

基于耦合声场建模的膨胀腔消声器声学性能分析及试验

许强, 陈跃华*, 张刚, 冯志敏, 刘伊凡

(宁波大学 海运学院, 浙江 宁波 315832)

摘要: 针对圆柱形膨胀腔消声器三维建模及声学性能分析问题, 提出一种基于切比雪夫变分原理的耦合声场建模方法, 建立三维圆柱形膨胀腔消声器理论模型并搭建试验台架, 传递损失试验结果验证了理论模型的准确性. 将膨胀腔消声器内部声场分解为多个子声场, 基于子声场间压力与质点振速连续性条件, 推导声场耦合变分公式, 构建子声场拉格朗日泛函, 将子声场声压函数展开为切比雪夫-傅里叶级数形式, 通过瑞利-里兹法求解膨胀腔消声器频率、声压响应及传递损失. 计算并对比分析扩张比、扩张腔长度、进出口管偏置对膨胀腔消声器消声性能的影响. 结果表明: 扩张比增大会有效提高消声器在低频段的消声性能, 进出口管的偏置对消声器消声性能影响很小.

关键词: 膨胀腔消声器; 耦合声场; 切比雪夫-傅里叶级数; 试验验证

中图分类号: O422.2

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2021) 02-0115-06

消声器是一种在允许气流通过的情况下实现管道噪声有效衰减的装置, 在现代工业中应用非常广泛, 如发动机进排气系统、风机通风系统、泄压系统等. 针对不同系统设计合适的消声器可极大改善系统的声学性能.

在消声器结构设计及声学性能预测领域, 国内外学者进行了大量研究. 赵松龄^[1]以一维和二维分析法作为理论基础推导得到了消声器的传递损失表达式. 徐航手等^[2]考虑了介质黏滞性的影响, 将三维时域计算方法应用于计算无流和有流条件下抗性消声器的传递损失, 为预测复杂流动对消声器内声传播和消声性能的影响提供借鉴. 方智等^[3]应用有限元法计算穿孔管消声器的横向模态, 并根据数值模态匹配法分析了孔径、穿孔率、材料密度对圆形直通穿孔管消声器横向模态的影响, 了解析方法丢根的问题并提高了计算效率. 蔡超等^[4]通过求解亥姆霍兹方程推导得到抗性消声器的声传递矩阵, 计算了单腔抗性消声器的传递损失. Herrin 等^[5]的研究表明, 在截止频率以下, 复杂结构的消声器传递损失可以通过平面波理论

来进行计算. 张袁元等^[6]分析某摩托车消声器的消声性能及气体压力损失, 并基于与试验结果对比提出了改进意见, 但改进方案增大了压力损失, 有一定局限性. 葛隽宇等^[7]采用并联消声结构方案, 提高了大截面煤矿井排气消声器的平面波截止频率, 并对并联消声器进行了穿孔板结构优化以提高其流体动力学性能. 变分法由于具有较高的计算效率以及灵活性, 在消声器声学分析方面正引起学者关注. Du 等^[8]利用能量原理, 建立了管道-膜消声器振动-声耦合的系统矩阵方程, 分析了管道-膜消声器的声振特性. Liu 等^[9]采用能量公式来描述耦合系统动力学, 研究了边界约束刚度与张力对腔背式膜管消声器消声性能的影响.

以上基于变分法的消声器声学分析仅涉及矩形消声器. 实际上, 圆柱形消声器由于安装方便且压力损失小而得到了广泛的运用. 然而, 现有对圆柱形消声器的解析研究方法大多局限于一维和二维, 不能实现对三维非对称消声器结构的分析. 近年来, Jin 等^[10]采用 Chebyshev-变分法对具有弹性边界和阻抗壁面的矩形腔-板结构耦合系统进行了

收稿日期: 2020-08-28.

宁波大学学报(理工版)网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 国家自然科学基金(51505237); 浙江省自然科学基金(LY20E050006); 宁波市自然科学基金(2017A610081).

