

阻尼复合板的隔声性能研究

郑 辉

陈端石

(上海城市建设学院机电系 上海 200092) (上海交通大学振动冲击噪声研究所 上海 200030)

1994 年 10 月 20 日收到

摘要 本文摘要阐述了隔声结构传声损失的理论分析方法以及关于阻尼复合板隔声性能的国内外研究概况,并提出了该领域有待进一步研究的几个问题。

关键词 隔声, 阻尼, 复合板, 综述

Literature review of the study on the sound insulation properties of layered damping panels

Zheng Hui

(Shanghai Institute of Urban Construction, Shanghai 200092)

Chen Duan-shi

(Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030)

Abstract The theoretical methods available for Sound Transmission Loss (STL) analysis of sound insulating structure, the domestic and international status of the research on STL properties of layered damping panel are briefly described. Further problems to be studied are also presented.

Key words Sound Insulation, Damping, Layered Panel, Literature Review

1 引言

作为机械设备噪声控制的有效途径之一,应用弹性-粘弹性阻尼复合结构的场合已经越来越多。采用弹性-粘弹性阻尼复合结构替代传统的单纯金属结构,其减振降噪优势日益为学术界和产业界所认识。在弹性-粘弹性阻尼结构的诸多结构形式中,由金属弹性层和粘弹性层交替层合的板类构件在噪声控制工程中占有相当比例。弹性-粘弹性阻尼复合板大多用于取代金属薄板构件,例如,各种机械设备的

隔声罩壳,发动机的外壳,各种交通工具,如汽车、船舶、航天器上的舱壁、大型管道系统及民用家电等。阻尼复合板的基本构造方式有自由阻尼板和三夹层约束阻尼板三层两种,一般由金属弹性层提供构件所需的机械强度,由弹性阻尼层尽可能多地耗散振动能。为了克服单层粘弹性材料的阻尼特性受一定工作温度和频率范围的限制,在普通三层约束阻尼复合板的基础上又发展了多层阻尼复合板。这些不同阻尼结构的振动阻尼特性分析在文献[1][2]中有详尽论述。

过去几十年,人们对于弹性-粘弹性阻尼复合板的研究大多是从减振角度出发,即首先建立起一定激励条件下合理的力学模型,导出有阻尼的运动方程,据此寻求一定的参数配置,使结构具有最大的阻尼损耗因子。目标是提高构件的振动衰减能力和动态稳定性,这方面已经形成比较成熟的设计方法,然而,作为机器外壳和隔声罩壳的阻尼板,实际工作条件往往是不仅要承受由相邻构件传递来的振动激励(结构声, *Structure-borne Sound*),还受到内部空间混响场的声激励(空气声, *Airborne Sound*)。为了有效地降低机器噪声,首先必须对空气声和固体声这两种声传递途径进行识别^{[3]~[5]},确定优势所在。在内部空间噪声级很高的情况下,作为罩壳的阻尼板隔声性能就显得十分重要,从另一方面看,尽管结构的振动衰减能力与隔声性能(传声损失, *Transmission Loss*)之间有着相互密切的联系,但是从减振和从隔声的不同角度出发,要达到最佳效果,阻尼复合板各弹性层及粘弹性层的几何参数与物理参数配置的要求有所不同。如何使这些参数匹配更加协调,是阻尼复合板隔声设计中,待解决的一个问题。

本文是在收集和阅读国内外有关阻尼复合板隔声性能研究的大量文献及相关资料基础上,对传声损失的理论分析方法和阻尼复合板隔声性能国内外研究概况进行了比较系统和全面的阐述,并提出了阻尼复合板隔声性能研究领域有待进一步解决的几个问题。

2 隔声研究历史的简单回顾^[6,7]

19 世纪末, Rayleigh 在其名著《*Theory of SOUND*》一书中,提出不可压缩无限大墙的隔声理论,并导出了薄墙传声损失计算的著名“质量定律(*Mass Law*)”。1942 年, Gremer 对无限大板传声损失研究中引用弹性力学理论,发现了斜入射声波投影波长与板的弯曲波波长符合时的吻合效应,使原先质量定律不能描述的出现在实际构件传声损失曲线上的低谷现象得到解释。随后, London 提出了混响声场中单

