

建筑科学研究报告

REPORT OF BUILDING RESEARCH

1982

No. 22

低噪声前向多翼离心通风机试验研究

A Low-Noise and Forward Curved Multiple Blade Centrifugal Fan



中国建筑科学研究院

CHINESE ACADEMY OF BUILDING RESEARCH

提 要

本文介绍了一种小曲率、强前弯叶片,变流道的前倾多翼离心通风机。该型号的离心通风机可用于各种柜式空调机组和小型净化设备。试验结果表明,这种离心通风机具有较好的空气动力学性能和较低的噪声。其性能指标如下:

电动机额定转速:	960 转/分
风 量:	2400 米 ³ /时
全 压:	45 毫米水柱
轴 功 率:	367 瓦
风 机 效 率:	81%
声 压 级:	60.14 dB(A)
流 量 系 数:	0.628
压 力 系 数:	1.63
功 率 系 数:	1.26
比 声 压 级:	11 dB(A)

A Low-Noise and Forward Curved Multiple Blade Centrifugal Fan

Institute of Air-conditioning Li Dingqing Gu Yuzhen

Abstract.

This paper introduces a forward curved multiple blade centrifugal fan, which has blades curved more forward with a small radius of curvature and varying flow passage.

This type of centrifugal fan may be used in different types of packaged air conditioner and small air cleaning units.

Experimental results show that this type of centrifugal fan has better aerodynamic performances and lower noise.

Its performance specifications are as follows:

RPM of electric motor	960 r/m
Air flow rate	2400 m ³ /h
Total pressure	45 mmH ₂ O
Axis power	367 w
Fan efficiency	81 %
Sound pressure level	60.14 dB(A)
Flow coefficient	0.628
Pressure coefficient	1.63
Power coefficient	1.26
Specific sound pressure level	11 dB(A)

目 录

前言.....	(1)
一、通风机样机尺寸的确定.....	(1)
二、试验装置及试验方法.....	(2)
三、通风机噪声.....	(8)
四、试验结果分析.....	(10)
五、小结.....	(21)
参考文献.....	(26)

低噪声前向多翼离心通风机试验研究

空气调节研究所 李鼎庆 顾煜珍

前 言

随着国民经济的发展,对空调设备的需要量日益增加。而我国空调设备产品品种少,质量较差,性能不够稳定,与经济发达国家相比差距较大。为适应我国当前的需要,提高空调设备的性能,缩短与国外先进水平的差距,我们对空调设备的主要部件前向多翼离心通风机进行了一些研究工作。我们以叶轮外径为 $\phi 300$ 毫米的前向多翼离心通风机作为样机,研究工作重点放在为提高其机械效率和降低其运转噪声。通过设计、研制、性能试验,初步掌握了前向多翼离心通风机各种参数的变化对通风机噪声及其空气动力性能的影响规律。

由于我国还没有通风机噪声测定的国家标准,我们参照了日本标准、美国ASHRAE标准和我国通风机行业标准进行性能试验。试验结果表明基本满足要求。

为了进一步降低前向多翼离心通风机的噪声和提高其空气动力性能,还有很多问题有待我们在今后的实践中进一步去研究。

一、通风机样机尺寸的确定

空调设备配套用通风机,要求具备尺寸小,重量轻,效率高,空气动力性能好,噪声低等特点,并且希望制造方便,售价低廉。目前我国空调设备配套用离心通风机大多数采用薄板圆弧形前向多翼离心通风机。这种风机制造简单,轻便价廉,空气动力性能较好,基本上能满足使用要求。但因其噪声较高,效率较低,所以我们针对这些问题进行了一些探索工作。由于现有通风机理论还不很完善,不能用计算方法得到所设计通风机的足够精确的性能曲线,只能通过通风机样机性能测试,得到其全部性能曲线。

(一)样机结构设计参数

通风机的风量 $Q = 2000 \text{米}^3/\text{时}$;

全压 $H = 25 \sim 30$ 毫米水柱;

转速 $n = 960$ 转/分。

经计算确定结构参数为:

1、叶轮:

外径 $D_2 = \phi 300$ 毫米;

内径 $D_1 = \phi 264$ 毫米;

内外径比 $D_2/D_1 = 0.88$;

叶片厚度 $\delta = 1$ 毫米;

叶轮宽度 $0.40D_2$, 120毫米;

$0.48D_2$, 145毫米;

入口角 $\beta_1 = 60^\circ$;

出口角 $\beta_2 = 10^\circ$;

叶片数 $Z = 72、80、36、144$ 片四种;

叶片中心角 $\alpha = 120^\circ$ 。

采用阿基米德螺旋线(四点近似画法)三种蜗壳尺寸列于表 1:

表 1

名 称	张 开 瘦 A	$\Delta/4$	R_1	R_2	R_3	R_4
蜗壳 (I)	150	37.5	278	242	206	170
蜗壳 (II)	152	38	281	243	205	186
蜗壳 (III)	144	36	278	242	206	179

出口面积 $F = 300 \times 185 \text{ 毫米}^2$ 。

见图 1.

