

卧式加工中心整机动静态特性研究

李琳, 李初晔

(中航工业北京航空制造工程研究所, 北京 100024)

[摘要] 运用节点位移耦合法针对某型卧式加工中心建立有限元模型,对整机进行静态、动态特性分析,找出机床设计的薄弱环节,为机床整机结构设计和加工参数选择提供参考依据。

关键词: 卧式加工中心;有限元方法;静态特性分析;模态分析;谐响应分析

Research on the Dynamic and Static Characteristics of Horizontal Machining Center

LI Lin, LI Chuye

(AVIC Beijing Aeronautical Manufacturing Technology Research Institute, Beijing 100024, China)

[ABSTRACT] This finite element modeling of a horizontal machining center is accomplished by utilizing the node-displacement coupling method. Based on the model, the static and dynamic characteristics is analyzed, and the weakness of the designing scheme is seeked out. The conclusion is taken as reference for the design of the machine tool and the options of machining parameters.

Keywords: Horizontal machining center; Finite element method; Static characteristics; Modal analysis; Harmonic response analysis

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2016.08.085

机床是一个国家制造业的基础,高档数控机床则是一个国家制造水平的重要体现。振兴中国的制造业,首先要振兴机床工业,尤其大力发展国产高档数控机床。轻质、高速、高效和高精一直是世界各大机床生产厂商不断追求的目标。要想实现这些目标,要求机床具有良好的动静态性能。研究高档数控机床的结构动静态特性,对提升我国制造业的整体水平,缩小同发达国家的差距,振兴我国装备制造业有着极其重大的现实意义。

本文研究的五坐标卧式加工中心主要用于飞机机身薄壁类零件的柔性高效加工。通过对该型机床的结构特性进行分析研究,为机床整机及各关键部件的设计提供理论依据和技术支持。通过研究,优化机床的动静态特性,满足机床高刚度、高抗振性、响应快和轻量化的设计要求,提高机床的整体设计水平。

1 有限元模型的建立

利用 ANSYS 软件提供的接口,把整机简化后的 CAD 模型导入 ANSYS 软件中,转化成有限元 CAE 模型。机床的关键部件床身、立柱、垂滑板及横滑枕都是焊接件,材料选用钢,各向同性、介质均匀。材料的密度为

7800kg/m^3 ,弹性模量为 2.06×10^{11} ,泊松比为 0.28。考虑到机床整体模型的复杂性,同时平衡计算精度和计算时间的要求,采用 8 节点单元 Solid45 对零部件进行网格划分。根据实际边界条件,对床身底部在联接螺孔处采用局部固定处理,其他无相对运动的零件之间在联接螺孔处也采用局部固定处理,部件与部件之间在导轨结合面处采用节点位移耦合的方法进行处理。在有限元分析中采用接触单元模拟机床部件之间结合面装配关系比较好,这样既接近机床本身的应用实际又无需对耦合约束失效做复杂的判断。在这里本文仍采用节点位移耦合的方法处理部件导轨结合面之间的装配关系,原因有两个方面:一是机床静态特性分析计算中,采用节点位移耦合的方法与采用接触单元的方法分析计算出来的结果十分相近,二者只在部件导轨结合面局部的变形与应力相差比较大,机床整体变形与应力基本一致;二是接触单元法要求在发生接触的部位,接触单元需要精确的单独定义,有限元分析的收敛性和计算结果与单元划分、选取的接触刚度系数值有较大的关系,计算结果的准确性不容易把握,对大型装配体求解过程需要耗费太长时间。最终得到整机有限元网格模型,如图 1 所示。