层墙和双层墙的隔声计算理论, Gremer 和 London 分别引入复弹性模量和阻尼力阻,以研究材料内阻尼对传声损失的影响。Heckl 讨论了有限尺寸墙对传声损失的影响,弥补了过去隔声理论不适于低频域的不足。Maidanik (1962)和 Wallace(1972)提出的混响声场中板的振动模态辐射阻抗概念,为振动板的声辐射特性给出了合理的描述。这些有代表性的研究工作为隔声构件传声损失现代理论奠定了基础。

3 传声损失的理论分析方法

对隔声结构传声损失(TL)的研究,先后共出现过 4 种主要方法,即波传递法(*the Wave Analysis Approach*)、模态分析法(*the Modal Analysis Approach*)、统计能量分析法(*Statistical Energy Analysis*)和数值法(*Numerical Methods*)。此外,还有一些由这 4 种方法派生的其它方法,如文献[7]中的“混合法”和文献[8]提出的“函数基分析法(*Functional Basis Analysis*)”。

波传递法^[9~19]亦称无限大板理论,是求解隔声构件传声损失的经典方法。导出的主要规律是“质量定律”和“吻合效应”。由于无限大板理论未计及构件几何尺寸的影响,因而在低频域绘出的 TL 值与实测值存在相当差距。引入构件有限尺寸对低频域 TL 值影响的修正后,上述缺陷能够在一定程度上得到弥补^[20]。

模态分析法^[7,8,21~25]的基本思想是利用隔声构件的振动模态信息(特征频率、特征向量、模态刚度和模态质量)及辐射特性,求得在已知一侧混响声场激励条件下隔声构件的振动响应及另一侧的辐射声场,进而计算出传声损失。该方法的局限性在于,“混响声场”的假设只是对中高频域有效,而求取中高频域结构振动模态信息往往需要冗长的计算,并且,对于非均质板或边界条件复杂的板,振动模态的确定并非易事。

统计能量分析(SEA)^[26~30]基于统计平均概念,以能量作为独立变量,将机械振动与声

场统一考虑,把一个复杂的振动-声学耦合系统的能量传递转化为一组线性方程的求解。用 SEA 方法研究隔声构件传声损失的基本模型包含“混响场-单层板-混响场”三个子系统,子系统的模态密度(modal density)分别反映声场和隔板的几何、物理参数对能量传递的影响;子系统间的能量流用耦合损耗因子(coupling loss factor)来表征。为了得到较为满意的结果,SEA 方法要求子系统应具有足够大的模态密度,故这种方法只适合于高频域计算。此外,声与振动能量的非共振传递部分要根据具体问题作特殊考虑。

数值分析方法(有限元法及边界元法)已成功地应用于流-固耦合振动问题的求解^[31,32],理论上对隔声构件传声损失问题也是适用的,尽管有关这方面的文献不多^[33,34]。用数值分析方法求传声损失问题,最突出的优点是不受隔声结构的几何形状和材料性质的限制,并且还可以求解非线性问题(如文献[37])。然而,随着频率的提高,需要划分的单元数急剧增大,由于计算机容量有限,所能计算的最高频率受到限制。

4 弹性-粘弹性阻尼复合板传声损失的研究概况

50 年代,随着航空、航天工业的发展,迫切需要比强度(强度与质量之比)高的复合材料和复合结构替代传统的金属材料;同时,为满足人们在生活、工作和学习中希望达到安静环境的要求,在建筑声学领域,各种隔声性能优越的轻质结构便成为研究热点之一(轻质夹层板便是其中的一种)。由于这些复合结构具有强度高、振动小、声学性能优越、寿命长的特点,因而在建筑及工业噪声控制等领域的应用越来越广泛。总体说来,通常所说的夹层结构可分为下述三种类型:

4.1 以金属板为面层,中间充填各种强化纤维材料(如玻璃纤维、墨铅、环氧树脂等),通过改变纤维的方向调整结构在不同方向上的刚度,以这种方法形成的复合结构称为增强型复应用声学

合板(Stiffened Composite Plate)。由于工艺上的特殊要求,成本较高,增强型复合板仅在航空航天领域应用较多。

4.2 以非金属或金属板为面层,中间充填其它轻质隔声或吸声材料,形成三夹层复合结构,这种结构具有较大的横向弯曲刚度,较多地用于建筑领域,一般芯层较厚,而且大多为对称结构。为与下面将要说明的阻尼复合板相区别,本文特指这种结构为“夹层板”(Sandwich Panel)。

