

引用:王士强,孙群,颜世格,等. SX325 走心式数控车床的静动态特性分析及结构优化[J]. 聊城大学学报(自然科学版), 2026, 39(4): 508-517.

Citation: WANG Shiqiang, SUN Qun, YAN Shige, SHENG Liwei, XU Longkun. Analysis of static and dynamic characteristics and structural optimization of the SX325 swiss-type CNC lathe[J]. Journal of Liaocheng University (Natural Science Edition), 2026, 39(4): 508-517.

文章编号 1672-6634(2026)04-0508-10

DOI 10.19728/j.issn1672-6634.2026010004

SX325 走心式数控车床的静动态特性分析及结构优化

王士强¹, 孙群¹, 颜世格², 绳立威², 徐隆坤¹

(1. 聊城大学 机械与汽车工程学院, 山东 聊城 252059; 2. 山东行创精密机械有限公司, 山东 聊城 252000)

摘要 以 SX325 走心式数控车床为研究对象, 基于 ANSYS Workbench 平台开展系统性分析。首先, 建立走心机有限元模型, 并完成车削、铣削及钻削工况下的切削力计算。基于静态仿真, 获取了整机在三种典型加工状态的位移分布与应力分布云图, 通过模态仿真, 识别了整机的前 6 阶固有频率及其主要振型。最终, 结合静力学和动力学特性的分析结果, 确定了机床薄弱环节为刀具台、Y₁ 轴滑板与 X₂ 轴滑板。基于响应面优化方法对 X₂ 滑板进行结构优化, 使其质量、最大变形、最大应力分别下降了 5.27%、0.96%、6.13%, 使一阶固有频率提升了 3.12%。通过在刀具台的载荷传递和振动影响关键部位添加三处加强筋进行优化设计, 使最大变形和最大应力分别减少了 6.04%、1.69%, 使一阶固有频率提高了 2.83%。

关键词 走心式数控车床; 有限元分析; 静动态特性; 结构优化

中图分类号 TG519.1; TG502

文献标志码 A

开放科学(资源服务)标识码(OSID)



Analysis of static and dynamic characteristics and structural optimization of the SX325 swiss-type CNC lathe

WANG Shiqiang¹, SUN Qun¹, YAN Shige², SHENG Liwei², XU Longkun¹

(1. School of Mechanical & Automotive Engineering, Liaocheng University, Liaocheng 252059, China;

2. Shandong Xingchuang Precision Machinery Co., Ltd, Liaocheng 252000, China)

Abstract This study focuses on the SX325 sliding-headstock CNC lathe, with systematic analysis conducted on the ANSYS Workbench platform. A finite element model of the machine was established, and cutting forces under turning, milling, and drilling conditions were calculated. Static simulation was performed to obtain contour plots of displacement and stress distribution for the entire machine under three typical machining states. Modal analysis identified the first six natural frequencies and corresponding dominant mode shapes of the machine. By integrating static and dynamic characteristic analysis, weak structural areas were identified, including the tool post, the Y₁-axis slide, and the X₂-axis slide. Structural op-

收稿日期: 2026-01-13

基金项目: 山东省科技型中小企业创新能力提升工程项目(2022TSGC2572); 山东省自然科学基金项目(ZR2024QE464)资助

通信作者: 孙群, 男, 汉族, 博士, 教授, 研究方向: 机器人与智能装备, E-mail: sunqun@lccu.edu.cn.

timization of the X_2 slide was carried out using response surface methodology, resulting in a 5.27% reduction in mass, a 0.96% decrease in maximum deformation, a 6.13% reduction in maximum stress, and a 3.12% increase in the first natural frequency. Furthermore, three stiffening ribs were added to key areas of the tool post—specifically, at load transfer paths and vibration-sensitive locations—to enhance its design. This modification reduced maximum deformation by 6.04%, lowered maximum stress by 1.69%, and increased the first natural frequency by 2.83%.

Keywords swiss-type CNC lathe; finite element analysis static-dynamic characteristics; structural optimization

0 引言

随着制造业的高速发展,现代工业领域对轴类异型精密零件的制造精度需求越来越高,如汽车制造域发动机的阀杆阀芯、医疗器械制造领域的金属接骨螺钉等。由于传统车床在加工此类零件时加工行程短、加工效率低下,难以满足加工需求。随着国内外走心式数控车床的高速发展,其具备了高精度高速加工、复合加工和自动化生产的能力,在加工生产轴类异型精密零件中有着独特优势。车床精度是工件加工质量的保障,车床精度越高越能满足轴类异型精密零件的加工需求。因此,为满足数控车床的加工精度与可靠性,需要对其性能进行下一步的研究。

经过多年的积累,在机床的静动态特性分析与结构优化方面已经获得了许多值得借鉴的理论方法。李棋等^[1]以特定构型五轴数控刀具磨床为研究对象进行有限元分析,发现了部件设计的不合理之处。何吉祥等^[2]对数控车床主轴单元的静动态性能进行研究,得到了对主轴单元能耗影响较大的尺寸参数。张瑶等^[3]基于模态分析理论,建立正立式数控机床模型,确定了模态的固有频率及振型,找出了床身结构设计存在的薄弱环节。Behera 等^[4]为重点研究五轴机床的静态和动态刚度,分析了机床各部件的有限元模型并进行改进,经实验验证机床性能得到显著提升。Chan 等^[5]对龙门式高进度机床及刀具模型进行静动态性能分析并验证了模型分析的准确率。张小雨等^[6]根据评估重切龙门镗铣加工中心结构的动静特性分析结果,提出了加工中心的结构优化建议。李鹏鹏^[7]基于优化设计理论及方法,对车铣复合机床的滑板和底座结构进行优化改善,提升了机床的强度和刚度。邢卓等^[8]基于材料力学理论和响应面优化方法对主轴箱和横梁分别进行优化,提升了机床的加工稳定性。上述对机床静动态性能与结构优化的研究,对进一步的机床更新设计提供了重要的理论指导。

走心式数控车床是一种专注于加工轴类异型零件的精密机床,一次装夹即可完成车、铣、钻、镗、攻等复合加工。目前,国内大多是在单一切削力工况下对同类车铣复合机床进行特性分析,不足以模拟走心式数控车床双主轴可同时加工的过程。因此,本文将 SX325 走心式数控车床为研究对象,建立有限元模型,通过分析整机在三种不同工况下的静态特性,在仅受重力作用下、车削力和钻削力共同作用下、铣削力和钻削力共同作用下,对整机最大变形和最大应力分析,并对整机模态分析进行研究,得到前六阶固有频率与主振型,找到了机床薄弱环节。基于响应面多目标优化方法找到最佳协同优化方案对 X_2 滑板结构优化,针对刀具台所受载荷不均匀和动态冲击的问题,增加加强筋对其进行优化设计,为走心式数控车床的更新迭代打下了基础^[9-12]。

