

锥形腔体压电声衬声学性能研究

陈 鹏,吕海峰,安 君,郇飞翔

(中北大学 机械工程学院,山西 太原 030051)

摘 要:可调频声衬结构可以实现对不同频率噪声的有效控制。该文提出了一种锥形腔体声衬结构,通过平面波理论构建锥形腔体声学的数学模型,推导了锥形腔体声衬的传递损失计算方法。将压电振子作为声衬腔体的背板,通过施加直流电压使压电振子发生形变从而改变声衬腔体的体积,达到扩大敏感频率范围的目的。结合压电振子实验所得体积变化量,采用 LMS Virtual Lab 声学有限元软件对声衬模型进行声学仿真。针对直径 $\varnothing 30$ mm 的压电振子,高为 1 mm 的锥形声衬,当电压从 0 提升至 500 V 时,体积变化量为 24.1%,频率偏移量达到 123 Hz,频率变化百分比为 13.9%,对比相同尺寸的圆柱形声衬,在相同电压变化下体积变化量为 16.95%,频率偏移量为 69 Hz,变化百分比约为 9.3%。结果表明,锥形腔体声衬比圆柱形腔体在相同直流电压作用下具有更大的频率偏移范围,可以实现噪声的变频控制。

关键词:锥形声衬;逆压电效应;平面波理论;传递损失;共振频率;传递矩阵

中图分类号:TM22;TK411+.6;TB535+.2 **文献标识码:**A **DOI:**10.11977/j.issn.1004-2474.2018.01.032

Study on the Acoustic Performance of the Piezoelectric Acoustic Liners With Tapered Cavity

CHEN Peng, LYU Haifeng, AN Jun, GAO Feixiang

(School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract: The tunable acoustic lining structure can effectively control the noise at different frequency. A kind of conical lining structure is presented in this paper, the mathematical model of the conical cavity is established through the plane wave theory, and the transmission loss computing method of the conical cavity is derived. The piezoelectric vibrator is used as the back plate of the acoustic lining cavity, and it is deformed by applying the DC voltage to change the volume of the acoustic lining cavity, thereby achieving the purpose of expanding the sensitive frequency range. The LMS Virtual Lab acoustic finite element software is used to simulate the acoustic liners model combined with the volume change of the piezoelectric vibrator. For the piezoelectric oscillator with a diameter of $\varnothing 30$ mm and a height of 1 mm of conical sound lining, the volume change is 24.1%, the frequency offset reaches 123 Hz, and the frequency change percentage is 13.9% when the voltage is raised from 0 to 500 V. While for the same size of the cylindrical sound lining, the volume change is 16.95%, the frequency offset is 69 Hz, and the percentage change is about 9.3% in the condition of the same voltage changes. The results show that the frequency offset range of the conical cavity is larger than that of the cylindrical cavity, and can realize the frequency conversion control of the noise.

Key words: conical liner; inverse piezoelectric effect; plane wave theory; transmission loss; resonance frequency; transfer matrix

0 引言

包覆在发动机涡扇周围的声衬一直是控制航空发动机舱内噪声的有效手段之一。传统声衬结构由穿孔面板与蜂窝结构组合而成,本质上是由一系列

均匀排列的亥姆霍兹共振器组成^[1-2]。然而对于几个参数固定的声衬,只能对特定频带的噪声有明显的抑制效果,一旦噪声频率超出该范围,则抑制效果会明显下降,因而应用范围较窄。为了克服传统声

收稿日期:2017-04-28

基金项目:国家青年科学基金资助项目(51305409);山西省青年科技研究基金资助项目(2013021020-2);山西省 131 工程领军人才支持计划基金资助项目;山西省高等学校优秀青年学术带头人支持计划基金资助项目

作者简介:陈鹏(1992-),男,吉林白山人,硕士生,主要从事振动与噪声控制等领域的研究。通信作者:吕海峰(1981-),男,副教授,硕士生导师,主要从事噪声控制方面的研究。

