

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.04.003

气压砂轮抛光工具振动稳动性分析*

蔡东海, 计时鸣*, 耿 健, 屠立群

(浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室, 浙江 杭州 310014)

摘要: 针对气压砂轮光整加工过程中的振动问题, 对气压砂轮抛光工具进行了振动稳动性研究; 通过确定抛光工具结合面的等效动力特性参数, 建立结合面的动力学模型, 进行了有限元模态分析, 得出了气压砂轮抛光工具在不同工况下的固有频率, 发现抛光工具的主要振动部件为保持架和连接板; 在有限元模态分析基础上搭建了模态测试平台, 进行了实验模态验证; 对比有限元分析结果和实验验证结果, 分析了误差产生的原因; 根据有限元分析和实验测试结果, 对振动部件连接板进行了局部增强, 优化了抛光工具结构; 研究结果表明优化后的抛光工具能有效提高其振动稳定性, 满足光整加工需求。

关键词: 振动稳定性; 有限元; 保持架; 连接板

中图分类号: TH113.1; TC580.699

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2017)04-0335-05

Vibration stability of the pneumatic grinding wheel polishing tool

CAI Dong-hai, JI Shi-ming, GENG Jian, TU Li-qun

(Key Laboratory of E&M., Ministry of Education & Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the vibration problem during the polishing process of pneumatic grinding wheel, the vibration stability of pneumatic grinding wheel polishing tool was studied. By determining the equivalent dynamic characteristic parameters of the joint surface of the polishing tool, the dynamic model was established, and the finite element modal analysis was carried out. The natural frequency of the polishing tool under different conditions was obtained. The main vibration components of the polishing tool were the retainer and the connection plate. On the basis of finite element modal analysis, the modal testing platform was built, and the experimental modal analysis was carried out. Compared with the finite element analysis results and experimental results, the reasons of the error were analyzed. Based on the finite element analysis and the experimental results, the local reinforcement of the connecting plate was carried out, and the structure of the polishing tool was optimized. The results indicate that the optimized polishing tool can effectively improve the vibration stability and meet the needs of finishing process.

Key words: vibration stability; finite element; retainer; connection plate

0 引 言

气压砂轮抛光工具本身所具有的柔性特征虽可以吸收部分振动, 但加工曲面局部硬度不均匀和六自由度机器人的悬臂机构刚性不如机床, 使得抛光系统整体动态特性低于刚性加工系统。

在机械加工领域, 为了抑制和避免加工系统的振动稳定性问题, 众多学者专家做了大量的研究工作。针对机器人刚度问题, 张鹤腾^[1]基于 D-H 表示法建立了机器人刚度矩阵和刚度方程, 结合振动强度建立了经验公式, 较准确的预测了在加工过程中的振动强度变化。Afazov 等人^[2]对毛边切削厚度的非线性、速度依赖微铣切削力和主轴夹刀具部件动力学研究分析,

收稿日期: 2016-10-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175471); 浙江省科技厅公益性技术应用研究计划项目(2015C31060)

作者简介: 蔡东海(1982-), 男, 浙江诸暨人, 博士, 讲师, 主要从事精密与超精密加工方面的研究. E-mail: dhcai@zjut.edu.cn

通信联系人: 计时鸣, 男, 博士, 教授, 博士生导师. E-mail: jishiming@zjut.edu.cn

进行了颤振建模和稳定性预测等研究,得到了合理的主轴转速、进给速度等参数。张春阳等人^[3]利用 ANSYS 对金刚石膜超高速抛光盘的自由模态、约束模态和工作模态进行研究,得出了边界条件对抛光盘模态参数有显著影响;转速载荷对抛光盘低阶固有频率有影响;盘体上振幅偏大且固有频率越高振动越剧烈;高阶固有振型比低阶固有振型对抛光盘的振动影响更大。张小光等人^[4]对整体叶盘磨抛机床进行了结构静动态分析,以降低固有频率为目标,利用 ANSYS Workbench 对机床的薄弱环节进行建模和模态分析并优化,最终得出了新机床的静动态特性分析远远好于旧机床,大大提升了对整体叶盘的加工稳定性。孙正康等人^[5]通过 PCB 钻床轴运动规划研究,有效地减小了钻床加工时的冲击,增加了钻床稳定性。

本研究将利用模态分析方法,通过 ANSYS 对气压砂轮抛光工具进行有限元分析,再利用目前先进的振动模态测试系统 LMS Test. Lab 对有限元分析结果进行实验验证,为改善气压砂轮抛光工具的稳定性提供理论实验依据。

