

◇ 研究报告 ◇

# 电子器件散热风扇气动噪声管道声学 模态截止控制技术\*

孙宗翰<sup>1</sup> 田杰<sup>1,2</sup> 张效溥<sup>1</sup> 欧阳华<sup>1,2†</sup>

(1 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240)

(2 燃气轮机与民用航空发动机教育部工程研究中心 上海 200240)

**摘要:** 该文针对电子器件散热用的一款变速轴流风扇的气动噪声及其降噪方法进行实验研究。首先利用风扇旋转轴等高平面内圆周分布的传感器阵列测量风扇不同转速下远场噪声分布,总声压级与转速的对数关系验证散热风扇主要气动噪声属于偶极源噪声,频谱分析显示离散单音噪声为主要噪声影响因素。基于管道声学理论的管道模态截止方法,研究进出风口安装圆形短管对风扇气动噪声的影响,实验结果显示不同位置、不同长度的短管对风扇远场噪声影响不同。额定转速下,在进风口安装 2 cm 管道可以使远场 1 m 处平均总声压级下降 4.1 dB(A),降噪效果显著。模态测量结果显示,此种情况下对应离散单音处的风扇主要模态幅值大大降低,风扇离散单音噪声降低从而噪声总声压级大幅减小。该方法为散热风扇降噪提供了一种新的途径。

**关键词:** 散热风扇; 降噪; 管道模态截止; 频谱分析

中图法分类号: TH42

文献标识码: A

文章编号: 1000-310X(2020)02-0189-10

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2020.02.004

## Aerodynamic noise control technology of electronic device cooling fan based on duct acoustic mode cutoff

SUN Zonghan<sup>1</sup> TIAN Jie<sup>1,2</sup> ZHANG Xiaopu<sup>1</sup> OUYANG Hua<sup>1,2</sup>

(1 School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

(2 Engineering Research Center of Gas Turbine and Civil Aero Engine, Ministry of Education, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** An experimental study on the aerodynamic noise and noise reduction method of a variable-speed axial flow fan for electronic device heat dissipation is conducted. The far-field radiation noise at different rotational speed is measured by a microphone array uniformly distributed along the circumference in the contour plane of the fan axis. The logarithmic relationship between the total sound pressure level (SPL) and the rotational speed verifies that the main aerodynamic noise of the fan belongs to the dipole source noise, and the spectrum analysis indicates that the discrete tonal noise is the dominant noise. Based on the duct mode cutoff in duct acoustic theory, the effects on the aerodynamic noise of installing a circular short duct at the inlet and outlet of the fan are studied, pointing out that the short ducts with different lengths on the different sides have different effects on the far-field noise. At rated fan speed, installing a 2 cm duct at the inlet can reduce the average total SPL by 4.1 dB(A) at the far field of 1 m, which is significant. Mode measurement results show that in this case the main mode amplitude corresponding to the discrete tone is greatly reduced, and the reduction of discrete tonal noise leads to a significant reduction of the total SPL. This method provides a new way for cooling fan noise reduction.

**Keywords:** Cooling fan; Noise reduction; Duct mode cutoff; Spectrum analysis

2019-06-17 收稿; 2019-11-28 定稿

\*中央高校基本科研业务费专项

作者简介: 孙宗翰 (1995-), 男, 贵州安顺人, 硕士研究生, 研究方向: 叶轮机械气动声学。

†通信作者 E-mail: oyh@sjtu.edu.cn

## 0 引言

随着科学技术的发展,计算机服务器和通讯路由器机柜在工业和生活领域被广泛应用。由于机柜中电子器件排列紧密导致热流密度大,需要多个变速轴流散热风扇串联或并联强制对流换热保证设备的正常运行。散热风扇通常转速较高且多个风扇同时运转使气动噪声超过限值。此外,机柜狭小的空间也会对散热风扇气动噪声产生不利影响<sup>[1-2]</sup>,因此如何有效地降低散热风扇气动噪声是一个亟待解决的问题。

散热风扇结构紧凑,包含动叶片、上游或下游支撑、导流罩以及矩形外边框,且具有较大的顶隙叶径比,相比一般轴流风扇具有更复杂的噪声特性<sup>[3]</sup>。散热风扇主要噪声源为动静干涉或动叶与进气畸变干涉产生的叶片非定常气动力<sup>[4-7]</sup>,噪声源阶次主要为偶极子源。在噪声频谱上表现为叶片通过频率(Blade passing frequency, BPF)及其谐波的离散单音噪声在宽频噪声谱上的叠加。研究表明,散热风扇在大流量工况下以离散单音噪声为主,小流量下宽频噪声显著<sup>[8]</sup>。Huang等<sup>[3,9-11]</sup>对电脑散热风扇的气动噪声机制进行总结,指出散热风扇的离散单音噪声主要来自进口畸变、流动分离、动叶尾缘散射和动静干涉四个方面。

狭小空间下散热风扇较常采用被动降噪方式。Fitzgerald等<sup>[5]</sup>采用修正下游支撑杆的尺寸、减少或消除周围物体潜在的流动干涉现象、喇叭进风口使进气畸变最小化等多种方式降低风扇离散单音噪声。Lewy<sup>[12]</sup>和Bolteza等<sup>[13]</sup>研究了不均匀叶片分布对离散单音噪声的影响,Wu等<sup>[14]</sup>和彭志刚等<sup>[15]</sup>利用不均匀叶片相位调制实现可观的离散单音噪声降噪效果。Wang等<sup>[11]</sup>对风扇结构重新设计,修正风扇进口不规则和支撑两个设计缺陷带来10 dB左右的声功率下降。目前针对散热风扇的被动降噪主要集中在噪声源的控制上,即通过改进风扇结构达到抑制气动噪声产生的作用,这种方式通常会增加制造难度和成本,且在现有技术情况下这种降噪方式的进步空间已然不大。抑制气动噪声的传播成为一种可能的降噪手段,根据Tyler等<sup>[16]</sup>的动静干涉理论,散热风扇的动静干涉结构会产生BPF及其谐波下的不同周向声模态。在压气机相关领域,大风扇或压气机动静干涉产生的周向声模态在管道内传播需满足截止条件<sup>[17-18]</sup>,通过合理

