

柔性背腔鼓型消声器声学特性分析*

侯九霄,朱海潮,毛荣富,袁苏伟

(海军工程大学船舶振动噪声重点实验室,湖北武汉 430033)

摘要:现有的鼓型消声器由具有刚性背腔的膨胀腔和张紧的薄膜构成,利用薄膜的振动辐射声场与原声场叠加作用,使得透射过消声器的声能减少,达到消声的目的。为使消声器兼具隔振作用,提出了新型柔性背腔鼓型消声器,基于 Fourier-Galerkin 方法建立其声学理论模型,将传递损失特性与现有的刚性背腔模型进行比较,进一步研究柔性背腔鼓形消声器的消声机理,并分析了背腔参数对性能的影响。计算结果表明,柔性背腔有效提高了消声器低频消声效果,较相同结构尺寸条件下的刚性背腔消声器,显著拓宽了有效消声带宽。

关键词:柔性背腔;鼓型消声器;传递损失;Fourier-Galerkin 方法

中图分类号:TB535 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2019)06-075-08

Acoustic characteristic of drum-like silencer with flexible back cavity

HOU Jiuxiao, ZHU Haichao, MAO Rongfu, YUAN Suwei

(National Key Laboratory on Ship Vibration & Noise, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: The existed drum-like silencer usually consists of expansion chamber with RBC (rigid back cavity) and tensioned membrane. With the effect of vibration radiation of the membrane, the transmitted acoustic energy can be reduced. In order to enable the silencer with ability of vibration isolation, a new type of silencer with FBC (flexible back cavity) was presented. The acoustic theoretical model was established using Fourier-Galerkin method. Then, the TL (transmission loss) characteristic was compared with the RBC model. Further, the silencing mechanism of the FBC silencer was studied, and the influence of the FBC parameters on the performance was also analyzed. Results indicate that the proposed FBC silencer has a better performance in low frequency. Compared with the RBC silencer having the same structural size, it can greatly improve the acoustic absorption band can be improved.

Keywords: flexible back cavity; drum-like silencer; transmission loss; Fourier-Galerkin method

消声器广泛用于通风管路、排气管路以及输水管路系统的噪声控制,抑制低频噪声的传播,一直是管道噪声控制的重点和难点。传统纤维和泡沫消声材料能够有效吸收中高频噪声,然而低频效果难以满足使用需求^[1-2];扩张腔式消声器常用于抑制管路系统的低频噪声,却有体积较大、存在通过频带的缺点,在管路介质流速较高的情况下,还会产生较大的压力损失和再生流噪声^[3]。

Huang^[4-5]率先提出了鼓型消声器,由张紧的薄膜和刚性背腔组成,利用声波和柔性薄膜的耦合作用,使消声器内的声阻抗不连续而发生反射和散射作用,从而降低下游透射的声能。较扩张式消声器,这种结构的通流截面保持不变,所以不会产生额外的压力损失,同时,因为不包含纤维材料而更加环保。试验和研究证明,鼓型消声器在低频具有宽频带的消声特性,并且消声性能较同体积的扩张

腔式消声器具有明显优势^[6-7]。接着,Huang 将张紧的薄膜换成弹性板,研究了板式消声器的声学特性^[8]。然后,Wang 对板式消声器进行了优化设计和试验研究^[9-11]。此外,Choy 等^[12]研究了介质流动对鼓型消声器性能的影响,随后又设计出结构更为紧凑的板式消声器^[13]。

也有其他学者对鼓型消声器进行了深入的研究,Ramamoorthy 等^[14]研究了声阻抗渐变的膜式消声器,实现声波的多重反射。Lawrie 等^[15]研究了膜片分布位置对声学特性的影响。在国内,王晓宇、孙晓峰^[16-17]使用等价分布源法分析了鼓型消声器的声学特性。赵晓臣等^[18-19]研究了双膜并联和串联式鼓型消声器的声学性能,利用切比雪夫配点法提出一种膜结构消声器的数值解法。何涛等^[20]建立三维弹性板式消声器理论模型,探讨了鼓型消声器在水介质中的应用。

* 收稿日期:2018-07-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675529)

作者简介:侯九霄(1990—),男,河南新乡人,博士研究生,E-mail:756763565@qq.com;

朱海潮(通信作者),男,教授,博士,博士生导师,E-mail:haizhu@163.com

众所周知,振动和噪声沿管路系统的传播主要有两种形式:沿管壁传递的振动和沿流体介质传播的声。试想将鼓型消声器的背腔设置为柔性结构,则能有效地衰减沿管壁传递的振动,然而,对声学性能会有怎样的影响,还有待进一步的研究。

本文首先提出柔性结构背腔式鼓型消声器结构模型,基于 Green 函数和 Kirchhoff-Helmholtz 积分公式建立其声学理论模型,利用建立的模型分析其消声性能,并与现有的刚性背腔鼓型消声器进行比较,进一步研究了背腔参数对消声器传递损失的影响。

1 理论解析方法

1.1 理论模型

柔性背腔式鼓型消声器的模型如图 1(a) 所示,利用两个与主管道平齐的张紧膜片,将膨胀腔和主管道隔离开,主管道高度为 $2h_a^*$,背腔高度为 h_b^* ,膜片长度为 L^* ,主管道内的特性声阻抗为 $\rho_0^* c_0^*$,背腔内的特性声阻抗为 $\rho_1^* c_1^*$,膜片的线密度为 M_1^* ,张紧力为 T_1^* 。与刚性背腔鼓型消声器不同的地方在于,本文模型的背腔采用线密度为 M_2^* 、张紧力为 T_2^* 的膜片作为鼓型消声器的背腔,用于隔离沿管壁传递的振动。

