

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.12.013

# 一种圆弧过渡阶梯型超声变幅杆的 节点法兰优化与参数型设计\*

路 崧<sup>1,2</sup>, 周成全<sup>2</sup>, 冯广智<sup>2</sup>, 刘家郡<sup>3</sup>, 李明雨<sup>1</sup>, 刘正锋<sup>2</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 深圳研究生院, 广东 深圳 518118; 2. 大族激光科技产业股份有限公司, 广东 深圳 518103; 3. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130012)

**摘要:** 超声波塑料焊接的纵振变幅杆需要易于装夹的无振动法兰, 但薄片状法兰不易保证足够的刚度和加工质量, 而厚片状法兰易造成变幅杆的共振频率偏移, 针对上述问题, 对一种圆弧过渡阶梯型变幅杆进行了初步设计。在变幅杆的节点位置添加了薄片状法兰, 然后对薄法兰的外侧加块, 再利用 ANSYS Workbench 的 Shape Optimization 工具对块结构进行了优化, 实现了在质量增加较少的情况下保证法兰处的强度; 之后以两圆柱的长度为设计变量, 对变幅杆进行了参数型设计, 修正了变幅杆的长度, 使其共振频率在 19.75 kHz ~ 20.15 kHz 范围内, 且节点恰好位于法兰处。研究表明: 优化后的变幅杆振型呈轴向阶梯型分布, 法兰无振动且易于装夹, 薄片状法兰式变幅杆质量为 0.85 kg; 优化后的变幅杆质量为 0.914 kg, 质量增长了 7.5%, 等效应力减少了 21.4%, 最大主应力减少了 59.6%。

**关键词:** 超声变幅杆; 节点法兰优化; ANSYS Designxplorer; ANSYS Shape Optimization

中图分类号: TH122; TB51

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2018)12-1324-05

## Node flange optimization and parametric design of a circular arc transition stepped ultrasonic horn

LU Song<sup>1,2</sup>, ZHOU Cheng-quan<sup>2</sup>, FENG Guang-zhi<sup>2</sup>,  
LIU Jia-jun<sup>3</sup>, LI Ming-yu<sup>1</sup>, LIU Zheng-feng<sup>2</sup>

(1. Shenzhen Graduate School, Harbin Institute of Technology, Shenzhen 518118, China;  
2. Han's Laser Technology Industry Co., Ltd., Shenzhen 518103, China; 3. College of  
Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130012, China)

**Abstract:** Aiming at the problems that the flange of longitudinal vibrating horn for ultrasonic plastic welding was needed to be easy-clamping and with no vibration, the rigidity and machining quality of the thin plate flange was not easily guaranteed, and the frequency of horn was easily shift with a thick plate flange, a circular arc transition step transformer was preliminarily designed and added a thin plate flange to the node location. Then a block was added on the outside of the thin flange with ANSYS Workbench Shape Optimization tool for optimization to guarantee the flange strength with less weight added. Then the parametric design of the horn was made for fixing horn length to make the resonance frequency around 19.75 kHz ~ 20.15 kHz and to locate the node in the flange with the two-cylinders' length as design variables. The results indicates that the vibration profile of the optimized horn is axial stepped distribution, and there is no vibration in the flange and it could be easily clamped at the flange. The mass of the thin flanged horn is 0.85 kg. The optimized horn is 0.914 kg, the mass is increased by 7.5%, the equivalent stress is reduced by 21.4%, the maximum principal stress is reduced by 59.6%.