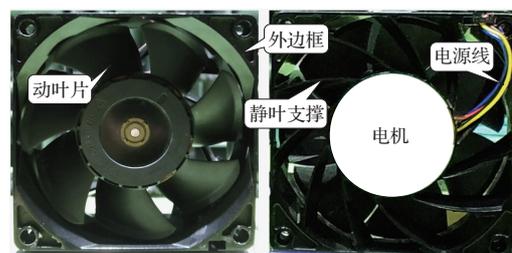
选择动静叶片数可以获得可观的降噪效果<sup>[7]</sup>。而在散热风扇领域,基于管道声学理论的管道模态截止方法进行降噪的讨论鲜见报道。

根据散热风扇的结构特点,如果为散热风扇安装一段短管,使对应离散频率噪声的主要周向声模态得到抑制和衰减,可以带来较好的降噪效果。本文首先对散热风扇远场噪声特性进行测量,分析了散热风扇远场噪声分布和频谱特征。然后,利用双均布测点方法<sup>[19]</sup>准确识别风扇进风口周向声模态。基于管道声学理论的管道模态截止方法,通过在风扇进出口加装圆形短管实验研究短管对风扇气动噪声的控制作用,实现风扇有效的降噪。通过模态和频谱实验测量,揭示了加装管道前后风扇不同周向声模态和远场辐射噪声成分的变化规律,分析了风扇总声压级降噪机理。

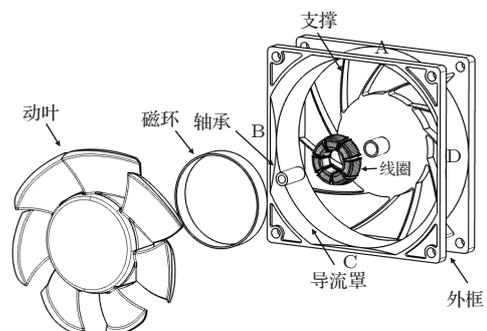
## 1 研究对象和研究方法

### 1.1 研究对象

本文研究对象为一款常见的电子器件散热用变速轴流风扇,如图1所示。风扇外边框尺寸为120 mm×120 mm×38 mm,具有7个旋转风扇叶片(动叶片)和11个支撑(静叶片),散热风扇的电机电源线固定在某个支撑上。风扇进口具有导流罩,



(a) 风扇正视图



(b) 风扇结构拆解

图1 测试风扇结构

Fig. 1 The structure of the tested fan

导流罩的外径为124 mm, 由于风扇矩形外边框的限制, 风扇进口导流罩部分弧面被切割, 呈现出如图1中A、B、C、D四处不规则形状, 从而导致进口进气不均匀。风扇设计转速9000 r/min, 通过脉冲宽度调制调速开发板控制占空比从而实现轴流风扇的变速运转, 详细设计参数如表1所示。

表1 风扇主要设计参数

Table 1 Main design parameters of the fan

设计参数	数值	设计参数	数值
动叶数 $B$	7	支撑数 $V$	11
通流直径 $D/\text{mm}$	116	叶顶间隙比/%	4.7
轮毂比	0.55	设计转速/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	9000

## 1.2 散热风扇声学特征

散热风扇噪声源主要阶次为偶极子源, 根据文献[20]总结的偶极子源无因次表达式, 其声功率  $W$  正比于特征速度  $U$  的6次方, 而  $W$  正比于有效声压的平方  $\bar{p}^2$ 。当采用叶尖旋转线速度近似代替特征速度时, 得到噪声总声压级  $L_p$  与风扇转速  $N$  的关系为

$$L_p = 10 \lg \frac{\bar{p}^2}{p_{\text{ref}}^2} \propto 10 \lg W \propto 10 \lg U^6 \propto 60 \lg N, \quad (1)$$

$$p_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa},$$

式(1)所示, 噪声总声压级  $L_p$  与转速的对数  $10 \lg(N)$  呈线性关系且斜率为6。

根据 Tyler 等<sup>[16]</sup> 的动静干涉理论, 散热风扇等亚音速叶轮机械的动静干涉效应所带来的非定常气动力, 会产生以不同于叶片转子速度旋转的压力模态, 在噪声频谱上对应产生 BPF 及其谐波下的不同周向声模态:

$$m = \lambda B \pm kV, \quad (2)$$

式(2)中,  $\lambda$  代表 BPF 及其谐波的阶次,  $k$  为任意整数, 表征静子引起畸变的空间谐波。对应模态的旋转角速度为

$$\Omega_p = \frac{\lambda B}{\lambda B - P} \Omega, \quad (3)$$

式(3)中,  $\Omega$  为动叶旋转角速度,  $P$  表示静子或畸变引起的空间谐波数。这些由动静干涉产生的周向声模态如果沿圆形硬壁管道传播应满足声波导管中简正波的传播特性。

根据管道声学理论, 对于无流动硬壁圆管, 采用分离变量法求解柱坐标系下的波动方程并代入

硬壁边界条件, 可以得到对应简正波  $(m, n)$  的声压解  $p_{mn}$ <sup>[7,21]</sup> 为

$$p_{mn} = A_{mn} \cos(m\theta - \varphi_m) J_m(k_{mn}r) e^{j(\omega t - k_x x)}, \quad (4)$$

式(4)中,  $m$  称为周向模态数,  $n$  称为径向模态数,  $J_m$  为序数为  $m$  的第一类贝塞尔函数,  $k_{mn}$  为径向波数,  $k_x = \sqrt{k^2 - k_{mn}^2}$  为轴向波数。当  $m, n$  均为0时即表示沿  $x$  轴直线传播的平面波, 对于高次简正波, 当满足  $k > k_{mn}$  时可以沿轴向传播, 对应截止频率  $f_{mn}^c$  为

$$f > \frac{c_0 k_{mn}}{2\pi} = f_{mn}^c. \quad (5)$$

对于每个特定的频率  $f$  下声压  $p$  的特解可以简化为不同周向声模态的叠加,

$$p_f(\theta) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} A_{mf} e^{im\theta}, \quad (6)$$

