

文章编号: 1006-1355(2014)04-0202-03+213

## 箱式大功率电机的噪声控制

彭若龙, 夏博雯, 杨 涛

(株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

**摘要:** 针对国内某箱式大功率电机的噪声问题, 开展了整体系统的噪声控制。通过噪声测试分析确定声源的性质和传递路径; 在现有电机结构的基础上, 研究设计了减振降噪方案和开发相应的声学材料, 由此实施和评价噪声控制的方案。相比原有消声处理后的电机最终总体噪声从 89 dB 降低到 81 dB, 优于现有要求的 85 dB 的指标。

**关键词:** 声学; 电机; 减振; 降噪; 吸声; 阻尼

中图分类号: O42; TB53

文献标识码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1335.2014.04.044

## Noise Control of a High Power Electric Motor

PENG Ruo-long, XIA Bo-wen, YANG Tao

(Zhuzhou Times New Material Technology Co. Ltd., Zhuzhou 412007, Hunan China)

**Abstract:** Noise control of a domestic typical high-power electric motor is studied. Based on the measurement and analysis of the noise of the motor, the contribution and transfer path of the noise sources are determined. The noise reduction scheme is designed and the corresponding acoustic material is developed and applied to the electric motor. The results show that in comparison with the original motor, the overall sound level of the noise can be decreased by 8 dB, which effectively improves the compatibility of this type of motors.

**Key words:** acoustics; motor; vibration damping; noise control; sound absorption; damping

电机噪声一般包括气动噪声、机械噪声和电磁噪声。电机的气动噪声主要是由于电机加装了散热风机所产生; 电机机械噪声和电磁噪声主要是由于电磁激励和机械旋转所产生的噪声<sup>[1]</sup>。

对于如图 1 所示的箱式大功率工业电机而言, 当电机运行时由于电机外壳的密封作用, 使得电机运行时电机冷却系统的风扇气动噪声比机械噪声和电磁噪声高, 成为主要噪声源, 同时过大的气动噪声还将引起电机的整体噪声超标。本文针对国内某企业箱式大功率电机的噪声值较高问题, 开展噪声控制工作和结构优化设计, 成功大幅降低了该电机整体噪声, 不但满足了该电机的现有噪声指标, 并提高了现有电机的通风量。

### 1 电机振动噪声测试结果

电机的噪声主要由三部分组成: 内、外风扇引起

的空气动力性噪声、机壳振动等引起的结构噪声与电机的电磁噪声<sup>[2]</sup>。

图 1 为国内某企业生产的一种典型的箱式大功率电机。该电机前端为进风口, 经过上部的冷却器, 最后由出风口排出气体。而电机旋转部件则被电机外壳所包裹密封。在测试时, 为确定主要声源, 在靠近进风口、出风口以及电机中部的旋转部件区域附近各布置了一个传声器。



图 1 电机结构图

收稿日期: 2013-11-01

**作者简介:** 彭若龙(1981-), 男, 湖南攸县人, 目前从事噪声与振动控制。

E-mail: pengruolong@teg.cn

表 1 为测试的五款箱式大功率电机噪声声压级。其中测点 N1 靠近电机出风口, 主要评估该电机

排气噪声贡献;N2为靠近电机中部,主要评估电机结构噪声贡献;N3主要靠近电机进风口,主要评估电机进气噪声的贡献。从表1,可以看到,当加装外风扇时,N3测点噪声均比N1和N2测点声压级大约6 dB以上。特别对于B型号电机而言,在加装外风扇前后N3测点噪声相差13 dB。因此整个电机以进气端噪声贡献为主。

表1 不同型号的电机噪声值

型号	功率/kW	N1 dB(A)	N2 dB(A)	N3 dB(A)
A(无外风扇)	1 120	81.4	83.3	79.0
B(无外风扇)	1 000	81.0	79.2	84.9
B(有外风扇)	1 000	94.8	89.9	98.0
C(有外风扇)	900	91.7	89.4	98.3
D(有外风扇)	1 800	91.7	89.4	98.3
E(有外风扇)	711	83.1	84.9	94.5