由于结构具有对称性,为简化理论分析,取其一半进行分析并建立坐标系如图 1(b) 所示。忽略薄膜横向振动的影响,则三维问题可简化为二维问题来处理^[21]。定义主管道为 a 空间,扩张腔

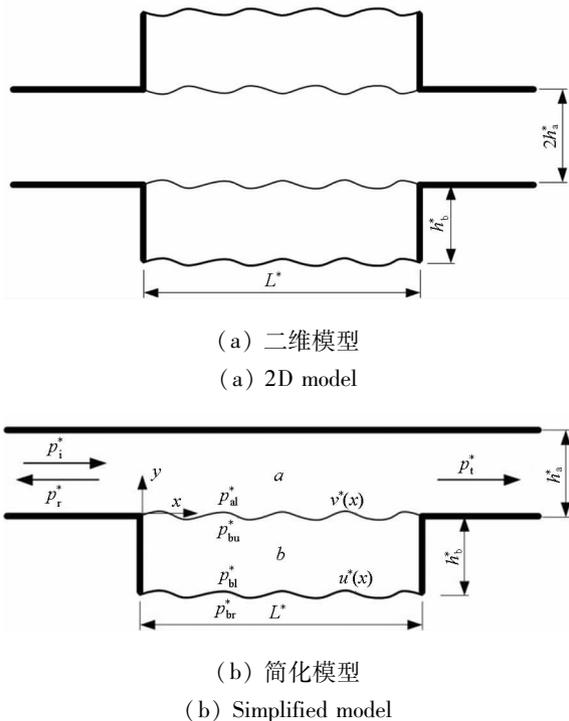


图 1 理论模型

Fig. 1 Configuration of the theoretical model

为 b 空间,在入射波 p_i^* 的激励下,膜片的速度响应为 $v^*(x)$,背腔的速度响应为 $u^*(x)$, a 空间的声场为 $p_a^*(x,y)$, b 空间内声场为 $p_b^*(x,y)$ 。

在分析柔性背腔鼓型消声器声学特性之前,首先分别以 $2h_a^*$ 、 c_0^* 、 $2h_a^*/c_0^*$ 、 $\rho_0^* c_0^*$ 和 $\rho_0^* (c_0^*)^2$ 作为长度、速度、时间、声阻抗和压力单位,对所有参数进行无量纲化处理,本文中所有带“*”角标的均表示有量纲的参量,对应相同符号不含“*”角标的为相应的无量纲的参量,则 $x = \frac{x^*}{h_a^*}$, $y = \frac{y^*}{h_a^*}$, $L = \frac{L^*}{h_a^*}$, $h_b = \frac{h_b^*}{h_a^*}$, $f = f^* \frac{2h_a^*}{c_0^*}$, $\omega = \omega^* \frac{2h_a^*}{c_0^*} = 2\pi f$, $k_0 = 2k_0^* h_a^* = \omega$, $M_1 = \frac{M_1^*}{\rho_0^* h_a^*}$, $T_1 = \frac{T_1^*}{\rho_0^* (c_0^*)^2 h_a^*}$, $M_2 = \frac{M_2^*}{\rho_0^* h_a^*}$, $T_2 = \frac{T_2^*}{\rho_0^* (c_0^*)^2 h_a^*}$, $P = \frac{P^*}{\rho_0^* (c_0^*)^2}$ 。

则薄膜的运动微分方程为

$$M_1 \frac{\partial^2 \eta_1}{\partial t^2} - T_1 \frac{\partial^2 \eta_1}{\partial x^2} + p_i + p_{al} - p_{bu} = 0 \quad (1)$$

柔性背腔的运动微分方程为

$$M_2 \frac{\partial^2 \eta_2}{\partial t^2} - T_2 \frac{\partial^2 \eta_2}{\partial x^2} + p_{bl} = 0 \quad (2)$$

其中,

$$p_i = e^{j(\omega t - k_0 x)} \quad (3)$$

为单位入射波, η_1 为膜片的位移响应, η_2 为背腔的位移响应。为书写简便,下文中统一省略时间项 $e^{j\omega t}$ 。则有

$$\begin{cases} v(x) = j\omega \eta_1 \\ u(x) = j\omega \eta_2 \end{cases} \quad (4)$$

基于 Fourier-Galerkin 方法求解薄膜和背腔的运动微分方程,根据已知的边界条件,利用模态叠加表示薄膜和背腔的响应,则

$$\begin{cases} v(x) = \sum_{s=1}^{+\infty} V_s \sin(s\pi\xi) \\ V_s = 2 \int_0^1 v(x) \sin(s\pi\xi) d\xi \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} u(x) = \sum_{s=1}^{+\infty} U_s \sin(s\pi\xi) \\ U_s = 2 \int_0^1 u(x) \sin(s\pi\xi) d\xi \end{cases} \quad (6)$$

其中, $\xi = x/L_0$ 。

对式 (1) 和式 (2) 等号两侧同时乘以 $2\sin(q\pi\xi)$, 并对 ξ 在 $[0, 1]$ 区间内积分可得

$$\begin{cases} [L_{s1}] \mathbf{V} + I_q + 2 \int_0^1 p_{al} \sin(q\pi\xi) d\xi - \\ 2 \int_0^1 p_{bu} \sin(q\pi\xi) d\xi = \mathbf{0} \\ [L_{s2}] \mathbf{U} + 2 \int_0^1 p_{bl} \sin(q\pi\xi) d\xi = \mathbf{0} \end{cases} \quad (7)$$

