

离心风机吸声蜗壳结构的数学物理模型及实验验证

顾媛媛, 袁民建, 毛义军, 祁大同

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了降低离心风机气动噪声,设计了一种由穿孔蜗板、吸声材料、微穿孔板和空腔组成的吸声蜗壳结构,并采用声电类比方法建立了吸声蜗壳的数学物理模型.基于该模型分析发现:采用一定厚度的吸声材料可以在大约1~8 kHz频率范围内对气动噪声取得较好的吸声效果,适当增加吸声材料厚度可使得具有较高吸声系数的频率范围向低频方向适当拓宽,加之再增加一定的空腔厚度可以提高某低频离散噪声的吸收效果.计算得出的降噪量和吸声系数的变化趋势基本一致,且随着声波在固体表面反射次数的增加,降噪量逐渐增加并趋于6 dB.对不同工况和吸声结构尺寸下的离心风机进行了多次实验测量,结果印证了所提模型的适用性.该模型可以作为所提结构吸声蜗壳进行优化设计时的辅助计算工具.

关键词: 离心风机;气动噪声;蜗壳;吸声材料

中图分类号: TH45;TB115 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)01-0083-06

Mathematical-Physical Model of Noise-Absorbing Volute of Centrifugal Fan and Experimental Validation

GU Yuanyuan, YUAN Minjian, MAO Yijun, QI Datong

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reduce the aerodynamic noise of centrifugal fans, a mathematical-physical model was established to analyze the property of the sound-absorption volute of a centrifugal fan, which is composed of a perforated volute plate, an acoustic-absorbing liner, a micro-perforated plate and a cavity. The analysis with this model indicates that the absorbing liner of certain thickness would yield fine effect absorbing aerodynamic noise of about 1-8 kHz. The frequency range with higher coefficient values would be widened towards the direction of low frequency with the increase in liner thickness. Further application of cavity presents better effect absorbing tonal aerodynamic noise of a low frequency within a narrow range. The theoretical amount of noise reduction shows a similar tendency to that of sound-absorption coefficient, and increases with the increase in the number of wave reflections. The noise reduction rises gradually to a constant value of about 6dB. Experimental results of multiple tests on the centrifugal fan with this sound-absorption volute for different operation conditions and geometry configurations are consistent with the predictions by the present model.

Keywords: centrifugal fan; aerodynamic noise; volute; acoustic-absorbing liner

近年来,采用吸声材料的降噪方法解决飞机外流噪声^[1]和风机、压缩机内流噪声^[2-3]已成为业内的

研究热点.经对一种吸声内衬由穿孔蜗板、吸声材料、微穿孔板和空腔4层结构组合而成的离心风机

收稿日期: 2010-06-18. 作者简介: 顾媛媛(1987—),女,博士生;祁大同(联系人),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50976084).

网络出版时间: 2010-10-19

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/61-1069_t.20101019.2211.017.html

蜗壳^[4]的初步实验表明,这种吸声蜗壳将导致风机的性能略有所降.为了优化该吸声内衬的结构,本文在文献[4]的基础上建立了蜗壳内表面吸声系数与吸声内衬结构参数之间的简化数学物理模型,利用此模型计算了吸声材料厚度、空腔厚度以及声波频率等参数对吸声系数的影响,计算了理论降噪量,最后将计算结果和实验结果进行了对比分析.

1 吸声蜗壳结构及噪声实验测量

图1为吸声蜗壳的结构,其中的吸声内衬是由穿孔蜗板、吸声材料、微穿孔板和空腔组成的4层结构.采用吸声结构前后的穿孔蜗板内侧具有相同的几何型线, t_{p1} 为微穿孔板厚度, t_{p2} 为穿孔蜗板厚度, H_1 为吸声材料厚度, H_2 为空腔厚度.在设计中,微穿孔板厚度 $t_{p1} = 1$ mm, 孔径 $d_1 = 1$ mm, 穿孔率 $\epsilon_1 = 0.8\%$; 穿孔蜗板厚度 $t_{p2} = 3$ mm, 孔径 $d_2 = 5$ mm, 穿孔率 $\epsilon_2 = 45\%$; 吸声材料为玻璃棉.

