文章编号：1006-1355(2018)05-0230-04

空压机排气放空复合消声器设计与性能分析

温华兵，李晓亮，吴晓佳

（江苏科技大学 能源与动力学院，江苏 镇江 212003）

摘 要：为降低空压机的高压排气放空气流噪声，给出了节流降压板、片式消声通道及小孔喷注层的消声性能经验公式计算方法，设计了一款适用于排气放空气流的复合消声器。在Virtual. Lab中建立了复合消声器的声学有限元模型，开展了消声器的传递损失性能分析。仿真结果表明：声学有限元仿真与经验公式计算的传递损失结果较为接近；所设计的高压排气放空复合消声器在20 Hz～3 000 Hz宽频段内具有理想的消声效果，平均消声量可达57 dB。

关键词：声学；消声器；声学性能；传递损失；传递导纳法；气流噪声

中图分类号：TB535^{+}.2 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2018.05.041

Design and Performance Analysis of Jet-exhaust Mufflers of Air Compressors

WEN Huabing , LI Xiaoliang , WU Xiaojia

（School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, Jiangsu China）

Abstract : To reduce the high-pressure jet-exhaust gas flow noise of air compressors, the empirical formula methods for analyzing the sound elimination performances of the throttle injection and the dissipative silencers with absorbent plates and small apertures spray are given. A composite muffler for jet-exhaust gas flow is designed. Its acoustic finite element model is built in the Virtural. Lab to simulate the transmission loss performance of the muffler. The simulation result indicates that the empirical formula calculation results are close to the simulation results. A desirable broadband acoustic attenuation in a wide range of 20 Hz-3 000 Hz can be obtained. The average amount of noise elimination of the jet-exhaust composite muffler is 57 dB.

Keywords : acoustics; muffler; acoustic performance; transmission loss; transfer relation admittance method; gas flow noise

排气放空消声器常用于电力、石油、船舶等工业部门以降低高压高速排气放空气流所产生的高强度噪声。排气噪声是空压机的主要噪声源之一，涡轮空压机的排气噪声是由于气流在排气管内产生压力脉动所致，安装排气放空消声器是控制空压机排气噪声的主要措施[1]。

传统消声器设计主要根据一维平面波理论、设计者的经验和试验，对于复杂的消声器，数值仿真方法可以在计算机上较为准确的计算复杂模型[2]。目前国内外对消声器的性能分析和结构优化的研究较多，而有针对性地降低高压排气放空气流噪声的消声器设计与研究相对较少。毕嵘等[3]利用三维声学软件对多腔赫姆霍兹共振消声器进行数值仿真，分析不同组合结构对共振消声器传递损失的影响。徐贝贝等[4]利用三维有限元法预测穿孔管消声器的传递损失，并通过实验验证了其准确性。贺岩松等[5]对三种组合结构的穿孔管消声器进行声学仿真计算，对比分析不同穿孔率对消声器声学性能的影响。温华兵等[6]研究柴油机压气机进气消声器的消声特性，分析消声器消声性能的影响因素，对消声器进行了改进设计并提高了消声效果。Jin W L和Du Jiang等[7-8]模拟了消声器内的气流流动，通过结构优化提高消声器的声学性能。刘丽媛等[9]针对涡轮增压发动机设计了两套进气消声器，结合仿真计算与实验测量得到了各自的消声特性。温华兵等[10]针对某特种发动机，综合运用节流降压、扩张式膨胀、导流、吸声和小孔喷注排气的原理，设计了一个排气放空消声器，取得良好的消声性能。李忠杰等[11]根据特种发动机排气噪声的特性，设计了一个复合式消声器，计算分析了消声器内的流场和声场。本文设计了一款适用于高压排气放空消声的复合消声器，采用经

收稿日期：2018-01-08

基金项目：船用低速机工程研制项目资助(CDGC01-KT0607)

