

气流管道有源降噪研究

朱海潮 施 引 黄映云 杨德林

(海军工程学院振动噪声研究室 武汉市 430033)

1993年10月23日收到

摘要 如何消除气流的影响是管道有源降噪的难点之一。本文分析了湍流对有源降噪系统的影响,并开发了一种抗湍流传声器探管。最后在某种通风系统的进气管段进行了降噪试验,气流速度为20m/s时,在60—630Hz频带取得了15dB(A)的降噪效果。

关键词 有源噪声控制,管道,气流

Active attenuation of noise in flow ducts

Zhu Haichao Shi Yin Huang Yingyun Yang Delin

(Noise and Vibration Laboratory, Naval Academy of Engineering, Wuhan 430033)

Abstract How to eliminate the effect of air flow is one of difficulties in attenuating noise in ducts by means of the active method. In this paper, the influence of turbulent flow on an active attenuator in a duct is analyzed and an anti-turbulence microphone probe is developed. Finally, experiment are made on the intake duct of an ventilating system. The results show that when flow velocity in the duct is 20m/s, 15dB(A) reduction of sound pressure level can be achieved in the 60—630Hz frequency band.

Key words Active noise control, Duct, Air flow

1 引言

有源降噪是指人为地、有目的地产生次级声信号去抵消原有噪声从而达到降噪目的的方法。其特点是体积小、成本低、低频降噪效果好、几乎为零背压^[1],恰能弥补无源方法所存在的低频效果差、体积庞大、高背压等缺陷,因而颇受人们的青睐。

对于管道中的声波,在其频率低于管道的截止频率时,呈平面波的形式,因此用有源方法对其进行控制时就显得比较简单。但是在实现中仍有若干技术难点,其中之一就是如何消除气流的影响。在管道(如通风、空调管道)的有源

噪声控制中,通常是用传声器(称输入信号传声器)检测噪声信号并将其送入控制器中进行适当处理,之后再由次级声源(扬声器)发出去抵消噪声声波。由于管道中气流的存在,传声器检测的信号不仅包含原噪声声压信号,而且还含有湍流引起的动态风压信号。湍流噪声的特性是传递性差、相干性差。正是由于湍流噪声的介入,输入信号被污染,导致系统的降噪性能下降甚至丧失降噪能力。本文分析了湍流噪声对有源降噪系统的影响,尤其是对自适应有源降噪系统的影响。开发了一种抗湍流传声器探管,并将其运用到自适应降噪系统中,在某种通风系统的进气管上进行了消声试验,取得了显著的降噪效果。

2 气流的影响

对于气流的影响, Hiroshi Kanai 等人进行了实验研究^[2], 气流速度为 15m/s 时, 在 100—200Hz 频段取得了大约 9dB 的降噪效果。但是, 实际上他们所用的管道为两级收缩管道, 流速是在最细的管段测定的, 而输入信号传声器则置于最粗的管段且距初级声源很近, 因此输入信号传声器处的流速极低。显然, 文献[2]所取得的成果还是颇令人欣慰的, 但要将其方法用到其它场合就要视具体情况而定。例如, 将输入信号传声器置于流速高(如 15m/s)的管段, 降噪效果恐怕就不一定好。I. C. Shepherd 等人研究了湍流对 Swinbanks 双单元次级声源系统的影响^[3], 导出了理想消声条件下管道中的残余噪声声级。在设计频率处, 残余噪声声级比输入信号传声器检测的湍流噪声声级低

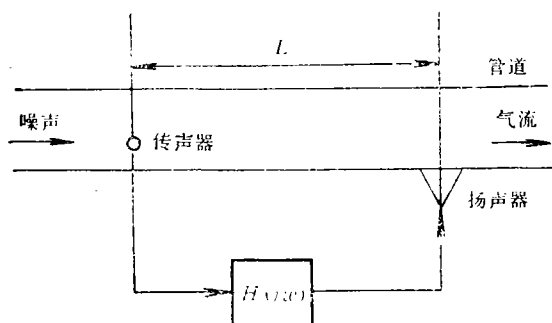


图1 单极子次级声源有源消声器

3dB。随着频率偏离设计频率, 残余噪声声级将显著增大。下面我们分两种情况分析湍流对单极子次级声源有源降噪系统的影响。

2.1 湍流对传统单极子次级声源系统的影响

所谓传统单极子次级声源系统就是指固定参数单极子次级声源系统, 如图1所示。为方便起见, 没有考虑功放等电子设备的频率响应。传声器拾取的声信号经控制系统处理后由扬声器发出, 在下游达到消声目的。控制系统的传递函数为 $H(j\omega)$ 。设传声器与扬声器之间的距离为 L , 则无气流时, 声传播 L 距离所用的