离心风机噪声的实验测量在西安交通大学流体机械国家专业实验室的半消声室内进行,并按照国家标准《GB/T2888-91 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》执行.在与出气口轴线成 45° 的方向上且距吸声蜗壳出气口中心 1 m 处安装了声压传感器,并按照国家标准《GB/T 1236-2000 工业通风机用标准化风道进行性能试验》进行了气动性能实验.噪声实验测量详情可参见文献[4].

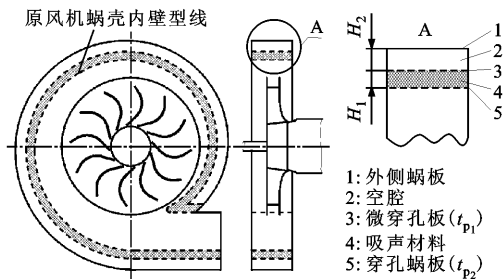


图1 吸声蜗壳结构示意图

2 吸声蜗壳的数学物理模型

2.1 媒介材料特性和吸声系数

(1)穿孔板.厚度为 t_p 、孔半径为 a 、开孔率为 ϵ 的穿孔板的特性阻抗 Z_p 的计算式^[5]为

$$\left. \begin{aligned} Z_p &= \frac{\rho_0}{\epsilon} (8\nu\omega)^{1/2} \left(1 + \frac{t_p}{2a}\right) + \\ &+ j \frac{\omega\rho_0}{\epsilon} \left[\left(\frac{8\nu}{\omega}\right)^{1/2} \left(1 + \frac{t_p}{2a}\right) + t_p + \delta \right] \\ \delta &= 0.85(2a)\phi(\epsilon) \\ \phi(\epsilon) &= 1 - 1.47(\epsilon)^{1/2} + 0.47(\epsilon^3)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: ρ_0 为空气密度; ν 为空气运动黏滞系数, 常温下 $\nu = 15 \mu\text{m}^2/\text{s}$; ω 为声波的角频率; δ 为黏性边界层厚度.

(2)多孔吸声材料.均匀且各向同性的多孔吸声材料的复波数 k_a 及特性阻抗 Z'_a 的经验公式^[6]为

$$k_a = \frac{\omega}{c_0} \left[0.189 \left(\frac{\rho_0 f}{R_1} \right)^{-0.595} + j \frac{\omega}{c_0} \left[1 + 0.0978 \left(\frac{\rho_0 f}{R_1} \right)^{-0.7} \right] \right] \quad (2)$$

$$Z'_a = \rho_0 c_0 \left[1 + 0.0571 \left(\frac{\rho_0 f}{R_1} \right)^{-0.754} - j \rho_0 c_0 \left[0.0891 \left(\frac{\rho_0 f}{R_1} \right)^{-0.732} \right] \right] \quad (3)$$

式中: c_0 为声波在空气中的传播速度; f 为声波的频率; R_1 为流阻率^[5], 表示多孔吸声材料单位厚度的流阻, 定义为

$$R_1 = - \frac{1}{v} \frac{\Delta p}{\Delta x} \quad (4)$$

其中 Δp 表示厚度为 Δx 的吸声材料两面的压力差, v 表示通过吸声材料的气流速度.对于特定的吸声材料, 可以将 R_1 看作是吸声材料体积质量为 ρ_1 的函数, 即

$$R_1 = A(\rho_1)^B \quad (5)$$

式中: 常数 A 和 B 是针对超细玻璃棉的, 分别为 0.122 和 1.564.

