

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201712172

结构声耦合对膨胀腔水消声器声学性能的影响

龚京风¹, 宣领宽², 周 健², 彭春萌¹

(1. 武汉科技大学 汽车与交通工程学院, 武汉 430065; 2. 船舶振动噪声重点实验室(中国舰船研究设计中心), 武汉 430064)

摘 要: 水消声器可以有效降低管路系统水噪声, 为更加准确的预测水消声器传递损失, 利用结构声耦合数值模型分析消声器内部声场, 研究不同部位结构声耦合效应对充水膨胀腔消声器声学性能的影响规律. 计算厚径比为 1 的充水膨胀腔消声器传递损失, 并与刚性条件下的数值结果及理论结果进行比较, 以验证方法的正确性; 对比二维轴对称模型与整体计算模型的计算结果, 验证基于二维轴对称模型分析的可行性. 数值研究表明: 本方法可以有效的预测水消声器传递损失; 随着水消声器腔壁厚度的减小, 弹性结构与流体的耦合程度增加, 结构声耦合效应对水消声器的声学性能影响增加; 周向腔壁的结构声耦合效应会造成膨胀腔消声器的传递损失曲线向低频方向移动; 端部腔壁的结构声耦合效应会使消声器传递损失曲线出现反共振峰、共振峰, 这与膨胀腔端板结构的固有模态相关; 膨胀腔壁的结构声耦合作用使腔内声压在较低频段内出现三维高次波, 增加消声量; 管路结构声耦合效应对水消声器声学性能的影响不大.

关键词: 充水消声器; 膨胀腔; 传递损失; 结构声耦合; 水管路; 轴对称模型

中图分类号: O429; TB535⁺. 2

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2018)10-0189-05

Effects of acoustic solid interaction on acoustic characteristics of water expansion chamber muffler

GONG Jingfeng¹, XUAN Lingkuan², ZHOU Jian², PENG Chunmeng¹

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430065, China;

2. National Key Laboratory on Ship Vibration and Noise (China Ship Development and Design Center), Wuhan 430064, China)

Abstract: Water muffler can effectively attenuate the noise of the pipeline system. In order to calculate the transmission loss (TL) of the water muffler accurately, the acoustic field of the water muffler was analysed based on the acoustic solid interaction model. The acoustic solid interaction effect of different structural parts on the acoustic performance of the expansion chamber muffler filled with water was studied. The TL of the water muffler was predicted with the ratio of elastic wall thickness to radius which equals to 1. The obtained results were compared with the analytical solutions and the numerical results of the case with rigid wall, which is used to validate the accuracy of the adopted acoustic solid interaction approach. On the other hand, the results based on the two dimensional axisymmetric model and the complete model were compared to validate the feasibility of the present method. The numerical results show that the decrease of the water muffler's structure thickness caused the enhancement of interaction between the solid and the water, leading to obvious effects of the elastic wall on the muffler's acoustic characteristics. The interaction between the circumferential wall and the water made the TL curve of the expansion chamber move to the lower frequency band. The interaction between the end wall and the water caused the resonance peak and the inverse one of the TL curve, which is related to the eigenfrequency of the end chamber wall. The acoustic solid interaction between the expansion cavity wall and the water made the acoustic pressure appear three dimensional high order wave in the lower frequency range, and increased the amount of noise elimination. The interaction between the pipe and the water had little effect on the acoustic performance of the water muffler.

Keywords: muffler filled with water; expansion chamber; transmission loss; acoustic solid interaction; water pipeline; axisymmetric model

水管路系统是船舶设备的重要组成部分, 用于液体(如动力系统冷却液)的输送, 在其运转过程

中, 泵与阀门等引起流体运动不稳定(湍流及空化等)会产生水动力噪声, 水管路系统成为噪声的重要传播途径之一, 直接由出水口向水下环境辐射, 辐射效率极高, 影响船舶的隐身性能^[1-2], 而且也会影响海洋生物的生存环境. 为了有效地控制管路系统水噪声问题, 水消声器被应用于水管路系统, 消声器

收稿日期: 2017-12-29

基金项目: 国家自然科学基金(51509232, 51505345)

作者简介: 龚京风(1986—), 女, 博士, 讲师

通信作者: 龚京风, gongjingfeng@126.com

的消声效果是衡量其性能的重要指标.但目前,水消声器声学性能的计算结果与试验结果往往不一致,难以指导水消声器的优化设计.

