文章编号：1006-1355(2014)01-0213-05

风冷热泵机组出风口噪声的治理

熊鸿斌，姜　海，陈新燕
（合肥工业大学 资源与环境工程学院，合肥 230009）

摘 要：酒吧热泵机组风机通风量大，运行时产生高分贝、宽频的噪声。而且酒吧附近敏感点多，要在有限空间达到良好降噪效果具有相当难度。目前，国内多采用阻性或单节阻性—抗性消声器来治理出风口噪声，但治理效果不理想。结合工程实例，通过频谱分析及扩张消声理论，采用不同长度不同扩张比的三节扩张室串联(取代单节扩张室)，结合阻性消声器，在有限空间内设计一种新型阻抗复合消声器，使热泵出风口噪声降低18 dB（A）左右。此消声器设计简单，经济合理，技术先进可靠，占用空间小，有较高的实用价值。

关键词：声学；风冷热泵机组；设计；消声器；扩张室
中图分类号：TB5；TB535　　　**文献标识码：**A　　　DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.01.048

Noise Control at the Vents of Heat Pump Units of Bars

XIONG Hong-bin，*JIANG Hai*，*CHEN Xin-yan*
(School of Resources and Environmental Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract : The fans of heat pump units in the bars have large ventilation flux. Operation of the pump units will generate strong noise with high dB value and wide frequency band. In addition, there are lots of sensitive points around the bars, so it is difficult to achieve a good effect of noise reduction in such a limited space. At present, the dissipative or single resistance-dissipative mufflers are usually used to control the air-vent noise in our country, but the results are not ideal. In this paper, based on spectrum analysis and expansion muffler theory, using the three-expansion chambers with different length and different expansion ratio in series (instead of single expansion chamber), and combining with the dissipative muffler, a new type of dissipative-resistance muffler is designed in a limited space, which makes the air-outlet noise of the heat pump units to be reduced by nearly 18 dB (A). This muffler is not only simple, economic, reliable and advanced, but also space saving. Thus, it has important significance in engineering application.

Key words : acoustics ; heat pump unit ; design ; muffler ; expansion chamber

风冷热泵机组由于具有节能、环保及冷暖联供等特点，被广泛应用于宾馆、酒楼、商场、医院等场所。这些场所往往紧靠居民区，而热泵机组运行时产生很强的宽频带噪声，易对周围环境产生一定的影响[1]。根据机组的摆放位置不同，其噪声影响程度不同，治理难度也不同。

风冷热泵机组噪声源主要为压缩机、排风扇以及配套的水泵。其中排风扇的空气动力噪声是主要声源，此类噪声属于低频噪声，治理难度大。对此，国内多采用阻性—抗性消声器来治理噪声。如中国海外房产工程有限公司海师花园的7台热泵机组在每台热泵机组箱体上部加装一个长×宽×高约为5 900×2 200×2 000 mm扩张室—片式消声器来治理其空气动力噪声，其中扩张室长500 mm[2]。又如王庭佛针对某风冷机组出风口噪声采用由扩容消声段(弯头型。带导流装置)、消声段、稳流段和挡风圈组成的排风消声装置[3]。张三明针对风冷机组排风噪声采用阻性或扩容消声段、消声段阻抗复合消声装置。吴守力针对某超市风冷热泵机组排风噪声亦采用扩容消声段和消声段阻抗复合消声装置[4]。此类治理措施存在明显的缺点：(1)低频消声效果不明显；(2)占地面积大。国内关于采用多节扩张室—阻性消声器治理热泵机组出风口噪声的研究还很少。

本研究中酒吧位于集中商业区，空间位置较小，

收稿日期：2012-02-06
作者简介：熊鸿斌（1963- ），男，教授，主要从事噪声污染控制技术、水污染处理技术、城市环境规划与管理、环境影响评价理论与方法、生态与可持续发展等研究。
E-mail: xhb6324@sina.com

针对风冷热泵机组出风口噪声，合理选取扩张室设计参数，采用多节扩张室，结合片式消声器，提出一种采用扩张室—扩张室—扩张室—片式复合消声器来控制热泵机组出风口噪声的试验研究。

