

矿井轴流式通风机设计计算

王则度 编

焦作矿业学院机械工程系

一九八八年五月

前 言

矿井通风机是用来向井下输送新鲜空气的工作机械。从能量观点来看，它是将原动机转动的机械能，转变为所输送气体能量的一种机械。

我国一般大中型煤矿的主要通风广泛使用轴流式通风机。建国以来，开始在我国的煤矿中安装使用苏联制造的 $Iy \Pi \Pi$ 型和 By 型两种轴流式通风机。后来，有关部门对 By 型风机作了某些局部的改进，并定名为 $70B_2$ 型。该型风机在我国煤矿中使用的数量很大，历史很长，并且目前仍在许多矿井中继续使用着。

由于 $70B_2$ 型轴流式通风机是属于四十年代至五十年代的老产品，设计方法陈旧，结构粗糙，性能落后，效率较低。因此，该型通风机早已不适应现代化矿井的需要。为了促进煤矿老产品的更新换代工作的顺利进行，加快技术改造工作的进一步开展，在煤炭院校的有关专业开设《矿井轴流式通风机的设计计算》课程，是非常必要的。

本教材即是根据上述需要而编写的。其内容是在流体力学与流体机械课程的基础上，简要系统地讲授轴流式通风机基础理论知识，以及常用的设计计算方法，并附带介绍老式风机技术改造的有关问题。

通风机的设计计算则是根据所要设计之通风机的基本结构型式，和所要求的风量、风压等性能参数，从空气动力学角度，进行通风机叶片的几何尺寸的计算和叶片造型设计，即所谓的通风机气动设计。通风机气动设计是一项实用技术。

显然，通风机叶片的设计计算是通风机设计的前题，只有叶片和导叶设计出来之后，才能绘制整机的设计图纸，本教材只讨论通风机的的气动设计方法，而有关通风机的结构问题可另参考有关文献。

由于编者水平有限，难免存在一些错误和不当之处，诚恳欢迎批评指正。

本书在编写和出版过程中，得到我院机械工程系的有关领导和矿机教研室的大力支持，特别是王建生老师帮助绘制了该书的插图，在此表示感谢。

编 者

一九八八年六月

目 录

第一章 轴流式通风机的基础理论	1
§ 1-1 工作原理与性能参数	1
§ 1-2 基元级与反应度	3
§ 1-3 轴流式通风机的基本方案	6
§ 1-4 叶型及叶栅的参数	10
§ 1-5 升力定理	11
§ 1-6 叶栅的空气动力基本方程式	14
§ 1-7 沿叶高气流参数的变化规律	17
§ 1-8 叶栅中的损失与效率	21
第二章 轴流式通风机的设计计算	30
§ 2-1 概 述	30
§ 2-2 孤立叶型的试验数据	33
§ 2-3 轴流式通风机主要结构参数的确定	38
§ 2-4 按照孤立叶型理论的基本设计方法	42
§ 2-5 按照孤立叶型理论的优化设计方法	48
§ 2-6 叶栅试验数据与翼叶造型	55
§ 2-7 按照叶栅理论的设计方法	62
§ 2-8 导叶的设计计算	65
§ 2-9 轴流式通风机的径向间隙和轴向间隙	70
§ 2-10 集流器和整流罩	71
§ 2-11 风机出口扩散筒	72
第三章 对旋式与子午加速式轴流通风机	74
§ 3-1 对旋式通风机	74
§ 3-2 子午加速通风机	76
第四章 轴流式通风机的改造设计	83
§ 4-1 概 述	83
§ 4-2 改造设计的计算步骤	84
§ 4-3 计算例题	86

第一章 轴流式通风机的基础理论

轴流式通风机的历史，较之离心式通风机晚些，但在十九世纪已经应用于矿山和冶金工业等部门。

二十世纪初，由于航空事业的迅速发展，对机翼理论进行了大量的实验研究，其成果大大促进了轴流式通风机的设计。例如，英国根据孤立翼理论所设计的第一台现代型轴流式通风机于1935年已应用于矿井中。

气流在轴流式通风机的通道中的流动，可以看作是以轴为对称的圆柱面上的流动情况。实际上是属于三元流动。但是，迄今为止，孤立翼型的升力理论和它的实验数据，仍然是轴流式通风机设计的主要依据之一。从三十年代开始，随着航空发动机的进一步发展，对叶栅理论进行了大量的实验研究，从而所得到的所谓平面叶栅实验数据，则是设计高压轴流式通风机的主要依据。