第一作者: 许强(1995-), 男, 江苏苏州人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 振动与噪声控制. E-mail: xq229929@163.com

*通信作者: 陈跃华(1986-), 男, 湖南常德人, 副教授, 主要研究方向: 振动与噪声控制. E-mail: chenychua@nbu.edu.cn

研究.在此基础上,陈跃华等^[11]采用 Chebyshev-变分法对具有倾斜壁面、弯曲壁面等非规则矩形封闭声场进行了声学特性分析.为此,本文基于文献[10-11]的研究,将 Chebyshev-变分法加以改进并拓展应用到圆柱耦合声场,提出一种膨胀腔消声器三维建模求解方法.基于耦合面压力与振速的连续性条件,建立膨胀腔消声器声场拉格朗日泛函,采用瑞利-里兹法求解得到膨胀腔消声器的固有频率、声压响应及传递损失,分析扩张比等几何参数对膨胀腔消声器消声性能的影响,为复杂消声器的设计提供理论参考.

1 理论建模

1.1 三维膨胀腔消声器模型

为了研究膨胀腔消声器声学特性,将三维膨胀腔模型分解为3个子声场 V_1 、 V_2 、 V_3 及耦合面 Ω_1 、 Ω_2 ,在各子声场中建立圆柱坐标系,如图1所示.各子声场长度分别为 L_1 、 L_2 、 L_3 ,半径分别为 R_1 、 R_2 、 R_3 ,面声源 S 位于 V_1 入口端面,与入口管横截面积相同.

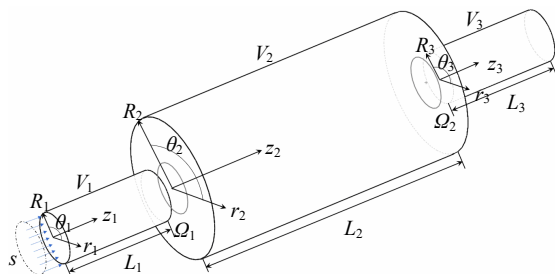


图1 三维膨胀腔消声器模型

在圆柱坐标系中,记声场中任意点 G 处的声压为 $p(r, \theta, z)$,则根据流体质量连续性、动量平衡和能量方程可以得到该声腔的声场亥姆霍兹方程^[12]:

$$\nabla^2 p(r, \theta, z) - k^2 p(r, \theta, z) = q(r, \theta, z), \quad (1)$$

式中: $k = \omega / c_0$ 为波数; c_0 为声速.利用高斯定理对声场波动方程及边界条件^[13]进行变分求解,可得到各子声场拉格朗日泛函表达式:

$$\Pi_i = U_i - T_i, \quad (2)$$

式中, U_i 、 T_i ($i=1,2,3$)分别为子声场 V_i 中的总声势能和声动能.总声势能中包括声场本身势能 U_c 、声场边界势能 U_b 以及面声源所做功 U_s .假设模型声场壁面均为声学刚性壁面,由 $\partial p / \partial n = 0$ 可知, $U_b = 0$.声场的声动能、声势能及面声源所做功表达式为^[14]

$$T_i = \frac{1}{2\rho_0\omega^2} \iiint_{V_i} \left[\left(\frac{\partial p_i}{\partial r_i} \right)^2 + \frac{1}{r_i^2} \left(\frac{\partial p_i}{\partial \theta_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial p_i}{\partial z_i} \right)^2 \right] dV_i, \quad (3)$$

$$U_{ci} = \frac{1}{2\rho_0 c_0^2} \iiint_{V_i} p_i^2 dV_i, \quad (4)$$

$$U_s = -\frac{1}{2} \iiint_{V_i} \frac{p_i Q}{j\omega} dV_i, \quad (5)$$

式中: $i=1,2,3$; ρ_0 为空气密度; Q 为声源强度分布函数.对于腔体 V_1 中 $z=z_0$ 处的面声源, Q 的表达式为

$$Q = Q_0 s_0 \delta(z - z_0), \quad (6)$$

式中: Q_0 为声源体积速度幅值; s_0 为声源面积; δ 为狄拉克函数.

