法的正确性。

(3) 根据建立的进给系统有限元模型,通过理论计算着重分析了工作台的质量和位置、滚珠丝杠副的刚度、滚动导轨副的刚度和轴承的刚度等参数对进给系统动态特性的影响。

(4) 提出的滚动结合部刚度计算方法具有流程清晰、准确可靠、实用性好的特点,为机床滚动结合部刚度的识别提供了参考;进给系统结合部有限元建模方法为数控机床的高精度建模奠定了基础;进给系统动态特性影响因素的研究为滚珠丝杠进给系统的合理使用和动态性能的优化提供了依据。

参考文献

- [1] 刘栋,梅雪松,冯斌,等. 基于 Symlets 小波滤波的滚珠丝杠伺服进给系统频响特性辨识[J]. 机械工程学报, 2011, 47(13): 153-159.
LIU Dong, MEI Xuesong, FENG Bin, et al. Frequency response identification for ballscrew servo driven system based on symlets wavelet[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(13): 153-159.
- [2] ERKORKMAZ K, KAMALZADEH A. High bandwidth control of ball screw drives[J]. Annals of the CIRP, 2006, 1(55): 393-398.
- [3] VICENTE D A, HECKER R L, VILLEGASV F J, et al. Modeling and vibration mode analysis of a ball screw drive[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 58(1-4): 257-265.
- [4] 廖伯瑜,周新民,尹志宏. 现代机械动力学及其工程应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
LIAO Boyu, ZHOU Xinmin, YIN Zhihong. Modern mechanical dynamics and its engineering application[M]. Beijing: China Machine Press, 2004.
- [5] FU Weiping, HUANG Yumei, ZHANG Guangpeng. Experimental investigation on damping behavior of normal joint surfaces at unit area[J]. Modeling, Measurement & Control, B, 1993, 51(2): 13-20.
- [6] 汪振华,袁军堂,胡小秋,等. 基于模态振型的固定结合面动态特性参数测试[J]. 南京理工大学学报, 2012, 36(5): 779-784.
WANG Zhenhua, YUAN Juntang, HU Xiaoqi, et al. Test of dynamic characteristic parameters for fixed joints based on mode shape[J]. Journal of Nanjing University of

