

# 横流风机内部偏心涡特性分析

上海交通大学 杨 波 钟芳源

**摘 要** 采用 LDV 系统测量在不同流量下横流风机的内部流场。在实验数据的基础上对横流风机的独特的偏心涡的成因进行了理论分析,总结了偏心涡的位置以及主要参数随流量变化的规律,并对产生偏心涡的脱落涡特点作了进一步的探讨,为定量地分析偏心涡提供了理论依据。

**关键词** 横流风机 偏心涡 内部流动

## 1 前言

横流风机流动的最大特点是流体两次流经风机叶轮,流体沿径向流入最后再沿径向流出。横流风机尺寸小,结构紧凑,整个风机只有三部分组成,即:蜗舌、隔板、转子。产生的气流具有流量大、横向均匀的特点,不管叶轮的直径大小如何,均可以根据要求制成需要的宽度(流体的流动基本与宽度无关)。同时,由于流体在叶轮中两进两出,所以只要改变隔板和蜗舌形状,就可以改变进气和排气的方向,这给它的应用带来了极大的便利,因而是空调、风幕设备、干燥机、电吹风以及农用设备的首选风机。

根据动量方程,只有进口和出口才是整个叶轮总能量传递的决定因素,这就意味着对理论压头的确定来说,气体两次进出口的周向速度之差将是决定性的物理量。所以如果研究风机的压头问题,只要研究一下整个叶轮的进出口速度三角形就足够了<sup>[1,2]</sup>。要设计一台性能优良的风机,设计者不得不关心风机内部的流动。然而由于横流风机复杂的内部流动,设计人员很难彻底掌握它的工作原理,提出系统的设计方案。

50 年代,横流风机已经开始在工业中应用。文献[3]认为研究横流风机的内部流动,关键是了解内部的偏心涡流动,由于内部存在不可避免的涡流,使已经排出的流体倒回叶轮的内部,这种回流会造成很大的能量损失,横流风机的效率很大程度上取决于这种回流流量在总流量中所占的比例,所以了解偏心涡的中心位置和强弱是解决问题的关

键。文献[3]将这种涡流简化为一种简单的势涡,得到一种圆形的流线。显而易见,不对称的蜗舌和隔板将圆形流线挤压为一种非对称非圆形的涡流流线,因此这个假设很难应用于实际的风机设计。以后的几十年里,虽然许多学者、工程师进行了不懈的努力,但始终未能取得突破性成果。近十几年来,随着数学理论、实验手段的进一步完善,计算机的广泛应用,以及人们对获得高效率、低噪声风机的渴望,使人们真正了解横流风机的内部流动成为可能。

本文通过在不同流量下横流风机的实验结果,对横流风机的独特的偏心涡的成因进行了理论分析,对偏心涡作出了定量的阐述,并对偏心涡的主要参数特点作了深入地探讨,总结了偏心涡的位置随流量变化的规律。

## 2 实验装置以及实验过程

### 2.1 实验装置布置

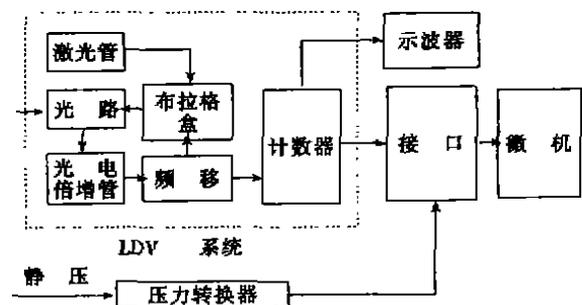


图 1 实验装置布置

由于 LDV 系统只有一个光路,因此将光路沿主流方向旋转  $\pm 45^\circ$  来测量另一方向速度。

速度值由计数器得到,并通过接口传输到微机中,并进行简单的数据处理。在蜗壳处用探针测量流体静压,并通过 A/D 转换器输入微机。

### 2.2 风机参数选取<sup>[4]</sup>

分别取流量系数  $\phi = 0.36, 0.68, \Omega = 50\text{r/min}$ , 风机外形如图 2 所示,风机参数列于表 1。

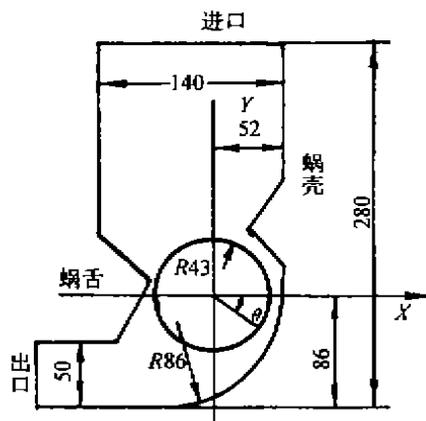


图 2 横流风机尺寸

表 1 转子参数

转子参数	
内 径(mm)	86
内 径(mm)	68
叶片数	38
叶片角( $^\circ$ )	$\beta_1 = 100^\circ, \beta_2 = 20^\circ$
叶 高(mm)	72

