

超声变幅杆设计方法研究

贺西平, 高 洁

(陕西师范大学应用声学研究所, 西安 710062)

摘要: 超声变幅杆是超声振动系统中一个重要的组成部分, 经常在高声强超声中应用。从声学角度出发, 对超声变幅杆有许多种设计方法。本文在综合有关文献的基础上, 阐述了常用的设计变幅杆的方法, 如传统的设计方法, 等效电路法, 替代法(机械阻抗相等法), 传输矩阵法, 有限元法, 表观弹性法等等。文中比较了这些设计方法的特点, 提出了应用相应方法时应该注意的问题。为了能进一步简化设计, 方便记忆, 文中提出了用设计方法本身统一各单级变幅杆各性能参数的表达式等今后需要研究的问题。

关键词: 变幅杆; 等效电路; 替代法; 传输矩阵; 有限元方法

中图分类号: O422.7

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2006)-01-0082-05

A review of ultrasonic solid horn design

HE Xi-ping, GAO Jie

(Applied Acoustics Institute, Shaanxi Normal University, Xi'an 710062, China)

Abstract: Solid horn is an important component in ultrasonic vibration system, often used in high power ultrasound applications. New advances in various design methods of ultrasonic solid horn is reviewed, for example, conventional analytical method, methods of equivalent circuit, mechanical impedance, transfer matrix, finite element, and apparent elastic modules, etc. Characteristics of different methods are compared, and problems that need further studies are pointed out such as seeking a unified expression for performance factors of solid horns with common shape functions.

Key words: solid horn; equivalent circuit; mechanical impedance; transfer matrix; finite element method

1 引 言

超声变幅杆是超声振动系统中一个重要的组成部分, 它在振动系统中的主要作用是把机械振动的质点位移或速度放大, 并将超声能量集中在较小的面积上即聚能, 因此也称超声变速杆或超声聚能器。在高声强超声如超声加工、超声焊接等应用中, 辐射面的振动幅度一般需要几十到几百微米, 只有

在换能器的端面连接超声变幅杆, 才能将机械振动幅度放大到符合要求。另外, 超声变幅杆还可以作为机械阻抗变换器, 在换能器和声负载之间进行阻抗匹配, 使超声能量更有效地从换能器向负载传输。

上世纪 40 年代发明的纵振指数型变幅杆, 是为了高强大功率超声波的应用, 50 年代原苏联学者提出悬链线型变幅杆和多级组合变幅杆, 60 年代提出了描述变幅杆形状因数的概念, 并发展了一种应力沿杆件均匀分布的高斯型变幅杆, 获得了高位移振幅。森荣司提出振动方向变换器, 开辟了用变幅杆件功率合成方法获得高强特大功率(50KW 以上)超声的途径。上世纪 80 年代森荣司等又提出夹心弯曲换能器结构^[1], 90 年代根本佐久良雄等人则提出了夹

收稿日期: 2005-02-03; 修回日期: 2005-04-11

作者简介: 贺西平(1965-), 男, 江西永新人, 硕士导师, 教授, 研究方向为超声工程、水声换能器的理论和设计、声传感及信号处理等。

心扭转换能器结构^[2],随后又出现了弯曲振动变幅杆^[3,4]和扭转振动变幅杆^[5],扩大了工业应用范围。除了以上杆件形状外,在大功率超声冷拔丝、管等应用中出现了等厚度或变厚度的盘形或环形聚能器^[6-8];在超声焊接、切割中又出现了大型块状变幅杆件^[9]。

按照振动类型,可分为纵振、扭振、弯振以及复合振动(纵弯、纵扭)^[10,11]四类,在功率超声的加工和处理应用中,纵振型应用最为普遍。从单一变幅杆的母线形状来分类,又可分为阶梯、指数、悬链线、圆锥、高斯、傅里叶、余弦等类型,若将这些单一形状变幅杆组合起来进行设计,则是复合型变幅杆。按其功能来分,又可分为二分之一波长和四分之一波长两种。虽然分类较多,但纵振、扭振和弯振变幅杆的设计都是从其相应的振动方程出发,设计过程及步骤都是一样的。

本文以二分之一波长的纵振变幅杆为例,对变幅杆的各种设计方法做了论述和总结,并指出研究中存在的一些问题。

2 传统解析法

对由若干级变幅杆组合而成的复合变幅杆,利用变截面杆纵振波动方程,将各级变幅杆的面积函数代入,并利用边界条件确定出方程中的待定系数,可导出该复合杆的频率方程等各性能参量的解析表达^[12]。这也是传统的变幅杆设计方法,但是对较复杂的变幅杆,例如三段式或三段以上组成的复合变幅杆,求其频率方程和各性能表达式的过程就显得较为繁琐。