式(6)中,  $m$  为周向模态数,  $\theta$  代表周向角度,  $A_{mf}$  为在频率  $f$  的模态幅值。

## 1.3 远场噪声和模态测试方法

实验在上海交通大学航空发动机研究院气动半消声室内完成, 消声室面积400 m<sup>2</sup>, 截止频率100 Hz, 背景噪声小于20 dB(A)。实验主要包括远场噪声测量和风扇进出口周向声模态测量。远场噪声测量参考国标《GB/T 2888-2008 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》<sup>[22]</sup>, 如图2所示。远场7个传声器测点布置在与风扇旋转轴等高的平面内, 距离风扇旋转中心为1 m的标准距离, 风扇中心离地高度超过1 m。为避免流场对传声器的影响, 传声器加装防风罩, 且风扇出风口正对的方向不布置测点。各测点使用更符合人耳听觉特性的A计权声压级进行噪声评估, 7个测点均方根(Root mean square, RMS)平均总声压级  $\bar{L}_p$  可由下式计算:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left( \frac{1}{7} \sum_{i=1}^7 10^{L_{pi}/10} \right), \quad (7)$$

式(7)中,  $L_{pi}$  表示各测点A计权声压级。本文所设计提出的风扇进出口短管道安装方式如图2(b)所示, 管道内径与风扇进口导流罩外径一致为124 mm。

周向声模态测量采用周向均布的传声器阵列获取噪声的时域和频域信息, 通过求解式(6)得到

模态幅值:

$$A_{mf} = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K p_f(\theta_k) e^{im\theta_k}, \quad (8)$$

式(8)中,  $K$  为传声器数量,  $\theta_k$  代表传声器所处周向位置。若实际模态数  $|m_x| > K/2$ , 由式(8)得到的模态数  $m$  会混叠至  $K/2$  范围内, 可由下式求解:

$$m_x = m + \nu \cdot K, \quad \nu = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (9)$$

当仅考虑动静叶影响时, 散热风扇在 BPF 下的主要周向模态数根据式(2)计算为  $-4, 7, -15, 18$  等。在传声器数量不足的情况下, 由于混叠效应无法确定实际周向模态数。此时采用双均布测点方法<sup>[19]</sup>, 校准得到实际模态数  $m_x$  为

$$m_x = m' + \mu \cdot S, \quad \mu = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (10)$$

式(10)中,  $m'$  为与两次均布测点测量得到模态  $m_1, m_2$  相关的过渡模态;  $S$  为两组测点数的最小公倍数, 保证  $S$  尽量大就可以将查找范围大大缩小。实

验中分别使用 8 个和 18 个传声器均布测量和校准周向声模态, 传声器阵列放置于管道外测量<sup>[23]</sup>, 如图 3 所示。传声器环面平行于风扇且与风扇中心保持同心, 距离风扇中心平面 50 mm, 传声器均匀布置在测量环上。传声器所处圆周直径为 400 mm, 超过风扇通流直径的 3 倍, 可以忽略风扇通流对传声器阵列的影响。

测试设备采用 B&K 4189 预极化电容式自由场传声器接 B&K 2671 前置放大器, 传声器测试不确定度为  $\pm 0.30$  dB。声学信号的采集使用 NI PXIe 4499 采集卡, 具有 24 位分辨率、采样率高达 204.8 kS/s 的 16 路同步采样模拟输入。测量时, 采样频率设定为 20 kHz, 每个 block 的采样点数 20 k, 窄带谱频率分辨率 1 Hz, 窗函数采用 Hanning 窗。每次实验前, 使用 B&K 4231 声压校准器产生 1 kHz、94 dB 的标准声源对传声器进行标定。变转速测量时, 待风扇稳定工作后连续采集 20 个 block, 通过 RMS 平均消除测量随机误差带来的影响。

