

本文引用格式：陈浩,黄栋,郭伟科,等.门式精密数控机床结构模态分析与优化研究[J].自动化与信息工程,2024,45(6):80-86.

CHEN Hao, HUANG Dong, GUO Weike, et al. Research on modal analysis and optimize of portal precision CNC machine tool structure[J]. Automation & Information Engineering, 2024,45(6):80-86.

门式精密数控机床结构模态分析与优化研究*

陈浩 黄栋 郭伟科 石卫卫 陈敏

(广东省科学院智能制造研究所/广东省现代控制技术重点实验室, 广东 广州 510075)

摘要：以一种门式精密数控机床的主体结构为研究对象。首先，采用有限元分析法对该机床结构的前四阶模态固有频率和振型进行计算模态分析，得到其前四阶模态固有频率分别为 186.04、241.18、321.51、382.51 Hz，并分析了其模态振型变形趋势；然后，通过模态分析试验系统对机床进行试验模态分析，得到机床的前四阶模态固有频率和振型，以及第一阶模态固有频率相对较低，振型为机床前后俯仰运动等结果，与计算模态分析结果一致；最后，计算模态分析与试验模态分析的结果对比表明，横梁与滑枕的配重过大、立柱和主轴箱的结构抗弯能力不足是机床结构的薄弱环节，并针对薄弱环节提出了相应的优化方案，为门式精密数控机床的优化设计及动态特性提升提供了理论参考依据。

关键词：数控机床；计算模态分析；试验模态分析；固有频率；振型

中图分类号：TG659

文献标志码：A

文章编号：1674-2605(2024)06-0012-07

DOI：10.3969/j.issn.1674-2605.2024.06.012

开放获取

Research on Modal Analysis and Optimize of Portal Precision CNC Machine Tool Structure

CHEN Hao HUANG Dong GUO Weike SHI Weiwei CHEN Min

(Institute of Intelligent Manufacturing, Guangdong Academy of Sciences/
Guangdong Key Laboratory of Modern Control Technology, Guangzhou 510070, China)

Abstract: The main structure of a gantry precision CNC machine tool is taken as the research object. Firstly, the finite element analysis method was used to calculate the natural frequencies and modes of the first four modes of the machine tool structure. The natural frequencies of the first four modes were found to be 186.04, 241.18, 321.51, and 382.51 Hz, respectively, and the deformation trend of the modal modes was analyzed; Then, through the modal analysis test system, the machine tool was subjected to experimental modal analysis to obtain the natural frequencies and vibration modes of the first four modes of the machine tool, as well as the relatively low natural frequency and vibration mode of the first mode, which is the forward and backward pitch motion of the machine tool, consistent with the results of the calculated modal analysis; Finally, the comparison between the results of computational modal analysis and experimental modal analysis shows that the excessive weight distribution between the crossbeam and the slider, as well as the insufficient bending resistance of the column and spindle box structure, are the weak links in the machine tool structure. Corresponding optimization schemes have been proposed for these weak links, providing theoretical reference for the optimization design and dynamic characteristic improvement of gantry precision numerical control machine tools.

Keywords: numerical control machine; computational modal analysis; experimental modal analysis; natural frequency; vibration mode

