

电火花机床主轴头的模态分析与减振设计^{*}

王 民， 牛焕焕， 高相胜， 王敏达
(北京工业大学先进制造技术北京市重点实验室 北京,100124)

摘要 针对某机床厂生产的 SH50 电火花机床在实际工作中主轴头振动较大的问题,通过实验测试和有限元仿真相结合的方法,分析了主轴头的模态特性,并通过测试主轴头的工作振型(operating deflection shapes,简称 ODS),找出了主轴头实际工作中的薄弱环节。理论模态、实验模态和 ODS 三种结果相互印证,增加了有限元模型的可信度,并以此模型为基础对主轴头进行了减振设计。模态实验中改进了传统模态实验依靠经验选取测点或均匀布点时,对经验高度依赖且实验效率较低的弊端,采用有效独立法和模态置信度(modal assurance criterion,简称 MAC)矩阵相结合的方法,实验前先进行测点优化,然后根据优化结果布置传感器和力锤位置,提高了模态实验的精度和效率。结果显示,在主轴头结构上增加一个背板,能够提高主轴头频率,远离工作频率的共振范围,起到减振的目的。

关键词 机床;模态分析;测点优化;ODS 分析;减振设计
中图分类号 TH113; TG502

引 言

随着模具加工的不断发展和难加工、高性能材料的不断出现,制造行业对机床综合性能的要求不断提高。电火花加工凭借其切削加工力小、加工精度较高、能够实现对超硬材料及复杂零件加工的特点,越来越受到国内外制造领域人士的广泛关注。电火花加工是一个动态过程,加工过程中的振动对工件的表面质量、加工效率、稳定性及工具电极的使用寿命等都有很大影响。因此有必要对电火花机床的动态特性进行研究,以期能够提高机床的综合性能,改善其加工精度和效率^[1]。

机械结构的动态特性包括模态、阻尼、动刚度等,通过对机床进行模态测试可以获得机床的动态参数。为了快速获得准确的模态参数,激励点和响应点的选取至关重要^[2]。目前大多数数控机床模态实验的激励点选择主要依靠工程经验,这不仅会延长模态实验的预实验时间,而且激励点的位置选择具有很大的随意性,若工程经验不足往往会漏掉某些重要模态。数控机床模态实验中响应测点布置方法主要采取均匀布点,均匀布点的缺点是需要大量的测试传感器,实验成本高。响应测点间的间距又需要很强的工程经验来确定,测点间距过大会影响结构的振型的判断;测点间距过密会增加模态实验

时间和实验成本。
Kammer^[3]提出可以用有效独立法来确定一组不依赖于经验的最佳响应自由度。根据每个候选响应点对模态向量矩阵的秩的贡献,逐步删除贡献最小的自由度,直到剩下想要数量的自由度。陈锋等^[4]基于 MAC 矩阵,采用逐步累积法对空间桥梁载荷识别中的测点位置和数量进行了优化,提高了实验识别的精度和效率,降低了实验对工程经验的依赖。Stephan^[5]利用 Fisher 信息矩阵,通过减少自由度间的冗余,提出一种能确定飞机最佳响应自由度的方法。通过该方法选取的自由度,不仅对模态振型贡献较大,且分布较均匀,避免了测点集中分布的弊端。

为了准确获得 SH50 机床主轴头的模态特性和 ODS 振型,笔者首先利用有效独立法和 MAC 矩阵相结合的方法,经 ANSYS 分析和 Matlab 迭代计算,进行模态实验前的测点优化,根据优化的测点数量和位置做模态实验和工作振型测试,得出结构的模态参数和工作振型;然后,通过模态实验结果和 ODS 结果验证有限元模型;最后,根据 ODS 分析得出的主轴头振动较大的原因,通过 Isight 优化平台对有限元模型进行结构优化,给出了机床主轴头减振设计的合理方案,并通过有限元仿真验证了减振设计的有效性。

^{*} 国家科技重大专项基金资助项目(2012ZX04010021-001-004)
收稿日期:2015-08-07;修回日期:2015-10-26

1 主轴头模态分析

1.1 理论模态分析

1.1.1 主轴头有限元建模

图 1 所示为 SH50 机床的主轴头部分,主要由滑座、转接板、AR 轴、直线模组、旋转头和电机组成。

首先,对主轴头进行理论模态分析,对主轴头三维模型进行结构简化,删除对结构动态性能影响不大的小孔、钣金壳、圆角、倒角等小特征,以免影响网格划分的质量。然后,将简化后的模型导入 ANSYS Workbench 软件进行模态分析。外购件和标准件采用卖家提供的材料属性,其余零件采用灰铸铁材料。网格划分方式为自由网格划分,所有结合面均采用默认的 Bonded 连接方式。

