

多边体超声切边声学系统研究^{*}

张云电,徐龙舟,韩俊慧

(杭州电子科技大学 机械工程学院,浙江 杭州 310018)

摘要:为了实现多边体的超精密加工,设计了多边体超声切边声学系统,利用解析法设计了变幅杆的结构尺寸及其性能参数,并采用 ANSYS 软件对变幅杆—工具系统进行了有限元仿真。利用 HP4294A 阻抗分析仪对超声切边声学系统进行了实验测试。实验结果表明测得的谐振频率符合设计要求,该声学系统可成功应用于实际生产。

关键词:多边体;硬脆材料;超声切边;声学系统

中图分类号: TG663

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)03-0013-05

Study on the acoustic system of cutting multilateral body edge with ultrasonic

ZHANG Yun-dian, XU Long-zhou, HAN Jun-hui

(School of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at realizing ultra-precision machining of multilateral body, the acoustic system of cutting multilateral body edge with ultrasonic was designed. Through the analytical method, the structure and the performance parameters of amplitude transformer were designed, and the amplitude transformer—tool system was simulated with the ANSYS. Finally the experiment of ultrasonic acoustic system was carried out by the HP4294A impedance analyzer. The results show that resonant frequency could comply with design requirements and prove that the acoustic system could apply to actual production successfully.

Key words: multilateral body; hard and brittle materials; ultrasound-trimming; acoustic system

0 引 言

激光陀螺是惯性导航系统中重要的元器件,它的谐振腔一般由正方形或三角形的微晶玻璃切去其边角、打孔而制成,是一种典型的多边体。微晶玻璃虽具有高硬度、耐磨损、耐高温、化学稳定性好、不易氧化、腐蚀等优点,但由于其是一种硬脆材料,因而加工难度大,加工成本高,使用一般的加工技术很难保证其加工质量和加工效率。超声加工以其独特的优势,使之成为脆硬材料加工的首选,其加工质量的好坏在很大程度上取决于声学系统的设计。

本研究给出多边体超声切边声学系统的具体设计方案、变幅杆的结构尺寸及其性能参数,并采用 ANSYS 对变幅杆—工具系统进行有限元仿真,最后

采用 HP4294A 阻抗分析仪对超声声学系统进行实验测试。

1 超声切边声学系统

超声切边声学系统由压电陶瓷换能器、超声变幅杆和工具组成。声学系统的设计对加工精度和效率具有重要的影响。声学系统设计的关键是使超声换能器、超声变幅杆和工具组成一个机械谐振系统,从而使该工具产生最大的振幅。笔者所设计的声学系统的结构如图 1 所示。超声换能器、超声变幅杆和工具之间通过螺纹连接,螺纹的中心线与端面之间要求有很高的垂直度。接触表面必须经过研磨加工,以保证很高的平面度和很小的粗糙度 R_a 值^[1-3]。

收稿日期:2009-10-13

基金项目:浙江省重大科技攻关资助项目(2008C11068)

作者简介:张云电(1956-),男,安徽淮南人,教授,博士生导师,主要从事精密制造与特种加工、光机电一体化、智能超声技术及产品等方面的研究。E-mail: zyydd@hdu.edu.cn

2 压电换能器

超声换能器是超声设备的关键部件之一。从抗张强度、稳定性和机械品质因数考虑,压电材料选用 PZT-8。本研究设计的 $\lambda/2$ 压电陶瓷换能器主要由后盖板、压电陶瓷(4 片)以及前盖板、连接螺杆 4 个部分组成。结构示意图如图 2 所示。

