

回转工作台五轴联动机床有限元结构分析

Finite Element Analysis of Five-Axis Machine Tool Based on Rotary Worktable

中航工业北京航空制造工程研究所 马志涛 李初晔
郑州铁路职业技术学院 索小娟

[摘要] 对回转工作台五轴联动机床建立参数化的二维三维有限元混合网格模型,部件接触面间采用弹性连接单元模拟约束关系,对整机进行静力学、动力学结构计算。通过静力和模态分析找到机床的最低刚度方向,并以此为手段反复对机床结构进行刚度加强,最终使机床的静态变形和模态频率满足零件的加工精度要求。

关键词: 五轴联动 有限元 参数化 变形 固有频率

[ABSTRACT] The parameterized two-dimensional and three-dimensional finite element mixed mesh models for the five-axis machine tools based on the rotary worktable is established. Constraint relations of assembly contact surface simulated by elastic connection elements. Statics and dynamics structural calculations is carried out by the models. Static and modal analysis is done to find the direction of minimum stiffness of the machine tool, as a means to repeatedly stiffen the machine structure and the final machine tools static deformation and modal frequencies meet the precision machining of parts requirements.

Keywords: Five-axis Finite element Parameter Deformation Natural frequency

航空发动机作为飞机的动力装置,是飞机的“心脏”,按照不同的使用要求应具有安全性、可靠性、绿色、环保、长寿命、易维护等特点,因此航空发动机零件制造对加工设备要求较高,不同材料、不同结构的发动机零件需要的加工设备不同,总体上对加工设备的为高精度、高刚性、高稳定性、多功能和易维护^[1]。随着数字化制造技术、信息化技术的发展,数控加工机床广泛应用于航空制造领域,选择加工航空零件的数控机床设备,首先要考虑加工零件的结构特点、尺寸精度要求和零件材料特性。叶盘、叶片加工设备通常采用五轴联动加工中心,能够在一台五

轴联动加工中心上完成叶片型面和榫头的全部加工任务^[2-3]。回转工作台数控五轴联动机床是用于加工飞机发动机叶片的关键设备,在机床的设计过程中,有必要采用有限元分析技术对机床整体结构进行静态和动态性能计算,保证机床加工叶片的高精度和稳定性。

1 有限元模型建立

根据机床各大件结构情况,采用壳结构(Shell model)和实体结构(Solid model)混合建模方式建立整机的有限元模型,对机床进行结构静力学和动力学计算^[4]。CAE建模过程完全采用ANSYS命令流控制,这样既可以提高计算精度,同时又能采用批处理方式处理多种分析工况,提高工作效率。立柱和底座是由薄板焊接成的结构件,所以在有限元建模时用二维板壳单元建模;主轴头为复杂的铸造结构件,采用三维实体单元处理。为提高计算精度,在需要建立位移协调关系的导轨接触部位的实体部分用六面体单元划分网格,图1为参数化后的立柱壳结构模型与有限元网格。

将立柱、底座、主轴头三独立部件在CAE环境下按照机床装配关系进行组装,立柱与底座、主轴头与立柱之间的结合面采用弹性单元进行连接,滑块和导轨均简化为弹性单元,之间建立位移耦合连接关系,以此方式完成机床整体有限元模型的集成(图2),模拟立柱-底