作者简介：温华兵(1977–)，男，教授，研究方向为振动噪声控制。

E-mail: wen-huabing@163.com

验公式和仿真计算相结合的方法分析了消声器的声学性能，对于降低高压排气放空气流噪声的消声器设计与性能分析具有参考价值。

1　消声器的设计

空压机内部的气体达到一定压力时，开启泄流阀后从喷嘴喷射出来的高速气流会产生巨大气流噪声，其大小与排气速度和压力有关，控制气流噪声的关键是降低气流速度和压力。

1.1　节流降压板设计

节流降压消声器是较为常见的消声器类型之一。首先，对通流面积进行计算，目的是让高压气体流经节流孔板处时压力降低，以到达减少气流的空气动力性噪声的目的。如果串联多级节流孔板，就能够将高压气流逐级降压。

节流降压消声器的各级压力是按照几何级数下降的，表达式如下

$$P_n = P_s \cdot q^n \tag{1}$$

式中：P_n表示第n级节流孔板后的压力；P_s表示第n级节流孔板前的压力；n表示节流孔板级数；q是压降比，表示节流孔板后的压力与该级节流孔板前压力的比值；q是不大于1的数值。

假设第1级节流降压板的通流面积为S_1（cm^2），则S_1的确定方法如下

$$S_1 = K\mu G\sqrt{\frac{V_1}{P_1}} \tag{2}$$

式中：K表示排放不同介质的修正系数，对于空气K=13；μ表示为保证排气量的截面修正系数，一般取1.2～2.0；G表示排放气体的重量流量（t/h）；V_1表示第1级节流前气体比容（m^3/kg）；P_1表示第1级节流前的气体压力（Pa）。第1级节流降压板的通流面积确定后，其它各级节流降压板的通流面积S_n也可以依次确定

$$S_n = S_1.q^{1-n} \tag{3}$$

按照临界降压设计的节流降压层的消声量ΔL可通过如下表达式求得[1]

$$\Delta L = 10\alpha.\lg\frac{3.7\left(P_{in}-P_{out}\right)^3}{nP_{in}{P_{out}}^2} \tag{4}$$

式中：P_{in}（Pa）表示消声器的入口压力；P_{out}（Pa）表示环境压力；n表示节流降压的层数；α表示修正系数，它的实验值为0.9±0.2（当压力较低时取偏高值，可取1.1，当压力较高时取偏低值，取0.7）。

1.2　片式消声通道设计

为控制高频噪声，防止高频失效，通常将直管式阻性消声器的通道分成若干个小通道，设计成片式消声器，片式消声通道的消声量ΔL计算公式为[12]

$$\Delta L = \phi(\alpha_0)\frac{2L}{h} \tag{5}$$

式中：L表示消声器的有效长度；$\phi(\alpha_0)$表示吸声材料的消声系数，其大小与频率有关；h表示气流通道的高度。

1.3　小孔喷注层设计

小孔喷注层具有升频特性，可以将噪声频率推到人耳听不到或不敏感的超高频范围，以降低气流噪声。小孔喷注层消声量ΔL与孔径d的关系为[1]

$$\Delta L = 27.5 - 30\lg d \tag{6}$$

由于从小孔射出的喷注相互混合会产生低频噪声，因此，设计小孔喷注消声器时，孔间距离应满足下列表达式

$$b \geq d + 6\sqrt{d} \tag{7}$$

式中：b表示孔间距（mm）；d为小孔孔径（mm）。

1.4　消声器的总体设计

在空压机排气消声器总体设计时，首先需要控制入口气流速度，在消声器进气口处布置第1级节流降压板，在第2级和第3级节流降压板间布置了2块导流板，把气流分割成为3个流道，能够抑制气流对消声器壁面的冲击作用，从而通过节流降压和导流降低气流压力、减缓速度，从而达到降低空气动力性噪声的目的。