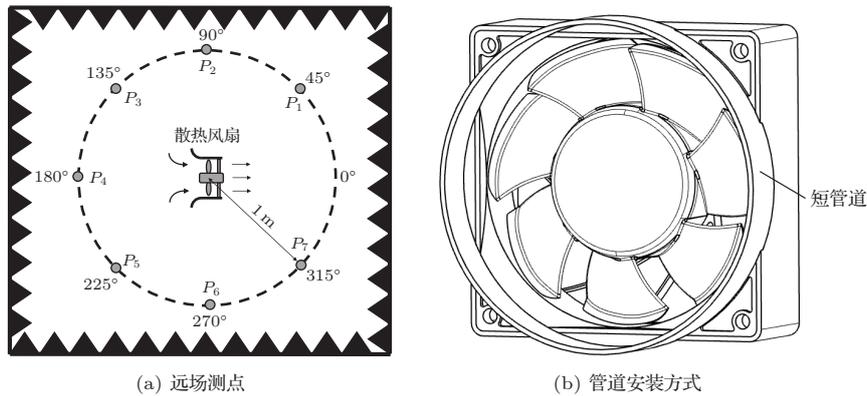


图 2 远场测点布置及管道安装方式

Fig. 2 Measurement points setup and the way of duct installation

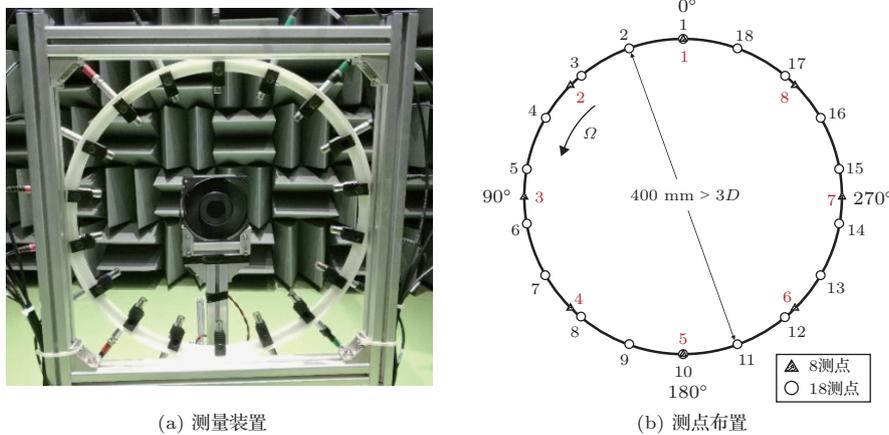


图 3 周向模态测量装置及测点布置

Fig. 3 Measurement array for circumferential mode

## 2 散热风扇噪声特性

### 2.1 远场噪声特性

实测风扇额定转速为8837 r/min, 略低于设计值9000 r/min, 实验期间风扇转速基本稳定。不同转速  $N$  下风扇远场1 m处7个测点A声级如图4所示, 不同测点位置处噪声A声级随转速增加而增加, 噪声指向性分布显示总声压级相对于风扇转轴呈对称分布。根据式(7)计算实验风扇各转速下7个测点的L计权和A计权平均总声压级如图4(b)所示。图中, 以  $10\lg(N)$  作为横轴, 总声压级与  $10\lg(N)$  满足线性关系, 线性拟合对应L计权和A计权的斜率分别为5.92和6.29, 均接近6, 实验结果验证了式(1)所描述的散热风扇的偶极源特点。

风扇不同转速下远场的噪声窄带谱如图5所

示。以测点  $P_3$  为例, 噪声频谱包括离散单音噪声和宽频噪声。离散单音噪声峰值分别对应叶片通过频率(BPF)、转子频率(Rotor frequency, RF)以及各阶倍频。BPF及其倍频主要由动静干涉产生, 而频谱中的RF噪声主要来源于转子不平衡, RF幅值较BPF幅值小不是主要单音噪声。在额定转速下, 7个测点平均总声压级  $\bar{L}_p$ 、离散总声压级  $\bar{L}_{pdis}$  和宽频总声压级  $\bar{L}_{pbnd}$  分别为74.9 dB(A)、73.3 dB(A)和69.7 dB(A)。根据噪声对数和公式, 噪声能量占比可以表示为

$$\eta_{dis/bnd} = \frac{10^{\bar{L}_{pdis/bnd}/10}}{10^{\bar{L}_p/10}}, \quad (11)$$

式(11)计算得到离散单音噪声和宽频噪声的能量占比分别是69.66%和30.34%, 离散噪声是最主要的气动噪声。

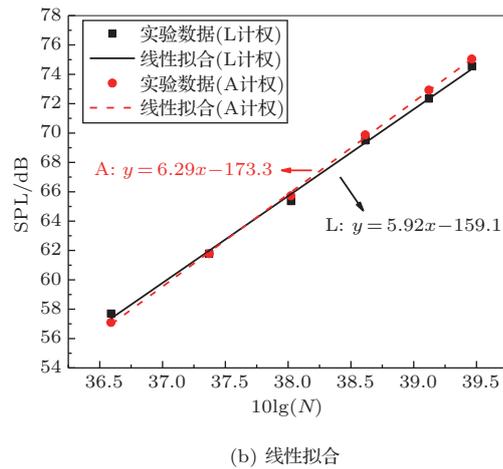
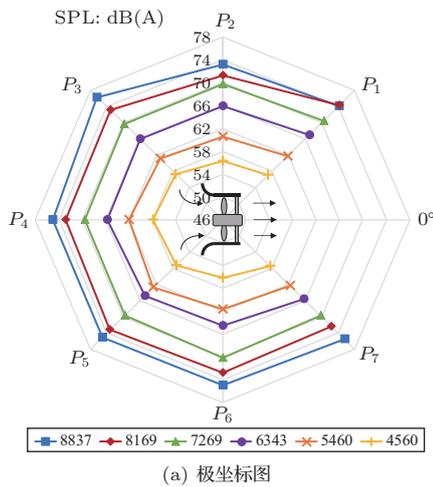


图4 原型风扇总声压级

Fig. 4 The total SPL of the baseline cooling fan

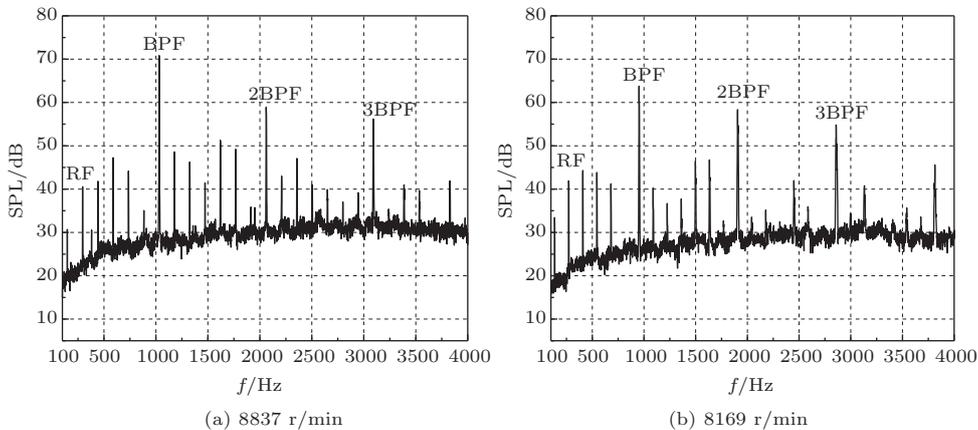


图5 散热风扇不同转速  $P_3$  测点噪声窄带谱

Fig. 5 Noise narrow band spectrum of cooling fan at  $P_3$  at different rotational speed

## 2.2 风扇周向声模态

实验采用图3所示的圆形均布传声器阵列对风扇进出口周向声模态进行测量,利用式(8)分解得到模态幅值,如图6所示。以风扇进风口一阶BPF为例,18测点和8测点分解的模态幅值分布相互对应,图中红色箭头标示出幅值最高的两个模态分别为-1和3模态,其中-1模态幅值超出其他模态10 dB以上,3模态幅值超出3 dB以上。根据式(10),可以确定风扇进口一阶BPF下的主要模态即为-1和3,不存在高阶模态的混叠效应。通过同样的分解方法,得到前三阶BPF的进出口周向声模态识别结果,如表2所示。风扇主要周向声模态为低阶模态,进出口主要模态不完全一致,且不完全符合式(2)所计算的模态。这表明决定风扇主要声模态的叶片非定常气动力不仅仅来自于动静干涉作用,还受到诸如图1中进口不均匀等风扇结构特征的影响。因此,准确测量散热风扇进出口周向声模态是基于管道模态截止方法实现降噪的重要前置条件。