0 引言

随着机床向高速、高效和大功率的方向发展，仅采用经验、类比等传统的设计方法已无法满足现代生产的需求，而机床动态特性的研究逐渐得到重视。机

床动态特性是指机床运转时的振动、噪声、热变形及磨损等性能的总称,是机床抗振特性及加工性能稳定性研究的基础,也是衡量机床性能的重要指标之一^[1]。

国内外相关专业人士对数控机床及其核心部件的动态特性开展了大量的模态分析研究。在数控机床整机性能分析方面:文献[2]建立了正倒立式数控机床整机的三维模型,通过模态分析确定整机的固有频率和振型,找出床身结构设计中的薄弱环节,并提出多种优化方案,有效提高了机床的刚度和整机性能;文献[3]对双柱立式数控车床整机开展了静力学、模态分析,通过分析整机的前四阶模态固有频率和振型,验证了机床在运行过程中不会出现共振现象;文献[4]对机床整机及主要支承件开展模态、谐响应分析,发现影响机床动态特性的薄弱部件为立柱,通过对立柱进行拓扑、尺寸优化设计,使立柱的质量减轻了9.4%,最大变形下降了8.1%,第一阶模态固有频率增加了19.3%;文献[5]通过对三轴直驱型加工中心进行静力学、模态、谐响应分析,指出横梁立柱是整机静刚度以及一、二阶模态振型的薄弱环节,结合拓扑优化、灵敏度分析、尺寸优化等方法,在减轻横梁立柱质量的前提下,提升了直驱机床整机的静、动态性能。在数控机床核心部件的性能分析方面:文献[6]以单臂组合式铣床的重要支撑部件(底座)为研究对象,开展模态、谐响应分析,发现在实际加工过程中,低阶模态固有频率更容易被激发,通过对底座结构进行多目标优化设计,使底座的质量减轻了6.25%,第一阶模态固有频率提高了49.91 Hz;文献[7]建立了某立式加工中心主轴箱的有限元分析模型,通过对其模态频率、振型进行分析,在高速精密切削加工状态下,切削产生的激励响应频率接近主轴箱的第三阶模态振型频率,覆盖了前两阶模态振型频率,可能产生共振问题;文献[8]采用有限元分析法对高速立式五轴加工中心的滑枕开展了静态、模态分析,并基于拓扑优化法对滑枕结构进行轻量化设计,使滑枕的质量减轻了31%,第一阶模态固有频率增加了22.4%,既提升了机床滑枕的动态性能,又实现了轻量化设计。

本文采用计算模态分析与试验模态分析相结合

的方法,开展门式精密数控机床的动态特性分析,并提出机床结构优化的有效途径。首先,对门式精密数控机床进行计算模态分析,得到机床的整机模态信息,并分析模态振型的变形趋势;然后,采用激振器激励法对门式精密数控机床进行试验模态分析,获得机床的前四阶模态固有频率和振型;最后,对比计算模态分析与试验模态分析的结果,找出机床结构的薄弱环节,并提出提高机床整体动态性能的方法,为机床的设计及优化提供重要依据。

1 模态分析与试验理论

1.1 模态分析

模态分析是一种用结构的固有频率、模态振型等动力学属性来描述结构动力特性的一种方法和过程,主要包括计算模态分析和试验模态分析两种方法^[9-12]。其中,计算模态分析主要采用有限元计算的方法;试验模态分析先通过模态分析试验系统采集输入和输出信号,再经过相关软件处理得到模态参数。

1.2 模态分析原理

一般结构系统可离散为具有 N 个自由度的线弹性系统,其运动微分方程为^[13-14]

$$M\ddot{\mathbf{x}}(t) + C\dot{\mathbf{x}}(t) + K\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

式中: M 为质量矩阵, C 为阻尼矩阵, K 为刚度矩阵, $\mathbf{f}(t)$ 为外界激励矩阵, $\ddot{\mathbf{x}}(t)$ 为加速度向量, $\dot{\mathbf{x}}(t)$ 为速度向量, $\mathbf{x}(t)$ 为位移向量。

对公式(1)进行傅里叶变换,得到

$$-\omega^2 M\mathbf{X}(\omega) + j\omega C\mathbf{X}(\omega) + K\mathbf{X}(\omega) = F(\omega) \quad (2)$$

式中: $F(\omega)$ 、 $\mathbf{X}(\omega)$ 分别为外界激励矩阵 $\mathbf{f}(t)$ 和位移向量 $\mathbf{x}(t)$ 的傅里叶变换。

公式(2)可简化为

$$\mathbf{X}(\omega) = \mathbf{H}(\omega)F(\omega) \quad (3)$$

式中: $\mathbf{H}(\omega)$ 为传递函数矩阵。

针对结构系统,在 p_0 点进行激励,在 p_1 点测其响应,可得到传递函数为

$$H_{p_1 p_0}(\omega) = \frac{X_{p_1}(\omega)}{F_{p_0}(\omega)} = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_{p_1 i} \varphi_{p_0 i}}{-\omega^2 M_i + j\omega C_i + K_i}$$

式中： n 为识别的模态总阶数， $\varphi_{p_1 i}$ 、 $\varphi_{p_0 i}$ 分别为第*i*阶时 p_1 、 p_0 点处的振型元素。

