

文章编号: 1006-2467(2019)04-0396-09

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.04.002

基于动-静叶片相位调制的冷却风扇离散噪声控制

彭志刚^{1,2}, 欧阳华¹, 吴亚东¹, 田 杰¹

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;

2. 上海博泽电机有限公司, 上海 201801)

摘 要: 随着汽车工业的发展和人们对驾驶舒适性要求的不断提高, 汽车冷却风扇组件(CFM)离散噪声水平的控制与改善日趋重要. 在 CFM 设计的早期, 寻找一种能够快速预测离散噪声的方法有助于设计师缩短设计周期, 提高工作效率. 为此, 提出一种动-静叶片相位调制的组合方法来控制 CFM 的谐波噪声, 即通过控制 CFM 叶片的角度分布参数来降低 CFM 噪声频谱中的二次谐波以及三次谐波成分; 基于静叶(定子叶片或者支撑筋)阵列的声学百叶窗效应, 设计静叶角度分布参数, 使 CFM 噪声频谱中的一次谐波成分进一步降低, 从整体上改善 CFM 的离散噪声水平. 通过 7 叶片风扇分别与 6 静叶和 8 静叶的组合对所提出的方法进行实验验证, 结果表明其与理论预测结果较为吻合.

关键词: 非均布叶片; 离散噪声控制; 动-静叶片; 相位调制

中图分类号: TH 42

文献标志码: A

Discrete Noise Control of Automobile Cooling Fan by Combining Rotor and Stator Phase Modulation Principle

PENG Zhigang^{1,2}, OUYANG Hua¹, WU Yadong¹, TIAN Jie¹

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

2. Shanghai Brose Electric Motors Co., Ltd., Shanghai 201801, China)

Abstract: With the development of automobile industry and the improvement of people's requirements for driving comfort, it is increasingly important to control and improve the discrete noise level of the cooling fan module (CFM). In the early stage of CFM design, finding a fast method to predict discrete noise is helpful for designers to shorten design cycle and improve work efficiency. In this paper, a combined method of rotor-stator blade phase modulation is proposed to control the harmonic noise of CFM, i. e., to reduce the second and third harmonic in the CFM noise spectrum by controlling fan blade angle distribution parameter of CFM; Based on the "Venetian blind" theory of stator vanes, its angle distribution parameter is designed to further reduce the first harmonic component in CFM noise spectrum, aiming to improve the CFM discrete noise level. The method is verified by experiments in two combined cases of 7-blade fan, 6-vane and 8-vane respectively. And the experimental results are in good agreement with the theoretical prediction results.

Key words: uneven blade; discrete noise control; rotor-stator; modulation principle

收稿日期: 2018-06-01

作者简介: 彭志刚(1980-), 男, 河南省信阳市人, 博士生, 主要从事汽车冷却风扇气动性能、声学 and 内部流场的相关研究.

通信作者: 欧阳华, 男, 教授, 博士生导师, 电话(Tel.): 021-64932787; E-mail: oyh@sjtu.edu.cn.

符号说明

b — 点声源到声源阵列中心轴线的半径
 c — 声速
 d_k — 风扇叶片脉动压力第 k 阶次的幅值
 D_2 — 叶轮叶顶直径
 H_n — 第 n 次谐波, $H_n = nZ (n = 1, 2, 3, \dots)$
 k_o — 波数
 p_s — 静压
 q — 静叶编号, $q = 0, 1, \dots, v - 1$
 q_v — 风扇送风的体积流量
 S_q, S'_q — 两组静叶辐射点的声源强度, $S_q = S'_q = S$
 u_2 — 叶顶圆周速度

W — 声功率
 Z — 风扇叶片数量
 α_q — 第 q 阶声源与观察者连线的夹角
 ΔF — 来流经过静叶产生脉动力的幅值
 μ_i — 相邻叶片的夹角 ($i = 1, 2, \dots, Z$)
 ρ — 空气密度
 φ — 风扇叶片周向角度
 φ_j — 均布叶片风扇第 j 个叶片的周向角度 ($j = 1, 2, \dots, Z$)
 φ'_j — 非均布叶片风扇第 j 个叶片的周向角度
 χ — 静叶角度分布参数, $\chi \in (0, 1)$
 ψ — 声源轴线与声源阵列平面法线的夹角
 ω — 角速度

气动噪声是汽车冷却风扇的主要噪声源, 包括宽频噪声(本底噪声)和离散噪声(叶片通过频率噪声及其谐波成分和其他突出的阶次噪声). 宽频噪声主要影响车辆外部的通过噪声总值; 离散噪声不仅加剧了运行车辆对周遭环境的噪声污染, 而且降低了车内驾驶员及乘客的舒适感. 衰减离散噪声方法的研究始于 20 世纪中期. Lowson^[1]的研究结果表明, 叶片相位调制是衰减离散噪声最有效的方法之一, 且其对气动性能的影响较小.

文献[1]总结了降低压气机叶片脉动力辐射噪声的潜在方法, 并指出交错叶片和相对动叶倾斜的静叶设计可应用于轴流式水轮机设计. 文献[2-4]分别介绍了单转子的叶片间距设计和离散噪声的预测方法. 文献[5-12]探讨了风扇叶片的表面流场特性^[5-9]和周向分布方式等因素^[10-11]对离散噪声、气动性能和心理声学参数^[12]的影响.