衬抑制噪声频带有限的弊端,实现声衬对不同频带的噪声自适应抑制,可调频声衬成为学术界和工程领域的研究热点。目前已知的可调频亥姆霍兹共振器大多采用的是机械结构式调频,存在结构复杂、响应速度慢的缺点^[3-5]。本文提出一种锥形腔体声衬结构,将压电振子作为声衬腔体背板,在压电振子两端施加电压,通过压电振子的变形改变声衬内部的腔体体积,增大消声频带。与现有可调频声衬相比,该声衬具有结构简单,响应速度快及消声频带宽等优点。

1 压电声衬工作原理

压电振子是由压电材料和金属薄膜组合而成,当上、下电极加载电压时,压电材料会发生逆压电效应,当所施加的电压方向与压电材料的极化方向平行但方向相反时,压电材料会在径向伸长,同时在极化方向上缩短;当电压方向与极化方向相同时,压电材料径向缩短,极化方向伸长^[6]。故通过控制施加在压电振子两端的电压,使压电振子发生形变,从而改变共振腔的体积,继而改变共振频率,实现共振频率的偏移。图1为锥形腔体压电声衬结构及工作原理图。

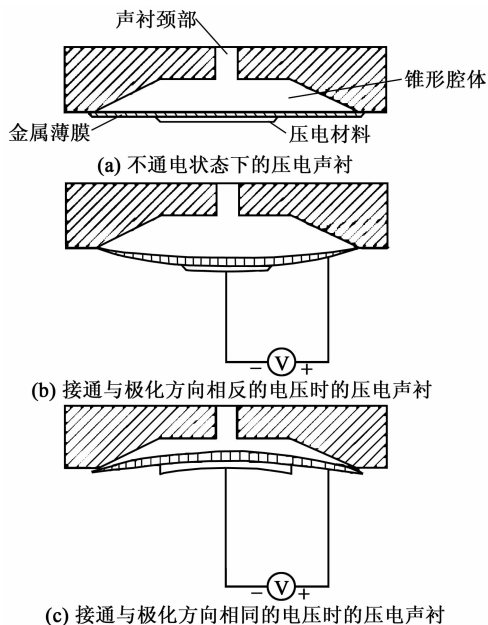


图1 锥形腔体压电声衬结构及工作原理图

由于声衬腔体结构大多为蜂窝形或圆柱形,体积改变率有限,为了在不增加声衬高度的前提下扩大体积改变率,本文提出一种具有锥形腔体结构的声衬,在相同驱动电压下,锥形腔体结构声衬的频率偏移量比圆柱形腔体声衬的更大。

2 理论分析

2.1 理论概述

当噪声频率低于共振器的第一个高阶模态激发频率(即平面波截止频率)时,共振器管道内部只有平面波,因此,可以使用平面波理论计算和分析共振器的声学现象^[7]。传递矩阵法的引入使共振器声学性能分析变得更简便,其基本思想是把一个复杂的管道系统划分成若干个基本的声学单元,每两个单元间用传递矩阵表示,将所有传递矩阵相乘便是整个系统的传递矩阵,进而获得四极参数便可计算出共振器的传递损失等物理量^[8]。管道消音系统的结构复杂多样,但可以将其看作由多个基本声学单元组合而成,每个声学单元进出口间的声压 p 和质量振速 $v = \rho_0 Su$ (其中 ρ_0 为管道内气体密度, S 为管道内横截面积, u 为气体的质点振速)可表示为

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \mathbf{T} \begin{Bmatrix} p_o \\ u_o \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_o \\ u_o \end{Bmatrix} \quad (1)$$

式中: \mathbf{T} 为该声学单元的传递矩阵,其4个元素 A, B, C, D 为四极参数; p_i, p_o 为管道进出口处的声压; u_i, u_o 为进出口处的气体质点振速。

