

文章编号: 1004-4353(2015)01-0053-04

基于 Workbench 的龙门五轴联动机床 多种位姿下的静动态分析

陈怡霖^{1,2}, 任靖日^{1*}, 李应锡²

(1. 延边大学工学院 机械设计与制造系, 吉林 延吉 133002;

2. 韩国忠清北道忠北大学 机械工程系, 忠清北道 清州 361763)

摘要: 针对龙门机床运行过程中在外载荷影响下因刚度不足而产生的震颤问题,利用 Solidworks 建立虚拟样机,导入 Workbench,并按照实际工况施加预应力对模型进行了结构静力、自由模态和预应力模态分析.结果表明,外载荷使机床的固有频率明显减小,振型变大,因此在实际工作中不可忽视外载荷对机床振动的影响.

关键词: 龙门五轴联动机床; 位姿; Workbench; 静力分析; 预应力模态分析

中图分类号: TH692.9 **文献标识码:** A

Static and dynamic analysis of high speed five-axis gantry machine with a variety of poses based on Workbench

CHEN Yilin^{1,2}, REN Jingri^{1*}, LEE EungSuk²

(1. *Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, Yanbian University, Yanji 133002, China;*

2. *Department of Mechanical Engineering, Chungbuk National University, Chungbuk 361763, Korea)*

Abstract: Gantry machine produces vibration because of the insufficient stiffness and the impact of external load during the process of operation. We use Solidworks to establish virtual prototype, imports to Workbench and prestresses the five-axis machine tool according to actual condition. Then by doing static structure analysis, free modal and prestress modal analysis, External load significantly makes the natural frequency decrease and largens the mode shape. Therefore, the impact of external load on machine's vibration cannot be underestimated in the actual work.

Key words: five-axis gantry machine; extreme position; Workbench; static analysis; preload model analysis

数控机床的整机性能决定着机械产品的几何精度和表面加工质量,而机床的整机加工性能与其动态性能(振动、噪声、稳定性等)密切相关.针对机床震颤导致精度不足的问题,文献[1]通过模态分析验证了龙门起重机是否满足刚度设计的基本要求及安全性;文献[2]采用有限元分析工具分析了高速数控龙门铣床静、动力条件下的结构性能与力学行为,并研究了激振力频率对加工精度的影响,以及惯性冲击力引起的机床瞬态振动;文

献[3]运用有限元分析软件对龙门机床的动态特性进行了分析,并提出该方法可应用于机床结构的性能预测;文献[4]利用 Workbench 对外圆磨床床身进行有限元分析,实现了磨床床身的重量设计.以上文献对于机床振动的研究大多数是从结构静力着手进行刚度分析,对动态特性仅做了自由模态分析.本文除了考虑机床本身的刚度影响之外,还针对预应力进行分析,研究切削力、启动及停止时惯性冲击力所引起的机床振动,以探

收稿日期: 2014 - 10 - 11

* 通信作者: 任靖日(1960—),男,博士,教授,研究方向为机械摩擦学与表面工程学.

析机床运行中存在的震颤问题。

1 振动分析理论

模态分析是对一个系统进行其动力学特征分析的过程,其目的就是计算出模态参数,为结构系统的振动特性分析、振动故障诊断和预报以及结构动力特性的优化设计等提供依据。

根据牛顿运动定律,系统振动运动微分方程为 $M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = \delta(t)$, 式中 M 、 C 、 K 分别为系统的质量、阻尼、刚度矩阵, $\delta(t)$ 为系统受到的激振力矢量。当忽略阻尼影响且载荷矢量为 0 时,可得到系统的自由振动方程或动力特性方程,求解可得到系统的广义特征值方程。由此方程可得到 n 个系统的固有频率特征值以及 n 个固有振型。对于高速铣床这样的大型结构即使经过有限元离散仍会具有很多的自由度,但在研究振动系统的动力响应时一般只需解少数低阶频率与振型即可。

2 高速龙门五轴并联机床的模态分析

龙门机床是一种工作台固定,滑座、滑枕可移动的定工作台五轴式加工中心,如图 1 所示,该加工中心门宽为 4 310 mm,XYZ 方向的工作行程为 30 000 mm×3 000 mm×1 500 mm。本文重点对龙门机床整机进行动静态特性分析,机床工作时承受的载荷主要有自重和切削力,以及启动和停止时伺服电机的动力。