对于厚度为 t_a 的多孔吸声材料, 其表面的声阻抗率^[5]

$$Z_a = Z'_a \frac{Z_2 \cosh(k_a t_a) + Z'_a \sinh(k_a t_a)}{Z_2 \sinh(k_a t_a) + Z'_a \cosh(k_a t_a)} \quad (6)$$

式中: Z_2 为材料背面的声阻抗率.当吸声材料背面为刚性壁面时, 吸声材料的表面声阻抗率

$$Z_a = Z'_a \coth(k_a t_a) \quad (7)$$

(3)空腔.空腔的复波数 k_c 和特性阻抗 Z'_c 分别为

$$k_c = jk_0 \quad (8)$$

$$Z'_c = \rho_0 c_0 \quad (9)$$

当空腔背面为刚性壁时, 厚度为 t_c 的空腔表面的声阻抗率

$$Z_c = \rho_0 c_0 \coth(k_c t_c) = \rho_0 c_0 \coth(jk_0 t_c) = -j \rho_0 c_0 \cot(k_0 t_c) \quad (10)$$

2.2 吸声蜗壳模型

图2为吸声蜗壳结构在一维空间下的简化, 坐标原点在穿孔蜗板和蜗壳内气流的分界面上, x 轴由穿孔蜗板垂直指向蜗壳外侧蜗板.这种多层吸声结构的声电类比如图3所示^[7-9].

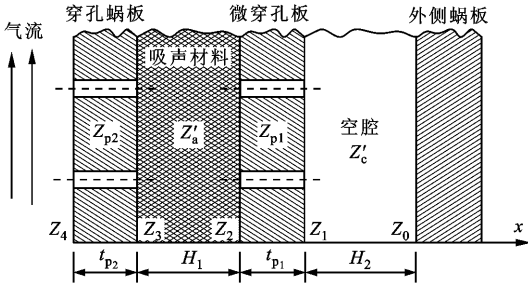


图 2 吸声蜗壳简化示意图

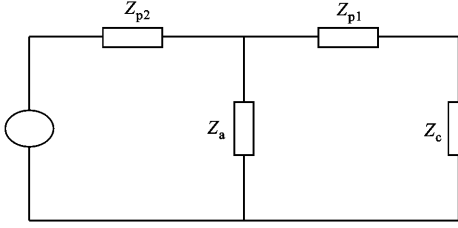


图 3 吸声蜗壳结构的声电类比图

工业用离心通风机的蜗壳一般由铸铁或钢板制成,其壁面可经刚性处理^[10],即 $Z_0 = \infty$,那么由式(10)获得的空腔表面的声阻抗率

$$Z_1 = \rho_0 c_0 \coth(jk_0 H_2) \quad (11)$$

微穿孔板表面的阻抗率

$$Z_2 = Z_1 + Z_{p1} \quad (12)$$

由式(6)获得的吸声材料表面的声阻抗率

$$Z_3 = Z'_a \frac{Z_2 \cosh(k_a H_1) + Z'_a \sinh(k_a H_1)}{Z_2 \sinh(k_a H_1) + Z'_a \cosh(k_a H_1)} \quad (13)$$

则最内侧穿孔蜗板表面的声阻抗率

$$Z_4 = Z_3 + Z_{p2} \quad (14)$$

其对应的吸声系数

$$\alpha = 1 - \left(\frac{Z_4 - \rho_0 c_0}{Z_4 + \rho_0 c_0} \right)^2 \quad (15)$$

由式(11)~式(15)可知,吸声蜗壳结构内侧表面的声阻抗率与穿孔板厚度、吸声材料厚度和空腔厚度等参数有关。为了获得最大的 α ,必须使得吸声蜗壳结构内侧的表面声阻抗率与空气的声阻抗率相匹配(阻抗匹配)。