然而, 上述研究方法仅适用于通过改变转子风扇的参数特性来改善旋转机械噪声频谱中离散噪声的情况. 众所周知, 离散噪声也会受到静叶, 尤其是下游静叶的影响^[13-15]. Duncan 等^[16-17]提出一个基于声学百叶窗效应的理论模型. 该模型通过控制静叶角度分布参数(χ)来预测风扇下游静叶受到的脉动力对上游风扇声辐射某些特定阶次的衰减效应, 通过合理设计 χ 可以有效地控制中速风扇的某些特定阶次噪声.

现有的这些研究虽然涉及如何改善离散噪声, 但是忽略了在旋转机械的早期设计阶段就纳入离散噪声设计的重要性. 本文在充分考虑动叶片声辐射和静叶片阶次衰减效应的基础上, 提出一种在旋转机械设计初期能够同时兼顾转子和定子离散噪声性能的快速预测方法, 极大地缩短了设计周期, 并且节约了人力成本.

1 相位调制

冷却风扇组件(CFM)在运转时会对周围工作环境产生声辐射, 其离散成分的主要影响因素有叶片表面脉动力、动静干涉和非对称气流等. 当风扇叶片在周向呈均匀分布时, H_n 是 CFM 噪声的主要离散成分; 当风扇叶片在周向呈非均匀分布时, 由于其脉动力的相位产生变化, 谐波噪声的声能量向其他阶次扩散, 使得自身声能量有所降低, 这种现象即为风扇离散噪声控制中的相位调制.

上游来流经过 CFM 静叶产生的声辐射主要为偶极子声源, 其在周向阵列中受到来流旋转脉动力(主要来自于上游的风扇叶片)的影响. 同样地, 通过调节静叶的周向分布角度, 可以控制脉动力对静叶阵列激励的相位差, 从而改变其噪声在特定阶次上的分布能量. 前者是主动激发噪声; 后者则通过调制脉动力来抑制某些特定阶次的噪声. 下面详细介绍这些原理和方法中的关键参数.

1.1 转子风扇分布参数

转子风扇叶片的位置设计通常有周向均布和非均布两种方法. 对于周向均布叶片, 第 j 个叶片的角度 $\varphi_j (j = 1, 2, \dots, Z)$ 很容易由计算得出. 对于周向非均布叶片, 综合考虑其对风扇总成振动性能、生产制造和气动性能可能产生的影响, 周向角度 φ'_j 需要满足下列条件:

- (1) 周向非均布叶片保证质心对中;
- (2) 相邻叶片夹角 μ_i 大于叶片的周向角;
- (3) 推荐相邻叶片的夹角变化不超过 20%, 且随之产生的气动性能波动小于 7%^[18].

条件(1)亦称为质心条件, 能够保证风扇质心分布在旋转轴上, 从而使得运转过程中不会产生较大的振动, 应当满足

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^Z \cos \mu_i &= 0 \\ \sum_{i=1}^Z \sin \mu_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Ewald 等^[3]提供了非均布叶片布置的经典方法,其叶片周向角度满足

$$\varphi'_j = \varphi_j + A \sin(n\varphi_j) \quad (2)$$

式中: A 为非均布系数,当 $A = 0$ 时,为均布排列方法; n 为大于 1 的正整数,当 $n = 2$ 时,可避免风扇噪声频谱中相邻阶次的噪声同时出现较高峰值. 将式(2)应用于质心条件,得出的误差小于 0.05° . 该误差在合理范围内,将被后期风扇制造过程中产生的偏差所覆盖.

风机的离散噪声幅值主要取决于叶片顶部的压力波动^[19]. 风扇的脉动压力可由 Dirac 函数 δ 表示:

$$p(\varphi) = \sum_{j=1}^Z \delta(\varphi - \varphi_j) \quad (3)$$

根据 Fourier 变换,式(3)可处理为

$$p(\varphi) = \frac{Z}{2\pi} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \left[\cos(k\varphi) \sum_{j=1}^Z \cos(k\varphi_j) + \sin(k\varphi) \sum_{j=1}^Z \sin(k\varphi_j) \right] \quad (4)$$

第 k 阶次压力脉动幅值定义为

$$d_k = \frac{1}{Z} \sqrt{\left[\sum_{j=1}^Z \cos(k\varphi_j) \right]^2 + \left[\sum_{j=1}^Z \sin(k\varphi_j) \right]^2} \quad (5)$$

则第 k 阶离散噪声的相对水平为

$$e_k = 20 \lg d_k + C \quad (6)$$

式中: C 为常数. Akaike 等^[20]进一步在轴流风机的应用中确认了以上计算方法的正确性. 通过调整参数 A ,离散噪声的水平可通过式(2)~(6)进行快速预测. 当 $Z=7$, $A=0.175$ 时,根据上述公式推导的各阶次相对噪声水平如图 1 所示,此处取 $C=40$.

对于 7 叶片风扇,声能量主要集中于叶片通过噪声一次谐波(H_1 ,即图 1 中的 7 阶次)及其谐波成分二次谐波和三次谐波(H_2 和 H_3 ,即图 1 中的 14 阶次和 21 阶次). H_1 , H_2 和 H_3 的噪声水平随参数 A 的变化趋势如图 2 所示. H_2 和 H_3 的噪声水平可以根据离散噪声优化的需要进行调控. 当 $A = 0.17$ 时, H_2 的噪声水平显著降低;当 $A = 0.11$ 时, H_3 的噪声水平显著降低. 然而,随着 A 值的增加, H_1 的噪声水平变化平缓,说明该方法难以控制 H_1 的噪声水平. 对于如图 3 所示的非均布叶片风扇,当 A 取值过大时,相邻叶片将会出现重叠的现象,见图 3(b),这时不满足条件(2),这对后续风扇模具开发流程而言是不可接受的.