2.2 理论推导

图2为锥形腔体声衬结构示意图,图3为锥形管道示意图,其中 x_1 为锥形腔体假想顶点到入口截面的距离, l 为声衬主管道截面边长, l_c 为声衬颈部高度,1、2、3分别为主管道与共振器管道各个连接点。由几何关系有

$$x_1 = l_v r_1 / (r_2 - r_1) \quad (2)$$

式中: l_v 为腔体高度; r_1 为腔体入口处截面半径; r_2

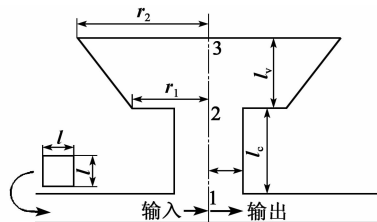


图2 锥形腔体声衬结构示意图

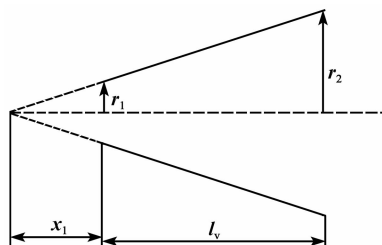


图3 锥形管道示意图

为腔体出口处截面半径。

对于静态介质,锥形管内基于平面波理论的传递矩阵方程为^[9]

$$\begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{r_2}{r_1} \cos(kl_v) - \frac{\sin(kl_v)}{kx_1} & j \frac{r_2 c}{r_1 S_2} \sin(kl_v) \\ j \frac{S_1}{c} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{k^2 x_1^2} \right) \sin(kl_v) - \frac{l_v}{kx_1^2} \cos(kl_v) \right] & \frac{r_1}{r_2} \left[\cos(kl_v) + \frac{\sin(kl_v)}{kx_1} \right] \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: k 为波数; p_1 、 p_2 、 p_3 为图 2 中 1、2、3 点处的声压; $S_1 = \pi r_1^2$ 、 $S_2 = \pi r_2^2$ 为腔体下表面面积及上表面面积; c 为声速; u_2 为腔体入口处的气体质点振速。

$$k = \frac{2\pi f}{c} \quad (5)$$

式中 f 为噪声频率。

为获得锥形腔体声衬传递损失的解析表达式,需要求出与主管道连接处(即点 1 处)的声阻抗 $Z_1 =$

$$\frac{p_1}{\rho_0 c u_1}。$$

假设声衬的颈部与空腔内均为轴向平面波传播,则有

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 S_c u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3 \\ \rho_0 S_2 u_3 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中

$$\begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kl'_c) & j \frac{c}{S_c} \sin(kl'_c) \\ j \frac{S_c}{c} \sin(kl'_c) & \cos(kl'_c) \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$l'_c = l_c + \delta_1 + \delta_2 \quad (8)$$

式中: $S_c = \pi r_c^2$ 为颈部截面积; δ_1 为声衬颈部与主管道之间的端部修正值^[10]; δ_2 为声衬颈部与锥形腔体入口连接处的端部修正值^[11]; u_1 、 u_3 分别为图 2 中 1、3 两点处的气体质点振速。

事实上,在面积不连续处附近的声波并不是真正的平面波。这是因为管道横截面积的突变引起了高阶模态波,而这些高阶模态波在平面波截止频率范围内是耗散的,即在传播过程中很快地衰减^[12]。为了提高平面波理论的计算精度,需考虑由管道横截面积不连续处导致高阶模态耗散波的影响,即端部修正。故式(8)中在颈部高度 l_c 的基础上再添加声学端部修正值。

$$\delta_1/r_c = 0.821\ 6 - 0.064\ 4(r_c/l) -$$

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 S_1 u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3 \\ \rho_0 S_2 u_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中

$$0.694(r_c/l)^2 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \delta_2/r_c &= 0.821\ 6 - 1.092\ 0(r_c/r_1) - \\ &0.109\ 1(r_c/r_1)^2 + 0.379\ 5(r_c/r_1)^3 \end{aligned} \quad (11)$$