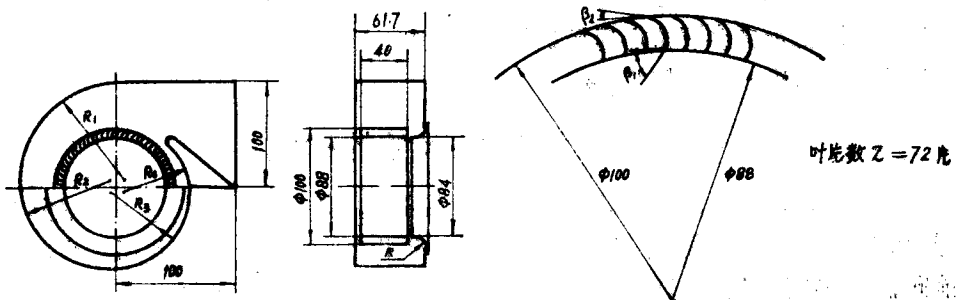


图 1 风机空气动力简图

二、试验装置及试验方法

對聯詩好詩好對聯

根据我国国家标准 GB 1236—76《通风机性能试验方法》并参照日本工业标准 (JIS B 8330) 和美国采暖、制冷及空调工程师学会 (ASHRAE) 等标准, 将本试验台设计为排气试验装置, 如图 2 所示。

试验风筒采用了内径为 $\phi 256$ 毫米壁厚为6毫米的无缝钢管。采用厚壁管可以避免管内气流噪声向外扩散,不致影响噪声的测量。

测量通风机噪声，主要是测量它的A声级和倍频程频谱噪声。为了更客观地表示通风机的噪声源特性，往往需要测量噪声源的声功率和指向性，因为在一定工作条件下，通风机发出的声功率是一个恒量，它不像声压级那样随着距离的改变而变化。但是，要准确地直接测量出通风机的声功率级在技术上很困难，同时测量仪器和测量装置的制作又需要化费相当的经费，因而一时尚不能办到，只能在特定条件下通过测得的声压级进行换算。

声压级的测量方法通常有四种：（1）消声室的自由声场法；（2）混响室的扩散声场

法；（3）半混响场法；（4）管内法。但无论哪一种方法都各有优缺点，目前还没有最佳方法。根据现有条件，我们采用了半混响场法，测量通风机进风口周围的声压级（管外法）。

但是，在通风机进风口周围测量噪声时，会受到试验风筒出口噪声的干扰，影响噪声的测量，为此，用两道门把试验台的出风口与通风机进风口隔开，并在试验风筒末端安装了消声尖劈。消声尖劈采用木框结构，内填密度为 40 公斤/米³的合成棉纤维，外包塑料窗纱，见图3。

（二）性能试验方法

1、空气动力性能试验方法

空气动力性能试验通过在消声尖劈出口两侧的两块插板分九个开度来实现风量的调节。

通风机由0.75KW 的J03—T8026型三

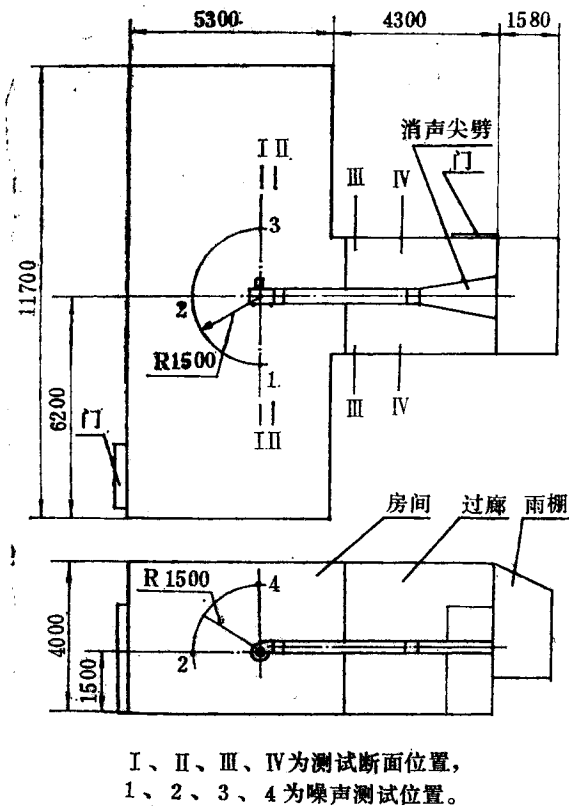


图 2 风机试验台示意图

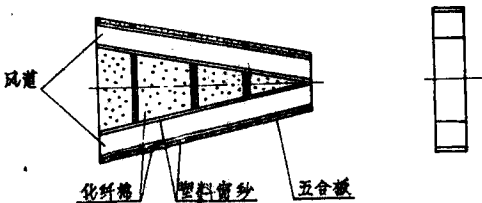


图 3 消声尖劈示意图

相异步电动机直接传动，转速为960转/分。按国家标准要求的位置在风筒内壁上的静压孔进行静压测量，风量是通过φ6毫米的紫铜管制成的多孔十字形管进行平均动压的测量再换算而得。多孔十字形管与校正过的毕托管，恒温风速计进行了对比测试，测试结果见表 2。当

