文章编号：1006-1355(2018)03-0177-04

管口声辐射特性在消声器出口端应用的研究

黄加晟[1]，赵晓丹[1]，孙黎明[1,2]，王志鹏[2]

（1. 江苏大学 汽车与交通工程学院，江苏 镇江 212013；
2. 拖拉机动力系统国家重点实验室 洛阳拖拉机研究所有限公司，河南 洛阳 471039）

摘 要：声音通过管道传播到管口有一定的反射特性，研究这一特性将其应用于消声器出口端，提高消声器性能。计算出管口的声阻抗，作为出口边界条件代入Virtual. Lab Acoustics软件中计算消声器出口端的消声性能，使计算结果能反映出管口的声辐射特性。计算研究显示，在保持相同的流通面积下，消声器采用多出口管，管径缩小反射现象更剧烈，能够起到提高消声性能的作用，并开展了相应的试验研究，验证了这一结果。研究工作对消声器管口的设计有一定借鉴作用。

关键词：声学；噪声控制；消声器；管口声辐射；声压反射

中图分类号：TU112.59+7 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2018.03.034

Research on Acoustic Radiation Characteristics of Nozzles at Outlets of Mufflers

HUANG Jiasheng[1], *ZHAO Xiaodan*[1], *SUN Liming*[1,2], *WANG Zhipeng*[2]

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, Jiangsu China;
2. State Key Laboratory of Power System of Tractor, Luoyang Tractor Research Institute Co. Ltd., Luoyang 471039, Henan China)

Abstract: Sound transmission through the pipe to the nozzle has a reflection behavior, which can be applied to the outlet to improve the sound elimination performance of the muffler. In this paper, the acoustic impedance at the orifice of the muffler is calculated and used as the boundary condition at the outlet to evaluate the sound elimination performance of the outlet by means of the Virtual. Lab Acoustics software. Result of calculation shows that for the same flow area, using more outlet pipes and smaller diameter of the pipes can aggravate the reflection effect and improve the performance of noise reduction of the muffler. A series of experiments is carried out to confirm the result. This research has a reference value for the design of muffler outlets.

Keywords: acoustics; noise control; muffler; nozzle acoustic radiation; acoustic pressure reflection

汽车的普及在给人们带来方便的同时，其噪声也对人们的正常生活、工作及身心健康带来了烦恼。其中发动机噪声是汽车最主要的噪声源，排气噪声对发动机噪声有不可忽略的影响作用。随着汽车产量的提高，排气噪声的控制也是各大厂商越来越重视的焦点。

使用排气消声器是降低排气噪声的有效手段，对消声器的研究一直受到关注。左曙光[1]分析了隔板对微穿孔管声学特性的影响，温逸云[2]研究了部分穿孔消声器穿孔率、插入长度、周向和轴向穿孔分布、扩张腔直径等设计参数对消声器消声性能的影响。杜江[3]探讨了气流流速大小和消声器结构参数的变化对插入管消声器声学特性的影响。A. Selamet[4]研究了双膨胀腔带内插管消声器的几何结构尺寸对消声器性能的影响，包括中间挡板的位置、消声器的总长和内插管的内径，这些工作是在消声器的内部做研究。消声器的出口端对整个消声器的性能也是有影响的，本文注意到声波在管口的辐射具有一定特性，声能在管道中并不会完全辐射出管

收稿日期：2017-07-28

基金项目：拖拉机动力系统国家重点实验室开放基金资助项目(SKT2016013)；江苏省高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介：黄加晟（1993–），男，江苏省无锡市人，硕士研究生，研究方向为内燃机噪声与振动控制。
E-mail: jason10238@163.com

口，会有部分声能反射回管道。目前对此还没有得到充分重视，在使用Virtual. Lab Acoustics软件计算消声器传递损失时一般使用空气特性阻抗ρc作为边界条件，这样未考虑到出口的辐射特性，与真实情况有差异。本文计算了管口的声阻抗，将其作为边界条件，考虑管口声辐射特性，利用管口直径小反射更为剧烈的特性，提出消声器出口端采用多出口管降低噪声辐射，进行了相应的计算和试验研究。

1 管口声辐射特性

声波在刚性壁管道中传播时具有开管的特性，理论上开管在管道末端具有反射特性[5]。对于这种反射现象，盛胜我做了深入研究，测量了管道出口的声压反射系数，结果表明当管口附近没有其他反射体时，管内平面波到达管口，其中一部分将反射回管内，一部分辐射到管外空间[6]。通常波数k与管口半径a的乘积小于3，盛胜我研究得出了在ka小于3的情况下，声压反射系数幅值R的近似表达式

$$R=1\Big/\left[1+(ka)^2/2\right]\quad(ka<3) \tag{1}$$

本文也做了相应的试验，使用北京声望SW002型驻波管测量了驻波管开管的吸声系数，驻波管管口外径为100 mm，观察它的辐射特性。使用驻波管测量声压级最大值$L_{p\max}$和最小值$L_{p\min}$，则可获得吸声系数

$$\alpha=\frac{4\times10^{\frac{\Delta L}{20}}}{\left(1+10^{\frac{\Delta L}{20}}\right)^2} \tag{2}$$

