

机床整机系统振动特性分析

沈阳机床(集团)有限责任公司 (辽宁 110142) 赵峰 艾爽 刘阔 肖真诗

机床作为生产的重要工具和设备,其加工性能与其动态性能紧密相关,并将直接影响所加工零件的精度。随着现代设计方法的广泛运用,对机床进行动态特性分析,用动态设计取代静态设计已成为机床设计发展的必然趋势。

1. 模态分析的基本理论

振动现象是机械结构经常需要面对的问题之一,由于振动会造成结构的共振或疲劳,从而破坏结构,所以必须通过模态分析了解模型的各阶固有频率和振型,避免在实际工况中因共振因素造成结构的损坏。

对于一般的带有粘型阻尼的多自由度系统,在外力作用下运动方程的形式为

$$[M]\{x(t)''\}+[C]\{x(t)'\}+[K]\{x(t)\}=\{P\} \quad (1)$$

式中, $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{x(t)\}$ 为位移矢量; $\{P\}$ 为外力列阵,其各分量可以是随时间变化的任意函数。

当不存在外力并且忽略其结构阻尼对固有频率和振型的影响时,上式则变成系统的自由振动方程式,即

$$[M]\{x(t)''\}+[K]\{x(t)\}=0 \quad (2)$$

解此自由振动方程,即可得到系统的固有频率与主振型

$$\{x(t)\}=\{X\}\sin(\omega t+\theta)$$

$$\{x(t)''\}=-\omega^2\{X\}\sin(\omega t+\theta) \quad (3)$$

式中, $\{X\}$ 为位移幅值向量。

将式(3)代入式(2),得

$$([K]-\omega^2[M])\{X\}=0 \quad (4)$$

这是一组耦合的方程组。为了解耦,引入模态坐标,令 $\{X\}=[\phi]\{q\}$, 其中 $[\phi]$ 为振型矩阵, $\{q\}$ 为

模态坐标,代入式(4)有

$$([K]-\omega^2[M])[\phi]\{q\}=0 \quad (5)$$

根据振型矩阵对于质量、刚度矩阵的正交性关系(将质量和刚度矩阵对角化),则有

$$[\phi]^T[M][\phi]=\begin{bmatrix} m_1 & & \\ & \ddots & \\ & & m_i & \\ & & & \ddots \\ & & & & m_N \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[\phi]^T[K][\phi]=\begin{bmatrix} k_1 & & \\ & \ddots & \\ & & k_i & \\ & & & \ddots \\ & & & & k_N \end{bmatrix}$$

则对式(5)前乘 $[\phi]^T$ 得

$$([K_i]-\omega^2[M_i])\{q\}=0 \quad (7)$$

这样,相互耦合的 N 自由度系统的方程组经正交变换,成为在模态坐标下相互独立的 N 自由度系统的方程组,解耦后的第 i 个方程为

$$(K_i-\omega_i^2 M_i)q_i=0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, N) \quad (8)$$

$$\omega_i=(K_i/M_i)^{1/2} \quad (9)$$

可知, ω_i 为模态固有频率, N 自由度系统有 N 个固有频率。

将 ω_i 依次代入式(4)得

$$([K]-\omega_i^2[M])\{X_i\}=0 \quad (10)$$

由此求出 N 个主振型向量 $\{X_1\}, \{X_2\}, \dots, \{X_N\}$ 。

2. 有限元模态分析计算

在动态特性分析中,整机振动能量主要集中在

低阶模态, 这里就主要针对模态的前几阶来进行分析, 只要得到这些主要振动模态的信息就可以足够准确地表达机床的动态特性。

(1) 有限元模型建立 本文利用了大型通用建模软件CAD建立了整机的实体模型, 利用CAD与ANSYS/Workbench软件的模型兼容功能, 把CAD模型转换成“*.x_t”格式导入CAE中, 其有限元模型如图1所示。然后对整机进行了网格划分, 在Workbench软件中只能用实体单元对其进行单元划分, 划网后有限元模型如图2所示。