1 某风冷热泵机组实测噪声及噪声源分析

苏荷酒吧位于宁国路东侧，其热泵机组安置在商业楼的半地下停车场内。其机房位置如图1所示。7台风冷式热泵机组型号：YCAE40RC-B，制冷/制热量为：40 kW/44.5 kW；外形尺寸为：1.6×1.0×1.9（m）；每台机组设有二台风机，排风量为2×8 000 m^3/h。最大运行工况为7台同时运行。

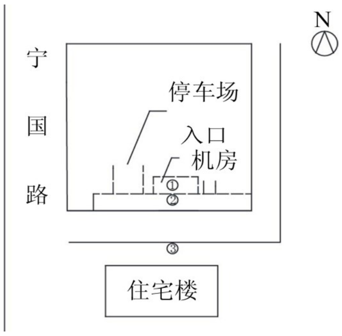

图1 机房位置示意图

经现场勘测，机房所在商业楼均为酒吧，KTV等场所，主要噪声敏感点是南面的住宅楼。泵房位于半地下室，5台机组的出风口位于商业楼的南侧底部，另外两台出风口位于机房的另一侧，面向停车场。因此主要噪声为5台风冷式热泵机组出风口的空气动力噪声。此外，在出风口西侧有一酒吧后门，待酒吧正常营业时，酒吧内音乐噪声对南住宅楼会产生一定的影响。

测点位置如图1所示。测量数据如表1所示。对2#测点的测量数据进行分析，从表中可以看出，风冷式热泵机组出风口混合噪声属于中低频噪声，其中500 Hz以下的低频噪声较为突出，且31.5～200 Hz部分噪声整体突出，跨度很大，并在125 Hz附近处有一峰值。

2 噪声控制工艺试验研究

2.1 酒吧营业噪声控制措施

针对酒吧后门透射噪声，采用多层复合隔声门。隔声门结构为2 mm厚钢板+43 mm厚矿棉+2 mm厚钢板+20 mm厚矿棉+3 mm厚钢板。平均隔声量为44 dB。门缝进行密封处理。

2.2 出风口噪声控制工艺试验研究

2.2.1 出风口噪声影响预测

位于商业楼底部的5个出风口总体尺寸为6.6 m×0.4 m。由于参考点和预测点与线声源的距离均小于6.6 m，因此采用线声源模型预测其衰减值。

采用如下公式(1) [5]进行计算

$$L(r)=L(r_0)-10\lg(r/r_0) \tag{1}$$

式中 $L(r)$——r处声级dB(A)；$L(r_0)$——r_0处声级dB(A)；r、r_0——为预测点和参考点距声源的距离。

经计算，厂界噪声：$L(r)$ = 65.7 dB(A)，与实测噪声值65.1 dB(A) 基本符合。

考虑到热泵机组在夜间正常运行，因此噪声治理的目标为南厂界处降为50 dB（A），达到二类标准的夜间标准值。实测厂界噪声A声级为65.1 dB（A），夜间超标15.1 dB（A）。所以出风口经治理后的降噪量应为15.1 dB（A）。

低频噪声波长较长，衍射能力强，若使用扩张室—片式复合消声器，在有限的空间内很难达到预期降噪目标。本项目采用三节扩张室与片式消声器相结合来降低出风口噪声。公用外壁采用砖墙结构，内外粉刷水泥砂浆，防止出风口噪声从外壁处穿透出来。整体结构简单，占地面积小。

2.2.2 阻性段设计

将5个出风口整体处理，原通风面积为5×1.3 m×0.40 m=2.6 m^2，考虑风速和风量，为不影响原有通风效果，将阻性消声器截面扩大为6.9 m×1.15 m。在通道中横向插入35片厚90 mm的吸声片，，为提高低频消声量，内置无碱超细玻璃棉80 mm，密度35 kg/m^3。片式消声器的消声量由(2) [5]式计算

$$\Delta L=2\phi(\alpha_0)L/b \tag{2}$$

式中 ΔL为消声量，dB(A)；$\phi(\alpha_0)$为与材料吸声系数α_0有关的消声系数，dB；$1.22\frac{c}{D}$为气流通道的宽度，0.10 m；L为消声器的有效长度，1.0 m；计算结果见表2。