## 3 实验结果及分析

横流风机的流场可以分为三个部分:进气流场、叶轮内部流场、排气射流流场。通常又将风机的内部流场划分为涡流区和通流区。

分析涡流区的特点是分析横流风机内部流动的重点和难点。在不同流量下测得的横流风机内部流场如图 3 所示。

不难发现,不论是本文实验数据,还是文献[4]数据,偏心涡的位置均在叶轮出口,靠近蜗舌一侧(图 4)。同时还发现,流量的改变,对偏心涡的位置以及流形的影响不大。下面分几个方面对偏心涡的特点进行分析。

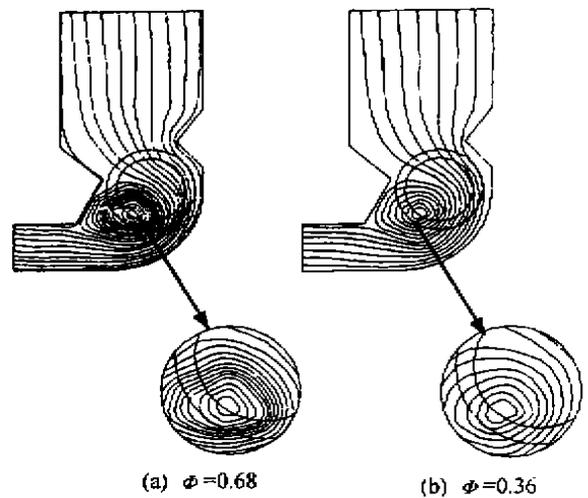


图 3 本文实验结果

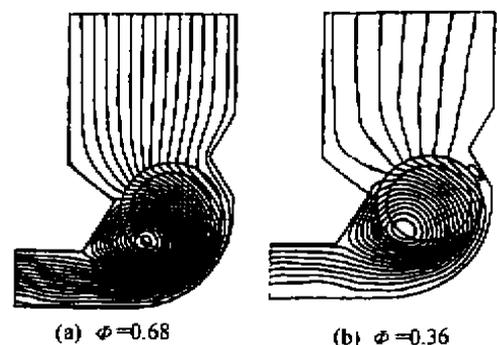


图 4 文献[4]数据

### 3.1 偏心涡的形成

流体两进两出叶轮,所以在横流风机叶轮附近的靠近蜗壳壁面处,一定有一条线,  $V_r$  (径向速度)  $= 0$ , 横贯叶轮。设流体流进叶轮  $V_r$  为负, 流出叶轮  $V_r$  为正。当叶轮沿旋转方向转至该线附近时,  $|V_r|$  有很大的梯度, 此时在叶片附近会有脱离涡产生。但是该涡的旋转方向与叶轮的旋转方向相反, 所以叶轮引起的流体旋转很快削弱了脱离涡的强度。没有足够强的涡源来维持, 暂时形成的旋涡一部分会很快破裂, 另一部分会随主流流向下流, 因此不可能在该线附近形成旋涡团。

同理在靠近蜗舌处也会有一条线,  $V_r = 0$ 。在该线附近,  $V_r$  符号发生变化。当叶轮向该线附近旋转时,  $V_r$  减小, 形成很大的速度梯度, 产生脱离涡。这时脱离涡的方向与叶轮的旋转方向一致, 脱离涡向叶轮外流出。当叶轮经过该线后,  $|V_r|$  逐渐增大, 叶片附近流体要恢复流动状态, 在叶片上会形成一个与叶轮旋转方向相反的环境。根据涡量

守恒原理,此时在内流区会产生一个与叶轮旋转方向一致的涡量。这两部分涡在涡舌处聚集,形成旋涡团(图 3a、b)。

一方面叶轮旋转,流体进出叶轮,不断产生旋涡,为旋涡团提供了稳定的涡源,维持旋涡团的存在;另一方面,由于流体粘性的作用,涡量在不断的耗散以及随主流扩散,当两项平衡时,旋涡团稳定存在。