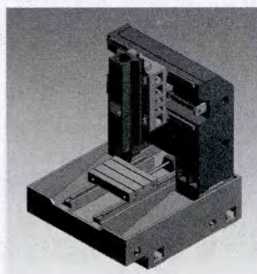


图1 整机模型

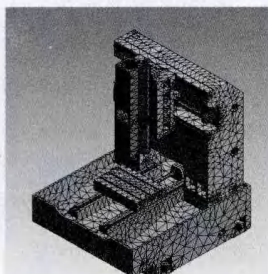


图2 有限元网格划分模型

(2) 有限元模型中结合面的处理 结合面对机床动态特性的影响非常明显。根据统计, 机床上出现振动问题有60%以上是源自结合面。对于机床类由刚性零件组成的结构, 其总阻尼值的90%以上来源于结合部的阻尼。结合部在有限元建模过程中, 把垫片加入到导轨滑块法向和切向之间, 用以模拟其结合面刚度, 这种模拟方法相对于弹簧刚度及阻尼方法提高了建模精度, 也体现出结合部单元各个自由度之间的耦合作用, 如图3所示。

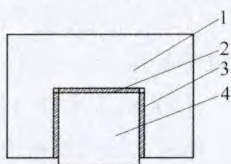


图3 导轨滑块简化计算模型

1.滑块 2.法向刚度垫片
3.切向刚度垫片 4.导轨

查询《导轨滑块综合样本手册》刚度值数据, 确定每组导轨与滑块之间的法向和切向的刚度值范围。由于刚度和弹性模量是成正比关系, 继而可以在有限元分析过程中, 通过调整导轨与滑块之间垫片的材料属性, 即法向和切向垫片的弹性模量, 来修改其结合面的刚度值大小。把样本中给出的刚度值范围上下限分别代入到有限元模型中去, 发现在该范围内模态计算结果差距不大, 即固有频率相差2%~5%, 振型基本一致, 所以导轨滑块的刚度值

在此区间内取值, 不会对结果造成很大影响。

(3) 有限元模态计算 利用ANSYS中的模态计算功能, 对整机的模态频率进行提取, 分析中采用了Block Lanczos法, 分析频带为0~100Hz。共提取了4阶模态参数, 模态频率的提取结果为一阶24.3Hz、二阶29.5Hz、三阶57.8Hz、四阶65.1Hz, 其相应的整机模态振型如图4所示。

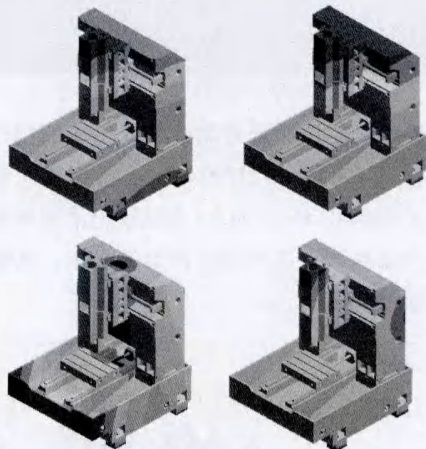


图4 机床整机有限元计算结果的前四阶模态振型

3. 机床模态试验

本次试验是与比利时LMS公司中国区技术支持工程师共同合作完成, 针对0540d立式加工中心进行模态试验, 确定该机床的结构动力学参数, 如图5所示。同时, 此次试验采用了LMS提供的测试设备及相应的分析软件, 如LMS SC310前端、LMS Test Lab 9B

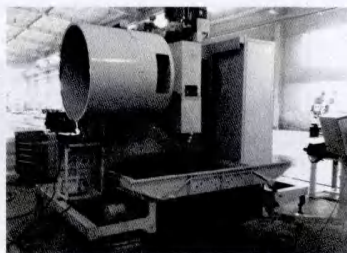


图5 0540d立式加工中心模态测试

模态测试分析软件、PCB 333B30单向加速度计、激振器及功率放大器(3台)、PCB 086D20模态力锤。

试验步骤和过程如下:

(1) 整机固有频率测试采用锤击法 使用力锤和三方向加速度传感器, 通过多次锤击, 测得机床整机的固有频率为一阶21Hz、二阶28Hz、三阶54Hz、四阶70Hz。