**Key words:** ultrasonic horn; node flange optimization; ANSYS DesignXplorer; ANSYS Shape Optimization

收稿日期: 2018-03-27

基金项目: 国家自然科学基金青年基金资助项目(51405190)

作者简介: 路 崧(1986-), 男, 辽宁新宾人, 博士后, 主要从事智能机械、电子封装、激光技术等领域的研究。E-mail: 825506148@qq.com

## 0 引 言

在功率超声加工设备中,超声振动系统主要由超声波发生器、换能器、超声变幅杆和工具头(有时又叫模具头)组成<sup>[1]</sup>。超声变幅杆可以把机械振动幅度放大,还可以在换能器和声负载之间进行阻抗匹配。除此之外,变幅杆可以在节点处(即振动为零的法兰处)固定整个振动系统,从而减少非超声组件对超声系统的频率和阻抗干扰。

在功率超声加工中,按照振动类型,变幅杆可以分为纵向振动、弯曲振动、扭转振动变幅杆<sup>[2]</sup>。纵向振动变幅杆最简单也最常用。纵振变幅杆可分为简单型和复合型,简单型按母线形状来分主要有:指数形、悬链线形、阶梯形和圆锥形。复合变幅杆是根据实际需要由简单型结合而成。变幅杆传统的设计主要采用解析法,从经典理论出发,建立纵振波动方程,根据边界条件确定其解。但对于截面形状比较复杂的变幅杆,不易给出解析解,这时就可以利用有限元分析软件 ANSYS Workbench,基于有限元理论对变幅杆建模并进行动力学分析,可获得谐振频率、位移节点和放大系数等重要性能参数。

陈俊波、赵波等人<sup>[3-4]</sup>也对变幅杆节点法兰优化进行了研究,不过他们只是设计了简单的薄板式法兰,强度小,不易保证加工质量,更难以装夹。

本文将借助 ANSYS Workbench 软件来设计和优化一种节点处法兰强度高、易于装夹、结构美观的圆弧过渡阶梯型变幅杆。

## 1 变幅杆初步设计

本文设计一种用于塑料焊接的、纵振带有过渡圆弧的阶梯型变幅杆。

本研究选用 20 000 Hz 数字稳频超声发生器和 20 000 Hz 压电超声换能器,并在超声变幅杆小端面连接有 20 000 Hz 的钛合金超声模具,用超声领域常用的优质材料钛合金 TC-4 来设计超声变幅杆。与变幅杆连接的换能器端面直径和模具端面直径分别是 38 mm 和 80 mm,已知变幅杆与换能器连接处,变幅杆直径要大于换能器直径;变幅杆与超声模具连接处,变幅杆直径要小于超声波模具直径,这样才能起到能量集中、振幅增大的目标。本研究选用钛合金 TC-4 作为变幅杆材料,变幅杆大径为  $D = 48.5$  mm,变幅杆小径  $d = 35$  mm。

钛合金模具约 3.5 kg,超声换能器约 1.5 kg。钛

合金 TC-4 性能参数:密度  $\rho = 4\,440$  kg/m<sup>3</sup>,声速  $C_1 = 5\,300$  m/s,弹性模量 110 GPa。钛合金变幅杆的设计频率  $f_0$  为 20 000 Hz。

设变幅杆粗端直径  $D$  与长度  $L$  的比值为  $\alpha$ ,则:

$$\alpha = D/L \quad (1)$$

式中: $D$ —变幅杆大径; $L$ —变幅杆长度。

两端直径比为:

$$N = D/d \quad (2)$$

式中: $D$ —变幅杆大径; $L$ —变幅杆长度。

变幅杆共振频率理想值  $f_0$  为:

$$f_0 = C_1/2L \quad (3)$$

式中: $C_1$ —钛合金棒中声速; $L$ —变幅杆长度。

频率降低系数为:

$$\beta = f_1/f_0 \quad (4)$$

式中: $f_1$ —变幅杆的实际共振频率; $f_0$ —变幅杆共振频率理想值。

为了减少阶梯型变幅杆在截面突变处应力集中,常常在此处添加圆弧过渡,过渡圆弧半径对变幅杆共振频率有较大影响,对应某一确定  $N$  和  $\alpha$  值的变幅杆,存在一个最佳过渡圆弧半径  $R_{op}$ ,使该变幅杆的共振频率与按照无限长细棒中声速计算的共振频率  $f_0$  一致。设定完成以上参数后,则变幅杆的初步设计过程如下<sup>[5]</sup>:

- (1) 计算变幅杆近似长度  $L_1$ ;
- (2) 根据  $D$  和  $L_1$  确定  $\alpha$  值;
- (3) 根据  $D$  和  $d$  确定  $N$  值;
- (4) 根据  $N$  和  $\alpha$  由两者的关系曲线找到对应的  $\beta$  值;
- (5) 计算出了变幅杆的长度  $L$ ;
- (6) 根据最佳半径  $R_{op}$  和  $N$  的关系曲线,找到对应的  $R_{op}/d$  值,则由  $d$  求得  $R_{op}$ 。

由于确定  $\beta$  时所适应的为近似长度  $L_1$ , $\beta$  也是近似值,但是误差值不超过 1%,而且变幅杆裸杆添加节点法兰后会有一定的频率偏移和节点偏移,在节点法兰确定后,最终变幅杆的实际长度以 ANSYS 有限元方法参数型设计确定。

## 2 节点优化(节点法兰设计)

由于需要在变幅杆节点处添加法兰设计,用于固定超声组件,或者用于隔离恶劣的工作环境对超声波换能器的污染,常见的方法是在变幅杆节点处延伸出一定厚度的薄板,此处笔者根据经验,取厚度为 2 mm,结合上文的尺寸设计,现在变幅杆的示意图如图 1 所示。

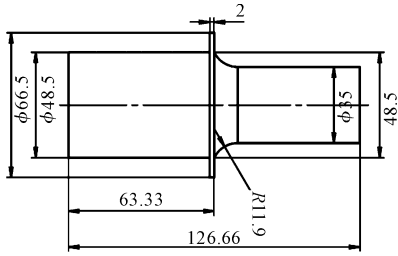


图 1 拥有薄板式节点法兰的变幅杆(单位:mm)

然而该种法兰厚度过薄,当需要轴向与径向都完全固定时,若夹持位置离轴心较远,则法兰挠曲变形较大,超声末端有负载时,法兰处无法保证足够的刚度;若夹持位置较轴心较近,则固定方式会较大的影响共振频率。另外,法兰厚度过薄,不容易保证法兰的加工质量,会降低超声组件与夹持装置的同轴度。

本文考虑在该种薄法兰的外侧加块,结构如图 2 所示。

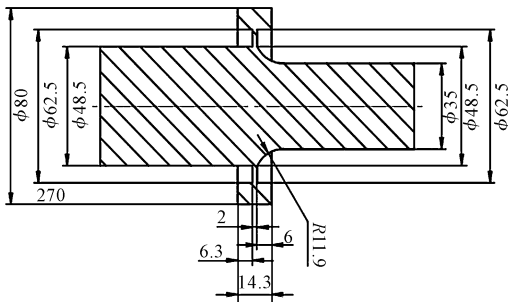


图 2 拥有块状节点法兰的变幅杆(单位:mm)

本研究再通过 ANSYS 的形状优化模块对该添加块进行优化,实现在质量增加较少的情况下,保持或者增强法兰与变幅杆主体连接处的强度。ANSYS Workbench 提供了形状优化系统。在形状优化过程中<sup>[6]</sup>, ANSYS 给每一个单元分配一个伪密度,伪密度介于 0 和 1 之间,0 代表单元可以切除,1 代表单元保留,在服从体积降低比例的约束下,通过变化单元的伪密度使结构刚度达到最大化,计算结束后,给出伪密度的等值线图,从而得到形状布置的依据。

为了排除变幅杆主体对结构刚度的影响,本研究把法兰部分单独分割出来做形状优化。过程<sup>[7]</sup>如下:

(1) 创建形状优化模块,修改单位,导入 SW 创建的模型;

(2) 设置材料参数,划分网格,粗略设计选用自动网格划分法;

(3) 设置边界条件和载荷,对块状下表面和外表面添加固定约束,对模型整体添加重力加速度,对环形内表面添加超声组件其余部分的总重力,约为 58.8 N,注意与重力加速度方向一致;