1 SX325 走心式数控车床简介

文中研究对象为某公司所研制的 SX325 走心式数控车床,主要面向的加工对象为最大加工直径为 32mm 的轴类异型精密零件。走心机主要是由主轴单元、副轴单元、刀具台、床身、切削刀具单元、导套、冷却箱、电气柜等组成,整体模型示意图如图 1(a)所示。机床具有 5 个直线轴,其中, Z_1 轴负责主轴单元的进给,可以提高加工的零件长度; X_2 、 Z_2 轴负责副主轴单元的进给; X_1 、 Y_1 轴负责刀具的进给,包括内径刀具、外径刀具、横向刀具^[13]。机床结构布局示意图如图 1(b)所示,机床实物图如图 1(c)所示。

2 有限元模型建立

利用 SolidWorks 建立走心式数控车床结构的三维实体模型。由于机床结构复杂,为节省工作量与分析

时间,将对模型进行必要的简化,去掉了一些不必要的圆倒角、螺纹孔以及部分凸台等特征,删除电机、滚珠等部件。保存文件后导入到 ANSYS Workbench 软件中^[14]。

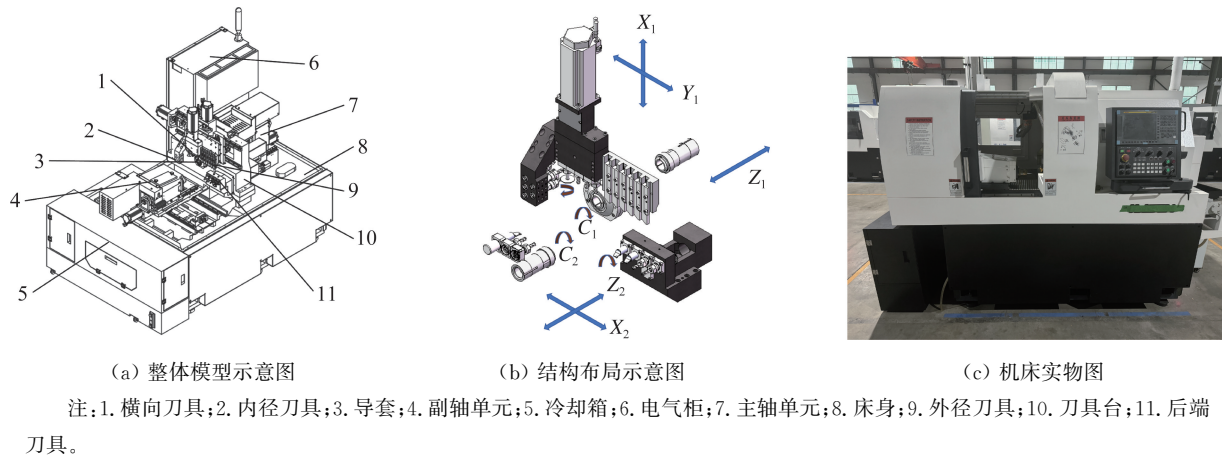


图1 整机结构模型

Fig. 1 Structural model of the complete machine

2.1 材料属性确定

由于主轴箱、副轴箱、床身、刀具台、驱动轴座、各轴滑板、横向电机支架等部件承受重力和切削扭矩,且能吸收切削振动以及极佳的热稳定性,因此均采用 HT300。主轴部分、副轴部分、导套、外径刀架、导轨滑块等部件内零件复杂,材料种类多样,受分析效率影响,结合其建模特点均采用 45 钢^[15]。内径刀架、横向刀具座、后端刀具座承受高频冲击,同时提升动态刚度,故均采用 QT600-3。走心式数控车床各部件材料参数见表 1。

2.2 网格划分

本文选用 Solid187 单元类型对机床模型进行自动网格划分,既能满足分析结果的准确性,也能减少计算量,导轨滑块部件被划分为六面体网格,其余部件因结构复杂被划分为四面体网格。为确保分析结果趋于真实,对机床不同零件采用不同尺寸的网格进行调整。为进行网格独立性检验,选择最大变形量作为验证标准。设置对照组,床身四面体网格尺寸调整为 20 mm,刀具台、主轴单元、副轴单元、横向刀具、后端刀具、内外径刀具及各进给滑板的四面体网格尺寸调整为 10 mm,导轨、滑块的六面体网格尺寸调整为 10 mm,最大变形量为 $7.362\ 2\ \mu\text{m}$ 。设置 3 组更加精细的网格质量为实验组,检验结果见表 2。由表 2 网格独立性检验可得,实验组与对照组的最大变形差异值很低,不超过 0.4%,故选用对照组网格调整尺寸,整机网格划分模型如图 2 所示,一共有 1 718 510 节点和 1 025 755 个单元。

表 1 SX325 走心式数控车床各部件材料属性设置

Tab. 1 Material property settings for components of SX325 swiss-type CNC lathe

材料	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/($\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比
HT300	7300	$1.30\text{E}+11$	0.250
45 钢	7890	$2.09\text{E}+11$	0.269
QT600-3	7200	$1.73\text{E}+11$	0.285

表 2 网格独立性检验

Tab. 2 Mesh independence study

实验组	床身网格尺寸/mm	导轨、滑块网格尺寸/mm	其它部件网格尺寸/mm	单元个数	最大变形/ μm	最大变形差异值/%
1	20	5	10	1 076 991	7.359 6	0.04
2	15	10	10	1 439 366	7.375 2	0.18
3	20	10	8	1 647 145	7.389 3	0.37

2.3 接触面设置

根据走心式数控车床各部件间的实际连接状态与相对运动关系设置接触面。在法向上,由于预紧力或

工作载荷的作用,导轨和滑块始终保持贴合状态,不允许发生分离,在切向上,二者之间存在润滑与滚动,允许发生自由的相对滑动,所以将导轨与滑块之间的接触设置为不分离接触(No Separation)。导轨与滑板、刀具台与床身等之间通过高强度螺栓连接,在实际工作中,连接面产生的相对滑动和分离远小于结构整体变形,所以设置为绑定接触(Bonded),本质两个接触面在法向和切向上完全刚性连接。

3 整机静动态特性分析

3.1 切削力的确定

走心式数控车床的切削工况主要以车削、铣削和钻削加工为主。选择加工工件材料为结构钢,结合走心式数控车床的刀具布局和加工细长轴类工件的特点,查阅机械加工工艺手册^[15],得各切削力经验公式与相关切削参数。