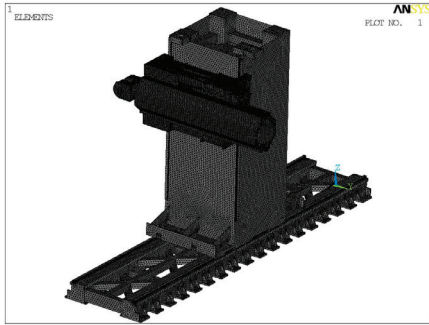


图1 整机有限元网格模型

Fig.1 Finite element mesh model of the machine tool

2 机床初始结构自重下的变形分析

机床初始结构自重下的变形如图 2~6 所示。分析表明:初始结构机床自重下变形为 0.192mm,自重下立柱前后方向弯曲变形较大。从变形云图看出,造成机床自重下变形较大的原因有两个:(1)立柱结构相对较弱,需加强;(2)床身支撑部位较弱,需改善。

通过上述对整机及各关键部件自重下的变形分析,设计人员明确了应该着重改进的机床结构设计的两个方向:(1)增大立柱前后方向的尺寸,或适当增加立柱前后两侧立筋板的厚度,以提高立柱前后方向的弯曲刚度;(2)增加床身支撑部位筋板的厚度,提高床身的整体刚性。

3 机床加工状态下的变形分析

根据设计指标要求,在加工头端部 X 、 Y 、 Z 3 个方向施加 2000N 作用力,如图 7 所示。计算加工状态下滑枕处于不同行程位置处整机的变形,最终分析结果如图 8~11 所示。

表 1 显示了滑枕处于不同加工位置时整机的变形与刚度值。计算结果表明:在加工头端部 X 、 Y 、 Z 3 个方向施加 2000N 作用力,机床在滑枕行程最大时变形最