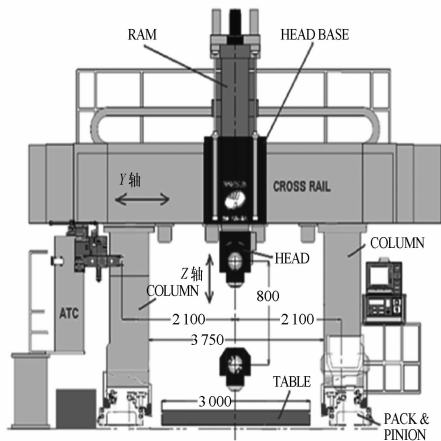


图 1 龙门加工中心示意图

2.1 有限元模型建立、材料属性设置及网格划分

利用 Solidworks 软件建立龙门五轴机床模

型,并导入有限元分析软件 Workbench,然后依据等效刚度替换理论对龙门加工机床进行处理和简化。

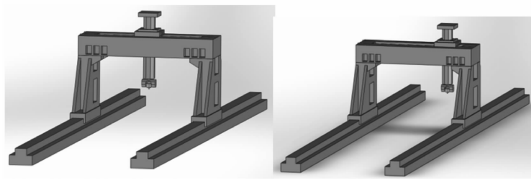


图 2 龙门机床模型

接下来定义材料属性和接触类型。将机床主要部件材料按照实际情况设置为 HT200,弹性模量为 1.36×10^5 MPa,泊松比为 0.25,密度为 $7\,750 \text{ kg/m}^3$ 。零部件的接触定义主要通过面约束来实现,考虑到机床的结构特点及分析的可靠性,选用 Bonded 和 No Separation 两种约束。为了提高计算精度,在需要建立位移协调关系的导轨接触部分(轨道、左右轴、滑板、滑枕)均用六面体方式进行网格划分,网格粗细选为一 30,单元尺寸为 100 mm。对转头和 spindle 也用六面体进行网格划分,单元尺寸为 50 mm。最终网格划分节点数为 416 598,单元数为 95 741。由此得到可满足分析精度要求的有限元模型,如图 3 所示。

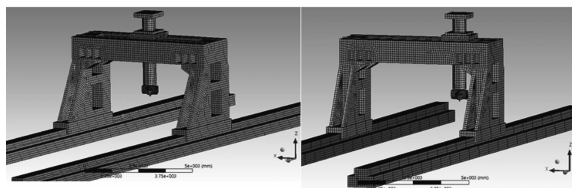


图 3 有限元划分模型

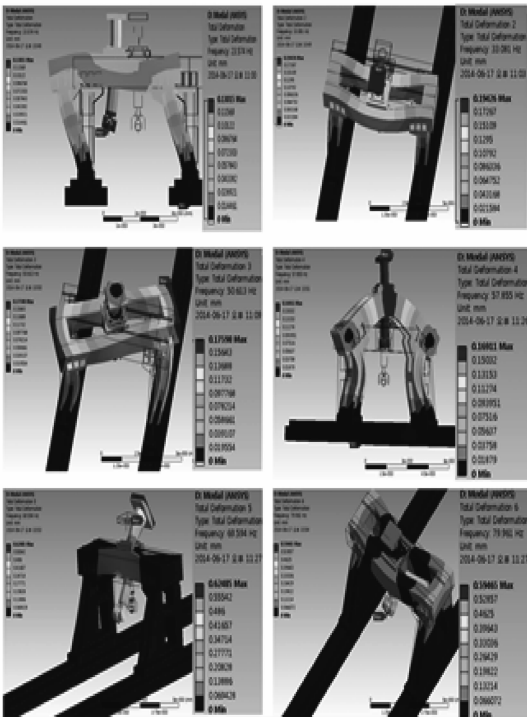
2.2 无预载荷下的模态仿真

为了对比机床施加载荷前后的机械特性,需要用无预加载荷时的机床特性作为参考。利用 Workbench 中的 Model 模块求解前六阶自由模态,结果如图 4 所示。