1.2 耦合面连续性条件

为了保证膨胀腔消声器的子声场间压力与质点振速的连续性,将各耦合面看做一个无限薄壁面,分别承受两侧子声场声压.以 Ω_1 为例,耦合面 Ω_1 上的总声压为 $\Delta p = p_1 - p_2$.根据阻抗壁上的边界条件以及压力的连续性^[14-15]可以求得耦合面上一点 a 处阻抗所做功为:

$$\bar{W}_a = \frac{\Delta p}{\rho_0 \omega^2} \frac{\partial \Delta p}{\partial n}. \quad (7)$$

将耦合面上所有点做的功通过积分求和,即可得到耦合面 Ω_1 上声压总做功:

$$W_{\Omega_1} = \int_{\Omega_1} \bar{W}_a ds = \int_{\Omega_1} \frac{\Delta p}{\rho_0 \omega^2} \frac{\partial \Delta p}{\partial n} ds. \quad (8)$$

1.3 切比雪夫-傅里叶声压级数

由于切比雪夫级数具有正交性及形式简洁性,且已在文献[9]中被应用于求解矩形声场的声学性能,故圆柱声腔模型中的声压函数在半径 r 方向及轴线 z 方向选用切比雪夫级数来表征.由数学归纳法可得到第 n 阶切比雪夫级数的具体形式为^[16]:

$$T_n(x) = \sum_{k=0}^{[n/2]} (-1)^k \frac{n!}{(2k)!(n-2k)!} x^{n-2k} (1-x^2)^k, \quad (9)$$

式中, $[n/2]$ 为 $n/2$ 取整.其正交性体现为 $T_n(x) = \cos(n \arccos x)$, $n=0,1,2$ 在区间 $[-1,1]$ 上带权 $\omega(x) = 1/\sqrt{1-x^2}$ 正交.故连续函数 $f(x)$ 在区间 $[-1,1]$ 的切比雪夫展开式为:

$$f(x) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n T_n(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos(n\theta). \quad (10)$$

而由于圆周 θ 方向对称模态及反对称模态的存在,当模型为对称结构时,单纯使用切比雪夫级数

无法表征出相对应的对称、反对称模态, 故圆周 θ 方向选用具有奇偶性的傅里叶级数来表征, 从而在圆柱坐标系中将声场声压函数写为:

$$p_i(r, \theta, z) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{l=0}^{\infty} A_{mnl}^i T_m(r) T_n(z) \cos(l\theta) + \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{l=1}^{\infty} \bar{A}_{mnl}^i T_m(r) T_n(z) \sin(l\theta), \quad (11)$$

式中, $T_m(x)$ 表示第 m 阶切比雪夫多项式. 需要说明的是, 虽然式(11)中包含无穷多展开项, 但在计算时只需要采用其前有限项就可得到收敛结果. 由于切比雪夫多项式的定义区间为 $[-1, 1]$, 故在对声压进行计算时需要进行坐标变换:

$$\eta = 2r/R - 1, \xi = 2z/H - 1. \quad (12)$$

坐标变换后子声场中声压表达式为:

$$p_i(\eta, \theta, \xi) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{l=0}^{\infty} A_{mnl}^i T_m(\eta) T_n(\xi) \cos(l\theta) + \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{l=1}^{\infty} \bar{A}_{mnl}^i T_m(\eta) T_n(\xi) \sin(l\theta), i=1, 2, 3. \quad (13)$$

1.4 拉格朗日泛函法求解

在系统拉格朗日泛函中加入耦合面声压所做功, 即可得到刚性壁面条件下各子声场的系统拉格朗日泛函, 分别为:

$$\Pi_1 = U_{c1} - T_1 - U_s - W_{\Omega_1}, \quad (14)$$

$$\Pi_2 = U_{c2} - T_2 - W_{\Omega_1} - W_{\Omega_2}, \quad (15)$$

$$\Pi_3 = U_{c3} - T_3 - W_{\Omega_2}. \quad (16)$$

将式(3)~(8)和(13)代入子声场拉格朗日泛函, 按瑞利-里兹法对泛函中每一个未知系数取极值:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi_1}{\partial A_{mnl}^1} = 0, \frac{\partial \Pi_2}{\partial A_{mnl}^2} = 0, \frac{\partial \Pi_3}{\partial A_{mnl}^3} = 0, \\ \frac{\partial \Pi_1}{\partial \bar{A}_{mnl}^1} = 0, \frac{\partial \Pi_2}{\partial \bar{A}_{mnl}^2} = 0, \frac{\partial \Pi_3}{\partial \bar{A}_{mnl}^3} = 0, \end{aligned} \quad (17)$$