目前,国内外针对水消声器的公开研究文献很少,且多是借鉴气体消声器的研究方法,如传递矩阵法^[3]、解析法^[4]、有限元法^[5-6]、边界元法^[7]、有限体积法^[8-10].虽然水消声器和气体消声器消声原理基本一致,内部均为流体,但液体、气体与消声器结构的相互作用存在很大区别.消声器结构弹性通常远远小于气体的压缩性,结构与气体的耦合是极小的,可以基本忽略,所以气体消声器声学性能的预测方法基本不考虑结构与气体介质的耦合.然而水介质声阻抗要比气体介质的大的多,其压缩性与结构弹性更接近,所以结构与水介质的耦合强度要远大于结构与气体介质的耦合强度^[11-12].因此,水消声器声学性能的预测有必要考虑结构声耦合造成的影响.现有文献较少考虑结构弹性对水消声器声学性能的影响.周城光等^[13]基于集中参数法研究了结构弹性对充水亥姆霍兹共振器声学特性的影响.何涛等^[2]基于理论方法研究了结构弹性对充水背腔板式水消声器声学特性的影响.这两种方法的缺点在于难于应用于工程中复杂结构的消声器.Xuan等^[9]基于时域有限体积法研究了充水亥姆霍兹共振腔的声学性能,该方法可用于工程中的复杂结构,但时域法计算耗时较大.

本文采用基于频域法的结构声耦合模型计算充水膨胀腔消声器的声学性能,可以快速、有效的考虑结构声耦合效应对水消声器声学性能的影响,同时采用二维轴对称模型简化计算,大大提高了计算效率.通过与刚性条件下的数值结果及理论结果比较,验证方法的正确性,进一步研究消声器腔壁厚度、不同位置结构对水消声器声学性能的影响.

1 数值模拟

1.1 研究对象

研究结构声耦合对充水膨胀腔消声器声学性能的影响,消声器结构尺寸如图1所示.其中,模型A忽略结构声耦合影响,仅计算流体区域;模型B、模型C、模型D均考虑结构声耦合的影响,其区别在于考虑结构声耦合的部位不同,各模型的内部尺寸均相同,图1中 ϕ_1 、 ϕ_2 分别为消声器的膨胀腔、主管路直径, l 、 L 分别为消声器的膨胀腔、整体长度, t 为消声器结构的厚度,在消声器结构的两端施加固支约束.

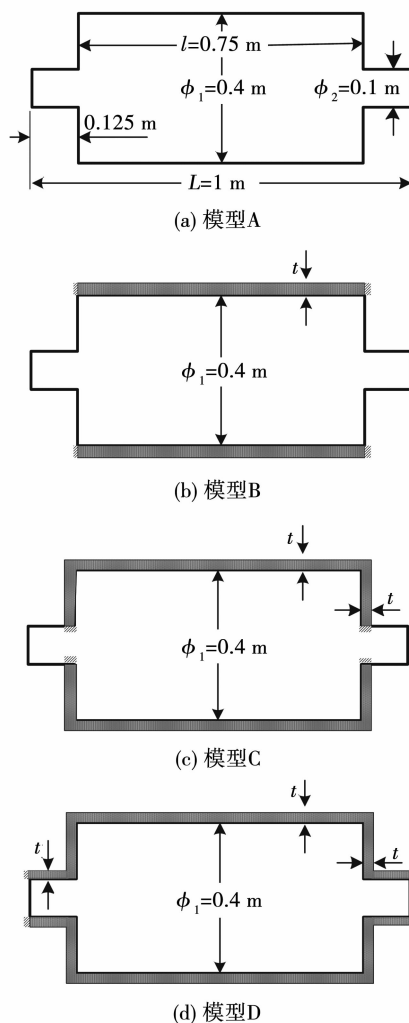


图1 计算模型示意

Fig. 1 Sketch map of the muffler

1.2 数值方法

采用计算多物理场软件 Comsol 进行数值模拟.消声器外形尺寸及边界条件具有轴对称性,为节约计算量、提高计算速度,拟采用二维轴对称模型计算消声器传递损失.