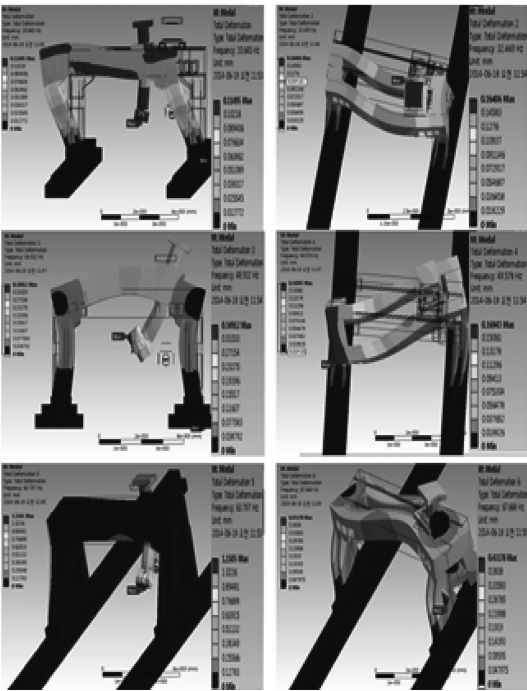
2.3 预载荷下的模态仿真

预载荷模态分析是将结构静力分析和模态分析连接使用,将结构静力分析的边界条件作为模态分析的初始条件,加载示意图如图 5 所示。滑枕位于横梁中间时加载条件:左侧主轴 X 向 600 mm/s^2 加速度推力 97 620 N,滑枕 Y 向推力 6 850 N 和切削回转力矩 130 Nm;滑枕位于横梁右端

时加载条件:左侧主轴 X 向 600 mm/s^2 加速度推力 $97\,620\text{ N}$,切削回转力矩 130 Nm . 机构静力学仿真如图 6 所示,预载荷模态仿真如图 7 所示.



(a) 滑枕位于中间位姿时的自由模态仿真



(b) 滑枕位于右端位姿时的自由模态仿真

图 4 自由模态仿真

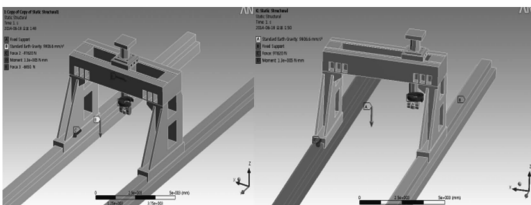
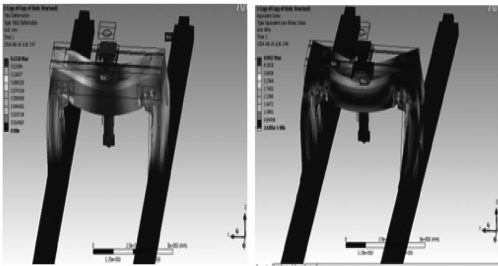
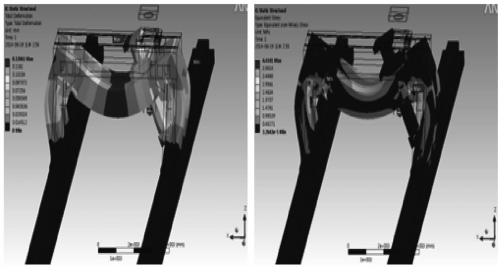


图 5 机床加载示意图



(a) 滑枕位于中间位姿时的静力分析



(b) 滑枕位于右端位姿时的静力分析

图 6 机床静力学仿真

3 仿真结果分析

3.1 静力结构仿真结果分析

静力结构仿真结果如图 6 所示:滑枕在中间与右端位姿所受的最大压强分别为 $4.941\,5\text{ MPa}$ 和 $4.434\,1\text{ MPa}$,其位置分别在横梁与滑枕连接部位、横梁与从动轴的连接部位. 高速龙门机床机身承受压力及振动的主要部件所使用的材料均为 HT200(灰铸铁),虽然该材料抗拉强度和塑性较低,但强度、耐磨性、耐热性和减振性较好,可承受较大应力(弯曲应力 $< 29.40\text{ MPa}$),部件摩擦面间的单位面积压力 $> 0.49\text{ MPa}$ (大于 10 t 在磨损下工作的大型铸件压力 $> 1.47\text{ MPa}$). 由于两位姿下的最大应力远小于许用应力,所以机床的整体结构能够满足工作要求. 图 6 中最大变形分别出现在横梁中间部位和滑板上端部位,显示出各零件的变形叠加情况,其变形量分别是 $0.133\,8\text{ mm}$ 和 $0.130\,61\text{ mm}$.