2.3 降噪量分析

设入射波 P_i 、反射波 P_r 分别为^[11]

$$P_i = P_{ia} e^{j\omega t} \quad (16)$$

$$P_r = P_{ra} e^{j(\omega t + \sigma\pi)} \quad (17)$$

式中: $\sigma\pi$ 为反射波与入射波在界面处的相位差。反射系数

$$r = \frac{P_r}{P_i} = \frac{P_{ra}}{P_{ia}} e^{j\sigma\pi} = |r| e^{j\sigma\pi} \quad (18)$$

根据吸声系数定义 $\alpha = 1 - |r_p|^2$,可以得到

$$\frac{P_{ra}}{P_{ia}} = |r| = (1 - \alpha)^{1/2} \quad (19)$$

声波入射到复杂结构表面会发生多次反射,入射表面材料相同,反射系数相同,则第 k 次反射满足条件

$$\frac{P_{ra(k)}}{P_{ia(k)}} = \frac{P_{ra(k)}}{P_{ra(k-1)}} = |r| = (1 - \alpha)^{1/2} \quad (20)$$

最终的反射波与入射波之间应满足

$$\frac{P_{ra(n)}}{P_{ia(1)}} = |r|^n = (1 - \alpha)^{n/2} \quad (21)$$

式中: n 表示声波在固体表面的反射次数。当 $n=1$ 时,固体表面为平面,即声波在其上只会发生一次反射;当 $n \rightarrow \infty$ 时,固体表面为复杂形面,即声波在其中会发生多次反射。采用吸声材料前后入射到固体表面的声压为

$$P_1 = P_i + P_{r1} \quad (22)$$

$$P_2 = P_i + P_{r2} \quad (23)$$

式中: P_i 为入射到固体表面的声压; P_r 为固体表面反射的声压。若采用吸声材料前后的入射声压相同,反射声压受吸声结构的变化有所改变,则降噪量

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 20 \lg \left| \frac{P_1}{P_0} \right| - 20 \lg \left| \frac{P_2}{P_0} \right| =$$

$$20 \lg \left| \frac{P_{ia}(1 + (P_{ra1}/P_{ia})e^{j\sigma_1\pi})e^{j\omega t}}{P_{ia}(1 + (P_{ra2}/P_{ia})e^{j\sigma_2\pi})e^{j\omega t}} \right| =$$

$$20 \lg \left| \frac{1 + (1 - \alpha_1)^{n/2} e^{j\sigma_1\pi}}{1 + (1 - \alpha_2)^{n/2} e^{j\sigma_2\pi}} \right| \quad (24)$$

假设未采用吸声材料时的壁面为刚性的,即 $\alpha_1 = 0, \sigma_1\pi = 0$,则式(24)可简化为

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{2}{1 + (1 - \alpha_2)^{n/2} e^{j\sigma_2\pi}} \right| \quad (25)$$

由式(25)可以看出, ΔL 随着 α 的增加而提高,但二者之间不是简单的线性关系,因为 ΔL 同时与入射表面的结构相关,因此本文计算得出的 α 仅适用于定性降噪分析。

3 计算与实验结果对比分析

计算中选取的空气密度 $\rho_0 = 1.21 \text{ kg/m}^3$,声波在空气中的传播速度 $c_0 = 344 \text{ m/s}$,微穿孔板厚度 $t_{p1} = 1 \text{ mm}$,穿孔蜗板厚度 $t_{p2} = 3 \text{ mm}$,吸声材料厚度 H_1 和空腔厚度 H_2 的变化对本文吸声蜗壳结构的 α 影响分别如图 4 和图 5 所示。从图 4 可以看出,当 $H_2 = 0 \text{ mm}$ 、 $H_1 = 25 \text{ mm}$ 时, α 随频率增加呈波浪式变化,在 $2 \sim 8 \text{ kHz}$ 频率范围内 α 最大($\alpha > 0.9$)。

低于或高于这个频率范围, α 均有所下降. 当保持 H_2 不变而 $H_1=25\sim 75$ mm 时, $\alpha>0.9$ 的范围逐渐扩大, 且频率范围在 0.7~8 kHz 之间, 即频率向低频方向扩展, α 将由 0.016 逐渐增大为 0.36. 这说明本文结构且采用超细玻璃棉作为吸声材料的吸声蜗壳, 当 $H_2=0$ mm 时, 适当地增加 H_1 有助于在更宽的频率范围内提高吸声效果.