(4) 设置体积优化比例,初步设置为 40%;运行程序,得到的结果如图 3 所示。

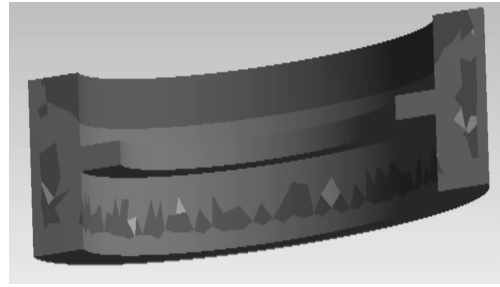


图 3 ANSYS 形状优化的结果(剖视图)

(5) 根据上一条的结果优化法兰部分的形状,进行法兰形状优化;

优化之后,变幅杆形状和尺寸如图 4 所示。

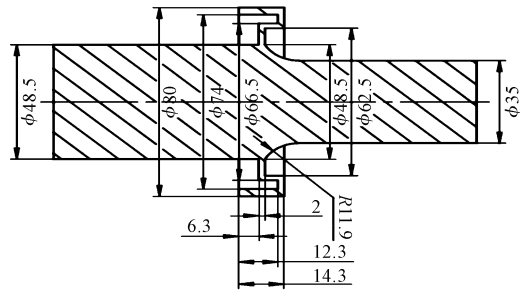


图 4 优化后的变幅杆形状尺寸(单位:mm)

(6) 对上述模型进行 ANSYS 静力分析,得到结果,与薄片式节点法兰变幅杆的静力分析结果进行比较。

对比优化前后的变幅杆静力分析结果如表(1,2)所示。

表 1 静力分析结果—优化后的变幅杆

计算变量	计算结果
等效应力/MPa	1.023 8
最大主应力/MPa	0.888 48
应力强度/MPa	1.178 1
剪切应力/MPa	0.589 07
质量/kg	0.914

表 2 静力分析结果-拥有薄板式节点法兰的变幅杆

计算变量	计算结果
等效应力/MPa	1.302 4
最大主应力/MPa	2.201 4
应力强度/MPa	1.469 6
剪切应力/MPa	0.296 12
质量/kg	0.85

由表可知:薄片状法兰式变幅杆相比优化后的变幅杆,质量增长 7.5%,等效应力减少 21.4%,最大主应力减少 59.6%,所以该形状优化方案可行。另外,笔者进一步对优化后的法兰部分提高体积优化比例和

添加倒角,进一步降低质量,降低加工难度和提高结构强度。

### 3 变幅杆参数型优化

由于对裸杆变幅杆添加法兰,会不同程度使变幅杆的实际共振频率偏离理想频率,而且还会造成节点偏移,造成振动无法有效传递,对于非常规的变幅杆现在一般都要借助于 ANSYS 有限元工具进行模式分析,验证其符合理想的超声传递结构,另外可以通过 ANSYS DesignXplorer 工具对变幅杆进行参数型设计。

所谓参数型设计,就是把结构的某些参数(纵振变幅杆设计中一般是长度)设置成设计变量,对设计变量设置变化区间,在变化区间内对设计变量进行取值和组合得到不同的设计变量组,对各变量组对应的结构和条件进行运算,得到对应结果,分析设计变量组及其对应结果,就能得到各设计变量之间或者设计变量与结果的关系,并且能设置结果目标进行目标驱动优化设计。

本文就是将变幅杆的两圆柱长度设置为设计变量,设置其可变范围,进行目标驱动优化,得到法兰处变形最小,共振频率为 19 750 Hz ~ 20 100 Hz 区间内(该区间为所选用的数字超声波发生器自动追频范围,该范围内超声组件可稳定工作),且振型轴向均匀分布的变幅杆长度参数。

当设计参数在 10 个左右或者更多时,一般选用响应曲面法(response surface optimization),或者是先进行参数关联分析(parameters correlation),确定参数间的关联性,去除不必要的参数。而本文至此只有两个圆柱长度没有确定,所以采用直接优化法。具体步骤是:

(1) 创建模态分析模块和谐响应分析模块,设置材料,钛合金 TC-4;

