

纵振超声刀柄优化设计研究

吴立敏¹, 文怀兴¹, 隆志力²

(1. 陕西科技大学 机电工程学院, 陕西 西安 710000; 2. 哈尔滨工业大学 深圳研究生院, 广东 深圳 518055)

摘要:基于硬脆材料难加工的问题,在传统刀柄基础上进行改进设计出超声刀柄。以纵振超声刀柄为研究对象,利用 Ansys 对其进行模态和谐响应分析,得到刀柄各节点振型和幅频曲线。仿真结果表明,超声刀柄在 23 kHz 频率附近存在轴向纵振模态,其振动节点位于变幅杆锥面上。用激光多普勒测振仪与阻抗分析仪测试超声刀柄刀具和尾部振幅及阻抗曲线。测试结果表明,谐振频率为 23.9 kHz 时,最大振幅达到 10.54 μm ,与仿真基本一致。最后通过在刀柄上安装平衡环,达到刀具振幅增大,刀柄尾部振幅减小的效果,提高了超声刀柄实际加工中的精度和稳定性。

关键词:超声刀柄;振动能量;优化研究;激光多普勒;阻抗分析仪

中图分类号: TN384

文献标识码: A

DOI: 10.11977/j.issn.1004-2474.2019.01.021

Study on Optimization Design of Ultrasonic Shank With Longitudinal Vibration

WU Limin¹, WEN Huaixing¹, LONG Zhili²

(1. College of Mechanical & Electrical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an 710000, China;

2. Shenzhen Graduate School, Harbin Institute of Technology, Shenzhen 518055, China)

Abstract: Aiming at the problem that the hard and brittle materials are difficult to process, the ultrasonic shank is designed on the basis of the traditional shank. Taking the ultrasonic shank with longitudinal vibration as the research object, the modal and harmonious response analysis is carried out by using Ansys, and the vibration mode and amplitude-frequency curve of each node of the shank are obtained. The simulation results show that the ultrasonic shank has an axial longitudinal vibration mode near the frequency of 23 kHz, and its vibration node is located on the cone on the horn. The amplitude and impedance curve of the ultrasonic shank holder and tail are measured by a laser Doppler vibrometer and impedance analyzer. The test results show that the resonance frequency is 23.9 kHz and the maximum amplitude is up to 10.54 μm , which is basically consistent with the simulation. Finally, by installing a balance ring on the handle, the amplitude of the shank is increased while the amplitude of the tail of the shank is reduced, which improves the accuracy and stability of the ultrasonic shank in actual processing.

Key words: ultrasonic shank; vibration energy; optimization research; laser doppler; impedance analyzer

0 引言

超声加工在材料加工领域中有广泛的应用前景,其主要是运用超声的高频振动来加工材料,超声刀柄是在不改变机床原有状态的情况下,通过电主轴的更换或刀柄的即插即用,进行机床功能升级,提高机床的功能,是当前解决硬、脆、韧材料,尤其是新一代手机玻璃、蓝宝石、陶瓷等材料的利器^[1]。超声振动加工中应尽可能增大刀具的振动和减小刀柄尾部的振动,刀柄尾部的振动能量会传递到机床主轴上,影响机床寿命,降低加工精度和可靠性。超声振动作为超声加工的一个主要特性,对其加工精度及

可靠性有着直接的影响。因此,对超声刀柄的振动能量进行优化研究具有重要的意义。

近年来,对超声磨削刀柄的研究主要集中在利用有限元软件进行结构优化设计和实验研究等。在国内,Kei-Lin Kuo 通过有限元法设计了旋转超声铣削工具系统^[2]。林书玉等研究了夹心式压电换能器的优化设计和微型换能器^[3]。在国外,Brecher 等通过有限元法和 Matlab 工具分析设计了旋转超声振动系统中的刀具^[4]。Yongbo Wu 等开发了一套新型的旋转超声振动磨削主轴系统^[5]。在国外超声技术的研究起步较早,超声技术的发展也有很大

收稿日期:2018-05-24

基金项目:深圳基础研究基金资助项目(JCYJ20170413112645981)

作者简介:吴立敏(1993-),男,山西省运城市人,硕士生,主要从事超声换能器的研究。通信作者:文怀兴(1957-),男,教授,博士。

的成果,在工业领域中的应用也很广泛,超声技术向微小型和多自由度方向发展。

纵向振动超声磨削刀柄可用于生产车间中磨削陶瓷、氧化硅等难加工材料。利用 Solidworks 软件建立超声刀柄结构,然后导入到有限元软件中,再对其进行模态分析和谐响应分析,得到其纵振模态和谐响应曲线,最后通过实验验证有限元计算结果。

