

手持式吹吸机降噪方法及试验研究*

康与云^{1,2}, 唐敦兵²

(1. 临沂大学机械工程学院 临沂, 276005) (2. 南京航空航天大学机电学院 南京, 210016)

摘要 某型号手持式吹吸两用风机噪声过大, 需确定噪声源并进行降噪处理。测量声压信号进行频谱分析, 并结合工作特性和机器结构判断噪声源。分析得知, 噪声来源由三部分组成: 电机噪声、叶轮噪声和气流在流道内因风阻产生的噪声。根据噪声源的特点, 分别采用了 3 种方法降噪: a. 更换电机轴承, 改善电刷压力调节系统并电刷浸油处理; b. 5 片叶轮改为 7 片叶轮, 叶片边缘倒 30°圆角; c. 改变气流流道及进、出风口的结构。进行了噪声声功率级测试试验, 结果表明, 整机工作状态噪声降低了约 22dB, 达到了国标中噪声限制标准的要求。

关键词 吹吸机; 降噪方法; 优化设计; 频谱分析

中图分类号 X593; TH47

引言

手持式吹吸两用风机的使用范围广泛, 适用于家庭清扫、公路养护施工、草坪及园林清理等^[1-3]。目前, 国内常用的吹吸机噪声过大, 噪声 A 声级普遍在 103~105 dB。噪声对人体的危害很大, 90 dB 为可容许的噪声 A 声级上限绝对最高值^[4-6]。长期暴露在 90dB 以上的噪声环境中, 可致永久性的听力损失。出于对使用者及周边人群健康的考虑, 同时为增强产品的市场竞争力, 降低吹吸机工作噪声是必要的。

某公司生产的手持式吹吸两用风机, 额定功率为 1.2 kW, 叶轮转速为 13.5 kr/m。此吹吸机 1 m 距离处噪声达到了 108 dB, 而国外同功率吹吸机的噪声只有 85 dB 左右^[7]。笔者用厂家提供的样机为试验对象, 测定噪声并分析噪声来源, 针对不同噪声源采取了不同的降噪方法, 使改进后的样机噪声达到了要求。

1 噪声测定试验及噪声源分析

1.1 吹吸机工况

试验用吹吸机由电机、叶轮、外壳、气流流道、电

机仓、叶轮仓、集尘袋等几部分组成, 如图 1 所示。吹吸机的基本参数如下: 串激电机为 220 V/50 Hz, 实际功率为 1.2 kW, 转速为 13.5 kr/m, 功率因数为 0.95, 风量为 13 m³/min, 风速为 270 km/h。

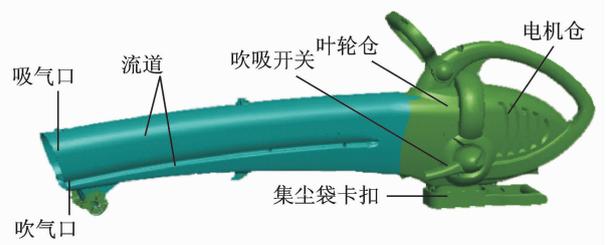


图 1 手持式吹吸两用风机

Fig. 1 3D model of the hand-held blower-vacuum

1.2 噪声测定试验

在确定噪声源和检测降噪效果过程中, 笔者根据不同需求设计了 3 种试验: a. 为测定工作环境下的噪声, 在背景噪声为 49.1 dB 的室外, 用国营红声器材厂生产的 1531CFND 型声级计分别对不同的部件组合进行噪声测试; b. 在背景噪声为 45.2 dB 的室内, 用 1531CFND 型声级计分别对不同的部件组合进行噪声测试; c. 为精确获取每一处结构更改后的降噪效果, 在半消音室内分别对不同的部件组合进行噪声测试, 并做频谱分析试验。以上 3 种试验的测试位置如图 2 所示。