消声器结构材料为钢,密度 $\rho_s = 7\ 800\ \text{kg/m}^3$,杨氏模量 $E = 10^{10}\ \text{Pa}$,泊松比 $\nu = 0.30$;消声器内部水介质的密度 $\rho_f = 1\ 000\ \text{kg/m}^3$,声速 $c_f = 1\ 500\ \text{m/s}$.边界条件为:

- 1) 声场进口. 设定为平面波条件,进口压力幅值设定为 $1\ \text{Pa}$;
- 2) 声场出口. 设定为平面波辐射边界条件;
- 3) 结构与水介质接触界面. 不考虑结构弹性时,选择压力声学模型,消声器壁面设定为绝对硬反射边界. 考虑结构弹性时,选择声结构耦合模型,结构与流体接触界面设定为声结构耦合界面.

以模型B为例,相关边界条件如图2所示.采用边长 $\Delta L = 0.005\ \text{m}$ 的四边形网格划分计算域.在

一个波长内包含 10 个空间步长的前提下, 计算模型能够考虑的最大有效频率为

$$f_{\max} = c_f / (10 \Delta L) = 30\,000\text{ Hz}.$$

基于平面波理论, 消声器进出口管的截止频率^[14]为

$$f_{\text{cut-off}} = \frac{3.832}{\pi \phi_2} c_f = \frac{3.832}{\pi \times 0.1} \times 1\,500\text{ Hz} = 18\,296\text{ Hz}.$$

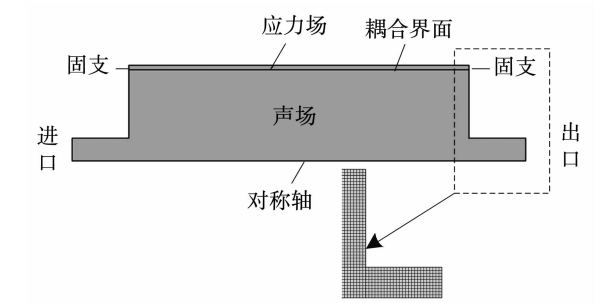


图 2 边界及网格说明

Fig. 2 Information of the boundary and meshes

1.3 传递损失

在评价消声器性能时, 常采用传递损失衡量其声学性能. 消声器的传递损失可由下式计算:

$$TL = 10 \log \left(\frac{P_{\text{in}}}{P_{\text{out}}} \right),$$

式中: P_{in} 、 P_{out} 分别为进口处的人射声功率、出口处的透射声功率, 二者可分别由下式计算:

$$P_{\text{in}} = \int_A \frac{p_i^2}{2 \rho_f c_f} ds,$$
$$P_{\text{out}} = \int_A \frac{|p_o|^2}{2 \rho_f c_f} ds.$$

式中: p_i 为进口处的人射声压; p_o 为出口处的透射声压; A 为进口或出口面积.

2 结果与分析

2.1 二维轴对称模型计算结果

当采用二维轴对称模型时, 弹性结构的对称边界可能会造成结构固有频率丢失, 因此有必要验证采用二维轴对称模型是否会对计算结果造成影响. 基于结构声耦合模型, 分别利用二维轴对称模型、三维整体模型计算模型 B 中消声器的传递损失, 计算结果如图 3 所示, 二者吻合良好. 后续分析中均采用二维轴对称模型.