结合空腔顶部的刚性壁面边界条件 $u_3 = 0$, 得

$$\frac{1}{Z_1} = j \frac{X_1 + X_2}{X_3 - X_4} \quad (12)$$

其中

$$\begin{cases} X_1 = \left[\frac{r_2}{r_1} - \frac{\tan(kl_v)}{kx_1} \right] \tan(kl'_c) \\ X_2 = \frac{S_1}{S_c} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{k^2 x_1^2} \right) \tan(kl_v) - \frac{l_v}{kx_1^2} \right] \\ X_3 = \frac{r_2}{r_1} - \frac{\tan(kl_v)}{kx_1} \\ X_4 = \frac{S_1}{S_c} \tan(kl'_c) \cdot \\ \left[\left(\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{k^2 x_1^2} \right) \tan(kl_v) - \frac{l_v}{kx_1^2} \right] \end{cases} \quad (13)$$

将式(12)代入侧支管道单元传递矩阵公式,得

$$\begin{bmatrix} p_i \\ \rho_0 S u_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ j \frac{S_c}{c} \frac{X_1 + X_2}{X_3 - X_4} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ \rho_0 S u_o \end{bmatrix} \quad (14)$$

将式(13)的四极参数代入传递损失公式(TL),得

$$TL = 10 \lg \left\{ 1 + \left[\frac{S_c}{2S} \frac{X_1 + X_2}{X_3 - X_4} \right]^2 \right\} \quad (15)$$

2.3 仿真实验

为了验证式(14)的正确性,现选取两组锥形腔体声衬结构尺寸参数如表 1 所示。

表 1 两组几何参数

物理量	第一组	第二组
r_1/mm	10	8
r_2/mm	15	13
l_v/mm	1.0	1.5
l_c/mm	5	2
r_c/mm	0.5	0.4
l/mm	51	20

将声衬分别按照以上两组参数构建声学模型,划分四面体网格后导入 LMS Virtual. Lab 声学有限元仿真软件,将仿真结果与公式计算后的结果进行对比。对比结果如图 4 所示。其中第一组锥形腔体声衬有限元仿真得出的共振频率为 889 Hz,理论计算结果为 892 Hz。第二组有限元仿真的共振频率为 1 036 Hz,理论计算结果为 1 027 Hz。

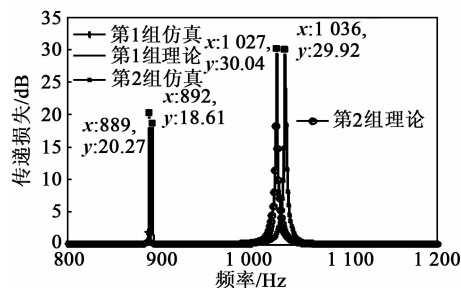


图 4 两组声衬仿真与理论对比图

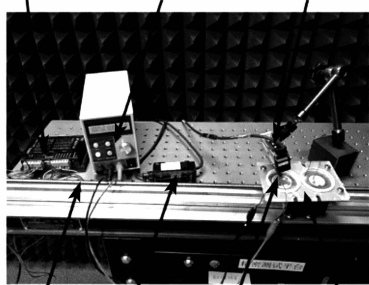
从以上两组对比可知,带声学端部修正的锥形腔体声衬传递损失理论计算的结果与声学有限元分析结果吻合良好,两组几何参数计算结果的共振频率误差不超过 9 Hz,说明该修正结果可以较好的为锥形腔体声衬提供理论基础。

3 实验分析

3.1 测量装置设计

压电振子形变量为微米级,采用激光测微仪对压电振子的形变进行测量,该装置包括 Keyence IL-030 激光位移传感器,0~500 V 可调直流驱动电源及丝杠装置,如图 5 所示。

步进电机 直流电源 激光位移传感器



丝杠 放大器单元 压电振子 活动夹具

图 5 实验测试装置

3.2 压电振子形变位移测量实验

将 30 mm 压电振子安装在带有活动夹具的丝杠上,将激光位移传感器的光斑对准压电振子的边缘处,在步进电机带动下,丝杠带动活动夹具每次移动 2 mm,激光位移传感器将此时的位置数值通过数据采集卡 USB6008 输入计算机,从而记录下压电振子径向形变数据。测试过程中,首先测试压电振

