

机床床身结构的综合分析与优化

■ 中捷机床有限公司 (辽宁沈阳 110142) 贺鑫元

摘要: 床身作为机床重要结构件, 静刚度和动态特性对机床性能具有显著影响。本文以龙门机床床身为研究对象, 借助有限元分析方法, 从多角度定量分析了铸件特征(筋腔布局、尺寸、壁厚和清砂孔等)对铸件整体刚度及动态特性的影响。并以分析结果为指导, 对床身结构进行了优化。为后续设计工作提供了有力的理论依据。

床身作为机床主要结构件, 在工作过程中承受多种静载、动载作用; 并通过地脚装置与厂房基础相联接。受力状况复杂, 对刚性及动态特性要求高。因此, 在设计过程中, 对床身部件进行结构及动态特性分析是必要的。

本文从静力结构及模态两方面入手, 借助ANSYS有限元分析软件对床身部件的静刚度、固有频率及振型等参数进行分析计算。并进一步讨论筋腔形式、尺寸、铸件壁厚及清砂孔尺寸等典型铸件特征参数对床身特性的影响。最终确定床身结构布局。

1. 床身建模及静力学分析

机床工作过程中, 床身及工作台的自重、被切削工件的质量产生的作用力, 由于方向恒定, 大小基本不变, 可以视作静载荷。静力学分析的目的是考量指标床身在特定载荷约束条件下的最大变形量。变形量直接反应床身静刚度大小。

对床身静刚度影响最大的因素是床身铸件内部筋腔布局, 包括筋腔尺寸及筋腔形式两方面。对于龙门机床来说, 常用的筋腔形式有方格筋、米字筋及蜂窝筋等, 如图1所示。

根据已有设计经验, 在筋腔尺寸相同的前提下, 蜂窝筋及米字筋布局的床身静刚度要优于方格筋。但是, 相同尺寸下, 米字筋及蜂窝筋布局的床身质量也明显高于方格筋床身, 铸件成本随之显著增加。因此, 单纯以筋腔尺寸作为限制条件来衡量不同形式筋腔布局的刚性优劣是不客观的。本

文中采用以床身铸件总质量作为限制条件, 分别采用三种筋腔布局方案设计了三种床身, 在材质、载荷和约束均相同的条件下先比较三种床身的静刚度。

(1) 需求分析及建模。选取GMC2040r2型五面式龙门加工中心的床身作为分析对象。该型号机床属于中重型数控机床, 应用广泛。床身部件设计总长8 460mm, 上表面布置四条直线导轨用以承载工作台及被加工工件质量。工作台设计质量7t, 设计最大承载工件质量20t。同时规定: 床身质量不超过11t, 材质为HT300。分别采用方格筋、米字筋及蜂窝筋三种方案设计铸件内部结构, 并对螺纹孔、倒角圆角等细微特征进行适当简化后, 得到三组床身模型, 外形及内部结构如图2所示。

其中, (b) 为方格筋布局, 床身模型评估质量10.67t; (c) 为米字筋布局, 床身模型评估质量10.86t; (d) 蜂窝筋布局, 床身模型评估质量10.80t。三种模型质量偏差1.78%, 且均不超过11t质量限制。

(2) 静力学分析。静力学分析借助ANSYS Workbench有限元分析软件进行。作为一款多物理场分析软件, ANSYS Workbench提供了完善的CAD软