对比测试记录

表 2

测点	“+”字管		毕托管		恒温风速计
	动压 毫米水柱	风量 米 ³ /时	动压 毫米水柱	风量 米 ³ /时	风量 米 ³ /时
1	0	0	0	0	0
2	0.58	517	0.59	574	556
3	1.33	864	1.29	852	862
4	2.42	1166	2.39	1158	1171
5	3.99	1497	4.21	1538	1538
6	6.45	1903	6.43	1899	1925
7	8.80	2223	8.81	2224	2241
8	11.18	2505	11.06	2492	2439
9	13.20	2722	13.22	2724	2679

与毕托管对比时，读值相差在1%以内；当和恒温风速计对比时，读值相差2.7%以内。由此表明本试验台采用多孔十字形管测量风管内平均动压是可行的。

在测量通风机静压时，为了使静压测量点有一个稳定的气流，静压测量位置离风机出口端距离是风管直径的七倍，从而带来了一个风管阻力损失问题。阻力损失 ΔH 与管内气流速度有关，即 $\Delta H = f(u)$ 。经实测得到试验台风筒阻力 ΔH 与风量（或风速）的关系曲线，见图4所示。利用此曲线对测得的通风机静压进行修正。

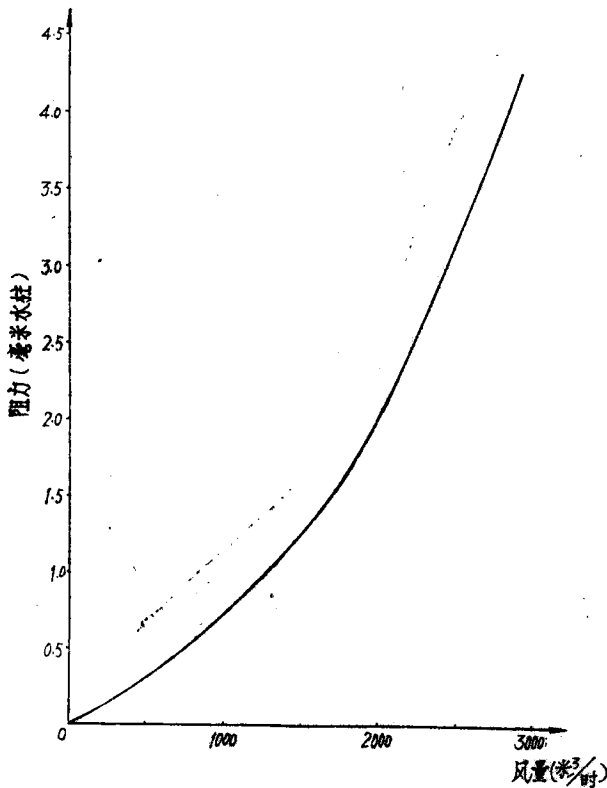


图 4 风筒阻力修正曲线

2、噪声性能试验方法

(1) 消声尖劈的声学性能

在试验风管内只有由风机向管道出口端的平面传波时，声强在管内任何地点才是一定的。但是，由于管道出口端的影响而存在反射波时，与从风机来的直接声波发生干扰，如图5所示，即出现驻波现象，这将会影响传声器在管内的纵向位置。因此，管内若有驻波存在，声压就随地点不同而不同。这样，在管道内测量声压便不可能。为了消除管内驻波，在管道出口端装上了消声尖劈，然后用移动传声器的办法来测量声压级以检验管内是否还有驻波存在。参考英国标准BS4718—1971，当测量频率为63赫、125赫时声压级的最大值和最小值之差不大于3分贝，就可认为消除了驻波。根据上述原则对本试验台消声尖劈的性能进行了测量，在管内1300毫米的长度上，均分八个点进行测量，插板位置为风机最高效率点的位置，其测量结果见表3。

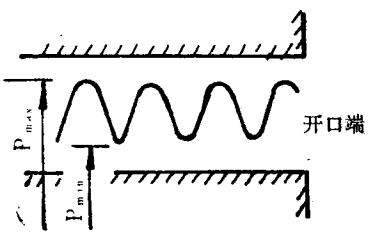


图 5 反射波引起的驻波

在本试验台消声尖劈的性能进行了测量，在管内1300毫米的长度上，均分八个点进行测量，插板位置为风机最高效率点的位置，其测量结果见表3。

尖劈性能测试表 (单位: 分贝)