即可得到6组线性方程, 用矩阵的形式描述为:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{E} = \mathbf{Q}, \quad (18)$$

式中: $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{M}$ 分别为膨胀腔消声器系统的刚度矩阵和质量矩阵; $\mathbf{Q}$ 为声源向量. 具体表示为:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_c^{a_1} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^{a_1 a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_1} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_1 a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_c^{a_2 a_1} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^{a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^{a_2 a_3} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_2 a_1} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_2 a_3} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^{a_3 a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^{a_3} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_3 a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_s^{a_3} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_c^{a_1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_s^{a_1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_c^{a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_s^{a_2} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_c^{a_3} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_s^{a_3} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{Q}_c \quad \mathbf{Q}_s \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{0}]^T.$$

系数向量 $\mathbf{E}$ 可通过下式求解:

$$\mathbf{E} = (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})^{-1} \mathbf{Q}. \quad (19)$$

将系数向量代入声压表达式, 可得到膨胀腔消声器内部任意点处的声压响应. 通过求解声场的特性方程可得到膨胀腔消声器声场的特征值和特征向量, 进而得到膨胀腔消声器的固有频率及声模态.

2 数值计算与试验验证

通过求解膨胀腔消声器的固有频率、声压响应及传递损失, 结合试验及有限元结果进行验证, 对本文理论模型的收敛性和准确性进行分析.

2.1 收敛性分析

以切比雪夫-傅里叶级数为基函数的声压级数表达式中, 截断数 M 、 N 、 L 的取值会对计算结果产生较大影响. 为此, 通过算例来研究本文结果的收敛性. 选取膨胀腔的几何参数为: 进、出口管长 $L_1=L_3=0.1$ m, 半径 $R_1=R_3=0.045$ m, 扩张腔长度 $L_2=0.5$ m, 半径 $R_2=0.125$ m. 表1给出了该膨胀腔消声器前8阶固有频率计算结果与有限元结果.

表1 膨胀腔消声器固有频率 Hz

截断级数	固有频率							
	1阶	2阶	3阶	4阶	5阶	6阶	7阶	8阶
2	0	346.8	675.7	800.4	800.4	829.6	886.7	886.7
4	0	320.4	600.0	739.8	803.9	803.9	816.2	881.0
6	0	319.9	595.6	715.4	803.3	803.3	806.2	878.4
7	0	319.9	595.0	712.7	801.9	802.9	805.7	877.4
8	0	319.9	593.3	707.7	801.3	802.7	802.7	877.2
9	0	319.9	593.3	706.6	800.7	802.6	802.6	876.6
10	0	319.9	593.2	702.0	800.7	802.5	802.5	876.6
FEM	0	319.9	593.0	705.6	800.4	803.2	803.2	877.4

由表1可知, 计算结果与有限元结果吻合良好, 且随着截断级数不断增大, 计算结果逐渐收敛. 当截断级数 $M=N=L=10$ 时, 膨胀腔消声器前8阶固有

频率趋于稳定,证明使用本文方法计算所得结果的收敛性较好。

综上,在保证结果精度足够高的条件下,选取合适的截断级数能有效提高计算效率。因此,在后文的算例中截断级数均取 10。

2.2 准确性分析

消声器的消声性能通常用传递损失来定量评价,根据管道声学理论,对进出口横截面积相同时的传递损失计算式进行推导,得到其定义为:

$$L_T = 10 \lg \left(\frac{p_2 \times \bar{p}_2}{p_1 \times \bar{p}_1} \right), \quad (20)$$

式中: $p_2 = (p_{in} + \rho_0 c_0)/2$; $p_1 = p_{out}$; p_{in} 、 p_{out} 分别为表输入点和输出点声压, $\bar{p}$ 为对应声压的共轭复数。使用本文计算方法可求得膨胀腔消声器内部任意点的声压响应,故选取入口管内 $(0.005, \pi/4, 0.005)$ 作为输入点,出口管内 $(0.005, -\pi/4, 0.095)$ 作为输出点计算传递损失。需要说明的是,本部分研究选择平面上非节点位置作为输入、输出点,从而尽可能多地激起膨胀腔消声器的模式。

为了进一步证明本文方法的准确性,开展了膨胀腔消声器传递损失测量试验。搭建如图 2 所示的试验平台进行传递损失测量,取 $Q_0 = 0.001 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