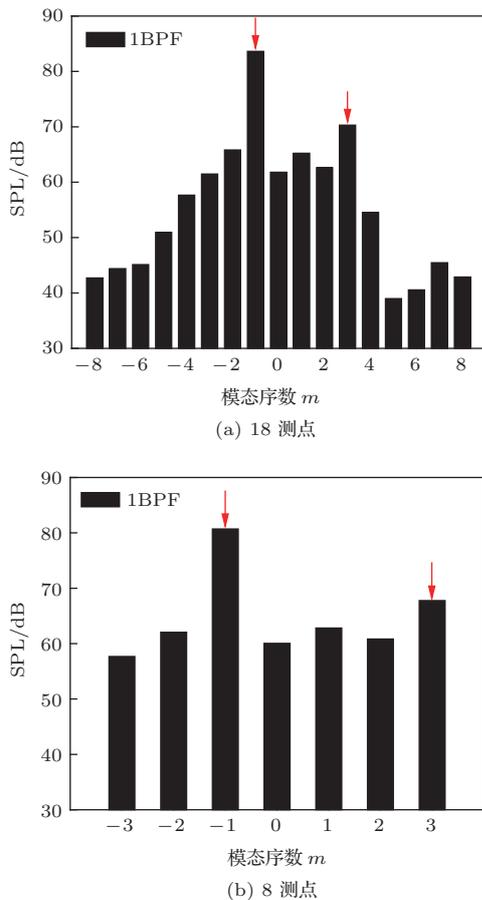


图6 进风口一阶BPF噪声模态幅值

Fig. 6 Mode amplitude of noise at 1BPF on the inlet side

表2 双均布测点周向模态识别结果

Table 2 Mode decomposition result by double-uniform sampling points

进风口			出风口		
1BPF	2BPF	3BPF	1BPF	2BPF	3BPF
-1, 3	-1, 2	-2, -1	-1, 0	2, 0	2, -2

## 3 基于管道模态截止的风扇降噪

根据管道声学理论,当声波频率低于截止频率 $f_{mn}^c$ ,轴向波数为虚数,传播因子变成 $e^{(j\omega t - |k_x x|)}$ ,此时声压幅值随距离呈指数衰减,对于有均匀流动的圆管,截止频率会下降<sup>[7]</sup>。将截止条件代入周向相速度计算式并转化为周向相位马赫数,可以得出简正波 $(m, n)$ 在管道内壁圆周上必须以大于声速的速度旋转才能沿轴向传播,由式(3)可知,对于动静干涉产生的周向声模态,在半径为 $R$ 的管道传播条件为

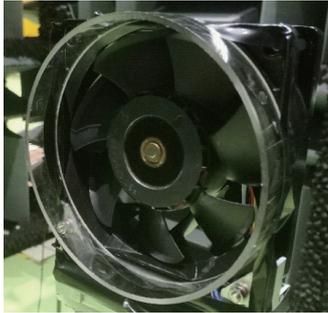
$$\Omega R/c > \left| 1 - \frac{P}{\lambda B} \right|, \quad (12)$$

式(12)称为风扇噪声的截止条件<sup>[7]</sup>,也可称为风扇的管道模态截止条件。

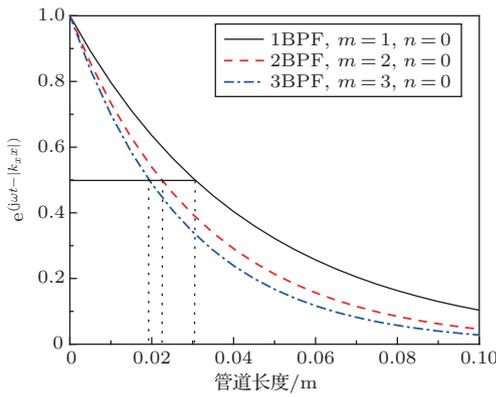
如2.1节所述,离散单音噪声是散热风扇主要的气动噪声来源,因此可以通过管道模态截止方法,将对应BPF及其谐波处的主要模态进行衰减,从而降低散热风扇的总声压级。根据风扇进口导流罩外径大小,在风扇进风或出风口安装一段圆形短管道,如图7(a)所示。根据式(12),计算得到前三阶BPF下理论的管道传播周向声模态数满足 $|m| < \lambda$ ,即仅有小于谐波数 $\lambda$ 的模态可以传出管道。前三阶BPF下处于截止边缘的三个模态波(径向模态数为0)的传播因子 $e^{(j\omega t - |k_x x|)}$ 随管道长度的衰减曲线如图7(b)所示,这些模态刚好被截止且衰减最慢,即便如此,管道长度2~3 cm也足以使模态幅值衰减一半以上。

实验选取了5个不同长度管道,短管长度分别为2 cm、4 cm、6 cm、8 cm和10 cm,分别安装在风扇进风和出风口,测量得到散热风扇的远场噪声分布,如图8所示。出风口安装管道后整体噪声增大,而进风口安装管道的降噪效果则与管道长度有关,2 cm、4 cm、6 cm管道下远场1 m处平均总声压级分别为70.8 dB(A)、73.1 dB(A)和74.2 dB(A),相比原型风

扇分别下降 4.1 dB(A)、1.8 dB(A) 和 0.7 dB(A)，而 8 cm、10 cm 管道下 1 m 处平均总声压级分别增加 0.7 dB(A) 和 1.6 dB(A)。噪声的指向性上，进风口安装管道将原先略微不对称的声场分布“拉回”对称，而出风口安装管道反而加剧了噪声的不对称指向性。特别的，进风口安装管道  $P_3$  和  $P_5$  噪声受到抑制，出风口安装管道  $P_1$ 、 $P_3$ 、 $P_5$  和  $P_7$  均保持较高的噪声水平。