表 3

测点 声压级	1	2	3	4	5	6	7	8
63赫	100.5	101	101	101	100	100.5	100	100
125赫	93	92.5	92	92	92	91.5	92	92.5

从测量结果可以看出, 当频率为63、125 赫时, 其声压级的最大值和最小值之差分别为1和1.5分贝, 都没超过3分贝, 说明本消声尖劈是合适的。

(2) 通风机的噪声性能试验方法

根据我国风机行业标准《通风机噪声测定》要求, 本试验台可用管外法和管内法两种方法进行噪声测量。管外法是在通风机进风口周围四点测定声压级, 结合空气动力性能逐一地测定通风机在各种运行工况下由进风口向周围发出的噪声, 测点距通风机轴线为 1.5米。测定位置见图2。管内法是在管道内测量通风机在各种空气动力工况下的声功率级。本试验管道内的风速最大可达15米/秒左右, 若在这种气流中直接安置传声器, 则在传声器的受压面上, 除了作用上欲测的通风机声压外, 还将承受由于气流湍流脉动而产生的压力以及当气流流到传声器保护受压面网上面产生的涡流声压, 这样所测得的声压就会比通风机本身的声压大得多; 为了防止这一点, 在传声器的受压面上装上一个流动阻力较小的鼻状锥, 进行噪声的测量。由于管内法这种测试方法在技术上还不太成熟, 测试数据仅作参考。

(三) 计算公式

1. 风量与风压计算

$$H_{动N} = \frac{V^2 N \cdot r}{2g}$$

$$Q_N = V_N \cdot F_N = Q \dots\dots\dots 1$$

$$H_{动I} = H_{动N} \left(\frac{F_N}{F_I} \right) = H_{动}$$

$$H_{静I} = H_{静II} + \Delta H$$

$$H_{静} = H_{静I} - H_{静II}$$

$$H_{全} = H_{静} + H_{动} \dots\dots\dots 2$$

式中:

$H_{全}$ 、 $H_{静}$ 、 $H_{动}$ ——分别为通风机的全压、静压和动压, 毫米水柱;

Q ——通风机风量, 米³/秒;

V ——试验风筒内平均气流速度, 米/秒;

F ——风筒截面积, 米²;

r ——空气比重, 公斤/米³;

g ——重力加速度, 米/秒²;

ΔH ——风机出风口至静压测量点(断面III)处的阻力损失, 毫米水柱。

角码 I、II、III、VI 分别为测试断面位置, 见图 2。

2. 通风机效率计算

试验电机为J03—T8026型, 按其效率曲线, 进行通风机效率的计算。

$$\eta_{\text{风}} = \frac{Q \cdot H}{102N} \times 100\% \dots\dots\dots 3$$

$$N = W \cdot \eta_{\text{电}} \dots\dots\dots 4$$

式中:

N——电机输出功率, 瓩;

W——电机输入功率, 瓩;

η ——效率。“ $\eta_{\text{风}}$ ”、“ $\eta_{\text{电}}$ ”分别为风机和电机的效率。(电机效率按70.5%计算)。

3、无因次特性曲线

通风机性能还往往用无因次特性曲线来表示, 此时, 它的性能参数即风量、风压、功率与风机大小无关, 只与风机型式有关。

压力系数 $\bar{H}$

$$\bar{H} = \frac{H}{\rho u_2^2} \dots\dots\dots 5$$

流量系数 $\bar{Q}$

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2 \cdot u_2} \dots\dots\dots 6$$

功率系数 $\bar{N}$

$$\bar{N} = \frac{102N}{\frac{\pi D_2^2}{4} \rho u_2^3} \dots\dots\dots 7$$

式中:

ρ ——空气密度, 公斤秒²/米⁴;

u_2 ——风机叶轮出口圆周速度, 米/秒。

4、噪声计算

声压级与声功率级的关系根据下面公式进行计算。

(1) 半混响场法

在房间内传声器距声源为r米时

$$SPL = PWL + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \dots\dots\dots 8$$

式中:

SPL——声压级, 分贝;

PWL——声功率级, 分贝;

A——房间常数;

Q——指向性系数。

当声源吊在半空中时 $Q = 1$;

当声源放在地面时 $Q = 2$;

当声源放在两墙交线上时 $Q = 4$;