4.3 由金属板和粘弹性高阻尼材料层合而成的弹性-粘弹性阻尼复合板(Elastic-Viscoelastic Layered Panel)是机器噪声控制中应用较多的结构,其基本结构形式可分自由阻尼复合板和约束阻尼复合板;约束阻尼复合板又根据基层和约束层的性质分为对称型和非对称型。鉴于单-粘弹性阻尼材料均有其最佳使用频率和最佳工作温度,可用多种不同阻尼材料和约束层形成多层阻尼复合板,以加宽工作频域和适用的温度范围。

本文主要涉及的是弹性-粘弹性阻尼复合板。

过去几十年里,结构的振动和阻尼特性一直是弹性-粘弹性阻尼复合板研究涉及较多的主题,文献[40—43]对该课题的进展情况有较详尽的概述。与隔声性能的研究对比,阻尼复合板的振动和阻尼特性分析已经形成比较系统的计算理论和设计准则。然而,能够满足动态稳定性设计要求的复合板,其隔声性能未必一定最佳。

阻尼复合板的和夹层板的传声损失理论有着诸多联系,所以有必要先回顾一下夹层板传声损失的研究概况。关于夹层板传声损失研究的最早报告是文献[12],作者美国 BBN 公司的 Kurtze 和 Watters 把夹层板在空气声激励下的行进波分解为剪切波(shear wave)和弯曲波(bending wave),应用等效电路法,得出整个夹层板的特征阻抗,从而把传声损失与结构特征的相互联系通过波阻抗与结构参数间的关系来反映,最后得到指导隔声设计的两个重要结

论:调整结构的静刚度与动刚度之比使吻合频率移动,在工作频域避免出现传声损失低谷;芯层材料的阻尼耗损有助于改善夹层板的隔声性能。1967年,Ford, Lord & Walker 指出了 Kurtze 和 Watters 忽视的芯层胀缩波(*dilatational wave*)共振效应对传声损失的影响^[13]; Sharp & Beachamp 通过试验对板的几何尺寸和透射声一侧的吸声特性对传声损失测量结果的影响进行了分析^[14];其后,以 Kurtze & Watters 和 Ford, Lord & Walker 的工作为基础,Dym 等人^[15,16]和 Moore & Lyon^[19]把对称夹层板(*symmetric Sandwich Panel*)的位移模式分解成结构对称变形(*Symmetric motion*)和反对称变形(*Asymmetric motion*)的组合,从而板的声阻抗特性相应地以对称阻抗(*Symmetric Panel Impedance*)和反对称阻抗(*Asymmetric Panel Impedance*)表征,最终形成夹层板声传递阻抗矩阵。Moore & Lyon 通过对各向同性和正交各向异性芯层对夹层板传声损失影响的研究,提出了具有最大传声损失的“模态抵消(*Mode Cancelling*)”夹层板设计方法,Dym 等人则建立了夹层板的隔声优化设计理论^[44-46]; Jones^[14]通过对夹层板在场入射(*field incidence*)条件下传声损失的测量,讨论了结构弯曲波、剪切波和胀缩波参与影响传声损失的机理,并进一步验证了早期 Kurtze & Watters 关于夹层板传声理论的可靠性。

理论上,如果计及芯层材料的阻尼耗损,引入复剪切模量,经过适当改进后,上述夹层板的传声损失计算理论可用于弹性-粘弹性阻尼复合板的传声损失计算。Dym & Lang^[17]曾试图把波阻抗组合理论,推广到具有正交各向异性芯层的非对称夹层板,但对于非对称夹层板,结构的对称波阻抗和反对称波阻抗不能解耦,因此,上述理论仅适于对称结构(上下面层的材料特性和几何尺寸完全一致)。此外,Dym 等人^[44,45]通过对结构参数的数学优化,指出了有助于提高传声损失的两个方向,(1)采用面密度大但刚度并不很大的面板;(2)增加芯层材料的刚性,使对称波吻合频率向高频

移动,而反对称波吻合频率向低频移动。其中第一点在工程设计中难于实现;另一方面,从减振的角度,为使夹层板获得最大结构损耗因子,芯层材料和面板的弹性模量有一最大优配值。因此这一要求与上述第二个方向间有一相互协调的问题,而 Dym 等人并未涉及。