* 国家自然科学基金资助项目(51175262); 江苏省杰出青年基金资助项目(SBK201210111); 江苏省产学研前瞻资助项目(SBY201220116)

收稿日期: 2012-11-05; 修回日期: 2013-03-18

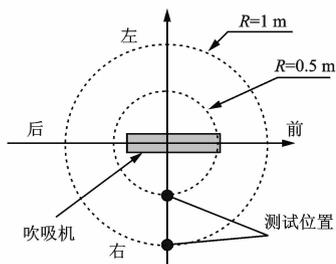


图 2 噪声测试位置

Fig. 2 Noise test locations

拆解吹吸机,在室内、室外两种环境下分别测试,获得 A 声级噪声值如表 1 所示。

表 1 吹吸机部件噪声测试值

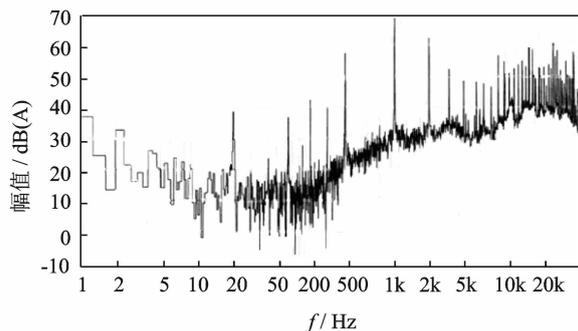
Tab. 1 Noise test results of the hand-held blower-vacuum parts

| 测试部件 | 测试位置/m | 噪声值/dB(A) | |
|-------------|---------|-----------|-------|
| | | 室外 | 室内 |
| 电机 | 1.0 | 84.4 | 83.2 |
| | 0.5 | 89.1 | 87.3 |
| 电机+叶轮 | 1.0 | 107.4 | 108.3 |
| | 0.5 | 109.9 | 110.1 |
| 电机+叶轮+外壳 | 1.0(吸气) | 111.2 | 108.9 |
| | 1.0(吹气) | 111.0 | 109.0 |
| | 0.5(吸气) | 113.8 | 113.8 |
| | 0.5(吹气) | 113.4 | 115.6 |
| 电机+叶轮+外壳+流道 | 1.0(吸气) | 110.2 | 109.4 |
| | 1.0(吹气) | 105.0 | 105.1 |
| | 0.5(吸气) | 110.9 | 109.8 |
| | 0.5(吹气) | 105.3 | 108.0 |

频谱分析试验在半消声室内进行,噪声测量使用 LMS 公司的声学测量及分析系统,该系统包括硬件和软件两部分。硬件部分包括 LMS SCADAS III Front-End (DIFA 数据采集前端)、PCB 公司 377A02 型声压传感器和 426D01 型声压传感器前置放大器、CAL200 声传感器校准器,传感器通过 10 m 电缆线与 DIFA 数据采集前端相连,微型计算机为 1 台联想启天 M6900。软件使用的是 LMS Data Acquisition & Analysis software 中的 LMS Test. lab Spectral Acquisition 噪声分析模块。在半消音室内距离 1 m 处,测得电机空转和电机带动叶轮转动时的频谱图如图 3 所示。

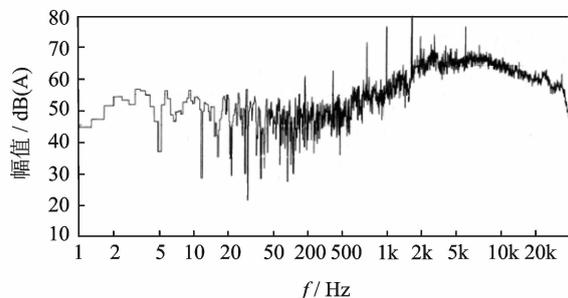
1.3 噪声源分析

由表 1 可知,电机空转产生噪声,室外 1 m 距离处约为 84.4 dB,比环境噪声提高约 40 dB。增加叶轮后,噪声升高 15~23 dB;增加头外壳后,噪声升高 2~5 dB;增加流道后,噪声降低 1~7 dB。通过



