

平面滚珠丝杠副多结合面建模与动态特性分析*

李中凯¹, 孙冉^{1,2}, 邹光宇¹

(1. 中国矿业大学机电工程学院 徐州, 221116) (2. 徐州威卡电子控制技术有限公司 徐州, 221009)

摘要 为了提高平面运输设备的传送效率与定位精度,针对 x - y 轴平面滚珠丝杠副的多机械装配界面,应用吉村允孝法确定螺栓联接界面的法向压缩刚度和切向运动刚度,采用赫兹接触理论确定丝杠螺母、轴承和导轨内接触界面的径向或法向压缩刚度。基于 ABAQUS 软件建立 x - y 直线进给系统的动力学模型,通过锤击法模态试验和文献对比研究,证明了所提理论模型以及结合面刚度计算的正确性。数值仿真了工作台质量、滑块间距及导轨间距对于系统动态行为的影响,并给出设计建议值。通过医疗剪刀毛坯平面进给机床设计试验,验证了所获得动态系统设计规律的有效性。

关键词 滚珠丝杠;平面进给系统;结合面建模;动态特性
中图分类号 TH113;TH132.1

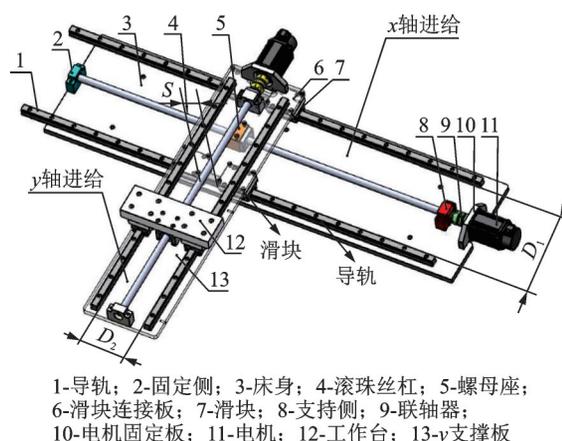
引言

滚珠丝杠进给系统由于其高灵敏度、高效率、高精度等诸多优点,已成为当代进给系统中最常用的直线传动机构。然而,滚珠丝杠是一种细长、低刚度元件,在外力作用下极易产生变形、振动和噪声,这种丝杠传动系统的位置精度和稳定性通常受到机械部件结构振动模式的限制,其动态特性对设备定位精度、传动性能和故障诊断有着重要影响^[1]。国内外许多学者围绕滚珠丝杠进给系统进行了动力学建模与分析。陈勇将等^[2]基于丝杠滚道面力与力矩的平衡方程,推导出载荷作用下滚珠丝杠副的刚度数学模型。蒋书运等^[3]借助赫兹(Hertz)接触理论计算滚珠丝杠副的结合面刚度,建立了动力学模型,并基于有限元法分析该模型的动态特性。杨勇等^[4]基于铁木辛柯梁假设,考虑丝杠轴的横向剪切,建立丝杠与工作台系统动力学模型。朱坚民等^[5]建立进给系统结合面等效弹簧的有限元模型,讨论了机械结构参数变化对进给系统动态特性的影响。现有研究方法虽然较好地分析了滚珠丝杠副动态特性,但还存在一些不足,例如:结合面接触刚度考虑不充分,有限元建模时简化较大,没有模态试验佐证理论模型或没有对之前的试验结果对比分析等。针对上述问题,笔者以 x - y 平面滚珠丝杠副为研究对象,基于吉村允孝法和 Hertz 接触理论计算结合面刚度,忽

略阻尼对固有频率的微小影响,使用等效弹簧单元将模型简化,建立进给系统的多结合面动力学模型。进一步根据有限元法、对比研究和应用研究,验证了所建立模型的正确性。

1 进给系统动态建模

图 1 所示为带滚珠丝杠副的 x - y 轴进给系统结构,通过滚珠丝杠副和直线导轨副的组合实现工作台 x - y 方向的进给。其中: S 为滑块间距; D_1 为下导轨间距; D_2 为上导轨间距。 S, D_1, D_2 与系统总质量 M , 共同构成平面滚珠丝杠副的主要可调节参数。



1-导轨; 2-固定侧; 3-床身; 4-滚珠丝杠; 5-螺母座;
6-滑块连接板; 7-滑块; 8-支持侧; 9-联轴器;
10-电机固定板; 11-电机; 12-工作台; 13-y支撑板