气流通过3级节流降压板后，其速度和压力得到有效控制，再进入片式消声通道，片式消声结构内部为吸声材料，用微穿孔护面结构与壳体之间固定。

在消声器排气口处，设置小孔直径为2 mm的小孔喷注层，形成小孔喷注排气，以减少气流速度，将排气冲击噪声的频率移到超高频，从而降低再生噪声。

所设计的排气放空复合消声器结构示意图如图1所示，节流降压板的主要设计参数如表1所示。

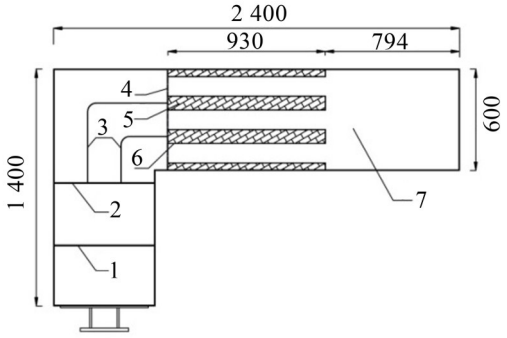
表1　消声器节流降压板参数

参数	第1级	第2级	第3级
壁厚l/mm	6	5	4
圆孔直径d/mm	9	6	4
穿孔率ε	0.15	0.20	0.25

2　传递损失经验公式估算

所设计的复合消声器由节流降压板、片式消声通道和小孔喷注层组成，可通过经验公式估算各部分的消声量，然后得到复合消声器的总消声量。

已知空压机的排气口气流压力为0.7 MPa，出口压力为0.1 MPa，节流降压板级数为3，由式（4）计算得到消声器中3级节流降压板的消声量ΔL_1=17 dB。



1. 第1层节流降压板；2. 第2层节流降压板；
3. 导流板；4. 第3层节流降压板；
5. 针刺棉；6. 微穿孔护面；7. 小孔喷注层（气流出口）

图1 消声器结构示意图

消声器的吸声材料选择针刺棉，其吸声系数平均值为0.84，根据吸声系数与消声系数$\phi(\alpha_0)$的换算关系，计算得到消声系数$\phi(\alpha_0)$=1.3，消声器的有效长度L=0.93 m，气流通道的高度b=0.113 m，由式(5)计算得到消声器中片式消声通道的消声量ΔL_2=21 dB。

小孔喷注层的小孔孔间距b=12 mm，小孔孔径d=2 mm，由式(6)计算得到消声器中小孔喷注层的消声量ΔL_3=18 dB。

由上述各式计算的结果估算复合消声器的消声量$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3$=56 dB。

3 消声器传递损失仿真计算

有限元法是消声器传递损失计算的有效方法。消声器内部设计的小孔可以减小流体阻力，提高消声效果，但这些小孔的存在使有限元网格的划分非常困难。本文对穿孔板两边的网格通过定义传递导纳关系模拟小孔的声学特性。

为满足声学性能计算频率达到3 000 Hz，提高计算精度，确定有限元最大网格尺寸为10 mm，将消声器网格模型导入Virtual. Lab中，定义声学网格、流体材料和吸声材料属性，采用在穿孔板两侧建立传递导纳关系，以模拟节流降压板、小孔喷注层中小孔的声学特性，将消声器入口边界条件设置为单位振动速度$v=-1$ m/s，出口设置为全吸声无反射边界条件。声场计算完成后，在消声器入口中间选取1点，提取该点的声压级作为消声器进口段的声压级。出口选取3×3的9个测点，取各个点声压级的平均值代表出口端的声压级。将消声器入口段的声压级减去消声器出口端的声压级作为消声器的传递损失。图2是消声器在2 920 Hz时的声压云图，可以看出在计算频率为2 920 Hz高频时，消声器内已不再是平面