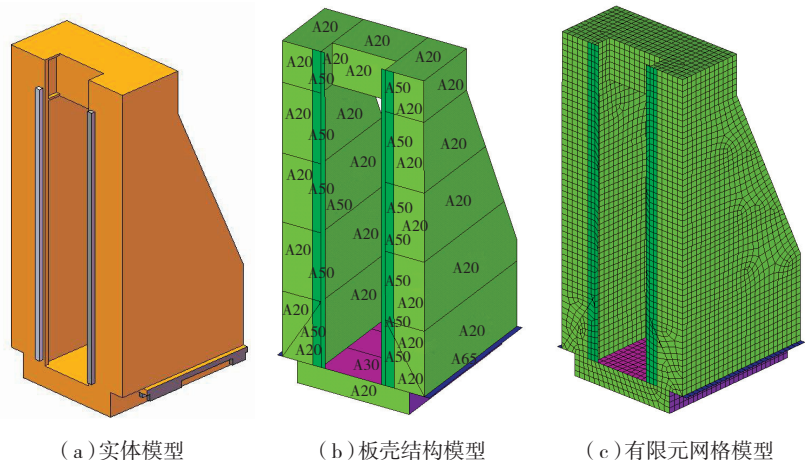


图1 参数化后的立柱壳结构模型及有限元网格

Fig.1 Parameterized column shell structure model and finite element mesh

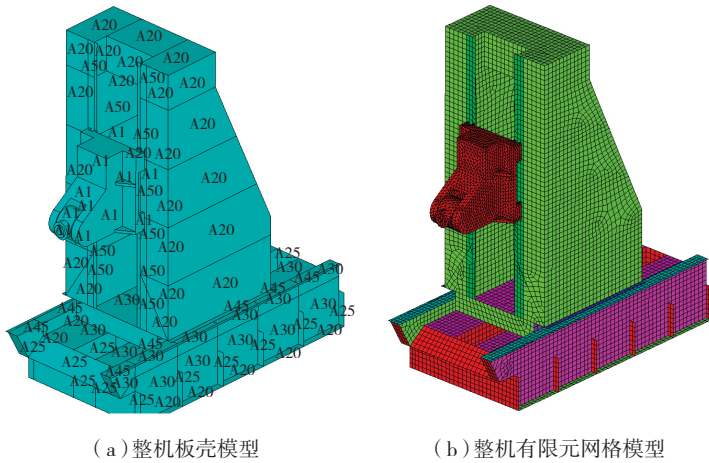


图2 有限元模型装配集成 (图中数字为面的厚度)
Fig.2 Finite element model assembly integration

座、立柱-主轴头之间结合面约束关系,实现作用力的准确传递。

ANSYS 提供 APDL (ANSYS Parametric Design Language) 命令流编程方式编写分析文件,借助 APDL,可实现结构快速建模、参数化批量化有限元计算;并适应结构的变化,通过修改其中的参数,快速生成新的结构,之后进行网格划分、加载、求解,完成结构的再分析,通过综合比较这些方案的分析结果,就能发现结构改进的方向。如立柱参数可分为形状参数和厚度参数,形状参数定义了结构的拓扑外观,厚度参数用来给面单元赋值。图3为通过参数输入建立的3种立柱模型。

2 机床静载荷条件下的性能分析

计算采用4种工况进行,沿X、Y、Z三加工方向分别施加最大推力,定义为工况1、2、3;最后三方向综合施加最大推力,定义为工况4。应用工况1、2、3的计算结果,可计算出机床沿X、Y、Z各加工方向的刚度,由此可判断机床各加工方向的刚性强

弱,以此作为机床性能改进的一种手段,图4为机床X向施力图及变形。

表1的计算数据表明: X/Y/Z 3个加工方向的刚度分别为 $189\text{N}/\mu\text{m}$ 、 $379\text{N}/\mu\text{m}$ 、 $510\text{N}/\mu\text{m}$,可见该机床最低刚度在X坐标方向,最高刚度在Z坐标方向。若要对机床进行刚性加强,首选目标是加强X方向的刚性。

3 机床的模态计算

模态分析的目的是通过计算固有频率和振型对结构设计提供参考,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^[5]。