3.1.1 车削力的确定。计算车削力时,以外径刀具车削外圆为例。车削力分解为主切削力 F_c 、背向力 F_p 、进给力 F_f 。走心机常加工细长轴,需严格控制背向力,选择硬质合金刀具,主偏角 $\kappa_r = 95^\circ$,刃倾角 $\lambda_s = +8^\circ$,前角 $\gamma_o = 15^\circ$,根据刀具和切削用量的选择,确定经验比值公式为 $F_p = 0.2F_c$ 、 $F_f = 0.45F_c$,主切削力 F_c 经验公式为 $F_c = C_{F_c} a_p^1 f^{0.75} v_c^{-0.15} K_{F_c}$,式中 C_{F_c} 为车削力系数; a_p 为背吃刀量; f 为进给量; v_c 为切削速度, K_{F_c} 为车削力修正系数。根据机床车削外圆加工工作情况,取 $C_{F_c} = 2\ 650$, $a_p = 2\text{ mm}$, $f = 0.2\text{ mm/r}$, $v_c = 200\text{ m/min}$, $K_{F_c} = K_{\kappa_r} K_{\lambda_s} K_{\gamma_o} = 0.85$ 。将各参数代入上述公式,得主切削力为 $F_c = 609\text{ N}$,背向力为 $F_p = 121.8\text{ N}$,进给力为 $F_f = 274\text{ N}$ 。

3.1.2 铣削力的确定。SX325 走心式数控车床的铣削加工由横向刀具的侧铣模块进行,以加工槽为例。铣削力可以分解切向力 F_c 、径向力 F_e 、轴向力 F_v 。选择硬质合金立铣刀,直径 $d_0 = 8\text{ mm}$,齿数 $Z = 3$,螺旋角 $\beta = 30^\circ$,根据刀具和切削用量的选择,确定经验比值公式 $F_e = 0.6F_c$ 、 $F_v = 0.2F_c$ 。

铣削切向力 F_c 经验公式为 $F_c = \frac{C_F a_p^1 f_z^{0.7} a_e^{0.85} Z}{d_0^{0.73} n^{-0.13}} K_{F_c}$,式中 C_F 铣削力系数; a_p 为轴向切深; f_z 为每齿进给量; a_e 为径向切深; n 为铣刀转速; K_{F_c} 为铣削力修正系数。根据机床加工槽工作情况,取 $C_F = 119$, $a_p = 6\text{ mm}$, $f_z = 0.15\text{ mm/tooth}$, $a_e = 1.2\text{ mm}$, $n = 4000\text{ r/min}$, $K_{F_c} = 1.0$ 。将各参数代入上述公式,得铣削切向力为 $F_c = 382\text{ N}$,径向力为 $F_e = 229.2\text{ N}$,轴向力为 $F_v = 76.4\text{ N}$ 。

3.1.3 钻削力的确定。SX325 走心式数控车床的钻削加工主要由后端刀具进行,当副轴夹持工件工作时,通常由后端刀具来钻削加工工件后端面。以加工孔为例,选择硬质合金麻花钻,直径 $d_0 = 8\text{ mm}$ 。轴向力 F_f 和转矩 M_c 经验公式分别为 $F_f = C_F d_0^1 f^{0.7} K_F$ 与 $M_c = C_M d_0^2 f^{0.8} K_M$,式中 C_F 为钻削力系数; C_M 为转矩系数; f 为每转进给量; K_F 为钻削轴向力修正系数; K_M 为钻削转矩修正系数。根据机床后端钻削加工孔工作情况,取 $C_F = 600$, $C_M = 0.305$, $f = 0.06\text{ mm/rev}$, $K_F = 0.8$, $K_M = 0.8$ 。将各参数代入上述公式,得轴向力 $F_f = 538\text{ N}$,转矩 $M_c = 1.31\text{ N} \cdot \text{m}$ 。

3.2 不同工况下的整机静态分析

SX325 走心式数控车床工作原理:首先由主轴夹持工件完成前端加工,如车削、铣削、钻削等,加工完工件前端后,副轴通过 X_2 与 Z_2 轴进给滑板移动至主轴侧,进行副轴的接料处理,后夹持工件进行背面加工,如钻削等,主轴和副主轴可同时工作。因此,将模拟三种工况下整机的静态分析:仅受自重;主轴进行车削加工,副轴进行钻削加工;主轴进行铣削加工,副轴进行钻削加工。根据加工实际约束情况,走心机通过 6 个地脚螺栓与地面连接,故对床身 6 个底面进行固定约束。

由于 SX325 走心式数控车床自身质量比较大,易产生变形,进而影响机床的加工精度。机床有五个运动轴,其中 Y_1 轴行程最大,为 380 mm 。因此将考虑在 Y_1 轴不同工况位置处的静力学分析。添加标准地球重力,分别求解得到在 Y_1 轴不同工况位置处的整机静力学结果。结果如表 3 所示。由表 3 可得,随着 Y_1 轴行程的增加,整机总变形先降低后增大,整机应力值随之上升,在 Y_1 轴 380 mm 行程时变形量和应力值最

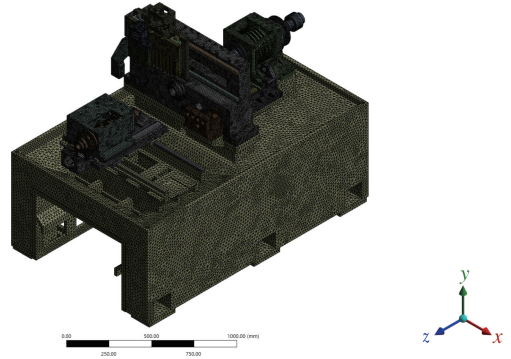


图2 网格划分模型

Fig. 2 Finite element mesh model

大,分别为 8.393 μm 和 2.086 MPa,在此工况位置时的位移云图和应力云图如图 3(a)、(b)所示。由图 3(a)、(b)可得,整机最大变形较大处集中在 Y_1 滑板及刀具台处,最大应力发生在地脚区域处。