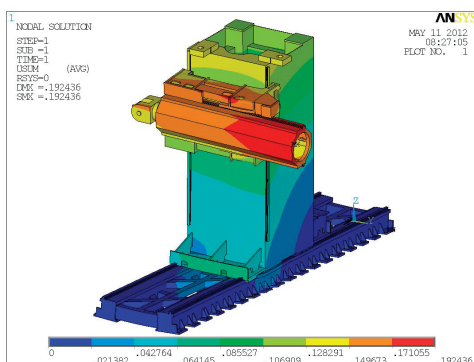


图2 整机自重下变形云图

Fig.2 Deformation nephogram of the machine tool under the weight

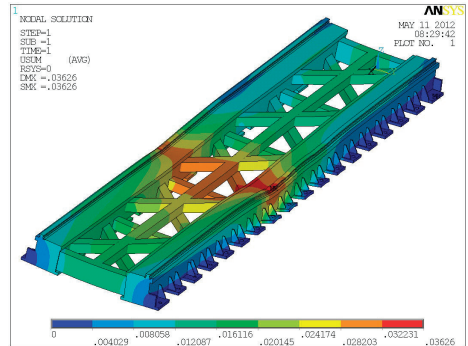


图3 床身自重下变形云图

Fig.3 Deformation nephogram of the lathe bed under the weight

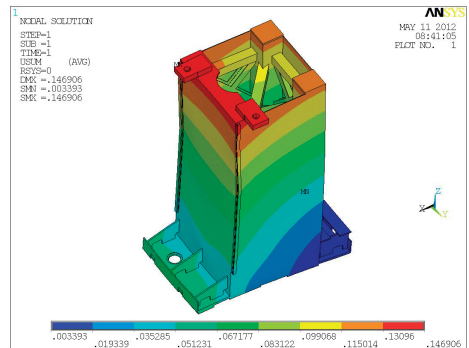


图4 立柱自重下变形云图

Fig.4 Deformation nephogram of the post under the weight

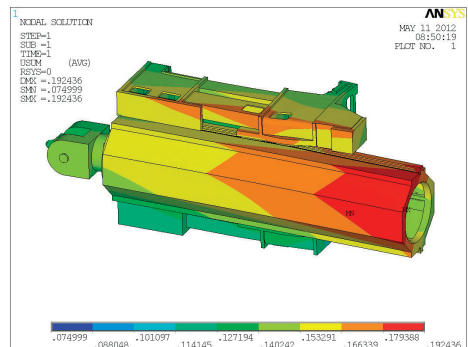


图5 滑板滑枕自重下变形云图

Fig.5 Deformation nephogram of the skateboard and the ram under the weight

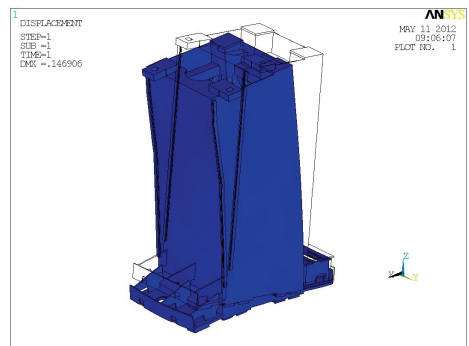


图6 立柱自重下变形前后对比图

Fig.6 Contrast figure the deformation nephogram of the post under the weight

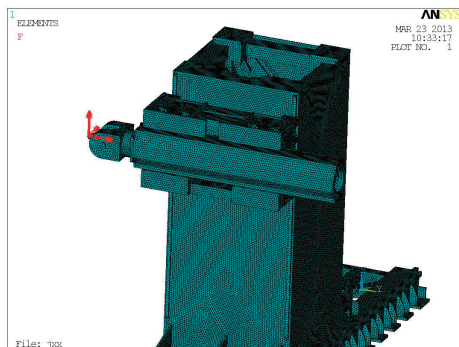


图7 机床加工状态下受力图

Fig.7 Force of the machine tool machining condition

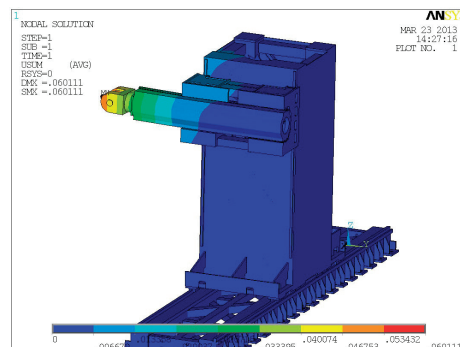


图11 滑枕行程最大时机床变形云图

Fig.11 Deformation nephogram of the machine tool when the ram at maximum stroke

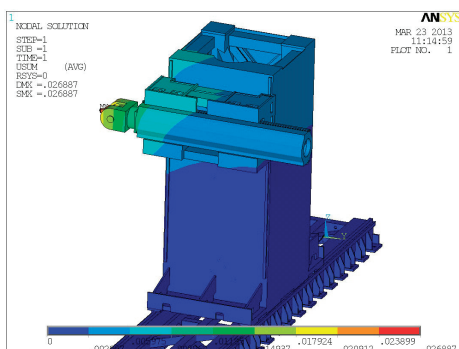


图8 滑枕行程最小时机床变形云图

Fig.8 Deformation nephogram of the machine tool when the ram at the minimum stroke

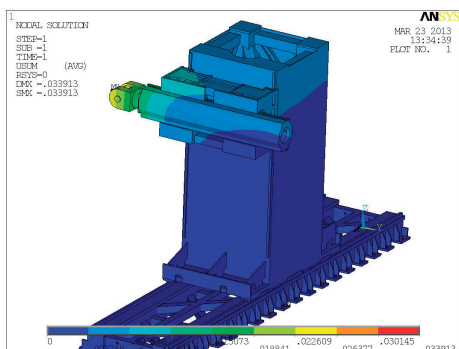


图9 滑枕行程300mm时机床变形云图

Fig.9 Deformation nephogram of the machine tool when the ram at 300mm stroke

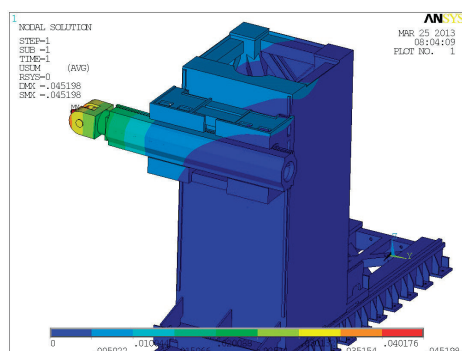


图10 滑枕行程600mm时机床变形云图

Fig.10 Deformation nephogram of the machine tool when the ram at 600mm stroke

表1 滑枕处于不同加工位置时的整机变形与刚度表

滑枕行程	变形 /mm	刚度指标 / (N · μm ⁻¹)
最小	0.027	74
300mm	0.034	58
600mm	0.045	44
最大	0.060	33