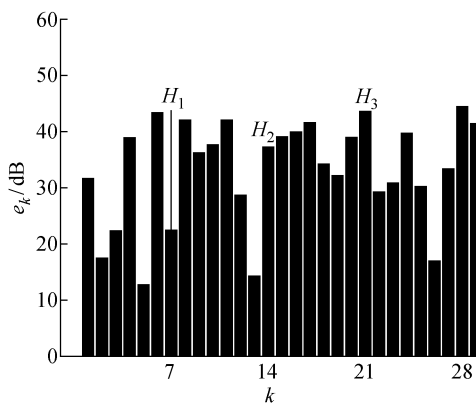


图 1 离散噪声水平分布

Fig. 1 Discrete noise level

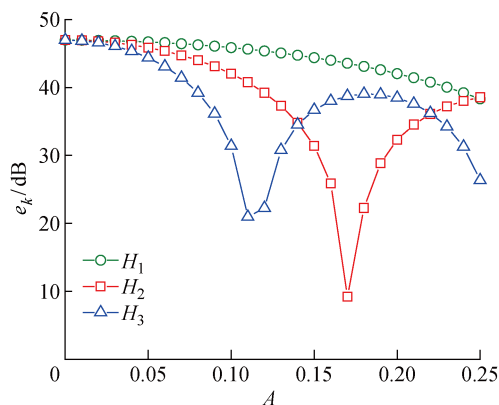


图 2 谐波噪声水平趋势图

Fig. 2 Harmonic noise level

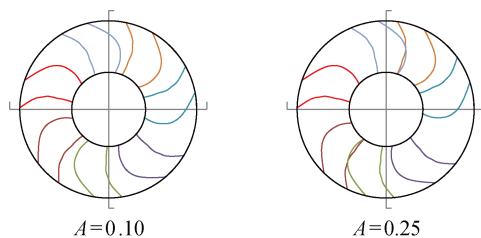


图 3 非均布叶片风扇

Fig. 3 Fan of uneven spacing blades

1.2 静叶角度分布参数

静叶在离散噪声的调制中有着重要作用,将其与转子风扇叶片通过非均布技术结合在一起,可对风扇总成离散噪声进行系统性优化. 根据文献[21],本文设定子与转子的轴向间距为 20 mm.

文献[16]从理论上引入静叶偶极子声源阵列的声学百叶窗效应,认为该声源阵列辐射的有效区域分布在频谱的一些局部“平台”中,这些平台位于静叶数量 v 的整数倍区域,其宽度与叶片速度有关,而对于叶尖马赫数大于 $1/3$ 的情况,平台在大于 v 的

无效辐射区域完全消失.文献[16]还介绍了声学百叶窗效应在离散噪声控制中的具体运用方法:设计 V_q 和 V'_q 两组静叶,根据风扇来流在静叶边界处产生的偶极子声源在空间声辐射的特点,推导风扇总成上下游各阶次噪声的声功率,最终通过控制两组静叶的夹角 Δ 实现对目标离散噪声的调控.考虑到参数 χ ,则有

$$\Delta = \frac{2\pi}{v}\chi, \quad q' = q + \chi \tag{7}$$

本文不考虑叶片脉动力产生的尾迹在径向的差异.图 4 所示为辐射点声源的简化阵列模型, P 点的压力波动和所有静叶的辐射声功率可表示为^[17]

$$\begin{aligned} p &= \sum_{q=0}^{v-1} (p_q + p_{q'}) = \\ &\frac{\omega \rho k_o S}{4\pi r} \sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha_q \cos [(\omega t - k_o r) + \\ &k_o b \sin \theta \cos (\varphi - \beta_q) - n \beta_q] + \\ &\frac{\omega \rho k_o S}{4\pi r} \sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha'_q \cos [(\omega t - k_o r) + \\ &k_o b \sin \theta \cos (\varphi - \beta'_q) - n \beta'_q] \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned} W &= \frac{\omega^2 \rho^2 k_o^2 S^2}{32\pi^2 c} \int_0^\pi \int_0^{2\pi} \left[\left(\sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha_q \cos X_q + \right. \right. \\ &\left. \left. \sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha'_q \cos X'_q \right)^2 + \right. \\ &\left. \left(\sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha_q \sin X_q + \right. \right. \\ &\left. \left. \sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha'_q \sin X'_q \right)^2 \right] \sin \theta d\varphi d\theta \end{aligned} \tag{9}$$

若叶片脉动力与频率无关,则 k_o 与 S 为常数,式(9)可以转化为

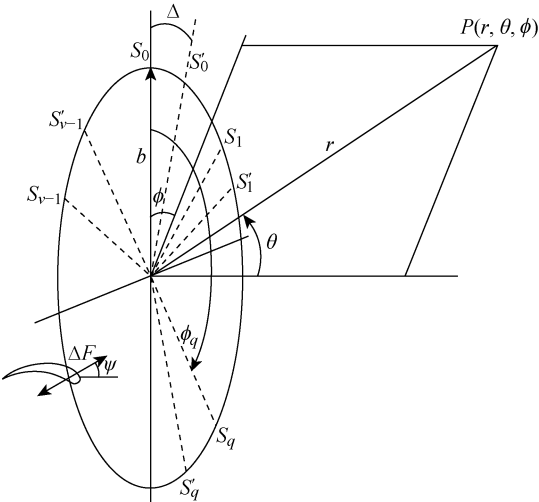


图 4 静叶的简化点声源阵列模型

Fig. 4 Simplified point source array model for stator vanes

$$\begin{aligned} W_{ns} &\propto k_o^2 \int_0^\pi \int_0^{2\pi} \left[\left(\sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha_q \cos X_q + \right. \right. \\ &\left. \left. \sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha'_q \cos X'_q \right)^2 + \right. \\ &\left. \left(\sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha_q \sin X_q + \sum_{q=0}^{v-1} \cos \alpha'_q \sin X'_q \right)^2 \right] \times \\ &\sin \theta d\varphi d\theta \end{aligned} \tag{10}$$