(a) 电机空转时噪声频谱图

(a) Noise spectrum of the motor idling



(b) 电机带叶轮空转时噪声频谱图

(b) Noise spectrum of the motor with impeller idling

图 3 空转时噪声频谱图

Fig. 3 Noise spectrum of the idling

分析可知,吹吸机噪声主要来源为电机和叶轮,气流在电机仓和叶轮仓内的风阻也产生较小的噪声。增加流道后,噪声反而降低,可见流道有一定的降噪作用。因此,判定噪声有 3 种来源:电机产生的噪声;叶片高速转动产生的振动及高速气流啸音;气体流动产生的风噪。其中,电机噪声和叶轮转动时产生的噪声是噪声的主要来源。针对 3 种噪声源分别采取措施进行降噪处理。

2 降噪方法

2.1 电机机械噪声的降噪

样机所使用的电机工作电压为 220 V,转速为 13.5 kr/min,功率为 1.2 kW,在家用电机领域属于高转速、大功率电机。电机的噪声可以分为 3 大类:电磁噪声、机械性噪声和空气动力性噪声^[5,8]。笔者主要分析高速情况下轴承、电刷、结构共振引起的机械性噪声。机械噪声是任何运动都无法避免的噪声,电机的机械噪声一般会随着转速和负载电流的增大而增大。

2.1.1 轴承噪声

轴承部件是电机中整体刚度最小的部件,在承

受外部载荷的情况下更容易产生变形,制造中或者运转后产生的结构缺陷也是高速运转时振动噪声的主要来源^[9]。同时,轴承与其配合结构的配合公差也是重要的噪声影响因素,过紧和过松都可能导致高噪声。针对样机电机高转速、外部载荷变化等情况,将普通轴承更换为精密轴承,其尺寸偏差、旋转精度、表面质量等均比普通轴承更佳。更换轴承后在半消音室内测得噪声降低了 2.3 dB,如图 4 所示。

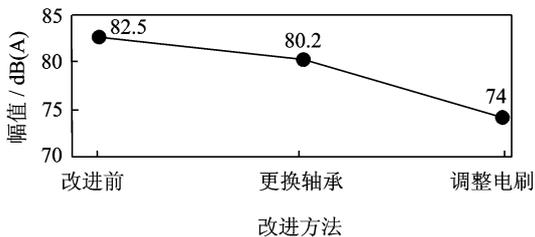


图 4 电机改进前后噪声对比图

Fig. 4 Noise contrast of the improved motor

2.1.2 电刷噪声

换向器和滑环的表面粗糙度及形位公差不良、电刷伸出过长、电刷与刷摆配合不好、弹簧压力过大、过小或电刷摆刚度不足等因素都可能影响电刷装置的振动与噪声。针对样机电机弹簧压力大、转子与电刷摩擦噪声较高的问题,调整电刷压力调节系统,适当减小弹簧压力,并将电刷做浸油处理,减少摩擦,降低了电机机械噪声。改进电刷系统后在半消音室内测得电机空转噪声降到 74 dB。

2.1.3 结构共振噪声

电机内的电磁力振动源,通过转子、定子分别传到电机的各个部分,容易引起结构共振而增加噪声^[8,10]。激发结构共振噪声有两种途径:a. 定转子之间的电磁力作用于定子、转子、轴承、外壳构成的弹簧阻尼系统,激发结构振动而产生噪声;b. 转子的动不平衡力作用于转子、轴承、外壳构成的弹簧阻尼系统,激发外壳振动产生噪声。