时间为 $\tau = L/C$, C 为声速。在气流速度为 V (对应的马赫数 $M = V/C$) 时, 令声波从传声器到扬声器及从扬声器到传声器传播所用的时间分别为 τ_1, τ_2 , 则 $\tau_1 = L/(C + V) = \tau/(1 + M)$, $\tau_2 = L/(C - V) = \tau/(1 - M)$ 。考虑到传声器不仅拾取上游来的信号, 而且拾取来自下游扬声器的信号, 不难推导出实现理想消声时控制器的传递函数为

$$H(j\omega) = \frac{-e^{-j\omega\tau_1}}{1 - e^{-j\omega(\tau_1+\tau_2)}} \quad (1)$$

其中 ω ——圆频率, $j = \sqrt{-1}$ 。

传声器检测的信号 $x(j\omega)$ 包含上游来的声信号 $s(j\omega)$ 、反馈声信号、湍流信号 $m(j\omega)$ 及由湍流引起的反馈信号(因控制器将湍流信号也当作声信号处理), 即

$$x(j\omega) = s(j\omega) - s(j\omega)e^{-j\omega(\tau_1+\tau_2)} + m(j\omega) - m(j\omega)e^{-j\omega(\tau_1+\tau_2)} \quad (2)$$

假设声信号 $s(j\omega)$ 与湍流信号 $m(j\omega)$ 不相关, 则功率谱为

$$\Phi_{xx}(j\omega) = \Phi_{ss}(j\omega)|1 - e^{-j\omega(\tau_1+\tau_2)}|^2 + \Phi_{mm}(j\omega)|1 - e^{-j\omega(\tau_1+\tau_2)}|^2 \quad (3)$$

其中, $\Phi_{xx}(j\omega)$ 、 $\Phi_{ss}(j\omega)$ 、 $\Phi_{mm}(j\omega)$ 分别是 $x(j\omega)$ 、 $s(j\omega)$ 、 $m(j\omega)$ 的功率谱。

湍流信号经处理由扬声器当声信号发出后, 没有对应的信号与之抵消, 因此在理想消声条件下, 即上游来的声波被完全抵消后, 由于湍流而形成的残余噪声为

$$\begin{aligned} \Phi_{RR}(j\omega) &= \Phi_{mm}(j\omega)|1 - e^{-j\omega(\tau_1+\tau_2)}|^2 \\ &\quad \cdot |H(j\omega)|^2 \\ &= \Phi_{mm}(j\omega) \end{aligned} \quad (4)$$

由此可见, 对于传统单极子次级声源系统而言, 由于湍流而产生的残余噪声声级与传声器处检测的湍流噪声声级相同。随着气流速度的增高, 残余噪声声级也会逐渐增大, 系统的降噪性能逐渐降低直至完全丧失。

2.2 湍流对自适应系统的影响

图2是自适应有源降噪系统原理图及传递函数框图, 其中 P 是从输入信号传声器 MIC1 到扬声器(次级声源)的声系统, F 是从扬声器

到 MIC1 的声反馈系统, H 是自适应滤波器。由于我们采用的是数字系统, 因此分析在 z 域进行。根据 Widrow 和 Stearns 的方法^[4], 自适应滤波器的最佳(用“,”表示)传递函数为