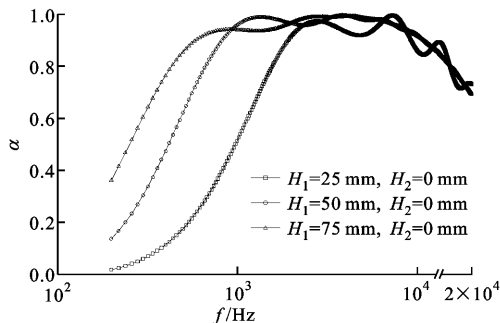


图4 不同吸声材料厚度时吸声系数对比

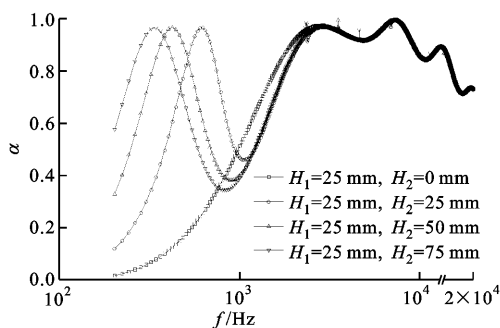


图5 不同空腔厚度时吸声系数对比

从图5可以看出, 当 $H_1=25$ mm、 $H_2=0\sim 75$ mm 时, 若 $f\geq 2$ kHz, α 的分布形态基本不变, 若 $f\leq 1.5$ kHz, α 出现了一个峰值, 该峰值随 H_2 的增大逐渐向低频方向移动. 这说明当 H_1 保持不变时, 适当增加 H_2 有助于提高对某一频率的低频噪声的吸收效果, 而对高频噪声的吸收效果影响很小.

图6和图7给出了简单平板表面($n=1$)采用本文吸声结构的理论降噪曲线, 图8给出了当 $H_1=25$ mm、 $H_2=0$ mm 时, 声波经过不同反射次数($n=1, 2, 5, 10, 50$ 及 n 为无穷大)后的理论降噪曲线, 从图中可以看出, ΔL 随 f 、 H_1 、 H_2 的变化趋势与 α 的分布形态基本相同. 同时, 在中频段有较好的降噪效果, 且随着 H_1 、 H_2 的增加, 低频 ΔL 有一定的提高, 而对高频 ΔL 影响不大. 当 $n=1$, 即声波入射到平板表面, 且 f 在 2 kHz 左右时, ΔL 有一个明显的峰值, 这可能是由于入射波与反射波之间的相位差使得声波相互叠加, 从而提高了 ΔL . 随着 n 的增加,

ΔL 在低频和高频范围内均逐渐提高, 最后趋于一定值.