其中, \mathbf{V} 为薄膜的模式幅值向量, \mathbf{U} 为背腔的模式幅值向量, $[\cdot]$ 表示矩阵的元素。

$$\begin{cases} [L_{s1}] = j\omega M_1 + \frac{T_1}{j\omega} \left(\frac{s\pi}{L}\right)^2 \\ [L_{s2}] = j\omega M_2 + \frac{T_2}{j\omega} \left(\frac{s\pi}{L}\right)^2 \\ I_q = 2 \int_0^1 p_i \sin(q\pi\xi) d\xi \end{cases} \quad (8)$$

1.2 辐射阻抗

Doak^[22] 给出的无限长管内的 Green 函数为

$$G_a(x, y | x', y') = \frac{j}{2} \sum_{n=0}^{+\infty} \frac{\Phi_{an}(y) \Phi_{an}(y')}{\Lambda_{an} k_{an}} e^{-jk_{an} |x-x'|} \quad (9)$$

其中: (x, y) 为观察点坐标; (x', y') 为源点坐标;

$\Phi_{an}(y)$ 为 a 空间的 n 阶特征函数, 则

$$\Phi_{an}(y) = \cos(n\pi y) \quad (10)$$

Λ_{an} 为 a 空间的 n 阶模态质量

$$\begin{cases} \Lambda_{an} = 1/\varepsilon_n \\ \varepsilon_n |_{n=0} = 1 \\ \varepsilon_n |_{n \neq 0} = 2 \end{cases} \quad (11)$$

n 阶波速与波数分别为

$$\begin{cases} c_{an} = \frac{1}{\sqrt{1 - (n\pi/\omega)^2}} \\ k_{an} = \frac{\omega}{c_{an}} \end{cases} \quad (12)$$

由 Kirchhoff-Helmholtz 积分公式, 可得 a 空间的声压分布为

$$p_a(x, y) = \frac{L}{2} \sum_{n=0}^{+\infty} c_{an} \int_0^1 v(x') \frac{\Phi_{an}(y) \Phi_{an}(y')}{\Lambda_{an}} e^{-jk_{an}L | \xi - \xi' |} d\xi' \quad (13)$$

则薄膜上侧的声压 p_{al} 为

$$p_{al} = p_a(x, 0) = \frac{L}{2} \sum_{n=0}^{+\infty} c_{an} \int_0^1 v(x') \varepsilon_n e^{-jk_{an}L | \xi - \xi' |} d\xi' \quad (14)$$

定义薄膜向 a 空间的模态辐射阻抗为 Z_{qs}^{al} , 利用 x 方向特征函数的正交性可得

$$2 \int_0^1 p_{al} \sin(q\pi\xi) d\xi = \sum_{s=1}^{+\infty} Z_{qs}^{al} V_s \quad (15)$$

$$Z_{qs}^{al} = L \sum_{n=0}^{+\infty} c_{an} \varepsilon_n I_{2a} \quad (16)$$

其中,

$$I_{2a} = \int_0^1 \int_0^1 e^{-jk_{an}L | \xi - \xi' |} \sin(s\pi\xi') \sin(q\pi\xi) d\xi' d\xi \quad (17)$$

b 空间内的广义 Green 函数为

$$G_b(x, y | x', y') = \sum_{m=0}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} \frac{c_1^2}{S_b \Lambda_{bmn}} \frac{\Phi_{bmn}(x, y) \Phi_{bmn}(x', y')}{\omega_{bmn}^2 - \omega^2} \quad (18)$$

$\Phi_{bmn}(x, y)$ 为 b 空间 (m, n) 阶特征函数, 则

$$\Phi_{bmn}(x, y) = \cos\left(\frac{m\pi x}{L}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{h_b}\right) \quad (19)$$

S_b 为 b 空间截面积, 则

$$S_b = Lh_b \quad (20)$$

Λ_{bmn} 为 (m, n) 阶模态质量, 则

$$\Lambda_{bmn} = \frac{1}{\varepsilon_m \varepsilon_n} \quad (21)$$

b 空间 (m, n) 阶特征频率为

$$\omega_{bmn} = c_1 \sqrt{\left(\frac{m\pi}{L}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{h_b}\right)^2} \quad (22)$$

其中, c_1 为 b 空间内介质的声速。可得, b 空间的声压由薄膜辐射声场 $p_{b1}(x, y)$ 和背腔辐射声场 $p_{b2}(x, y)$ 两部分叠加组成,

$$p_b(x, y) = p_{b1}(x, y) + p_{b2}(x, y) \quad (23)$$

其中,

$$\begin{cases} p_{b1}(x, y) = -j\rho_1 k_0 L \int_0^1 v(x') G_b(x, y | x', 0) d\xi' \\ p_{b2}(x, y) = j\rho_1 k_0 L \int_0^1 u(x') G_b(x, y | x', -h_b) d\xi' \end{cases} \quad (24)$$