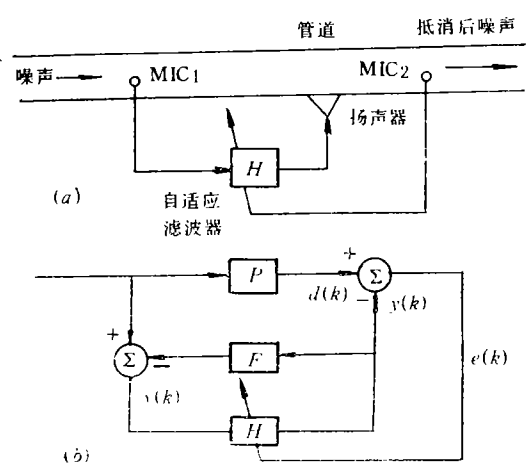


图 2
(a) 基本自适应降噪系统
(b) 对应(a)的传递函数框图

$$H'(z) = \frac{\Phi_{xd}(z)}{\Phi_{xx}(z)} \tag{5}$$

其中, $\Phi_{xd}(z)$ 是输入信号 x 与理想信号 d 之间的互功率谱, $\Phi_{xx}(z)$ 是输入信号的自功率谱。

输入信号可表示为

$$X(z) = S(z) - F(z)H(z)X(z) + M(z)$$

或

$$X(z) = \frac{S(z) + M(z)}{1 + F(z)H(z)} \tag{6}$$

其中, $S(z)$ 和 $M(z)$ 分别是输入信号传声器检测的来自上游的声信号及湍流信号的 z 变换。

理想信号可表示为

$$D(z) = P(z)S(z) \tag{7}$$

利用(6)、(7)两式, 并假设声信号与湍流信号不相关, 则

$$\begin{aligned} \Phi_{xd}(z) &= \Phi_{dx}(z^{-1}) = X(z^{-1})D(z) \\ &= \frac{P(z)\Phi_{xx}(z)}{1 + F(z^{-1})H(z^{-1})} \end{aligned} \tag{8}$$

$$\Phi_{xx}(z) = X(z^{-1})X(z) = \frac{\Phi_{ss}(z) + \Phi_{mm}(z)}{|1 + F(z)H(z)|^2} \tag{9}$$

从而有

$$H'(z) = \frac{P(z)}{1 + \Phi_{mm}(z)/\Phi_{ss}(z)} \cdot [1 + F(z)H'(z)],$$

整理得

$$H'(z) = \frac{P(z)}{1 - P(z)F(z) + \Phi_{mm}(z)/\Phi_{ss}(z)} \tag{10}$$

残余噪声为

$$\begin{aligned} E(z) &= P(z)S(z) - \frac{P(z)S(z)}{1 + \Phi_{mm}(z)/\Phi_{ss}(z)} \\ &\quad - \frac{P(z)M(z)}{1 + \Phi_{mm}(z)/\Phi_{ss}(z)} \end{aligned} \tag{11}$$

从(10)、(11)式可以看出: 当没有湍流噪声时, 自适应滤波器的最佳传递函数为 $P(z)/[1 - P(z)F(z)]$, 此时, 实现完全消声, 即 $E(z) = 0$; 当存在湍流噪声时, 最佳滤波器被修改, 残余噪声 $E(z)$ 不再为 0, 而在气流速度较高时, 残余噪声声级也会较高。从前面的分析可以看出: (10)、(11)式是在假设自适应滤波器已收敛的条件下得到的。实际上, 湍流噪声的存在还会影响滤波器的收敛过程, 尤其是气流速度很高时, 对收敛的影响特别严重, 甚至使滤波器不收敛。总之, 湍流噪声不仅影响稳态时的残余噪声声级, 而且还影响自适应滤波器的收敛过程。因此必须设法加以解决。

3 抗湍流传声器探管的研制

如何消除湍流的影响, 文献[3]作了详细的研究, 并提出了解决的方法。在实现中, 较好的方法是采用湍流屏。其实这种湍流屏 Neise 早就进行过分析和研究^[5]。这种装置的主体是一根长管, 在管子的一端装有传声器, 另一端则用流线形鼻塞封住, 在管壁上沿轴向开有一道狭缝并用一定声流阻的材料覆盖。管外的扰动在管内激起压力波, 狭缝及覆盖物的声阻抗控制

着管内外压力的幅值和相位关系。管内的压力以声波的形式向传声器传播,因此,传声器的响应是来自管壁不同地方的压力的总和。由于声波具有传递性,它在管内壁激起的压力波具有近似的同相位,因而在传声器处相互叠加形成较强的信号。而湍流噪声在管内壁各处激起的压力信号的相位具有随机性,最终叠加的结果,信号很弱。所以,这种装置测得的信号主要是声波信号,而对湍流信号有抑制作用。