图 1 x - y 轴进给系统结构示意图

Fig.1 Structure of x - y axis feeding system

* 江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)
收稿日期:2021-06-01;修回日期:2021-09-04

1.1 固定结合面接触刚度与等效弹簧单元

固定结合面接触压力源于其上结构部件的重力和螺栓联结的预紧力,预紧力的大小取决于螺栓组的强度和联结要求。螺栓设计的原则是保证所要求的预紧力,并且连接的结构尺寸不宜过大。螺栓预紧力的推荐值为

$$F_L = 0.65\sigma_L A_L \quad (1)$$

其中: σ_L 为螺栓材料屈服点; $A_L = \frac{\pi}{4} d_L^2$,为螺栓应力截面积, d_L 为螺纹的基本小径。

平均接触压力为

$$p = (nF_L + M)/A \quad (2)$$

其中: n 为结合面联结螺栓数量; M 为结合面承受结构部件重力; A 为实际结合面积。

运用吉村允孝法^[6]可以计算出固定结合面之间的参数,假设接触面上任意无穷小接触面为 N ,接触面积为 $dxdy$,其所受压力可认为均布为 P ,则接触面 N 上动态特性等效刚度参数值为

$$\begin{cases} K_x = k_1 P \iint dxdy = k_1 PA = K_y \\ K_z = k_2 P \iint dxdy = k_2 PA \end{cases} \quad (3)$$

其中: k_1, k_2 分别为结合面相应等效参数系数,可根据压力 P 查到^[7]; A 为结合面的面积。

每个固定结合部采用4组并联弹簧单元将两接触面相连。

1.2 滚动结合面接触刚度与等效弹簧单元

滚珠丝杠副在外载荷作用下,滚珠与接触面发生弹性变形,此时在压力作用下形成的接触变形可看作两曲面的点接触形式。基于Hertz接触理论^[8]探究平面进给系统滚动结合面的受力方向与受力类型,将其等效为接触面弹簧单元。点接触的两物体,在负载 Q 的作用下,由Hertz理论得

$$\delta = \frac{2K}{\pi a} \sqrt[3]{\frac{9}{32} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right)^2 Q^2 \sum \rho} \quad (4)$$

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{11}} \pm \frac{1}{r_{21}} \pm \frac{1}{r_{21}} \quad (5)$$

$$F_{(\rho)} = |(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22})| / \sum \rho \quad (6)$$

接触刚度为

$$K_a = \frac{Q}{\delta} = \left(\frac{2K}{\pi a} \right)^{-1} \left(\frac{9}{32} \left(\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \right)^2 \sum \rho \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (7)$$

其中: K, a 为Hertz接触系数,与主曲率函数 $F_{(\rho)}$ 的值有关,可在文献[9]中查到; u_1, u_2 为泊松比; E_1, E_2 为弹性模量; ρ 为接触处主曲率。

1.2.1 单螺母组件接触刚度与等效弹簧单元

滚珠丝杠受力与变形如图2所示。由图2(a)可知,滚珠与丝杠滚道面、螺母滚道面的接触点分别为 S 和 N ,满足Hertz接触理论的假设条件。根据静力学平衡,当螺母受载荷作用力 F 时,假设法向力大小为 P ,接触角为 β ,螺旋角为 λ ,根据滚珠受力均等,得

$$P = \frac{F}{z \sin \beta \cos \lambda} \quad (8)$$

在法向力 P 的作用下,滚珠与丝杠滚道面、螺母滚道面接触点所产生的位移如图2(b)所示,则轴向总变形量 δ_L 与径向变形量 δ_J 分别为

$$\delta_L = (\delta_s + \delta_n) \cos \lambda \sin \beta \quad (9)$$

$$\delta_J = (\delta_s + \delta_n) \cos \lambda \cos \beta \quad (10)$$

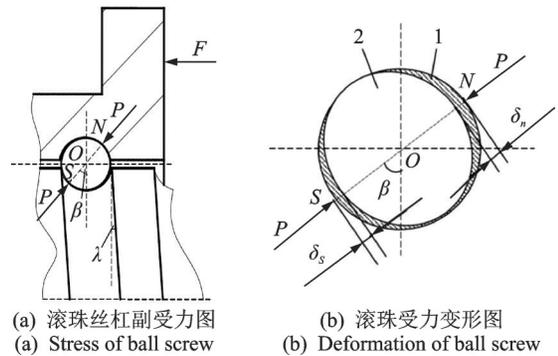


图2 滚珠丝杠受力与变形图

Fig.2 Stress and deformation diagram of ball screw

对于滚珠丝杠副而言,滚珠与丝杠滚道面、螺母滚道面接触处的主曲率和分别为

$$\sum \rho_s = \frac{4}{r} - \frac{2}{tr} + \frac{2 \cos \alpha \cos \beta}{d - r \cos \alpha} \quad (11)$$

$$\sum \rho_n = \frac{4}{r} - \frac{2}{tr} - \frac{2 \cos \alpha \cos \beta}{d + r \cos \alpha} \quad (12)$$