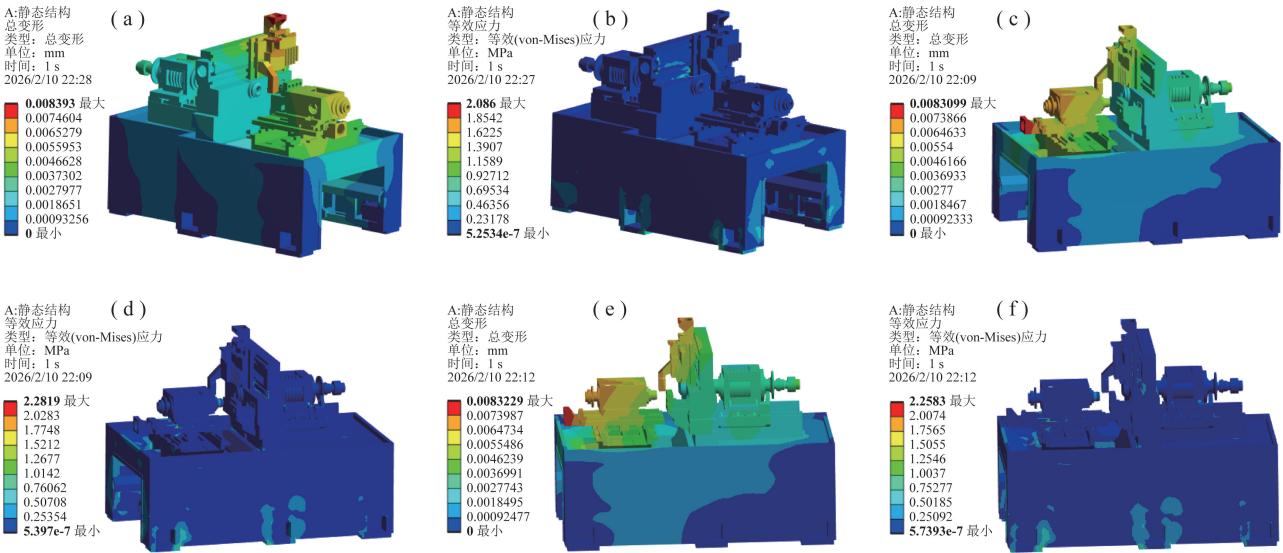
将计算的车削力添加到导套上,主切削力、背向力、进给力的方向分别为 $-x$ 、 $-y$ 、 $-z$ 。钻削力载荷施加到副轴上,轴向力方向为 $-z$,转矩方向与钻削方向相同。求解得到受车削力和钻削力共同作用下整机的总变形云图及等效应力云图,如图 3(c)、(d)所示。由图 3(c)、(d)可得,整机位移最大变形量为 8.309 9 μm ,变形较大处集中在 X_2 滑板及副轴区域,整机最大应力值为 2.281 9 MPa,最大应力发生在地脚区域。

表 3 Y_1 轴五种工况位置的整机静力学结果对比

Tab. 3 Comparison of static analysis results for the entire machine at five operating positions of the Y_1 axis

最大变形及应力	Y_1 轴不同位置/mm				
	0	95	190	285	380
x 方向变形/ μm	1.624 7	1.632 6	1.636 1	1.639 5	1.643 0
y 方向变形/ μm	0.151 2	0.151 8	0.152 5	0.153 2	0.153 9
z 方向变形/ μm	5.636 5	5.281 5	5.135 5	5.453 3	6.321 0
整机总变形/ μm	7.362 2	7.156 0	7.127 1	7.540 8	8.393 0
整机应力/MPa	1.882 6	1.885 6	1.890 3	2.070 7	2.086 0

将计算的铣削力添加到导套上,切向力、径向力、轴向力的方向分别为 $-x$ 、 $-y$ 、 $-z$ 。钻削力载荷施加到副轴上,求解得到受铣削力和钻削力共同作用下整机的总变形云图及等效应力云图,如图 3(e)、(f)所示。由图 3(e)、(f)可得,整机位移最大变形量为 8.322 9 μm ,变形较大处集中在 X_2 滑板及副轴区域,整机最大应力值为 2.258 3 MPa,最大应力发生在地脚区域。



注:(a) Y_1 轴 380mm 位置时的位移云图;(b) Y_1 轴 380mm 位置时的应力云图;(c) 车削和钻削共同作用下的位移云图;(d) 车削和钻削共同作用下的应力云图;(e) 铣削和钻削共同作用下的位移云图;(f) 铣削和钻削共同作用下的应力云图。

图 3 整机位移云图及应力云图

Fig. 3 Contour diagram of displacement and stress for the entire assembly

3.3 模态分析

模态分析是结构动力学的基础,SX325 走心式数控车床作为高精密加工机床,不仅要满足机床静态性能的要求,还需要考虑在工作过程不可避免的振动和共振反应,所以研究机床结构固有频率和振型极为关键^[17]。因车削与钻削共同作用下的模态分析结果和铣削与钻削共同作用下的结果差别不大,因此只展示车削与钻削共同作用下的前 6 阶固有频率和对应的模态振型。模态分析前 6 阶固有频率和振型如表 4 所示,对应的振型图如图 4 所示。由表 4 和图 4 的结果得出,走心机的前 6 阶固有频率分别是 127.4 Hz,164.18 Hz,192.03 Hz,230.38 Hz,242.97 Hz,265.7 Hz。其中整机第 1、4、5、6 阶振型主要表现为刀具台的振动变