针对实际情况,我们研制了一种多穿孔传声器探管测声装置,如图 3 所示。管子为 $\phi 15\text{ mm}$ 的钢管,测声管段长度通过试验选择为 600 mm ,在管壁四周开有许多均匀分布的小孔并用布覆盖。外部扰动通过布和小孔在内壁激起压力信号。管子后端装有传声器,前端用锥形导流体封住,导流体内充吸声材料以防压力波在管内来回反射。试验表明,这种装置抗湍流性能良好。在气流速度为 20 m/s 时,我们对降噪系统的输入信号传声器与误差信号传声器

处声信号的相干函数曲线进行了测量。在不用传声器探管时,相干很差;而在用传声器探管时,测量结果见图 4。由于降噪系统是针对 $\phi 300\text{ mm}$ 管道(其截止频率为 650 Hz)设计的,因而对传声器检测信号进行抗混滤波的滤波器的截止频率选定为 600 Hz 。而高通滤波的截止频率为 60 Hz 。因此,在滤波器截止频率以外的频段因信号弱而相干性差^[9],而在消声频段,相干性非常好。

4 降噪试验

降噪试验是在某种通风系统的进气管上进行的。降噪系统如图 5 所示,主要由控制箱、音箱和两个传声器探管四大部件构成。输入信号传声器检测的信号由控制器处理后经扬声器发出,误差信号传声器不断检测消声效果并反馈给控制器,不断对控制器参数加以修正,使系统性能始终趋于最佳。降噪系统的核心是

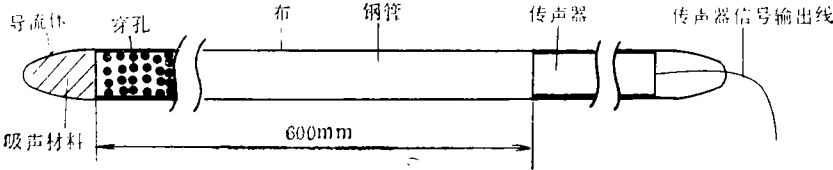


图 3 多穿孔传声器探管

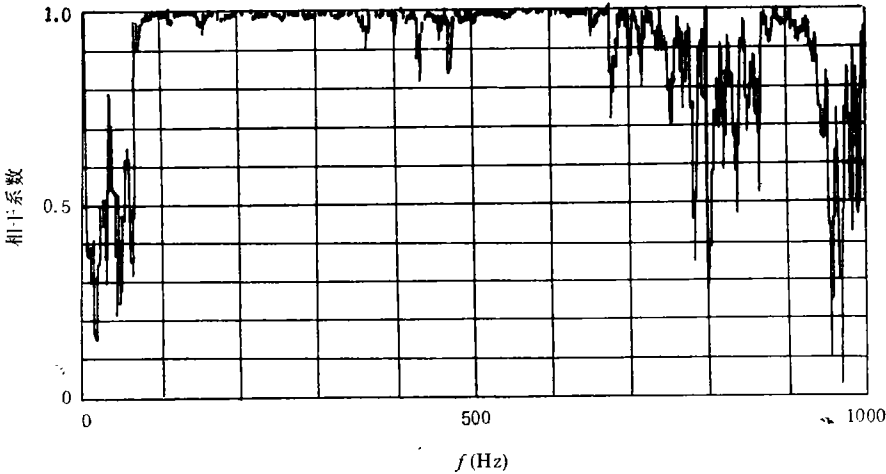


图 4 相干曲线

TMS320C25 微处理器,控制器的功能即自适应滤波由它完成。检测消声效果的传声器置于管口外 1m 处,而消声效果是用南京汽轮厂的 CRAS 系统记录的。管道为 $\phi 300\text{mm}$ 铝管,气流速度为 20m/s 。图 6(a) 是降噪曲线,总消声量为 $13.1\text{dB}(L)$,A 计权消声量为 $15\text{dB}(A)$ 。另外将管道换为 $\phi 200\text{mm}$ 铝管,气流速度为 25m/s 时,也进行了试验,总消声量为 $12.2\text{dB}(L)$,A 计权消声量为 $12.3\text{dB}(A)$,见图 6(b)。