固有频率与振型代表结构的内在本质特性,

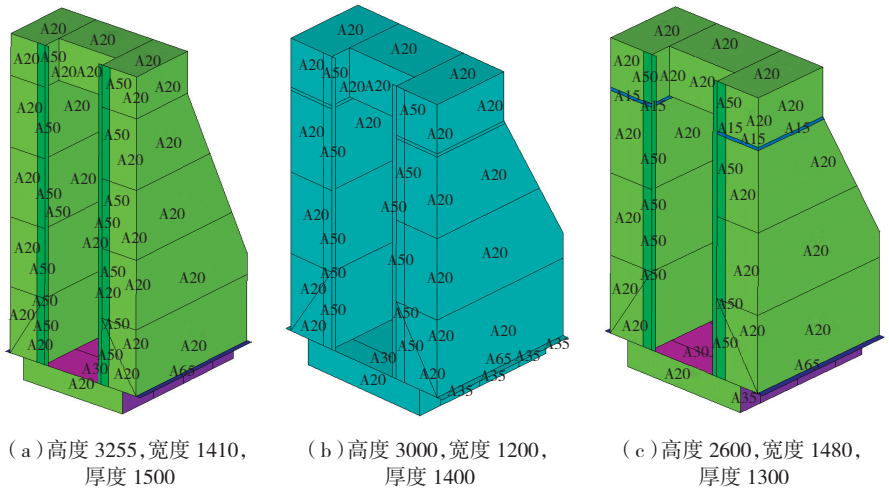


图3 通过参数输入建立的3种立柱模型
Fig.3 Three pillar model established by parameter input

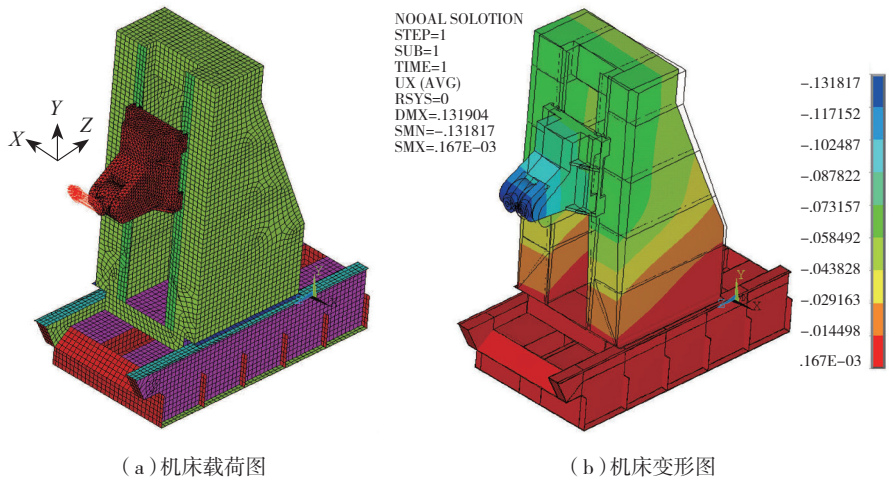


图4 机床X方向施力图及变形
Fig.4 Load force and deformation in X direction of machine tool

表1 静力分析条件下的机床变形及刚度指标计算值

	最大推力			变形 /mm				刚度指标 / ($N \cdot \mu m^{-1}$)
	X力	Y力	Z力	X变形	Y变形	Z变形	综合变形	
工况1	有	-	-	0.132	-	-	0.132	189
工况2	-	有	-	-	0.066	-	0.071	379
工况3	-	-	有	-	-	0.049	0.051	510
工况4	有	有	有	0.132	0.087	0.132	0.170	147

计算结果与边界条件定义有关,与外力无关^[6]。为加快计算速度,一般需要对分析模型进行大量的简化,处理过程需要丰富的分析经验。加工过程中机床部件之间都存在位置间的相对运动,对于某一感兴趣的位置进行静力分析时,通过对运动部件间接触表面施加有限节点的位移耦合建立边界条件来分析,这样做不会影响静力分析结果的准确性,因为静力分析中接触面间的相对滑动只是增加部件间的刚体位移,对变形和应力值没有影响。

根据牛顿运动定律,系统的运动方程为:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (1)$$

式中, M 为质量矩阵, C 为阻尼矩阵, K 为刚度矩阵, $F(t)$ 为节点载荷矢量, x 为位移矢量。

当忽略阻尼影响且载荷矢量为0,得到:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2)$$

即系统的自由振动方程,或动力特性方程。

设通解形式为:

$$x = \phi \sin \omega (t - t_0) \quad (3)$$

其中, ϕ 为 n 阶向量, ω 是对应于向量 ϕ 的振动频率,将式(3)代入系统的自由振动方程,得到系统的广义特征值方程:

$$K\phi - \omega^2 M\phi = 0 \quad (4)$$

求解上式可得到 n 个代表系统固有频率的特征值 $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$,并有:

$$0 \leq \omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_n$$

大型结构即使经过有限元离散也具有很多自由度,但在研究振动系统的动力响应时一般只需要了解少数低阶频率与振型即可。

表2为机床前10阶固有频率,图5是机床前3阶固有频率的振型。通过对各阶振型的分析了解到,该机床前10阶固有频率在41~190Hz范围内,低阶固有频率直接反映了机床刚性薄弱区域,频率值越低则其代表的振型方向的刚性越弱,因此通过模态分析可以提出加强结构刚性的较准确方案。从机床的第一阶振型来看,立柱沿X方向的弯曲刚度最低,这一点与静力条件下的分析结果一致,通过加强立柱左右方向的刚性可提高机床的初阶频率,从而提高机床的动态性能。第一阶振型方向的刚度加强后,原结构的第二阶固有频率可能成为最低阶频率,这一振型方向也成为机床刚性最薄弱区,成为首先需要加强的区域,依次类推,固有频率分析为结构设计提出了明确的加强机床刚性的思路。

表2 回转工作台数控五轴联动机床的前10阶固有频率

频率阶数	频率值 /Hz	频率阶数	频率值 /Hz
1	41.128	6	174.88
2	51.202	7	177.07
3	104.24	8	177.35
4	156.05	9	186.42
5	157.04	10	189.58

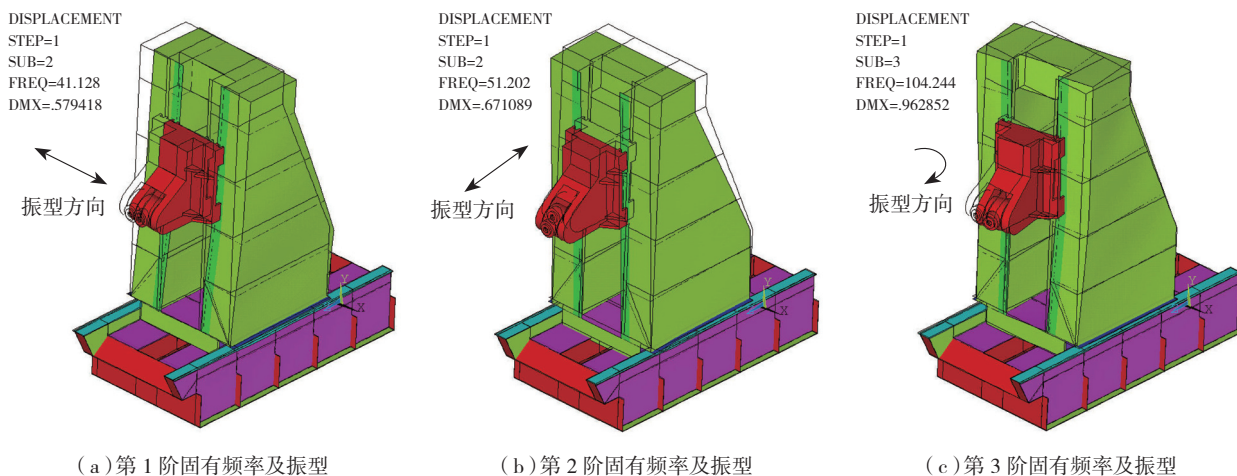


图5 机床的前三阶固有频率及振型

Fig.5 The first three natural frequencies and mode shapes of machine tool

4 主轴系统处于 Y 向不同加工位置对机床性能的影响分析

机床主轴沿高度方向处于不同的加工位置时,机床性能可能有较大差别,如表 3 所示。图 6 为主轴沿 Y 坐标从上往下所处的 3 个加工位置,从静力和动态计算角度分析各加工位置机床性能。

表3 主轴处于不同高度位置时机床性能计算值

主轴位置	频率值 /Hz	变形 /mm	刚度 / (N·μm ⁻¹)
主轴位于立柱顶部	37	0.208	120
主轴位于立柱中部	47	0.132	189
主轴位于立柱底部	57	0.076	329