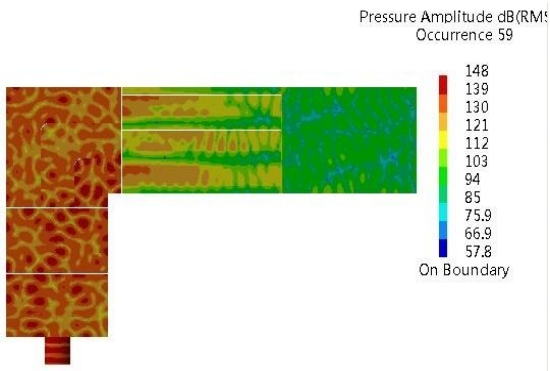


图2 消声器2 920 Hz时的声压云图

波，而是出现了高次波，此时一维声学不再适用，不能用一维平面波理论的计算方法。消声器总体传递损失频率特性如图3所示。

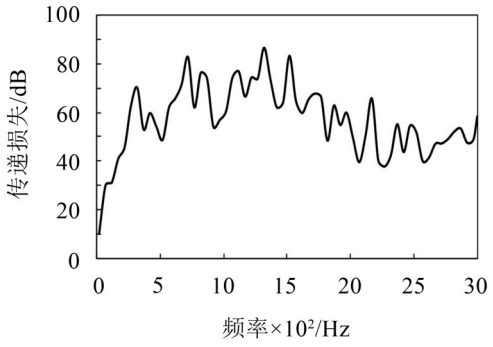


图3 消声器传递损失

从图3可知，在20 Hz～3 000 Hz频率范围内消声器的传递损失最高为86 dB，峰值频率分布在1 320 Hz，传递损失平均达到57 dB，与经验公式估算的总体消声量56 dB相接近。仿真结果表明，所设计的复合消声器在宽频段内具有良好的消声性能，尤其是在400 Hz～1 700 Hz频率范围内的消声效果明显，平均达到67 dB。

图4所示为消声器中3层节流降压板、片式消声通道和小孔喷注层的传递损失。在20 Hz～600 Hz频率范围内，节流降压板的消声效果较好，平均消声量达到了21 dB，而片式消声通道和小孔喷注层的平均消声量分别为9 dB和6 dB。在600 Hz～3 000 Hz频率范围内，片式消声通道的平均消声量较高，达到27 dB，节流降压板和小孔喷注层的平均消声量分别为18 dB和17 dB。

表2所示为消声器传递损失经验公式估算和仿真计算结果比较，结果显示两者较为接近，说明经验公式估算和有限元仿真方法均适用于对该类消声器的消声效果分析，其中经验公式估算法计算简便，更适合于对消声器的初步设计，有限元仿真方法更适合于对消声器的详细设计和性能分析。

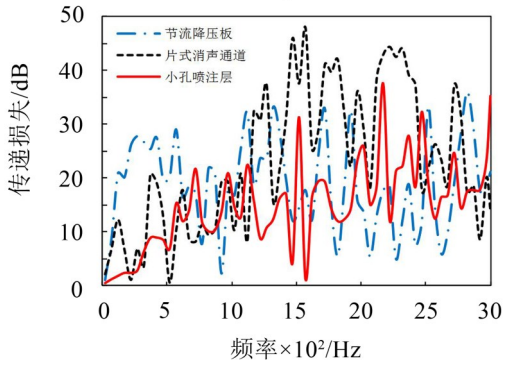


图 4　消声器不同部分传递损失

表 2　经验公式估算与仿真计算的对比/dB

备注	节流降压板	片式消声通道	小孔喷注层
经验公式估算	17	21	18
仿真计算	19	23	15

4　结　语

（1）采用节流降压板、片式消声通道及小孔喷注层组合设计的复合消声器，可在不同频段优势互补，提高消声器对排气放空气流噪声的消声效果，本文设计的复合消声器在20 Hz～3 000 Hz宽频段内具有理想的消声效果，平均消声量可达57 dB。

（2）通过对穿孔板两边的网格定义传递导纳关系，以模拟消声器内部穿孔板的声学特性，可以简化消声器的有限元网格处理。

（3）经验公式估算和有限元仿真方法均可用于对排气放空复合消声器的消声效果分析，其中经验公式估算方法计算简便，有限元仿真方法可分析不同频段的消声效果，更适合于对消声器的详细设计和性能分析。

致谢：

感谢重庆江增船舶重工有限公司对本文研究工作的支持。

参考文献：

[1] 周新祥，于晓光. 噪声控制与结构设备的动态设计[M]. 北京：冶金工业出版社，2014：182-188.