式中:

$$\begin{aligned} X_q &= k_o b \sin \theta \cos \left(\phi - \frac{2\pi q}{v} \right) - n \frac{2\pi q}{v} \\ X'_q &= k_o b \sin \theta \cos \left(\phi - \frac{2\pi q'}{v} \right) - n \frac{2\pi q'}{v} \\ \beta_q &= \frac{2\pi q}{v}, \quad \beta'_q = \frac{2\pi q'}{v} \\ \cos \alpha_q &= \cos \theta \cos \psi + \sin \theta \sin \psi \sin \left(\phi - \frac{2\pi q}{v} \right) \\ \cos \alpha'_q &= \cos \theta \cos \psi + \sin \theta \sin \psi \sin \left(\phi - \frac{2\pi q'}{v} \right) \end{aligned}$$

式(10)从数学角度具体描述了在静叶声学百叶窗效应的影响下,点声源阵列辐射的声功率分布.在不同 χ 下,对应 $v=3$ (即 6 静叶)和 $v=4$ (即 8 静叶)两种情况,基于 MATLAB 软件求解式(10).声功率相对水平与阶次的函数曲线如图 5 所示.由图可知,

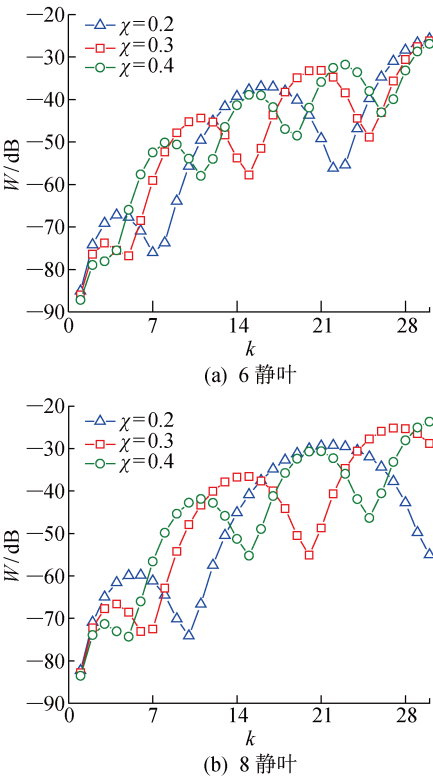


图 5 静叶阵列的百叶窗效应图

Fig. 5 “Venetian blind” diagram of vane array

对于 7 叶片风扇,当下游匹配 6 静叶, $\chi = 0.2$ 时,可以有效地抑制 H_1 的噪声水平;当下游匹配 8 静叶, $\chi = 0.3$ 时,可以有效地抑制 H_1 的噪声水平.

综上所述,在风扇总成设计初期,合理地设计转子调节参数 A 和定子调节参数 χ ,系统将可能获得更好的离散噪声性能. 首先,考虑不平衡因素的影响,调整转子叶片参数 A 进行阶次噪声的初步布置;其次,根据声学百叶窗效应理论,设计不同数量的静叶参数 χ ,并将其锁定在特定的目标阶次上进行优化,以弥补第一步阶次噪声设计中叶片宽度限制对噪声性能产生的影响;最后,根据静叶结构强度的设计要求,确定静叶个数,完成总成设计.

2 实验验证

为了验证 A - χ 动-静叶片相位调制组合方法的有效性及其正确性,将该方法用于设计汽车冷却风扇组件. 本文不考虑风扇的机匣及风扇组件上游散热器和冷凝器对来流的影响,以避免来流不均匀和风扇叶顶与机匣间的脉动涡流引起的对实验结果的影响.

图 6 列出了 8 个转子风扇和定子静叶组合方案



转子 (7 叶片风扇)	定子			
	6 静叶		8 静叶	
	均布	非均布 ($\chi=0.2$)	均布	非均布 ($\chi=0.3$)
	PR1	PR2	PR3	PR4
	PR5	PR6	PR7	PR8

图 6 风扇与静叶组合方案矩阵图

Fig. 6 Matrix of fan and stator unit proposals

的矩阵. 2 个转子风扇叶片与 4 个定子静叶的设计完全相同,不同的是各自的叶片夹角. 为了避免几何差异和结构强度差异对局部流场的影响,所有方案中的风扇和定子均为铝合金材料. 定子静叶的截面形状如图 7 所示,该形状为汽车冷却风扇静叶的常规设计形状,可以保证电动机安装位置的结构强度和系统运转的稳定性.