表1 噪声监测数据

测点	L eq	中心倍频程/Hz								
		31.5	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
1#	77.9	75.3	81.9	80.8	76.1	74.6	72.6	73.0	62.9	56.0
2#	73.5	72.6	78.7	81.2	73.5	72.4	66.2	61.6	55.0	46.9
3#	65.1	69.4	71.7	72.5	65.8	64.1	59.8	54.4	49.0	46.0

注：1#测点位于机房室内；2#测点位于出风口外1 m处；3#测点位于距出风口5.0 m的厂界外1 m处。

对于高频失效问题，片式消声器的失效频率由式(3) [5]计算

$$f_{失} = 1.85\ c/D \qquad (3)$$

式中 c 为声速，340 m/s；D 为消声通道的当量直径，对于矩形通道 $D = 1.13\sqrt{S}$ ，故失效频率为1855.46 Hz。因此4 k、8 k的实际消声量分别为19.1 dB、9.5 dB。满足设计要求。

对于气流再生噪声由式（4）[5]计算

$$L_{0A} = (18 \mp 2) + 60 1gV \qquad (4)$$

式中 L_{0A} 为气流再生噪声，dB（A）；V 为消声器通道内的流速，m/s。

经计算 L_{0A} 为65.4 dB。在自由场中传播至折合出风口外1.5m的噪声级

$$L_A = L_{0A} - 20 1g\,r - 11 = 50.9\ \text{dB (A)}$$

因此气流再生噪声对消声器性能影响不大。

2.2.3 扩张段消声部分设计

根据所测频谱以及阻性消声器各频率的消声量，主要剩余消声量分布在125 Hz附近。单节扩张室的消声量可有式(5) [5]计算

$$\Delta L = 10 1og\left[1 + \frac{1}{4}\left(m - \frac{1}{m}\right)^2 \sin^2 KL\right] \qquad (5)$$

式中 ΔL 为消声量，dB；m为扩张比，$m = S_2/S_1$；k 为波数，m^{-1}；L 为扩张室的长度，m。

由于空间有限以及通风散热要求，扩张比无法任意扩大，采用三节长度不同的扩张室串联来降低低频噪声。第一节扩张室将风向改变至垂直向上，在垂直方向布置第二节，第三节扩张室和阻性消声器。

第一节扩张室气流通道为原出风口，尺寸为5×1.3 m×0.4 m，扩张室截面尺寸为6.75 m×0.6 m。扩张比 m 为1.5，L 为0.8 m。最大消声频率为106 Hz，最大消声量为0.7 dB。其消声特性如图2所示。

第二节扩张室气流通道尺寸为6.75 m×0.3 m，扩张室截面尺寸为6.75 m×1.0 m。扩张比m为3.3，L 为0.68 m。最大消声频率为125 Hz，最大消声量为5.1 dB。其消声特性如图3所示。

第三节扩张室气流通道尺寸为6.75 m×0.3 m，扩张室截面尺寸为6.75 m×1.0 m。扩张比m为3.3，L 为0.5 m。最大消声频率为170 Hz，最大消声量为5.1 dB。其消声特性如图4所示。