在结构系统上，通过一点激励、多点响应可得到传递函数矩阵的某一行。因为传递函数矩阵为对称矩阵，所以通过模态拟合可求得模态参数。

1.3 试验模态分析方法

在试验模态分析中，频域法是一种常用的模态参数识别方法，具体步骤如下：

1) 利用力锤或激振器对结构系统进行激励，在节点位置布置振动传感器，通过数据采集器同步测量激励信号和响应信号；

2) 对测得的激励信号和响应信号进行快速傅里叶变换，获取结构系统的传递函数；开展传递函数分析（相干曲线可用来判断测量数据的有效性），得到频率响应函数；

3) 基于频率响应函数解析进行模态参数提取。

通过以上步骤可有效地进行试验模态分析验证，以确保结构系统的动态特性参数准确、可靠。

本文采用的模态参数识别方法为最小二乘复频域法^[15]。该方法能够生成清晰、易分离的稳态图，即使面对高度密集模态及频率响应函数数据受噪声污染等情况，仍能够对每一阶的模态参数具有较好的识别精度。

2 计算模态分析

2.1 建立门式精密数控机床三维模型

门式精密数控机床为三轴数控机床，可进行钻、铣、抛、磨等多种形式的加工。门式精密数控机床主要包括底座、工作台、立柱、滑枕、主轴箱等，其三维模型如图1所示。

门式精密数控机床的工作台安装在底座顶面的导轨上；滑枕安装在立柱前端面的导轨上；主轴箱安装在滑枕前端面的导轨上，并通过螺母锁定所有的丝

杆，防止工作台、滑枕和主轴箱沿导轨方向滑动。

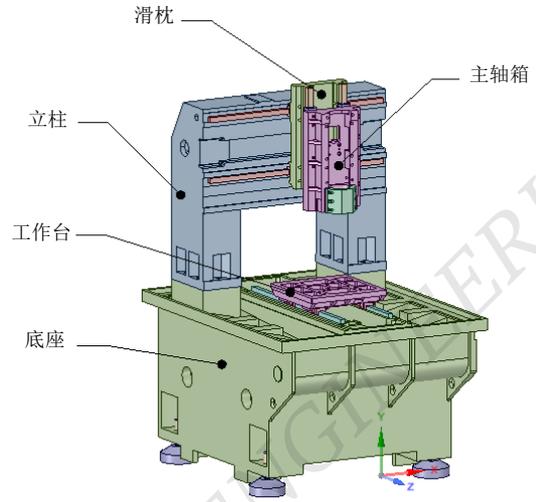
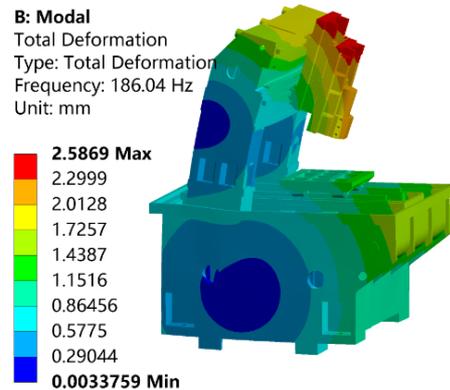