2.2 膨胀腔壁厚的影响

采用模型 A 验证刚性条件下水消声器声学性能计算的正确性. 简单膨胀腔消声器的消声量 $\Delta L_{\max}$ 及通过频率 f_n 分别为^[15]:

$$\Delta L_{\max} = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \right], \quad (1)$$

$$f_n = \frac{nc_f}{2l}, \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (2)$$

式中: $m = (\phi_1 / \phi_2)^2 = 16$ 为消声器的膨胀比. 依据式(1)、(2)可得, 文中膨胀腔消声器的最大消声量 $\Delta L_{\max} \approx 18.1\text{ dB}$, 通过频率 $f_1 = 1\,000\text{ Hz}$, 这与本文模型 A 的数值结果(见图 4)吻合良好, 验证了本文计算刚性条件下水消声器声学性能的正确性.

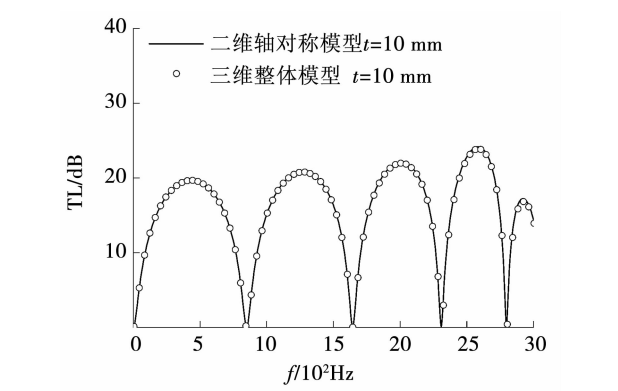


图 3 对称模型与整体模型计算结果对比

Fig. 3 Comparison of the predicted TL based on the full model and the axisymmetric model

采用模型 B 研究膨胀腔周向壁厚变化对水消声器传递损失的影响, 腔壁的两端固支. 研究 4 种周向腔壁厚度(厚径比 $t/r_1 = 1.000, 0.100, 0.050, 0.025$) 对水消声器声学性能的影响, 其中 $r_1 = \phi_1 / 2$ 表示消声器膨胀腔腔体半径, 计算得到的传递损失如图 4 所示. 模型 A、模型 B 的前 3 阶通过频率对比见表 1, 其中相对偏差的定义为

$$\text{相对偏差} = \frac{f_i - f_i^0}{f_i^0} \times 100\%.$$

式中: f_i^0 为模型 A 的第 i 阶通过频率; f_i 为模型 B 的第 i 阶通过频率.

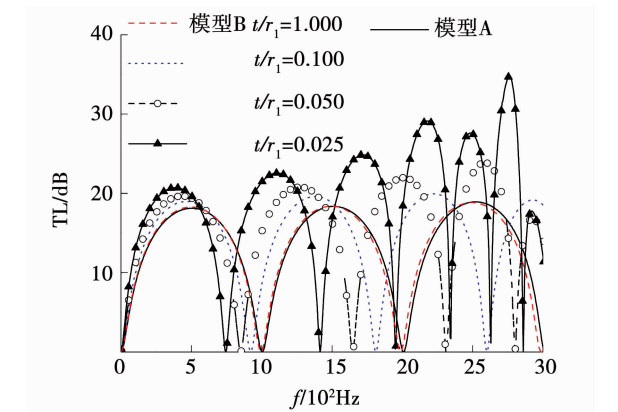


图 4 模型 B 周向腔壁厚度对消声器传递损失的影响

Fig. 4 Effects of the thickness of the circumferential chamber wall on the TL of the muffler

由图 4 和表 1 可知, 当 $t/r_1 = 1.000$ 时, 模型 B

与刚性情况下模型 A 的计算结果仅略有差别,此时弹性结构与流体的耦合程度很弱,通过频率平均相对偏差在 1% 左右,进一步证明本文方法的正确性;随着 t/r_1 的减小,弹性结构与流体的耦合作用愈加明显. 与 $t/r_1 = 1.000$ 时模型 B 的传递损失相比,随着壁厚的减小,水消声器的通过频率降低,而最大消声量有增大的趋势.