1 有限元模态分析

1.1 结合面参数确定和动力学建模

实际加工过程中发现,在其他加工条件保持不变的情况下,特定的主轴转速会引发耦合共振,共振时整个气压砂轮抛光工具振动明显加剧,导致工件过度磨损,砂轮磨粒脱落严重等一系列问题。为抵制或避开其共振频率点,需对其进行动态性能分析,根据模态分析理论可知,机械结构各部件的动态性能与整机动态性能有不可分割的联系,其性能的优劣直接影响整机的性能水平^[6]。气压砂轮抛光工具主要由转动和固定两部分组成,气压砂轮抛光工具三维结构图如图 1 所示。

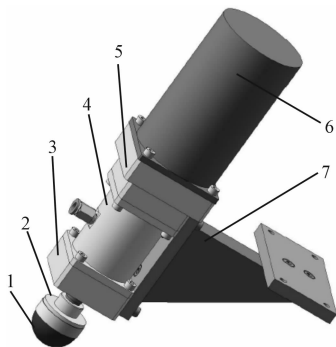


图 1 气压砂轮抛光工具三维结构图

1-气压砂轮;2-保持架;3-前端盖;4-中间体;
5-后端盖;6-直流电机;7-连接板

各个零部件相接触的表面被称之为“结合面”^[7-8]。如中间体、连接板与前端盖、后端盖的螺栓连接属于固定结合面,中间轴与轴承连接属于可移动结合面,除此之外还有半固定结合面。主轴和轴承安装在中间体内,气压砂轮与工件接触,由卡环固定在保持架上,直流电机为工具提供动力。

零件的结合都属柔性结合,有弹性和阻尼。机构中结合面弹性和阻尼往往比机构本身要大,尤其是阻尼。气压砂轮抛光工具有限元模型建模的准确性必须考虑结合面特性。

图 1 中的固定结合面均采用螺栓连接,属于平面固定结合面。针对平面固定结合面,根据吉村允孝法有^[9]:

$$\text{法向方向 } K_i = \iint k_i(p) dydz \quad (1)$$

$$\text{剪切方向 } C_i = \iint c_i(p) dydz \quad (2)$$

式中: $k_i(p)$ —单位面积上的刚度, $c_i(p)$ —单位面积上的阻尼, K_i —结合面上的等效刚度, C_i —结合面上的等效阻尼。

本研究将连接板和机械手终端、前后端盖之间的螺栓连接称为结合面一。连接板和机械手终端材料均为整体铸件,刚性较好。连接板自重 1.79 kg,用扳手对螺栓施加预紧力,预紧力和自重和为结合面总力,总力与接触面积之比为比压,根据参考文献^[9]知 $c_1/k_1 = 2 \times 10^{-15}$, $c_2/k_2 = 10^{-4}$,可求结合面一的等效刚度和等效阻尼。同理,可求中间体和前后盖结合面二的等效刚度和等效阻尼,结果如表 1 所示。

表 1 各结合面等效刚度和等效阻尼

结合面	法向等效刚度 /(N·m ⁻¹)	法向等效阻尼 /(N·s·m ⁻¹)	剪切等效刚度 /(N·m ⁻¹)	剪切等效阻尼 /(N·s·m ⁻¹)
一	1.4×10^6	139.1	8.7×10^{16}	173.9
二	2.3×10^5	20.4	5×10^{18}	5×10^3

有限元分析中,可用 COMBIN14 单元模拟结合面,结合部可由弹簧和阻尼单元表示,结合面也可简化动力学模型。针对不同加工工件及加工环境,气压砂轮抛光工具配有 3 种不同尺寸的保持架,外径分别为 40 mm、80 mm 和 120 mm,为避免片面性,本研究将研究对象分为 A、B、C 3 类。

1.2 有限元模态分析

本研究将气压砂轮抛光工具网格划分,设置单元类型、单元常量、材料参数和约束条件等,并根据表 1 的特征动态参数,利用 COMBIN14 单元对结合部自由状态下的模态进行模拟,结果如表 2 所示。

表2 3种型号的组合结构在自由状态下的固有频率

阶次	f/Hz		
	A	B	C
第1~6阶	0	0	0
第7阶	146.73	159.33	170.88
第8阶	212.83	245.95	185.34
第9阶	396.58	411.76	198.45
第10阶	569.72	575.17	304.64