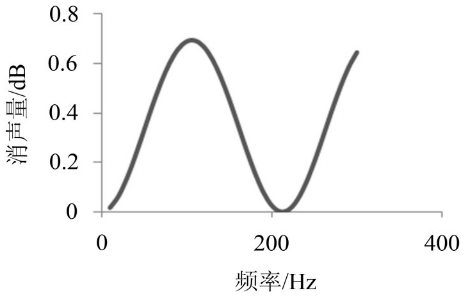

图2 第一节扩张段消声特性曲线

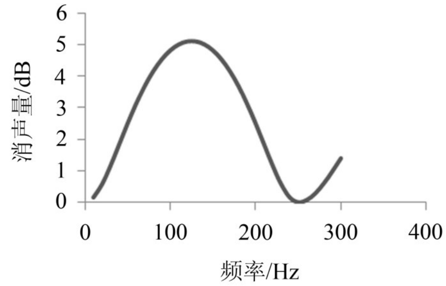

图3 第二节扩张段消声特性曲线

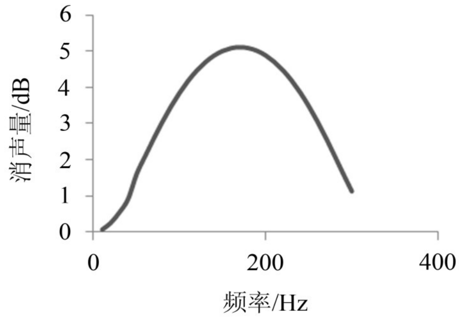

图4 第三节扩张段消声特性曲线

根据式（5）得出三节扩张室消声频率特性曲线。如图5所示。

由图5可知，扩张室采用多节不同长度的扩张段，不仅提高了整体消声量，而且扩展了消声频率，满足了消声要求。

扩张式消声器有效消声的上限频率 f上由式(6) [5]计算

$$f_{上} = 1.22\ c/D \qquad (6)$$

式中 c 为声速，340 m/s；D 为扩张部分的当量直径，m；对矩形截面，D 为截面积的平方根。

表2 阻性段消声量的计算

中心频率/Hz	实测声压级/dB	NR50	需降噪量/dB	吸声系数	消声系数	消声器长度/m	消声量
31.5	72.6	89.3	0.0	0.02	0.02	1.0	0.44
63	78.7	75	3.7	0.08	0.09	1.0	1.98
125	81.2	65.5	15.7	0.25	0.31	1.0	6.82
250	73.5	58.5	15	0.76	1.1	1.0	24.2
500	72.4	53.5	18.9	0.70	1.1	1.0	24.2
1 k	66.2	50	16.2	0.72	1.1	1.0	24.2
2 k	61.6	47.3	14.3	0.82	1.3	1.0	28.6
4 k	55	45.2	9.8	0.78	1.2	1.0	26.4
8 k	46.9	43.5	3.4	0.81	1.2	1.0	26.4

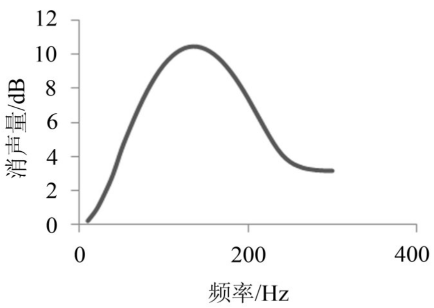

图5 整体扩张室声特性曲线

第一节扩张室上限频率为200 Hz;

第二节和第三节扩张室上限频率为159 Hz,不能满足要求,可在扩张室中纵向插入二挡板将扩张室平均分成三段,此时上限频率为280 Hz,满足消声频率要求。

扩张式消声器有效消声的下限频率 f下由式（7）[5]计算

$$f_{下}=\frac{\sqrt{2c}}{2\pi}\sqrt{S_1/VL} \qquad （7）$$

式中 c 为声速,340 m/s; S_1 为气流通道截面积,m²; V 为扩张室的容积,m³; L 为扩张室的长度,m。

经计算第一节扩张室下限频率为68 Hz,第二节扩张室下限频率为60 Hz ,第三节扩张室下限频率为83 Hz。总体满足消声要求。

2.2.4 阻力损失计算

消声器阻力损失由沿程阻力损失 H_f 和局部阻力损失 H_e 两部分。 H_f 和 H_e 的计算由下面经验公式[6]给出

$$H_f=\lambda p\frac{1}{d}\frac{V^2}{2} \qquad （8）$$

$$H_e=\zeta p\frac{V^2}{2} \qquad （9）$$

式中

λ、ζ——分别为沿程和局部损失系数;

P ——为流体的密度,kg/m³;

V ——为流体的速度,m/s;

l——为管段的长度,m;

d——为管段的当量直径,m。

扩张段阻力损失计算

扩张段阻力损失包括局部阻力损失和沿程阻力损失,由于在扩张室风速较慢。距离较短,其沿程阻力损失可以忽略不计。

ζ_1为0.14,v_1=16 000×5÷3 600÷2.6 = 8.5 m/s,

H_{e1} = 0.14×1.29×8.52÷2 = 6.25 pa,ζ_2=0.36,

ζ_3 = 0.36,v_2 = v_3 =16 000×5÷3 600 ÷ 6.75÷0.3 =10.9 m/s,

H_{e2} = H_{e3} = 0.36×1.29×10.92÷2= 27.6 pa。

阻性段阻力损失计算

$\zeta_{4进}$ = 0.26,$\zeta_{4出}$ =0.07,v_3 =16 000×5÷3 600÷3.6 = 6.17 m/s ,λ =0.05,d =2×1×0.1÷（1+0.1）= 0.18 m。