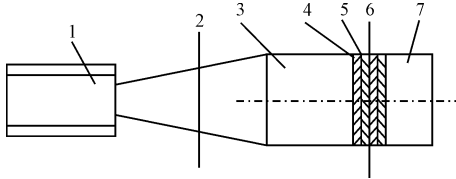


图 1 声学系统结构示意图

1—工具;2—截面 1;3—前盖板;4—压电陶瓷片;5—电极片;6—截面 2;7—后盖板

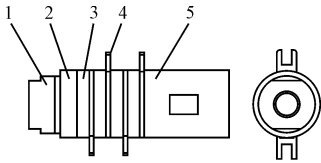


图 2 压电换能器结构示意图

1—螺母;2—反射罩;3—压电陶瓷片;4—电极;5—声头

3 超声变幅杆

对于用于超声加工的变幅杆,材料的选择要求是:材料的疲劳强度高,声阻抗小,易于机械加工。常用的材料有钛合金和铝合金。

本研究选用圆锥形变幅杆,材料为钛合金,结构如图 3 所示($x=0$ 的直径为 D_1 , $x=l$ 的直径为 D_2),且:

$$D = D_1(1 - \alpha x) \quad (1)$$

式中, $\alpha = (D_1 - D_2)/D_1 l$ 。

变幅杆纵向振动时,在谐振状态下的动力学方程为:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \frac{\partial \xi}{\partial x} + K^2 \xi^2 = 0 \quad (2)$$

式中 K —圆波数, $K = \omega/C$; A —杆的横截面积函数, $A = A(x)$; ξ —质点位移函数, $\xi = \xi(x)$ 。

设作用在变幅杆两端面的力和质点速度分别为 F_1, ξ_1 和 F_2, ξ_2 , 此时式(2)的解为:

$$\xi = \frac{1}{x - \frac{1}{\alpha}} (a_1 \cos Kx + a_2 \sin Kx) \quad (3)$$

对式(3)求偏导并有边界条件 $\left. \frac{\partial \xi}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial \xi}{\partial x} \right|_{x=l} = 0$,

可得频率方程为:

$$\tan Kl = \frac{Kl}{1 - \left(\frac{K}{\alpha}\right)^2 (\alpha l - 1)} \quad (4)$$

由式(4)可求出变幅杆的谐振长度为:

$$l = \frac{\lambda}{2\pi} (Kl)_0 \quad (5)$$

质点位移表达式为:

$$\xi = \xi_1 \frac{1}{1 - \alpha x} (\cos Kx - \frac{\alpha}{K} \sin Kx) \quad (6)$$

令 $\xi = 0$, 可得位移节点为:

$$x_0 = \frac{1}{K} \operatorname{arccot} \left(\frac{K}{\alpha} \right) \quad (7)$$

变幅杆放大系数为:

$$M_p = \left| N \left(\cos Kl - \frac{N-1}{NKL} \sin Kl \right) \right| \quad (8)$$

输入阻抗为:

$$Z_i = jZ_i \frac{\frac{(N-1)^2}{N} \left(\frac{1}{KL} - \cot Kl \right) + Kl}{(KL) \cot (KL) + (N-1)} \quad (9)$$

理论上,位移节点(振幅为零的截面)应为一平面。在此平面的上下距离上(沿 x 方向)均有微小振动,并且随着距离的增加,振幅不断增大。从减小能量损失和容易固定(厚度增大时,振幅也增大,法兰盘和支架的结合面之间的摩擦系数迅速减小,法兰盘反而不好固定)的角度考虑,法兰盘越薄越好,但太薄则刚性差。在兼顾刚性和能量损失的情况下,法兰盘厚度一般选择为 3 mm。

已知理论谐振频率 $f = 15$ kHz, 变幅杆的类型为圆锥形单一变幅杆,变幅杆的材料选用 Tc4(钛合金),声速 $c = 4.92 \times 10^6$ mm/s; 材料密度 $\rho = 4\,500$ kg/m³。变幅杆大端直径 $D_2 = 79$ mm, 小端直径 $D_1 = 30$ mm。