子在自然状态下的形变数据,然后接通连接在压电振子上的直流电源,压电陶瓷接电源正极,金属薄膜接电源负极,从 200 V 开始增加至 500 V,步长为 50 V,依次读出在各个电压下压电振子的形变数据。用各个电压下的形变数据与自然状态下的测量数据作差,即可得到在 200~500 V 下压电振子的形变位移量,如图 6 所示。

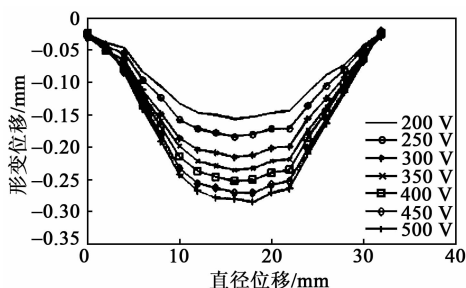


图 6 压电振子位移形变图

由图 6 可知,随着电压增大,压电振子的形变逐渐增大。将 200~500 V 电压下压电振子的形变数据采集后拟合成体积,如图 7 所示。

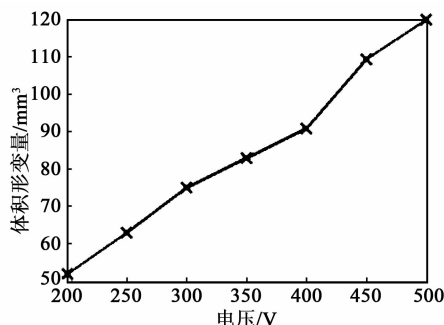


图 7 电压与腔体体积变化关系图

由图 7 可知,压电振子导致的腔体体积的形变与驱动电压成线性关系,故可以通过调节电压的大小来实现体积形变,进而实现频率偏移。

4 声衬性能仿真分析

单一声衬单元传递损失较小,为了实现在不改变共振频率的情况下尽可能地提高传递损失,可以将声衬单元均匀排布在声学管道四周。由于声衬个体尺寸比普通共振器小,且压电振子的形变位移最大约为 300 μm ,为了使腔体体积的改变量尽量大,且受声衬的安装尺寸及加工精度所限,故选取声衬腔体上表面直径为 $\varnothing 30 \text{ mm}$ ($=2r_2$),下表面直径为 $\varnothing 10 \text{ mm}$ ($=2r_1$),腔体高为 1 mm。相邻两个声衬单元间距为 40 mm,每面排列 7 个声衬单元,四周均布共计 28 个单元(见图 8)。将二者仿真结果对比,可知单个声衬的传递损失最大值为 20.27 dB,

四周均布的声衬传递损失最大值为 131.6 dB,二者的共振频率并未发生改变,但传递损失有较大幅度的提高,如图 9 所示。

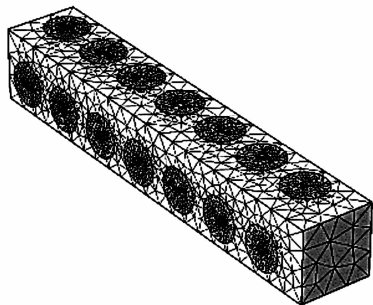


图 8 四面排布声衬有限元模型

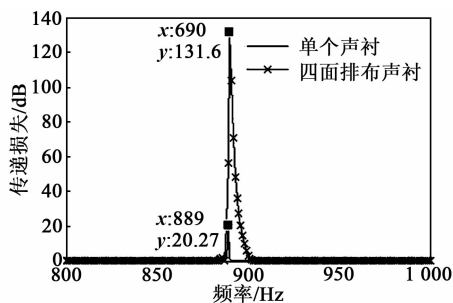


图 9 单一声衬单元与四面排布声衬传递损失对比图

结合压电振子的形变测试结果,将不同驱动电压作用下的声衬单元依次进行仿真,经过对比发现,随着电压的增大,锥形腔体声衬的共振频率逐渐增大。电压越大,频率偏移量越大,400 V 时频率偏移 89 Hz,450 V 时频率偏移 111 Hz,500 V 时频率偏移 123 Hz,实现了共振频率的偏移,如图 10 所示。