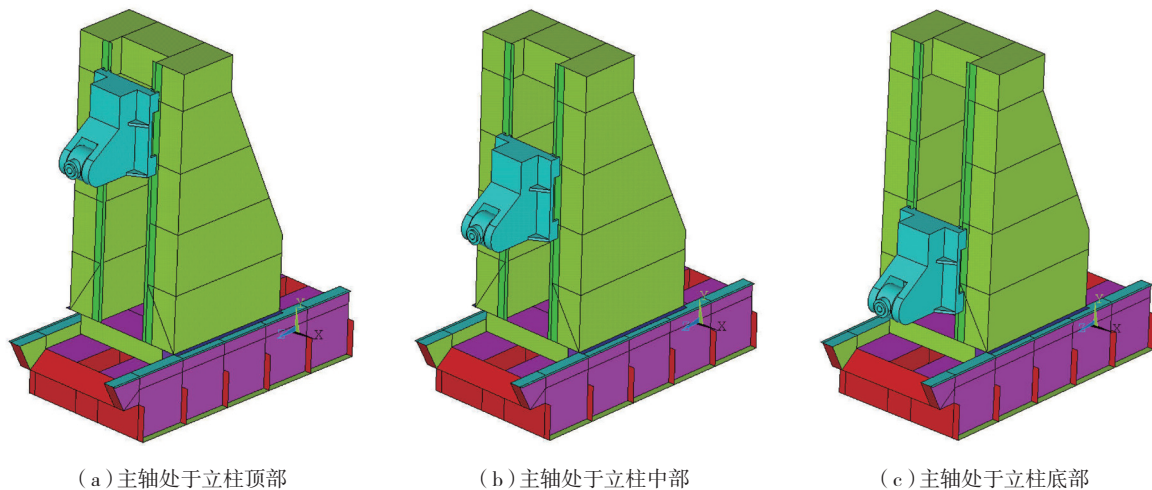


图6 机床主轴所处的3个加工位置
Fig.6 Three different machining positions of spindle

可见,随着机床加工位置的变化,机床性能指标也有很大变化。当主轴在立柱底部加工时,机床动态和静态性能最好,机床刚度是主轴处于顶部时的 3 倍左右,频率值也提高很多。因此当加工叶片时尽量安排在立柱底部进行。

5 结束语

对回转工作台数控五轴联动机床进行有限元分析,过程包括几何模型简化处理、焊接结构零件的板壳结构参数化、结合面约束方式等建立有限元模型关键技术,并对整机进行静力学、动力学结构计算。

(1)静力下的刚度计算数据表明: X、Y、Z 3 个加工方向,最低刚度在 X 坐标方向,数值为 189N/μm;最高

刚度在 Z 坐标方向,数值为 510N/μm。该机床沿 X 方向刚度最低,若要对机床进行刚性方面加强,首选目标是加强该方向的刚性,如可采用加厚立板的方式加强刚性。

(2)模态计算结果表明,机床初阶频率为 41.128Hz,振型沿立柱 X 方向,证明该方向为机床最低刚度方向,该结论与静力下的计算结果完全一致。因此模态分析结果对提高机床的动态、静态刚度均可提供有益参考。

(3)为研究主轴头运动对机床性能的影响,分别计算了主轴头位于立柱顶部、中部、底部 3 个位置时,自重下机床的变形规律。研究表明,主轴头位于顶部时机床变形最大、刚度最低、初阶固有频率最低。可见,随着机床加工位置的变化,机床性能指标也有很大变化。当主轴在立柱底部加工时,机床动态和静态性能最好,机床刚度是主轴处于顶部时的 3 倍左右,频率值也提高很多。

参考文献

- [1] 张根保,王时龙,徐宗俊. 先进制造技术. 重庆:重庆大学出版社,1996.
- [2] 过崇伟. 航空航天技术概论. 北京:京航空航天大学出版社,1993.
- [3] 魏志强,王先奎,杨志刚. 高速加工机床及其关键技术. 制造技术与机床,1998(1):5-8.
- [4] 覃文洁,左正兴,刘玉桐,等. 机床整机的动态特性分析. 机械设计,2000(10):24-26.
- [5] 张波,陈天宇,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. 现代制造工程,2004(6):91-93.
- [6] 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. 制造技术与机床,2006(2):61-63.

(责编 夏宛)