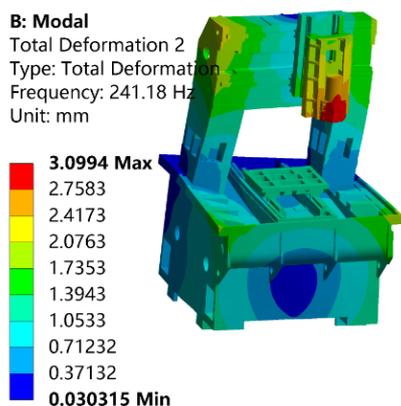
图1 门式精密数控机床三维模型图

2.2 计算模态分析与结果

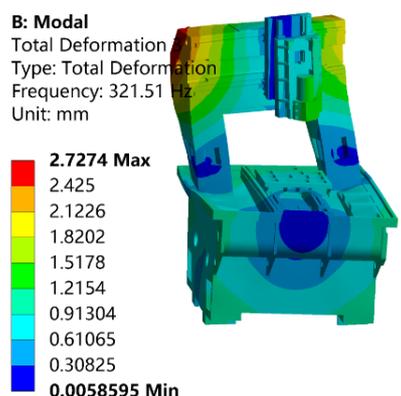
对门式精密数控机床开展计算模态分析，可得到在关键频率范围内布置多少个测点才能区分出所有关键的模态。采用有限元软件建立机床装配有限元模型，底座与立柱采用螺栓连接。因有限元模型无法考虑各相对运动部件配合面之间的接触、油膜等非线性因素，故将其简化处理为绑定接触，但由此计算得到的机床模态固有频率偏高。初步计算得到该机床前四阶模态固有频率分别为186.04、241.18、321.51、382.51 Hz，其中第一阶模态振型为立柱的俯仰运动，第二、三、四阶模态振型为机床的扭摆运动。门式精密数控机床前四阶模态振型如图2所示。



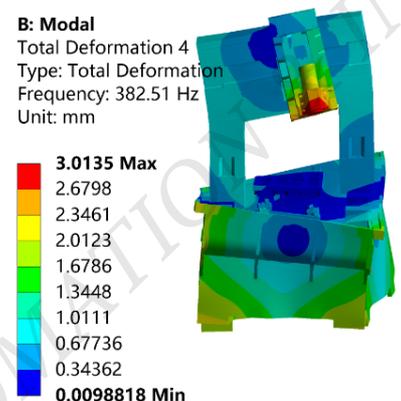
(a) 第一阶模态振型



(b) 第二阶模态振型



(c) 第三阶模态振型



(d) 第四阶模态振型

图2 门式精密数控机床前四阶模态振型图

根据门式精密数控机床的前四阶模态振型变形趋势可知,立柱的抗弯能力较弱,初步确定机床的试验带宽为100~400 Hz。

3 试验模态分析

3.1 主要试验设备

试验模态分析采用最小二乘复频域法,主要试验设备如表1所示。

表1 主要试验设备

序号	设备名称	设备品牌型号	数量
1	数据采集系统	Simcenter SCADAS Mobile	1
2	模态分析软件	模态分析试验系统	1
3	激振器	HEV200	1
4	三向加速度传感器	PCB	4

3.2 试验测点布置

根据门式精密数控机床的结构特点和计算模态分析结果,布置激励点和响应点的位置。其中,激励点应避免布置在各阶模态的节点位置;响应点的布置以能够反映整体结构和关键部件的动态特性,振动明显,能得到较好信噪比信号为原则^[6]。本文选择机床结构的楞边线、底座侧面中部和立柱横梁顶部容易变形的位

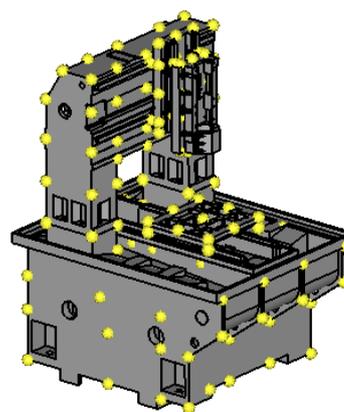


图3 门式精密数控机床测点布置图

3.3 试验模态分析模型构建

在模态分析试验系统中,为了表征振型动画,需要建立一个由点、线或面构成的几何模型。该几何模型的关键节点坐标即为测点的全局坐标,对关键节点连线即形成了试验线框模型。为了便于后续的试验测试,对测点进行编号,并生成测点坐标,构建的门式精密数控机床试验模态分析模型如图4所示。

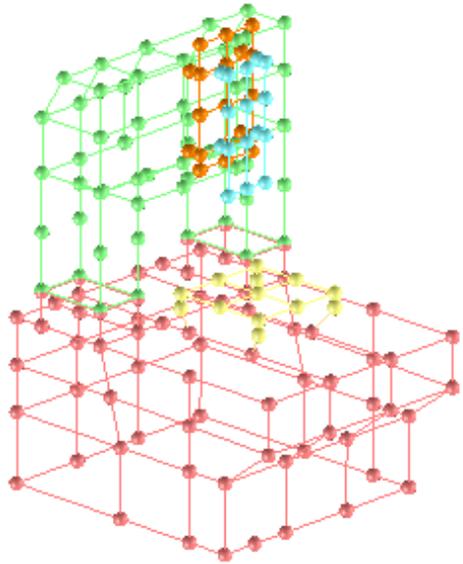


图4 门式精密数控机床试验模态分析模型图

当传感器测量方向与总体坐标系不平行时，通过输入相对欧拉角来解决矢量角度的问题。在获得相应的欧拉角后，模态分析试验系统会自动将传感器测量方向的数据转换到总体坐标系下，从而得到正确的测量结果。