大,此时整机的最大变形为 0.06mm;机床在滑枕行程最小时变形最小,此时整机的最大变形为 0.027mm;随着滑枕行程增大,机床变形呈现近似线性增大趋势。

4 整机的模态分析

模态分析的目的是通过计算固有频率和振型为机床结构设计提供参考,当激振力频率接近某一固有频率时,结构将发生共振。因此若激振力频率不可改变,只有通过改变设计使结构固有频率避开激振频率^[1]。

固有频率与振型代表结构的内在本质特性,计算结果与边界条件定义有关,与外力无关^[2-3]。机床是一个多自由度的振动系统,对应有多个固有频率和振型模型。在对机床进行动态特性分析时,通常不考虑高阶模态,只分析对机床影响比较大的低阶模态。通过限制床身与地面在联接螺孔处的全部自由度,获得整机前 20 阶固有频率(表 2)和前 6 阶振型图(图 12)。

机床第 1 阶固有频率值为 39.813Hz,振型表现为立柱沿左右(Z)方向的弯曲振动。通过分析可以看出,就目前的结构形式,立柱沿左右方向的弯曲是整个机床刚度最薄弱的环节(图 12(a))。

机床第 2 阶固有频率值为 42.667Hz,振型表现为立柱前后(X)方向的弯曲振动(图 12(b))。

机床第 3 阶固有频率值为 74.203Hz,振型表现为立柱沿上下(Y)方向的扭转振动(图 12(c))。

机床第 4 阶固有频率值为 91.998Hz,振型表现为滑

表2 机床前20阶固有频率

频率阶数	频率值 /Hz	频率阶数	频率值 /Hz
1	39.813	11	190.15
2	42.667	12	191.84
3	74.203	13	206.26
4	91.998	14	216.12
5	101.73	15	222.34
6	122.79	16	222.69
7	139.20	17	233.54
8	167.12	18	243.73
9	175.06	19	258.06
10	187.99	20	267.73

枕前端沿上下(Y)方向的弯曲振动(图12(d))。

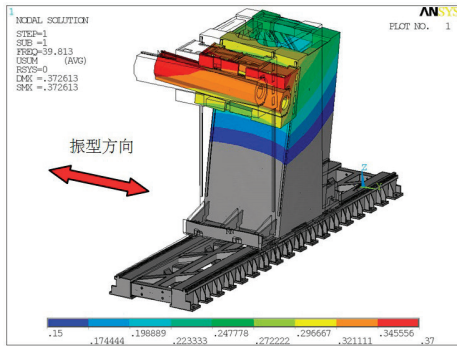
机床第5阶固有频率值为101.73Hz,振型表现为立柱及床身底部沿左右(Z)方向的挠曲振动(图12(e))。