则薄膜下侧声压为

$$p_{bu} = p_{b1}(x, 0) + p_{b2}(x, 0) \quad (25)$$

背腔上侧的声压为

$$p_{bl} = p_{b1}(x, -h_b) + p_{b2}(x, -h_b) \quad (26)$$

定义薄膜向 b 空间的模态辐射阻抗为 Z_{qs}^{bu} , 背腔向 b 空间的模态辐射阻抗为 Z_{qs}^{bl} , 利用 x 方向特征函数的正交性可得

$$2 \int_0^1 p_{bu} \sin(q\pi\xi) d\xi = \sum_{s=1}^{+\infty} Z_{qs}^{bu1} V_s + \sum_{s=1}^{+\infty} Z_{qs}^{bu2} U_s \quad (27)$$

$$2 \int_0^1 p_{bl} \sin(q\pi\xi) d\xi = \sum_{s=1}^{+\infty} Z_{qs}^{bl1} V_s + \sum_{s=1}^{+\infty} Z_{qs}^{bl2} U_s \quad (28)$$

其中,

$$\begin{cases} Z_{qs}^{bu1} = -2j\rho_1 k_0 L \sum_{m=0}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} \eta_{bmn} I_{2b} \\ Z_{qs}^{bu2} = 2j\rho_1 k_0 L \sum_{m=0}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} \eta_{bmn} \cos(n\pi) I_{2b} \end{cases} \quad (29)$$

$$\begin{cases} Z_{qs}^{bl1} = -2j\rho_1 k_0 L \sum_{m=0}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} \eta_{bmn} \cos(n\pi) I_{2b} \\ Z_{qs}^{bl2} = 2j\rho_1 k_0 L \sum_{m=0}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} \eta_{bmn} I_{2b} \end{cases} \quad (30)$$

$$\eta_{bmn} = \frac{c_1^2}{S_b \Lambda_{bmn}} \frac{1}{\omega_{bmn}^2 - \omega^2} \quad (31)$$

$$I_{2b} = \int_0^1 \int_0^1 \sin(s\pi\xi') \cdot \cos(m\pi\xi') \cdot \sin(q\pi\xi) \cdot \cos(m\pi\xi) d\xi' d\xi \quad (32)$$

1.3 薄膜响应和传递损失

根据模态收敛性原则, 截取 $S = Q = M = 25$, $N = 10$ ^[18], 将式(15)、式(27)和式(28)代入式(7)可得

$$\begin{cases} [L_{s1}]V + I_q + Z_{qs}^{al}V - Z_{qs}^{bu1}V - Z_{qs}^{bu2}U = 0 \\ [L_{s2}]U + Z_{qs}^{bl1}V + Z_{qs}^{bl2}U = 0 \end{cases} \quad (33)$$

联立可以求得薄膜的响应为

$$V = -[[L_{s1}] + Z_{qs}^{al} - Z_{qs}^{bu1} + Z_{qs}^{bu2}([L_{s2}] + Z_{qs}^{bl2})^{-1}Z_{qs}^{bl1}]^{-1}I_q \quad (34)$$

将其代入式(13)可以求得薄膜振动的辐射声场 p_a , 透射到下游管道的声压为入射声波和辐射声场的叠加, 即

$$p_t = p_i + p_a \quad (35)$$

当频率低于第一阶截止频率时, 高次波会随着距离逐渐衰减, 则消声器传递损失为

$$TL = -20 \lg \left| 1 + \frac{p_a |_{x \rightarrow +\infty}}{p_i} \right| \quad (36)$$

其中,

$$\frac{p_a |_{x \rightarrow +\infty}}{p_i} = \frac{L}{2} \sum_{s=1}^{+\infty} s\pi V_s \frac{e^{jk_0L} \cos(s\pi) - 1}{(k_0L)^2 - (s\pi)^2} \quad (37)$$

移除鼓型消声器的薄膜, 得到具有相同形状的扩张腔式消声器, 可知其最大消声量与扩张比呈正相关。定义 3 倍于相同形状的扩张比的最大消声量(约 10 dB)作为鼓型消声器是否达到消声效果的评判依据 TL_{cr} ^[6], 满足上述条件的频率范围 $[f_1, f_2]$ 称为有效消声频带, 定义

$$B = \frac{f_2}{f_1} \quad (38)$$

为有效消声带宽。

Huang^[6-7]对刚性背腔鼓型消声器的结构参数进行了研究, 表明消声器取 $M_1 = 2, T_1 = 0.95, h_b = 1, L = 5$ 的参数时, 可以取得最优消声带宽, 传递损失曲线 TL_H 如图 2 所示。

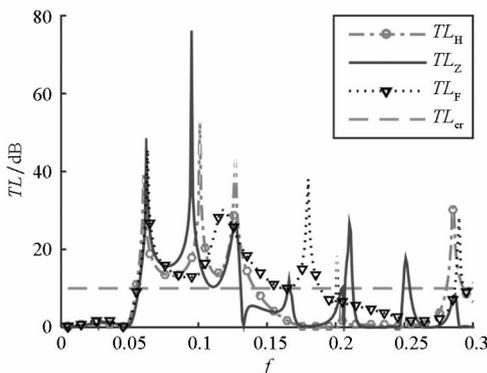


图 2 不同类型鼓型消声器的传递损失
Fig. 2 TL comparison of different kinds of drum-like silencer

选取 $M_1 = 2, T_1 = 0.95, h_b = 1, L = 5, M_2 = 2, T_2 = 8.8$ 作为柔性背腔鼓型消声器的结构参数, 并且与相同条件的刚性背腔^[6]和双腔并联^[18]的结果进行比较, 结果如图 2 和表 1 所示。