3.4 约束方式与试验现场布置

对机床结构进行试验模态分析的支承方式主要有自由悬挂、弹性支承和实际工作状态3种。本文采用弹性支承方式，试验对象为空气弹簧支承的门式精密数控机床。用行车将机床吊离地面一定高度；在机床底座下方的4个角落各安装1个工业单曲空气弹簧；根据机床重量给各个空气弹簧充入适当的空气；放下机床并保持水平状态。

3.5 激振方式试验

本文采用电动激振器激励门式精密数控机床，选择机床底座下部刚性较好的一点作为激励点。用三向加速度传感器测量各测点的加速度响应，其方向与模型的局部坐标系方向保持一致。激励信号和响应信号经模态分析试验系统输入计算机。试验过程采用4个三向加速度传感器同步采集4个测点的加速度信号，逐步更换该传感器的位置并更新试验模态分析模型

中与之对应的节点，直到获取所有测点的频率响应函数。测点的相干函数曲线如图5所示，频率响应函数曲线如图6所示。

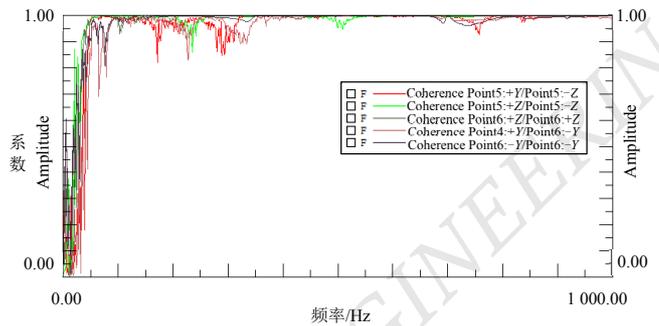


图5 测点的相干函数曲线

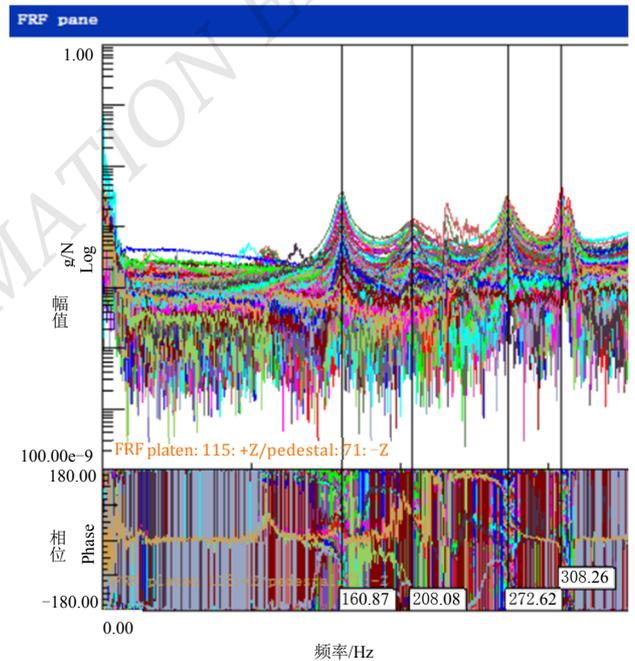


图6 测点的频率响应函数曲线

由图5可知，测点的相干函数在研究的频率范围（ ≤ 500 Hz）大于0.9，符合试验要求。

3.6 试验模态分析结果

在试验模态分析结束后，选取原始测试数据，确定带宽、选择极点、完成振型计算，得到门式精密数控机床结构的模态固有频率、振型等动力学特性。试验采用最小二乘复频域法对机床的模态极点进行识别，极点识别结果如图7所示。