以上两种途径的共振频率与激振力频率耦合,都会引起系统的强烈振动,辐射出较大噪声。第 1 种途径的振动源是电机内的电磁力,引发电机振动,与电机的支撑装置刚度关系不大;第 2 种途径的振动源是转子的动不平衡力,是电机的外部力,与电机支座关系很大。因此,改善电机的安装方式或者提高转子的动平衡性可以改善由动不平衡力引起的噪声。笔者采用加厚电机支撑板,在电机外壳与支撑板接触位置增加柔性减振结构等方式,降低噪声。电机支撑板的厚度从 2 mm 增加到 4 mm,并在电

机外壳与机壳接触位置增加减振垫,减小结构共振噪声。

2.2 叶轮噪声的降噪

2.2.1 叶轮的动平衡改进

工程中的各种回转体,由于材质不均匀或毛坯缺陷、加工及装配中产生的误差,甚至设计时就具有非对称的几何形状等因素,使得回转体在旋转时,其上每个微小质点产生的离心惯性力不能相互抵消,离心惯性力通过轴承作用到机械及其基础上,引起振动,产生噪声^[11]。为此,对回转体进行平衡试验,使因此产生的机械振动幅度降在允许的范围内。

为降低叶轮产生的噪声,对叶轮用 YFW-1000A 型平衡机进行动平衡试验并修正,使其最小剩余不平衡量达到 0.19 g,机械振动幅度相应减小。在半消音室内,测试距离 1 m 处,测得样机吸气噪声由动平衡前的 102.4 dB 降低到 92 dB,吹气噪声由 100.1 dB 降低到 88 dB。因此,仅对叶片进行动平衡就使整机噪声值下降了 10~12 dB。

2.2.2 叶轮几何形状的改进

样机使用的是 5 叶片、边缘棱角的叶轮。5 叶片叶轮为非对称结构,不容易产生共振,但叶片数过少,气流不平衡性高,可产生气流噪声。相对于 5 叶片的叶轮,7 片叶轮更不容易产生共振,气流不平衡性要低,产生的气流噪声要小。经试验,相同转速下,7 叶叶轮的吹吸机进风量可以达到同类型 5 叶叶轮吹吸机的 1.3~1.5 倍。因此,在相同进风量的情况下,7 叶叶轮所需要的电机转速更小,可有效降低噪声。采用 7 叶的叶轮在工作稳定性和性能上比 5 片叶片的叶轮更优,故将 5 叶叶轮改为 7 叶叶轮。

分析图 3,电机带叶轮空转相比电机空转时在高频段噪声明显增大,这部分噪声主要来源于叶片高速转动时边缘切割气流的尖端效应而产生的啸音,因此,在叶片边沿处倒 30°圆角能有效削弱这一效应,减小噪声^[3]。对 5 叶叶轮和 7 叶叶轮分别做动平衡试验并进行修改,使其最小剩余不平衡量达到 0.19 g。在半消音室内测量叶片改进前后的空转噪声,5 叶轮为 97.5 dB,7 叶轮为 94.6 dB,可见 7 叶轮有效降低了噪声。

2.3 气体流动噪声的降噪

2.3.1 流道口的结构优化

为降低吹吸机工作时气体流动产生的风噪,需改进流道的结构。分析表 1 数据可知,气流在流道内流动时产生的噪声所占比例不高,所以流道形状

对噪声影响不大,但在叶轮仓外壳和流道结合处及流道进、出气口存在气流涡旋,会产生噪声。

1) 更改流道口结构。样机吸气口与吹气口在同一平面,在吹、吸气口交界处有较大的相对风速逆差,风噪大且容易形成涡流^[12]。为避免相对风速差较大,将吹气口缩短20 cm,使得出入风口不在同一面上,如图5所示。在出入风量相同的情况下,开口处的横截面积在一定程度上影响风速。吹气口缩短的同时增大了出风口的横截面积,降低了风速,影响了出风量。因此,在流道底部增加副流道,以抵消增大出风口横截面积带来的影响。副流道还具有空气放大的特性,可以实现大于进气量的出气量,用高速气流引流达到更高速的气流。