其中: r 为单个滚珠直径; t 为滚道曲率比; d 为滚珠丝杠直径。

根据文献[10],取滚珠丝杠螺母承受轴向载荷为12.75 kN,径向载荷为0.436 kN,由式(7)得其轴向刚度与径向刚度。考虑到丝杠螺母有3列滚珠环绕,因此用3个截面等效,则丝杠螺母轴向和径向均匀分布 6×3 根等效弹簧单元将丝杠与螺母相连,每个弹簧单元的刚度为结合部刚度的1/18。

1.2.2 轴承的接触刚度与等效弹簧单元

在滚珠丝杠进给系统中,固定端采用成对角接触轴承串联安装方式,支撑端采用单个角接触轴承。

1) 单轴承刚度计算。假设轴承轴向预紧力为 F_a , 根据单个轴承水平方向受力平衡, 各滚珠法向接触载荷为

$$P = F_a / Z \sin \alpha \quad (13)$$

轴承径向受力, 相邻两滚珠夹角为 ψ , 轴向预紧力 F_a 作用下, 滚珠的等效径向作用为 F_J 。根据竖直方向受力平衡, 得各滚珠径向接触载荷为

$$F_J = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^Z P \cos \alpha \cos \psi_i \quad (14)$$

滚珠与外圈滚道面、内圈滚道面接触点所产生的接触变形 δ_s, δ_N 如式(9)和式(10)所示, 得出滚珠与轴承内外接触面的变形量为

$$\delta_i = k_n P_i^{2/3} \quad (i = 1, 2, \dots, Z) \quad (15)$$

$$k_n = \left(\frac{3}{2} \right)^{2/3} \left(\frac{1 - u_3^2}{E_3} + \frac{1 - u_4^2}{E_4} \right)^{2/3} \times \left(\frac{K_3}{\pi K_4} \sum \rho_3^{1/3} + \frac{K_5}{\pi K_6} \sum \rho_4^{1/3} \right) \quad (16)$$

其中: k_n 为轴承接触变形常数。

查阅轴承相关参数, 根据式(7)和式(15)可得载荷作用下轴向位移和轴向刚度。

2) 配对轴承刚度计算。配对轴承串联安装, 两轴加载预紧力为 F , 轴承的形变量为 δ_a 。当在轴承 I 上作用轴向力 F_a 时, 产生轴向变形 δ_x , 此时轴承 I, II 总的轴向变形量和总的轴向载荷为

$$\delta_1 = \delta_a + \delta_x \quad (17)$$

$$\delta_2 = \delta_a - \delta_x \quad (18)$$

$$F_1 = F + \Delta F_1 \quad (19)$$

$$F_2 = F - \Delta F_2 \quad (20)$$

由式(19)可得 F_1 和 F_2 , 根据力平衡条件得

$$F_a = F_1 - F_2 \quad (21)$$

当配对角接触轴同时承受轴向预紧力 F 和径向力 F_r 时, 轴承外圈中线相对内圈中心, 在轴向和径向相对平移了 δ_x 和 δ_r , 轴承内圈滚道上距离最大载荷滚珠 ψ 处相对轴承外圈的最大形变量为

$$\delta_j = \delta_x \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi_i \quad (22)$$

由式(15)可得

$$P = (k_n (\delta_x \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi_i))^{2/3} \quad (23)$$

根据径向力平衡条件可得

$$F_J = \sum_{i=1}^Z (k_n (\delta_x \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi_i))^{2/3} \cos \alpha \cos \psi_i \quad (24)$$

根据式(7)可得配对轴承轴向刚度和径向刚度。考虑到单轴承有 1 列滚珠, 用 1 个截面等效。丝杠和轴承结合部均匀分布 4 根等效弹簧单元, 将丝杠与轴承相连, 每个弹簧单元刚度为结合部轴向刚