[2] 周恺，邓兆祥，李沛然，等. 消声器声学分析系统的开发[J]. **噪声与振动控制**，2010，30(5)：186-190.

[3] 毕嵘，刘正士，王慧，等. 多腔共振式消声器的声学特性分析[J]. **农业机械学报**，2008(10)：48-51.

[4] 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)：112-115+217.

[5] 贺岩松，李景，卢会超. 组合式穿孔管消声器声学仿真[J]. **噪声与振动控制**，2012，32(2)：151-154.

[6] 温华兵，桑晶晶，刘红丹，等. 柴油机压气机进气消声器改进设计[J]. **上海海事大学学报**，2014，35(4)：75-78.

[7] JIN W L, JANG G W. Topology design of reactive mufflers for enhancing their acoustic attenuation performance and flow characteristics simultaneously[J]. **International Journal for Numerical Methods in Engineering,** 2012, 91(5): 552-570.

[8] DU J, OUYANG H. Flow-generated tones inside and outside mufflers with expansion chambers[J]. **Noise Control Engineering Journal**, 2012, 60(2): 209.

[9] 刘丽媛，季振林. 涡轮增压发动机进气消声器设计与声学性能数值分析[J]. **振动与冲击**，2011，30(10)：193-196.

[10] 温华兵，王国治. 特种发动机排气放空消声器设计及性能分析[J]. **江苏科技大学学报**(自然科学版)，2006(4)：64-67.

[11] 李忠杰，王树宗，练永庆. 特种发动机排气消声器的设计与仿真研究[J]. **振动与冲击**，2008，27(5)：166-168+182.

[12] 盛美萍，王敏庆，孙进才. 噪声与振动控制技术基础[M]. 北京：科学出版社.2007：144-144.

(上接第224页)

参考文献：

[1] JUN WANG, YONGFENG FU, XIAOKANG YANG. An integrated system for building structural health monitoring and early warning based on an Internet of things approach [J]. **International Journal of Distributed Sensor Networks**, 2017, 13(1): 1-14.

[2] JIANLI PAN, RAJ JAIN, SUBHARTHI PAUL, et al. An internet of things framework for smart energy in buildings: designs, prototype, and experiments[J]. **IEEE Internet of Things Journal**, 2015, 2(6): 527-537.

[3] HANHUI LIN, KEN CAI, HUAZHOU CHEN, et al. The construction of a precise agricultural information system based on internet of things[J]. **International Journal of Online Engineering**, 2015, 11(6): 10-15.

[4] MUDASIR AHMAD. Reliability models for the internet of things: a paradigm shift[A]. IEEE. 2014 IEEE International Symposium on Software Reliability Engineering Workshops (ISSREW) [C]. Naples, Italy: IEEE, 2014. 52-59.

[5] ROBIN ALASTAIR AMY, GUGLIELMO S. Agliettia and guy richardson. reliability analysis of electronic equipment subjected to shock and vibration-a review[J]. **Shock and Vibration**, 2009, 16(1): 45-59.

[6] F X CHE, JOHN H L PANG. Vibration reliability test and finite element analysis for flip chip solder joints[J]. **Microelectronics Reliability**, 2009, 49(7): 754-760.

[7] BO ZHANG, HAN DING, XINJUN SHENG. Modal analysis of board-level electronic package[J]. **Microelectronic Engineering**, 2008, 85(3): 610-620.

[8] 梁国，陈诗超，王建，等. 机载设备的隔振系统设计[J]. **无线电工程**，2017，47(6)：70-74.

[9] 周叙荣. 车载通信设备的抗振分析与设计[J]. **淮阴工学院学报**，2009，18(5)：69-71.