式中：$\Delta L=L_{p\max}-L_{p\min}$，由吸声系数$\alpha$得到声能反射系数$\gamma=1-\alpha$，反射系数曲线见图1。可以看出声波在开管中并不是全部辐射出去的，有明显的反射现象，尤其是在低频部分非常明显，与盛胜我研究的特性相符。

消声器无论腔体内部结构有何不同，出口端常采用一段直管，故管口的声辐射特性也同样适用于消声器出口端。在管口的声辐射特性中，由式(1)看出声压反射还和管口半径a有关，半径越小反射系数越大。

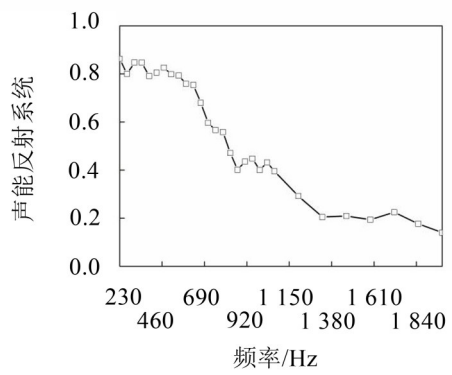


图1 开管反射系数

2 消声器管口声压反射特性计算

研究消声器端口声能反射情况，出口模型见图2。考虑到不增加排气背压[7]，需要保持出口的截面积不变，分别采用单出口管，双出口管，三出口管。

图2中，(a)单圆孔出口直径为40.0 mm；(b)双圆孔出口直径为28.3 mm；(c)3圆孔出口直径为23.1 mm。(a)(b)(c)3种出口总面积相等，均为400 π mm^2，出口管凸台长度均为170 mm，腔体直径100 mm，腔体长1 000 mm。

使用三维仿真软件Virtual. Lab Acoustics计算消声器传递损失，在计算中遇到的关键问题是出口端边界条件的设定。计算传递损失传统方法是将空气特性阻抗ρc作为出口边界条件[8]，来进行模拟计算。由于出口定义为无反射边界，所以只有透射声功率而无反射声功率，即声音在出口处没有反射的效果，无法反映出实际管口有声反射的情况。

本文提出计算出管口的声阻抗，作为出口边界条件代入软件进行计算。声阻率μ与声抗率ν采用以下公式计算[6]

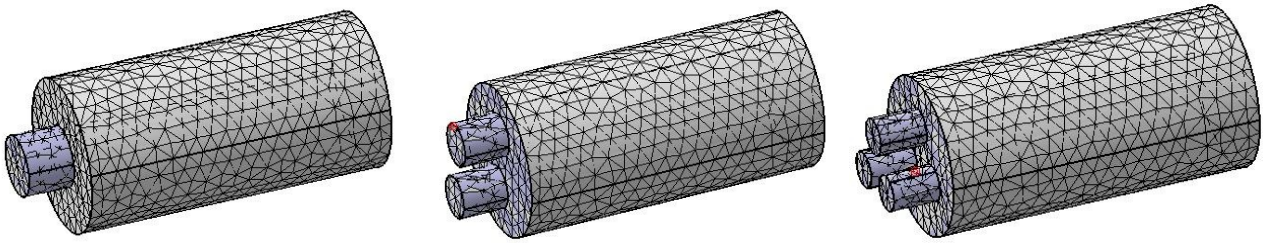
$$\left(\mu/\rho c\right)+\mathrm{j}\left(\nu/\rho c\right)=(1+r)/(1-r) \tag{3}$$

式中：j表示虚数，r为声压反射系数

$$r=-R\exp\left(\mathrm{j}2kl\right) \tag{4}$$

式中：R为声压反射系数幅值，其计算见式(1)，l为末端修正值，修正公式为

$$l/a=0.613-0.1(ka) \tag{5}$$



(a) 单出口管　(b) 双出口管　(c) 3出口管

图2 3种出口端网格模型

由式(1)、式(3)、式(4)、式(5)计算得到的管口声阻抗作为边界条件代入软件，计算图2中(a)单出口管模型的消声性能，为了对比，同时使用空气特性阻抗 ρc 作为出口边界计算进行比较，比较结果见图3。