形,振型位移最大的区域集中在刀具台及其附近结构处,第2、3、4阶振型以副轴的摆动为主。

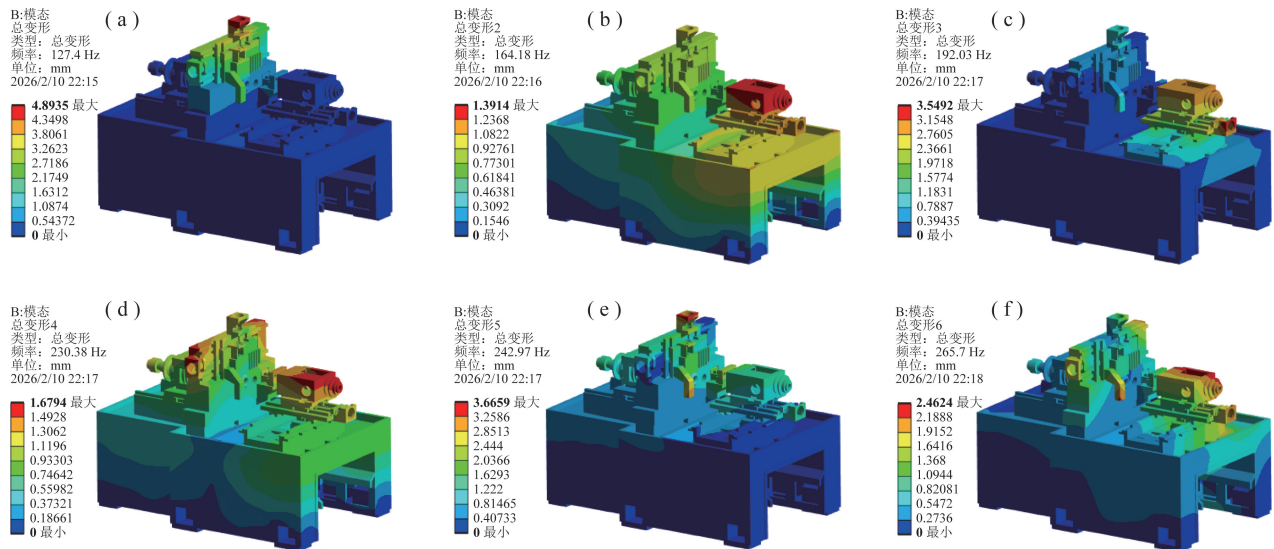
3.4 谐响应分析

使用模态叠加法对车削和钻削共同作用下的整机进行谐响应分析,添加车削力到导套上,主切削力、背向力、进给力的方向分别为 $-x$ 、 $-y$ 、 $-z$ 。添加钻削力载荷到副轴上,轴向力方向为 $-z$,转矩方向与钻削方向相同。因前6阶固有频率范围为125~270 Hz,所以设置频率范围为65~400 Hz,确保涵盖可能发生共振的区域。求解得到整机在 x 方向、 y 方向和 z 方向的幅频响应曲线,如图5所示。由图5频率响应曲线可得, x 、 y 、 z 方向的最大振幅不一致, y 方向和 z 方向的幅频响应曲线,如图5所示。由图5频率响应曲线可得, x 、 y 、 z 方向的最大振幅不一致,阶固有频率, x 方向的最大振幅出现在165 Hz附近,对应的是机床的第2阶固有频率, y 方向最大振幅出现265 Hz左右,对应的是机床的第6阶固有频率。在第1阶固有频率的127 Hz附近, y 方向和 z 方向也有响应峰值。整机的前6阶固有频率主要表现为副轴单元和刀具台单元局部特征,而副轴单元中薄弱零件主要是 X_2 轴滑板,因此需要对相关结构的性能进行提高。

表4 前6阶固有频率和振型

Tab. 4 First six natural frequencies and mode shapes

阶数	固有频率/Hz	振型特征
1	127.4	刀具台沿 z 轴前后摆动
2	164.18	副轴沿 x 轴左右摆动
3	192.03	副轴沿 x 左右扭动
4	230.38	刀具台沿 y 轴左右摆动
5	242.97	副轴、刀具台沿 z 轴上下振动
6	265.7	刀具台沿 y 轴扭曲振动



注:(a)第1阶振型;(b)第2阶振型;(c)第3阶振型;(d)第4阶振型;(e)第5阶振型;(f)第6阶振型。

图4 SX325 走心式数控车床前6阶模态振型图

Fig. 4 Modal analysis results of SX325 swiss-type CNC lathe: first six mode shapes

4 关键结构优化

通过前文分析得到 Y_1 滑板、 X_2 滑板及刀架台为整机的薄弱环节,为进一步提高机床的性能指标,增加加强筋对刀具台进行优化设计^[16-20]。 Y_1 滑板与 X_2 滑板结构相似,故本文基于响应面多目标优化方法对 X_2 滑板进行结构优化设计,以质量、最大变形、最大应力,一阶固有频率作为优化目标。滑板质量越轻,惯性越小,对导轨滑块等支撑结构的静动态载荷也会降低,有利于实现高速高精度加工要求。一阶固有频率最容易引发共振,提高一阶固有频率可以提高动态性能,保障加工精度与质量。

4.1 X_2 滑板结构优化

4.1.1 优化试验设计与分析。针对 X_2 滑板的尺寸优化,响应面优化实验设计类型选择中心复合设计,结合表5的参数取值范围,共生成79组实验数据,部分数据如表6所示。其中,P8表示质量,P9表示最大变形,P10表示最大应力,P11表示一阶固有频率。

基于 79 组样本点构建响应面,输入参数为 P1、P2、P3 等七个设计变量,输出参数为 P8、P9、P10、P11 四个目标值,根据生成结果可得到各设计变量对各目标值的灵敏度直方图(图 7)。由图 7 可得:P3、P7 对质量的影响最大;P2、P3 对最大变形的影响最大;P1 和 P2 对最大应力的影响最大;P1 和 P2 对一阶固有频率的影响最大。因此,分别选择对结果值影响最大的参数构建各响应面,得各响应曲面参数优化图如图 8 所示。由图 8 可得:参数 P3、P7 取值越大,质量越小;P2、P3 取值越小,最大变形越小;P1、P2 对最大应力的影响呈不规则变化,与实际相符;P1 和 P2 取值越大,一阶固有频率越高。

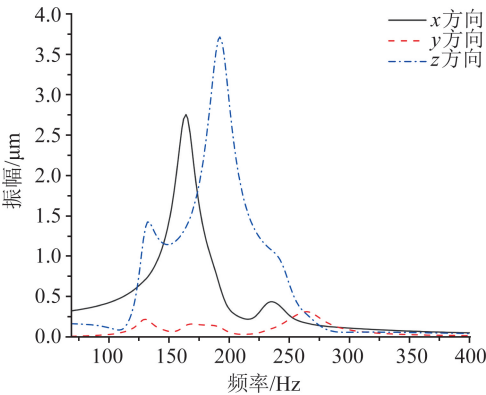


图 5 车削和钻削共同作用下的谐响应结果
Fig. 5 Results of harmonic response analysis during simultaneous turning and drilling operations

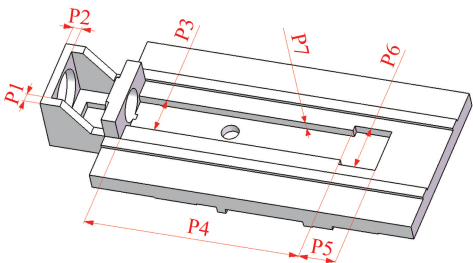


图 6 X_2 滑板参数布置图
Fig. 6 X_2 slide parameter layout

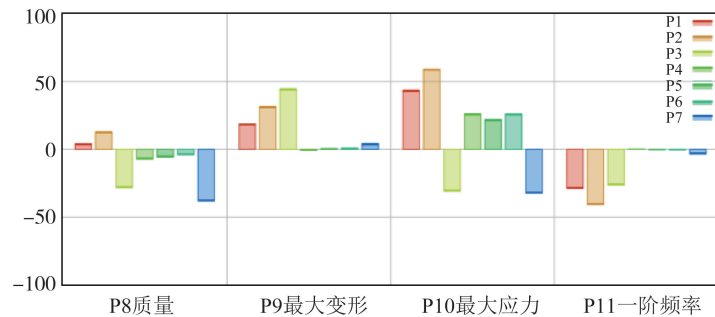
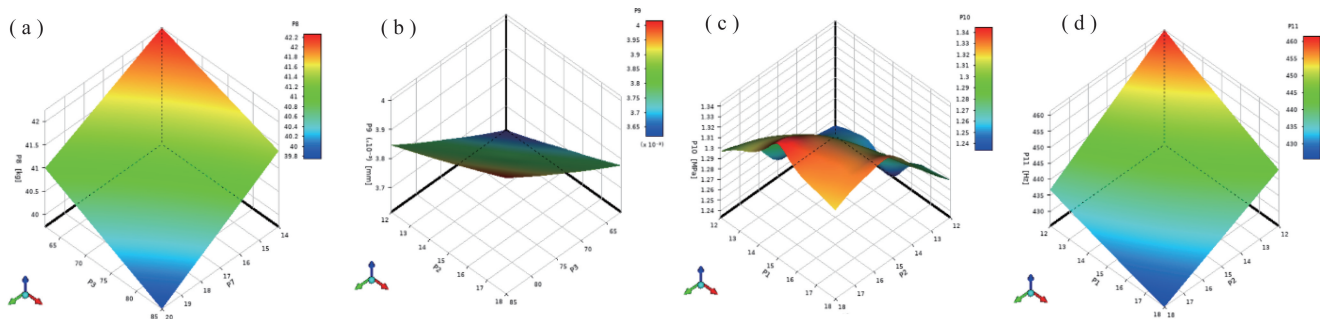
表 5 X_2 滑板设计变量参数
Tab. 5 Design variable parameters of X_1 slide