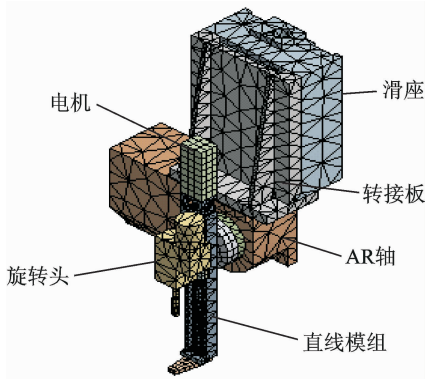


图 1 SH50 机床主轴头网格划分模型
Fig.1 Meshing model of SH50 EDM spindle

1.1.2 主轴头理论模态分析

本次研究主要关心机床的低阶模态,所以设置要求解的模态数目为 5,设置主轴头装配体的支撑方式为滑座底面上与滑块配合的 16 个孔边线为固定约束。求解可得到主轴头前五阶固有频率和模态振型,具体结果如表 1 所示。

表 1 主轴头理论模态 Tab.1 Theoretical modal of the spindle					Hz
1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	
129.12	140.37	178.66	189.49	200.49	
直线模组底端和电机沿 y 方向的反向弯曲	直线模组底端和电机沿 y 方向的同向弯曲	直线模组底端和旋转头沿 y 方向的弯曲	旋转头沿 y 方向的弯曲	直线模组底端沿 x 方向弯曲及绕 z 轴扭转	

1.2 实验模态分析

1.2.1 传感器测点优化

为了改进传统模态实验精度受测点选取影响导

致的精度和效率较低的弊端,本次模态实验前进行测点位置的优化选取,以提高实验的精度和效率。本次测点优化采用的方法是 Kammer 提出的有效独立法,它是根据每个候选响应点对目标模态矩阵的秩的贡献,来确定一组不依赖于经验的最佳响应自由度^[6]。通过有效独立法虽然可以确定一组不依赖于经验的最佳响应自由度,但对于这组最佳自由度的数目却无法确定,因此又引入 MAC 矩阵的概念

$$M_{ij} = \frac{(\Phi_i^T \Phi_j)^2}{(\Phi_i^T \Phi_i)(\Phi_j^T \Phi_j)}$$

(1)

其中: Φ_i 和 Φ_j 分别表示第 i 阶和第 j 阶模态向量。

MAC 矩阵非对角元元素代表了对应两阶模态向量的交角状况。若两个向量正交,那么 MAC 值应该接近于 0,若两个向量完全相关,则 MAC 值应该接近于 1。要想最大程度地保留振型特征,MAC 矩阵非对角元元素越小越好。通过对模态矩阵求 MAC 矩阵,找出 MAC 非对角元元素最大值最小时所对应的自由度数,即为测点优化的自由度数。通过 MATLAB 程序输出给定数量的自由度编号,对应到 ANSYS 模型中的节点位置和方向,即可达到测点优化的结果。

以滑座为例,首先通过有限元分析获得前 5 阶的模态振型矩阵,然后根据有效独立法和 MAC 矩阵相结合的方法在 Matlab 中进行迭代计算,可得到如图 2 所示的变化曲线。由图 2 可知,当自由度为 3 时,滑座 MAC 矩阵非对角元最大值达到极小值,即最少在滑座上布置 3 个传感器测得的模态参数的效果最佳。显然,这 3 个测点的优化结果虽然能够识别出固有频率,但无法准确识别前 5 阶模态振型,因此有必要再适当增加一些测点,以达到振型识别

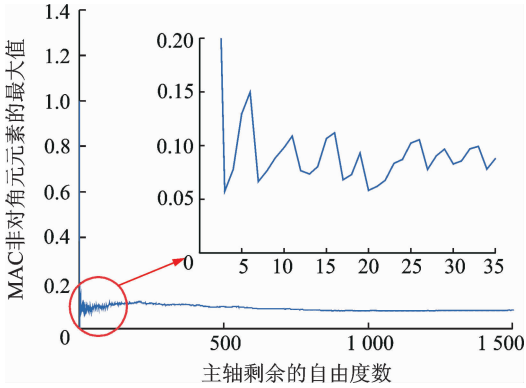


图 2 滑座 MAC 矩阵最大非对角元元素的最大值与滑座自由度数的变化曲线
Fig.2 Variation curve of the maximum off-diagonal elements of the MAC matrix with the DOFs of the slide

由表 2 对比结果可以发现,有限元得到的结果与模态测试得到的结果误差都在 15% 以下,满足工程误差的要求。实验结果验证了有限元模型的有效性,因此可以用有限元模型对结构进行仿真优化。