度和径向刚度的 1/4, 配对轴承有 2 列滚珠, 用 2 个截面等效。丝杠和轴承结合部均匀分布 4×2 根等效弹簧单元将丝杠与轴承相连, 每个弹簧单元刚度为结合面轴向与径向刚度的 1/8。轴承弹簧单元模型如图 3 所示。

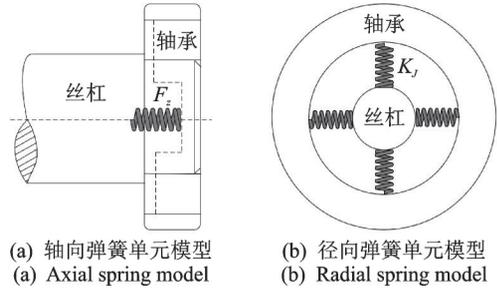


图3 轴承弹簧单元模型

Fig.3 Bearing spring unit model

1.2.3 导轨副结合面建模及其特性参数获取

导轨副弹簧单元模型如图 4 所示。由图 4(a) 可知, 滑块受到力 F_n 作用, 各滚珠的受力分别为 F_1, F_2, F_3 和 F_4 , 其中: $F_1 = F_2; F_3 = F_4; \alpha$ 为滚珠与滚道面间的接触角。由静力平衡条件得

$$2(F_1 - F_3)n \sin \alpha = F_n \quad (25)$$

由 Hertz 接触理论与力学叠加原理得

$$F_1^{2/3} - F_0^{2/3} = F_0^{2/3} - F_3^{2/3} \quad (26)$$

其中: n 为单列滚道的滚珠数; F_0 为预紧力作用下单个滚珠的法向力。

在预压载荷 F_n 作用下, 上排滚珠的变形量为 δ_s , 下排滚珠的变形量为 δ_n , 滑块在竖直方向的位移为 δ_v , 由变形协调方程得

$$(\delta_s - \delta_0) \sin \alpha = (\delta_0 - \delta_n) \sin \alpha = \delta_v \quad (27)$$

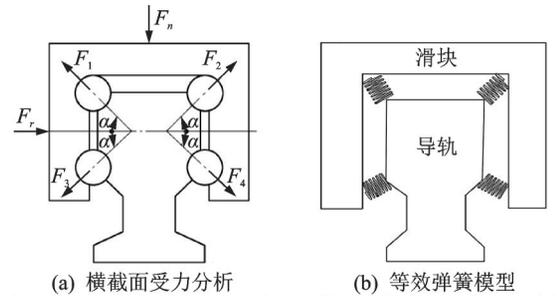


图4 导轨副弹簧单元模型

Fig.4 Guide rail pair spring unit model

由式(27)可得单个滚珠在预紧力作用下的初始变形量 δ_0 。滚珠与导轨滚道面、滑块滚道面接触处的主曲率和分别为 $\sum P_s$ 和 $\sum P_n$, 由式(11)、式(12)可计算其值。滚珠与滚道面接触处的 4 个主曲率中, ρ_{22} 的值应为 0, 继而求得 δ_s 和 δ_n 。

根据已知参数与公式, 导轨副结合部的法向刚度为

$$K_n = F_n / \delta_v \quad (28)$$

滚动导轨副结合部的切向刚度为

$$K_r = \frac{Z}{2} F_r / (\delta_s - \delta_0) \quad (29)$$

根据滚动导轨副相关计算参数,由式(29)可得其结合面刚度计算的结果。因此,滚动导轨副均匀分布 4 根等效弹簧单元将滑块与导轨相连,每个弹簧单元的法向刚度与切向刚度分别为结合部刚度的 1/4,如图 4(b)所示。

2 物理试验验证

2.1 有限元建模与模态分析

根据上面提出的弹簧单元模型,将滚珠丝杠进给系统在 ABAQUS 软件中设置面与面的接触,将结合面看作是中间有弹簧连接。仿真弹簧单元参数设置数据来源于上述关于结合面接触刚度的计算,不同物体在接触时都不是完全固定住的,其联结强度取决于结合面上的压力与螺栓预紧力。分布压力与螺栓预紧力越大,计算的弹簧接触刚度也越大,连接的越紧固;结合面刚度越大,则有限元仿真模型的固有频率越大。在 ABAQUS 中使用 Complete analysis 提交作业,对模型进行模态分析,进给系统理论模态分析结果如表 1 所示(以图 1 坐标系为参考)。