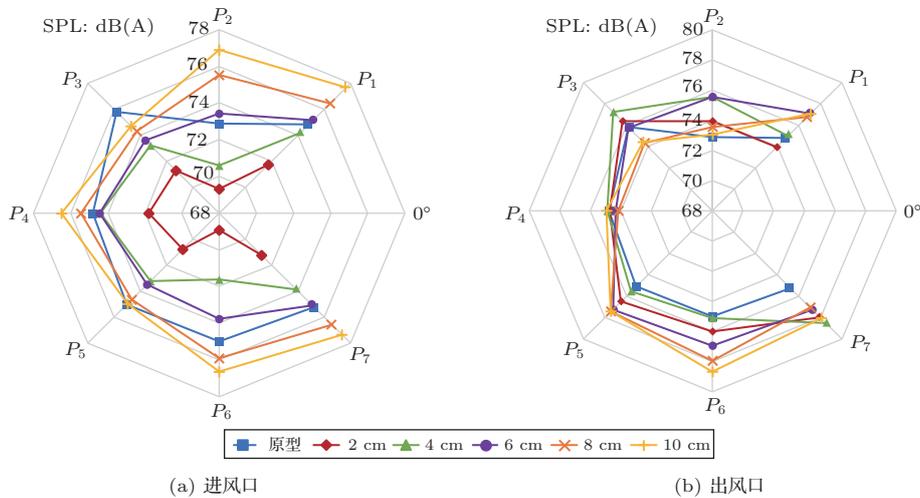
(a) 风扇安装管道



(b) 模态衰减

图7 管道内的噪声模态衰减

Fig. 7 Noise mode attenuation in duct



(a) 进风口

(b) 出风口

图8 安装管道的总声压级极坐标图

Fig. 8 Polar diagram of the total SPL with duct

为探究部分管道安装后噪声整体增大的原因，分别计算得到进出口加管道后  $P_1$ 、 $P_3$ 、 $P_5$  和  $P_7$  宽频噪声和离散单音噪声分量随管道长度的变化，如图9和图10所示，纵坐标为各工况声压级减去原型风扇声压级的相对值。管道安装在进风口时，宽频噪声在 2 cm 管道下 4 测点平均总声压级减小 0.6 dB(A)，随后逐渐增大。在 10 cm 管道下 4 测点平均总声压级增大 2.5 dB(A)， $P_7$  最大增大 3.1 dB(A)，相比原型风扇宽频能量增加将近一倍。结果表明，进口安装较长管道时会使散热风扇进气条件恶化，风扇进气湍流脉动加剧。离散单音噪声在 2 cm 管道下 4 测点平均总声压级减小 7.3 dB(A)，随后随短管长度增加，减小的幅度逐渐降低，而在 10 cm 管道下，测点  $P_1$ 、 $P_7$  相比原型的声压级增大 2.8 dB(A) 和 1.5 dB(A)， $P_3$ 、 $P_5$  相比原型减小 2.6 dB(A) 和 1.8 dB(A)，而 4 测点平均总声压级相比原型风扇变化不明显。值得关注的是，进口加装管道风扇出风口  $P_1$ 、 $P_7$  和进风口  $P_3$ 、 $P_5$  噪声变化呈两种不同趋势，这与图8的分析结果一致。管道安装在出风口时如图10所示，宽频噪声变化较小，10 cm 管道下 4 测点平均总声压级增大 0.4 dB(A)；离散单音噪声除  $P_3$  以外总体比原型风扇声压级增大，但变化规律不明显，推测是安装出口管道放大了风扇的某种不对称结构如风扇电源线与风扇转子的干涉效应，导致特定方向上离散单音噪声的增大。基于上述分析，进口安装 2 cm 管道的降噪效果应来源于管道的模态截止作用，2 cm 管道不仅有效抑制噪声传播，其在结构紧凑的路由器机柜中也便于安装，具有较强的实用性。