当声源放在三墙的交角时 $Q = 8$ 。

这种声场在现场测量中经常遇到，但是计算很麻烦，近年来人们用标准声源置换法来测量半混响场中的声功率级。

所谓标准声源是一个在一定的频率内辐射足够均匀的声功率频谱的专门声源。该方法是在声学试验室内，先将标准声源的声功率级 $PWL_{\text{标}}$ 测出，再拿到现场，在距被测噪声源中心半径 r 米的半球面上，测出平均声压级 SPL ，关掉该噪声源，再将标准声源放在该噪声源的同一位置上，在同样测点测出平均声压级标，于是该被测噪声源的声功率级为：

$$PWL = PWL_{\text{标}} + SPL - SPL_{\text{标}} \dots\dots\dots 9$$

用标准声源法测量声功率级既简便又准确。

(2) 管内法

$$PWL = SPL + 10 \log F \dots\dots\dots 10$$

式中：

F ——试验风筒横截面积， 米^2 。

本风机实验室属半混响场，按半混响场法进行测量和换算。房间体积为 248米^3 ，经声学测量，房间的混响时间列于表 4。

风机实验室混响时间 表 4

频率 (赫)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
混响时间 (秒)	1.8	2.0	2.0	1.8	1.6	1.5	1.3	1.0

根据混响时间计算出房间常数 A ，并把在房间里测量得到的声压级根据公式换算成相当于自由声场的声压级，取指向性系数 $Q = 2$ ，得：

$$SPL_{\text{自由场}} = SPL_{\text{房间}} - 10 \log \left(\frac{1}{2\pi r^2} + \frac{4}{A} \right) - 20 \log r - 8 \dots\dots\dots 11$$

在噪声测量过程中，如果周围环境的噪声比所测噪声源的噪声还强，则根本无法测出该噪声源的噪声。为要消除环境噪声（亦称本底噪声）对测量值的影响，就要对所测噪声数值进行修正。一般被测噪声源各频谱的声压级都应高于本底相应的噪声级 10 分贝以上，否则按表 5 进行修正。

扣除本底噪声的修正量 (分贝) 表 5

所测噪声与本底噪声之差 Δ	3	4—5	6—9
从测得的噪声中应扣除的噪声级 β	3	2	1

各种设备在进行噪声对比时，虽然可以换算到同一声场，但是由于设备本身作功大小不一，例如一台风量为 $2000 \text{米}^3/\text{时}$ 风压为 15 毫米水柱的风机要和一台风量为 $5000 \text{米}^3/\text{时}$ 风压为 40 毫米水柱的风机作功能力不同，就不能直接相比。需用比声压级或比声功率级方可进行比较。所谓比声压级或比声功率级就是指通风机在单位风量、单位风压下所产生的声压级或声功率级。它不随风机大小和转速的变化而变化，只随风机型式而变化。

通风机比声压级、比声功率级按下式计算：

$$SPL_s = SPL - 10 \log (QH^2) \dots\dots\dots 12$$

$$PWL_s = PWL - 10 \log (QH^2) \dots\dots\dots 13$$

式中

SPL_s ——比声压级, 分贝;

PWL_s ——比声功率级, 分贝;

Q ——风量, 米³/分;

H ——风压, 毫米水柱。

(四) 测试使用仪器

1) DJM 9 型微压计	一台
2) WS—MINIMETER型微压计	一台
3) D26— $\bar{W}$ 型功率表	二台
4) SSC—1型闪光测速仪	一台
5) DS4—O2型动平衡仪	一台
6) 丹麦2209型精密声级计	一台
7) 丹麦1613倍频程滤波器	一台
8) 丹麦4145电容式传声器	一个

三、通风机噪声

通风机发出的噪声可分为机械噪声和空气动力噪声两大类。

(一) 机械噪声 由于叶轮、电动机等旋转体的不平衡, 在旋转过程中产生振动, 如叶轮的静、动平衡不好, 轴承噪声, 电动机电磁噪声以及蜗壳与电机或管道联接而产生共振发出的噪声等。

(二) 空气动力噪声 由旋转噪声和涡流噪声两个部分组成。

1. 旋转噪声: 亦称叶轮噪声, 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而产生的噪声, 这个压力脉动, 可以由富氏级数表示:

$$f(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega t + \varphi_n)$$

$f(t)$ 是一个以 t 为周期的周期函数, 式中 $\omega = \frac{2\pi}{t}$ 是周期函数 $f(t)$ 的角频率, 称为基频; $\frac{A_0}{2}$

称为直流分量; $A_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$ 称为基波; $A_n \sin(n\omega t + \varphi_n)$ 称为 n 次谐波。

$\frac{A_0}{2}$ 亦称为稳态分量, 是空气动力设备所需要的气流压力, $\sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega t + \varphi_n)$ 称为

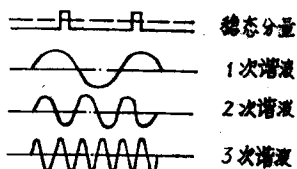
脉动分量, 则是叶片产生的旋转噪声, 如图6所示。

旋转噪声的频率就是叶片每秒打击空气质点的次数, 其数值为:

$$f_i = \frac{nz}{60} i$$

式中 n ——每分钟转数; Z ——叶片数; $i=1, 2, 3, \dots$

图6 按富氏级数展开的叶轮旋转噪声示意图 ——谐波序号, 即有 Z 个对称排列的叶片的叶轮, 当它每分钟转 n 转时, 其旋转噪声的基频为:



$$f_1 = \frac{nZ}{60} \cdot 1$$

该叶轮旋转噪声的谐波分为 $f_2 = 2f_1$, $f_3 = 3f_1$,。

根据样机数据计算基频 f_1 , 样机转速 n 为 960 转/分, 叶片数 Z 为 72 片, 于是

$$f_1 = \frac{n \cdot Z}{60} \cdot 1 = \frac{960 \times 72}{60} = 1152 \text{ (赫)}$$