表 1 进给系统理论模态分析结果

阶数	仿真固有频率/Hz	振型的描述
1	46.1	绕 z 轴的扭转振动和沿 z 轴的轴向振动的耦合
2	109.4	绕 y 轴的扭转
3	185.2	沿 y 轴的轴向振动
4	414.2	沿 z 轴的轴向振动和绕 y 轴的扭转振动的耦合
5	451.9	绕 x 轴的扭转振动

2.2 模态试验验证

对滚珠丝杠进给系统进行模态试验,现场试验如图 5 所示,使用的测试系统主要有 LC02 型力锤、1A116E 型和 1A108 型 IEPE 压电式单向加速度传感器、DH59220D 动态数据采集仪和 DHDAS 动态信号模态分析系统。

采用冲击锤单点激励法,试验选用单自由度传感器,布置了 52 个测试点,共测得 390 个频响函数,经过重复分析计算,最终建立的试验稳态图如图 6 所示。



图 5 现场试验图

Fig.5 Field test diagram

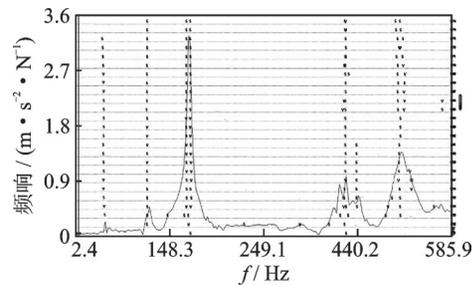


图 6 试验稳态图

Fig.6 Test steady state diagram

表 2 模态仿真与试验结果对比

阶次	仿真固有频率/Hz	测量固有频率/Hz	误差/%
1	46.1	43.5	5.97
2	109.4	113.5	-3.61
3	185.2	176.4	4.99
4	414.2	421.2	-1.67
5	451.9	506.5	-10.70

模态仿真与试验结果对比如表 2 所示。为了进一步验证误差结果的可靠性,分别建立集中质量与反向间隙+动态特性响应试验(方法 1^[11])、分形理论与 Hertz 理论+模态试验(方法 2^[12])以及 Hertz 理论、吉村允效法+模态试验(方法 3,即本研究方法),不同方法对结合面理论模型验证方案对比如表 3 所示。通过分析发现,文献[11]运用集中质量建模与反向间隙研究固有频率误差偏小,分形理论+Hertz 理论研究^[12]与 Hertz 理论+吉村允效法对比结果较近,但由于方法 1 与方法 2 计算模型非常小,所以方法 3 的结合面刚度计算误差较小,对几何模型的简化效果较好。

表 3 不同方法对结合面理论模型验证方案对比

阶次	固有频率最大误差/%		
	方法 1	方法 2	方法 3
1	4.5	-8.23	5.97
2	0	-3.28	-3.61
3	2.3	-8.04	4.99
4	4.9	-10.17	-1.67
5	0	-3.97	-10.70