3.2 模态仿真结果分析

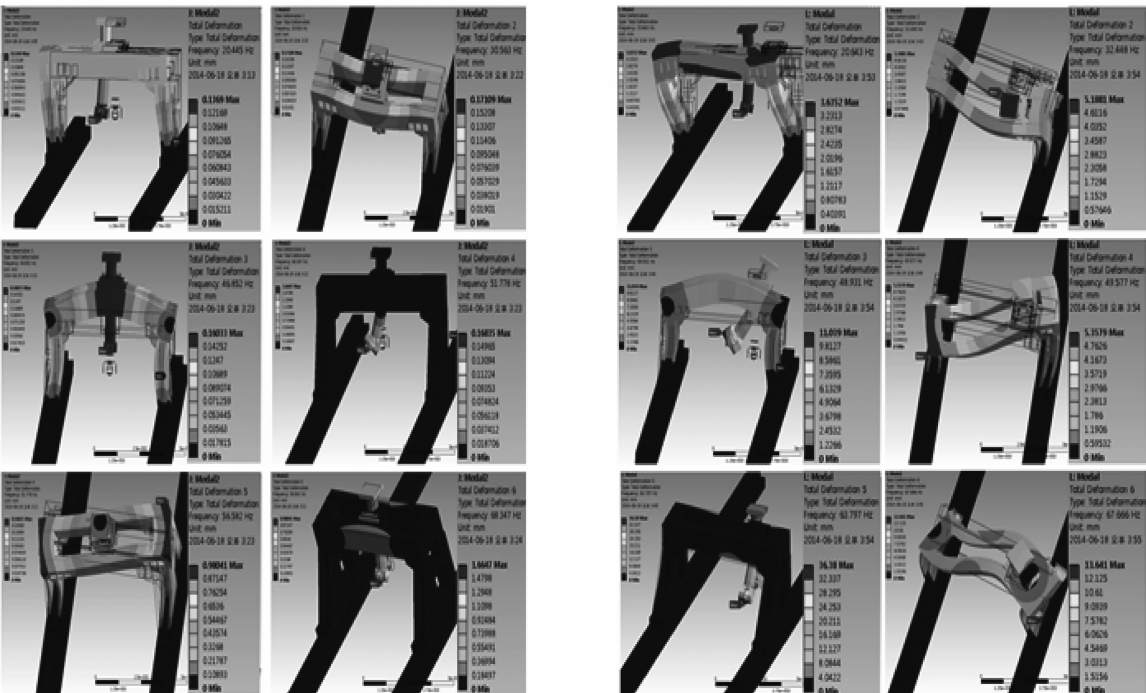
模态仿真结果如图 4 和图 7 所示,结合表 1 和表 2 可得出以下结果:

- 1) 同一位姿下,在持重范围内对机床施加预载荷后,机床的固有频率和振型有明显变化,这说明外加载荷能够减小机械自身的固有频率,在实际工作中不可忽略。
- 2) 在持重范围内,不同位姿下的机床的固有频率不同,并且随着数值的升高机床的振型也发生明显的变化,这说明机床作为装配体,当滑板在横梁上移动时,由于重力的作用点不同以及外载荷大小和方向不同,造成横梁的弯曲程度不同,使

横向移动的直线度与相对于工作台面的平行度随横滑板行程的变化而变化,所以对机床的固有频率和振型产生了影响。

3) 通过对各阶振型的分析可知,大部分振型反映了横梁筋板的弯曲扭转及其组合变形,其次是滑板的组合变形,因此就整机而言横梁和滑板的刚性最低。

本文是对现有的机床进行研究分析,把外部环境及机床本身构造作为不可改变的因素,因此只有通过附加谐振系统抵消原振动,即在大型龙门机床上安装减振器或类似结构来抵消本身的振动才能达到减振的目的。



(a) 滑枕位于中间位姿时的预载荷模态分析

(b) 滑枕位于右端位姿时的预载荷模态分析

图 7 预载荷模态仿真

表 1 滑枕位于中间位姿时自由模态与预载荷模态分析数据

无预加载荷			有预加载荷		
模态阶数	固有频率/ Hz	振型	模态阶数	固有频率/ Hz	振型
1	23.57	机床左右轴出现左右摆动	1	20.45	机床左右轴出现左右摆动
2	33.08	机床横梁出现前后摆动	2	30.56	机床横梁出现前后摆动
3	50.61	机床横梁以及左右轴绕滑枕扭转	3	46.85	左右轴中间弯曲,横梁向上拱起
4	57.86	左右轴中间弯曲,横梁向上拱起	4	51.78	机床横梁以及左右轴绕滑枕扭转
5	69.59	滑板前后上下震荡拉长	5	56.58	滑板前后震荡
6	79.96	横梁和滑板向前倾斜	6	68.35	滑板左右震荡

performance liquid chromatographic quantification of flavonol glycosides in *Orostachys* species[J]. Nat Prod Sci, 2012,18(1):32-38.