1 超声刀柄结构

图 1 为超声刀柄结构。图中变幅杆由锥形和圆柱形两部分组成,增强了振幅放大的效果。刀具通过筒夹和压帽与用螺纹连接的方式与变幅杆连接,有利于刀具磨损后的更换。柄体与变幅杆通过过盈连接的方式配合,再通过激光焊接的方式进行固定,致使柄体与变幅杆不脱离。

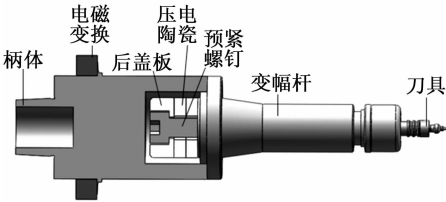


图 1 超声刀柄结构

2 ANSYS 建模及分析

2.1 超声刀柄建模

利用 Solidworks 结构设计软件建立超声刀柄结构模型,再导入到有限元软件中完成超声刀柄有限元模型的建立。超声刀柄的有限元模型由后盖板、压电陶瓷片、压帽、弹性夹头、预紧螺钉、变幅杆、刀具、电磁变换装置及柄体等部分组成。

2.2 网格划分

利用 ANSYS 软件进行网格划分,需要考虑结构的特征和对精确度要求,超声刀柄属于轴类结构,且对网格划分的细度要求不高,所以采用自动划分法对有限元模型进行网格划分即可。

2.3 定义材料属性及单元类型

ANSYS Workbench 中添加材料时,主要定义材料的密度、弹性模量和泊松比 3 个属性。超声刀柄各组成部分的材料属性如表 1 所示。

表 1 超声刀柄各组成部分材料属性

组成部分	材料类型	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模 量/GPa	泊松比
刀具	硬质合金	8 260	225	0.3
筒夹	AISI 304	7 800	195	0.3

续表

组成部分	材料类型	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模 量/GPa	泊松比
压帽	AISI 304	7 800	195	0.3
变幅杆	TA7	4 430	108	0.3
压电陶瓷	PZT2.25-4	7 600	68	0.3
预紧螺钉	AISI 316	7 850	208	0.3
后盖板	AISI 304	7 800	195	0.3
柄体	AISI 304	7 800	195	0.3
电磁变换	AISI 304	7 800	195	0.3

2.4 模态分析

利用有限元软件计算超声刀柄的自由振动模态。计算了 20~30 kHz 时的十阶模态,得到当固有频率为 23.095 kHz 时存在理想纵振模态。图 2、3 分别为 20~30 kHz 时轴向纵振模态及振型。

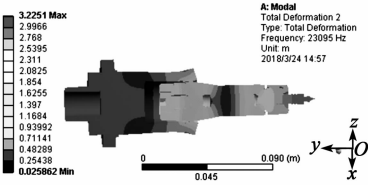


图 2 固有频率为 23.095 kHz 时的振动模态

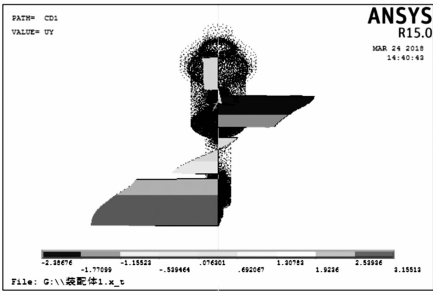


图 3 固有频率为 23.095 kHz 时的振型

由图 2、3 可知,当固有频率为 23.095 kHz 时,超声刀柄整体振动节点为 2 个,其中换能器节点为 1 个,刀具端的振动位移最显著,与超声刀柄在实际加工所需的模态吻合,故选取实际加工中的超声频率为 23 kHz。

2.5 谐响应分析

压电陶瓷作为一种复合材料,具有其特殊的材料属性。在对压电陶瓷进行谐响应分析时首先需要对其各参数进行确定。压电陶瓷的运动状态可由压电方程确定^[6-9]:

$$\begin{cases} T = cS - eE \\ D = eS - \epsilon E \end{cases} \quad (1)$$

式中: T 为应力矢量; c 为弹性矩阵; D 为电位移矢

量; e 为压电矩阵; S 为应变矢量; ϵ 为介电矩阵; E 电场强度矢量。

该超声刀柄使用 PZT-4 压电陶瓷,其各参数为

$$\epsilon = \begin{bmatrix} 728.5 & 0 & 0 \\ 0 & 634.7 & 0 \\ 0 & 0 & 728.5 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$e = \begin{bmatrix} 0 & -5.2 & 0 \\ 0 & 15.1 & 0 \\ 0 & -5.2 & 0 \\ 12.7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12.7 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{C/m}^2) \quad (3)$$

$$c = \begin{bmatrix} 139 & 74.3 & 77.8 & & & \\ & 115 & 74.3 & & & \\ & & 139 & & & \\ & & & 25.6 & & \\ & & & & 25.6 & \\ & & & & & 25.6 \end{bmatrix} \quad (\text{GPa}) \quad (4)$$