表 1 模型 B 与模型 A 前 3 阶通过频率对比
Tab. 1 Comparison of the first three order passing frequencies based on Model A and Model B

通过频率阶数 i		1	2	3
模型 A	f_i^0/Hz	1 004	2 009	3 014
	f_i/Hz	996	1 988	2 985
	相对偏差	0.8%	1.0%	1.0%
	f_i/Hz	922	1 812	2 602
	相对偏差	8.2%	9.8%	13.7%
	f_i/Hz	851	1 647	2 312
模型 B	f_i/Hz	745	1 416	1 952
	相对偏差	25.8%	29.5%	35.2%

2.3 不同部位结构声耦合效应的影响

分别计算模型 A、模型 B、模型 C、模型 D 的声学性能,研究不同部位结构声耦合效应对膨胀腔消声器性能的影响,结构厚度均为 $t = 10\text{ mm}$,图 5 为不同工况下消声器的传递损失. 对比模型 A、模型 B 计算结果,周向腔壁的结构声耦合效应会造成膨胀腔消声器的传递损失曲线向低频方向移动;模型 C、模型 D 计算结果区别不大,说明本文算例中管路结构声耦合效应对水消声器声学性能的影响不大;对比模型 B、模型 C 计算结果,传递损失曲线发生了较大变化,特别是模型 C 在 137、1 704 Hz 处出现了反共振峰,且在其附近出现了共振峰,通过固有模态分析得到充水结构在 137、1 704 Hz 处的模态振型(见图 6),这两阶固有模态振型以两侧端板相同的 $(0, 1)$ 、 $(0, 2)$ 阶振型为主,可见膨胀腔消声器传递损失曲线的反共振峰、共振峰现象与端板的 $(0, n)$ 阶固有模态相关,当处于这两个频率处的声压在腔体内传播时,声压激起端部结构在固有频率处的共振而产生较大的二次声,从而降低充水消声器在端部结构固有频率处的消声量;同时模型 C、模型 D 均在 1 402、2 910 Hz 处出现明显峰值,图 7 为模型 D 在 1 402、2 910 Hz 处腔内声压分布,可以看出由于结构声耦合效应的影响,腔内声压出现了三维高次波,这是出现峰值的主要原因.