设计变量	初始值/mm	取值范围/mm	物理含义
P1	15	12~18	支架横向壁厚
P2	15	12~18	支架纵向壁厚
P3	65	62~85	凹槽窄处宽度
P4	378	360~390	凹槽窄处长度
P5	65	60~80	凹槽宽处长度
P6	85	78~95	凹槽宽处宽度
P7	15	14~20	凹槽深度

表 6 部分样本点参数
Tab. 6 Parameters of partial sample points

变量	P1/mm	P2/mm	P3/mm	P4/mm	P5/mm	P6/mm	P7/mm	P8/kg	P9/ μ m	P10/MPa	P11/Hz
1	15	15	73.5	375	70	86.5	17	41.09	3.801 5	1.309	441.53
2	12	15	73.5	375	70	86.5	17	41.01	3.755 7	1.245	449.15
3	18	15	73.5	375	70	86.5	17	41.17	3.853 5	1.335	434.27
4	15	12	73.5	375	70	86.5	17	40.85	3.726 5	1.230	451.84
5	15	18	73.5	375	70	86.5	17	41.34	3.890 7	1.347	430.88
6	15	15	62	375	70	86.5	17	41.63	3.695 2	1.364	447.86
7	15	15	85	375	70	86.5	17	40.56	3.927 2	1.327	434.33
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
75	16.59	13.41	67.42	382.94	75.29	91	18.59	41.74	3.804 1	1.38	436.42
76	13.41	13.41	79.58	382.94	75.29	91	18.59	40.03	3.803 2	1.227	447.25
77	16.59	13.41	79.58	382.94	75.29	91	15.41	40.97	3.842	1.321	439.66
78	13.41	16.59	79.58	382.94	75.29	91	15.41	41.15	3.880 6	1.280	436.29
79	16.59	16.59	79.58	382.94	75.29	91	18.59	40.38	3.942	1.301	428.39

采用多目标遗传算法求解响应面模型,将最小化质量、最大变形、最大应力,最大化一阶固有频率作为目标与约束。初始样本数为 7 000,每次迭代的样本数为 1 400,收敛稳定百分比为 2%,最大迭代次数为 20 次。通过求解,在 19 246 次评估后收敛,得到三组最优优化设计方案,三组最优解集经验证点验证后,各参数取值和结果值如表 7 所示。

图7 X_2 滑板灵敏度直方图Fig. 7 Sensitivity histogram of X_2 slide

注:(a) P3、P7 对质量的影响;(b) P2、P3 对最大变形的影响;(c) P1、P2 对最大应力的影响;(d) P1、P2 对一阶固有频率的影响。

图8 各参数响应面结果

Fig. 8 Response surface results for each parameter

表7 X_2 滑板最优解集Tab. 7 Optimal solution set for X_2 slide

变量	P1/mm	P2/mm	P3/mm	P4/mm	P5/mm	P6/mm	P7/mm	质量/kg	最大变形 / μm	最大应力 /MPa	一阶频率 /Hz
第一组	12.067	12.041	73.589	377.10	79.871	88.859	19.983	39.764	3.6791	1.2205	460.52
第二组	12.056	12.014	75.577	375.63	79.817	89.117	19.982	39.862	3.6979	1.2271	459.41
第三组	12.080	12.055	73.679	376.57	79.871	93.003	19.986	39.815	3.6768	1.2184	460.50

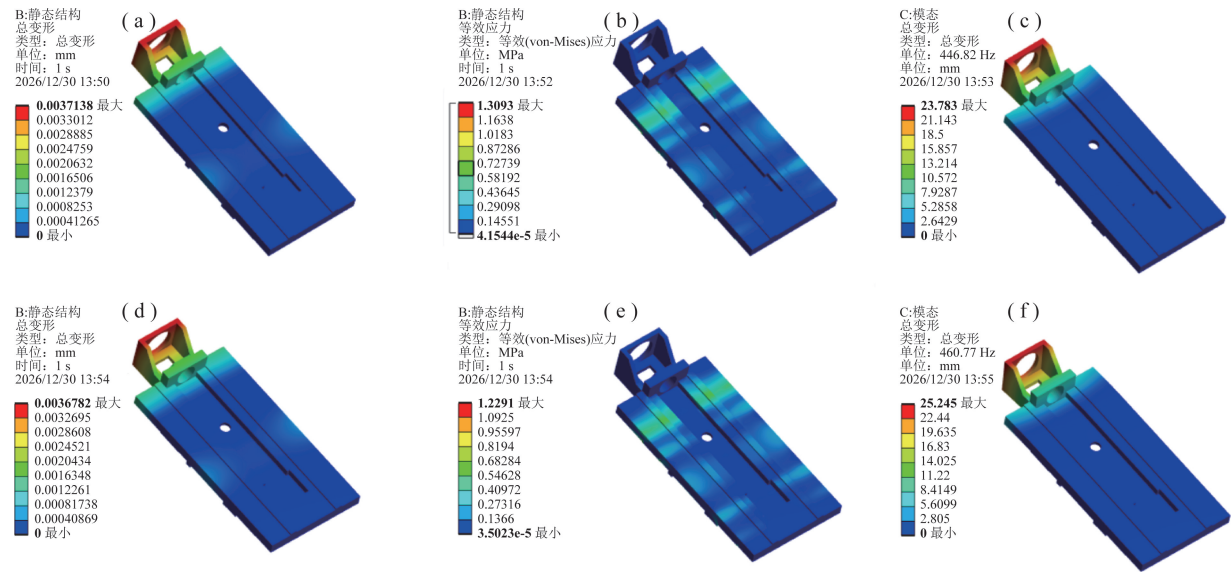
对比分析三组最优解集,与原模型相比,质量、最大变形、最大应力均得到有效下降,一阶固有频率均得到上升。其中,第一组方案中,质量最小,一阶固有频率最高,最大变形和最大应力也有不同程度的减小,故确定第一组为最优方案。经参数调整后得到 X_2 滑板最终尺寸,分别是 P1:12 mm; P2:12 mm; P3:74 mm; P4:377 mm; P5:80 mm; P6:89 mm; P7:20 mm。