2 主轴头 ODS 分析与减振设计

2.1 主轴头 ODS 分析

2.1.1 ODS 分析理论

传统的模态分析试验通常是在受控条件下进行的,然而极少有结构会在这样的条件下工作。要想了解结构在工作状态下的实际变形,还需要引入 ODS 的概念。ODS 为工作状态下的变形,表明结构在某一特定工作状态下的振动状态。因此,ODS 也通常被称为工作振型。ODS 不仅可以表现结构振动敏感部位的相对变形,而且可直观地识别出故障发生位置及结构的薄弱环节。

2.1.2 ODS 测试结果

本次 ODS 测试用机床模拟实际工况,让电极进行上下往复运动,工作频率为 50 Hz。如果 ODS 展现的是 ODS FRF 数据块中的共振峰值或者峰值点附近的振动动画,则该 ODS 振型基本等同于模态振型^[9]。将 ODS 分析得到的实验结果与模态实验分析得到的结果进行对比分析,以验证实验结果的可信性,然后以 ODS 测出的薄弱环节对结构进行减振设计。对比结果见表 3,可见两者误差基本在工程允许范围内,两种结果相互印证。

表 3 模态实验与 ODS 实验结果对比

Tab. 3 Comparison between modal experimental results and ODS experimental results		Hz
模态实验结果	ODS 实验结果	相对误差/%
116	123	6.0
129	150	16.3
186	215	15.6

2.1.3 ODS 结果分析

将 ODS 实验测得的加速度信号经两次积分,得到主轴头工作状态下位移变形曲线。在位移曲线中,可找到工作状态下主轴头振动幅度较大所对应的频率。取位移较大的两点对应的频率 122 和 149 Hz 进行分析。通过观察 122 和 149 Hz 处的工作振型,发现它们分别与主轴头 1 阶、2 阶模态振型相似,且与主轴头 1 阶、2 阶固有频率相差不远,因此这两处振动剧烈的原因是工作频率激起主轴头 1 阶、2 阶模态所致。要想对主轴头结构进行减振设计,需要提高主轴头固有频率,使其 1 阶、2 阶固有频率更加远离工作频率。

2.2 主轴头减振设计

2.2.1 减振设计

经过模态分析和 ODS 测试,确定了主轴头工作状态下的薄弱环节。因为直线模组属细长零件,刚性较差,因此减振的关键是提高直线模组的刚度,并尽可能提高主轴头固有频率。又因为直线模组是采购件,不宜对其结构进行改动。为提高直线模组刚度,决定在其后面增加一个背板,以增加主轴头整体刚度,提高其固有频率。

考虑直线模组安装定位和结构之间的连接和干涉等因素,在不影响加工、方便装配、结构之间无干涉的条件下,初步设计背板为“L”型结构。已知直线模组轨道长宽高为 400 mm×60 mm×33 mm,左右两侧的安装定位面距底面 10 mm。模组与背板之间采用底面和一侧面做定位基准面,因此背板可以确定的参数长为 400 mm、两侧翼缘高度为 10 mm、两侧翼缘内侧间距为 60 mm。为便于安装,两侧翼缘内侧间距 60 mm 应设计出一微小间隙。背板还需要优化的参数为翼缘厚度和背板厚度。

因为机械结构的动刚度与结构有很大关系,固有频率越高,说明单位质量的结构刚度越高^[10]。在 Isight 优化平台中集成 SolidWorks 和 ANSYS 文件,采用 NLPQL(序列二次规划法)法,以背板 1 阶、2 阶固有频率和背板质量为优化目标,对背板厚度和翼缘厚度进行优化。为使结构不致过重,根据工程经验,取板厚均在 3~8 mm 之间进行迭代优化。最终,在满足背板 1 阶、2 阶固有频率较大和质量较小的条件下,折中选取背板厚度为 5.2 mm,翼缘厚度为 7.8 mm,优化后的背板结构和主轴头装配图见图 6 所示。背板和模组之间通过底面上均布的 8 个螺栓孔连接,并通过其中 4 个孔与后面的转接盘连接。

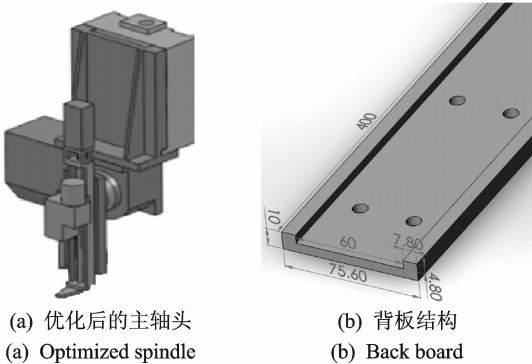


图 6 减振设计结构

Fig. 6 Structure of anti-vibration design

2.2.2 减振设计效果验证

为了验证增加背板后的减振效果,对优化后的主轴头进行了理论模态分析,结果显示,主轴头的各阶固有频率都得以提升。其中1阶固有频率理论值由原来的129.12 Hz提高到162.34 Hz,2阶固有频率理论值由原来的140.37 Hz提高到183.79 Hz,3阶固有频率理论值由原来的200.49 Hz提高到283.23 Hz,都更加远离了工作频率,避开了工作频率的共振范围。主轴头各阶振型的最大变形也得以大幅度减小,达到了减振设计的优化效果。优化后的前3阶振型如图7所示。

