

文章编号: 1006-1355(2000)02-0014-03

空调器室内柜机噪声的空气动力学分析

单希壮

(中国科学院力学研究所 北京市海淀区中关村材路15号100080)

摘要 本文对目前空调器室内柜机运转所产生的气流噪声从空气动力学的角度给予分析, 并进行了相关的试验研究。试验表明: 大幅度降低空调器室内柜机运转噪声是切实可行的。

关键词 噪声 空调器

中图分类号: TB532 **文献标识码**: A

1 引言

随着人民生活水平的逐步提高, 空调器在人们日常生活和现代办公等环境中已被广泛使用。尽管空调产品的噪声指标已低于国家标准, 但空调器运转时所产生的噪声仍显得偏大, 不能满足用户的要求。一般认为日常生活的环境噪声应不高于 35dB(A), 办公的环境噪声应不高于 45dB(A)。但目前空调器产品大多不能达到这个标准。空调器室内落地柜机的运转噪声明显偏大。2 匹柜机的噪声一般在接近 50dB(A) 的水平, 3 匹和 5 匹柜机的噪声一般均在 50dB(A) 以上, 甚至接近 60dB(A)。

目前各空调器厂家的室内机降噪水平相当, 传统的降噪技术已基本达到极限。有些产品的降噪是靠牺牲性能指标为代价的, 实际上并没有解决问题。本文从空气动力学的角度对噪声产生机理进行了分析, 提出了改进的新方向, 并进行了实验验证。

2 空调器室内柜机运转噪声的产生机理

空调器所产生的噪声包括机械噪声和气流噪声, 但气流噪声远大于机械噪声。空调器室内柜机运转时所发出的噪声主要由进气口噪声、风扇噪声(旋转噪声和涡流噪声)、换热蒸发器噪声以及排气口噪声组成。

空调器的品种很多, 但室内柜机的基本形式为下部进气, 上部排气。柜机内部的结构大致为三种。

目前空调厂家所选用最多的一种方式是将离心风扇安置在柜机的下半部, 换热蒸发器斜置在柜机的上半部。换热蒸发器的斜置方式为从后上到前下(如图 1a), 或由出风口下(前上)到后下(如图 1b)。以下就此结构进行噪声分析。

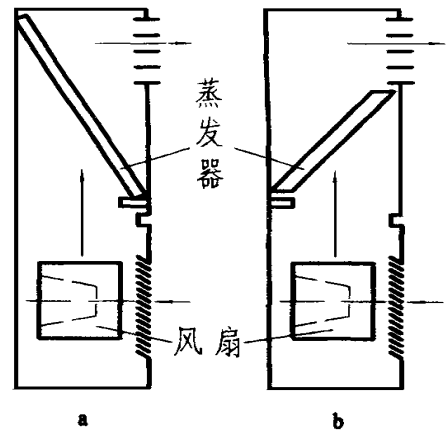


图 1 常用柜机的内部结构

进气口噪声。进气口噪声包括进气叶栅(前面板)噪声和进气唇口噪声。

由于气流进入离心风扇除具有轴向速度之外, 还具有明显的切向速度, 即进气气流是一股旋转气流。这就要求前面板最好有导向作用。但几乎所有的空调器都没有这种设计。在多种多

样的面板进气叶栅设计中, 设计为平直叶栅的情况(如图 2a)相对最为合理。而个别产品为了美观, 叶栅倾斜面设计得过大(如图 2b), 严重阻碍了进气流体的旋转, 增大了噪声。试验表明, 不合理的面板设计可使噪声增加 2~ 3dB (A)。

进气流体进入离心风扇后急剧转为风扇的径向, 不合理的进气唇口导致唇口气流严重分离, 增加噪声。目前大部分产品的进气唇口在设计上存在着不合理设计问题。



图 2 进气叶栅

另外, 几乎所有品牌的柜机均在风扇与后墙之间留有间隙, 将风扇甩出的高压气流重新引入离心风扇, 为的是形成绕电动机的冷却气流。但这股气流同时降低了风扇的效率。又由于这股气流与从前面进入的气流产生碰撞, 附加了新的噪声

风扇噪声。 风扇噪声包括旋转噪声和涡流噪声。

旋转噪声: 亦称叶片噪声。它是由旋转的叶片周期性地打击空气质点, 引起空气的压力脉动, 从而产生的噪声。

涡流噪声: 风扇叶片在转动时, 使周围气体产生涡流。这些涡流由于粘滞力的作用, 又分裂成一系列分立的小涡流。这个涡流和涡流分裂使空气发生扰动, 形成压缩与稀疏过程, 从而产生噪声。对于空调器离心风扇而言, 涡流噪声占主要部分。