对试验结果略作分析如下:

4.1 通风系统的管道直径为 300mm 。进行 $\phi 200\text{mm}$ 管道消声试验时,仅将安装次级声源和传声器探管的管段换成 $\phi 200\text{mm}$ 管道,而此管段的前后管道仍为 $\phi 300\text{mm}$ 。传声器距管截面突变处较近,而且管中流速更高,因而湍流的影响更为严重一些。所以系统的降噪性能略有降低。从线性声级看降了 0.9dB 。

4.2 从 A 计权声级看,两者的消声效果的差别 (2.7dB) 较之线性声级时的差别 (0.9dB) 为大。这是不难理解的。在我们所讨论的频段,

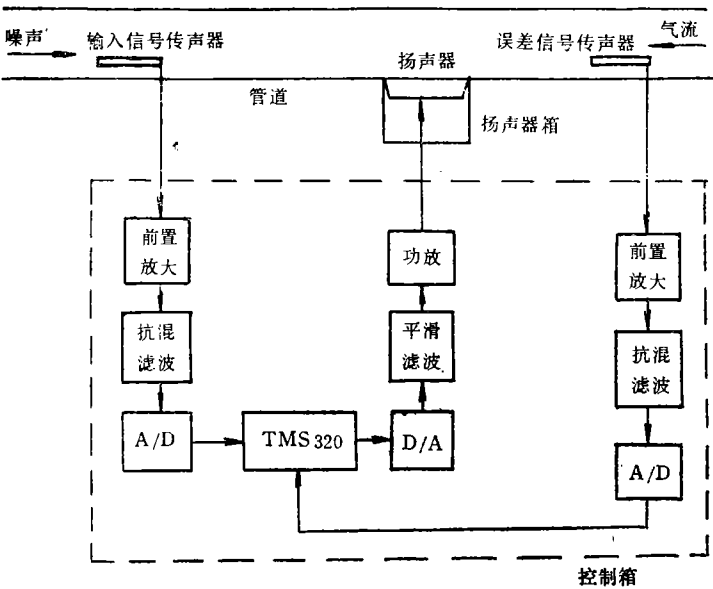


图 5 降噪系统构成

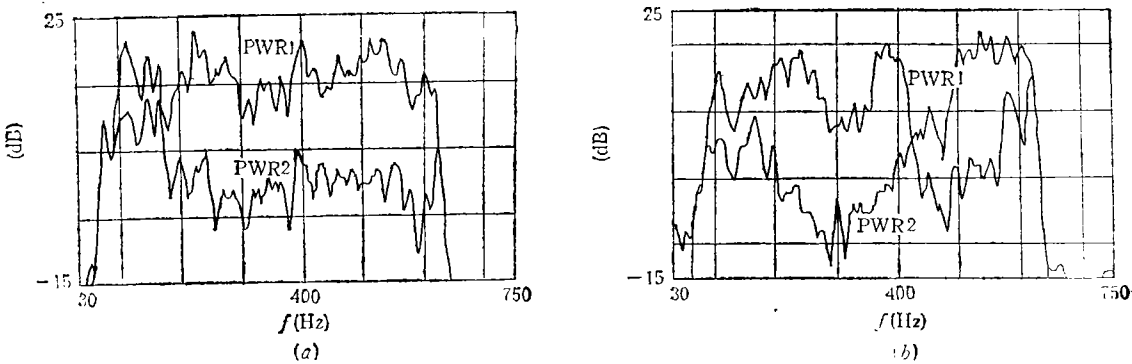


图 6 降噪前后功率谱对比

PWR1: 降噪系统工作前, PWR2: 降噪系统工作后
(a) $\phi 300\text{mm}$ 管道 (b) $\phi 200\text{mm}$ 管道

频率越高, A 计权时的权值就越大。从图 6 可以看出: 管道为 $\phi 300\text{mm}$ 时, 消声后高频部分的声级较低; 而管道为 $\phi 200\text{mm}$ 时, 由于通风系统工况的改变, 其高频部分在消声后却显得较高。因而就出现了上述现象。