根据式(5)、式(7)、式(8),可计算出:

$$l = 178.10 \text{ mm}, x_0 = 72.65 \text{ mm}, M_p = 2.41。$$

4 变幅杆—工具系统的有限元分析

前面讨论的变幅杆是在空载(两端面自由)情况下进行的,实际应用中变幅杆的输出端都是有工具的。本研究设计的多边形超声切边工具的结构尺寸如图 4 所示。由图可知,工具的横向尺寸不再远小于其纵向尺寸,因此在分析过程中工具的横向振动不能被忽略,所以本研究通过 ANSYS 有限元软件对变幅杆—工具系统进行分析。

4.1 模态分析

本研究变幅杆—工具系统采用的材料参数如表 1 所示。单元类型:Solid92。

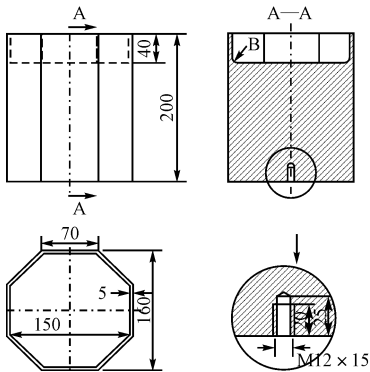


图4 工具尺寸(单位:mm)

表 1 变幅杆—工具系统的材料参数

	变幅杆	工具	连接螺栓
材料	钛合金	45 钢	40Cr
弹性模量/($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)	1.207×10^{11}	2.1×10^{11}	2×10^{11}
泊松比	0.24	0.3	0.3
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	4.5×10^3	7.8×10^3	7.82×10^3

考虑到声学系统中变幅杆的复杂性,本研究利用 Pro/E 完成对变幅杆的建模,并保存为 IGES 文件,由 ANSYS 导入;然后在 ANSYS 中完成换能器部分的建模。在本研究中,采用 ANSYS 的自由网格划分功能对模型进行网格划分,并采用 SmartMesh,网格密度为 6 级,获得有限元网格模型,如图 5 所示。

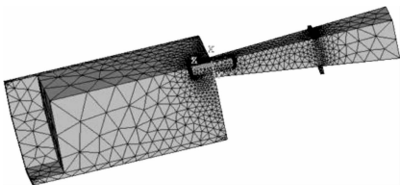


图5 1/4 变幅杆—工具的有限元模型

进入 ANSYS 求解程序 Solution,选择分析类型为模态分析,指定的频率范围为 14 kHz ~ 16 kHz。对体模型的 XZ 平面和 YZ 平面施加面对称约束。求解后,利用后处理程序 General Postproc 可得到相应的输出量^[4]。在指定的频率范围内模态分析所得到的变幅杆—工具系统纵向振动的固有频率为 14.392 kHz,符合设计要求。但是,笔者通过观察模型的节点位移后发现工具前端加工部分的横向振动位移比较大,如图 6 所示。在实际的加工过程中,工具的横向振动位移过大容易造成工件在加工过程中受力不均匀,甚至造成工件的损坏^[5]。

笔者通过缩短工具前端面的长度来减小工具前端面的横向振动位移,但在缩短的同时又要必须保证工

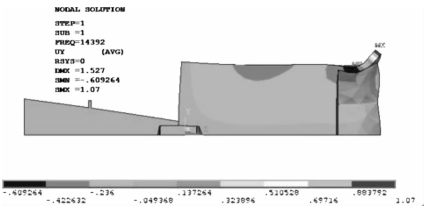


图6 工具前端面横向振动位移图

具前端面的长度大于加工工件的厚度。由于加工工件的厚度为 30 mm,因此将工具的前端面长度由原来的 40 mm 缩短到 32 mm,同时改变变幅杆—工具的参数,得到的分析结果如图 7 所示。通过对比图 6 和图 7,可以发现工具前端面的横向振动位移明显的减小了许多。变幅杆—工具系统各部分节点的纵向振动位移分布情况如图 8 所示,发现变幅杆的法兰盘处的节点纵向振动位移并不等于零,这是因为模型中变幅杆的节点位置是按照频率 15 kHz 求得的,因此需要重新确定变幅杆的节点位置(法兰盘位置)。根据式 (7),求得变幅杆在频率 14.549 kHz 下的节点位置 $x_0 = 74.57 \text{ mm}$,其他尺寸不变。