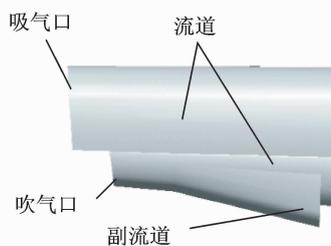


图5 流道口的结构变更

Fig. 5 Structure changes of the flow crossing

2) 增加阻音锥。由表1数据可知,增加流道后整机的噪声有所降低,可见流道具有防止噪声外泄的作用。流道吸气口具有通过植物垃圾的功能,也是重要的噪声外泄口。在不影响进料的情况下,尽可能减少噪声外泄,采用了阻音锥结构,如图6所示。

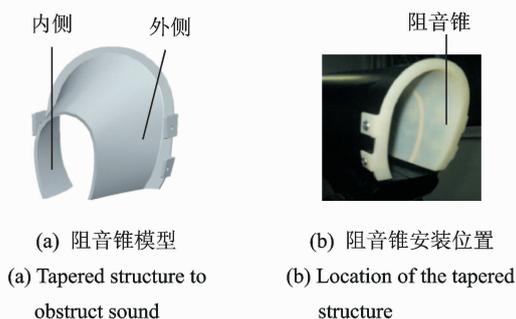


图6 阻音锥及其安装位置

Fig. 6 Tapered structure to obstruct sound and its location

在进气口增加内嵌式的阻音锥,并在阻音锥外侧贴附吸音棉,以此吸收流道内气体流动产生的风噪。当噪声从流道外泄时,部分进入阻音锥和流道壁形成的内锥面,内锥面贴附有吸音棉,噪声被吸收。该阻音锥是向内的,与进料方向相反,不会造成进物料的聚集。阻音锥采用尼龙材料,质量约为

84 g,采用螺钉与流道连接,结构简单有效。

2.3.2 电机仓与叶轮仓的结构优化

1) 电机仓结构优化。样机的电机仓两侧为鳃型孔结构,鳃型孔直接将电机噪声和气流噪声导出,是重要的噪声外泄口。为降低噪声,需移除鳃型孔,更改结构设计。在电机仓内重新设计气流流道,在不影响出气的前提下增加了曲折阻音板,在曲折阻音板和流道壁上贴附吸音棉,吸收外泄噪声,并将电机支撑板加厚至4 mm,减少电机带来的振动。改进后的电机仓结构如图7所示。

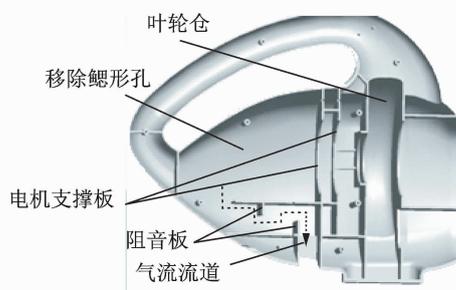


图7 电机仓结构图

Fig. 7 Motor chamber structure

2) 叶轮仓结构优化。在叶轮仓与吹气口流道连接处有多余空腔存在,容易产生涡流。为此增加挡板与内嵌结构,保证其紧密连接,避免腔内涡流的产生。改进后的叶轮仓结构如图8所示。

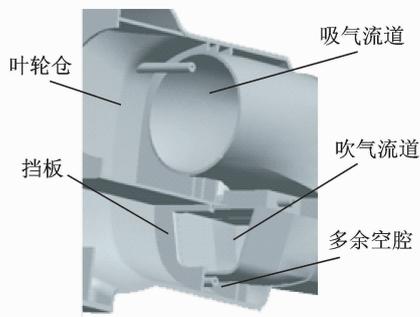


图8 叶轮仓结构图

Fig. 8 Impeller chamber structure

2.3.3 电机仓内贴附吸音材料

电机工作时,电机仓内高速气流产生的风噪也是吹吸机噪声的重要来源,在电机仓内贴附吸音棉可有效地降低这部分噪声。试验所用吸音棉是高密度吸音鸡蛋棉,厚为3 cm,能有效吸收500 Hz以上频率噪声。样机改进前,增加阻音锥和电机仓贴附吸音棉3种情况下在半消音室内分别做了噪声测量,结果如图9所示。