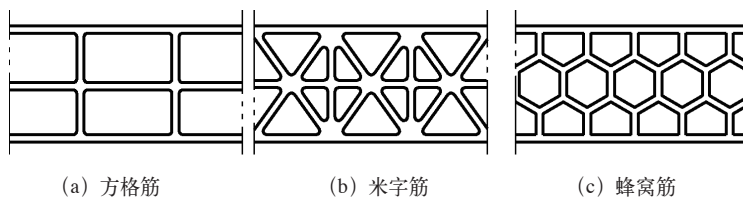


图1 常用筋腔布局

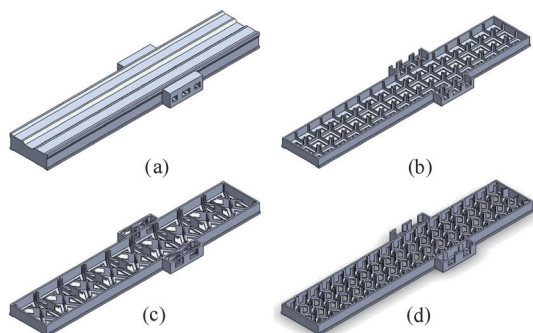


图2 龙门框架结构简图

件接口，支持目前绝大多数3D设计软件数据的无缝导入及实时更新。配合模块化组态功能及数据共享功能，使得设计人员能够轻松搭建一套完善的CAD/CAE设计平台。实现产品设计（Design）+分析（Analysis）+修改（Correction）这一迭代流程。在工程实际应用中具有显著意义。

工况分析及前处理。如前文所述，床身材质为HT300，力学性能如表1所示。

三种床身模型均按照以下规则施加载荷及边界条件：加工工件最大质量及工作台质量之和为27t，作用在四条直线导轨与滑块接触位置。按照滑块尺寸切分导轨面，将27t总质量转化为均布载荷（Pressure）施加在导轨作用面上。经过计算，均布载荷大小为3MPa；由于在机床使用过程中，工作台停留在床身中部区间的时间占比最长，因此均布载荷按照线轨滑块布局尺寸施加在床身中部位置。并在床身上施加标准重力载荷（Standard Earth Gravity）。在地脚孔位置施加完全固定约束（Fixed Support），床身与立柱联接界面上施加无摩擦支撑约束（Frictionless Support）。

网格划分采用四面体单元，并在关键位置（线轨面、地脚孔等位置）进行细化（Refinement），如图3所示。

后处理及结果分析。机床中的力学问题绝大多数都可以归结为刚度问题。因此对三种模型的分析结果采用床身总变形量（Total Deformation）作为衡量指标。经求解器计算后，得到三种床身的总变形量云图，如图4所示。

其中，（a）、（b）和（c）分别对应方格筋、米字筋及蜂窝筋布局的床身。三者最大变形量分别为 $6.95 \times 10^{-5} \text{m}$ 、 $9.06 \times 10^{-5} \text{m}$ 和 $6.26 \times 10^{-5} \text{m}$ ，方格筋和

蜂窝筋占优；同时，观察图中大变形区域面积，可以发现方格筋布局床身的大变形区域明显多于米字筋及蜂窝筋床身。可见，在质量限制相同的前提下，考虑床身的静刚度，蜂窝筋是最优布局方案。因此后续床身的动态特性分析针对蜂窝筋布局方案展开。

2. 动态特性分析

（1）机床中的振动问题及振动理论基础。机床在工作过程中，会受到来自内部和外部的交变载荷（即激振力），使机床产生受迫振动。当激振力的频率与机床固有频率接近时，机床将发生“共振”现象，严重影响工件加工质量。因此，在设计过程中进行动态特性分析，评估主要结构件的固有频率及主振