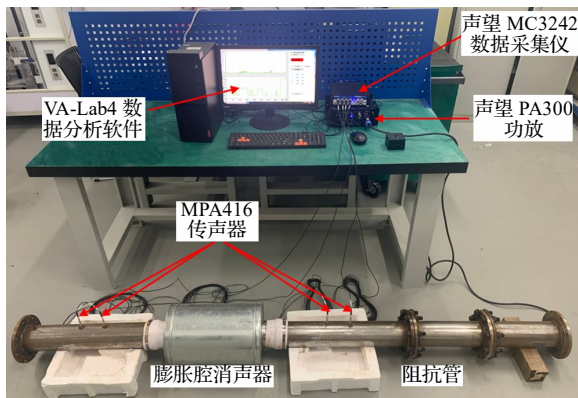


图2 传递损失测量试验平台

图 3 给出了上文算例膨胀腔消声器传递损失的计算、试验以及仿真结果。在有限元模型中,网格的长度设置为 0.01 m , 以确保网格密度足够高且结果收敛。需要说明的是,该试验将阻抗管出口端封闭,通过测量输入、输出点声压计算传递损失。由图可知,计算结果与试验结果及有限元结果吻合较好,表明本文方法可以较为准确地预测膨胀腔消声器的传递损失,验证了方法的准确性。

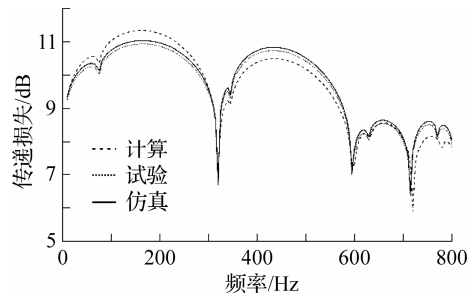


图3 膨胀腔消声器传递损失

3 膨胀腔消声器消声性能分析

对膨胀腔消声器几何参数和整体构造的分析研究可为复杂消声器的设计提供参考。为此,本部分将膨胀腔消声器视为封闭声场,分别研究扩张比、扩张腔长度以及进出口管偏置对膨胀腔消声器消声性能的影响。

3.1 扩张比对消声性能的影响

扩张比 m 指的是膨胀腔消声器系统中,扩张腔半径 R 与进出口管半径 r 比值的平方,即

$$m = R^2 / r^2. \quad (21)$$

保持膨胀腔消声器中扩张腔的容积不变,设置扩张腔的长度 $L_2 = 0.5 \text{ m}$, 半径 $R_2 = 0.1 \text{ m}$, 通过改变进出口管的半径,分别将扩张比 m 设置为 8、12、16、20 来计算传递损失,得到图 4 所示结果。

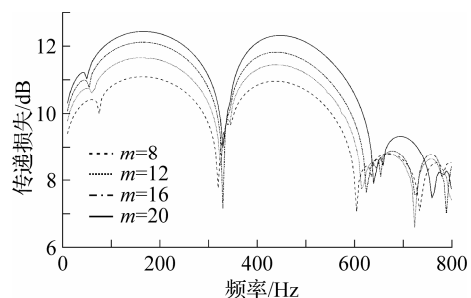


图4 不同扩张比的膨胀腔消声器传递损失

由图 4 可知,随着扩张比的增加,传递损失在低频段有明显的提高,膨胀腔消声器的最大消声量也随之提高。然而在中高频段,扩张比的改变对消声效果的影响并不大。这是由于扩张腔横截面积较大时,中高频声波在扩张腔内不再以平面波的形式传播,而是直接通过扩张腔的中部穿过,从而产生了中高频失效现象。需要指出的是,增大扩张比主要通过增加扩张腔横截面积和减小进出口管横截面积来实现,但在实际运用中还需要考虑消声器的安装空间大小以及压力损失要求,一

般取 $9 < m < 16^{[17]}$.

3.2 扩张腔长度对消声性能的影响

为了研究扩张腔长度对膨胀腔消声器消声性能的影响, 分别取扩张腔长度 L 为 0.6、0.7、0.8、0.9 m, 保持扩张比 $m=16$ 不变, 计算其低频段传递损失, 得到图 5 所示结果.