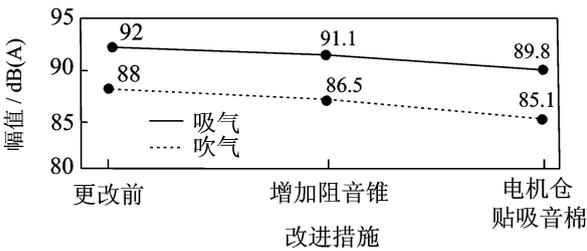


图 9 样机噪声值对比

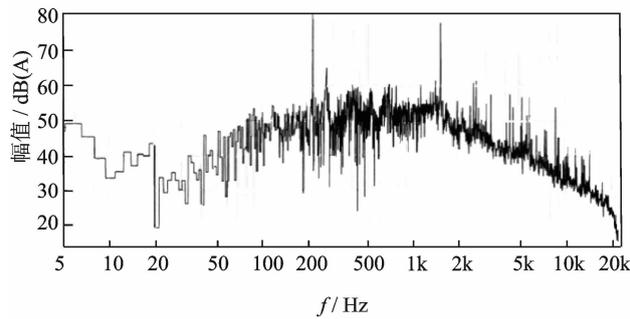
Fig. 9 Noise contrast of the improved prototype machine

2.4 优化效果分析

针对 3 种噪声源:电机产生的机械噪声、叶片高速转动产生的振动及气流啸音、气体流动产生的风噪,对样机进行了改进及优化之后,在半消音室内做了噪声测试和频谱分析试验,1 m 处吹气、吸气频谱图如图 10 所示。

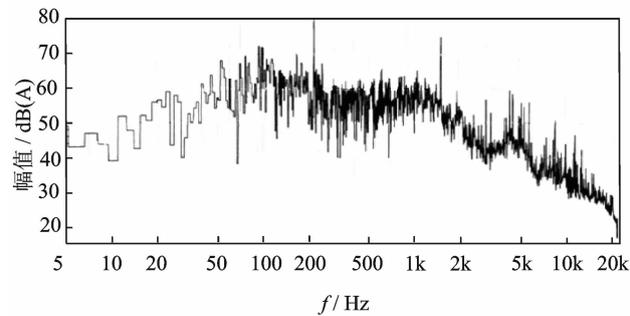
对比样机改进前后的频谱图可以看出,频谱曲线有了明显改善,曲线更为平滑,毛刺显著减少,中、高频频段噪声被有效抑制,高频段体现的更为明显,对应的噪声值也有所降低。

按图 2 所示,在室外 1 m 距离处对编号 1202CX109 的改进样机做了噪声测试,结果如表 2



(a) 吹气噪声频谱图

(a) Noise spectrum of the blow



(b) 吸气噪声频谱图

(b) Noise spectrum of the suction

图 10 样机 1 m 处噪声频谱图

Fig. 10 Noise spectrum at one meter distance from the prototype machine

所示。新样机噪声降低了约 20 dB,优化效果明显。

表 2 室外 1 m 距离处噪声测试结果

Tab. 2 Outdoor noise test results at one meter distance from the prototype machine

| 工作状态 (Working State) | 测试位置 (Test Position) | 噪声值/dB(A) (Noise Value/dB(A)) | | |
|----------------------|----------------------|-------------------------------|------|------|
| 吹气 (Blow) | 前方 (Front) | 84.9 | 85.0 | 85.0 |
| | 侧方 (Side) | 86.7 | 86.8 | 86.9 |
| 吸气 (Suction) | 前方 (Front) | 89.0 | 89.1 | 89.2 |
| | 侧方 (Side) | 88.7 | 88.8 | 88.9 |