谐响应分析可用于确定位移对频率的幅频特性曲线及其他结果随频率变化的情况。用 Workbench 来计算超声刀柄的谐响应结果,得到刀具前端节点及刀柄尾部节点纵向位移随频率变化的关系曲线,如图 4、5 所示。

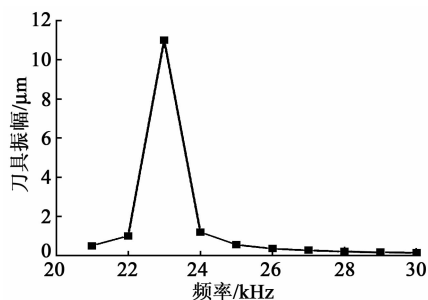


图 4 刀具前端节点响应曲线

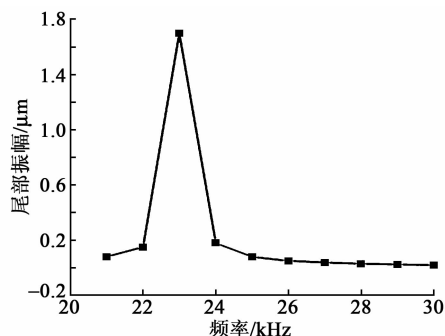


图 5 刀柄尾部节点响应曲线

由图 4 可知,超声刀柄在 23 kHz 频率附近达到谐振状态,刀具前端的位移为 11 μm ,满足设计要求。

由图 5 可知,刀柄尾部最大振幅可达到 1.7 μm ,会对机床主轴造成影响。

3 实验验证

为了保证超声刀柄系统的稳定性和超声性能,以满足加工要求,超声刀柄的换能器需要满足以下几个要求:

1) 谐振频率与设计频率应接近,导纳圆图不能出现寄生圆,电导曲线平滑,杂波不能出现。

2) 动态阻抗要低,品质因数(Q_m)符合设计要求,电容应与电路匹配。

3) 磨头振幅大小要满足加工要求,一般要求在 10 μm 以上。

基于上述要求,超声刀柄换能器在加工和装配后必须测试阻抗和振幅,以使其达到实际加工要求。

3.1 阻抗测试

采用 PV70A 阻抗分析仪对超声刀柄在安装压帽、弹性夹头及磨头(磨头伸出长为 20 mm)的情况下的换能器进行测试,测试结果如图 6 所示。由导纳圆图和电导曲线图可判断出换能器的参数及性能。

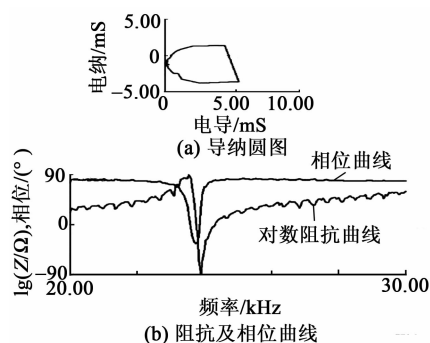


图 6 换能器阻抗曲线及相位曲线

由图 6 可知,导纳圆图中无寄生圆,换能器的对数阻抗曲线与相位曲线整体上平滑、无杂波,从图中数据可读出换能器的谐振频率为 23.9 kHz,与设计时的谐振频率 23.095 kHz 相差 3%,误差在允许范围内。

3.2 振幅测试

超声振幅是超声磨削刀柄整个系统在设计时最重要的性能指标之一,是实际超声加工中影响加工效果的因素之一,它可以直接反应超声刀柄的性能。

在实际超声加工过程中,为了使切削液中的磨料产生较大的冲击来去除材料,对超声刀柄磨头前端的振幅提出一定的要求,太小的磨头振幅不能满足加工要求,大部分情况下振幅要求在 $10\text{ }\mu\text{m}$ 以上^[11];同时,刀柄尾部的振幅应尽可能小甚至没有,以增加加工精度和稳定度。