机床第6阶固有频率值为122.79Hz,振型表现为滑枕前端沿前后(X)方向的弯曲振动(图12(f))。

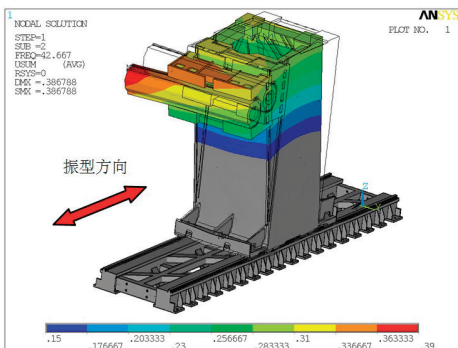
5 整机的谐响应分析

谐响应分析就是给系统一个持续的周期载荷,分析系统产生的响应,以分析评价结构承受随时间周期变化的载荷时的动态性能。

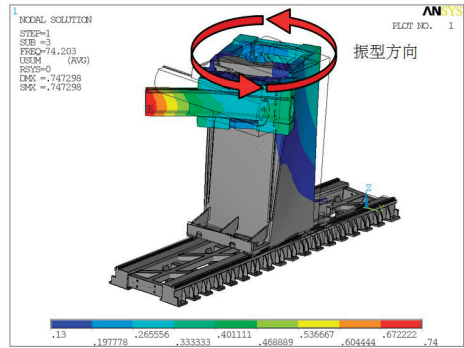
根据机床的加工情况,在加工头施加幅值1000N的



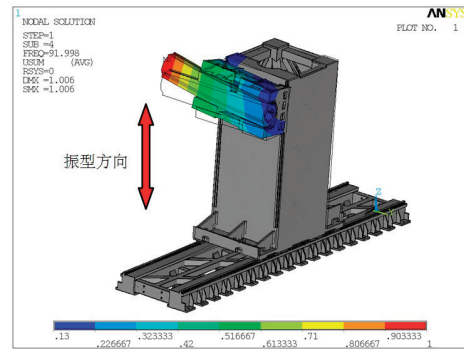
(a) 第1阶模态



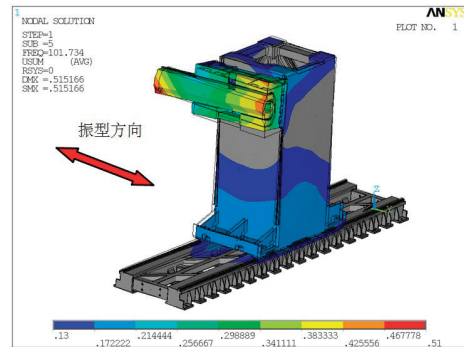
(b) 第2阶模态



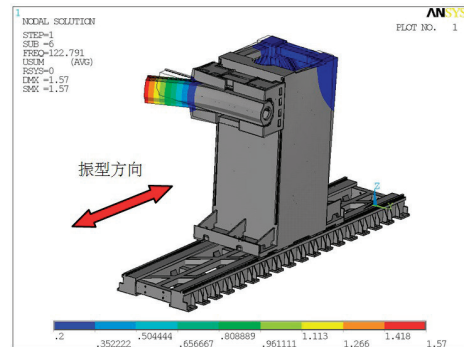
(c) 第3阶模态



(d) 第4阶模态



(e) 第5阶模态



(f) 第6阶模态

图12 前6阶模态图

Fig.12 The former six-order modal

正弦(余弦)载荷,如图13所示,其频率由0~400Hz变化。前面的固有频率分析表明,机床的前2阶固有频率分别为39~43Hz,因此,当作用力频率接近40Hz范围时,机

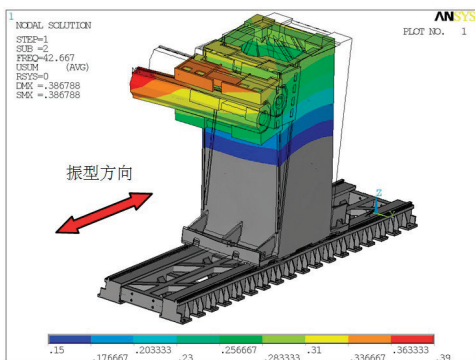
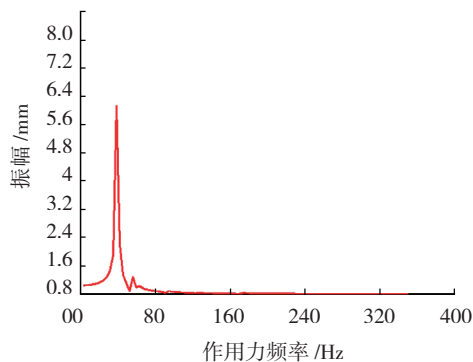
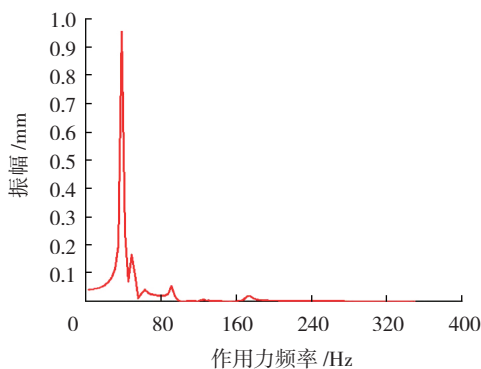