表1 HT300力学性能

牌号	密度 ρ (kg/m ³)	弹性模量E (GPa)	泊松比 ν
HT300	7.35×10^3	125	0.25

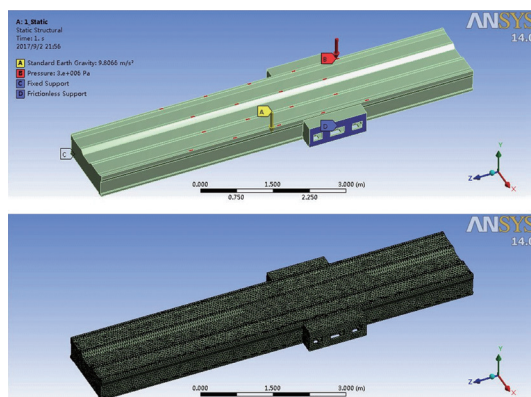


图3 载荷、边界条件及网格划分

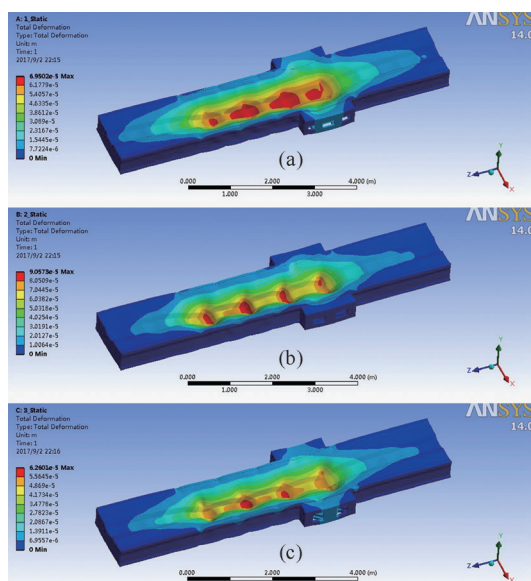


图4 总变形量云图

型是十分必要的。

机床中的结构件可以简化为一个多自由度系统。多自由度系统的固有频率和主振型是通过解系统的无阻尼自由振动方程得到的。多自由度系统无阻尼自由振动的动力学方程为

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{0\} \quad (1)$$

式中, $[m]$ 是系统的质量矩阵; $[k]$ 是系统的刚度矩阵; $\{x\}$ 是系统的位移向量; $\{\ddot{x}\}$ 是系统的加速度向量。

设该方程的解向量为

$$\{x\} = \{A\}e^{i\omega_n t} \quad (2)$$

式中, $\{A\}$ 为系统自由振动时的振幅向量, 将式(2)代入(1)中, 得

$$\{x\} = \{A\}e^{i\omega_n t} \quad (3)$$

要得到式(3)的非零解, $\{A\}$ 的行列式必须为零, 即

$$[k] - \omega_n^2[m]\{A\} = \{0\} \quad (4)$$

式(4)称为系统的特征方程, 求解可得到一个 ω_n 的列向量, 将数值按大小顺序排列: $\omega_{n1} \leq \omega_{n2} \leq \omega_{n3} \leq \dots \leq \omega_{nn}$, 称为系统的 n 阶固有角频率。将任一 ω_n 代入式(4), 都可解得一个非零向量 $\{A^{(n)}\}$, 它描述系统振动位移的一种形态, 称为 n 阶固有频率下的主振型, 它只与系统自身参数有关, 与外部载荷等其他条件无关。

模态分析的目的就是在零件设计阶段研究固有频率及主振型, 改进结构使系统固有频率避开主要

工作区间。式(4)中, n 为系统的自由度数, 即系统固有频率及主振型数量与自由度数量是一一对应的。对于机床应用领域, 由于激振力的频率一般不高, 只有最低几阶固有频率才有可能与激振频率重合。因此只需对最低几阶模态进行研究。

(2) 床身模态分析。依据前文静力学分析比较, 对蜂窝筋布局床身进行模态分析。提取前六阶固有频率及振型数据(见表2), 振型云图详见图5。

从计算结果可知, 床身最低阶固有频率为206.6Hz, 除第五阶振型外, 振动变形均表现为床身沿高度方向起伏; 第五阶振型表现为床身水平及竖直方向复合扭摆。

(3) 床身结构优化及改进。已有研究结果表明: 铸件清砂孔形状及大小、铸件壁厚和筋腔尺寸对铸造件的固有频率及振型具有显著影响。由于本文对床身铸件质量提出了严格限制(不超过11t), 而修改铸件壁厚及筋腔大小会显著影响床身铸件总质量, 因此选择了改变清砂孔形状这一方式来优化床身结构, 提高低阶固有频率。