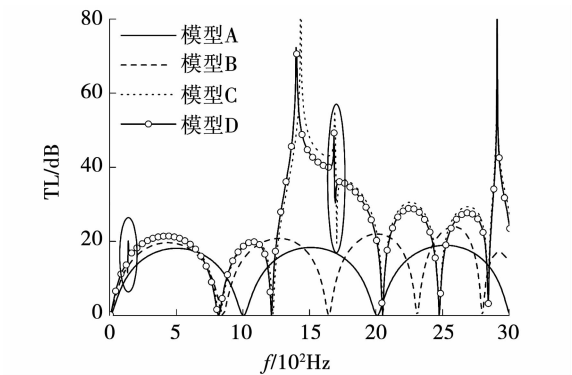


图 5 不同模型对消声器传递损失的影响
Fig. 5 TL of mufflers based on different models

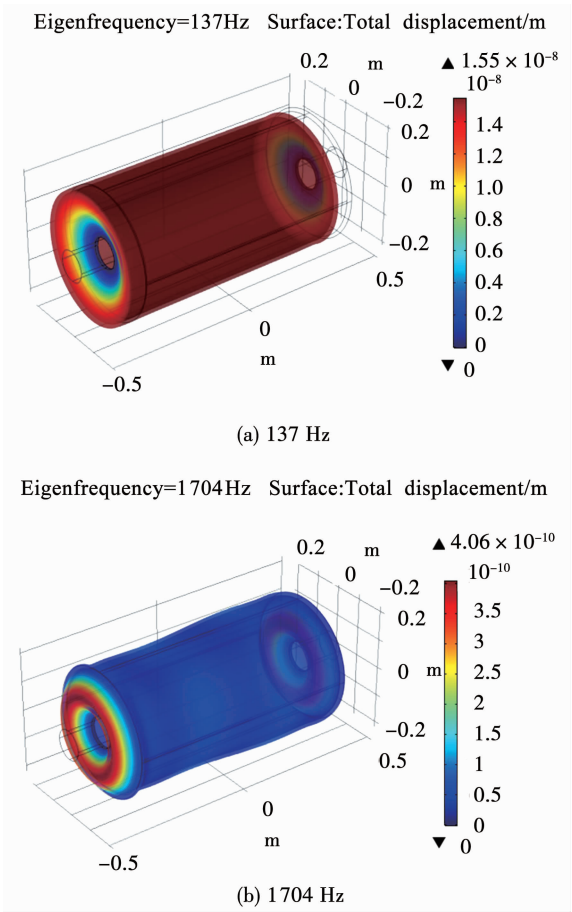
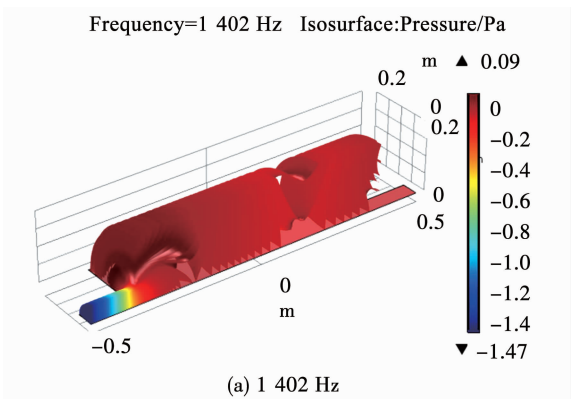


图 6 充水结构(模型 C)模态振型
Fig. 6 Modal shapes of the water muffler based on model C



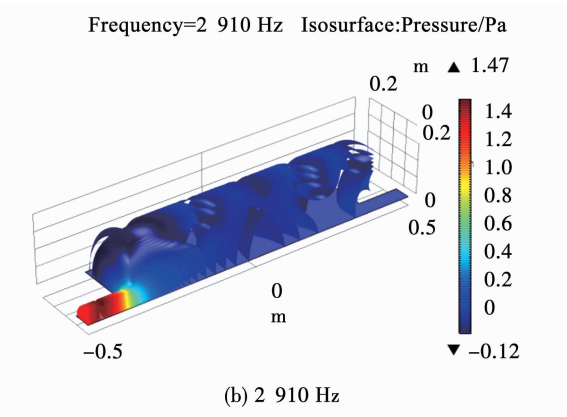


图 7 充水结构(模型 D)腔内声压分布

Fig. 7 Acoustic pressure distribution in the water muffler based on model D

3 结 论

- 1) 通过与刚性情况、三维整体模型的计算结果对比表明,采用结构声耦合数值模型、二维轴对称模型可以有效的计算消声器传递损失。
- 2) 随着水消声器腔壁厚度的减少,弹性结构与流体的耦合程度越强烈,结构声耦合效应对水消声器声学性能的影响程度越大,膨胀腔的通过频率向低频方向移动越多,且最大消声量有增大的趋势。
- 3) 周向腔壁的结构声耦合效应会造成膨胀腔消声器的传递损失曲线向低频方向移动,端部腔壁与水介质的耦合效应会使消声器传递损失曲线出现反共振峰、共振峰,这与充水消声器端板结构的(0, n) 阶固有模态相关;膨胀腔壁的结构声耦合作用使传递损失曲线出现明显峰值,这是由于腔内声压出现了三维高次波;管路结构声耦合效应对水消声器声学性能的影响不大。

参考文献

[1]程广福, 张文平, 柳贡民, 等. 船舶水管路噪声及其控制研究[J]. 噪声与振动控制, 2004, 24(2): 31. DOI:10.3969/j. issn. 1006-1355. 2004. 02. 009
CHENG Guangfu, ZHANG Wenping, LIU Gongmin, et al. The liquid-born noise and its control in water pipelines of ship[J]. Noise and Vibration Control, 2004, 24(2): 31. DOI:10.3969/j. issn. 1006-1355. 2004. 02. 009