直径80 mm保持架的气压砂轮抛光工具自由状态下的第七阶和第十阶模态振型图如图2所示。



图2 80 mm保持架气压砂轮抛光工具自由状态下振型图

实际工作情况下,连接板通过螺栓连接与六自由度机器人机械手终端固连,连接的面视为固定面。3种型号的组合结构在该约束状态下的固有频率如表3所示。

表3 3种型号的组合结构在约束状态下的固有频率

阶次	f/Hz		
	A	B	C
第1阶	186.11	196.06	184.35
第2阶	265.54	283.06	219.76
第3阶	476.15	494.18	226.44
第4阶	673.86	694.45	385.17
第5阶	1 003.72	1 000.77	522.53

80 mm保持架气压砂轮抛光工具约束状态下的振型图如图3所示。

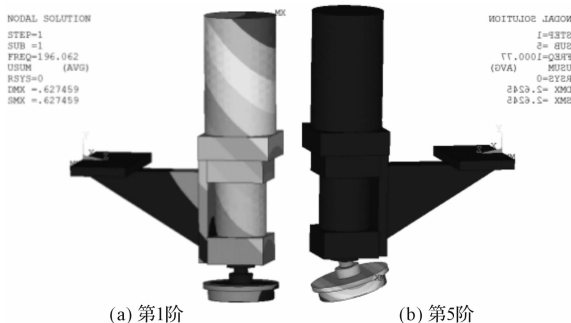


图3 80 mm保持架气压砂轮抛光工具约束状态下振型图

通过气压砂轮抛光工具有限元分析可看出:

(1)气压砂轮抛光工具在约束状态下的固有频率普遍比自由状态下的固有频率高。因此,连接板固不固连,对气压砂轮抛光工具的整体固有频率变化有很大影响;

(2)120 mm保持架的气压砂轮抛光工具不管是在约束状态下还是自由状态下,其固有频率都比另外两种型号保持架的气压砂轮抛光工具低,可见保持架型号的选择对整体固有频率产生很大影响;

(3)两种状态在低阶固有频率下都很容易与外部激振频率发生共振,极大地影响加工稳定性,应当尽量避免在低阶固有频率下工作。

2 实验模态验证

本研究应用 LMS Test. Lab 模态测试系统对气压砂轮抛光工具整机进行模态实验,它集成了数据采集仪器及数字信号处理软件^[10],验证有限元分析结果真实性。为使测件保持其固有特性的准确性和减少边界条件的影响,实验选择自由悬挂方式,用柔软皮绳将测件悬挂模拟自由边界条件,尽可能多的测得模态参数。本研究根据气压砂轮抛光工具的特点选用锤击脉冲激励信号,同时,选取0~2 000 Hz频段与有限元结果进行对比。

首先,本研究将气压砂轮抛光工具固定好并合理的布置好测点;然后,将传感器粘牢在气压砂轮抛光工具表面上;之后,将力锤和加速度传感器连接到 LMS 数据采集箱中,数据采集箱和计算机之间通过数据线相连接。本研究搭建的测试实验台如图4所示。

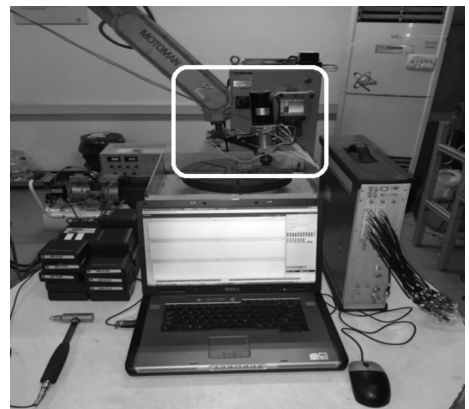


图4 实验模态测试系统

运用锤击法的激振方式,必须保证每个测点所受锤击力度相近,同时多测几组数据求平均值,才能排除不相干因素的影响。对实验工具整机进行低阶频率的模态实验并收集数据。同时,本研究利用系统对数据

进行模态参数识别,得到实验模态频率。实验模态频率和有限元频率对比结果如表 4 所示。

表 4 实验模态频率和有限元结果对比

阶次	实验模态频率/Hz	有限元频率/Hz	相对误差/(%)
A 型 1 阶	174.59	186.11	6.6
A 型 2 阶	236.83	265.54	12.12
A 型 3 阶	418.93	476.15	13.66
B 型 1 阶	178.56	196.06	9.8
B 型 2 阶	253.84	283.06	11.51
B 型 3 阶	435.76	494.18	13.4
C 型 1 阶	163.21	184.35	12.95
C 型 2 阶	195.39	219.76	12.40
C 型 3 阶	263.43	296.44	12.50