表 1 不同类型鼓型消声器的消声带宽

Tab. 1 Acoustic absorption band of different kinds of drum-like silencer

	f_1	f_2	B
TL_H	0.055	0.141	2.56
TL_Z	0.055	0.131	2.38
TL_F	0.055	0.189	3.44

图 2 中 TL_H 为文献[6]中刚性背腔鼓型消声理论计算结果, TL_Z 为文献[18]中双腔并联鼓型消声器理论计算结果, TL_F 为本文所选柔性背腔鼓型消声器结构参数的计算结果。可得, 在相同的评判依据 TL_{cr} 下, 柔性背腔鼓型消声器在低频具有更好的消声效果, 结合表 1, 柔性背腔比相同结构尺寸条件下刚性背腔的消声带宽拓宽了 34%。

为验证本文理论的准确性, 对比有限元仿真结果和理论结果, 如图 3 所示。

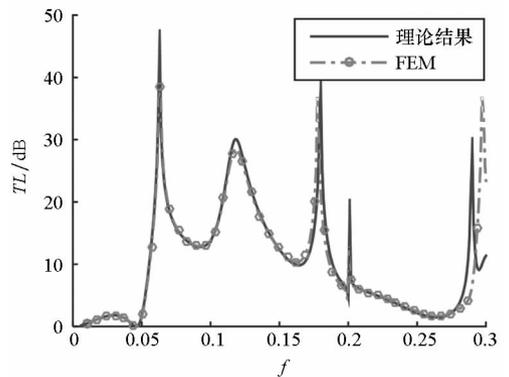


图 3 理论计算结果与有限元仿真结果对比
Fig. 3 Comparison between theoretical results and FEM results

图 3 结果表明, 本文理论推导结果和有限元仿真结果吻合良好, 从而验证了本文理论推导的有效性。

2 消声机理分析

鼓型消声器张紧薄膜产生辐射声场与原声场叠加, 从而降低下游透射的声能。忽略阻尼耗散作用时, 声能一部分透射过消声器向下游管路继续传播, 一部分反射回上游管路。本节主要研究柔性背腔对鼓型消声器反射声波的作用机理。

反射声波是薄膜各阶振动辐射声场的叠加,

$$p_r = \frac{P_a |_{n=0, x \rightarrow +\infty}}{e^{jk_0x}} = \sum_{s=1}^{+\infty} R_s V_s \quad (39)$$

其中,

$$R_s = \frac{L}{2} \int_0^1 \sin(s) e^{-jk_0L\xi'} d\xi' \quad (40)$$

每阶模态的反射声波 $V_s R_s$, 定义模态反射贡献率为

$$\gamma_s = \text{Re} \left[V_s R_s \frac{\hat{p}_r}{|p_r|} \right] \quad (41)$$

其中, \hat{p}_r 是反射声波 p_r 的共轭, 图4对比了刚性背腔和柔性背腔条件下, 各阶模态幅值和模态反射贡献率。

在图4中, 第一行为传递损失曲线, 除去第一行的第一列为薄膜前4阶模态幅值 $|V_s|$, 第二列为前4阶模态反射系数 $|R_s|$, 第三列为前4阶模态反射声波 $|V_s R_s|$, 第四列为前4阶模态反射贡献率 γ_s 。其中, 点画线代表刚性背腔鼓型消声器, 而实线为柔性背腔鼓型消声器。由图4可以看出, 在低频区域一阶振动模态的反射系数较高, 而柔性背腔使得薄膜的一阶模态幅值较刚性背腔的更大, 使柔性背腔条件下更有效地反射声波, 从

而拓宽消声器的有效带宽, 由于两种情况下内层弹性膜结构相同, 因此其反射系数一致。

为更直观地研究柔性背腔对鼓型消声器声学性能的作用, 下面研究传递损失曲线中峰值点薄膜的各阶振动模态幅值和反射声波, 以及薄膜的速度响应, 如图5所示。

在图5中, 第一列、第二列和第三列分别代表传递损失曲线第一个极大值点、第二个极大值点和第三个极大值点。其中, 第一行为薄膜前10阶模态幅值 $|V_s|$, 第二行为前10阶模态反射系数 $|R_s|$, 第三行为前4阶模态反射声波 $|V_s R_s|$, 第四行为薄膜的速度响应 $V(x)$ 。对比发现, 在第一个极大值点, 柔性背腔和刚性背腔的薄膜响应较为一致, 各阶模态的贡献量相当; 在第二个极大值点, 刚性背腔的反射声波主要由一、三阶模态组成, 而柔性背腔主要依靠二、三阶模态产生的声反射; 在第三极大值点, 刚性背腔的反射声波主要由二、三阶模态组成, 而柔性背腔主要由一、四阶模态组成。由此可见, 柔性背腔的第二极大值点和第三极大值点对用频率较刚性背腔对应极大值点的频率较高, 从而拓宽了消声器的有效消声带宽。