### 3.2 偏心涡特性及叶片脱落涡沿周向的强弱变化规律分析

根据测量结果,算出偏心涡半径  $R_1$  的大小。

根据速度值算出沿该半径旋度  $\omega$  的变化情况如图 5 所示。众图中看出,(a)、(b)两图几乎在相同的位置,  $\omega/\Omega$  有一个很大的梯度,即存在一个半径  $R_2$ ,将偏心涡区域分为两个不同的区域:核心区(半径  $R_2 > R > 0$ )和剪切层区(半径  $R_1 > R > R_2$ ),偏心涡的特性在这两个区域呈现出很大的差异。详见表 2(其中  $r, \theta$  为偏心涡涡心位置)。

按下式计算  $\Gamma_1, \Gamma_2$ <sup>[4]</sup>:

$$\Gamma_2 = 2\pi \int_0^{R_2} \omega R dR$$

$$\Gamma_1 = 2\pi \int_{R_2}^{R_1} \omega R dR$$

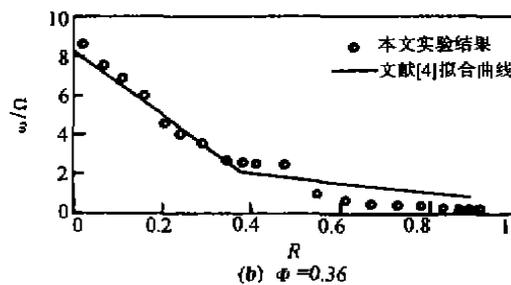
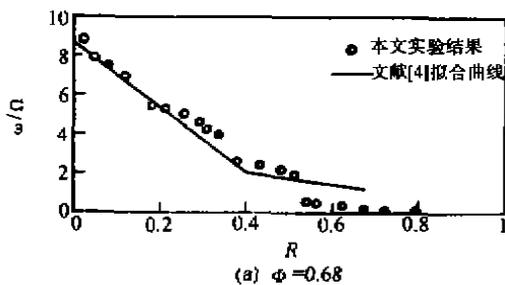


图 5 偏心涡旋度径向分布

表 2 偏心涡参数

$\phi$	$r$ (m)	$\theta$ (°)	$R_1$ (m)	$R_2$ (m)	$\Gamma_1$ (m <sup>2</sup> /s)	$\Gamma_2$ (m <sup>2</sup> /s)	$\Gamma_1/\Gamma_2$
0.36	0.0317	123.13	0.0452	0.0278	0.0229	0.0285	0.804
0.68	0.0319	128.48	0.0318	0.0269	0.0245	0.0312	0.785

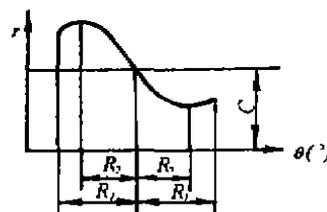
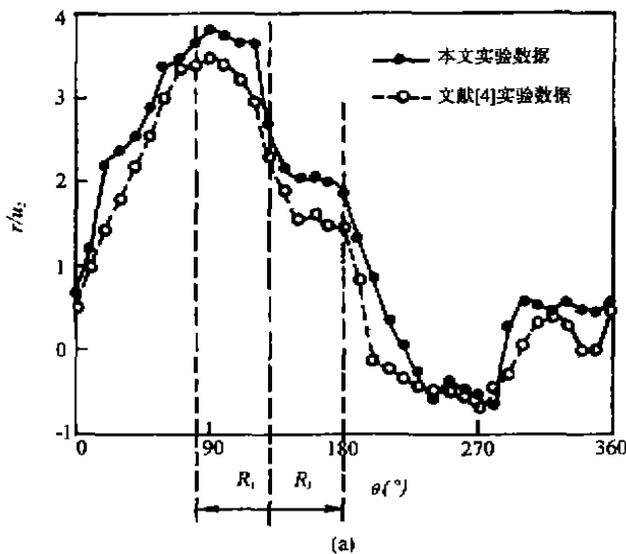


图 6 叶轮激盘内外侧周向速度差( $\phi = 0.68$ )沿圆周分布

为便于分析,引出激盘  $r_m$ , 设  $r_m = (r_1 + r_2)/2$ 。定义  $\gamma = V_{\theta m o} - V_{\theta m i}$ , 并假设  $V_{r m o} = V_{r m i}$  (下标  $r$  表示径向,  $\theta$  表示周向,  $m$  表示叶轮激盘,  $o$  表示激盘外侧,  $i$  表示激盘内侧)。  $V_{r m o}$  和  $V_{r m i}$  的值是依照角动量守恒定理计算得到的叶轮内外侧流体的速度值。