[2]何涛, 孙刚, 孙玉东, 等. 充液背腔板式水动力噪声消声器参数分析[J]. 船舶力学, 2014, 18(4): 459. DOI: 10.3969/j. issn. 1007-7294. 2014. 04. 014
HE Tao, SUN Gang, SUN Yudong, et al. Parameter analysis on hydrodynamic noise plate-silencer with fluid cavity[J]. Journal of Ship Mechanics, 2014, 18(4): 459. DOI:10.3969/j. issn. 1007-7294. 2014. 04. 014

[3]MUNJAL M L, RAO K N, Sahasrabudhe A D. Aeroacoustic analysis of perforated muffler components[J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 114(2): 173. DOI: 10.1016/S0022-460X(87)80146-3

[4]SELAMET A, JI Z L. Acoustic attenuation performance of circular

expansion chambers with extended inlet/outlet; II. comparison with experimental and computational studies[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 213(4): 619. DOI: 10.1006/jsvi.1998.1515

[5]MEHDIZADEH O Z, PARASCHIVOIU M. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow[J]. Applied Acoustics, 2005, 66(8): 902. DOI: 10.1016/j. apacoust. 2004. 11. 008

[6]徐贝贝, 季振林. 穿孔管消声器声学特性的有限元分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9): 112. DOI:10.3969/j. issn. 1000-3835. 2009. 09. 024
XU Beibei, JI Zhenlin. Finite element analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube silencers. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(9): 112. DOI:10.3969/j. issn. 1000-3835. 2009. 09. 024

[7]WU T, ZHANG P, CHENG C R Y. Boundary element analysis of mufflers with an improved method for deriving the four-pole parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 217(4): 767. DOI: 10.1006/jsvi.1998.1800

[8]宣领宽, 张文平, 明平剑, 等. 预测消声器声学性能的时域非结构有限体积法[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2012, 33(2): 185. DOI:10.3969/j. issn. 1006-7043. 201104067
XUAN Lingkuan, ZHANG Wenping, MING Pingjian, et al. Unstructured finite volume time domain method for prediction of a muffler's acoustic attenuation performance[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2012, 33(2): 185. DOI:10.3969/j. issn. 1006-7043. 201104067

[9]XUAN Lingkuan, LIU Yan, GONG Jingfeng, et al. A time-domain finite volume method for the prediction of water muffler transmission loss considering elastic walls[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(2): 1. DOI: 10.1177/1687814017690068

[10]XUAN Lingkuan, GONG Jingfeng, MING Pingjian, et al. A time-domain finite volume approach for prediction of muffler transmission loss including thermal effects[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(1): 108. DOI: 10.1177/0954406213481714

[11]DEU J F, LARBI W, OHAYON R. Vibration and transient response of structural-acoustic interior coupled systems with dissipative interface[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2008, 197(51/52): 4894. DOI: 10.1016/j. cma. 2008. 07. 013.

[12]BER ÚDEZ A, RODRÍGUEZ R. Modelling and numerical solution of elastoacoustic vibrations with interface damping[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1999, 46(10): 1763. DOI: 10.1002/(SICI)1097-0207(19991210)46:10<1763::AID-NME723>3.0.CO;2-6

[13]周城光, 刘碧龙, 李晓东, 等. 腔壁弹性对充水亥姆霍兹共振器声学特性的影响: 圆柱形腔等效集中参数模型[J]. 声学学报, 2007, 32(5): 426. DOI: 10.3321/j. issn:0371-0025. 2007. 05. 006
ZHOU Chengguang, LIU Bilong, LI Xiaodong, et al. Effect of elastic cavity walls on acoustic characteristics of a water-filled Helmholtz resonator; equivalent lumped parameter model for cylindrical cavity[J]. Acta Acustica, 2007, 32(5): 426. DOI: 10.3321/j. issn:0371-0025. 2007. 05. 006

[14]何祚镛, 赵玉芳. 声学理论基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981
HE Zuoyong, ZHAO Yufang. Theoretical foundation of acoustics[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1981

[15]马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002
MA Dayou. Handbook of noise and vibration control engineering[M]. Beijing: China Machine Press, 2002