在噪声测试之前,首先通过实验的方法研究非均布叶片对风扇气动性能的影响,气动性能测试台示意图如图 8 所示. 该风洞设计参考《工业通风机用标准化风道进行性能试验》(GB/T 1236-2000),其内径为 0.72 m,测试点 1 和测试点 2 分别用于测试空气流量和静压升. 风扇转速为 2 900 r/min,通过更换不同密度的孔板和调节辅助风扇的转速,一共测试了 6 个工作点以获得风扇的气动性能曲线.

定义流量系数 ζ 和静压系数 γ_s 分别为

$$\zeta = \frac{q_v}{\frac{\pi D_2^2}{4} u_2}, \quad \gamma_s = \frac{p_s}{\frac{1}{2} \rho u_2^2}$$

实验结果如图 9 所示,两种风扇的气动性能非常相近,在 ζ 接近 0.055 的高压区,气动性能的幅度差异最大. 该汽车冷却风扇的工作点分布于 $\zeta=0.06 \sim$

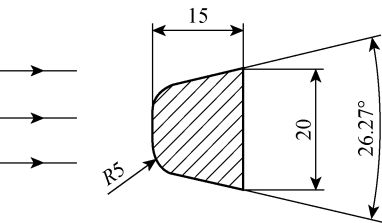


图 7 静叶截面尺寸 (mm)
Fig. 7 Section of vane (mm)

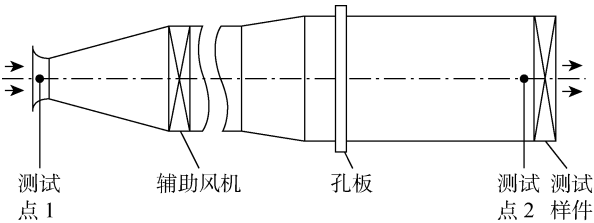


图 8 气动性能测试台示意图
Fig. 8 Test bench for air performance

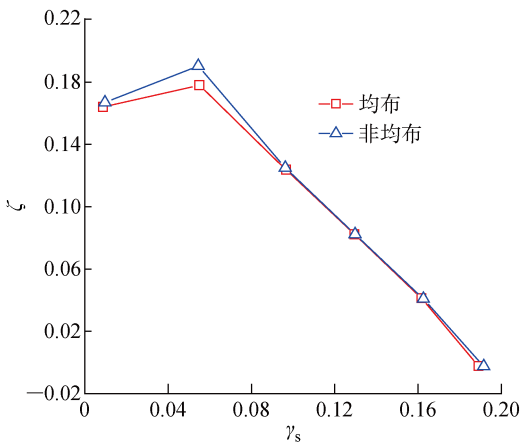


图 9 气动测试结果
Fig. 9 Aero flow test results

0.12 区间(亦为最高效率区间),若在此区间内的气动性能变化幅值小于 5%,则可以认为该非均布叶片方案对气动性能的影响很小。

冷却风扇噪声实验基于标致雪铁龙集团《热通风面板电动风扇总成标准技术规范》(B22 6310)分别对单风扇和风扇定子组合两种模式下的相关噪声进行测试,实验装置示意图如图 10 所示. 首先,将矩阵中两个单风扇利用驱动器固定在夹具上进行噪声测试;然后,在风扇的下游添加定子静叶,并再次测试噪声. 在半消声室中,转子的旋转轴线距地面的距离为 0.5 m,且旋转轴线与地面保持平行. 传声器位于转子轴向距转子风扇轮毂 2.0 m、距地面 1.5 m 处. 所有转子风扇以 2 900 r/min (旋转频率为 48.3 Hz)的转速运行 30 s,采样频率为 32.768 kHz. 最后,在频率分辨率为 1 Hz 的条件下进行快速 Fourier 变换(FFT),分析结果如图 11 和 12 所示,其中,SPL 为声压水平.

由图 11 可见,相对于均布叶片(蓝色曲线)而言,非均布叶片(红色曲线)成功地调制了风扇噪声频谱中离散噪声的声学特性. 均布叶片风扇噪声频谱中, H_1 (339 Hz)、 H_2 (679 Hz)和 H_3 (1 020 Hz 附近)谐波分量是主要的离散噪声能量,其对风扇的声学特性有着重大影响. 非均布叶片方案的风扇显著地改变了噪声频谱的离散特性,其 H_2 和 H_3 的谐波分量幅值大幅降低,能量向邻近阶次分散,但其 H_1 基本保持在同一水平,这与图 3 中理论预测的趋势是相同的. 同时,离散噪声的宽频背景水平亦有所提升(200 Hz~2 kHz),幅值最大处达到 5 dB,这将使风扇的噪声总值陡增,本实验中噪声总值增加约 1.5 dB. 虽然,非均布风扇的气动性能在自由空气状态下(图 9 中 $r_s=0$ 的位置)略有提升,但其变

化率较小,不足以引起如此大的声学波动. 故此处噪声增大的主要原因可能为叶片夹角的非均布设计改变了风扇的流场特性.

总之,叶片非均布设计成功地改变了转子风扇噪声频谱中离散能量在各阶次的分配比例,降低了谐波能量(H_2 和 H_3)的噪声水平,极大地改善了 CFM 的主观噪声舒适性. 同时,叶片非均布设计也改变了风扇的流场特性,导致宽频噪声在局部频率区间有所增加,使得风扇噪声总值略有上升. 但相对于主观舒适性的改善,噪声总值增加约 1.4 dB 在总体上是接受的.