4.1.2 X_2 滑板优化结果分析。将参数尺寸调整为修正值后,对优化后的模型重新进行静动态分析。通过优化, X_2 滑板在质量减少 5.27% 的同时,结构承载能力和动态特性均得到增强,最大应力降低了 6.13%,一阶固有频率提高了 3.12%,最大变形也降低了 0.96%,综合性能优于原模型。优化前后各性能对比如图 9 所示,结果对比如表 8 所示。

4.2 刀具台结构优化

根据查阅相关机械设计资料,针对刀具台受切削力、承载力和振动等影响,对原有结构增加 3 处加强筋以完成优化设计。优化前后结构图如图 10 所示,其中,第一处加强筋设计主要是为了将刀具台上半部分所承受的载荷能有效地扩散到下半部分,减少局部变形。第二、第三处加强筋设计是为了减少后端刀具、主轴

模块、驱动模块等工作时对刀具台关键部位产生的振动和变形。构建优化后结构的有限元模型,经过静态分析得到优化前后性能对比图,如图 11 所示,结果对比表如表 9 所示。由图 11 和表 9 得出,增加三处加强筋后,刀具台总质量增加了 1.17%,在同等工况下,刀具台关键部位的最大变形量减少了 6.04%,最大应力降低了 1.69%,使刀具台的一阶固有频率提高了 2.83%。尽管增加三处加强筋结果导致总质量的增加,但性能的提升幅度远大于质量的增幅,优化后的刀具台获得了更优的强度,实现了静动力学性能全面提升。



注:(a) 优化前总变形云图;(b) 优化前等效应力云图;(c) 优化前一阶振型云图;(d) 优化后总变形云图;(e) 优化后等效应力云图;(f) 优化后一阶振型云图。

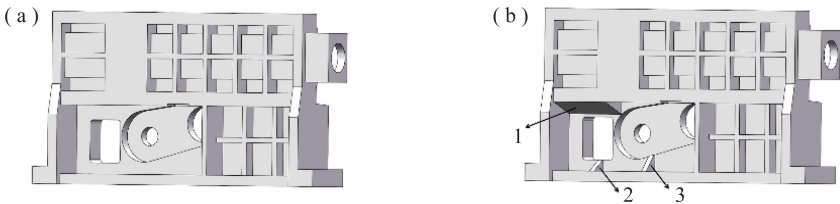
图 9 X_2 滑板优化前后性能对比图

Fig. 9 Performance comparison chart of X_2 slide before and after optimization

表 8 X_2 滑板优化前后性能对比

Tab. 8 Performance comparison of X_2 slide before and after optimization

性能指标	质量/kg	最大变形/ μm	最大应力/MPa	一阶频率/Hz
优化前	41.988	3.713 8	1.309 3	446.82
优化后	39.776	3.678 2	1.229 1	460.77
变化量	-5.27%	-0.96%	-6.13%	+3.12%



注:(a) 优化前;(b) 优化后。

图 10 刀具台优化前后结构图

Fig. 10 Structural diagram of tool holder before and after optimization

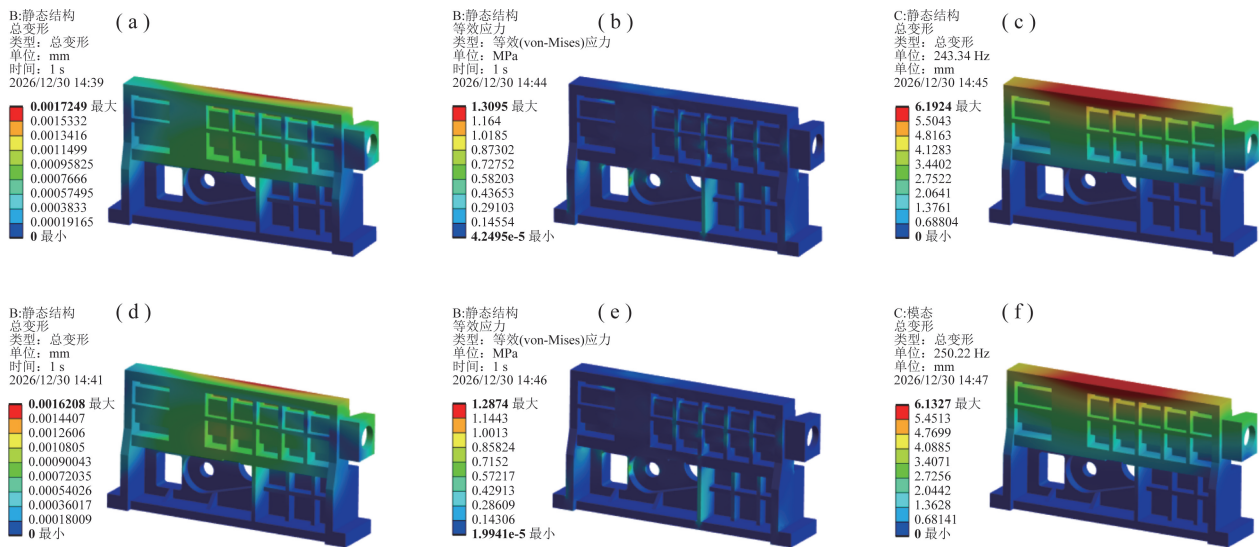
表 9 刀具台优化前后性能对比

Tab. 9 Performance comparison of tool holder before and after optimization

性能指标	质量/kg	最大变形/ μm	最大应力/MPa	一阶频率/Hz
优化前	215.04	1.724 9	1.309 5	243.34
优化后	217.55	1.620 8	1.287 4	250.22
变化量	+1.17%	-6.04%	-1.69%	+2.83%

4.3 整机优化前后对比

为避免优化后的零件重新装配后可能因系统耦合效应而产生新的薄弱环节,可能会改变整机的质量分布与固有频率而引发新的共振,因此需要对整机优化后的结果进行验证,与优化前的整机进行对比分析,实现结构优化的完整性。车削力和钻削力共同作用下的整机优化前后对比如表 10 所示。



注:(a) 优化前总变形云图;(c) 优化前等效应力云图;(e) 优化前一阶振型云图;(b) 优化后总变形云图;(d) 优化后等效应力云图;(f) 优化后一阶振型云图。

图 11 刀具台优化前后性能对比图

Fig. 11 Performance comparison chart of tool holder before and after optimization

表 10 整机优化前后性能对比

Tab. 10 Performance comparison of the complete system before and after optimization

性能指标	最大变形/ μm	最大应力/ MPa	一阶频率/ Hz
优化前	8.309 9	2.281 9	127.4
优化后	8.169 3	2.226 5	129.12
变化量	-1.69%	-2.43%	+1.35%