图13 机床的谐响应

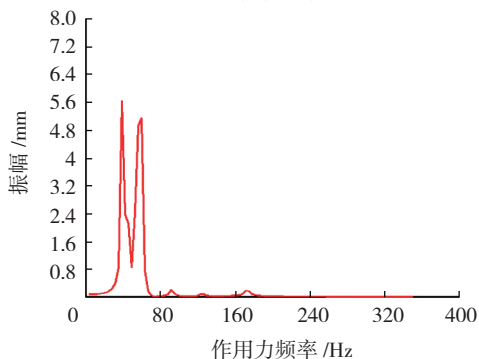
Fig.13 Harmonic response of the machine tool



(a) X向



(b) Y向



(c) Z向

图14 机床加工头X、Y、Z向的幅频响应

Fig.14 Amplitude-frequency response of the head along the X、Y、Z axis

床将发生较大振动,机床加工头处在X、Y、Z 3个方向的幅频响应如图14所示。

由响应曲线可以看出,在X/Y方向,当作用力频率接近40Hz时,机床振动幅值大幅增加,Z方向在40Hz和50Hz附近皆出现较大振动,因此机床实际加工时,应尽量避免40~50Hz频率范围,如通过对机床转速与刀具齿数的有效配合,提高加工零件的表面质量和加工过程的稳定性。

6 结论

本文通过卧式加工中心整机及关键部件结构动静态特性分析研究,得出以下结论。

(1) 机床整机及关键部件静态特性分析,为后续整机结构设计指明改进方向:

- 增大立柱前后方向尺寸,或适当增加立柱前后两侧立筋板厚度,以提高立柱前后方向的弯曲刚度;
- 增加床身支撑部位筋板厚度,以提高床身的整体刚性。

(2) 机床加工状态变形分析显示:随着滑枕行程增大,机床变形呈现近似线性增大趋势。

(3) 模态分析计算了机床前20阶的固有频率值,计算结果表明,机床初阶固有频率值为39.813Hz。可见,机床初阶固有频率值较高,机床动态特性较好。

(4) 机床整机谐响应分析表明:机床在实际加工时,应尽量避免40~50Hz频率范围,如通过对机床转速与刀具齿数的有效配合,提高加工零件的表面质量和加工过程的稳定性。

参考文献

- [1] 张波,陈天宁,虎恩典,等. 数控车床分体式床身结合面参数优化识别及其动态特性分析[J]. 现代制造工程,2004(6):91-93.
ZHANG Bo, CHEN Tianning, HU Endian, et al. Parameters recognition & dynamic analysis for jointing surface between separable structures of a CNC lathe bed[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2004(6):91-93.
- [2] 彭文,倪向阳. 五坐标龙门加工中心动态特性分析与振动控制[J]. 制造技术与机床,2006(2):61-63.
PENG Wen, NI Xiangyang. Finite element analysis and vibration control of a gantry type five-axis machining center[J]. Manufacturing Technology & Machine tool, 2006(2):61-63.
- [3] 覃文洁,左正兴,刘玉桐,等. 机床整机的动态特性分析[J]. 机械科学与技术,2000,17(10):24-26.
TAN Wenjie, Zuo Zhengxing, LIU Yutong, et al. Analysis of dynamic characteristics of machine tool [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2000, 17(10):24-26.

(责编 冬月)