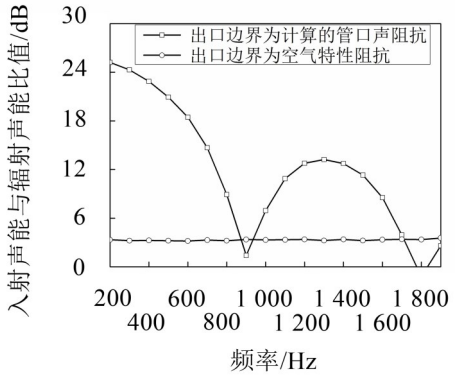


图3 不同出口边界条件的计算结果对比

观察曲线可知，直接将空气特性阻抗作为出口边界条件时，计算结果随频率的变化基本为一条平直的直线，因为空气特性阻抗为定值，计算结果无法反映出随频率变化出口端的声反射情况，考虑了管口处的声反射特性后，计算得到的结果随频率有明显的高低起伏变化，两者有显著的区别。将图2 3种出口端模型的管口声阻抗分别代入软件计算各自管口的声辐射情况，得到入射声能与辐射声能比值的曲线如图4。

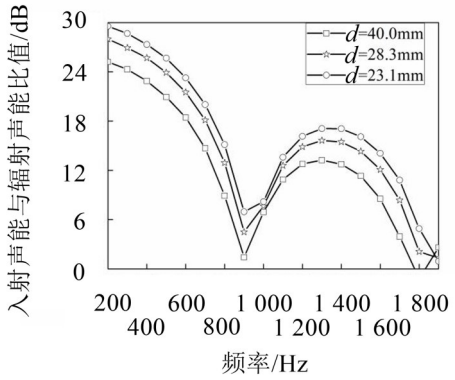


图4 3种出口端消声性能软件计算结果

计算结果显示，端口的辐射特性随频率高低起伏变化，在低频处的反射更为强烈，与开管的反射特性相符，说明计算有一定合理性。在900 Hz左右出现低谷，这与出口端的管长有关，然后又有所上升。对比计算结果显示，双出口管向外辐射的总声能小于单出口管辐射的声能，3出口管向外辐射的总声能又小于双出口管辐射的总声能，说明在出口端使用小管径的多管向外辐射的总声能比大管径的出口管更少。

3 试 验

对计算结果开展试验验证，通过使用驻波管测量吸声系数，来反映出口端声能的反射与辐射。试验装置如图5所示。

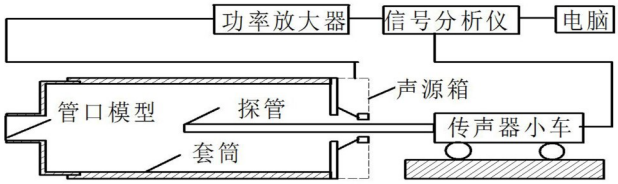


图5 驻波管试验装置示意图

利用驻波管安装套筒的卡槽将消声器单出口管模型安装到驻波管末端，电脑发出信号推动声源箱逐频产生声波，每隔50 Hz测量吸声系数。更换双出口管和3出口管进行相同的测量，得到相应的吸声系数，3种出口端吸声系数测量曲线如图6。

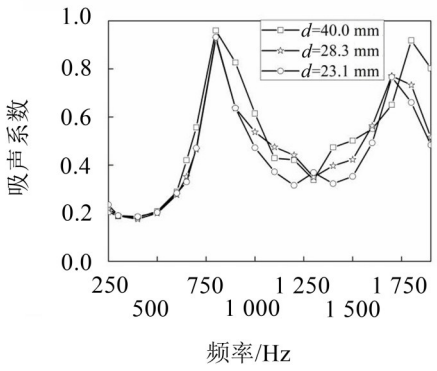


图6 3种出口端吸声系数测量结果

试验中吸收的声能量即是通过管口辐射出去的声能量，由吸声系数曲线可以获得入射声能与辐射声能比值的曲线，单位用分贝表示，获得消声性能曲线如图7。

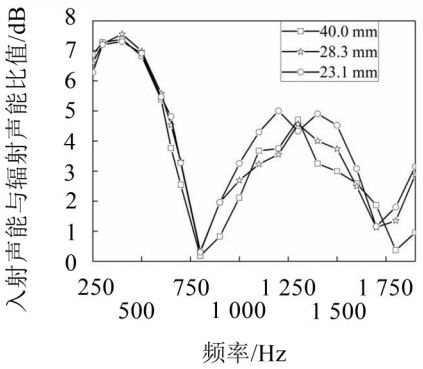


图7 3种出口端消声性能测量结果

由图7可知，消声器单管出口端消声性能测量结果并不是一条随频率无变化的直线，而是一条随频率有明显高低起伏变化的曲线，与图3中使用管口声阻抗作为出口边界计算所得的曲线趋势相符。