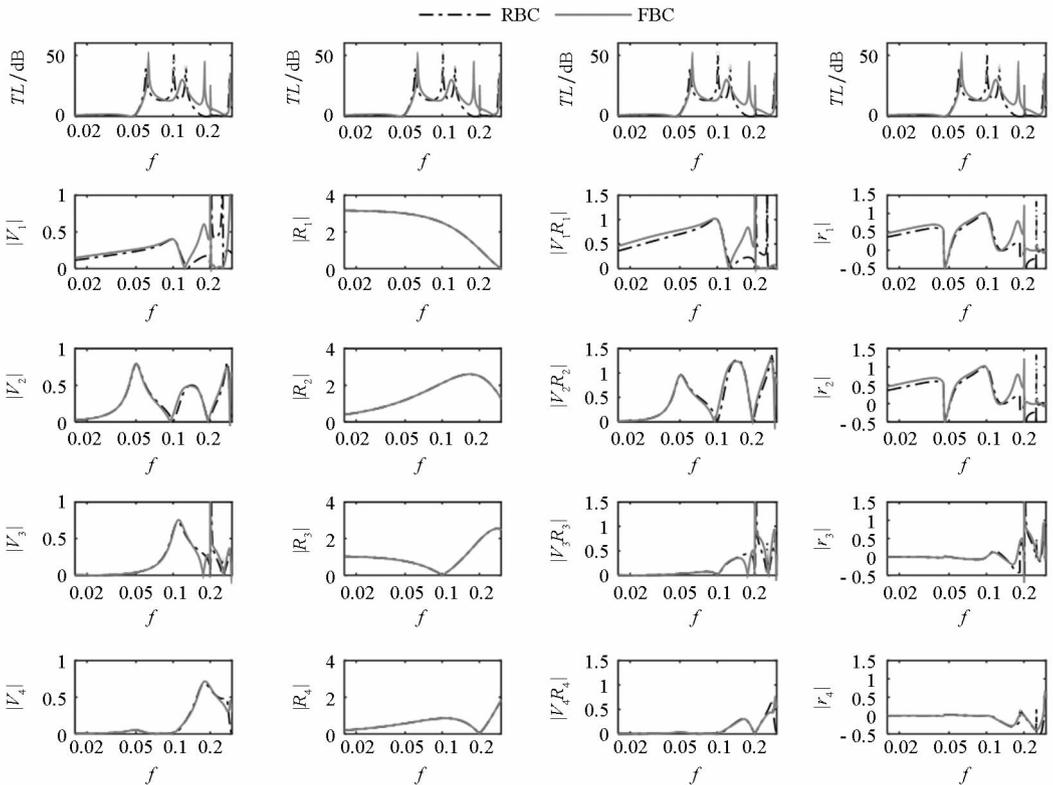


图4 前四阶模态反射贡献率

Fig. 4 The first four modal reflections

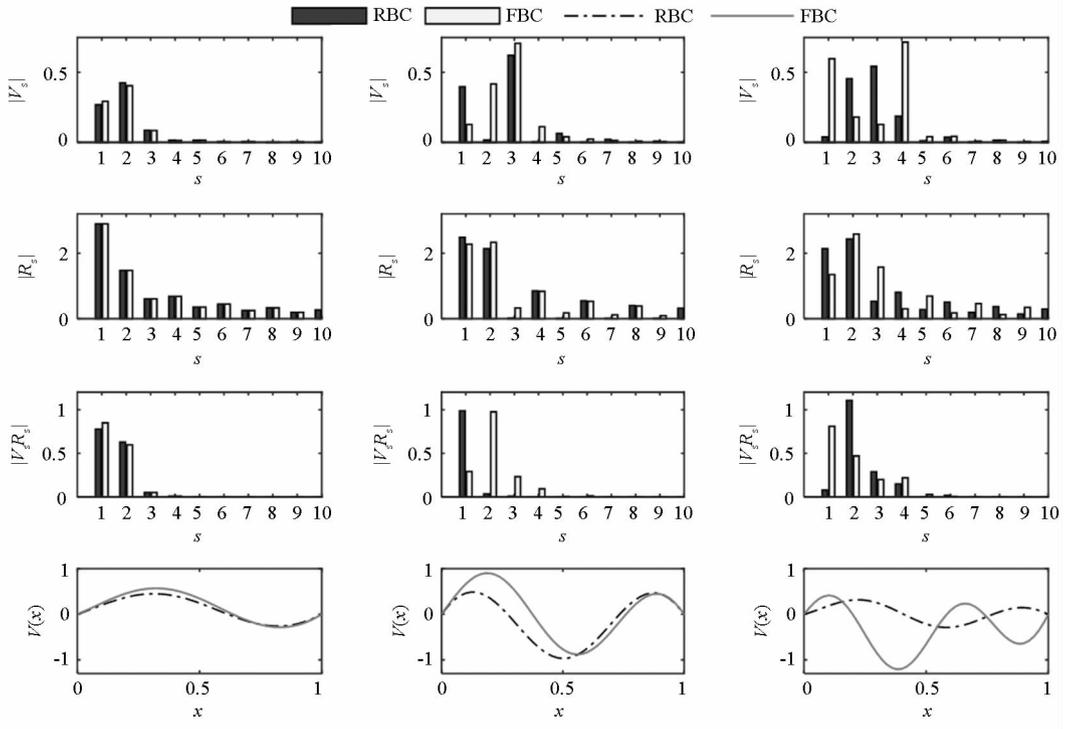


图 5 传递损失曲线三个极大值点薄膜响应

Fig. 5 Response of the membrane at the three peak points in TL curve

3 背腔参数的影响

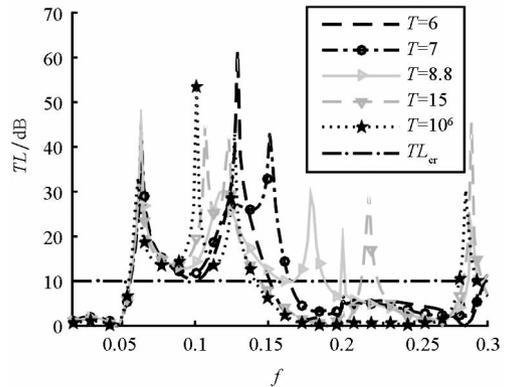
鼓型消声器结构简单,却包含了众多变量参数,文献[7]就刚性背腔鼓型消声器的背腔和薄膜的参数进行了研究。然而,柔性背腔的引入,使得鼓型消声器又增加了三个变量,即柔性背腔的张紧力、质量和阻尼,下面对此变量的影响进行研究。