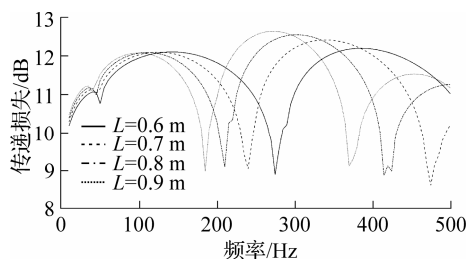


图5 不同扩张腔长度的膨胀腔消声器传递损失

由图5可知, 随着扩张腔长度的增加, 传递损失在低频段的增加并不明显, 周期性的传递损失最小值并没有被消除, 而是向低频方向移动. 因此, 单纯改变扩张腔的长度对膨胀腔消声器的消声性能影响较小. 但扩张腔长度增加可以使传递损失曲线在低频段更密集, 从而增加膨胀腔消声器在低频段的平均消声量.

3.3 进出口管偏置对消声性能的影响

图6展示了偏置进出口管的膨胀腔消声器. β 为偏置量, 即扩张腔中心与进出口管中心之间的距离. 在不考虑压力损失的情况下, 通过计算得到消声效果最佳时的偏置量为 $\beta=0.07$ m, 故本节在该偏置量条件下进行研究. 设置扩张腔长度 $L_2=0.5$ m, 半径 $R_2=0.1$ m, 扩张比 $m=16$.

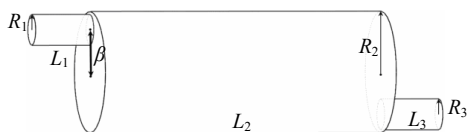


图6 偏置膨胀腔消声器

计算各种偏置情况下膨胀腔消声器的传递损失, 得到图7曲线. 图中算例1~4分别代表无偏置、出口管偏置、入口管偏置、进出口管均偏置情况下的膨胀腔消声器传递损失. 由图可知, 进出口管同时偏置比单独设置进口管、出口管偏置消声效果更好, 但相较于无偏置的膨胀腔消声器, 传递损失在低频段的增加量较小, 消声效果不佳. 如果从压力损失的角度考虑, 偏置膨胀腔消声器相较于无偏置膨胀腔消声器来说压力损失更大^[18], 在实际运

用中会影响消声器的气体通过性. 因此, 不考虑其内部消声结构的情况下, 在设计膨胀腔消声器时, 应当避免进出口管偏置.

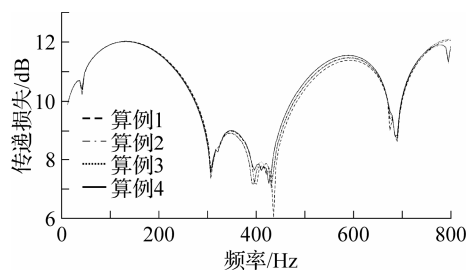


图7 偏置膨胀腔消声器传递损失

4 结论

本文对圆柱膨胀腔消声器进行三维建模以及声学性能分析, 并分析了膨胀腔消声器的几何参数对声学性能的影响, 得出如下结论:

(1)提出改进的切比雪夫-傅里叶声压级数, 通过对耦合面上声场间压力与质点振速连续性条件分析, 建立了膨胀腔消声器理论模型. 试验结果证实了理论模型的正确性, 实现了对膨胀腔消声器固有频率、声压响应以及传递损失的有效预测.

(2)提高膨胀腔消声器扩张比可以有效提高其在低频段的消声性能, 但在中高频段消声效果不佳. 虽然扩张比越大消声性能越好, 但在实际情况中, 应当结合实际安装条件及压力损失要求设置膨胀腔消声器的扩张比.

(3)增大膨胀腔消声器扩张腔长度对消声性能的影响不大, 但可以增加膨胀腔消声器低频段的平均消声量.

(4)在不考虑消声器内部消声结构的情况下, 进出口管的偏置对消声器消声性能的影响很小. 考虑到进出口管偏置会增大消声器压力损失, 因此设计消声器时应避免进出口管的偏置.