仿真与试验模态振型对比如图 7 所示,可以看出,每阶理论模态振型与对应仿真模态振型沿固定方向的扭转与振动基本一致,为研究进给系统动态特性影响因素提供了基础。

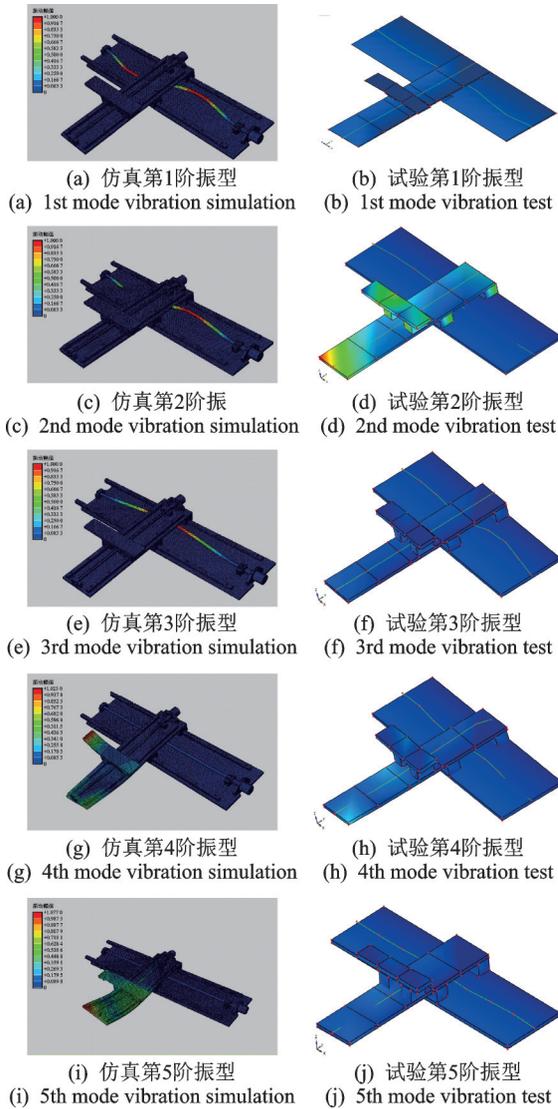


图 7 仿真与试验模态振型对比图

Fig.7 Comparison between simulation and test modes

3 动态特性影响因素

3.1 工作台质量的影响

工作台的位置见图 1,保持其他参数不变,在 ABAQUS 中分别计算不同工作台质量下对应的各阶固有频率。工作台质量的影响如图 8 所示。

可以看出,各阶频率随着工作台质量的增大而下降。第 1,3 阶固有频率受工作台质量的影响较小,而第 2,4,5 阶受工作台质量的影响较大。这是由于固有频率正比于 $\sqrt{k/m}$,各阶频率下降的快慢反映了工作台质量对各阶频率值影响的权重。

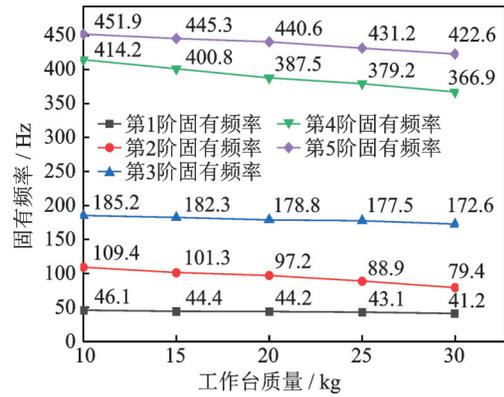


图 8 工作台质量的影响

Fig.8 The influence of workbench mass

3.2 滑块间距的影响

设置滑块间距离为 $S(40 \sim 120 \text{ mm})$,其他参数不变,在 ABAQUS 中分别计算不同间距下的各阶固有频率变化,滑块间距的影响如图 9 所示。在滑

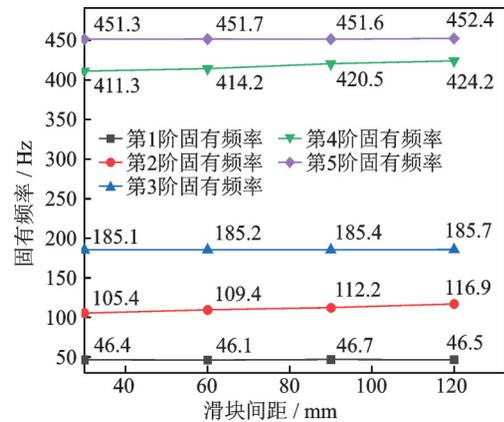


图 9 滑块间距的影响

Fig.9 The influence of the distance between sliders

块间距变化的过程中,第 1,3,4 阶固有频率基本保持不变,而第 2,5 阶固有频率随着滑块间距的增大明显上升。第 1 阶振型为绕 z 轴的扭转振动和沿 z 轴的轴向振动的耦合,第 3 阶振型为沿 y 轴的轴向振动,第 4 阶振型为沿 z 轴的轴向振动和绕 y 轴的扭转振动的耦合,这 3 阶振型受滑块间距影响较小,所以固有频率变化很小。当滑块间距小于 40 mm 时,每阶固有频率变化与上述规律一致,当滑块间距大于 120 mm 时,受到底板和连接板尺寸的制约,其固有频率变化需重新分析有限元模型。

3.3 导轨间距的影响

设置下导轨的间距为 D_1 ,上导轨的间距为 D_2 ,其他参数不变,在 ABAQUS 中分别计算上下导轨间距变化对各阶固有频率的影响。导轨间距 D_1 变

化的影响如图 10 所示,由图可知,增大导轨间距 D_1 ,系统第 1,3 阶固有频率上升较快,而第 2,4,5 阶频率基本保持不变。这是由于导轨间距 D_1 影响绕 z 轴扭转刚度,同时间距增大使得进给系统 y 轴的轴向刚度增大,所以第 1,3 阶固有频率变化显著,而对 x 和 y 轴扭转以及 z 轴轴向位移影响较小,所以第 2,4,5 阶固有频率变化曲线平直。