3.1 张紧力

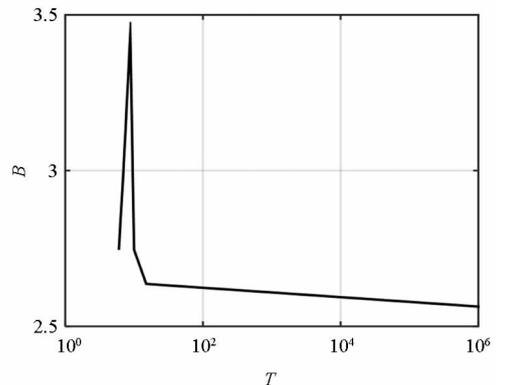
背腔张紧力对消声器传递损失的影响如图 6 所示,其中,图 6(a)为不同背腔张紧力的传递损失曲线,图 6(b)为有效消声带宽随背腔张紧力的变化曲线。从图 6(a)可以发现,当背腔张紧力从“刚性”逐渐减小时,原先第二个和第三个极大值逐渐合并,并且在较高频率出现新的极大值;随着张紧力的进一步减小,第二个极大值和新出现的第三个极大值又逐渐合并。根据图 6(b)可得,鼓型消声器的有效消声带宽随背腔张紧力的减小逐渐增加,经过最优张紧力 $T_{opt} = 8.8$ 后逐渐减小。

3.2 质量

背腔质量对消声器传递损失的影响如图 7 所示,其中,图 7(a)为不同背腔质量的传递损失曲线,图 7(b)为有效消声带宽随背腔质量的变化曲线。从图 7(a)可以发现,当背腔质量趋于无穷大时,传递损失曲线与刚性背腔的一致,当减小背腔



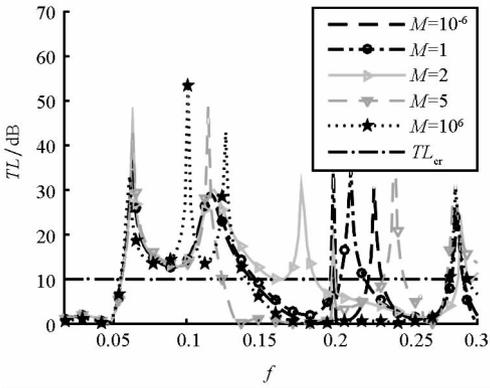
(a) 传递损失曲线
(a) Transmission loss



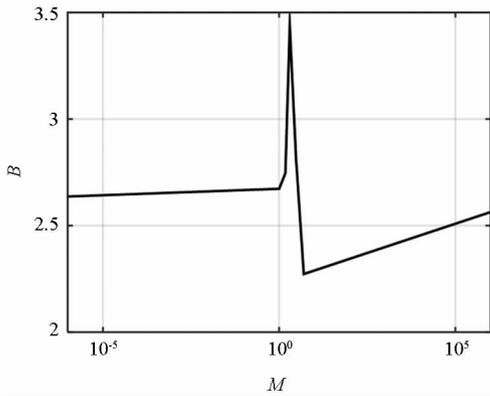
(b) 消声带宽
(b) Noise attenuation bandwidth

图 6 背腔张紧力对消声器传递损失的影响
Fig. 6 Influence of the FBC tension force on TL

质量,原先第二个和第三个极大值逐渐合并,并且在较高频率出现新的极大值;随着张紧力的进一步减小,新出现的第三个极大值向高频部分移动,第二个极大值和第三个极大值之间的消声效果不再满足评判依据。根据图7(b)可得,鼓型消声器的有效消声带宽随背腔质量先减小再逐渐增加,经过最优质量 $M_{opt}=2$ 后逐渐减小。



(a) 传递损失曲线
(a) Transmission loss



(b) 消声带宽
(b) Noise attenuation bandwidth

图7 背腔质量对消声器传递损失的影响
Fig. 7 Influence of the FBC mass on TL

3.3 阻尼

实际中柔性背腔为有阻尼结构,此时,用 $[L_{s2}^{\sigma}]$ 替代原有的背腔结构特征参数 $[L_{s2}]$, 则

$$[L_{s2}^{\sigma}] = j\omega M_2(1 - j\sigma) + \frac{T_2(1 + j\sigma)}{j\omega} \left(\frac{s\pi}{L}\right)^2 \quad (42)$$

将其代入式(34)求得含背腔阻尼条件下的薄膜响应,进而求出消声器的声学传递损失特性,图8显示了背腔阻尼对柔性背腔鼓型消声器的影响。

根据图8可知,传递损失曲线的第三个极大值随背腔阻尼的增加而逐渐减小,由此可得,减小背腔阻尼对于拓宽有效消声带宽有利。

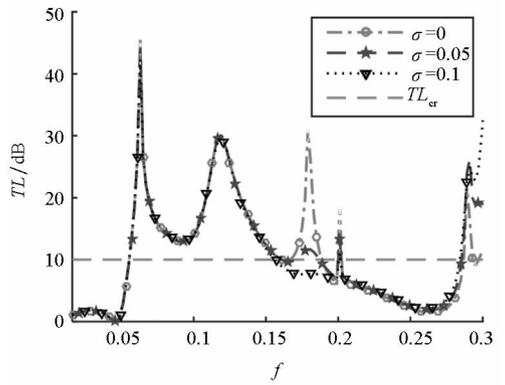


图8 背腔阻尼对消声器传递损失的影响
Fig. 8 Influence of the FBC damping on TL

4 结论

本文提出将鼓型消声器背腔改为柔性结构的思路,建立了柔性背腔鼓型消声器的理论模型,对比了相同结构尺寸条件下柔性背腔与刚性背腔及双腔并联结构鼓型消声器的声学特性,进一步地研究了柔性背腔消声器的消声机理,并探讨了背腔参数对消声器性能的影响。得到以下结论:

- 1) 在相同结构尺寸条件下,柔性背腔鼓型消声器较现有的刚性背腔的有效消声带宽更大,提高了34%;
- 2) 对比发现,刚性背腔鼓型消声器的传递损失曲线极大值主要由薄膜的前三阶振动模式反射声波占主导,而柔性结构背腔鼓型消声器的传递损失曲线极大值主要由薄膜的前四阶振动模式反射声波主导;
- 3) 通过对背腔参数研究发现,背腔张紧力和背腔质量对于消声器有效消声带宽的影响存在最优值,减小背腔阻尼有利于拓宽消声器的有效消声带宽。

参考文献 (References)

- [1] István L V, Beranek L L. Noise and vibration control engineering: principles and applications[M]. 2nd ed. John Wiley & Sons, Inc., 2007: 215 - 277.
- [2] Ingard K U. Notes on sound absorption technology[M]. Noise Control Foundation, 1994.
- [3] Munjal M L. Acoustics of ducts and mufflers[J]. 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd, 2014.
- [4] Huang L X. A theoretical study of duct noise control by flexible panels[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 106(4): 1801 - 1809.
- [5] Huang L X. A theory of reactive control of low-frequency duct noise[J]. Journal of Sound & Vibration, 2000, 238(4): 575 - 594.
- [6] Huang L X. Modal analysis of a drum-like silencer[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2002, 112(1):

- 2014 – 25.
- [7] Huang L X. Parametric study of a drum-like silencer [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2004, 269 (3/4/5): 467 – 488.
- [8] Huang L X. Broadband sound reflection by plates covering side-branch cavities in a duct [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2006, 119(5): 2628 – 2638.
- [9] Wang C Q, Han J, Huang L X. Optimization of a clamped plate silencer [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 121(2): 949 – 60.
- [10] Wang C Q, Cheng L, Huang L X. Realization of a broadband low-frequency plate silencer using sandwich plates [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2008, 318(4): 792 – 808.
- [11] Wang C Q, Huang L X. Analysis of absorption and reflection mechanisms in a three-dimensional plate silencer [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2008, 313(3): 510 – 524.
- [12] Choy Y S, Huang L X. Effect of flow on the drum-like silencer [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2005, 118(5): 3077 – 3085.
- [13] Choy Y S, Liu Y, Cheung H Y, et al. Development of composite plate for compact silencer design [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2012, 331(10): 2348 – 2364.
- [14] Ramamoorthy S, Grosh K, Dodson J M. A theoretical study of structural acoustic silencers for hydraulic systems [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2002, 111(1): 2097 – 108.
- [15] Lawrie J B, Guled I M M. On tuning a reactive silencer by varying the position of an internal membrane [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2006, 120(120): 780.
- [16] 王晓宇, 孙晓峰. 流管声传播与膜结构相互作用的机理研究 [J]. *力学学报*, 2006, 38(6): 825 – 830.
WANG Xiaoyu, SUN Xiaofeng. On the mechanism of the interaction between flexible panels and sound waves in flow ducts [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2006, 38(6): 825 – 830. (in Chinese)
- [17] 孙晓峰, 王晓宇. 一种新的膜结构消声器理论模型 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2006, 32(10): 1152 – 1156.
SUN Xiaofeng, WANG Xiaoyu. New theoretical model for drum-like silencer [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2006, 32(10): 1152 – 1156. (in Chinese)
- [18] 赵晓臣, 柳贡民, 张文平. 鼓型消声器的声学性能计算与分析 [J]. *振动与冲击*, 2015, 34(17): 152 – 160.
ZHAO Xiaochen, LIU Gongmin, ZHANG Wenping. Acoustic attenuation performance of a drum-like silencer [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34 (17): 152 – 160. (in Chinese)
- [19] 赵晓臣. 圆管道膜结构消声器声学性能的一种数值计算方法 [C] // 第二十七届全国振动与噪声应用学术会议论文集, 2016.
ZHAO Xiaochen. A numerical model for the membrane silencer in circular duct [C] // Proceedings of the 27th National Academic Conference on Vibration and Noise Application, 2016. (in Chinese)
- [20] 何涛, 李东升, 孙玉东, 等. 低频宽带板式水动力噪声消声器理论 [J]. *船舶力学*, 2014(1/2): 191 – 200.
HE Tao, LI Dongsheng, SUN Yudong, et al. Theory on plate-silencer with low frequency and broadband hydrodynamic noise attenuation characteristics [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2014(1/2): 191 – 200. (in Chinese)
- [21] Huang L X, Choy Y S. Vibroacoustics of three-dimensional drum silencer [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2005, 115(4): 2532.
- [22] Doak P E. Excitation, transmission and radiation of sound from source distributions in hard-walled ducts of finite length (I): the effects of duct cross-section geometry and source distribution space-time pattern [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 1973, 31(1): 1 – 72.