3 降噪结果综合测试

机械行业标准中关于手持式电动园艺吹屑机、吸屑机及吹吸两用机的噪声标准规定:在距离吹吸机中心 4 m 处的半球面上测量,1.2 kW 功率的吹吸机的声功率级噪声限值是 110 dB。改进后的样机按 GB/T 4583-2007 的规定进行了空旷空间测试^[13]。

在试验开始之前,吹吸机按使用说明书进行了调整。测量是在一个发射面上的自由场内进行,使用半径为 4 m 的半球测量表面确定声功率级。由 6 个传声器组成测量阵列,传声器位置如图 11 所示,坐标值如表 3 所示。

表 3 传声器坐标值

Tab. 3 Microphone coordinates

| 编号 (No.) | m | | |
|----------|-------|-------|-------|
| | x | y | z |
| 1 | +2.80 | +2.80 | +1.50 |
| 2 | -2.80 | +2.80 | +1.50 |
| 3 | -2.80 | -2.80 | +1.50 |
| 4 | +2.80 | -2.80 | +1.50 |
| 5 | -1.08 | +2.60 | +2.84 |
| 6 | +1.08 | -2.60 | +2.84 |

测量时,吹吸机头部指向 x 轴的正方向,操作者双手握持,吹吸机的前手把低于半球面中心。声功率级 L_{WA} 按如下公式^[14] 计算

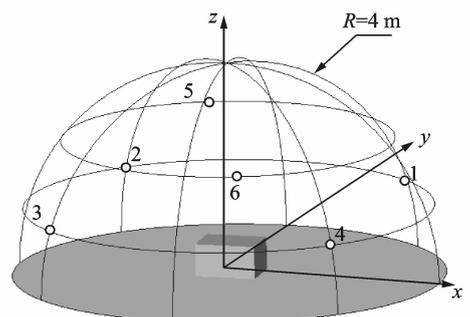


图 11 传声器位置示意图

Fig. 11 Microphone locations

$$L_{WA} = \bar{L}_{PFA} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (1)$$

$$\bar{L}_{PFA} = 10 \lg \left[\frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 10^{0.1L'_{PA,i}} \right] - K_{1A} - K_{2A} \quad (2)$$

其中： \bar{L}_{PFA} 为表面声压级； $L'_{PA,i}$ 为在第*i*传声器测得表面声压级； K_{1A} 为背景噪声修正，A计权； K_{2A} 为环境修正，A计权； S 为测量表面面积； $S_0 = 1 \text{ m}^2$ 。

$$S = 2\pi r^2 \quad (3)$$

这里 r 为 4 m 球面半径，式(1)变成

$$L_{WA} = \bar{L}_{PFA} + 20 \quad (4)$$

$$L_{PA} = L_{WA} - 20 \quad (5)$$

其中： L_{PA} 为发射声压级。

编号为 1202CX109 的改进样机的测试结果如表 4 所示。由测试结果可知，样机 4 m 距离噪声值已达到国家标准。

表 4 样机综合测试结果

Tab. 4 Comprehensive test results of the prototype machine

| 工作状态 | 编号 | 测量数据/dB(A) | | | | | | 声功率级/dB |
|------|----|------------|------|------|------|------|------|---------|
| | | 测点 1 | 测点 2 | 测点 3 | 测点 4 | 测点 5 | 测点 6 | |
| 吸气 | 1 | 83.4 | 79.2 | 83.2 | 87.6 | 79.2 | 79.9 | 103.42 |
| | 2 | 83.5 | 79.3 | 83.5 | 87.7 | 79.3 | 79.9 | |
| | 3 | 83.6 | 79.4 | 83.6 | 87.8 | 79.4 | 80.0 | |
| 吹气 | 1 | 76.3 | 77.4 | 76.8 | 77.7 | 78.4 | 75.9 | 97.45 |
| | 2 | 76.4 | 78.3 | 76.9 | 77.8 | 78.5 | 75.9 | |
| | 3 | 76.5 | 78.4 | 77.0 | 77.9 | 78.5 | 76.0 | |