图2为风扇在安装外风扇时的噪声频谱特性。可以看到,除去低频的50 Hz和100 Hz的电信号噪声峰值外,该进气噪声的峰值出现在497 Hz。由于该电机的叶片数为10,运转速度为2 984 r/min。因此该电机风扇的1阶旋转噪声为

$$f = \frac{2984}{60} \times 10 = 497 \text{ Hz}$$

它正好对应于外风扇的1阶旋转噪声。同时从图2还可以看到,在接近1 kHz时,电机的2阶旋转噪声的也有一定的贡献。

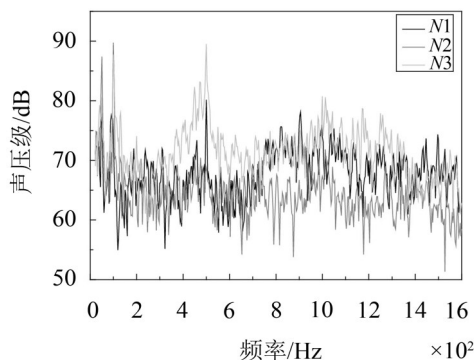


图2 不同测点在正常工况下的噪声频谱

因此下一步的工作就是主要针对进风风扇开展降噪工作,同时适当控制外风扇附近机壳的结构噪声。

## 2 电机的振动噪声控制

风扇运行时的噪声主要包括两部分。首先是最

主要的气动噪声,其次在本项目中特别需要注意的是由于外风扇的旋转也将激起外风扇周围薄壳的结构振动,进一步引起结构辐射噪声。因此,具体的降噪方案主要是开展风路的消声处理,降低空气动力噪声;其次是针对结构辐射噪声进行制振处理,降低噪声的辐射。一些具体实施过程分述如下。

### 2.1 减振设计

固体表面振动可以辐射噪声,对于表面振动速度 $v(x, y, z)e^{j\omega t}$ ,其空间 $r(x, y, z)$ 辐射声场可由式(1)来确定

$$p = \iint_s \frac{i\rho_0 c_0 k v(x, y, z)}{4\pi r(x, y, z)} e^{j\omega t} dS \quad (1)$$

式(1)表明,结构辐射声场强度与表面振动速度、辐射面积以及频率等有关<sup>[3]</sup>。大面积的薄板振动,有最大的辐射效率。这种由金属板结构受激振动所产生的噪声称为结构噪声。对于风扇周围金属板这种结构振动,由于本身阻尼较小,为 $10^{-4}$ 量级。比较经济的做法是在需要减振部位的金属壳体上加一层阻尼层,让原来机壳振动的能量,尽可能多的耗散在阻尼层中,实现减振降噪<sup>[4]</sup>。

内外风扇由于气流脉动的冲击,使得周围的壁面振动很大,因而需要对风扇附近的薄壁结构进行阻尼减振处理,降低其结构辐射声。由于蜗壳靠近外风扇,所以蜗壳的壳体振动较大,需要对其进行减振吸声处理。蜗壳的处理设计了两种方案,第一种方案在蜗壳的内壁和端罩贴附单层的阻尼材料。第二种方案为进一步提升制振效果在蜗壳内壁两侧都贴附阻尼材料,即形成双向减振。方案中多层共挤阻尼材料的阻尼性能如下图3所示,通过阻尼耗散振动能量,减少壳体的振动,降低机壳向外辐射的噪声,并减少振动传递从而降低由振动引起的噪声。