(2) 参数化建模,添加固定孔和通风孔,设置两长度为设计变量,初始值均为 63.33 mm;

(3) 划分网格,进行模态分析<sup>[8]</sup>;

(4) 设置载荷和约束条件,进行谐响应分析,采用模态叠加法,阻尼参数为 0.005,同时设置法兰内部下表面变形和变幅杆末端最大变形谐响应频率,结果如图 5 所示;

(5) 添加 DOE 模块<sup>[8]</sup>,手动设置长度区间 53 mm < 63.33 mm < 73 mm 连续取值,采用 CCD 算法(Central Composite Design),优化目标是法兰内部下表面变形为 0 和变幅杆末端最大变形谐响应频率位于 19 750 Hz ~

20 100 Hz 区间;

(6) 运行计算,得到候选点,从中选出两长度较接近的组合,代入模型,得到变幅杆两圆柱长度均为 66.25 mm,谐振频率 19 797 Hz,两端变形比 69.298/38.996 = 1.92,变比较大,满足纵振位移放大条件。

谐响应分析位移-优化后的变幅杆如图 5 所示。

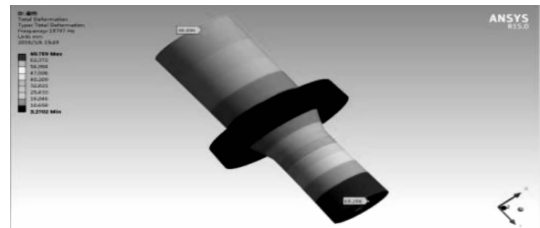


图 5 谐响应分析位移-优化后的变幅杆(mm)

保证加工精度,将加工完成的变幅杆连接 20 000 Hz 的超声压电换能器和设计加工完成的 20 000 Hz 超声模具,再给换能器连接 20 000 Hz、2 000 W 的数字追频超声波发生器,整个超声系统能够连续稳定的纵振工作,无异常尖啸,且法兰处振幅为 0,表明整个设计方案过程良好。

法兰振幅测量结果如图 6 所示。

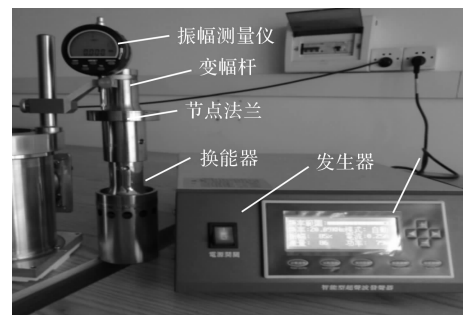


图 6 测量超声系统频率和法兰振幅

## 4 结束语

根据变幅杆经典设计理论和 ANSYS 有限元软件,本文设计了一种圆弧过渡的阶梯型纵振变幅杆,并且在变幅杆节点处优化设计了一种便于装夹、结构轻便美观、易于加工的法兰结构;用 ANSYS 的参数型设计工具,优化变幅杆的长度,校正节点位置恰好落于法兰处;最后将超声发生器、超声变幅杆和超声换能器组装运行,调节振幅。

超声系统可稳定工作在 19.75 kHz ~ 20.15 kHz 的超声发生器追频范围内,综合工作频率 20.09 kHz,表明整个设计方案良好;用超声振幅测量仪测量得到变幅杆法兰处振幅为 0 μm,表明变幅杆法兰处基本无振动,没有过多的能量损失,没有漏波,适合装夹。

**参考文献 (References) :**

- [1] 曹凤国. 超声加工[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014.
- [2] 林书玉. 超声换能器的原理及设计[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [3] 陈俊波. 超声变幅杆节点优化设计[J]. 声学与电子工程, 2009(3): 23-45.
- [4] 赵波, 徐永强, 等. 基于 ANSYS 的超声波变幅杆节点优化及振动性能试验[J]. 河南理工大学学报, 2014, 33

(3): 304-308.