从 A121 通风机叶轮噪声实测结果, 在最高效率点处的频谱如图 7 所示。在 1000 赫附近出现了峰值, 与计算结果基本相符。

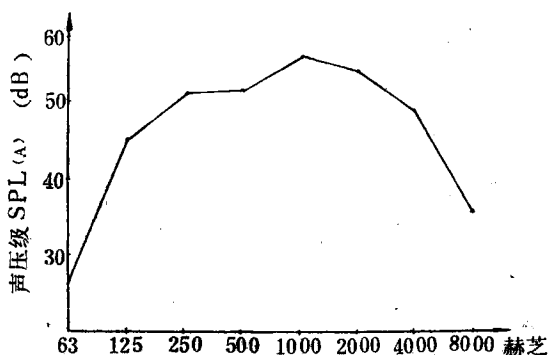


图 7 A121 叶轮最高效率点频谱曲线

2. 涡流噪声: 叶片在转动时, 使周围空气产生涡流, 由于粘滞力的作用, 分裂成一系列分离的小涡流, 使空气发生扰动, 形成压缩与稀疏过程, 而产生噪声。

涡流噪声的频率 f_i :

$$f_i = Sh \frac{W}{D} i$$

式中 Sh ——斯脱洛哈立数, 在 0.14~0.20 之间, 一般取 0.185; W ——气体与物体的相对速度; D ——物体的正表面宽度在垂直于速度平面上的投影; $i = 1, 2, 3, \dots$ ——谐波序号。

当叶轮旋转时, 涡流噪声的频率取决于叶片与气体的相对速度, 而旋转叶片的圆周速度则随着与圆心的距离而变化, 从圆心到最大圆周, 速度连续变化, 因此, 叶轮旋转所产生的涡流噪声呈明显的连续谱。

当通风机叶轮的圆周速度很高时, 旋转噪声占优势, 反之则涡流噪声占优势。旋转机械的噪声频谱往往是一个宽频带的连续谱, 在其上有几个较突出的峰值 (如图 7 所示), 这是由于旋噪转声和涡流噪声相互混杂的结果, 但在功率小, 转速低时, 不太明显。

(三) 降低通风机噪声的方法

1. 降低通风机的机械噪声, 可通过增加整个通风机的刚度, 改善叶轮的动平衡, 选用低噪声的轴承及电动机等措施降低机械噪声。

2. 空气动力噪声在通风机中占支配地位, 因此要从根本上降低通风机噪声, 必须设法降低空气动力噪声。

(1) 空气动力噪声中的旋转噪声, 与叶片附近的流动状态有密切关系。通过减轻每个叶片当量流体力的负荷, 增加风机叶片数或者使叶片的几何形状设计成无冲击流动, 就能有

效地降低旋转噪声，并且涡流噪声也会降低。

(2) 涡流噪声还可以通过消除障碍物和使流道圆滑等方法来降低。

四、试验结果分析

由于噪声测试的限制，为了防止外界噪声对噪声测试的影响，在噪声测试时，测试房间门窗紧闭，房间静压力低于大气压力。本章节通风机性能曲线只供试验分析研究探讨用。

(一) 效率与噪声的关系

通风机噪声主要是由于流动不均匀和涡流所引起，其发声方式为声偶极子。叶轮诸叶片上一小段叶片 dl ，所发出的声功率 dp 为：

$$dp = Y \frac{\rho}{C^3} V^6 C_x^2 Z B dl \dots\dots\dots 14$$

式中

ρ ——空气重度，公斤/米³；

C ——声速，米/秒；

V ——流动的特征速度，米/秒；

C_x ——阻力系数；

Z ——叶片数；

B ——叶片弦长，米；

Y 为相似系数，它随着叶片的形状与排列、雷诺数和马赫数等空气动力参数及发声场的声学特性等因素变化而变化，小段叶片 dl 处的空气动力损失 dN 为

$$dN = C_x \rho V^3 Z B dl \dots\dots\dots 15$$

因此

$$dp = Y \frac{dN^2}{\rho C^3 Z B dl} \dots\dots\dots 16.$$

若把叶轮的外径 D_2 作为风机的特性长度，对于几何相似的风机， $ZBdl$ 与 D_2^2 成正比。把上式

对整个叶片进行积分，得到总声功率 PWL ：

$$PWL = Y_T \frac{N_T^2 (1 - \eta)^2}{\rho C^3 D_2^2} \dots\dots\dots 17$$

式中

N_T ——轴功率；

η ——通风机的流动效率；

Y_T ——平均的相似系数。

把通风机的全压 H 、风量 Q 代入上式

$$PWL = Y_T \frac{Q^2 H^2 \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)^2}{\rho C^3 D_2^2} \dots\dots\dots 18$$