4.3 $\phi 300\text{mm}$ 、 $\phi 200\text{mm}$ 管道的截止频率分别为 650Hz 和 980Hz 。文中试验用的低通滤波器是针对 $\phi 300\text{mm}$ 管道设计的, 但试验是在同一频段进行的。如将频段上限扩展到 980Hz , 在其它条件相同的情况下, 从理论上讲, 在 $\phi 200\text{mm}$ 管道上所取得的消声量必定比在 $\phi 300\text{mm}$ 管道所取得的消声量大。当然这种情况下的试验工作我们尚未进行。

5 结论

通过研究, 我们可以得出如下结论:

1. 气流对有源降噪系统的影响很严重, 尤其是气流速度很高时。因此必须抑制。

(上接第41页)

空化核, 由于其处于介稳状态, 当声场中产生微扰时, 会改变为第二类空化核, 形成空化效应。因此, 一种可能的解释是: 当输入电功率改变时, 在一定范围内改变了第一类空化核的介稳态, 使之参与了空化效应, 从而影响了声致发光值。

4 结语

通过上述的实验研究, 结果表明, 声致发光强度与输入电功率, 在大范围内变动时两者之间关系较复杂, 归结起来有如下特征:

4.1 在输入电功率 $\leq 70\text{W}$ 时, 随着电功率增加, 声致发光呈现出规则的阶状增加;

4.2 在输入电功率 $70\text{—}90\text{W}$ 间, 声致发光值呈现不再随电功率的改变而改变的饱和现象;

4.3 在输入电功率 $\geq 90\text{W}$ 时, 声致发光值迅速减小, 且单调减小无阶状改变现象。

依据有关理论对上述实验现象做了些定性探讨。

2. 抑制气流影响的有效方法之一是使用抗湍流传声器探管。我们研制的传声器探管抗湍流性能良好。相干测量和降噪试验都充分证明了这一点。

3. 我们研制的管道有源降噪系统性能稳定、消声频带较宽、消声量较大、适应能力强。如与传统的噪声控制手段相结合, 可能对几乎整个音频范围的噪声进行有效的控制。

参 考 文 献

- [1] Glenn E. Warnaka. Noise Control Engineering, May-June 1982, **18**(3):100—110.
- [2] Hiroshi Kanai, Akihiro Shima, Masato Abe. *et al*, Inter-Noise 87, 1987, 517—520.
- [3] Shepherd, I C La Fontaine K F and Cabelli. A *J. Sound and Vib.* 1989, **130**(1):125—135.
- [4] Widrow B and Stearns. S D Adaptive Signal Processing, Prentice-Hall. Inc. 1985.
- [5] Neise, W J. *Sound and Vib.* 1975, **39**(3): 371—400.
- [6] 佟德纯. 工程信号处理及应用, 上海交通大学出版社, 1989 年 11 月.

致谢 感谢南京大学声学研究所冯若教授的热情帮助。上海交通大学孙福成副教授为本实验提供换能器, 南京大学声学所研究生黄金兰协助处理部分数据, 在此一并致谢。

参 考 文 献

- [1] Reynolds G T, Wolton A J and Grnner S M. *Rev. Sci. Instrum.*, 1982, **53** (11): 1673—1676.
- [2] Verrall R E and Sehgal C M, *Ultrasonics*, 1987, **25**(1): 29—30.
- [3] Suslick K S, *Science*, 247, 1990, 1439—1445.
- [4] Groskii S M, Karev I D, Terent'ev I G and Chernov V V, *Sov. Phys. Acoust.*, 1989, **35**(2): 216—217.
- [5] Suslick K S *ed. al.*, *Ultrasound: Its Chemical, Physical and Biological Effect*. VCH Publisher Inc., 1988, 284.
- [6] 刘岩. 应用声学, 1991, **10**(6): 16—19.
- [7] Chendke P K and Fogler H S, *J. Phys. Chem.*, 1985, **89** (9): 1673—1977
- [8] Wolton A J and Reynolds G T, *Adv. Phys.* 1984, **33**(6):623.
- [9] 王双维, 冯若, 史群. 自然科学进展 1992(3), 268—269.
- [10] Macleay R Q and Holroyd L V, *J. Appl. Phys.*, 1961, **32**(3): 450.