增大导轨间距 D_2 ,系统第 2,4 阶固有频率上升较大,而第 1,3,5 阶频率基本保持不变。这是由于导轨间距 D_2 影响绕 y 轴的扭转,所以第 2,4 阶频率变化显著,而对 x 和 z 轴的扭转以及 y 轴的轴向位移影响较小,所以第 1,3,5 阶固有频率变化较小。

3.4 结果分析

1) 进给系统第 1,3 阶振型为丝杠的弯曲形变,对其固有频率影响最大的是导轨间距 D_1 ,增大 D_1 能有效地提高其固有频率,工作台质量对其有影响,而滑块间距 S 和导轨间距 D_2 对其影响甚微。

2) 进给系统第 2 阶振型为绕 y 轴的扭转,工作台质量、滑块间距 S 和导轨间距 D_2 对其影响很大,

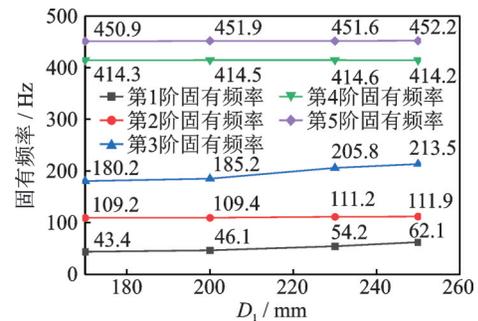


图 10 导轨间距 D_1 变化的影响

Fig.10 The influence of the change of the distance between guide rails D_1

减小工作台的质量,增大 S 与 D_2 均能有效地提高其固有频率。

3) 进给系统第 4 阶振型为沿 z 轴的轴向振动和绕 y 轴的扭转振动的耦合,工作台质量和导轨间距 D_2 对其影响很大,减小工作台的质量,增大 D_2 均能有效地提高其固有频率。

为满足结构运行尺寸需要,避免结构共振情况,保证系统运行稳定性,给出进给系统结构设计范围值如表 4 所示。

表 4 进给系统结构设计建议值

Tab.4 Suggested values for the structure design of the feed system

影响因素	范围值	固有频率变化规律	建议值
工作台质量	10~30 kg	1,3 阶固有频率受工作台质量影响较小 2,4,5 阶固有频率受工作台质量影响较大	10~30 kg
滑块间距	40~120 mm	1,3,4 阶固有频率基本保持不变 2,5 阶固有频率随着滑块间距的增大明显上升	40~120 mm
下导轨间距	160~240 mm	1,3 阶固有频率上升较快 2,4,5 阶固有频率保持稳定	160~180 mm
上导轨间距	110~150 mm	2,4 阶固有频率上升较大 1,3,5 阶固有频率基本保持不变	110~150 mm

3.5 实例验证

笔者设计了医用剪刀毛坯上料设备,根据以上模态分析与动态特性影响因素的研究,因各阶固有频率随着工作台质量的增大而下降,应尽量使工作台质量小一些,同时还需要考虑承载件规格与结构稳定性。因滑块间距 S 的变化对系统 1,3,4 阶固有频率影响甚小,在滑块间距设计时应考虑配合构件尺寸与空间利用率。因导轨间距 D_1 增大时,系统第 1,3 阶固有频率上升较快,设计时应尽量使 D_1 大一些,同时要考虑工作现场的尺寸范围与结构构件之间的配合。导轨间距 D_2 变化时,系统第 1,3,5 阶固有频率影响相对较小,设计 D_2 时应考虑协同配件规

格与空间的合理利用。

优化平面进给系统设计尺寸和设法减小结构的质量,拟定平面进给系统设计参数如表 5 所示。交流伺服电机的固有频率为 50 Hz,前文已使用锤击法依据此进给系统验证了有限元模型的正确性,即验证了本研究给出的工作台质量、滑块间距及导轨间距等的建议值。采用双滚珠丝杠副平面进给系统改变物体输送轨迹,将其从初始位置放置到目标位置,现场试验测试如图 11 所示。丝杠运行速度为 200~600 mm/s,经过 150 次反复试验,没有出现位置偏差与结构共振,且保持运行平稳、高效率 and 低噪声,满足高质量、高可靠性和低成本的设计要求。