- Science and Technology, 2012, 36(5): 779-784.
- [7] 李玲, 蔡安江, 蔡力钢, 等. 栓接结合部动态特性辨识方法[J]. 机械工程学报, 2013, 49(7): 168-175.
LI Ling, CAI Anjiang, CAI Ligang, et al. Identification method of dynamic properties of bolted joints[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(7): 168-175.
- [8] 陈勇将, 汤文成, 王洁璐. 滚珠丝杠副刚度影响因素及试验研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(11): 70-74.
CHEN Yongjiang, TANG Wencheng, WANG Jielu. Influence factors on stiffness of a ball screw[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(11): 70-74.
- [9] 张广鹏, 史文浩, 黄玉美. 机床导轨结合部的动态特性解析方法及其应用[J]. 机械工程学报, 2002, 38(10): 114-118.
ZHANG Guangpeng, SHI Wenhao, HUANG Yumei. Analysis method of dynamic behaviors of guideway joint and its application in machine tools design[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(10): 114-118.
- [10] 李松生, 陈晓阳, 张钢, 等. 超高速电主轴轴承的动态支承刚度分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(11): 60-65.
LI Songsheng, CHEN Xiaoyang, ZHANG Gang, et al. Analyses of dynamic supporting stiffness about spindle bearings at extra high-speed in electric spindles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(11): 60-65.
- [11] 胡峰. 数控机床进给系统动态特性辨识与状态监测方法研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
HU Feng. Dynamic performance identification and condition monitoring of NC machine tool feeding system[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009.
- [12] 张华, 袁军堂, 汪振华. 滚动导轨结合面动态特性参数识别实验研究[J]. 中国机械工程, 2011, 22(4): 415-418.
ZHANG Hua, YUAN Juntang, WANG Zhenhua. Experimental research on identification of dynamic characteristic parameters of rolling guide's joint[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(4): 415-418.
- [13] 芮红锋, 胡小秋, 郭丹枫. 角接触球轴承动态特性参数测试方法[J]. 振动与冲击, 2013, 32(8): 88-90.
RUI Hongfeng, HU Xiaoqiu, GUO Danfeng. Measurement method for dynamic characteristic parametric identification of angular contact ball bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(8): 88-90.
- [14] HU Feng, WU Bo, HU Youmin. Identification of dynamic stiffness matrix of bearing joint region[J]. Frontiers of Mechanical Engineering in China, 2009, 4(3): 289-299.
- [15] 米良, 殷国富, 孙明楠, 等. 基于结合部动力学特性的立柱主轴系统动力学模型研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 202-207.
MI Liang, YIN Guofu, SUN Mingnan, et al. Column-spindle system dynamic model based on dynamic characteristics of joints[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 202-207.
- [16] 王立华, 罗建平, 刘泓滨, 等. 铣床关键结合面动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(8): 125-129.
WANG Lihua, LUO Jianping, LIU Hongbin, et al. Research on dynamic characteristics of key machine joint surfaces of the numerically controlled milling machine[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(8): 125-129.
- [17] VARANASI K A, NAYFEH S A. The dynamics of lead-screw drives: Low-order modeling and experiments[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2004, 126(6): 388-396.
- [18] 翁德凯, 程寓, 夏玲玲, 等. 基于结合面的立式加工中心进给系统的动态特性分析[J]. 机械设计与制造, 2012(3): 130-132.
WENG Dekai, CHENG Yu, XIA Lingling, et al. The dynamic characteristics analysis of feeding system of a vertical machining center based on conjoint interfaces[J]. Machine Design & Manufacture, 2012(3): 130-132.
- [19] CHANG M C, LIOU J L, WEI C C, et al. Fractal analysis for vibrational signals created in a ball-screw machine operating in short- and long-range tribological tests[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(3): 031101.
- [20] NURHADI, HENDRO, TARNG, et al. Experimental approached optimisation of a linear motion performance with grey hazy set and Taguchi analysis methods (GHST) for ball-screw table type[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2009, 44(1-2): 149-160.
- [21] 刘立, 汤文成, 陈勇将. 滚珠丝杠副系统抗共振特性分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2012(8): 18-22.
LIU Li, TANG Wencheng, CHEN Yongjiang. Analysis of the anti-resonance of ball screw system[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2012(8): 18-22.
- [22] 安琦瑜, 冯平法, 郁鼎文. 基于 FEM 的滚珠丝杠进给系统动态性能分析[J]. 制造技术与机床, 2005(10): 85-88.
AN Yuqi, FENG Pingfa, YU Dingwen. Analysis of dynamic characteristic of ball screw feeding system based on FEM[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2005(10): 85-88.
- [23] 王永强, 张承瑞, 翟鹏. 滚珠丝杠进给系统轴向一阶固

- 有频率量变规律[J]. 沈阳工业大学学报, 2013, 35(1): 58-62.
- WANG Yongqiang, ZHAI Peng. Quantitative change rule for axial first-order natural frequency of ball screw feed drive system[J]. Journal of Shenyang University of Technology, 2013, 35(1): 58-62.
- [24] BREWE D E, HAMROCK B J. Simplified solution for elliptical-contact deformation between two elastic solids[J]. Journal of Lubrication Technology, 1977, 99(4): 485-487.
- [25] 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.
- CHENG Guangren, SHI Zukang, ZHANG Chaopeng. Ball screw drive design basics[M]. Beijing: China Machine Press, 1987.
-
- 作者简介: 朱坚民, 男, 1968 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机电系统的智能测控。
E-mail: jmzhu6688@163.com
- 张统超(通信作者), 男, 1990 年出生。主要研究方向为机械系统动力学。
E-mail: zhtch_ahut@sina.com