[38] Park J G, Park J C, Hur J M, et al. Phenolic compounds from *Orostachys japonicus* having anti-HIV-1 protease activity [J]. Nat Prod Sci, 2000,6(3):117-121.

[39] Bai Y, Lin C, Liang Y, et al. *Sedum sarmentosum* Bunge extract exerts renal anti-fibrotic effects in vivo and in vitro[J]. Life Sci, 2014,105(1/2):22-30.

[40] 任荣,柴军红,金志民,等. 瓦松属植物化学成分及其生物活性研究进展[J]. 安徽农业科学,2011,39(22):13412-13414.

[41] 王翔飞,赵文斌,成玉怀,等. 黄花瓦松中脂肪酸组成的 GC/MS 分析[J]. 中国医药导报,2010,7(29):42-43.

[42] 李俊,李甫,陆园园,等. 人工种植高山红景天中抑制脯酰氨内酰胺酶化学成分的抑制率[J]. 中国现代应用药学,2006,23(4):287-289.

[43] Siddesha J M, D’souza C J M, Vishwanath B S. Inhibition of angiotensin converting enzyme (ACE) by medicinal plants exhibiting antihypertensive activity[J]. Recent Progress in Medicinal Plants, 2010,29:269-308.

[44] Anetai M, Katsura E, Katoh Y, et al. Inhibition of human plasma cholinesterase in vitro by extracts of plants in Hokkaido[J]. Hokkaidoritsu Eisei Kenkyushoho, 1985,35:45-51.

[45] 曹乃锋. 费菜和地锦草生物活性成分研究[D]. 开封:河南大学,2011.

[46] Sim G S, Kim J H, Lee B C, et al. Inhibitory effects on melanin production in B16 melanoma cells of *Sedum sarmentosum*[J]. Yakhak Hoechi, 2008,52(3):165-171.

—————

(上接第 56 页)

表 2 滑枕位于右端位姿时自由模态与预载荷模态分析数据

无预加载荷			有预加载荷		
模态阶数	固有频率/Hz	振型	模态阶数	固有频率/Hz	振型
1	20.65	机床向左倾斜,滑板向左摆动	1	20.64	机床向左倾斜,滑板向左摆动
2	32.448	横梁向前倾斜,右端较严重	2	32.446	横梁向前倾斜,右轴弯曲
3	48.94	左右轴向内微弯,横梁向上拱起,滑板左右摆动拉长	3	48.93	左右轴向内微弯,横梁向上拱起,滑板左右摆动拉长
4	49.579	以横梁中点为中心扭转	4	49.576	以横梁中点为中心扭转
5	63.8	滑板前后震荡	5	63.7	滑板前后震荡
6	67.668	横梁、滑板、左右轴严重变形	6	67.666	横梁、滑板、左右轴严重变形

参考文献:

[1] 孙彦锋. 基于 ANSYS 龙门起重机结构系统的模态分析[J]. 机电技术,2011(3):151-153.

[2] 李初晔,王海涛,冯长征,等. 数控龙门铣床有限元分析[J]. 设计与研究,2013(2):75-79.

[3] 覃文洁,左正兴,刘玉铜,等. 机床整机的动态特性分析[J]. 机械设计,2000(10):24-26.

[4] 郭媛美,岳崇,丁晓红,等. 基于 ANSYS Workbench 的外圆磨床的有限元分析及优化[J]. 机械设计与制造,2010(1):181-182.

[5] 李健,姜振廷,董旭. ANSYS Workbench 的带电作业机械臂模态分析及振动控制[J]. 制造业自动化,2014(1):48-65.

[6] 罗健康,印波. 起重机卷筒有限元分析及结构优化[J]. 机械设计与制造,2011(11):185-186.

[7] 李兵,何正嘉. ANSYS Workbench 设计仿真与优化[M]. 北京:清华大学出版社,2008.

[8] 顾培英,邓昌,吴福生. 结构模态分析及其损伤诊断[M]. 南京:东南大学出版社,2008.

[9] Wend Z Y, Hu S H, Zhang N N. Dynamic analysis of CNC gantry surface grinder by finite element method [J]. Digital Design and Manufacturing Technology: Part 1, 2010:339-343.

[10] Park K T, Kim D H, Park C H. A study on CAE integrated design of gantry crane [J]. Proc of KSPE Autumn Conference, 2001:720-725.