表5 平面进给系统设计参数

Tab.5 Plane feed system design parameters

变量	数值
工作台质量/kg	10
滑块间距 S /mm	100
导轨间距 D_1 /mm	180
导轨间距 D_2 /mm	140

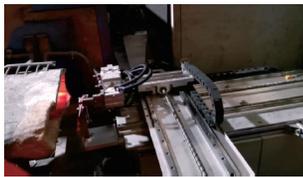


图11 现场试验测试

Fig.11 Field test

4 结论

1) 建立带滚珠丝杠副的 x - y 轴平面进给系统各固定结合面和滚动结合面的等效弹簧单元模型,基于吉村允孝法和Hertz接触定理计算得到各结合面的接触刚度。

2) 建立进给系统有限元模型,该模型考虑到各结合面的接触刚度,采用结构化或扫掠中性轴算法划分网格,仿真得到前5阶固有频率和模态振型,对系统进行模态试验验证,固有频率的误差在10.7%以内,验证了有限元模型的合理性。

3) 基于有限元模型,分析了工作台质量、滑块间距以及导轨间距对平面进给系统动态特性的影响。依据所获得的合面刚度物理规律,开展了医疗剪刀滚珠丝杠平面进给机床的设计工作,所获得的设计参数有效避免了各阶固有频率的共振,保证了滚珠丝杠副进给系统工作的稳定性。

参 考 文 献

- [1] VICENTE D A, HECKER R L, VILLEGAS F J, et al. Modeling and vibration mode analysis of a ball screw drive[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 58: 257-265.
- [2] 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 Jieli. Influencing factors and experimental research on the stiffness of ball screws [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(11): 70-74. (in Chinese)
- [3] 蒋书运, 祝书龙. 带滚珠丝杠副的直线导轨结合部动态刚度特性[J]. 机械工程学报, 2010, 46(1): 92-99. JIANG Shuyun, ZHU Shulong. Dynamic stiffness characteristics of joints of linear guides with ball screws[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(1): 92-99. (in Chinese)

- [4] 杨勇, 张为民, 赵红朴. 滚珠丝杠系统的动态特性[J]. 振动.测试与诊断, 2013, 33(4): 664-669. YANG Yong, ZHANG Weiming, ZHAO Hongpu. Dynamic characteristics of ball screw system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 664-669. (in Chinese)
- [5] 朱坚民, 张统超, 李孝茹. 基于结合部刚度特性的滚珠丝杠进给系统动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(17): 72-82. ZHU Jianmin, ZHANG Tongchao, LI Xiaoru. Analysis of dynamic characteristics of ball screw feed system based on joint stiffness characteristics [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(17): 72-82. (in Chinese)
- [6] 安伟伟. 机床螺栓结合部动力学建模方法和弹簧刚度识别的研究[D]. 北京:北京交通大学, 2015.
- [7] 廖伯瑜, 周新民. 现代机械动力学及其工程应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2004:244-245.
- [8] MACHADO M, MOREIRA P, FLORES P, et al. Compliant contact force models in multibody dynamics: evolution of the Hertz contact theory [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 53: 99-121.
- [9] 冈本纯三, 黄志强, 罗继伟. 球轴承的设计计算[M]. 北京:机械工业出版社, 2003:3-7.
- [10] 冯虎田. 滚珠丝杠副动力学与设计基础[M]. 北京:机械工业出版社, 2015:79-81.
- [11] 罗亮, 张为民, 周敏剑, 等. 滚珠丝杠进给系统动态特性集中质量建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2015, 46(12): 370-377. LUO Liang, ZHANG Weimin, ZHOU Minjian, et al. Centralized mass modeling and simulation of dynamic characteristics of ball screw feed system [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2015, 46(12): 370-377. (in Chinese)
- [12] 陈虹旭, 董冠华, 殷勤, 等. 基于分形理论的结合面向接触刚度模型[J]. 振动与冲击, 2019, 38(8): 218-224. CHEN Hongxu, DONG Guanhua, Yin Qin, et al. Normal contact stiffness model of joint surface based on fractal theory [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(8): 218-224. (in Chinese)



第一作者简介:李中凯,男,1980年2月生,副教授、博士、博士生导师。主要研究方向为机电系统集成设计和智能化设计。

E-mail: lizk@cumt.edu.cn

通信作者简介:孙冉,男,1993年12月生,硕士。主要研究方向为机电一体化设计与机械系统动态建模。

E-mail: 1290697988@qq.com