表2 床身前六阶固有频率及最大变形量

阶数n	固有频率 (Hz)	最大变形量 (m)
1	202.60	3.42×10^{-2}
2	211.96	3.93×10^{-2}
3	224.04	3.21×10^{-2}
4	242.49	2.73×10^{-2}
5	269.41	2.67×10^{-2}
6	271.46	3.28×10^{-2}

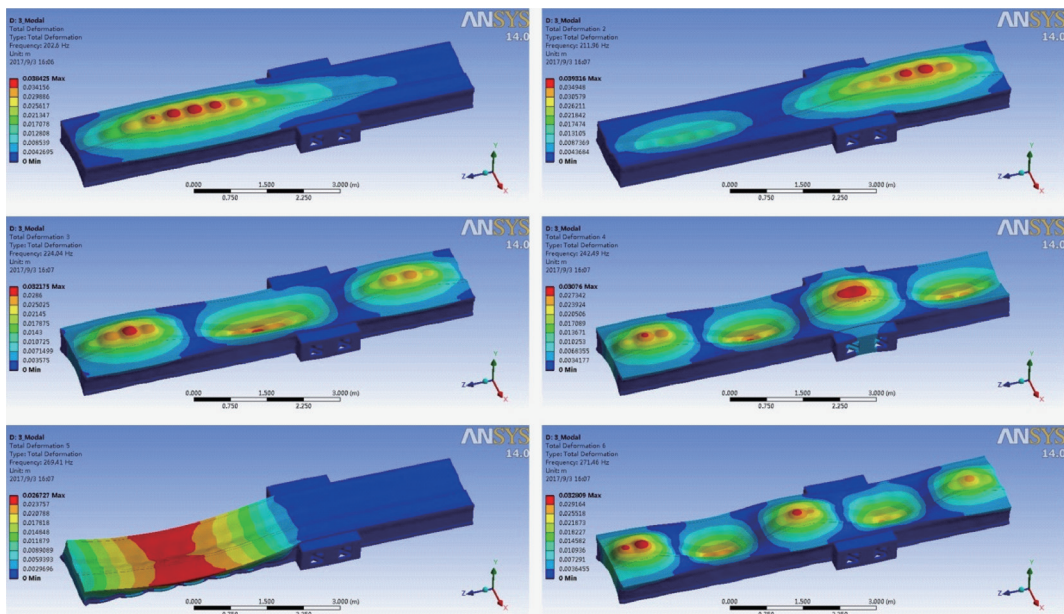


图5 主振型云图

在保证铸件质量不超出限制范围的前提下，提出了两种优化方案：①在原有矩形清砂孔基础上增加大圆角，将清砂孔改为U形（见图6a），铸件评估质量为10.78t。②将清砂孔改为圆形（见图6b），铸件评估质量为10.98t。

将模型导入ANSYS进行分析计算，得到两种改进方案的前六阶模态参数，如表3所示，振型云图（取前4阶）如图7和图8所示。与原方案对比可以发现，两种改进方案的低阶固有频率均得到显著提高，而圆形清砂孔方案的改进效果更优。而改进方案的主振型未发生明显改变。综上选择圆形清砂孔

表3 三种方案的模态参数

优化方案阶数	U形清砂孔		圆形清砂孔	
	固有频率 (Hz)	最大变形量 (m)	固有频率 (Hz)	最大变形量 (m)
1	214.20	3.85×10^{-2}	242.11	3.69×10^{-2}
2	223.59	3.88×10^{-2}	250.17	3.54×10^{-2}
3	236.30	3.18×10^{-2}	264.51	3.45×10^{-2}
4	254.97	3.02×10^{-2}	282.77	3.22×10^{-2}
5	282.68	2.67×10^{-2}	312.54	2.60×10^{-2}
6	285.59	3.31×10^{-2}	317.19	3.71×10^{-2}

优化方案。

3. 结语

借助ANSYS Workbench分析软件，从结构静力学及动力学两方面入手，对龙门机床床身的筋腔形式、清砂孔等特征进行定量分析。经过综合比较，得出最优布局方案。为后续设计工作提供理论依据。