针对弹性-粘弹性阻尼复合板传声损失的研究工作是 70 年代后期开始,Vaicatis 在 70 年代后期首先研究了入射声场通过覆有粘弹性阻尼层的弹性板向矩形闭合空间的透射。在 Vaicatis 的模型中,假定了矩形复合板四边简支^[42];Narayanan & Shanbhag 把 Vaicatis 的四边简支条件改为两边简支,另两边弹性支承,进一步分析了边界条件对阻尼复合板噪声衰减的影响^[49]。其主要结论是:(1)边界条件变化对阻尼复合板噪声衰减的影响主要在低频;(2)适当选择结构的剪切参数和几何参数能够改善复合板的噪声衰减;(3)在声腔共振频率点,对噪声衰减传递起主导作用的是声腔阻尼。Narayanan & Shanbhag 在另一篇文献中^[50],基于无限大阻尼复合板模型,导出阻尼复合板的传声损失、吻合频率、芯层材料参数和声场入射角之间相互关系的数学表达式;Narayanan & Shanbhag 在建立声场作用下阻尼复合板的振动方程时,假设条件如下:(1)复合板结构对称,(2)忽略芯层的弯曲应力和面层在垂直面内的剪应力,(3)各层的横向位移相同,(4)忽略复合板面内惯性力。80 年代中,我国何祚镛教授根据最小势能原理和变分法,引入双层弹性-粘弹性复合板的等效弹性常数和等效质量,导出复合薄板弯曲振动方程和边界条件的简洁形式^[51,52],给出复合板振动级数解,系统地分析了声波作用下矩形复合板的振动及其二次辐射声的近场声压分布。以文中建立的理论来分析复合板的隔声问题,可与 Sewell 的单叶墙传声损失计算^[21]相对应,给出复合板声透射计算理论体系。

文献[48-50]主要是针对双层自由阻尼板和三夹层对称约束阻尼板两种结构,进行对复合板传声损失的研究,缺乏普遍意义。Guyad-

er & Leuseur 以正则模态法和统计能量分析 (SEA) 方法, 分别应用于低频域和高频域振动问题, 给出了复合板传声损失的混合法理论。然而, 对于正交各向异性材料层合成的多层复合板, 正则模态和统计能量参数的确定, 本身就是比较复杂的工作; 同时, 用 SEA 分析声传递时, 通常假设的非共振模态不参与能量传递, 与经典的质量定律相冲突, 为修正由此而造成的误差, 需要人为地添加非共振模态项^[53]。

根据弹性力学理论, 弹性结构的振动位移和内应力分布, 可以用纵向波 (*longitudinal wave*) 和横向波 (*transverse wave*) 的势函数表示; 空气中的声波只有纵波, 因此空气中的声场特性取决于纵波的速度势函数。空气声向复合板投射, 激起结构振动, 并向另一侧产生声辐射。隔声问题的研究实际上可归结为入射声场、复合板各层材料和透射声场势函数之间的关系。Chonan & Kygo 根据这一思想, 应用声场与复合板表面之间复合板各层材料界面间的质点速度和应力连续条件, 形成以入射声压和透射声压幅值以及复合板各层横波和纵波势函数为未知数的矩阵方程 (双层板为 10 阶矩阵, 三层板为 14 阶矩阵), 求解该矩阵方程, 即可得到复合板在入射声场的作用下透射声压与入射场压之间的定量关系^[54,55]。Chonan & Kugo 用这种方法对具有不同厚度比和模量比的双层和三层混凝土复合墙的传声损失进行了数值计算, 并提出传声损失的优化设计步骤。如果引入粘弹性层的复模量, 将 Chonan & Kygo 的理论推广到 n 层阻尼复合板的传声损失计算, 则要涉及 $(4n+6)$ 阶复矩阵的求逆问题, 并且建立各层结构参数有关的系数矩阵十分繁琐。因此, 对任意多层阻尼复合板传声损失计算, 寻求一种简便方法很有必要。

最后还应提及的是, Trochidis 等人关于吸声面层对单层和双层隔板隔声性能影响^[56-58]的讨论, 对弹性-粘弹性阻尼复合板传声损失的研究也是有一定意义的。因为由吸声层、阻尼层和金属板组成的复合板, 兼有减振、隔声应用声学