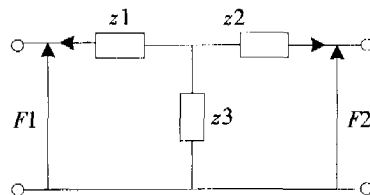
3 等效电路法

将作用在变幅杆两端的力、振速、力阻抗分别类比于电压、电流、电阻抗,则变幅杆振动系统和电路之间就有等效关系,这就是力电类比方法。每个单一形状函数的变幅杆用力电类比的方法,可得到等效的机械四端网络。

对任一确定形状函数的变幅杆,等效网络中的各等效阻抗都可由力电类比求得^[13]。对复合变幅杆,因边界振速连续,可将彼此的等效 T 型网络连接起来,得到整个复合变幅杆的等效电路图,令电



(a) 四端网络 (Four-terminal network)



(b) 等效的 T 型网络 (The kind of equivalent T network)

图 1 单一形状变幅杆的四端等效网络

Fig.1 Four-terminal equivalent network of ultrasonic solid horn with the single shape function

路中抗部分为零,就可得到该复合变幅杆的频率方程。结合电路基尔霍夫定理,还可以求得振动系统的振幅放大倍数等其它性能参量。

4 替代法(机械阻抗相等法)

对复合变幅杆,认为在各级形状函数杆的界面连接处,机械阻抗相等,这种方法比传统设计法要简便,物理意义也明显^[14]。以指数型和双曲线型组成的复合超声变幅杆为例,如图 2 所示。

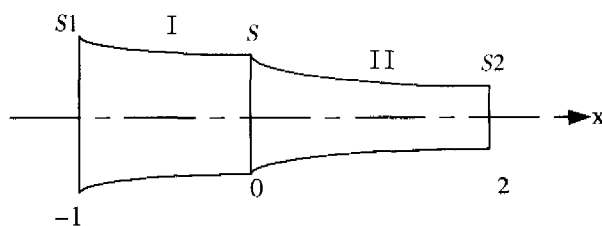


图 2 指数与双曲线型复合半波长纵振杆

Fig.2 The exponential-hyperbola composite half wave-length longitudinal solid horn

在 $x=0$ 处,指数型杆的输出阻抗为

$$Z_1 = \frac{F}{\dot{\xi}_1} \bigg|_{x=0} = \frac{-SE_1 \frac{\partial \xi_1}{\partial x}}{j\omega \xi_1} \bigg|_{x=0} \quad (4)$$

在 $x=0$ 处,双曲线型杆的输入阻抗为

$$Z_2 = \frac{F}{\dot{\xi}_2} \bigg|_{x=0} = \frac{-SE_2 \frac{\partial \xi_2}{\partial x}}{j\omega \xi_2} \bigg|_{x=0} \quad (5)$$

超声复合杆各段形状函数接触面处,机械阻抗

应是连续的,因此有 $Z_1=Z_2$ (6)

再结合半波长变幅杆满足的条件,就很容易导出该复合杆的频率方程。

5 传输矩阵法

每种形状函数的单级变幅杆都有其等效的四端网络,如果将这些形状函数的四端网络各量都编成子程序,在设计复合变幅杆(或换能振动系统)时,用传输矩阵就可以随时调用,这不仅方便了设计,而且在理论上与传统设计方法结果一致^[15-17]。

任意形状函数的单级变幅杆都可等效成一机械四端网络,如图 1(a)所示,写成表达式为

$$F_2=\alpha_{11}F_1+\alpha_{12}V_1, \quad F_2=\alpha_{11}F_1+\alpha_{12}V_1$$

$$\text{即: } \begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ V_1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

文献[19]给出了等截面杆、直圆锥杆、指数型杆、悬链线型杆等常见形状函数圆截面变幅杆的四端等效网络各参量。

对复合变幅杆,其第 i 级可表示为一等效四端网络:

$$\begin{bmatrix} F_{i+1} \\ V_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}^i & \alpha_{12}^i \\ \alpha_{21}^i & \alpha_{22}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_i \\ V_i \end{bmatrix}$$

或写为

$$Z_{i+1}=D_i Z_i \quad (8)$$

$$\text{式中 } Z_{i+1} = \begin{bmatrix} F_{i+1} \\ V_{i+1} \end{bmatrix}, \quad D_i = \begin{bmatrix} \alpha_{11}^i & \alpha_{12}^i \\ \alpha_{21}^i & \alpha_{22}^i \end{bmatrix}, \quad Z_i = \begin{bmatrix} F_i \\ V_i \end{bmatrix}$$