参考文献：

[1] 文怀兴，夏田．数控机床系统设计[M]．北京：化学工业出版社，2011。
[2] 张义民．机械振动[M]．北京：清华大学出版社，2007。

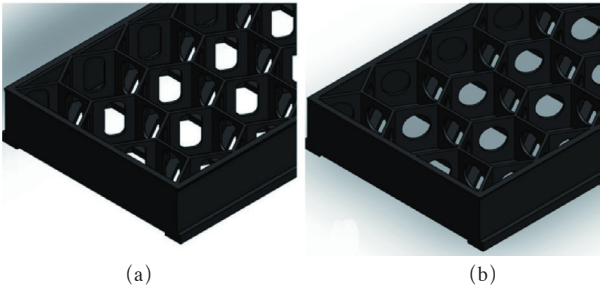


图6 清砂孔改进方案

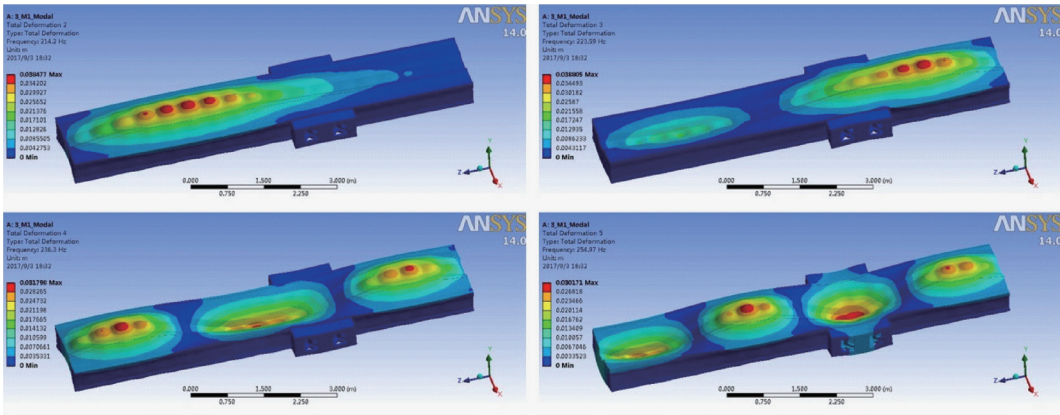


图7 U形清砂孔振型云图

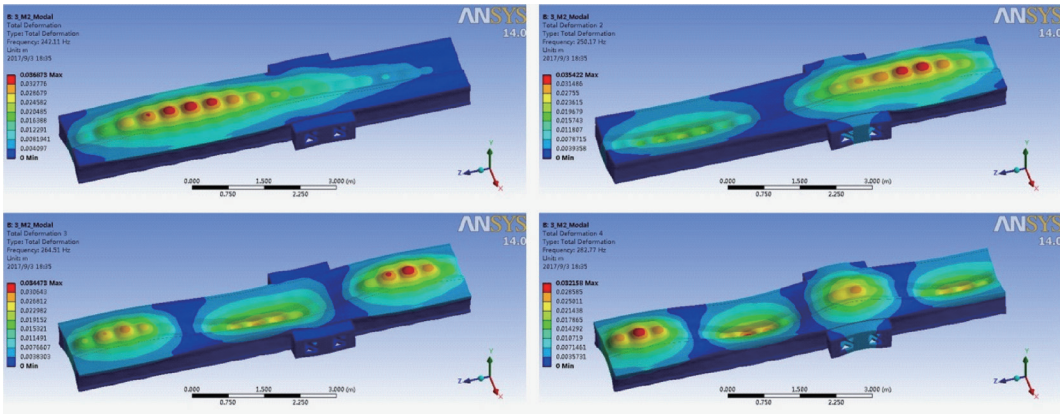


图8 圆形清砂孔振型云图

MW (收稿日期：20171125)