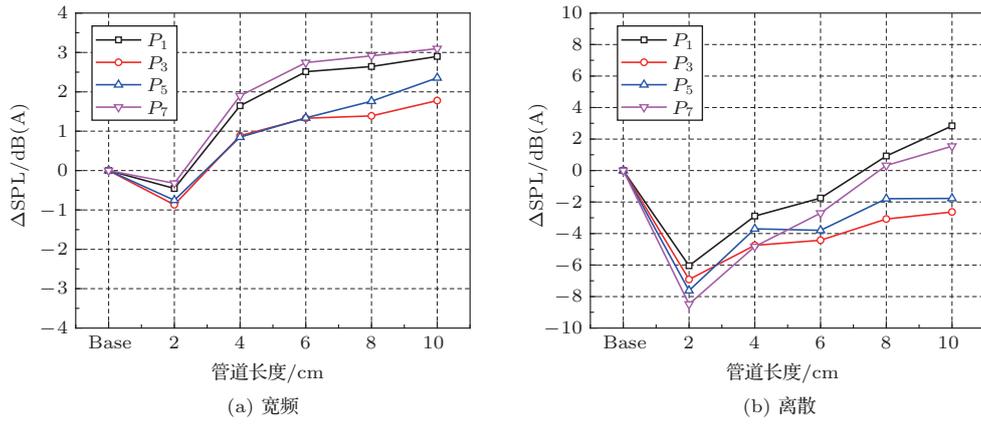


图9 进口安装管道的噪声变化

Fig. 9 Variation of the noise with inlet duct

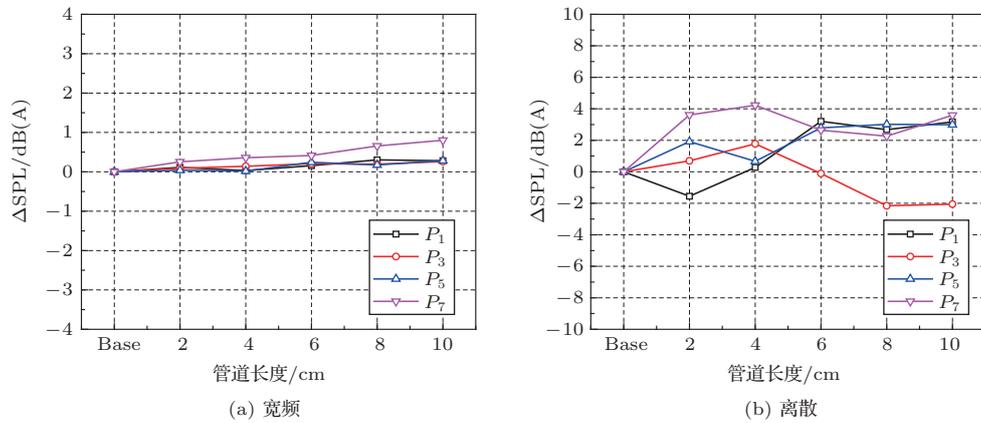


图10 出口安装管道的噪声变化

Fig. 10 Variation of the noise with outlet duct

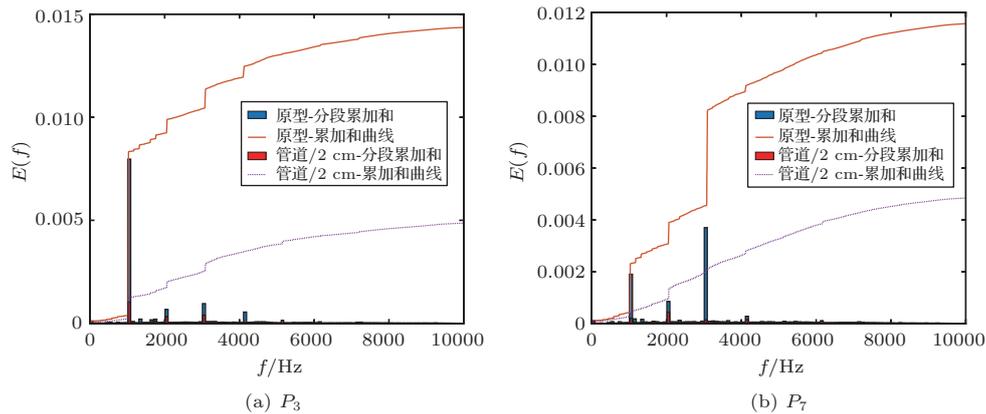


图11 进风口安装管道的声功率累加和曲线

Fig. 11 The cumulative sum of the sound power spectrum  $E(f)$  with inlet duct

针对降噪效果明显的2 cm管道做频谱分析,引入声功率谱的累加方法<sup>[2]</sup>,风扇进风口安装2 cm管道前后 $P_3$ 和 $P_7$ 的声功率累加曲线,如图11所示。图中条形图表示每100 Hz频段的分段声功率累加,安装2 cm管道极大地抑制了风扇的离散单音,促使整体噪声降低,但对宽频分量的影响不大。

进风口安装2 cm管道风扇周向声模态幅值的变化如图12和图13所示。在模态幅值方面,各阶BPF前8阶模态幅值在安装管道后大部分下降,较高阶模态幅值下降明显,且主模态受到一定程度抑制,如进口一阶BPF的-1模态幅值下降18.4 dB,证明了管道抑制模态的有效性。在截止规律方面,

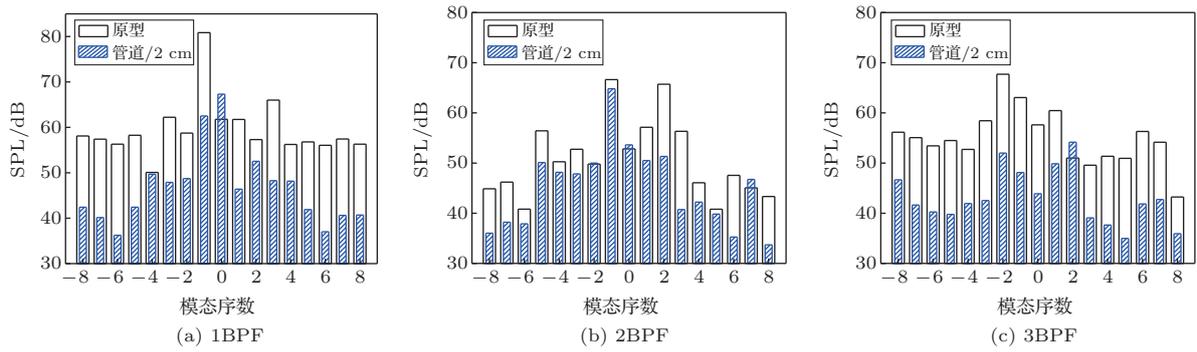


图 12 进风口安装管道的进口前三阶 BPF 噪声模态幅值

Fig. 12 Mode amplitude of noise on the inlet side at 1-3BPF with inlet duct

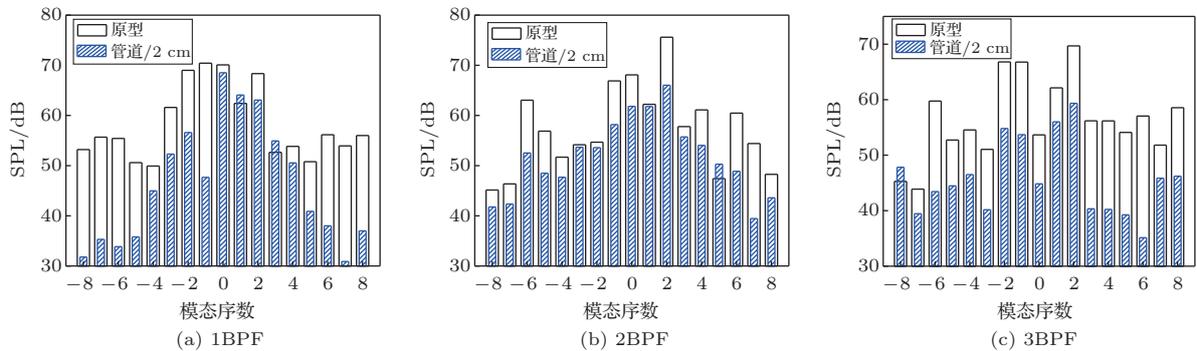


图 13 进风口安装管道的出口前三阶 BPF 噪声模态幅值

Fig. 13 Mode amplitude of noise on the outlet side at 1-3BPF with inlet duct

不同模态数的模态波在管道内的衰减并无明显分界,由于管道对零模态无截止作用,零模态变化不受控,在进口一阶 BPF 处反而增大 5.6 dB。管道模态截止效果显著,但与理论分析不完全相符。主要原因分析如下:一是管道的引入改变了进气条件,而经典的管道声学理论并未计及管道内部流动的影响;二是管道可能带来风扇自身模态的变化,例如放大某种不对称结构在干涉效应中的作用,这部分影响仍需要进一步探究。