参考文献:

- [1] 赵松龄. 噪声的降低与隔离(下册)[M]. 上海: 同济大学出版社, 1989:63-70.
- [2] 徐航手, 季振林, 康钟绪. 抗性消声器传递损失预测的三维时域计算方法[J]. 振动与冲击, 2010, 29(4):107-110; 234.
- [3] 方智, 季振林. 穿孔管阻性消声器横向模态和声学特性计算与分析[J]. 振动与冲击, 2014, 33(7):138-146.
- [4] 蔡超, 官镇, 赵剑, 等. 拖拉机抗性消声器声学子结构

- 声传递矩阵研究[J]. 农业机械学报, 1994, 25(2):65-72.
- [5] Herrin D W, Hua X, Zhang Y T, et al. The proper use of plane wave models for muffler design[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2014, 7(3):927-932.
- [6] 张袁元, 李舜酩, 贺岩松, 等. 摩托车整车噪声分析与消声器改进[J]. 振动与冲击, 2011, 30(2):263-266.
- [7] 葛隽宇, 张杰, 姚新改, 等. 并联偏置扩张腔消声器综合性能研究[J]. 煤炭技术, 2018, 37(9):243-246.
- [8] Du J T, Liu Y, Zhang Y F. Influence of boundary restraint on sound attenuation performance of a duct-membrane silencer[J]. Applied Acoustics, 2016, 105:156-163.
- [9] Liu Y, Du J T. Coupling effects of boundary restraining stiffness and tension force on sound attenuation of a cavity-backed membrane duct silencer[J]. Applied Acoustics, 2017, 117:150-159.
- [10] Jin G Y, Chen Y H, Liu Z G. A Chebyshev-Lagrangian method for acoustic analysis of a rectangular cavity with arbitrary impedance walls[J]. Applied Acoustics, 2014, 78:33-42.
- [11] 陈跃华, 靳国永, 刘志刚, 等. 非规则封闭空间声场建模的 Chebyshev-变分法及其固有声学特性分析[J]. 声学学报, 2017, 42(6):694-702.
- [12] 张海澜. 理论声学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007: 183-186.
- [13] 杜敬涛. 任意边界条件下结构振动封闭声场及其耦合系统建模方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009:110-112.
- [14] Chen Y, Jin G, Liu Z. A domain decomposition method for analyzing a coupling between multiple acoustical spaces (L)[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 141(5):3018.
- [15] Chen Y, Jin G, Feng Z, et al. Modeling and vibro-acoustic analysis of elastically restrained panel backed by irregular sound space[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 409: 201-216.
- [16] 陆斌, 陈跃华, 冯志敏, 等. 基于 Chebyshev-变分法的复杂开口形状矩形薄板弯曲振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(2):178-187.
- [17] Bilawchuk S, Fyfe K R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems[J]. Applied Acoustics, 2003, 64(9):903-916.
- [18] 毕嵘. 汽车进排气消声器性能的数值仿真研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2007:44-46.

Acoustic analysis and experiment of expansion chamber muffler based on coupled sound field modeling method

XU Qiang, CHEN Yuehua*, ZHANG Gang, FENG Zhimin, LIU Yifan
(Faculty of Maritime and Transportation, Ningbo University, Ningbo 315832, China)

Abstract: Aiming at the three-dimensional modeling and acoustic performance analysis of the muffler of cylindrical expansion chamber, a coupled sound field modeling method based on Chebyshev's variational principle is proposed to establish a three-dimensional theoretical model of the cylindrical expansion chamber muffler. The accuracy of the theoretical model is verified on the test bench and by the transmission loss test results. The internal sound field of the expansion chamber muffler is decomposed into several sub-acoustic fields. Upon the continuous conditions of pressure and particle velocity of vibration between sub-acoustic fields, the variational formula of sound field coupling is constructed to complete the Lagrangian energy function of sub-acoustic field. The sound pressure function in each sub-acoustic field is generalized to the form of Chebyshev-Fourier series, and the Lagrangian function of the expansion chamber muffler's is solved using Rayleigh Ritz method. As a result, the natural frequency, the sound pressure response and transmission loss of the expansion chamber muffler are predicted. By calculating and comparing the effects of expansion ratio, expansion cavity length, inlet and outlet offset on the performance of expansion cavity mufflers, some useful findings can be drawn, providing helpful references for the design of complex mufflers.

Key words: expansion chamber muffler; coupled sound field; Chebyshev-Fourier series; experimental verification

(责任编辑 韩 超)