从表 4 中可发现两对频率的相对误差不大,且有限元频率普遍较实验模态频率大。产生这种误差的原因可能有以下几点:

(1)约束条件产生的误差。实验采用柔软绳悬挂被测件的约束方式,仅是模拟自由边界条件,与有限元分析中的理想自由边界条件还是存在误差;

(2)结合部的刚度特性和阻尼特性非线性。在有限元分析中对刚度特性和阻尼特性都采用线性计算方法,计算值与实际值存在误差在所难免;

(3)待测点的局限性。实验模态系统为了使所测得的值更偏向于固有频率,待测点的选取位置多数为

主激振点;

(4)实物与理论模型的偏差。制造工艺存在公差范围,材料成型质量高低不等。

实验测得的模态频率与有限元频率有误差,但在允许范围之内,验证了有限元分析的结论是正确的,对气压砂轮抛光工具的应用和优化设计提供了有力指导。

3 抛光工具优化

相比保持架而言,连接板结构简单,可操作空间大,选择连接板作为优化对象可行。本研究对连接板进行时域信号分析,构建实验系统。笔者选择 3 个主要测点进行分析,连接板与六自由度机器人连接处的上板 1 号测点,三角支架处的 2 号测点和气压砂轮抛光工具上下端盖相连接的下板 3 号测点。对连接板处于空载和工作状态下的振动分析如图 5 所示。

连接板空载状态下测点 1~3 的时间历程信号如图 5(a~c)所示,连接板工作状态下测点 1~3 的时间历程信号如图 5(d~f)所示。空载状态下,测点 1 的加速度峰值 0.002 g,测点 2 为 0.02 g,测点 3 达到 0.07 g;工作状态下,测点 3 的加速度峰值高达 29 g,测点 1 锐减到 11 g,中间测点起传递振动作用。