5 总结

(1) 通过对整机的静态特性分析,得到了走心机在仅受自重作用下的 Y_1 轴不同工况位置、受车削力和钻削力共同作用下、受铣削力和钻削力共同作用下的位移和应力云图,分析得到刀具台及 Y_1 轴滑板、 X_2 轴滑板为位移变形量较大处,整机的大部分都处于应力值较小区域。(2) 通过对整机的模态分析,得到了走心机前六阶固有频率、振型,得出振动主要发生在刀具台和副轴部位。(3) 基于响应面多目标优化方法对 X_2 滑板进行结构优化设计,质量减少了 5.27%,最大变形和最大应力分别降低了 0.96% 和 6.13%,一阶固有频率提升了 3.12%。增加三处加强筋对刀具台进行优化设计,在仅增重 1.17% 的条件下,最大变形量减少了 6.04%,最大应力降低了 1.69%,一阶固有频率提高了 2.83%。经车削力和钻削力共同作用下整机优化前后的性能对比验证了结构优化结果,为后续机床更新提供了理论指导,具备明确的工程应用价值。

参 考 文 献

- [1] 李棋,赵岩,方辉,等. 五轴数控刀具磨床有限元分析及结构优化[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2023, (5): 169-173.
- [2] 何吉祥,李聪波,吕岩,等. 数控车床主轴单元结构节能性优化设计[J]. 中国机械工程, 2021, 32(11): 1330-1340.
- [3] 张瑶,张波,邢媛. 正倒立式数控机床整机动态特性分析及优化[J]. 机械设计, 2021, 38(S2): 84-89.
- [4] BEHERA R, CHAN T C, YANG J S. Innovative structural optimization and dynamic performance enhancement of high-precision five-axis machine tools[J]. Journal of Manufacturing and Materials Processing, 2024, 8(4): 181.

(下转第 534 页)

- 2005, 72(4): 042304.
- [10] ZHOU J, SHI R H, GUO Y. Squeezed-state quantum key distribution with a Rindler observer[J]. Quantum Information Processing, 2018, 17(3): 47-52.
- [11] ZHANG Z, DUAN L M. Quantum metrology with Dicke squeezed states[J]. New Journal of Physics, 2014, 16(10): 103037.
- [12] Fan H Y. Brief Approaches to the Essence of Quantum Mechanics [M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2015.
- [13] 孟祥国. 均匀磁场中二维各向异性谐振子势的本征态[J]. 菏泽学院学报, 2026, 48(2), 24-31.
- [14] MENG X G, LI K C, WANG J S, et al. Multi-variable special polynomials using an operator ordering method[J]. Frontiers of Physics, 2020, 15(5): 52501.
- [15] Vaccaro J. Number-phase Wigner function on fock space[J]. Physical Review A. 1995, 52(5), 3474-3478.
- [16] Meng X G, Liang B L, Liu J M, et al. Entropy evolution law of general quadratic state in a laser channel [J]. Frontiers of Physics, 2025, 20(2): 022205.
- [17] KIRCHANOV V S. Entropy of quantum systems with linear dissipation[J]. Russian Physics Journal, 2023, 65(10): 1706-1715.
- [18] Fan H Y, John R K. Eigenvectors of two particles' relative position and total momentum [J]. Physical. Review. A, 1994, 49(2): 704-709.
- [19] FAN H Y. Entangled states, squeezed states gained via the route of developing dirac's symbolic method and their applications[J]. International Journal of Modern Physics B, 2004, 18(10n11): 1387-1455.
- [20] MENG X G, GOAN H S, WANG J S, et al. Nonclassical thermal-state superpositions; analytical evolution law and decoherence behavior[J]. Optics Communications, 2018, 411: 15-20.
- [21] ZHANG K, LI L L, GUO D W, et al. New light fields based on integration theory within the Weyl ordering product of operators[J]. Chinese Physics B, 2023, 32(4): 040301.
- [22] MENG X G, LI K C, WANG J S, et al. Continuous-variable entanglement and Wigner-function negativity via adding or subtracting photons[J]. Annalen der Physik, 2020, 532(5): 1900585.
- [23] ZHANG K, LI L L, YU P P, et al. Quantum entangled fractional Fourier transform based on the IWOP technique[J]. Chinese Physics B, 2023, 32(4): 040302.

(责任编辑:赵海军)

(上接第 517 页)

- [5] CHAN T C, ULLAH A, ROY B, et al. Finite element analysis and structure optimization of a gantry-type high-precision machine tool [J]. Scientific Reports, 2023, 13(1): 13006.
- [6] 张小雨, 闫坤, 孔绍天, 等. 重切龙门镗铣加工中心结构静动态特性分析[J]. 机床与液压, 2024, 52(12): 59-65.
- [7] 李鹏鹏. 车铣复合机床静动态特性分析及结构优化[D]. 西安: 西安理工大学, 2018.
- [8] 邢卓, 邢飞, 李明, 等. 大型增不减复合制造机床静力学分析及结构优化[J]. 机床与液压, 2025, 53(22): 10-16.
- [9] 邱自学, 高志来, 任东, 等. 桥式龙门铣床滑枕有限元分析及优化设计[J]. 机械设计与制造, 2020(9): 162-166.
- [10] 李俊, 侯力, 张海燕, 等. 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮机床静动态特性仿真分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2022(3): 17-20.
- [11] 李忠群, 张伟峰, 刘强, 等. 数控激光加工机床静动态特性分析[J]. 制造技术与机床, 2022(12): 76-80.
- [12] 李洲, 周俊荣, 赵天义. B-550E 高速精雕机静动态特性分析[J]. 机床与液压, 2024, 52(13): 195-199.
- [13] 林旭尧, 张洪庆, 姚宇. 数控纵切机床整机布局研究[J]. 机械工程师, 2014(3): 190-191.
- [14] 范伟. JD-40 卧式数控车床关键部件静动态特性分析及优化研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2025.
- [15] 王先逵, 李旦, 孙凤池, 等. 机械加工工艺手册第 3 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2022.
- [16] 刘成颖, 谭锋, 王立平, 等. 面向机床整机动态性能的立柱结构优化设计研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 161-168.
- [17] 陈淦兴, 林茂, 梁铭坚, 等. 电火花线切割机床工作台筋板结构优化设计[J]. 机械设计与研究, 2024, 40(3): 104-109.
- [18] 杨帆, 胡秋, 王瀚, 等. 重型立式车床工作台筋板优化设计[J]. 机床与液压, 2022, 50(1): 107-111.
- [19] 黄卫东, 赖章鹏, 陈侠宇, 等. 基于响应面法的柔性钻削加工机床的整机结构优化[J]. 机械设计与制造, 2024(9): 205-209.
- [20] LIU S H, HUANG X Q. Multi-objective optimization for the cross brace of a computer numerical control gantry machine tool based on intelligent algorithms [J]. Advanced Intelligent Systems, 2023, 5(3): 2200368.

(责任编辑:赵海军)