H_f = 0.05×1÷0.18×1.29×6.172÷2 = 6.82 pa

H_{e4}= (0.26+0.07)×1.29×6.172÷2 = 8.10 pa

总阻力损失= 6.25+27.6+27.6+6.82+8.10= 76.37 pa。

2.2.5 复合消声器结构

通过扩容消声段将风向改变至垂直向上,在垂直方向上安装消声器,既节省空间,又利用商业楼外壁做消声器一侧外壁,节省材料。

针对混合噪声的特点,复合消声器采用内吸外隔的结构,扩张段的内壁也做成消声结构以改善消声效果,内置无碱超细玻璃棉(70 mm),密度为35 kg/m³。穿孔板、阻尼层、无碱超细玻璃棉实际上构成了一种复合吸声结构。消声器外壁采用240 mm砖混结构,内外各粉刷5 mm水泥砂浆。消声器内壁与外壁构成多层复合隔声结构,多层复合隔声结构具有良好的隔声性能[7],减小了机房室内以及出风口的混合噪声透射噪声的影响。复合隔声结构如图6所示。

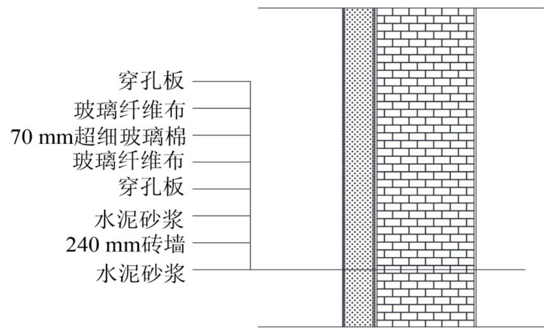

图6 复合隔声结构示意图

扩张段主要是针对31.5～250 Hz的低频噪声设计的,第一节扩张室扩张比为1.5,长度为0.8 m,第二节扩张室扩张比为3.3,长度为0.68 m,第三节扩张室扩张比为3.3,长度为0.5 m,总体扩张段中心频率在125 Hz附近,最大消声量为10.4 dB。

阻性段主要是针对中高频噪声设计的,对低频也有一定的消声作用。在阻性段插入35片消声片,片间距为100 mm,片厚90 mm,内置无碱超细玻璃棉(80 mm),密度35 kg/m³。以增强对低频的去除,平均吸声系数为0.55,消声片的护面材料用0.2 mm玻璃纤维布加镀锌穿孔板(穿孔率20 %,Φ 50 mm)。

整体消声器设计消声量为18.8 dB。图7为消声器结构示意图。

3 降噪效果测试

降噪措施实施前后出风口噪声声压级如图8所示,治理后出风口噪声为55.6 dB（A）,实际消声量为17.9 dB（A）,较符合设计结果。厂界噪声实测值为

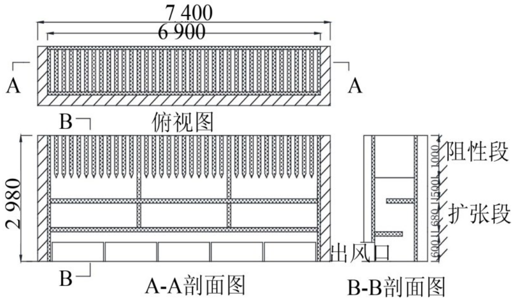

图 7 消声器结构示意图

48.5 dB(A)，测量时酒吧正常营业，7台热泵正常运行。测试数据表明酒吧热泵机组出风口在安装复合消声器后厂界噪声值已符合标准，满足了设计要求。同时酒吧内噪声经隔声处理后也已对南厂界无影响。