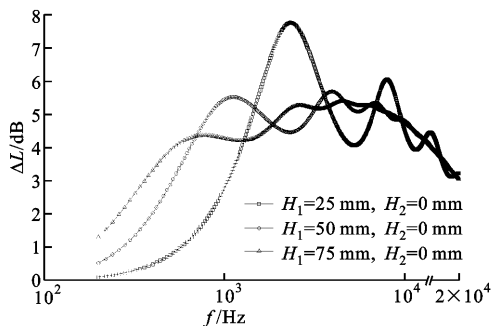


图6 不同吸声材料厚度时的降噪量对比

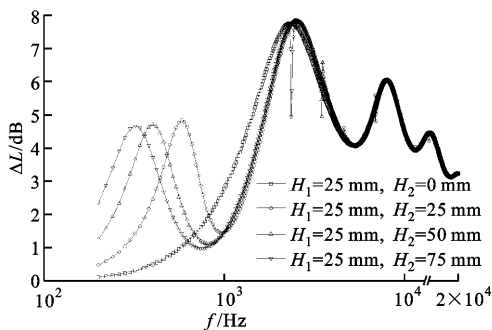


图7 不同空腔厚度时的降噪量对比

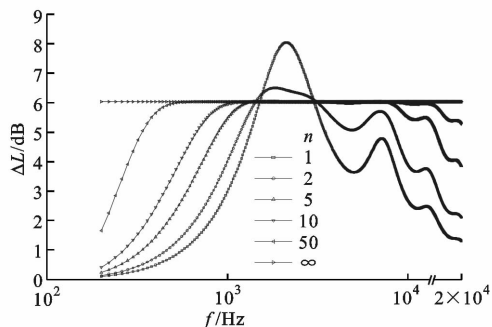
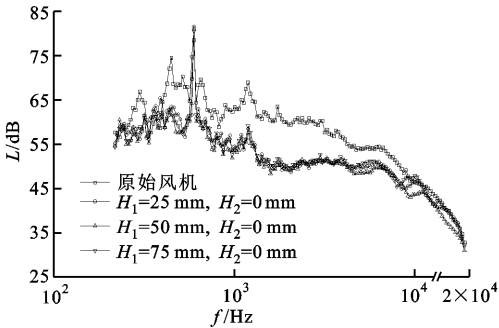


图8 理论降噪量($H_1=25$ mm, $H_2=0$ mm)

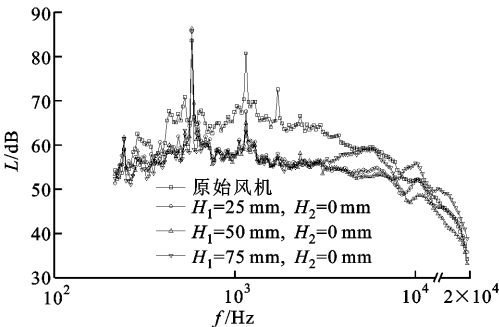
图9给出了不同 H_1 的离心风机在转速为 2 900 r/min、高效点工况流量 $Q_{\text{BEP}}=20.6$ m³/min、大流量 $Q=1.5Q_{\text{BEP}}$ 和小流量 $Q=0.5Q_{\text{BEP}}$ 时的噪声频谱图. 测量结果表明, 采用吸声结构的风机噪声在整个频段范围内均有所降低, 在 1~5 kHz 中频段的降噪效果优于其他频段, 高频噪声的降噪效果将随着频率的增加而减弱, 该现象与模型的理论分析结果较为吻合.

图10给出了不同 H_2 的离心风机在转速为 2 900 r/min、高效点工况流量 $Q_{\text{BEP}}=20.6$ m³/min、大流量 $Q=1.5Q_{\text{BEP}}$ 和小流量 $Q=0.5Q_{\text{BEP}}$ 时的噪声频谱图. 从图9和图10中可以看出, 随着 H_1 、 H_2

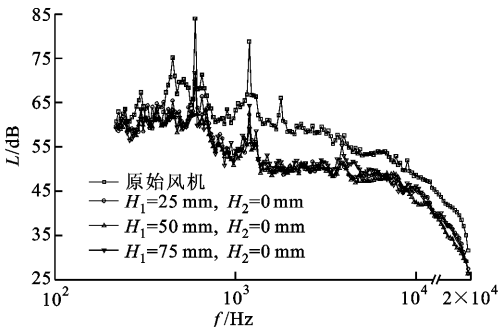
的增加,吸声蜗壳在低频段的降噪效果均有所提高,而对高频噪声的降噪效果影响不大,这与模型理论分析的结果是一致的.