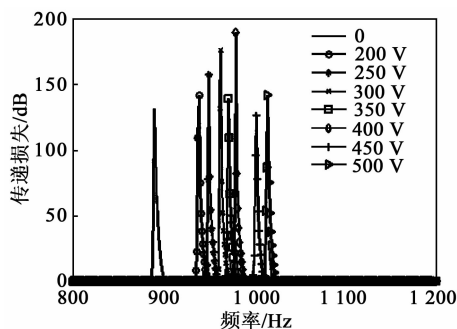


图 10 四面排布声衬传递损失变化图

由于锥形腔体的形状是介于与其高度相等,但上、下表面半径不同的圆柱体之间,为了验证锥形腔体压电声衬比圆柱形腔体在频率偏移量的优越性。在保证高度相同的情况下,将 3 种不同腔体形状的声衬分别在相同电压作用下进行仿真对比。其中上表面直径为 $\varnothing 30$ mm,下表面直径为 $\varnothing 20$ mm,如图 11、12 所示。

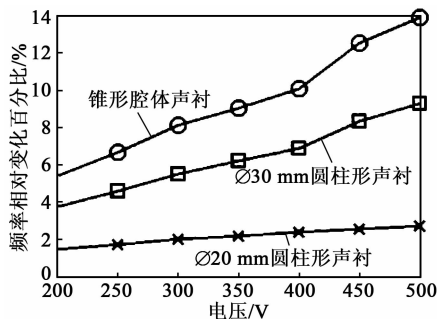


图 11 3 种不同腔体声衬的频率相对变化率

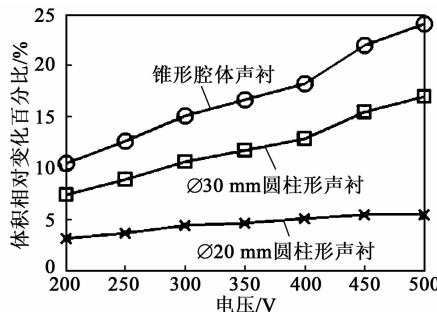


图 12 3 种不同腔体声衬的体积相对变化率

由图 11、12 可知,锥形腔体声衬在腔体高度相同的情况下,无论是体积的相对变化率还是频率的相对变化率,均要优于对应的圆柱形腔体声衬。其中直径为 $\varnothing 30$ mm 的圆柱形腔体在 500 V 电压下频率偏移量为 69 Hz,变化百分比约为 9.3%,相对体积变化量为 16.95%,而锥形腔体在 500 V 电压下频率偏移量为 123 Hz,变化百分比约为 13.9%,相对体积变化量为 24.1%。且锥形腔体的体积比圆柱形腔体体积小,可以减小使用空间,提高噪声抑制效率。

5 结论

1) 采用平面波理论建立了锥形腔体声衬数学模型,推导了传递损失计算公式,并与有限元仿真结果进行对比,结果发现二者相差很小,几乎吻合,证明所构建的数学模型可以为锥形腔体声衬提供理论依据。

2) 将压电振子在分别施加 200~500 V 不等的电压情况下用激光测微仪依次读出不同电压下压电振子的形变位移,并绘制出位移及体积变化曲线,发现随着电压的增大,声衬腔体体积变化与电压的变化增大呈现线性关系,说明通过驱动电压来实现控制压电振子的体积是可行的。

3) 将锥形腔体声衬在自然状态下和 200~500 V 驱动电压作用下的声学性能仿真对比,发现

随着电压的增大,声衬的共振频率逐渐增大,且最大偏移量达 123 Hz;与传统圆柱形腔体声衬相比,在相同条件下,频率最大偏移量为 69 Hz。锥形腔体声衬明显拓宽了声衬的噪声抑制带宽,更好地提高了噪声抑制效果。

参考文献:

- [1] 敖庆波,汤慧萍,朱纪磊,等. 航空发动机高温声衬材料的研究现状[J]. 材料导报,2009,23(14):507-509.
AO Qingbo, TANG Huiping, ZHU Jilei, et al. Current status of research on high temperature liner materials in aero-engine[J]. Materials Review, 2009, 23(14): 507-509.
 - [2] 韩彦南,吕海峰,耿彦章,等. 压电声衬结构设计及其优化[J]. 压电与声光,2017,39(2):220-223.
HAN Yannan, LUY Haifeng, GENG Yanzhang, et al. Design and optimization of the piezoelectric acoustic liner structure[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2017, 39(2): 220-223.
 - [3] 靳国永,张洪田,李玩幽,等. 基于可调频亥姆霍兹共振器的封闭空间噪声自适应半主动控制[J]. 声学学报,2010,35(3): 309-319.
JIN Guoyong, ZHANG Hongtian, LI Wanyou, et al. Adaptive semi-active noise control in enclosure using self-tuning Helmholtz resonators[J]. Acta acustica, 2010, 35(3): 309-319.
 - [4] ESTEVE S J, JOHNSON M E. Adaptive Helmholtz resonators and passive vibration absorbers for cylinder interior noise control[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288: 1105-1130.
 - [5] 李赫. 可变频充液管道消声器设计与实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2009.
 - [6] 罗剑. 基于 MEMS 技术的新兴射流技术研究[D]. 西安:西北工业大学,2010.
 - [7] KANG Zhongxu, JI Zhenlin. Acoustic length correction of duct extension into a cylinder chamber[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 310(4/5): 782-791.
 - [8] JI Zhenlin, FANG Zhi. Three-pass perforated tube muffler with end resonator[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2011, 4(2): 989-999.
 - [9] 刘海涛,郑四发,连小珉,等. 锥形颈部赫姆霍兹共振器声学性能预测[J]. 声学学报,2014,39(3):353-359.
LIU Haitao, ZHENG Sifa, LIAN Xiaomin, et al. The acoustic performance prediction of the Helmholtz resonator with a conical neck[J]. Acta acustica, 2014, 39(3): 353-359.
 - [10] JI Zhenlin. Acoustic length correction of closed cylindrical side-branched tube[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3/5): 1180-1186.
 - [11] 康钟绪,郑四发,连小珉,等. 膨胀腔消声器声学仿真的一维修正方法[J]. 声学学报,2011,36(6):652-657.
KANG Zhongxu, ZHENG Sifa, LIAN Xiaomin, et al. Corrected one-dimensional approach for the acoustic simulation of expansion chamber silencer[J]. Acta acustica, 2011, 36(6): 652-657.
 - [12] 季振林. 消声器声学理论与设计[M]. 北京:科学出版社,2015:68-69.
-
- (上接第 137 页)
- [10] WANG Dansheng, SONG Hongyuan, ZHU Hongping. Numerical and experimental studies on damage detection of a concrete beam based on PZT admittance and correlation coefficient[J]. Construction and Building Materials, 2013, 49(2): 564-574.
 - [11] MAKKONENT, HOLAPPAA, ELLA J, et al. Finite element simulations of thin-film composite BAW resonators[J]. IEEE Transducers Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, 2001, 48(12): 41-58.
 - [12] 王新敏. ANSYS 工程结构数值分析[M]. 北京:人民交通出版社,2007.
 - [13] LIANG C, SUN F P, ROGERS C A. Coupled electro-mechanical analysis of adaptive material system-determination of the actuator power consumption and system energy transfer[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1994, 5(1): 12-20.
 - [14] GIURGIUTIU V, ZAGRAI A N. Embedded self-sensing piezoelectric active sensors for on-line structural identification[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 2002, 124(1): 116-125.
 - [15] SOH C K, TSENG K H, BHALLA S, et al. Performance of smart piezoceramic patches in health monitoring of a RC bridge[J]. Smart Materials & Structures, 2000, 9(4): 533-542.
 - [16] 李传兵,廖昌荣,张玉璘,等. 压电智能结构的研究进展[J]. 压电与声光,2002,24(1): 42-46.
LI Chuanbing, LIAO Changrong, ZHANG Yulin, et al. Research progress of piezoelectric smart structures[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2002, 24(1): 42-46.