Y_T 值如下:

离心通风机进口 $Y_T \approx 0.02$;

离心通风机出口 $Y_T \approx 0.06$ 。

在测量通风机噪声中广泛使用比噪声,它是衡量通风机噪声向外发射的一个尺度,与通风机内部流动的速度有密切关系。设发声率为 R ,风机发出的声功率 PWL 为:

$$PWL = RH^2Q \dots\dots\dots 19$$

以 10^{-12} 瓦为基准声功率,风机声功率级 PWL_f 为:

$$PWL_f = 10\log R + 120 + 10\log H^2Q$$

比声功率级 PWL_s 为:

$$PWL_s = 10\log R + 120$$

上式表明比噪声级乃是与发声率有关的值。代入18、19两式可得到 R :

$$R = Y_T \frac{Q \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)^2}{37.5 \rho C^3 D^2} \times 9.8^2$$

比声功率是风量、效率、叶片形状及排列、通风机尺寸以及雷诺数的函数。最高效率点的发声率 $[R\eta_{\max}]$:

$$[R\eta_{\max}] = K \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)^2$$

式中

K ——比例常数

比声功率级为

$$[PWL_{s\eta_{\max}}] = 20\log \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) + 47.5 \quad (\text{分贝}) \dots\dots\dots 20$$

比声压级为:

$$[SPL_{s\eta_{\max}}] = 20\log \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) + 23.5 \quad (\text{分贝}) \dots\dots\dots 21$$

以上关系式表明通风机噪声与通风机空气动力性能和通风机结构有关,因此,可以通过降低空气动力损失,提高风机效率,改进风机结构参数来降低风机的噪声。从我们试验的几种通风机的最高效率点与比噪声的关系曲线,可看出,比噪声随风机效率的提高而减小。见图8。

(二) 叶片数的影响

把叶轮直径为 $\phi 300\text{mm}$ 内外径比 D_1/D_2 为0.88,进口角为 60° ,出口角为 10° ,叶片圆弧曲率半径为11.5毫米,叶片数为36、72、80、144片的四种铝制叶轮,分别组装在蜗壳(II)中(进口直径选用252毫米),进行试验,将测试结果绘制成性能曲线见图9~图12。

从图中可以看出:工作轮的叶片数增加,通风机的全压提高,风量增大,比噪声下降较多。其主要原因是通风机的工作依靠叶轮把能量传送给空气,而叶轮是靠从叶片作用到空气中的力来实现的,叶片数不多时,叶片间相互影响较小,但当叶片数增加时,叶片与叶片之间产生了较大程度的相互影响,每个叶片所产生的空气动力效应愈来愈小,虽然每个叶片的效应有所减少,但总的效应仍然有所增加,由于叶片数增加,每个叶片承担的负荷减轻,流