和吸声多重作用, 这种结构已越来越多地用于各种运载工具的舱室和机器隔声罩。

5 有待研究的几个问题

(1) 由于模态分析法和 SEA 用于解决阻尼复合板的传声损失, 会带来求解正则模态和确定统计能量参数的困难, 而其它根据无限大板理论建立的计算体系又仅适用于对称三夹层结构, 因此, 有必要建立既能适合于任意多层弹性-粘弹性阻尼复合板 (包含自由阻尼板)、又便于工程应用的传声损失计算理论。

(2) 上述关于隔声构件传声损失的计算理论, 大多基于经典的无限大板假设, 这与实际隔声结构总存在一定差异。因此, 隔声结构, 尤其是阻尼复合板这类大阻尼结构, 传声损失的实验研究也是极为重要的。现有与复合板传声损失有关的试验结果, 大多属于建筑上的厚芯层轻质隔声结构 (包括蜂窝墙) 和重质混凝土墙 (单层和多层)。对阻尼复合板, 除文献^[6, 59-61]提供部分试验数据外, 系统地进行实验研究尚未见到, 况且, 关于阻尼复合板传声损失实验测量本身, 也尚有一些有待探讨的技术问题。对具有不同结构特征 (自由阻尼及约束阻尼, 对称型及非对称型) 的阻尼复合板传声损失, 缺乏系统的理论计算分析和实验对比; 在如何保证测试结果的可靠性方面, 还有些技术问题值得探讨。

(3) 改善低频域的隔声性能, 一直是隔声结构传声损失研究领域较难解决的问题, 即如何使得结构在“共振区”的传声损失明显改善, 尚无有效方法。阻尼复合板同样存在这一不足。

(4) 以往阻尼复合板“衰减固体声”和“隔离空气声”的作用常被孤立地分别研究, 但两个方面对复合板分层材料参数配置的要求, 并不是完全一致。如何将两方面的要求进行协调, 至今很少涉及。有必要建立减振与隔声的等位 (协调) 设计理论。

参 考 文 献

- [1] 戴德沛. 阻尼减振降噪技术, 西安: 西安交通大学出版

社, 1985.

