# 有限元分析在HTM125600车铣中心床身设计中的应用

沈阳机床股份有限公司　（辽宁　110142）　王力斌

床身是机床的重要部件，其刚度好坏直接影响机床的精度。本文采用有限元分析的方法，运用ANSYS软件对床身模拟实际载荷情况进行了较精准的建模仿真，对床身受力的薄弱环节进行识别，进行振动特性分析，从而在设计时合理地进行筋型布置和承重壁厚的选取。

## 1. 机床整体布局

机床采用双主轴箱、单立柱双刀架布局形式，立柱带动两套进给机构侧挂于床身上，左、右主轴箱布置在床身的左、右两侧，机床可承重30t，这样对床身刚度具有更高的要求。

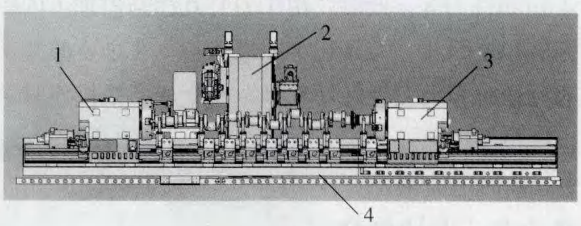


图1　HTM125600整机结构布局

1.左主轴箱　2.单立柱　3.右主轴箱　4.床身

## 2. HTM125600床身有限元模态分析

为了更真实、准确、有效地对床身进行仿真设计分析，首先采用有限元进行三维建模。根据各部件的自重及切削状态对整机的受力分析，对床身受力部位的受力情况进行加载约束。

（1）床身模型静力分析　根据床身在承受各个部件以及自身重力作用时，对静力进行分析，右主轴箱处的最大变形量为25.5μm，左主轴箱处的最大变形量大约为20.0μm；其中主要是加工敏感方向的变形，最大变形量为25.3μm；切深方向的最大变形量为13.7μm；进给方向的变形量很小。

（2）单元类型的选择与网格划分　本模型选用SOLID45三维实体结构单元对床身主体进行网格划分，每个约束部位都用一个阻尼单元COMBIN14来模拟。选定单元后，对模型进行网格划分并加载，得到如图2所示的有限元网格模型。该模型共有186 847个单元、211 298个节点。

图2　床身模态分析三维有限元模型

（3）模态分析　采用Subspace模态提取法，经ANSYS运行计算后，得到如图3～图5所示的前三阶振型图。

通过模态分析得出床身的前壁部位是设计的薄弱环节，可以通过改进床身结构来提高其振动特性。

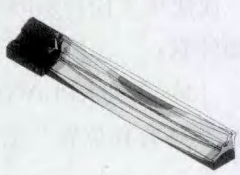

图3　一阶模态

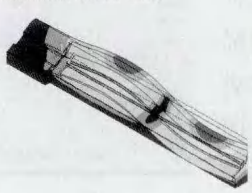

图4　二阶模态

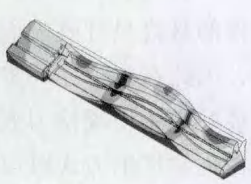

图5　三阶模态

由模态分析图可得到主轴各阶固有频率和振型，如附表所示。

主轴各阶固有频率和振型表

| 阶次 | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| 频率/Hz | 193.3 | 220.5 | 261.8 |
| 振型 | 一次弯曲 | 一次扭转 | 二次扭转 |