(2) 整机模态振型测试采用三组激振器和功率放大器 分别沿着x、y、z方向对机床不同位置

进行激励,组成多点激励多点响应的激励系统来获取整机振型,如图6所示。

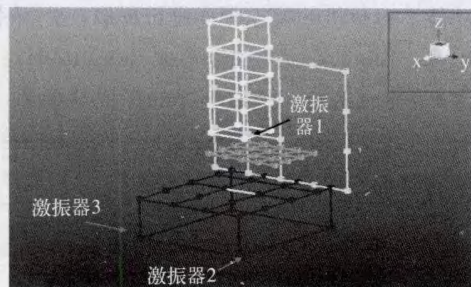
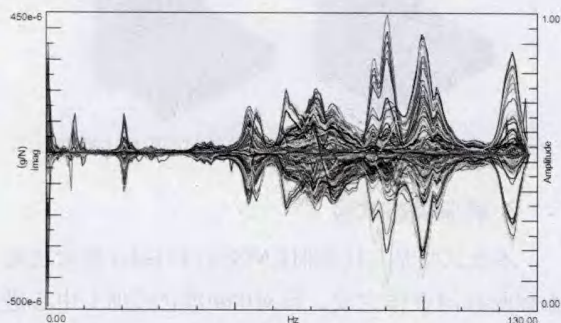
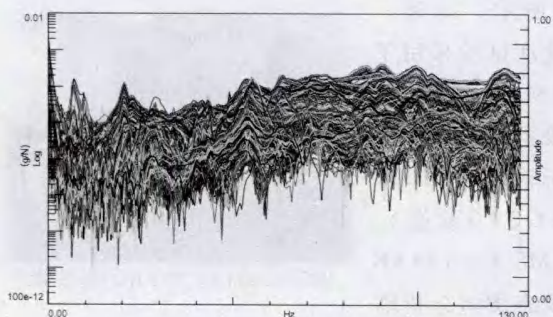


图6 0540d立式加工中心模态测试

测得整机的传递函数测试结果,下面用虚频图及幅频图举例,如图7所示。在辨识模态极点过程中,采用LMS Poly MAX方法获得清晰准确的模态图,能够精准地进行模态参数的辨识,其整机各阶模态振型如图8所示。



(a) 全部传递函数的虚频图



(b) 全部传递函数的幅频图

图 7

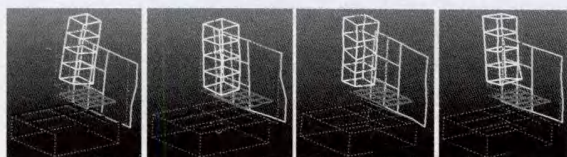


图8 机床整机测试结果的前四阶模态振型

4. 模态试验结果与有限元分析对比

对结构进行振动模态分析目前采用最多的是试

验和有限元计算相结合的方式,这里把研发设计过程中有限元模型的模态计算数据与生产装配完成后的模态试验数据作对比验证,如附表所示。

整机测试值与有限元值误差比较表

固有频率	有限元计算值/Hz	试验测试值/Hz	误差 (%)	振型描述
一阶	24.3	21	15.7	立柱及滑枕沿x方向摆动
二阶	29.5	28	5.4	立柱及滑枕沿y方向摆动
三阶	57.8	54	7	整体沿z轴扭摆
四阶	65.1	70	7	滑枕沿y轴扭摆

该模型频率误差小于16%,试验采集和有限元计算的前四阶模态振型一致,具有一定的理论和工程价值,可以对新研发的产品进行动态特性预估,利于排振和振动监测,同时具有工程推广意义。

有限元计算结果与实验结果有差异的原因如下:

(1) 约束条件存在误差 在有限元计算中,把地脚垫铁与床身连成一体,垫铁底面与地面完全约束。在测试工况下,机床与地脚垫铁完全是靠其自重来约束的,并且地脚垫铁与地面之间没有打地基来固定约束。这样看来,垫铁与床身和地面之间都存在着结合面的关系,而且接触不完全,则地脚垫铁作为边界条件,其实际接触刚度可能大大低于模型刚度的情况,而计算时考虑的是理想的全约束状态,这两种状态的差异可能造成计算值与试验值的偏差。

(2) 结构因素 机床实体模型的结构简化,不可避免要产生一些误差。

(3) 机床本身可能存在非线性因素 在计算时,假定其为线性系统进行线性求解,必然造成一些误差;同时,有限元方法本身也产生离散误差。

(4) 在一定频率范围内,理论分析的固有频率数要多于测试结果 这主要是由于试验时,为了识别整机的主要固有频率,只将传感器置于刚度较大的部位,而不可能布置太多测点,因而略去了一些次要模态。

5. 结语

用有限元分析法得到的计算结果与试验值比较相差较小,即可以用有限元模态分析方法对机床整机动态特性做初步的预估,为机床的设计、校核和分析提供了一种新的方法。**MW**

(收稿日期:20120122)