(a) $Q=Q_{BEP}$



(b) $Q=1.5Q_{BEP}$



(c) $Q=0.5Q_{BEP}$

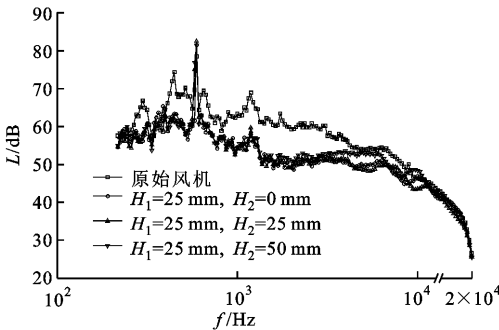
图 9 不同吸声材料厚度的风机实验测量声压级频谱图

图 5 所示的理论计算结果表明,当 H_1 保持不变、 $H_2=25,50\text{ mm}$ 时, α 分别在 620 Hz 和 420 Hz 处有一个明显的峰值,其值接近于 1.

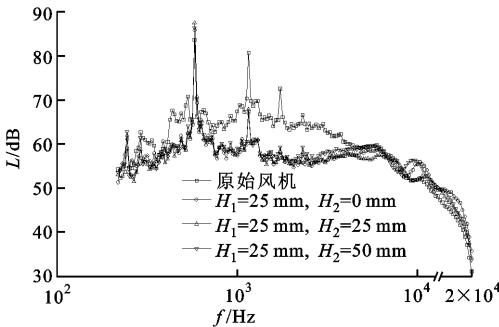
从图 10 的频谱图看到的 ΔL 并未达到一个明显的峰值,这可能是 ΔL 与 α 之间呈复杂的非线性关系所致.关于如何根据吸声系数更准确地指导吸声蜗壳降噪仍需要进一步研究.

4 结 论

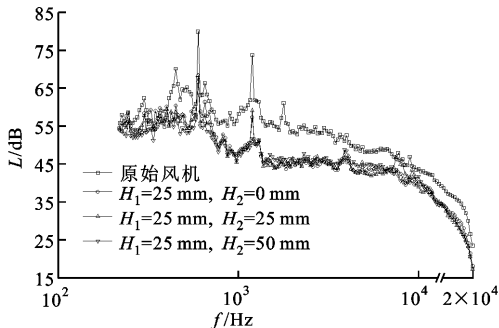
(1)为了降低离心风机的气动噪声,本文通过声



(a) $Q=Q_{BEP}$



(b) $Q=1.5Q_{BEP}$



(c) $Q=0.5Q_{BEP}$

图 10 不同空腔厚度的风机实验测量声压级频谱图

电类比法建立了由穿孔蜗板、吸声材料、微穿孔板和空腔组成的多层结构吸声蜗壳的数学物理模型,并将理论计算和实验进行了比较,结果表明该模型可基本反映吸声蜗壳结构中 $H_1、H_2$ 对 $\alpha、\Delta L$ 的影响,可以作为本文结构吸声蜗壳优化设计时的辅助计算工具.

(2)从计算结果和实验测量结果可以看出,对于本文结构且以超细玻璃棉作为吸声材料的吸声蜗壳,采用一定厚度的吸声材料可以对大约 $1\sim8\text{ kHz}$ 频段内的气动噪声有较好的吸声效果.增加吸声材料厚度可以使具有较高吸声系数的频率范围向低频方向适当拓宽,在此基础上外加一定空腔厚度可以

提高某低频离散噪声吸收效果. 计算得出的 α 、 ΔL 变化趋势基本一致, 且随着 n 的增加, ΔL 逐渐增加并趋于一定值, 约为 6 dB. 利用上述吸声材料和空腔各自的特点并加以优化组合, 有可能在减小吸声材料厚度及空腔厚度、简化结构、降低成本的前提下, 对具有某些噪声频谱特点的气动噪声取得较好的降噪效果.