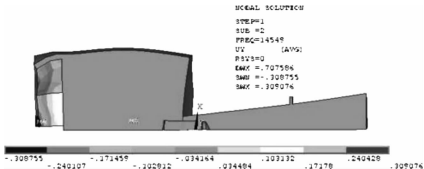


图7 改变后工具前端面横向振动位移图

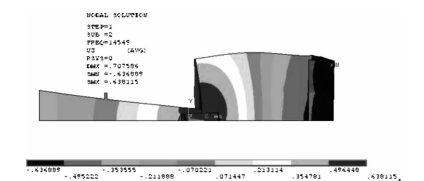


图8 变幅杆—工具系统各部分纵向振动位移图

声学系统在实际使用中,是通过变幅杆法兰固定在机床的机架上,因此在法兰盘的位置确定后,为了使分析更接近实际,本研究对在法兰上施加了固定约束的变幅杆—工具系统进行了模态分析,得出其固有频率为 14.566 kHz。

4.2 谐响应分析

因为完全法容易使用且分析效果好,因此,本研究采用完全法(Full 法)进行谐响应分析。谐响应分析的过程主要有 3 个步骤组成:建模、加载及求解和观察结果^[6]。

前面模态分析求得了变幅杆—工具系统在给定的频率范围内的纵向振动固有频率,在谐响应分析中,笔者研究固有振动频率 15 kHz 附近的响应特性,取激振位移的幅值为 $5 \times 10^{-6} \text{ m}$,即在变幅杆输入端面施加随

正弦变化的周期载荷,求工具加工端面产生的持续周期位移响应^[7]。

加载时,除了要对模型施加两个面对称约束、在变幅杆法兰的上下端面施加固定约束外,还需在变幅杆的输入端面施加 Z 方向 5×10^{-6} m 的位移,设定强制频率范围为 14 kHz ~ 16 kHz。

求解后,利用后处理程序 TimeHist 得到工具加工端面其中一个节点(编号为 3264)在不同频率下的纵向位移图,如图 9 所示。

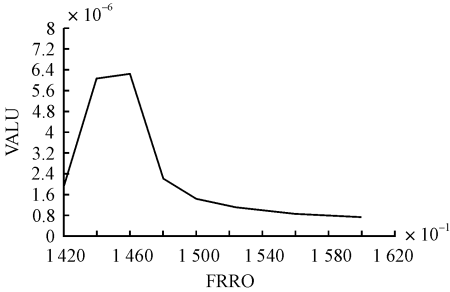


图 9 节点响应分析结果

从图中可以看到,当外界的激振频率达到变幅杆—工具系统的固有频率时其响应振幅最大。但并未显示变幅杆—工具系统在其固有频率 14.566 kHz 处的响应幅值,这是由于在谐分析过程中,为了减少计算时间,操作者在定义谐响应的子步数时,只要求程序在频率 14 kHz ~ 16 kHz 范围内求出 10 个解,程序就只计算出了在频率 14.2、14.4、14.6……16 kHz 处

表 2 工具加工端面节点的纵向位移(单位 10^{-6} m)

编号	2 476	3 131	3 068	3 125	3 264	3 218	3 227	3 301
位移	11.223 9	11.124 7	11.194 5	9.694	10.769 2	9.583 16	10.992 6	10.250 4
编号	3 300	2 890	2 896	2 746	2 750	2 575	2 577	2 484
位移	10.259 6	8.952 14	9.144 36	8.616 39	8.699 38	8.293 04	9.013 42	9.793 71