按复合杆组合的顺序,将各网络矩阵相乘后,可简化为一个四端网络

$$Z_n = A Z_1$$

$$\text{式中 } A = D_n \cdot D_{n-1} \cdots D_2 \cdot D_1 = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix}$$

当该纵振系统两端自由时,即 $F_1=F_n=0$, 两端速度最大,这时有

$$\begin{bmatrix} 0 \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ V_1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

则 $\alpha_{12}V_1=0$, 即 $|\alpha_{12}|=0$, 由此求得系统的谐振频率。反之,若知道系统的谐振频率,亦可求得某一级组件中的某一设计尺寸。又由(12)式得到

$$V_n = \alpha_{22}V_1$$

复合矩阵 $|\alpha_{22}|$ 之值就是复合杆的两端振动速度

之比,即速度放大系数。

需要注意的是,传输矩阵法只适用于单纯的振动系统,如果存在复合振动,如纵弯、纵扭等,这种方法将不再适用。

6 有限元法

传统的解析方法和等效电路法设计和分析复合变幅杆振动系统时,会有较大的局限性:它们都要对被分析对象建立简化的数学模型,如等效电路法处理的对象是集中参数系统,因而它只能得出换能器处于谐振状态时(这时可简化为集中的参数系统)的一些参数;又因为得出的性能参数都是以解析式的形式表达出来,所以要确切地知道换能器系统内部的如位移分布、应力分布等量,都要经过很繁琐的运算才能得到。

考虑到有限元方法对复合变幅杆振动系统建模时为一无源激振系统,因此计算时用模态分析。一旦完成对复合变幅杆的建模,其计算过程就比较简单,而且计算结果是以数值解给出的,通过可视化编程,后处理模块可将这些数值解以图形的方式显示出来,由此观察到复合振动系统的各个振动模态、位移分布以及应力分布。

有限元方法特别应用于不规则的、无法得到解析解的变幅杆件的设计上。例如,超声焊接和切割中使用的大形状块状变幅杆件(block horn)^[9]。这些变幅杆件是连接工具头和换能器的组件,需要满足三个条件:工作频率要远离它具有的其它振动模式;块形工作面上的振幅要均匀;且能产生大振幅。因此对块状变幅杆件必须施行开孔和开缝相结合,而为了分隔开纵振动和扭、弯振动,又必须相应地作些加边、减厚等处理。怎样使得这些孔、缝、加边、减厚的几何尺寸最佳,就必须用有限元方法计算^[18]。

7 其它方法

变幅杆设计方法还有传输线法、分段趋近法、表观弹性法等。传输线法一般用于等截面的变幅杆设计。分段趋近法是对任何形状函数的单级或复合变幅杆,都将其分割成若干个近似的直圆锥段来趋近(圆柱只是圆锥的一个特例),因为单个直圆锥段可等效为一个四端网络,这样,任意形状函数组合而成的纵

振型复合变幅杆最后都可简化为一个等效网络^[19]。

由于大尺寸超声振动体都存在横向耦合振动,从理论上说应采用三维振动理论来分析。然而由于问题的复杂性,一般很难得到解析解。鉴于弹性体耦合振动问题的复杂性,应用三维理论一般来说得不到严格的解析解。为了解决这个问题,日本学者森荣司提出了表观弹性法:在只考虑伸缩变形而不计剪切变形的条件下,对材质均匀的弹性体,其振动可以看作是由相互垂直的纵向振动耦合而成,不同方向的振动看作有不同的表观弹性常数。在此条件下,弹性体的耦合振动可以由各个方向上的一维纵向振动来表示。从整体上看,各个方向上的等效纵向振动通过相互耦合构成弹性体的整体耦合振动^[20,21]。

当然,在实际设计复合变幅杆时,针对不同的研究对象,有时候可将几种方法结合起来使用,以简化设计,另外使用不同方法也可以相互验证。比如,对一端带有圆柱杆的复合纵振超声变幅杆,就可以用传输线法和替代法^[22];对存在有大横向尺寸段部分的复合杆,可先用表观弹性法求得由于径长耦合振动而呈现的表观声速,再结合上述一些方法作最后设计^[23,24]。