(3) 必须说明, 与原风机相比, 本文采用的吸声蜗壳结构将导致风机气动性能明显下降. 实验结果表明^[4], 当转速为 2 900 r/min 时, 风机效率下降 3%~5%, 当转速为 1 450 r/min 时, 效率下降约 1%. 因此, 在研究吸声蜗壳降噪作用的同时, 应同时研究吸声蜗壳的材料、结构与流动损失之间的关系, 做到在保持风机气动性能基本不变的前提下降低风机噪声. 另外, 与原风机相比, 本文采用的多孔吸声蜗壳结构比较复杂, 其将导致风机体积增大、制造成本提高. 所以, 后续研究的重点之一是简化结构、降低成本.

(4) 本文建立的数学物理模型仅考虑了 H_1 、 H_2 对 α 的影响, 还可进一步考虑穿孔板厚度、穿孔率、流体运动速度等其他参数对 α 及 ΔL 的影响. 本文模型及相关分析是根据本文结构的离心风机吸声蜗壳得到的, 目的是降低离心风机的空气动力性噪声.

参考文献:

- [1] MA Z K, ZHANG X. Numerical investigation of broadband slat noise attenuation with acoustic liner treatment [J]. AIAA Journal, 2009, 47(12): 2812-2820.
- [2] TSE M C, LEBLANC A. Fan and compressor noise attenuation; USA, 6973193B1 [P]. 2005-12-06.
- [3] KOBAYASHI H, KOH M, OZAKI S, et al. New-developed adaptive noise absorption control technology for high speed fan noise reduction [J]. JSME International Journal: Series C, 2006, 49(3): 703-712.
- [4] 刘晓良, 祁大同, 刘天一, 等. 前向离心风机采用吸声蜗壳降噪的试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 92-96.
- LIU Xiaoliang, QI Datong, LIU Tianyi, et al. Experiment study of noise reduction for forward-swept centrifugal fan by means of sound-absorption volute [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(3): 92-96.
- [5] LEO L B, ISTVAN L V. Noise and vibration control engineering [M]. New York, USA: John Wiley and Sons, 1992.
- [6] DELANY M E, BAZLEY E N. Acoustic properties of fibrous absorbent material [J]. Applied Acoustics, 1970, 3: 105-116.
- [7] DUNN I P, DAVERN W A. Calculation of acoustic impedance of multi-layer absorbers [J]. Applied Acoustics, 1986, 19: 321-334.
- [8] LEE F C, CHEN W H. Acoustic transmission analysis of multi-layer absorbers [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 248(4): 621-634.
- [9] ZHU Congyun, HUANG Qibai. A method for calculating the absorption coefficient of a multi-layer absorbent using the electro-acoustic analogy [J]. Applied Acoustics, 2005, 66: 879-887.
- [10] 毛义军, 祁大同, 刘晓良. 蜗壳壁面散射对离心风机噪声传播影响的分析 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(5): 51-55.
- MAO Yijun, QI Datong, LIU Xiaoliang. Analysis on effect of volute scattering on aerodynamic noise propagation of centrifugal fan [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(3): 51-55.
- [11] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础 [M]. 南京: 南京大学出版社, 2001.

[本刊相关文献链接]

- 离心风机基频气动偶极子噪声的数值研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(11): 66-70.
- 可控减速法设计离心风机两元叶片的研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 67-70.
- 离心风机蜗壳振动声辐射的定量预测. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 71-74.
- 蜗壳散射对离心风机气动噪声传播的影响. 西安交通大学学报, 2009, 43(5): 51-55.
- 前向离心风机蜗壳出口结构的数值优化. 西安交通大学学报, 2009, 43(5): 61-65.
- 离心风机气动噪声的数值预测. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 65-69.
- 前向离心风机吸声蜗壳降噪的试验研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 92-96.
- 改变蜗壳宽度对离心风机气动噪声影响的数值计算与试验研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(11): 1429-1434.
- 轮盖开孔的离心风机流场研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1117-1121.
- 基于叶型和叶栅稠度改进调节门性能的实验研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(5): 583-587.

(编辑 苗凌)