对于冷却风扇总成,设计合理的定子静叶不仅可以作为驱动电动机的支撑结构,而且可以改善离散噪声的性能. 下文中的风扇总成设计是在同一个风扇、不同定子静叶分布情况下验证声学百叶窗效应. PR1 与 PR2 同为均布叶片风扇,其静叶设计有所不同,前者为均布静叶,后者为百叶窗效应设计的非均布静叶. PR3 与 PR4、PR5 与 PR6、PR7 与 PR8 的情况与之相同.

图 5 中的曲线分别为 6 静叶和 8 静叶方案中不同 χ 值对应的各阶次噪声水平相对值,其蓝色曲线

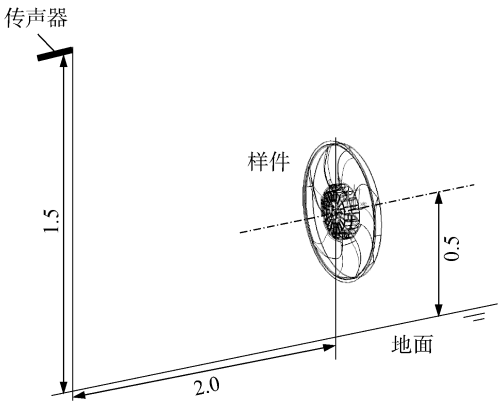


图 10 噪声测试实验装置示意图(m)
Fig. 10 Noise test diagram (m)