4 结束语

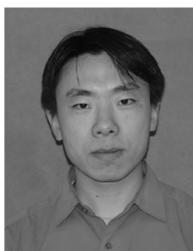
笔者针对手持式吹吸机的 3 种噪声来源，从结构设计的角度分别进行了改进。由改进后样机的试验效果来看，噪声已降低到国标要求。整机改进后，1 m 距离测得吹气时 A 声级噪声下降 20 dB，吸气时下降 21.5 dB。在 4 m 距离测得的噪声声功率级吹气时为 94.75 dB，吸气时为 103.42 dB，远低于国标声功率级 110 dB 的上限值。因考虑经济性问题，测试样机 1202CX109 电机仓和叶轮仓没有按设计要求改进，如按设计要求改进并贴附吸音材料后，可进一步降低噪声 2~3 dB。

参 考 文 献

- [1] 赵亚平. 吹吸机设计分析研究[D]. 苏州: 苏州大学, 2012.
- [2] Thomas D B. Comparison of insect vacuums for sampling asian citrus psyllid (homoptera: psyllidae) on citrus trees [J]. Southwestern Entomologist, 2012, 37(1): 55-60.
- [3] Morimoto K. Optimization on the air distribution

function for a blower/vacuum cleaner [J]. Journal of Quality Engineering Forum, 2002, 10(3): 110-117.

- [4] 马大猷. 噪声控制学[M]. 北京: 科学出版社, 1987: 1-2.
- [5] 张重超, 杨玉致, 朱梦周, 等. 机电设备噪声控制工程学[M]. 北京: 轻工业出版社, 1989: 59-82.
- [6] 张德满, 李舜酩, 尚伟燕. 工程机械机外噪声声源分析及降噪处理[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3): 362-365.
Zhang Deman, Li Shunming, Shang Weiyan. Analysis of engineering machinery outside noise source and noise reduction processing [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3): 362-365. (in Chinese)
- [7] Mose T L A, Faszer A C. Air injection vacuum blower noise control [J]. Canadian Acoustics, 2010, 38(3): 188-189.
- [8] 陈永校, 诸自强, 应善成. 电机噪声的分析和控制[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1987: 48-67.
- [9] Wu Hao, Zhou Qiong, Zhang Zhiming, et al. Vibration analysis on the rolling element bearing-rotor system of an air blower [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(3): 653-659.
- [10] 崔淑梅, 于天达, 宋立伟. 基于 ANSYS 和 SYSNOISE 的电机噪声仿真分析方法[J]. 电机与控制学报, 2011, 15(9): 63-67.
Cui Shumei, Yu Tianda, Song Liwei. Simulation method of motor acoustic radiation based on ansys and sysnoise[J]. Electric Machines and Control, 2011, 15(9): 63-67. (in Chinese)
- [11] 上官文斌, 陈超, 段小成, 等. 发动机曲轴系统扭转振动建模与实测分析[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(4): 560-567.
Shangguan Wenbin, Chen Chao, Duan Xiaocheng, et al. Torsional vibration modeling and testing analysis of engine crank shaft system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(4): 560-567. (in Chinese)
- [12] Lai Xiaobo, Wang Haishun, Liu Huashan. Research on duct flow field optimisation of a robot vacuum cleaner [J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2011, 8(5): 104-112.
- [13] GBT 4583—2007 电动工具噪声测量方法——工程法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
- [14] JB/T 9796—1999 固定式农业机械噪声声功率级的测定[S]. 北京: 机械科学研究院, 1999.



第一作者简介: 康与云, 男, 1978 年 8 月生, 博士研究生。主要研究方向为数字化设计与制造。曾发表《Matrix-based computational conceptual design with ant colony optimization》(《Journal of Engineering Design》2013, Vol. 24, No. 5) 等论文。
E-mail: kyygood@163.com