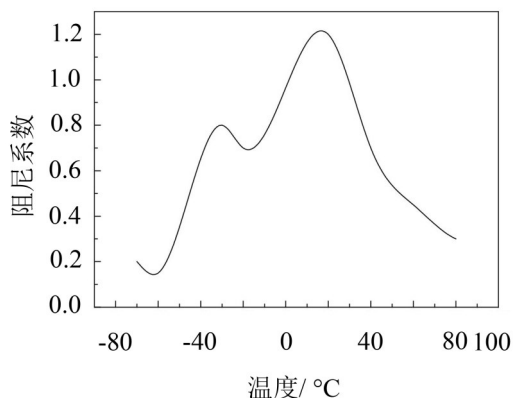


图3 时代新材橡多层共挤阻尼材料阻尼性能

实际中方案1和方案2各测点结果如下表2所示,可以看到方案2相比方案一要低2 dB,而在进风

表2 方案1和方案2对比 单位/dBA

方案	总声压	进风口	内风扇	出风口
1	87.1	88.0	89.6	84.5
2	85.1	83.6	88.1	82.3

口降低量为4 dB,说明阻尼的制振对于外风扇周围机壳的结构辐射噪声有明显的抑制作用。

## 2.2 电机风路的噪声控制

从前述的测试结果气动噪声中以进气噪声为主,因此消声重点为控制进气噪声,同时在整个风路上进行消声设计以降低总体噪声。

在本项目中,由于噪声为宽频噪声,同时考虑材料成本等因素,我们推荐纤维板材料构成消声通道的主体吸声材料。此外配合发泡吸声材料。消声通道的消声量主要取决于消声长度和消声通道内的材料吸声系数。消声器的消声量经验公式为<sup>[5]</sup>

$$\Delta L = \varphi(\alpha) \frac{P}{S} l \quad (2)$$

式中 $\Delta L$ 为消声量;为与吸声材料系数 $\alpha$ 有关的消声系数(dB), $P$ 为通道截面的周长; $S$ 为通道横截面面积; $l$ 为消声通道有效长度。

为了控制进气噪声,在进风风扇前段加装了一级前级消声通道,如下图4所示。从前级消声通道到出风筒,通过铺设吸声材料形成消声通道,由此在通过消声通道时会减小气动噪声。从前级消声通道开始各部分的吸声材料及结构的安装如下图。

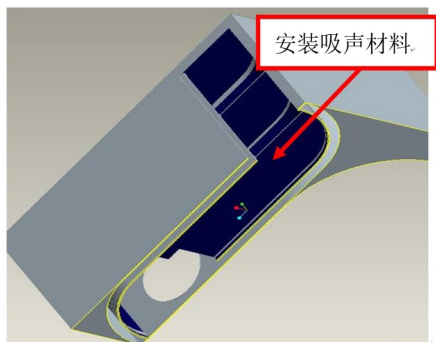


图4 前级消声通道示意图

首先是在吸风嘴前级去除进气筒,加装一个前级消声通道,具体内部的吸声布置如图4所示。通道四周侧壁安装吸音板,为了降低流阻,顶部进口端设计为弧形,然后在通道中间加吸声板,进一步提高降噪效果。

随后考虑吸风嘴和端罩以及导风筒,一方面在端罩内进行吸声处理,主要是在蜗壳两侧贴附吸声

材料。另一方面由于蜗壳的出风噪声比较大,所以导风筒部位也需要做吸声处理。对于导风筒的处理如图5所示,主要是在两横向壁面安装吸声材料,为减小阻力去除中间的导风板。

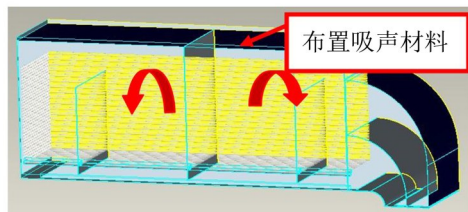


图5 冷却器内部吸声布置

对冷却器内部的吸声处理。客户之前的方案是在冷却器的三个壁面都安装吸声材料。但由于冷却器的尺寸很大,所需要的吸声材料很多,同时结合表1的噪声分布情况以及风路循环路径,本方案仅在冷却器的顶部布置吸声材料。如图5所示,其内风路的循环路径如下图红色箭头所示,因此在顶部壁面安装吸声材料效果最好。这种布置可以有效的吸收电机内部的噪声,既能保证吸声效果,又能达到节约成本的目的。

出风筒的吸声处理如图6所示,在出风筒的横向壁面上布置吸音材料,进一步降低电机的出风噪声。



图6 出风筒内部吸声布置

此外对于蜗壳与主轴之间存在的间隙,为了降低泄漏的噪声,设计了u型的吸隔声挡板,以降低该处的声音泄漏。

最终对比了优化设计后的减振降噪方案与原始消声降噪方案,其测试结果如下表3所示。

表3 最终方案和原始消声方案对比 单位/dBA

方案	总声压	进风口	内风扇	出风口
本方案	81.1	83.0	81.6	81.7
原始	89.7	94.1	88.3	84.3

(下转第213页)