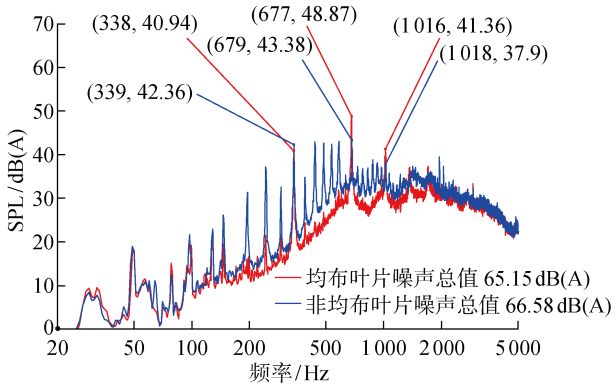


图 11 单风扇噪声频谱图
Fig. 11 Noise spectrum of single fan

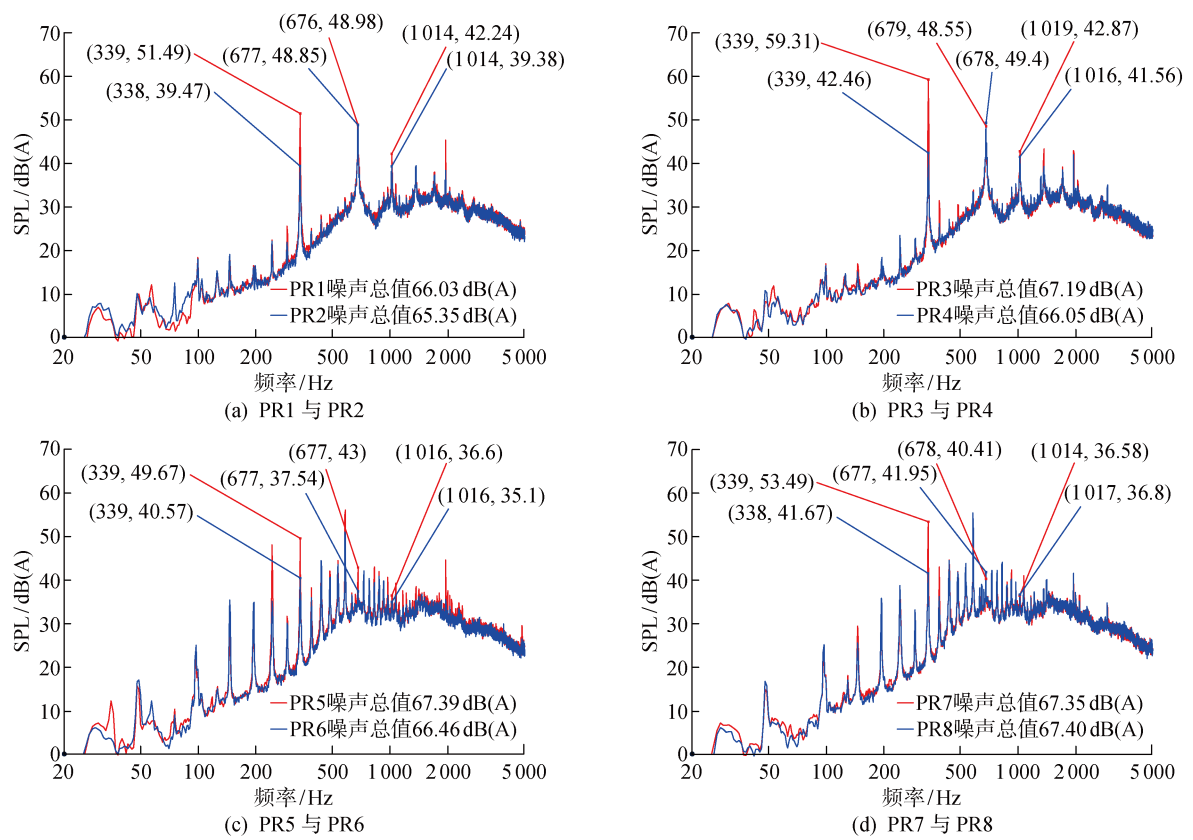


图 12 噪声实验结果的频谱图对比

Fig. 12 FFT comparison of noise test result

(6 静叶 $\chi=0.2$, 8 静叶 $\chi=0.3$)在 7 阶次位置和靠近 21 阶次的位置出现波谷. 对于 7 叶片风扇,从理论上而言, H_1 和靠近 H_3 区域的谐波噪声将得到改善. 图 12 的实验结果验证了该理论预测. 与均布的静叶方案相比, H_1 (339 Hz) 分别改善了 12.0, 16.8, 9.1 和 11.8 dB. 同时, 靠近 H_3 (1 020 Hz) 区域的谐波噪声也改善了 1~3 dB 不等. 由图 12 还可以看出, 对于相同风扇, 调整 χ 仅影响离散噪声, 而宽带噪声几乎保持不变. 这种情况下风扇总成的总噪声水平将取决于离散噪声的波动. 得益于 H_1 的改善, 均布叶片风扇噪声总值略有改善, 而非均布叶片风扇的噪声总值水平则受到相关阶次波动的影响, 其改善趋势不稳定.

各种状态下的谐波噪声水平如表 1 所示. 在当前测试条件下, 可得如下结论:

- (1) 静叶的排列方式对 H_1 噪声水平的影响非常明显, 在均布状态下效果最差, 而基于本文的角度设计可获得较好的 H_1 噪声水平;
- (2) 与单风扇噪声频谱中 H_1 的噪声水平相比, 非均布静叶排列的 H_1 噪声水平基本保持不变, 而均布静叶排列极大地增大了 H_1 噪声水平;
- (3) 静叶排列的角度变化对 H_2 噪声水平基本没有影响, 对 H_3 噪声水平的影响波动较小, 在 3 dB 以内.

运用百叶窗效应设计后的 6 静叶和 8 静叶风扇总成方案的相关阶次噪声改善趋势如图 13 所示, 其

表 1 各方案的离散噪声水平

Tab. 1 Discrete noise level of each proposal

谐波	SPL/dB(A)									
	均布叶片					非均布叶片				
	单风扇	PR1	PR2	PR3	PR4	单风扇	PR5	PR6	PR7	PR8
H_1	40.9	51.5	39.5	59.3	42.5	42.4	49.7	40.6	53.5	41.7
H_2	48.9	49.0	48.9	48.6	49.4	43.4	43.0	37.5	40.4	42.0
H_3	41.4	42.2	39.4	42.9	41.6	37.9	36.6	35.1	36.6	36.8

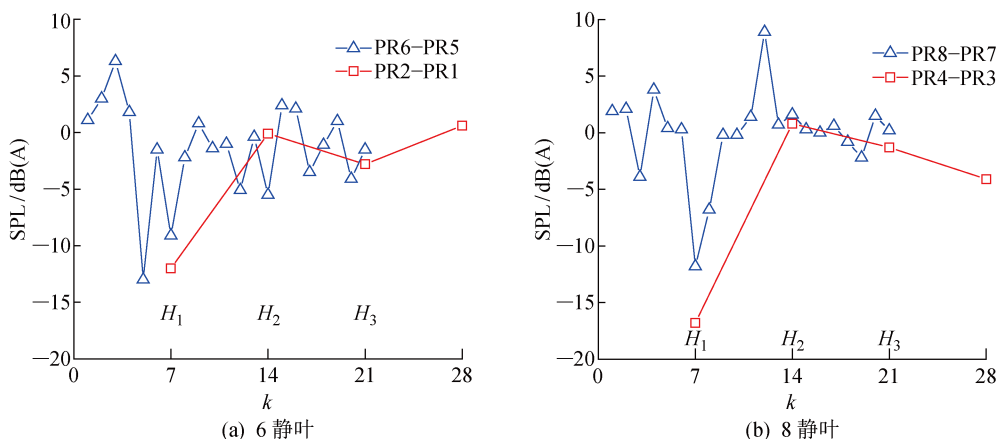


图13 离散噪声优化比较

Fig. 13 Distribution of discrete noise improvement

中,纵坐标表示非均匀静叶定子阶次噪声改善水平的相对值.纵轴大于零的区域代表阶次噪声上扬,而纵轴小于零的区域代表阶次噪声得到抑制.图13主要绘制的是 H_3 及以下谐波噪声的改善情况.一方面,如前所述 H_1 获得很大的衰减(9.0~16.8 dB),满足拟定的优化目标, H_3 附近也出现相同的降低趋势;另一方面,图5中理论推演曲线的波峰位置所展示的可能增强现象并没有在6静叶方案中出现,但在8静叶方案中的12阶次噪声有明显的增大.这说明在不同的静叶方案中,理论推测曲线的波谷对对应阶次噪声的抑制效果是比较显著的,而对波峰的影响会有所不同.在进行具体风扇总成优化的离散噪声设计时,要同时评估其他阶次可能出现的峰值,确认对总体离散噪声水平的影响,两者应相互平衡.

3 结论

本文从理论上探讨了相位调制原理在旋转机械(上游转子和下游定子)设计中的应用,提出了以 $A\chi$ 方法预测旋转机械设计初期的离散噪声性能,并进行了气动性能和噪声水平的验证实验,以检验该方法在冷却风扇总成设计中的适用性和正确性,主要结论如下.

(1) 采用 $A\chi$ 方法可使两种CFM的离散噪声性能均得到较大改善.在转子叶片调制原理的应用中,气动性能保持不变.

(2) 转子风扇设计中的参数 A 对宽频噪声有负面影响,但是可以对离散分量 H_2 和 H_3 等进行改善性调制.由于风扇模具制造中相邻叶片不能重叠,故叶片宽度限制了 A 的取值,进而限制了 H_1 性能参数的优化.