体损失减少，通过叶轮的叶片气流较为均匀，从而提高了空气动力性能。另一方面，由于叶片数的增加，叶片出口处的气流滑移量变小，降低了涡流强度，涡流噪声下降。此外，叶片

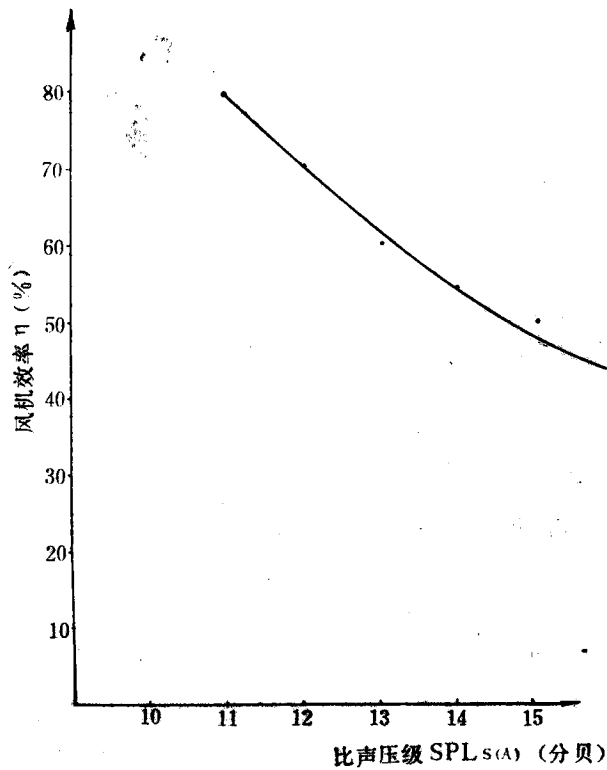


图 8 效率和噪声的关系

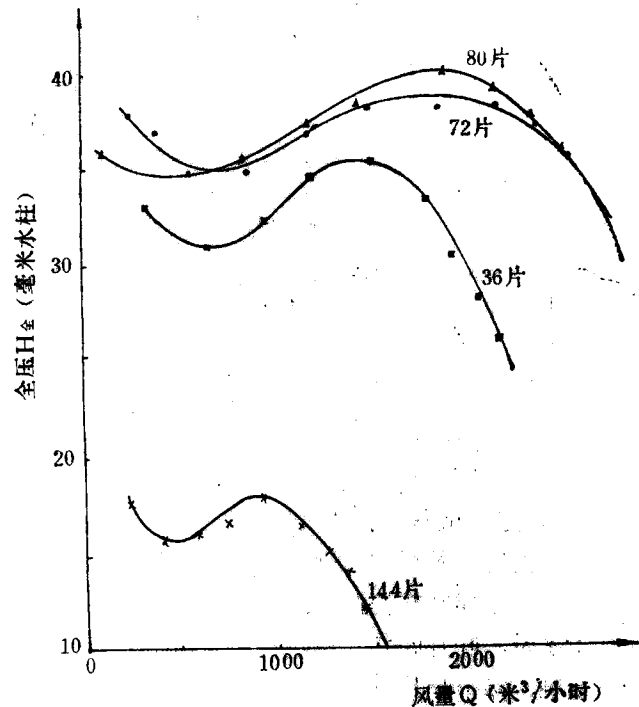


图 9 风机全压H_t性能曲线图

负荷的降低，使叶片周围流动变得圆滑，总噪声有所下降。

从空气动力性能曲线中看出，80片叶轮全压较高，但效率低于72片叶轮将近8%；比噪

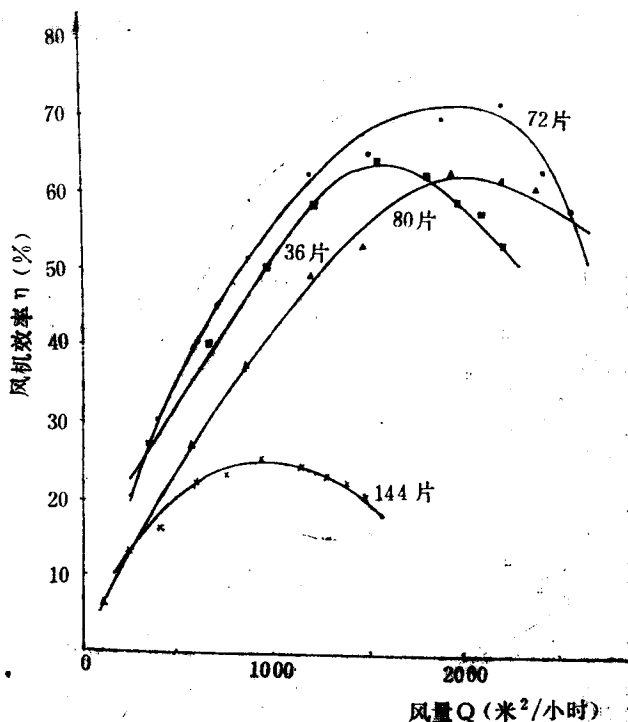


图 10 风机效率性能曲线图

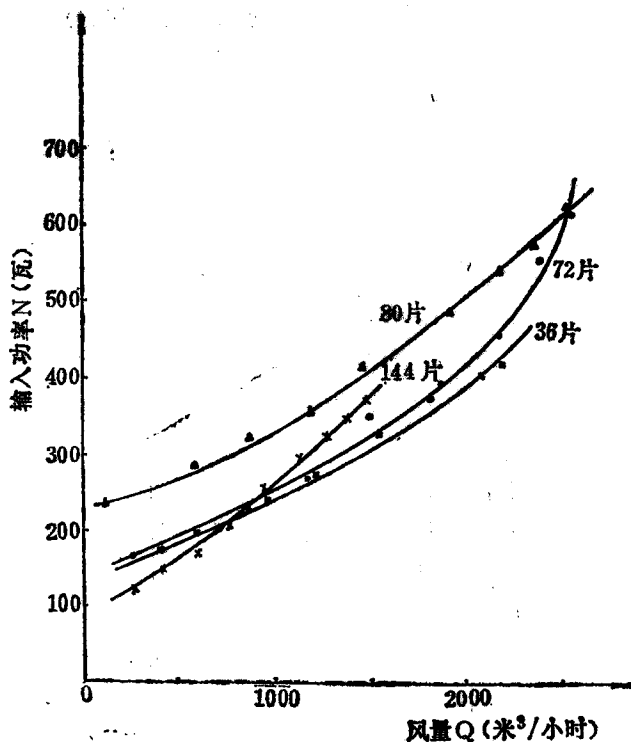


图 11 风机输入功率性能曲线图