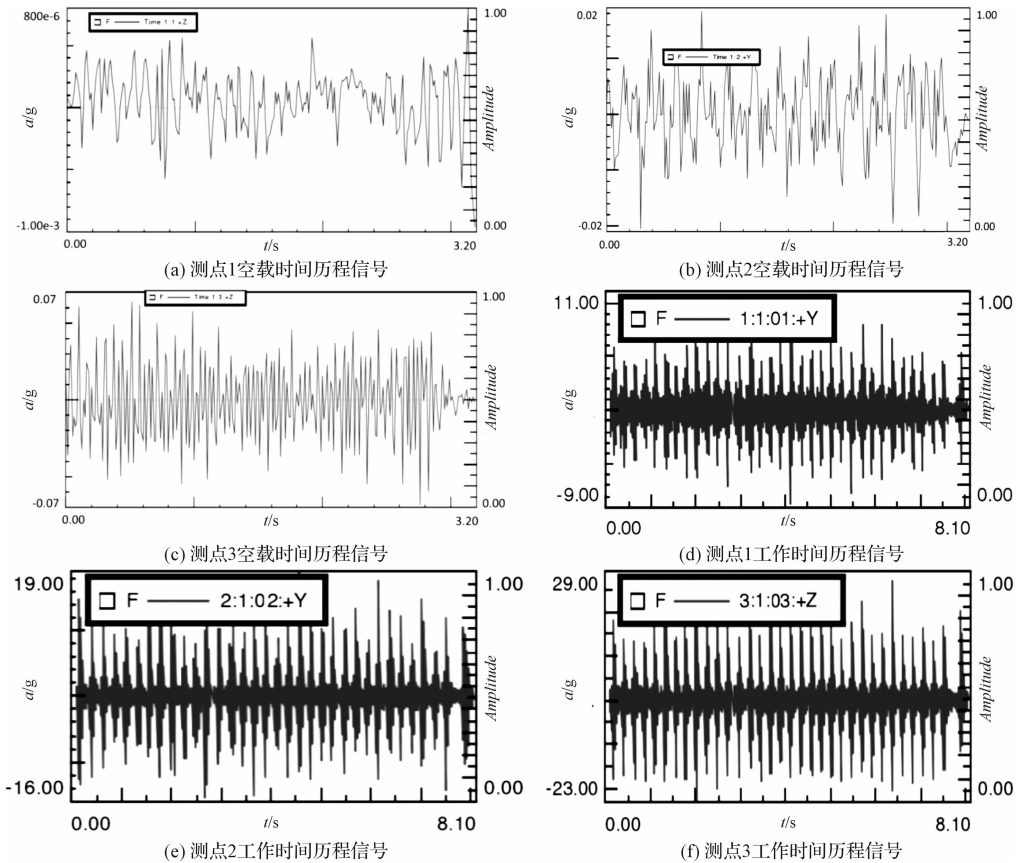


图 5 测点的时间历程信号

测点分布及优化后结果分别如图6和图7所示。

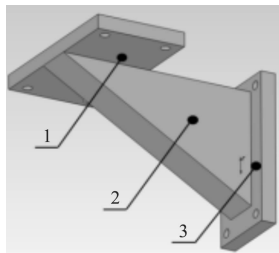


图6 测点分布

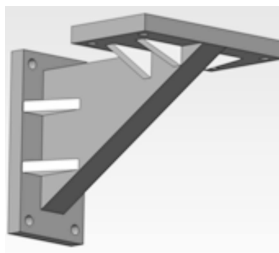


图7 优化后结果

从时间历程信号分析得到,接近主轴的测点3的振动最剧烈。为了提高连接板的刚度,本研究主要在连接板的3个测点位置增设加强筋。对优化后的气压砂轮抛光工具进行有限元分析测得前后固有频率的变化如表5所示。

表5 连接板优化前、后有限元分析结果比较

阶次	优化前频率/Hz	优化后频率/Hz
A型1阶	186.11	198.63
A型2阶	265.54	289.56
A型3阶	476.15	493.86
B型1阶	196.06	220.47
B型2阶	283.06	310.59
B型3阶	494.18	526.38
C型1阶	184.35	210.49
C型2阶	219.76	246.31
C型3阶	296.44	320.76

通过对比优化前、后的气压砂轮抛光工具的固有频率发现,固有频率有所提高。同时,在对优化后的整机进行工作状态下的时间历程信号对比分析后可知,测点3的加速度峰值从29g降到了13g,说明该部位的振动得到了明显抑制。可见,加强筋优化后,有效提

高了气压砂轮抛光工具的稳定性。

4 结束语

本研究对气压砂轮抛光工具进行了振动稳动性分析研究,通过确定结合部的等效动力特性参数,进行有限元模态分析,得出保持架和连接板作为主要振动部件和气压砂轮抛光工具在不同情况下的固有频率。笔者在模态分析基础上搭建实验平台,进行实验对比研究,验证了有限元分析的正确性。通过对连接板的极强振点位置增设加强筋的方式,优化连接板结构,提高气压砂轮抛光工具的刚性。

研究表明,优化后的气压砂轮抛光工具能有效提高其振动稳定性。

参考文献(References):

- [1] 张鹤腾. 气压砂轮光整加工振动稳定性研究[D]. 杭州: 浙江工业大学机械工程学院, 2013.
- [2] AFAZOV S M, RATCHEV S M, SEGAL J, et al. Chatter modelling in micro-milling by considering process nonlinearities[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacturing*. 2012, 56(89): 28-38.
- [2] 张春阳, 周丽, 黄树涛, 等. 金刚石膜超高速抛光的模态分析[J]. *金刚石与磨料磨具工程*, 2010, 30(36): 6-10.
- [4] 张小光. 整体叶盘磨抛机床结构优化与分析[D]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2014.
- [5] 孙正康, 梅志千, 李向国, 等. 整体叶盘磨抛机床结构优化与分析[J]. *机电工程*, 2015, 32(8): 1066-1070.
- [6] 贺兵. 超高速平面磨床的构造特征及动态特性研究与结构优化[D]. 长沙: 湖南大学机械与运载工程学院, 2004.
- [7] 何岸. 龚邦明. 钢轧精磨机测控系统设计[J]. *机械*, 2015, 43(10): 40-43.
- [8] 龚曙光. ANSYS 基础应用及范例解析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [9] 李奎. 基于结合面参数的高档数控机床动态特性分析与优化[D]. 南京: 南京理工大学机械工程学院, 2011.
- [10] 陈健. 6102 车用柴油机机体刚度和动态特性研究[D]. 天津: 天津大学机械工程学院, 2003.

[编辑: 李辉]

本文引用格式:

蔡东海, 计时鸣, 耿健, 等. 气压砂轮抛光工具振动稳动性分析[J]. *机电工程*, 2017, 34(4): 335-339.

CAI Dong-hai, JI Shi-ming, GENG Jian, et al. Vibration stability of the pneumatic grinding wheel polishing tool[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2017, 34(4): 335-339.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>