#### 4 结论

本文对某型轴流散热风扇的气动噪声特性进行测量,得到散热风扇的噪声频谱和远场噪声分布特点。利用频谱分析和模态校正方法探究加装不同长度短管对风扇气动噪声的影响,采用基于管道声学理论的管道模态截止方法实现了散热风扇降噪。本文的主要结论如下:

(1) 散热风扇远场气动噪声总声压级与转速的 6 次方呈指数关系,符合典型偶极源噪声的特征,频

谱分析表明噪声窄带谱为离散单音噪声叠加宽频噪声,且离散单音为主要气动噪声来源。模态测量结果显示,进出口主要模态数不完全符合动静干涉公式,推断影响风扇主要噪声源的非定常脉动力来自进口不均匀和动静干涉的共同作用。

(2) 采用管道模态截止方法,对散热风扇进出口加装不同长度管道的噪声控制技术进行实验研究,实现有效降噪。不同位置、不同长度的短管对噪声影响不同。进口加装短管时散热风扇宽频噪声先略微减小然后开始增大,离散频率噪声先大幅减小,随后减小幅度逐渐变缓直至大于原型风扇。出口安装短管时宽频噪声变化不大,离散频率噪声在不同测点位置变化不同。本文的实验结果证实,散热风扇进风口安装 2 cm 管道可以使远场 1 m 处平均总声压级降低 4.1 dB(A)。

(3) 在进风口安装 2 cm 管道后散热离散单音处的模态分析结果显示,风扇进出口前三阶 BPF 下的多数周向声模态幅值都受到了抑制,较高阶模态和主模态幅值下降明显,进口一阶 BPF 的 -1 模态幅值下降 18.4 dB,管道模态截止方法的降噪效果显

著。通过进口安装短管降低散热风扇的气动噪声方式,在结构紧凑的机柜中易于实现,具有较强实用性,为散热风扇降噪提供了一种新的途径。

### 参 考 文 献

- [1] Wang C, Zhang W H, Huang L X. Noise source analysis and control of two axial-flow cooling fans in series[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2016, 64(5): 677-687.
- [2] Wang C. Noise source analysis for two identical small axial-flow fans in series under operating condition[J]. *Applied Acoustics*, 2018, 129: 13-26.
- [3] Huang L X. Characterizing computer cooling fan noise[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2003, 114(6): 3189-3200.
- [4] Mugridge B D, Morfey C L. Sources of noise in axial flow fans[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1972, 51(5A): 1411-1426.
- [5] Fitzgerald J M, Lauchle G C. Reduction of discrete frequency noise in small, subsonic axial-flow fans[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1984, 76(1): 158-166.
- [6] Morfey C L. Rotating blades and aerodynamic sound[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1973, 28(3): 587-617.
- [7] 乔渭阳. 航空发动机气动声学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.
- [8] Hodgson M, Li I. Experimental study of the noise emission of personal computer cooling fans[J]. *Applied Acoustics*, 2006, 67(9): 849-863.
- [9] Huang L X, Wang J. Acoustic analysis of a computer cooling fan[J]. *Acoustical Society of America Journal*, 2005, 118(4): 2190-2200.
- [10] Lu H Z, Huang L X, So R M C, et al. A computational study of the interaction noise from a small axial-flow fan[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 122(3): 1404-1415.
- [11] Wang J, Huang L X. Quantification and control of noise sources in a small axial-flow fan[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2006, 54(1): 27-32.
- [12] Lévy S. Theoretical study of the acoustic benefit of an open rotor with uneven blade spacings[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1992, 92(4): 2181-2185.
- [13] Boltezar M, Mesaric M, Kuhelj A. The influence of uneven blade spacing on the SPL and noise spectra radiated from radial fans[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 1998, 216(4): 697-711.
- [14] Wu Y D, Pan D H, Peng Z G, et al. Blade force model for calculating the axial noise of fans with unevenly spaced blades[J]. *Applied Acoustics*, 2019, 146: 429-436.
- [15] 彭志刚, 欧阳华, 吴亚东, 等. 基于动-静叶片相位调制的冷却风扇离散噪声控制 [J]. *上海交通大学学报*, 2019, 53(4): 396-404.  
Peng Zhigang, Ouyang Hua, Wu Yadong, et al. Discrete noise control of automobile cooling fan by combining rotor and stator phase modulation principle[J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2019, 53(4): 396-404.
- [16] Tyler J M, Sofrin T G. Axial flow compressor noise studies[J]. *Transaction of the Society of Automotive Engineers*, 1962, 70: 309-332.
- [17] 李志彬, 王晓宇, 孙晓峰, 等. 单级低速轴流压气机噪声特性实验研究 [J]. *推进技术*, 2018, 39(6): 1275-1282.  
Li Zhibin, Wang Xiaoyu, Sun Xiaofeng, et al. Experimental research on noise of single-stage low-speed axial compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(6): 1275-1282.
- [18] 许坤波, 乔渭阳, 霍施宇, 等. 风扇单音噪声模态识别及其误差传递特性研究 [J]. *推进技术*, 2018, 39(1): 185-195.  
Xu Kunbo, Qiao Weiyang, Huo Shiyu, et al. Research of mode identification and error transfer property on fan tonal noise[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(1): 185-195.
- [19] Tian J, Yao D, Wu Y D, et al. Experimental study on rotating instability mode characteristics of axial compressor tip flow[J]. *Experiments in Fluids*, 2018, 59(4): 63.
- [20] 钟芳源. 叶片机械风机和压气机气动声学译文集 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [21] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础 [M]. 第3版. 南京: 南京大学出版社, 2012.
- [22] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 2888-2008, 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [23] Yu W J, Ma Z Y, Lau A S H, et al. Analysis and experiment of the compressive sensing approach for duct mode detection[J]. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 2017: 648-657.