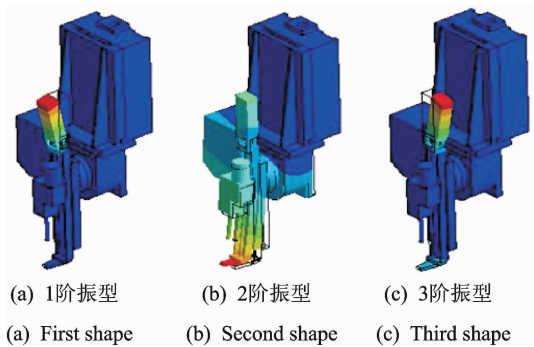


图7 优化后结构前3阶振型

Fig.7 First three modal shapes of the spindle after optimization

3 结束语

笔者建立了SH50电火花机床主轴头的三维模型和有限元模型,并对主轴头进行了有限元模态分析。使用有效独立法和MAC矩阵相结合的方法,对主轴头进行了模态实验前的测点优化,根据优化的测点对主轴头进行了模态实验,其结果和理论结果相互印证。在工作状态下对主轴头进行了ODS测试,找出了主轴头工作状态下的薄弱环节,并用有限元模型对主轴头进行了减振设计,验证了设计的有效性。

参 考 文 献

[1] 邵卫东,李崇豪,陈德忠. 电火花成形机主轴头动态特性分析及振动研究[J]. 电加工,1992(4): 2-16.
Shao Weidong, Li Chonghao, Chen Dezhong. The dynamic analysis and vibration research of EDM machine tool spindle[J]. Electromachining & Mould, 1992(4): 2-16. (in Chinese)

[2] 沃德·海伦,斯蒂芬·兹. 模态分析理论与试验[M]. 白化同,郭继忠,译. 北京:北京理工大学出版社,

2001;120-156.

[3] Kammer D C. Sensor placement for on-orbit modal identification and correlation of large space structures [J]. AIAA Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 1992,14(2):251-259.

[4] 陈锋,李忠献. 梁桥上移动荷载识别中的测点优化 [J]. 振动、测试与诊断,2009,29(2): 218-222.
Chen Feng, Li Zhongxian. Sensor placement optimization for moving load identification on girder bridges [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009,29(2):218-222. (in Chinese)

[5] Stephan C. Sensor placement for modal identification [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017,27(1):461-470.

[6] 何云,余文柏. 基于有效独立法的传感器优化布置 [J]. 工程建设与设计,2011(8): 134-136.
He Yun, Yu Wenbai. An optimal sensor placement methods based on the effective independence method [J]. Construction & Design for Engineering, 2011 (8): 134-136. (in Chinese)

[7] 白向贺. 数控机床模态实验的激励点选择和响应测点布置优化[D]. 武汉:华中科技大学,2012.

[8] Schedlinski C, Link M. An approach to optimal pick-up and exciter placement[C]//Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference. [S. l.]: Spie International Society for Optical,1996:376-382.

[9] 王学林,章兰珠,陈学东,等. 使用 ODS FRF 方法分析叶轮的动态特性[J]. 华东理工大学学报:自然科学版,2013,39(3): 370-376.
Wang Xuelin, Zhang Lanzhu, Chen Xuedong, et al. Dynamic characteristics of impeller using ODS FRF method[J]. Journal of East China University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2013, 39(3):370-376. (in Chinese)

[10] 张宪栋,徐燕申,林汉元. 基于 FEM 的数控机床结构部件静动态设计[J]. 机械设计,2005,22(5): 46-48.
Zhang Xiandong, Xu Yanshen, Lin Hanyuan. Static and dynamic design on structural components of NC machine tools based on FEM[J]. Journal of Machine Design,2005,22(5):46-48. (in Chinese)



第一作者简介:王民,男,1972年2月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为制造系统监控、智能材料与结构、切削稳定性分析、远程故障诊断和质量控制技术。曾发表《Feasibility study of nonlinear tuned mass damper for machining chatter suppression》(《Journal of Sound and Vibration》2011, Vol. 330, No. 9)等论文。
E-mail: wangm@bjut.edu.cn