8 存在问题

不同形状函数变幅杆性能表达式复杂、计算工作量大,因此有人研究开发了一些变幅杆设计计算软件^[25,26]。这在一定范围内能减轻实际设计的工作量,但软件设计的理论基础还是传统设计方法的表达式,对不同形状的变幅杆或由此组成的复合杆,想全面将杆件的设计尺寸(或频率)、位移节点、放大系数、形状因数、在杆件中的应力和位移分布曲线同时计算并展现出来,以利于从各个性能指标中综合分析和选择杆件,还是有一定难度的。这就需要发展一种对变幅杆各参量进行计算和表达的方法。文献^[27]研究了对各种不同单级变幅杆的性能参量进行了统一表达的方法。该方法基于对变幅杆两端面上的边界条件设置了四个任意常数,统一了变幅杆的各性能参量表达式,也就是说,是通过人为设置的四个任意常数来统一的设计方法,不利于在复合杆中计算和设计。如果能用设计方法本身统一各单级变幅杆各性能参数的表达式,就可以方便地设计组合复杂的复合杆,而且,用统一的表达式,也

能更方便更深入地研究变幅杆的声学性质。

近来有人提出对传统形状函数的变幅杆进行优化设计,目的是在材料不变的情况下,使放大系数更大而应力也不会集中(实际上是使形状因数变大)^[28]。

作者正在从事这些方面的研究工作。

参 考 文 献

- [1] Eiji MORI. Ultrasonics International 89 Conference Proceedings: 256.
- [2] 根本佐久良雄, 森荣司. 夹心扭转振动系统[J]. 日本音响学会志 1972, 3: 118-126.
Sakurao Nemoto, Eiji Morj. Bolt-clamped electrostrictive torsional vibrator[J]. The Journal of acoust. of Japan, 1972, 3: 118-126.
- [3] Yuji Watanabe. A study on a transducer-stepped type solid horn system for flexural mode ultrasonic high power transducer with one dimensional construction, Ultrasonics International 91 Conference Proceedings, 1991, 435-438.
- [4] Yuji Watanabe, Eiji Mori. A study on a new flexural-mode transducer-solid horn system and its application to ultrasonic plastics welding[J]. Ultrasonics, 1996, 34: 235-238.
- [5] Eiji MORI, Masami UNO. Analysis of torsional vibration of a ultrasonic exponential solid horn with a tool and its design considering fatigue limit[J]. Bulletin of the Tokyo institute of technology, 1963, 51: 63-80.
- [6] Kleesattel C. Uniform Stress Contours for Disk and Ring Resonators Vibrating in axially symmetric radial and torsional modes[J]. Acustica. 1968, 20: 1-13.
- [7] 森荣司. R-L 型振动变换器[J]. 日本音响学会志 1977, 30: 587-595.
Eiji Morj. R-L vibration transducer[J]. The Journal of acoust of Japan, 1977, 30: 587-595.
- [8] 汪承灏. 盘形聚能器设计理论[J]. 声学学报, 1979, 4: 279-286.
WANG Chenghao. Design theory of disk concentrator[J]. ACTA Acustica, 1979, 4: 279-286.
- [9] Andrea Cardoni, Margaret Lucas. Enhanced vibration performance of ultrasonic block horns[J]. Ultrasonics, 2002, 40: 365-369.
- [10] 周光平. 超声振动系统纵-弯和扭-弯复合振动[J]. 声学学报, 2001, 26(5): 435-439.
ZHOU Guangping. Analysis of longitudinal-flexural and torsional-flexural complex-mode vibrations of ultrasonic vibration systems[J]. ACTA Acustica, 2001, 26(5): 435-