- [5] 林仲茂. 超声变幅杆的原理与设计[M]. 北京: 科学出版社, 1987.
- [6] 刘笑天. ANSYS Workbench 结构工程高级应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2015.
- [7] 李兵. ANSYS Workbench 设计仿真优化[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [8] 蒲广益. ANSYS Workbench 基础教程与实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.

[编辑: 李 辉]

**本文引用格式:**

路 崧, 周成全, 冯广智, 等. 一种圆弧过渡阶梯型超声变幅杆的节点法兰优化与参数型设计[J]. 机电工程, 2018, 35(12): 1324 - 1328.

LU Song, ZHOU Cheng-quan, FENG Guang-zhi, et al. Node flange optimization and parametric design of a circular arc transition stepped ultrasonic horn[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018, 35(12): 1324 - 1328.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 1318 页)

(2) 筒型调节机构结构相对简单, 零部件数量少, 且节流孔径及体积与杆型结构相比尺寸较大, 更加适用于安装空间相对充裕、阻尼力变化范围较大、工作环境相对恶劣的场景;

(3) 由于不同类型的阻尼调节机构优缺点各异, 开发设计过程中, 应根据具体的使用环境及性能要求选择不同的阻尼调节方式。

**参考文献 (References) :**

- [1] 马国新. 重型汽车和越野汽车充气液压减振器研究[J]. 车辆与动力技术, 2003(3): 31-34.
- [2] 刘勺华, 李彦, 房亚, 等. 可调阻尼式汽车减振器设计与试验研究[J]. 机械设计与制造, 2012(5): 220-222.
- [3] DIXON J C. 减振器手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [4] 周长城. 车辆悬架设计及理论[M]. 北京: 北京大学出版社, 2011.
- [5] 李孙琴, 杨怀友, 罗金良. 可调式减振器的阻尼调节机构[P]. 中国专利: 101070890C, 2007.
- [6] 潘鑫强. 一种阻尼力可调的减振器[P]. 中国专利: 103240355B, 2013.
- [7] 任建群, 戴丁新. Damping force adjustable vibration damper[P]. 中国专利: 100392282C, 2008.
- [8] 杜向峰, 郭家根. 可调减振器的电动阻尼调节机构[P]. 中国专利: 201416610, 2010.
- [9] WOOTTEN D K, FOX R C, YABLON J B, et al. Methods and apparatus for combined variable damping and variable spring

rate suspension[P]. USA Patent: 20140353100A1, 2014.

- [10] ANDERSON B W, BROWN B, GALASSO M. Methods and apparatus for vehicle suspension[P]. USA Patent: 20160272029, 2016.
- [11] MARZOCCHI P, VIGNOCCHI L, MUSIANI S. Remote-controlled hydropneumatic shock absorber[P]. USA Patent: 6044940, 2000.
- [12] 郭川, 郭孔辉. 压控式可变阻尼减振器[P]. 中国专利: 100381728C, 2008.
- [13] FOX R C. Damper with pressure-sensitive compression damping[P]. USA Patent: 7374028, 2008.
- [14] 黄兵, 董建新, 沈星火. 一种可调式减振器[P]. 中国专利: 103775557C, 2014.
- [15] MARKING J. Suspension damper with remotely-operable valve[P]. USA Patent: 9239090, 2016.
- [16] MARKING J. Remotely operated bypass for a suspension damper[P]. USA Patent: 20100170760A1, 2010.
- [17] MARKING J. Remotely operated bypass for a suspension damper[P]. USA Patent: 8857580B2, 2014.
- [18] 段福斌, 潘骏, 陈文华, 等. 双筒式液压减振器阻尼力退化建模与可靠性评估[J]. 机械工程学报, 2017, 53(24): 201-210.
- [19] 韩伟, 李雪峰, 陈昊, 等. 液力透平动静叶栅内的流动特性[J]. 流机机械, 2017(2): 46-49, 56.
- [20] 王侃, 朱有利, 黄元林. 某轻型车辆液力减振器活塞杆断裂失效分析[J]. 兵器材料科学与工程, 2009, 32(1): 82-85.

[编辑: 李 辉]