### 3. 采用有限元分析进行改进方案设计

由静力分析结果可知，床身前壁部位为床身静刚度的薄弱环节，通过改进筋板结构可以提高床身静刚度。

（1）改变筋板厚度及窗口尺寸　将筋板厚度由原来的30mm变为50mm，底面各窗口横向尺寸减少20mm，变形结果如图6所示。

在同样载荷约束的作用下对比分析结果，床身的最大变形量由原来的25.5μm减少为19.0μm；床身承受各部件重力时的静刚度提高了25.5%。

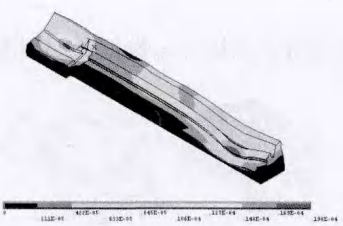

图6　改变筋板厚度及窗口尺寸后的变形结果

（2）改变筋板间隔距离　将筋板距离由原来的590mm减少到500mm，考察床身的变形情况，变形结果如图7所示。

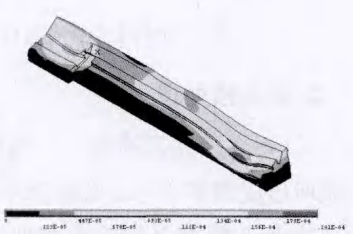

图7　改变筋板间隔距离后的变形结果

在同样载荷约束的作用下对比分析结果，床身的最大变量由原来的25.5μm减少为20.1μm；床身承受各部件重力时的静刚度提高了21.2%。

（3）减小隔板窗口尺寸　在同样载荷约束的作用下对比分析结果，床身右主轴箱处变形由原来的25.5μm降低到大约15μm。

（4）增加床头竖向筋板　在同样载荷约束的作用下对比分析结果，左主轴箱处变形由原来的18.9μm降低到大约12μm，如图8、图9所示。

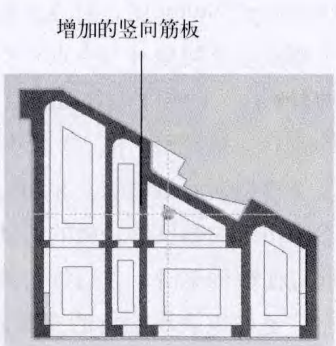


图8　改进后的模型

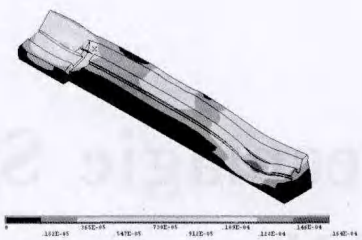

图9　增加床头竖向筋板后的变形结果

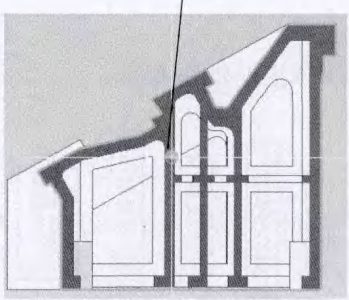


图10　改进后的模型

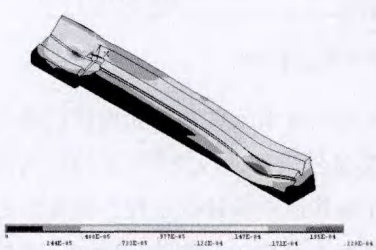

图11　增加床身竖向筋板后的变形结果

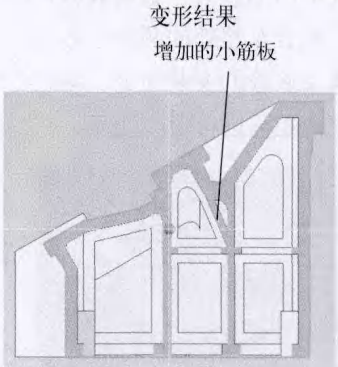


图12　改进后的模型

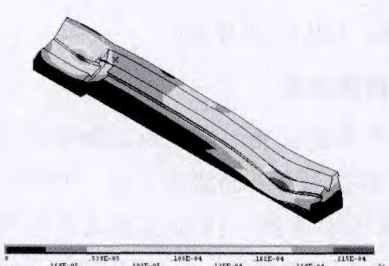

图13　增加床身竖向筋板后的变形结果

（5）增加床身竖向筋板　在同样载荷约束的作用下对比分析结果，右主轴箱处最大变形由原来的25.5μm降低到大约22.0μm。如图10、图11所示。

（6）增加床身竖向小筋板　在同样载荷约束的作用下对比分析结果，右主轴箱处最大变形由原来的25.5μm降低到大约24.2μm。如图12、图13所示。

### 3. 结语

从六种改进方案来看，提高床身静刚度最可行的方法是尽可能减小隔板开窗尺寸和增加床头竖向筋板；其他方案作用并不是很明显，而且会破坏其工艺性，增加床身的重量。**MW**

（收稿日期：20120212）