为了测试超声刀柄各部分的振幅大小,搭建了以激光干涉法为原理的实验测试平台,并主要测量磨头和刀柄尾部的振幅,如图 7 所示。

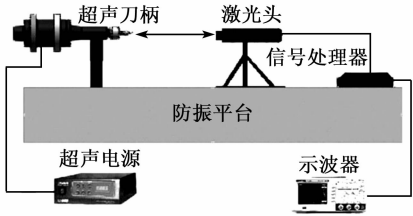


图 7 测试平台示意图

实验测试平台中超声刀柄的固定位与激光头必须放在防振平台上,以减少外来环境的振动对测试数据的影响。在测试过程中,超声电源发射高频的交流电,经过换能器产生高频振动,这种振动信号由激光多普勒测振仪发射的聚焦激光信号接收并传输到信号处理器中,由存储示波器显示出来。示波器显示的值只是一个电压当量值,这个电压当量值通过一个转换公式转换为振幅。

利用该测试平台,测量超声刀柄刀具前端及刀柄尾部的超声振幅大小随超声比的变化规律,并对比有、无平衡环时振幅的变化。表 2 为超声刀柄振幅在不同超声比的测试数据。

表 2 振幅随超声比变化的规律

		超声比		
		30%	50%	80%
无平	刀具振幅/ μm	3.79	6.29	9.63
衡环	尾部振幅/ μm	0.13	0.20	0.37
有平	刀具振幅/ μm	3.830	7.030	10.543
衡环	尾部振幅/ μm	0.12	0.17	0.33

由表 2 可见,随着超声比的增加,超声振幅也不断增加,磨头振幅最大能达到 $10.543\text{ }\mu\text{m}$,而刀柄尾部的振幅只有 $0.33\text{ }\mu\text{m}$,且在加了平衡环后,刀具和尾部的振幅均有相应的变化,振幅效果呈现出良好的趋势,磨头的振幅变大,而刀柄尾部的振幅减小,与预期的结果一致。但是测试的振幅结果与仿真中的振幅数据有一些误差,这是因为仿真分析中所用的仿真模型忽略了电极片的厚度等一些因素,且超

声刀柄在实际加工装配中也会有一些不良因素影响,在用激光多普勒测振仪测量时也会因为激光聚焦的准确程度影响测试的振幅的大小,外界环境也会对振幅测试的准确性造成影响。

4 结束语

通过有限元软件对超声刀柄进行建模及分析可得超声刀柄的纵振模态,并进行超声换能器的谐响应分析,获得系统谐响应曲线,并对刀柄振动进行优化,使刀具前端的振幅达到一般加工要求,刀柄尾部的振幅减小,有利于了解超声刀柄的结构优化,并对振动改善有参考价值。

参考文献:

[1] 蒙永红,贺西平,崔晓娟. 阶梯型变幅杆弯曲振动频率的计算及分析[J]. 陕西师范大学学报(自然科学版), 2018(2):1-4.
MENG Yonggong, HE Xiping, CUI Xiaojuan. Ladder type bending vibration frequency calculation and analysis of the amplitude[J]. Journal of Shaanxi Normal University(Natural Science Edition), 2018(2):1-4.
[2] KUO Keilin. Design of rotary ultrasonic milling tool using FEM simulation[J]. Journal of Materials Processing Tech, 2008,201(1):48-52.
[3] WU Yongbo, YOKOYAMA S, SATO T, et al. Development of a new rotary ultrasonic spindle for precision ultrasonically assisted grinding[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009,49(12): 933-938.
[4] 林书玉. 夹心式压电陶瓷功率超声换能器的优化设计[J]. 压电与声光, 2003,25(3):199-202.
LIN Shuyu. Optimization design of ultrasonic transducer for sandwich piezoelectric ceramic power[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2003,25(3):199-202.
[5] BRECHER C, SCHUG R, WEBER A, et al. New systematic and time-saving procedure to design cup grinding wheels for the application of ultrasonic-assisted grinding[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010,47(1/4): 153-159.
[6] 张福学. 压电学[M]. 北京:国防工业出版社,1984.
[7] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1989.
[8] 林书玉. 超声换能器的原理与设计[M]. 北京:科学出版社,2003.
[9] 隆志力. 芯片键合换能系统动力学特性与优化设计研究[D]. 长沙:中南大学,2007.
[10] 朱晓黎. 对于提高压电超声换能器阵指向性的研究[D]. 武汉:华中科技大学,2007.
[11] 张向慧. 旋转超声加工振动系统设计及关键技术的研究[D]. 北京:北京林业大学,2011.