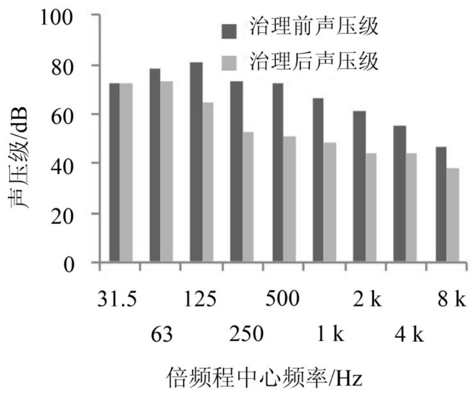

图 8 治理前后声压级比较

4 结 语

（1）本文通过频谱分析及扩张消声理论，采用具备不同长度不同扩张比的三节扩张室串联(取代单节扩张室)，结合阻性消声器设计，扩展了消声频率，有效地提高了中低频部分降噪效果；同时对酒吧后门采用隔声措施，有效降低了酒吧内噪声对门外的影响；

（2）本文中吸声片填充密度为35 kg/m^3，厚度为80 mm的超细玻璃棉，对低频有更好的吸声效果，消声器内外壁构成了多层复合隔声结构，有效降低了透射声能；

（3）热泵机组风机通风量大，运行时产生很强的噪声，分贝值高，频带宽。而且酒吧附近敏感点多，要在有限空间达到良好降噪效果具有相当难度，本文设计的新型阻—抗复合消声器占用空间小，可为一般热泵机组风机噪声治理提供参考。

参考文献：

[1] 张三明，武 茜. 热泵降噪措施研究与实践[J]. **噪声与振动控制**，2005，4：48-51.

[2] 吕玉恒. 多台大型热泵机组噪声治理设计与效果[J]. **噪声与振动控制**，2000，5：40-42.

[3] 王庭佛. 多台热泵机组的噪声治理[J]. **暖通空调**，2000，30（7）：79-80.

[4] 吴守力. 多台热泵机组的噪声治理[J]. **邯郸职业技术学院学报**，2004，17（1）：61-64.

[5] 周新祥. 噪声控制技术及其新进展[M]. 北京：冶金工业出版社，2007. 175-191.

[6] 马大猷，孙家麟，程明昆，等. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京：机械工业出版社，2002. 515-517.

[7] 洪宗辉，潘仲麟. 环境噪声控制工程[M]. 北京：高等教育出版社，2002. 158.

(上接第208页)

具有一定厚度的复合板，尤其是在中高频段的分析。且计算过程仍比三维弹性理论简单；

(2) 传统方法计算矩形板辐射声阻抗积分时计算量较大(四重积分或二重积分)，本文所采用的一重定积分法推导过程虽然繁琐，却降低了程序计算量；

(3) 减少复合层合板的跨厚比能有效降低辐射声功率，复合层合板铺设角对辐射声功率的影响较复杂，45度时整体辐射声功率水平较低。

参考文献：

[1] Berry A, Foin O, Szabo J P. Three dimensional elasticity model for a decoupling coating on a rectangular plate immersed in a heavy fluid[J]. **Journal of the Acoustical Society of America,** 2001, 109(6): 2704-2714.

[2] Qatu M S. Vibration of laminated shells and plate[M]. Amsterdam: Elsevier academic press, 2004.

[3] Daneshjou K, Nouri A, Talebitooti R. Sound transmission through laminated composite cylindrical shells using analytical model[J]. **Arch Applied Mechanical,** 2007, 77: 363-379.

[4] YIN X W, GU X J, CUI H F and SHEN R Y. Acoustic radiation from a laminated composite plate reinforced by doubly periodic parallel stiffeners[J]. **Journal of Sound and Vibration,** 2007, 306 (3-5): 877-889.

[5] Ghinet S, Atalla N. Diffuse field transmission into infinite sandwich composite and laminate composite cylinders[J]. **Journal of Sound and Vibration,** 2006, 289(4-5): 745-78.

[6] CAO X, HUA H AND ZHANG Z. Sound radiation from shear deformable stiffened laminated plates[J]. **Journal of Sound and Vibration,** 2011, 330 (16): 4047-4063.

[7] 万 翾，吴锦武. 传递矩阵法分析复合材料层合板的传声损失[J]. **噪声与振动控制**，2013，33 (1)：45-50.

[8] 沈 苏，刘碧龙，李晓东. 两种简支矩形板辐射阻抗计算方法的对比研究[J]. **声学技术**，2007，26 (5)：15-16.