说明使用管口声阻抗代入软件计算比使用空气特性阻抗计算所得的结果更合理，能够反映出实际管口声辐射的特征。

对比图4的计算结果与图7的测量结果，均在800 Hz及1 800 Hz左右出现消声低谷，在1 300 Hz左右均出现消声高峰，在250 Hz到600 Hz左右的低频范围的数值均高于1 300 Hz左右的波峰。分析图7，试验结果在800 Hz到1 900 Hz时，保持相同的截面面积，采用管径28.3 mm的双出口管比管径40 mm的单出口管反射回管内的总声能多，向外辐射的总声能少；采用管径23.1 mm的三出口管比管径28.3 mm的双出口管反射回管内的总声能也多，向外辐射的总声能进一步减少；采用管径23.1 mm的三出口管比管径40 mm的单出口管向外辐射的总声能减少得更明显。测量结果与计算结果都反映出减小出口管直径对减少噪声辐射有利，研究表明利用管口反射声能的特性后，消声器采用多管出口能够起到一定的提高消声作用。

4 结 语

（1）管口存在一定的声辐射特性，本文计算出管口的声阻抗结合Virtual. Lab Acoustics作为边界条件代入计算，能够反映出管口具有的反射特性，比直接使用空气特性阻抗作边界条件更能反映出消声器实际辐射声能的情况，计算结果更合理。

（2）研究管口的声辐射特性，合理的设计和利用消声器出口端对提高消声性能有一定的作用。受到计算的启发，进行了相应的试验研究，结果表明，在保持相同的流通面积下，采用多根小管时管口反射特性更加强烈，能够起到更好的消声效果。

参考文献：

[1] 左曙光，龙国，吴旭东，等. 隔板对汽车微穿孔管消声器声学特性的影响[J]. **农业工程学报**，2014(11)：53-60.

[2] 温逸云，邓兆祥，张杨. 部分穿孔管消声器声学性能有限元分析[J]. **噪声与振动控制**，2016，36(6)：182-185.

[3] 杜江，欧阳华，杜朝辉. 气流影响下的插入管消声器声学特性的实验研究[J]. **噪声与振动控制**，2010，30(4)：104-109.

[4] A SELAMET, F D DENIA, A J BESA. Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2003, 265(5): 967-985.

[5] 赵松龄. 噪声的降低与隔离上册[M]. 上海：同济大学出版社，1985：44-45.

[6] 盛胜我. 存在气流时管口声阻抗的变化[J]. **应用声学**，1988(3)：12-16.

[7] 谷芳，刘伯潭，李洪亮，等. 基于CFD数值模拟的汽车排气系统结构分析[J]. **内燃机学报**，2007(4)：358-363.

[8] 刘飞，陆森林，刘红光，等. 扩张室式消声器声学特性的有限元分析[J]. **噪声与振动控制**，2010，30(3)：144-147.

（上接第119页）

固，舱内壳板也加固，但前者是为了改变船体结构响应，对湍流压力的作用力有较大衰减；后者是为了改变振动体的声辐射特性，降低噪声。如果前者不采取措施，后者的措施效果也就不大明显。只有同时采取措施，才会有明显效果。对新建船舶，除加固外，还可适当增加板厚。另外采用在振动部位敷设自由阻尼层或约束阻尼层，这也是宽频带抑振降噪的较好办法。

2.4 某船消除异常噪声振动的措施与效果

由于该船是营运中的船舶，因而只能采取改变船舶异常振动部位的结构响应和振动声辐射特性的措施，其效果十分明显，直观感觉的异常噪声振动消除。实测结果表明，振动加速度值下降45.4 %～64.5 %，舱内噪声级下降5 dB(A)～14 dB(A)。

3 结 语

通过上面的研究和讨论，总结了舰船异常噪声识别的参数法和频谱法，这些方法已经通过大量实践证实其有效性。研究表明，找到了异常噪声振动的“源”是关键，而找“源”的测试方法值得探讨。本文提出的“参数识别法”和“频谱识别法”是消除舰船异常噪声振动两个实例的总结，可为读者提供有益启发。

致谢：本文撰写过程中，中船重工第701研究所张潜负责了收集、翻译、分析外文资料等工作，海军某保障总师办朱石坚总师也对文中不妥之处进行了修改，在此表示感谢。

参考文献：

[1] 朱英富，张国良. 舰船隐身技术[M]. 2版. 哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社，2015：224-237.

[2] STEPHAN Y, BOUTONNIER J M, PISTRE H. Bilan des activités anthopiques génératrices de bruit sous-marin et de leur récente évolution en France métropolitaine[J]. **Demonstratio Mathematica**, 2012, 11(1): 51-73.

[3] 张国良. 抑制船舶湍流诱发振动的试验研究[J]. **舰船科学技术**，1985(10)：1-7.

[4] 张国良，孙光甦. 再论声响方程中的声源级与自噪声级[J]. **船舶工程研究**，1999(2)：40-45.