- 439.
- [11] 林书玉. 大振幅纵-扭复合振动模式超声变幅杆[J]. 压电与声光, 2002, **24**(10): 81-84.
LIN Shuyu. Longitudinal-torsional composite mode exponential ultrasonic horns with large amplitude [J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2002, **24**(10): 81-84.
- [12] 林仲茂. 超声变幅杆的原理和设计[M]. 北京: 科学出版社, 1987.
LIN Zhongmao. Theory and Design of Ultrasonic horns [M]. Beijing: Science Press, 1987.
- [13] 赵福令, 冯冬菊, 郭东明, 等. 超声变幅杆的四端网络法设计[J]. 声学学报, 2002, **27**(6): 554-558.
ZHAO Fuling, FENG Dongju, GUO Dongming, et al. Design of horn using four-end network method [J]. ACTA Acustica, 2002, **27**(6): 554-558.
- [14] 贺西平. 复合超声纵振型变幅杆的简化设计[J]. 兰州大学学报, 2002, **38**(5): 24-27.
HE Xiping. Simplified design methods for compound ultrasonic longitudinal vibrating horn [J]. Journal of Lanzhou Univ. (Natural Sciences), 2002, **38**(5): 24-27.
- [15] 贺西平. 纵振型超声变幅杆的四端等效网络[J]. 陕西师范大学学报(自然科学版), 1994, **22**(1): 87-88.
HE Xiping. Equivalent four-terminal networks of the longitudinal ultrasonic horns[J]. Journal of Shaanxi Normal Univ (Natural Science Edition), 1994, **22**(1): 87-88.
- [16] Peter Lesniewski. Discrete component equivalent circuit for Webster's horns[J]. Applied Acoustics, 1995, **44**: 117-124.
- [17] 贺西平. 超声扭振系统的四端网络设计法[J]. 应用声学, 1994, **13**(3): 33-36.
HE Xiping. The four-terminal networks design method for ultrasonic torsional vibrating systems [J]. Applied Acoust, 1994, **13**(4): 33-36.
- [18] Andrea Cardoni, Margaret Lucas. A novel multiple blade ultrasonic cutting device[J]. Ultrasonics, 2004, **42**: 69-74.
- [19] 俞宏沛. 纵向振动换能器工程设计理论(上)[J]. 水声通讯, 1984, **3**: 17-58.
YU Hongpei. The Theory of engineering design for longitudinal vibrating transducer [J]. Underwater acoustic Communication, 1984, **3**: 17-58.
- [20] Mori E, Itoh K, Imamura A. Analysis of a short column vibrator by apparent elasticity method and its application [A]. Ultrasonic International 1997 Conference Proceedings [C]. IPC Science and technology press, 1977, 262-266.
- [21] 任树初. 压电振子的多维耦合振动(I)-纯压电振子[J]. 声学学报, 1983, **8**(3): 147-157.
REN Shuchu. Multi-Dimensional coupled vibrators of piezoelectric vibrators (I) pure piezoelectric Vibrators [J]. ACTA Acustica, 1983, **8**(3): 147-157.
- [22] 贺西平. 一端带有圆柱杆的复合纵振超声变幅杆的简明设计理论[J]. 声学技术, 1994, **13**(2): 85-88.
HE Xiping. Simplified design theory of the composite longitudinal ultrasonic solid horn with one end connecting cylindrical bar [J]. Technical Acoust, 1994, **13**(2): 85-88.
- [23] 周光平. 耦合振动夹心换能器的特性和设计[C]. 中国声学学会功率超声分会 2003 年学术会议论文集, 2003, 厦门.
ZHOU Guangping. The characteristic and design of coupled vibration bolt-clamped transducer [A]. Proceedings of the branch of power ultrasonics of Chinese acoust Soc [C]. Xiamen, 2003.
- [24] 俞宏沛. 非轴对称变幅杆的设计及阶梯形变幅杆圆滑过渡的研究[J]. 声学 & 电子工程, 1994, (1): 9-13.
YU Hongpei. The design of nonaxisymmetrical horns and study of smooth transition step-bar horns [J]. Acoustics and electronic eng, 1994, (1): 9-13.
- [25] 孙鲁涌, 周异, 张云电. 超声变幅杆参数计算软件的开发[J]. 杭州电子工业学院学报, 2004, **24**(3): 88-91.
SUN Luyong, ZHOU Yi, ZHANG Yundian. Development of parameter calculating software for ultrasonic amplitude bar [J]. Journal of Hangzhou Institute of electronic eng, 2004, **24**(3): 88-91.
- [26] 吴秀玲, 梁增友, 谭伟峰. 珩磨用超声振动变幅杆的 CAD [J]. 华北工学院学报, 2002, **23**(1): 68-70.
WU Xiuling, LIANG Zengyou, TAN Weifeng. An amplitude varying pole CAD system for ultrasonic vibrating Honing [J]. Journal of North China institute of technology, 2002, **23**(1): 68-70.
- [27] 贺西平. 几种常见形状函数超声变幅杆性能参量的统一表达[J]. 陕西师范大学学报(自然科学版), 1994, **22**(3): 29-32.
HE Xiping. Unified expression for each of the performance factors of the several common shape functional ultrasonic transformer [J]. Journal of Shaanxi Normal Univ (Natural Science Edition), 1994, **22**(3): 29-32.
- [28] Amin S G, Ahmed M H M, Youssef H A. Computer-aided design of acoustic horns for ultrasonic machining using finite-element analysis [J]. J Materials Processing Technology, 1995, **55**: 254-260.