风扇噪声从声源特性来说, 属于双声源, 即

偶极子源。经过数学推导可得到双源的声功率

$$W = K_1 \rho L^2 V^6 \quad (1)$$

其中: K_1 ——比例常数

ρ ——气体密度

L ——离心风扇直径

V ——气流速度

由此可知风扇噪声声功率与其叶片旋转圆周速度的 6 次方和离心风扇叶轮直径的平方成正比。

蜗壳噪声

蜗壳噪声是由于离心风扇的旋转所产生的, 当风扇旋转时蜗舌间隙过小时, 噪声很高。由于蜗舌间隙不同, 同一个通风机在最佳工况点的声压级约差 18dB (A)。蜗舌尖端半径的大小对通风机气动特性无明显影响, 但对噪声的影响却不能忽视。蜗舌半径大小的变化, 对最大噪声量的影响大约相差 6dB (A)。

另外由于蜗壳内的流动分离, 以及蜗壳设计不合理均导致蜗壳噪声(主要是涡流噪声)增大。

换热蒸发器噪声

换热蒸发器其散热片对打碎大涡团具有很大作用, 对于减低排气噪声有好处。换热蒸发器所发出的噪声主要是机械性噪声。

目前蒸发器散热片间距在 1.3~ 1.8mm 之间, 气流在其间的行程在 40~ 80mm 之间。按所需空气循环流量计算, 气流在其间的流速处于 2~ 4m/s 之间。所以气流流过换热器的时间一般不过 100ms。反过来说, 由于行程和停留时间短, 为了得到足够的温降, 散热片间距必须小至 1.3~ 1.8mm 之间。这就增加了流道阻力, 由此必须增加风扇的全压, 提高转速, 由此带来间接的噪声增长。

出风口噪声

出风口噪声包括出风口内噪声和出风口外噪声。

出风口内噪声:

由于出风口内的气流从向上改成水平吹出, 一些品牌的柜机没有很好地处理出风口内

的结构,导致严重的涡流,同时产生涡流噪声。如图3所示。

出风口外噪声:

出风口外噪声是由于柜机喷出气流的气体粒子和周围的静止或低速气体粒子发生涡流混合碰撞,使大气的稳定状态受到破坏而发生扰动,这就产生了强大的喷气噪声。

出风口内的涡流

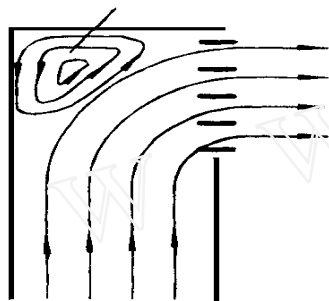


图3 出风口内的涡流

喷气噪声从声源特性来说,基本上属于四极子源。喷气噪声的声功率

$$W = K_2 V^8 D^2 \quad (2)$$

其中 K_2 ——比例常数

V ——喷气速度

D ——出风口特征尺度

可以看出,喷气噪声的声功率与喷气流速度的八次方成正比。

3 降低室内柜机气流噪声的方法

通过前述分析得知,柜机的大多数组件都对噪声产生影响。欲彻底地降低空调器室内柜机运转时气流噪声必须全盘考虑各组件的影响,解决关键问题,大幅度降低气流噪声。

由(1)、(2)式知速度是主要影响参数。但由于制冷的需要,循环风量是不能改变的。所能改变是降低柜机内部不合理的局部高速。但降低了柜机内的气流速度也就降低了离心风机的全压,如不进行其他改动,势必降低循环风量,影响空调器的制冷性能。因此必须使流道阻力有所降低。

通过如下工作可以降低流道阻力:

改进进气叶栅,使进气叶栅的方向与进气方向保持一致;

改进离心风扇和蜗壳的设计:在保证循环风量不变的情况下,使全压有所降低,涡流减少,出口流速降低,流向更加均匀;

改进换热蒸发器的设计:根据空气动力学的计算,流道扩大1倍宽度,流道长度加长1倍,气体与壁面的接触面积未改变,但流道阻力下降了约70%。所以,为了达到降低流道阻力的目的可以加大散热片间距,加大气流在其间的行程,同时为了保证热交换效率不降低,需要在散热片上冲压出合理的扰流结构;

改进出风口结构:安装合理的导流装置,减少涡流的产生。合理选择出风口的形式、形状和尺寸,合理地选择出风流速,从而减少出风口噪声的产生。

通过以上改进,降低了流道阻力,调低离心风扇电机转速,这同时就降低了离心风扇的全压,噪声得以降低。

4 试验结果

根据以上思路,我们对空调器室内柜机进行了减低噪声的全面试验研究。研究结果表明:全新改装后的空调器室内柜机在保证其性能不降低的前提下,运转噪声比现有产品可降低8-10dB(A)左右。噪声声压降低60%以上,效果相当显著。

本项降噪设计已申报国家发明专利(申请号:99123819.2)

参 考 资 料

- [1] 方丹群等《噪声控制》,北京出版社,1984年
- [2] 方丹群《空气动力性噪声与消声器》,科学出版社,1978年
- [3] 智乃刚等《风机噪声控制技术》,机械工业出版社,1985年
- [4] 马大猷《噪声控制学》,科学出版社,1987年
- [5] 薛宗柏《通风机与鼓风机》,大东书局出版,1955年