前面主要对变幅杆—工具系统的振幅进行了分析,但是对变幅杆—工具系统的评价,不仅要看它的振幅情况,还要看它的受力情况。它的等效屈服应力图如图 11 所示。从图中可以看到最大等效应力出现在变幅杆输出端的螺纹孔内,其值为 79.1 MPa,远远低于变幅杆材料钛合金的需用安全应力;而工具的最大应力出现在它的中间部位,其值为 52.8 MPa,低于工具材料 45 #钢的需用安全应力 355 MPa。变幅杆—工具系统的 XY 平面的剪切应力图如图 12 所示,从图中可以看到在 XY 平面上的剪切应力分布均匀且值比较小。

5 实验验证

本研究设计的声学系统实物图如图 13 所示。利用 HP4294A 阻抗分析仪对所设计的声学系统的基本参数进行测试。测得其谐振频率为 14.57 kHz,符合

的响应,而不去计算其他频率处的响应^[8]。为了计算变幅杆—工具系统在其固有频率处的响应,本研究对变幅杆—工具系统重新进行谐响应分析,设定了强制频率范围为 14.566 kHz ~ 14.566 kHz,其他设置不变,则变幅杆—工具系统各部分的纵向振动位移如图 10 所示。

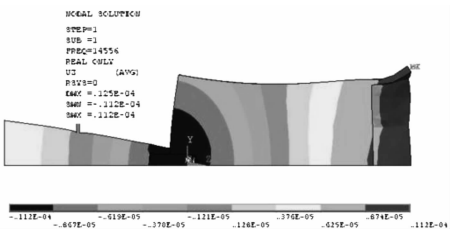


图 10 变幅杆—工具系统各部分纵向振动位移图

从图中各部分单元位移的变化观察,变幅杆—工具系统的设计合理。但很难观测出振幅的放大倍数是否符合设计要求,为了求得变幅杆—工具系统的放大倍数,需要知道工具加工端面的纵向振动位移的情况。由于工具的加工端面的纵向振动位移并不是处处相等,因而本研究采集了加工端面 16 个节点的纵向位移,并将它们的平均值作为工具加工端面的纵向振动位移,采集的节点数据如表 2 所示。求得端面节点纵向振动位移的平均值为 $9.793\ 71 \times 10^{-6}$ m,所以有限元法得到的变幅杆—工具系统的放大比为 1.96,符合设计要求。

设计要求。

本研究把 K9 玻璃作为加工试件,采用所设计的声学系统进行超声波加工实验。试件和加工成品如图 14、图 15 所示。

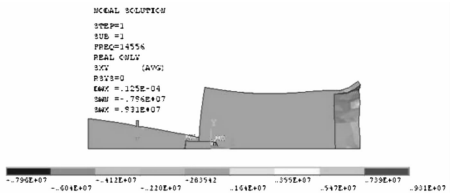


图 11 变幅杆—工具系统的等效屈服应力图

6 结束语

(1) 本研究给出了多边形超声切边声学系统的具体设计方案,通过解析法对变幅杆的结构尺寸、放大系数进行了设计;