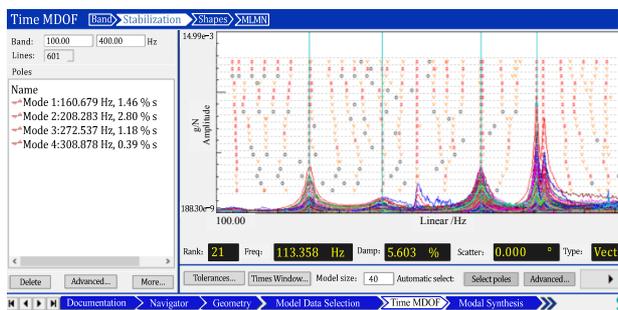


图7 机床试验模态分析模态极点识别图

图7中,标注s表明极点的固有频率、阻尼、向量在公差范围内均趋于稳定。由此可知,该机床分别在160.70、208.30、272.50、308.90 Hz出现了峰值频率,即为其前四阶模态固有频率。

门式精密数控机床的前四阶模态固有频率、振型等试验模态分析结果如表2所示。

表2 试验模态分析结果

阶次	试验频率/Hz	振型
1	160.70	前后俯仰运动
2	280.30	机床绕Z轴扭转运动 立柱绕Y轴扭转运动
3	272.50	机床绕Y轴扭转运动
4	308.90	底座绕Z轴扭转运动

通过试验模态分析得到的门式精密数控机床的前四阶模态振型如图8所示。

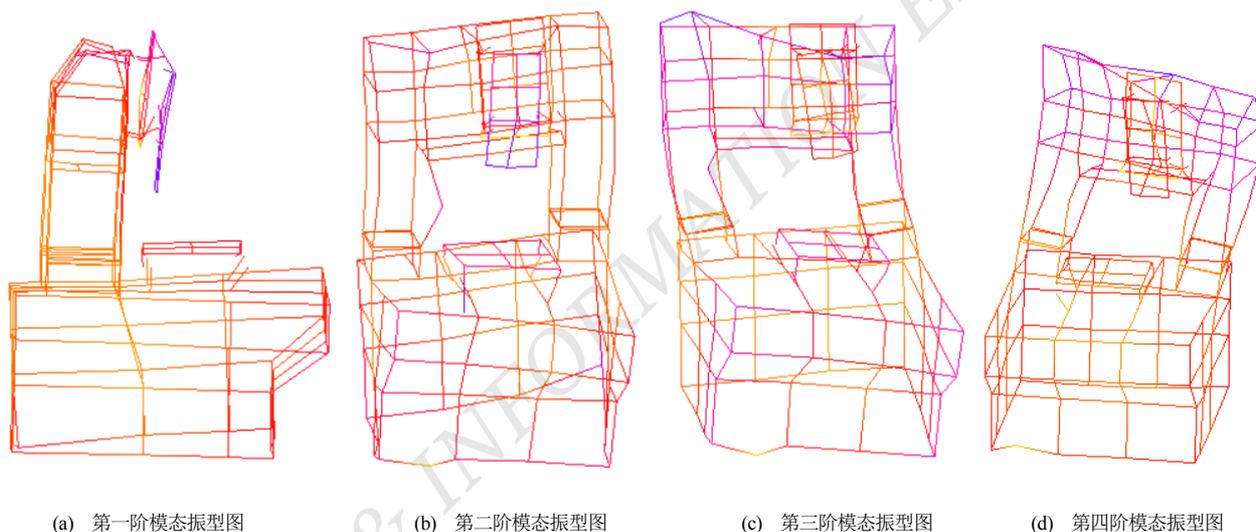


图8 门式精密数控机床前四阶模态振型图

由图8可知:第一阶模态固有频率相对较低,模态振型为机床前后俯仰运动;第二、三、四阶模态振型均为扭转运动。

4 模态分析结果对比及优化

通过计算模态分析与试验模态分析,均得到机床的第一阶模态固有频率较低、模态振型为机床前后俯仰运动的分析结果。第一阶模态固有频率较低的主要原因是横梁与滑枕的配重质量过大,立柱和主轴箱的结构抗弯能力不足,需要提高其结构的弯曲刚度。为此,通过对立柱采用下粗上细的变截面结构,增大立

柱与底座的连接面积,以提高机床立柱的抗弯刚度;通过减轻横梁与滑枕的质量、加强主轴箱与滑枕的连接刚度等方式对机床结构进行优化,以提高机床整机的动态特性。

5 结论

本文对一种门式精密数控机床进行了计算模态分析与试验模态分析,相关分析结果如下:

1) 采用有限元软件建立了机床装配有限元模型并进行模态分析,初步计算得到机床的前四阶模态固有频率在100~400 Hz之间;机床的模态振型变形

趋势表明,立柱结构的抗弯能力相对较弱;

2) 模态参数识别方法采用最小二乘复频域法,并通过模态分析试验系统进行试验模态分析,发现该机床的前四阶模态固有频率、振型,以及横梁与滑枕的配重过大、立柱和主轴箱抗弯能力不足是机床结构的薄弱环节;

3) 利用计算模态分析、试验模态分析相结合的方式开展研究,发现该机床的第一阶模态固有频率均较低,导致机床前后俯仰运动;提出了立柱采用下粗上细的变截面结构,增大立柱与底座的连接面积,以提高机床立柱的抗弯刚度;通过降低横梁与滑枕的质量、加强主轴箱与滑枕的连接刚度等优化方向和路径,有助于提升机床的动态特性。

©The author(s) 2024. This is an open access article under the CC BY-NC-ND 4.0 License (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>)

参考文献

[1] 周帅. 数控机床的试验分析技术研究[J]. 内燃机与配件, 2021(5):53-55.
[2] 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.
[3] 辛莹莹. 双柱立式数控车床整机有限元分析[J]. 机械制造, 2022,60(10):6-8.
[4] 王增. 车铣复合加工中心静动态特性分析及结构优化[D]. 大

连:大连理工大学,2022.

[5] 王家炜,于爱兵,朱立志,等. 直驱机床整机刚度特性薄弱环节辨识与优化[J]. 机械设计与研究, 2024,40(3):1-6;18.
[6] 李晓妍. 组合式铣床底座静动态特性分析及其优化研究[D]. 武汉:湖北工业大学,2021.
[7] 罗春刚,杨喜海. 基于 ANSYS Workbench 的立式加工中心主轴箱静动态特性分析[J]. 机械设计与制造, 2023,52(7):74-77.
[8] 张健,霍凤伟,滕海龙. 高速立式五轴加工中心滑枕结构与优化[J]. 有色设备, 2024,38(1):41-49.
[9] 刘青正,方辉,何小斌,等. 基于 DASP 系统的某型号数控车床模态测试与分析[J]. 现代制造技术与装备, 2018(1):7-12.
[10] 陈荣中,郑德金,曾勇,等. 基于复模态分析的某盘式制动器制动尖叫与试验[J]. 机电工程技术, 2024,53(9):302-306.
[11] 赵言正,刘积昊,管恩广,等. 焊接机器人的试验模态分析[J]. 中国测试, 2021,47(11):64-68;100.
[12] 张璐凡,闫恒,张鹏启,等. 考虑模态分析的超高加速度宏微运动平台导轨架优化设计[J]. 机床与液压, 2024,52(12):73-77.
[13] 李天箭,吴晨帆,沈磊,等. 基于模态预测及敏度分析的机床动特性设计方法[J]. 机械工程学报, 2019,55(7):178-186.
[14] 杜洋,赵凯,邓文敬,等. 轻量化龙门式激光加工机床主体结构动态特性分析[J]. 制造技术与机床, 2021(2):57-60.
[15] 张大斌,舒成松,张云飞,等. 基于 PolyMax 模态识别方法的数控车床模态实验与分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2019(3):13-16.
[16] 王福乾,米洁,杨庆东,等. 基于测试与仿真的机床整机动态特性研究[J]. 机械设计与制造, 2020(4):79-82.

作者简介:

陈浩, 男, 1988 年生, 硕士研究生, 工程师, 主要研究方向: 机械装备结构分析与优化。E-mail: seahaozimm@163.com

黄栋, 男, 1988 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 数值模拟、可靠性试验。E-mail: huangdong_1988@163.com

郭伟科, 男, 1978 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 机电产品 CAE 仿真、可靠性试验。E-mail: guoweike@163.com

石卫卫, 男, 1978 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 数值模拟。E-mail: shiww13609072201@163.com

陈敏(通信作者), 男, 1982 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 结构仿真与优化。E-mail: cmkan@163.com

喜讯!我刊被评为“广东省特色科技期刊”!

2024 年 11 月, 在第八届广东省科技期刊评优活动中, 《自动化与信息工程》期刊再获殊荣, 被评为“广东省特色科技期刊”。感谢专家学者朋友们一直以来对我刊的支持和帮助!