(3) 根据声学百叶窗效应理论,定子调制参数 χ 在不影响其他噪声水平的条件下进一步降低了 H_1 等谐波的离散噪声水平.在实际应用中,建议结合主观评估对离散噪声进行有效优化.

(4) 在冷却风扇总成的设计中,采用 $A\chi$ 方法,可以在设计初期高效地控制风扇总成的离散噪声水平.

参考文献:

- [1] LOWSON M V. Reduction of compressor noise radiation[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1968, 43(1): 37-50.
- [2] MELLIN R C, SOVRAN G. Controlling the tonal characteristics of the aerodynamic noise generated by fan rotors[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1970, 92(1): 143-154.
- [3] EWALD D, PAVLOVIC A, BOLLINGER J G. Noise reduction by applying modulation principles[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1971, 49(5): 1381-1385.
- [4] SHAHADY P A, LYON C A, CHOPIN M H, *et al*. The effects of modulated blade spacing on static rotor acoustics and performance[C]// *Aeroacoustics Conference*. Seattle, USA: AIAA, 1973: 1020.
- [5] 孙扬智,肖世德,徐鑫凯,等.轴流风机旋转叶片的气动噪声分析[J]. *噪声与振动控制*, 2016, 36(4): 124-128.
SUN Yangzhi, XIAO Shide, XU Xinkai, *et al*. Analysis of aerodynamic noise induced by rotating blades of an axial fan[J]. *Noise and Vibration Control*, 2016, 36(4): 124-128.
- [6] 万剑峰,杨爱玲.基于相关分析的开式叶轮气动噪声的试验研究[J]. *流体机械*, 2013, 41(10): 1-6.
WAN Jianfeng, YANG Ailing. Experiment research

- of aerodynamic noise of open rotor based on the correlation analysis[J]. **Fluid Machinery**, 2013, 41(10): 1-6.
- [7] FERNANDO R, LEROUX M. Open-rotor low speed aero-acoustics: wind tunnel characterization of an advanced blade design in isolated and installed configurations[C]// **20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference**. Atlanta, USA: AIAA, 2014: 2749.
- [8] ROGER M, SCHRAM C, MOREAU S. On vortex-airfoil interaction noise including span-end effects, with application to open-rotor aeroacoustics[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2014, 333(1): 283-306.
- [9] DE LABORDERIE J, BLANDEAN V, NODE-LANGLOIS T. Extension of a fan tonal noise cascade model for camber effects[J]. **AIAA Journal**, 2015, 53(4): 863-876.
- [10] 吴大转, 赵飞, 杨帅, 等. 叶片分布方式对微型风机气动噪声影响的数值研究[J]. **风机技术**, 2015, 57(2): 20-25.
- WU Dazhuan, ZHAO Fei, YANG Shuai, *et al.* Numerical simulation of the effect of blade distribution on the performance and aerodynamic noise of a mini fan[J]. **Compressor, Blower & Fan Technology**, 2015, 57(2): 20-25.
- [11] LLIKAN A N, AYDER E. Influence of the sweep stacking on the performance of an axial fan[J]. **Journal of Turbomachinery**, 2015, 137(6): 061004-1-13.
- [12] BOULEY S, FINEZ A, ROGER M. Rotor-stator wake-interaction tonal noise modeling with an edge-dipole approach[C]// **22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference**. Lyon, France: AIAA, 2016: 3061.
- [13] BONNEAU V, POLACSEK C, BARRIER R, *et al.* Tonal noise prediction of a turbofan with heterogeneous stator and bifurcations[J]. **AIAA Journal**, 2015, 53(11): 3354-3369.
- [14] DE LABORDERIE J, MOREAU S. Evaluation of a cascade-based acoustic model for fan tonal noise prediction[J]. **AIAA Journal**, 2014, 52(12): 2877-2890.
- [15] ANGHINOLFI D, CANEPA E, CATTANEI A, *et al.* Psychoacoustic optimization of the spacing of propellers, helicopter rotors and axial fans[J]. **Journal of Propulsion and Power**, 2016, 32(6): 1422-1432.
- [16] DUNCAN P E, DAWSON B. Reduction of interaction tones from axial flow fans by suitable design of rotor configuration[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1974, 33(2): 143-154.
- [17] DUNCAN P E, DAWSON B. Reduction of interaction tones from axial flow fans by non-uniform distribution of the stator vanes[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1975, 38(3): 357-371.
- [18] 孙晓峰. 不等节距叶片风机气动声学特性的研究[J]. **北京航空学院学报**, 1986(4): 137-145.
- SUN Xiaofeng. The aeroacoustic nature of unequally spaced fan[J]. **Journal of Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics**, 1986(4): 137-145.
- [19] SEGAWA Y, SHIOHATA K, FUJISAWA F. Method of calculating optimum angular blade pitches in fan with unequally pitched blades[J]. **Bulletin of the JSME**, 1983, 26(213): 351-355.
- [20] AKAIKE S, KIKUYAMA K, KITADA M, *et al.* Study of rotational noise reduction for axial flow fan (Analysis and estimation for secondary fan-noise component)[J]. **JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering**, 1996, 39(3): 590-596.
- [21] CANEPA E, CATTANEI A, ZECCHIN F M. Effect of the rotor-stator gap variation on the tonal noise generated by axial-flow fans[J]. **Applied Acoustics**, 2015, 94: 29-38.

(本文编辑:石易文)