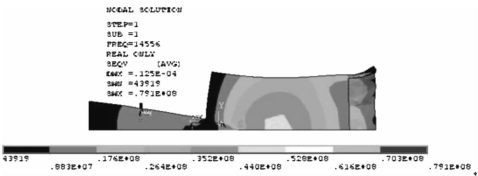


图 12 变幅杆—工具系统的 XY 平面的剪切应力

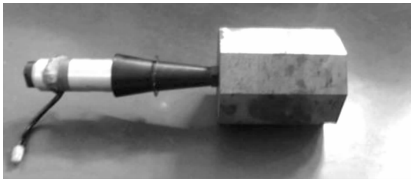


图 13 声学系统实物图

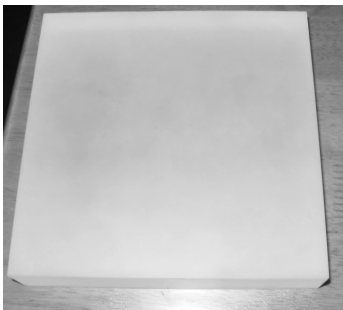


图 14 K9 光学玻璃

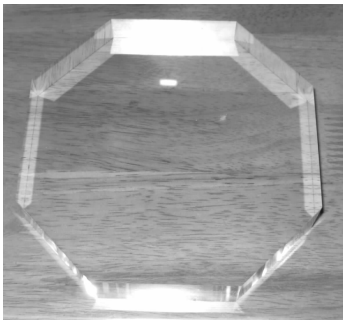


图 15 加工完成的光学玻璃

(2) 利用 ANSYS 有限元分析软件对变幅杆—工具系统进行了有限元仿真,通过分析结果得出的谐振频率、放大系数等关键参数及其应力和谐响应情况均符合设计要求。

(3) 最后对超声切边声学系统采用 HP4294A 阻抗分析仪进行了实验测试。实验结果表明,声学系统的谐振频率符合设计要求。该声学系统已成功的应用于实际生产。

参考文献 (References) :

[1] 张云电. 超声加工及其应用[M]. 第 1 版. 北京:国防工业出版社,1995.

[2] 张云电,黄文剑,尹博生. 表面微坑超声加工装置中超声电源的研制[J]. 机电工程,2004,21(8):33-37.

[3] 刘传绍,郑建新,赵波,等. 超声振动钻削声学系统的设计研究[J]. 电加工与模具,2003(2):44-47.

[4] 林仲茂. 超声变幅杆的原理和设计[M]. 北京:科学出版社,1987.

[5] AMIN S G, AHMED M H M, YOUSSEF H A. Computer_aided design of acoustic horns for ultrasonic machining using finite-element analysis[J]. **Materials Processing Technology**,1995,55(3-4):254-260.

[6] 周长城,胡仁喜,熊文波. ANSYS11.0 基础与典型范例[M]. 北京:电子工业出版社,2007.

[7] MOAVENI S. Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS[M]. Prentice Hall,2005.

[8] VMITROFANOV A, BABITSY V I, SILBERSCHMIDT V V. Finite element simulations of ultrasonically assisted turning[J]. **Computational Materials Science**,2003,28(3-4):153-154.

[编辑:张翔]

(上接第 12 页)

[6] KIRIDENA V S B, FERREIRA P M. Kenematic modeling of quasistatic errors of three-axis machining center[J]. **Int. J. Mach. Tools. Manufact.**,1994,34(1):85-100.

[7] 章青,赵宏林. 数控机床误差补偿技术及应用提高在线检测精度的补偿技术[J]. 制造技术与机床,1999(6):30-34.

[8] 李小力,周云飞. 数控机床综合几何误差的建模及补偿研究[D]. 武汉:华中科技大学机械工程学院,2006.

[9] 郑仁成,赵永生. 5-UPS/PRPU 并联机床的冗余驱动研究[D]. 秦皇岛:燕山大学机械工程学院,2006.

[10] 黄真,赵永生,赵铁石. 高等空间机构学[M]. 北京:高等教育出版社,2006.

[11] ROPPONEN T, ARAI T. Accuracy analysis of a modified Stewart platform manipulator [C]//IEEE International Conference on Robotics and Automation, Japan: Nagoya, 1995:521-525.

[12] 熊有伦. 机器人技术基础[M]. 武汉:华中科技大学出版社,1997.

[13] WANG Shih-ming, EHMANN K F. Error model and accuracy analysis of a six-DOF Stewart platform[J]. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**,2002,124(2):286-295.

[14] 徐卫良,张启先. 机器人误差分析的蒙特卡洛方法[J]. 机器人,1988,2(4):1-6.

[15] 赵强. 并联 6 自由度运动模拟平台的误差分析[J]. 机械设计,2006,23(10):45-52.

[编辑:张翔]