通过分析  $\gamma$  的大小及沿圆周的分布, 可以定量地了解叶轮脱落涡沿圆周的强弱。

图 6(a) 显示  $\gamma$  沿  $\theta$  的分布趋势。为了更清楚地说明问题, 将偏心涡附近  $\gamma$  沿  $\theta$  的分布简化为图 6(b)。将  $\gamma$  写成两部分:  $\gamma = \gamma' + C(\Omega)$ 。从图中可以看出,  $\gamma'$  基本呈中心对称趋势分布。  $C$  仅为  $\Omega$  的函数, 与  $\theta$  无关。

叶轮从主流区进入  $R_1 > R > R_2$  区域(剪切层)以后, 由于剪切层紊流度增大, 动力粘性系数较大, 虽然  $|V_r|$  减小, 但是无法抵消叶轮获得附面涡的趋势。所以在剪切层, 叶轮获得的附面涡而引起的  $\gamma$  增大, 直至叶轮进入  $R_2 > R > 0$  (核心区)。进入核心区后, 紊流度减小, 动力粘性系数减小,  $|V_r|$  急剧减小, 脱落涡形成并逐渐增强, 使得  $\gamma$  减小直至为零。如前所述。经过涡心后, 叶片附近流体要恢复流动状态, 不断在叶片表面形成附面涡, 但方向与叶轮旋转方向相反。此时  $|r|$  逐渐增大, 但数值为负。由于剪切层中较大的紊流度和动力粘性系数, 所以再次进入剪切层后  $|\gamma|$  逐渐减小。这里研究的是叶轮内外两侧的速度差值, 所以叶轮进出口角度不同, 以及叶轮同侧的周向速度沿圆周的差异, 对于该差值不会有太大的影响。当然由于涡舌和涡壳的影响, 偏心涡不可能呈正圆状,  $\gamma$  也不可能沿半径呈绝对的中心对称形式。必须指出的是, 图 5(b) 中表示的只是大概的变化趋势, 不是真正意义上的分布图。

从以上分析中可以得出: 脱落涡只在偏心涡核心区中形成并积累, 在剪切层区没有脱落涡形成, 该区域中获得的涡量完全是核心区中旋涡扩散的结果。

从表 2 中  $\Gamma_1$  和  $\Gamma_2$  的对比可以得出: 偏心涡由于流体粘性而产生的扩散, 在流动中占主要部分, 耗散仅占很小的一部分。

### 3.3 偏心涡的位置

通过测量, 发现该线附近靠近叶轮内侧有一点  $V = 0$ , 该点则为偏心涡涡心(详见表 2)。

涡心基本上位于叶轮内周附近, 在叶轮出口靠近涡舌处。当流量系数增大时, 在密度变化较小的情况下, 势必要求增大进出口的通流面积, 所以涡心向涡舌一侧偏移, 并由于涡舌的作用, 偏心涡尺寸减小, 靠近涡舌一侧偏心涡的半径大于另一侧半径, 呈现更强的非圆性。流量对涡心位置的影响不大。

## 4 结论

(1) 气流的两进两出, 诱发了横流风机转子叶片上脱落涡的形成, 并在靠近涡舌一侧逐步积累, 形成旋涡团。旋涡团涡量通过脱落涡不断得到补充, 同时又由于粘性不断地耗散和扩散, 两项平衡, 最终形成偏心涡。

(2) 偏心涡可划分为性质不同的两个区域: 核心区和剪切区。核心区的大小基本不随流量变化, 剪切区随着流量的增大而减小。

(3) 不考虑  $\Omega$ 、涡舌、涡壳的影响, 在偏心涡两侧, 叶轮内外侧周向速度差沿圆周基本成对称分布。脱落涡只在核心区中形成, 剪切层中的涡量是核心区旋涡扩散的结果, 扩散与耗散相比, 扩散占主要地位。

(4) 流量增大, 偏心涡向涡舌一侧移动, 同时偏心涡尺寸减小, 非圆性增强。

### 参考文献

- 屠仁涌. 横流叶轮风幕机气动设计及降噪措施. 流体机械, 1995; (1)
- 谷嘉锦. 横流风机的流场和声场分析. 流体机械, 1996; (4)
- Eck B. FAN. Brit. Pat., 1973
- Hirozumi Tsurusaki. Visualization Measurement and Numerical Analysis of Internal Flow in Cross-Flow Fan. Journal of Fluids Engineering, 1997; 119(Sep)