- [2] 刘康华. 粘弹性阻尼减振降噪应用技术, 北京: 宇航出版社, 1990.
- [3] Bendat J S., Piersal A. G.; Random Data; Analysis And Measurement Procedures N. Y., John Wiley, 1986.
- [4] McGary M C., Mages W H. Noie Control Engineering J., 1983, **20**(1), 21—30.
- [5] McGary M C. *J. Acoust. Soc. Am.* 1988, **84**(3), 830—840.
- [6] 冯瑛正. 轻结构隔声原理与应用技术, 北京: 科学出版社, 1987.
- [7] Gugader J L, Lesueur C. *J. Sound Vib.*, 1978, **58**(1), 69—86.
- [8] Gagliardini L, Roland J. *J. Sound Vib.*, 1991, **145**(3), 457—478.
- [9] Londong A. *J. Research Of The National Beereau of Standards*, 1949, **42**(605), 605—615.
- [10] London A. *J. Acoust. Soc. Am.*, **1950**, 22, 270—279.
- [11] Cremer L. *Acoustica*, 1953, 3, 520—529.
- [12] Kurtze G, Watters B. G. *J. Acous. Soc. Ame.*, 1959, **31**(6), 739—748.
- [13] Ford R D, Lord P, Walker A W. *J. Sound Vib.*, 1967, **5**(1), 9—21.
- [14] Sharp B H S, Beanchamp J W. *J. Sound Vib.*, 1969, **9**(3), 383—392.
- [15] Dym, C L, Lang M A. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1975, **56**(5), 1523—1532.
- [16] Dym, C L, Samuel Ventres C, Lang M A. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1976, **59**(2), 364—367.
- [17] Dym C L, Lang D C. *J. Sound Vib.*, 1983, **88**(3), 299—319.
- [18] Nilsson A C. *J. Sound Vib.*, 1990, **138**(1), 73—94.
- [19] Moore J A, Loon R H. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1991, **89**(2), 777—791.
- [20] Hanson C H. 1991, INTER-NOISE'91, 263—266.
- [21] Ewell E C. *J. Sound Vib.*, 1970, **12**(1), 21—22.
- [22] Cummings A, Mulholland K A. *J. Sound Vib.*, 1968, **8**(1), 126—133.
- [23] Guyader J L, Lesueur C. *J. Sound Vib.*, 1978, **58**(1), 51—68.
- [24] 卢秉恒、顾崇銓. 西安交通大学学报, 1986, **20**(5), 23—32.
- [25] 陈前, 朱德懋. 固体力学学报, 1990, **11**(1), 23—30.
- [26] Price A J, Croker M J. *J. Sound Vib.*, 1969, **9**(3), 469—486.
- [27] Price A J & Croker M J. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1970, **47**(3), 683—693.
- [28] Lyon R H. Statistical Energy Analysis Of Dynamical Systems; Theory and Applications MIT Press, 1975.
- [29] 秦佑国. 声学学报, 1982, **7**(4), 251—261.
- [30] 明瑞森, 孙进才. 西安: 西北工业大学, 1987.
- [31] Lamaucusa J S. *Noise Control Engineering J.*, 1988, **30**(2), 65—71.
- [32] Craggs A, Stead G. *Acoustica*, 1976, **35**, 89—98.
- [33] Ramakrishnan J V, Koval L R. *J. Sound Vib.*, 1987, **112**(3), 433—446.
- [34] Sun C T, Sankar B V, Rao V S. *J. Sound Vib.*, 1990, **139**(2), 277—287.
- [35] He J F, Ma B A. *J. Sound Vib.*, 1988, **126**(1), 37—47.
- [36] Rajagopal S V, Singh G, Sadasiva Rao Y V K. *J. Sound Vib.*, 1986, **110**(2), 261—269.
- [37] Jhonson C D, Kienholly C A. *The Shock & Vib. Bell.*, 1981, **51**(1), 71—81.
- [38] Soni M L. *The Shock & Vib. Bull.*, 1981, **51**(1), 97—109.
- [39] Nakra B C. *Shock & Vibratrion Digest*, 1976, **8**(6), 3—12.
- [40] Nakra B C. *Shock & Vibratrion Digest*, 1981, **13**(1), 17—20.
- [41] Nakra B C. *Shock & Vibratrion Digest*, 1984, **16**(5), 17—22.
- [42] 郑辉. 弹性-粘弹性阻尼复合板的振动和阻尼特性分析, 上海交通大学振动冲击噪声研究所, 1991.
- [43] Lang M L, Dym C L. *J. Acoust. Sco. Am.*, 1975, **57**(6), 1481—1487.
- [44] Makis S E, Dym C L, Smith J M. *J. Acous. Soc. Ame.*, 1986, **79**(6), 1833—1843
- [45] 谢贤宗, 沈荣瀛. “夹层复合板的隔声传递损失及最佳声学设计参数的探讨”, 上海交通大学振动冲击噪声研究所,
- [46] Jones R E. *Noise Control Engineering J.* 1981, **16**(2), 90—105.
- [47] Voieetis R. Nosie Transmission By viscoelastic Sandwich Panels, NASA TND 8516, 1977
- [48] Narayanan S, Shanbhag R L. *J. Sound Vib.*, 1987, **77**(2), 251—270.
- [49] Narayanan S, Shanbhag R L. *J. Sound Vib.*, 1982, **80**(3), 315—327.
- [50] 何祚镛. 声学学报, 1985, **10**(6), 344—357.
- [51] 何祚镛. 声学学报, 1986, **11**(1), 1—9.

(下转第 23 页)

3, 4)为各段的截面惯性矩, 各段截面为矩形, $C_i(i=1, 3, 4)$ 为对应各段的波速, $k_i(i=1, 3, 4)$ 为对应各段波数。

根据振子的等效电路, 可求得系统的机械振动频率方程为:

$$\begin{aligned} & Z_{01}Z_{02}Z_{04}\operatorname{tg}k_1l_1\operatorname{ctg}k_2l_2\operatorname{tg}k_4l_4 \\ & + Z_{02}^2Z_{04}\operatorname{tg}k_4l_4 + Z_{01}Z_{03}^2\operatorname{tg}k_1l_1 \\ & + Z_{01}Z_{03}Z_{04}\operatorname{tg}k_1l_1\operatorname{ctg}k_3l_3\operatorname{tg}k_4l_4 \\ & - Z_{01}Z_{02}Z_{03}\operatorname{tg}k_1l_1\operatorname{ctg}k_2l_2\operatorname{ctg}k_3l_3 \\ & - Z_{02}^2Z_{03}\operatorname{ctg}k_3l_3 - Z_{02}Z_{04}^2\operatorname{ctg}k_4l_4 \\ & - Z_{02}Z_{03}Z_{04}\operatorname{ctg}k_2l_2\operatorname{ctg}k_3l_3\operatorname{ctg}k_4l_4 = 0 \quad (13) \end{aligned}$$

式中 $Z_{0i}(i=1, 2, 3, 4)$ 为对应各段的声阻抗。

6 扭转换能器的制作及性能测试

根据频率方程(13)式, 作者设计了3个半波长振子, 分别以 T_1 、 T_2 、 T_3 为其代号, 各振子的几何参数及所用材料如表1所示。

表1 扭转换振子几何参数及所用材料

	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	n	m
T_1	23.5	3.0	11.5	11.0	4	1
T_2	23.5	6.0	11.5	11.0	4	2
T_3	27.7	12.0	11.5	11.0	4	4
材料	硬铝	PZT-4	45#钢	黄铜	/	/

作者利用超声波发生器, 数字频率计等仪器测量了各振子的谐振频率, 同时通过显微镜观察了辐射端面边缘处各振子的扭转位移振幅, 所测数据如表2所示。表中 d 为位移振幅, $f_{\text{计}}$ 为谐振频率计算值, $f_{\text{测}}$ 为谐振频率测量值, δ 为频率百分误差。

表2 扭转振子性能参数

	d (μm)	$f_{\text{计}}$ (kHz)	$f_{\text{测}}$ (kHz)	δ (%)
T_1	8	31.5	29.7	6.1
T_2	10	27.5	26.5	3.8
T_3	12	22.0	20.5	7.3

7 结论与分析

(1) 本文从理论上推导了矩形扭转换能器振子的等效电路, 并通过实验验证了其正确性。

(2) 从表2可以看出, 随着陶瓷片数的增加, 辐射面上扭转振幅增大, 但并不是按比例增加, 这主要是因为多个压电陶瓷片在装配工艺方面要求较高, 而装配的好坏直接影响换能器性能所致。

(3) 从实验数据可以看出, 频率计算值普遍高于实测值。这主要是因计算时依据的是一维理论, 而当压电片级联个数较多时, 压电体部分显著增厚, 已不能很好地满足薄片假设, 因而 $f_{\text{计}}$ 普遍高于 $f_{\text{测}}$ 。作者考虑到这点, 在计算时对压电体的波速作了修正, 修正为 1.65 km/s 后, $f_{\text{计}}$ 与 $f_{\text{测}}$ 符合较好。

(4) 扭转换能器理论至今尚不完善, 有许多问题有待进一步探讨, 作者正在从事这方面的工作。在应用方面, 把扭转换能器用于超声马达, 也已取得了较好的效果。

参 考 文 献

[1] Ueha S. *Japanese Journal of Applied Physics*, 1987, Supplement 26(2), 188—190.

[2] 周福洪. 水声换能器及基阵, 第一版, 北京, 国防工业出版社, 1984, 63—67.

[56] Trochidis A, Kalarouts A. *J. Sound Vib.*, 1986, 107(2), 321—327.

[57] Takahashi D. *J. Acoust Soc. Am.*, 1988, 83(4), 1453—1457.

[58] 赵松龄. 噪声的降低与隔离(下册), 上海: 同济大学出版社, 1989.

[59] 马大猷主编. 噪声控制学, 北京: 科学出版社, 1987.

[60] 中国建筑科学研究院等. 建筑声学设计手册, 北京: 中国建筑工业出版社, 1987.

(上接第6页)

[52] 罗世辉. 振动结构的统计量分析研究, 上海交通大学博士学位论文, 1991.

[53] Chonan, S, Kugo Y. *J. Sound Vib.*, 1989, 129(3), 501—511.

[54] Chonan S, Kugo Y. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1991, 89(2), 792—798.

[55] Trochidis A. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1985, 78(3), 942—945.