本章介绍轴流式通风机设计计算有关的基础理论知识。

§ 1-1 工作原理与性能参数

一、轴流式通风机的原理

图1-1是单级轴流式通风机的典型结构图。气体从集风器1进入，通过叶轮2使气流获得能量，然后流入导叶3，导叶将一部分偏转的气流动能变为静压能，最后，气流通过扩散筒4将一部分轴向气流动能转变为静压能，然后从扩散筒流出。

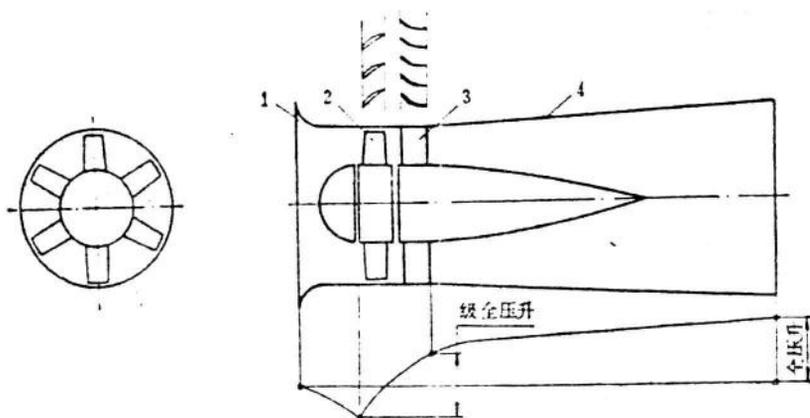


图1-1 轴流通风机结构简图

1 - 集风器 2 - 叶轮 3 - 导叶 4 - 扩散筒

叶轮和导叶组成级，轴流式通风机因压力较低，一般情况下都采用单级·低压轴流式

通风机的压力在 490 Pa 以下，高压轴流式通风机的压力一般也在 4900 Pa 以下，因此，相对于离心式通风机而言，轴流式通风机具有流量大、体积小，压头低的特点。

除上述的典型结构外，轴流式通风机的型式和构造是多种多样的，小的轴流风机，其叶轮直径只有 100 多毫米，大的直径可有 20 米。目前最大的轴流通风机的流量可达 1500 万米³/时。风机布置形式有立式、卧式和倾斜式三种。轴流通风机很多是电机直联传动的，也可通过其他装置进行变速传动。为了便于安装和维护，轴流风机广泛采用滚动轴承。

由于叶轮强度和噪声等原因，轴流风机叶轮外径的圆周速度一般不大于 130 米/秒，当周速高时，将产生比离心风机大的噪声。

现代轴流通风机的动叶或导叶常做成可调节的，即其安装角可调。这样不仅大大扩大了运行工况范围，而且显著提高了变工况下的效率，因此，其使用范围和经济性均比离心式风机好。尤其是近年来，动叶可调机构被成功地采用，使得轴流风机在大型电站（ 30 万千瓦以上）、大型隧道、矿井等通风、引风装置中获得日益广泛的应用，此外，轴流风机还广泛应用于厂房、建筑物的通风换气、空气调节、冷却塔通风、锅炉鼓风引风、化工、风洞风源等方面。

目前单级轴流通风机的全压效率可达 90% 以上，带有扩散筒的单级风机的静压效率可达 $83\sim 85\%$ 。一般轴流风机的压力系数较低， $\psi < 0.3$ 。而流量系数 $\bar{Q} = 0.3\sim 0.6$ 。单级轴流风机的比转数为 $n_s = 18\sim 90$ （即 $100\sim 500$ ）。

二、通风机的性能参数

流量、压力、转速、功率及效率是表示通风机性能的主要参数，称为通风机的性能参数。这里先简单地说明它们的概念，有些参数在后面的章节中还要详细叙述。

（一）流量

单位时间内流经通风机的气体容积或质量数，称为流量（又称风量）。

1、容积流量

它是单位时间流经通风机的气体容积。常用单位为 m^3/s （米³/秒）、 m^3/min （米³/分）、 m^3/h （米³/时），分别用 Q_s 、 Q_{min} 、 Q_h 表示。由于气体在通风机内压力升高不大，容积变化很小，故一般设通风机的容积流量不变。无特殊说明，通风机的容积流量是指标准状态下的容积。

2、质量流量

即单位时间内流经通风机的气体质量。单位为 Kg/s （千克/秒）、 Kg/min （千克/分）、 Kg/h （千克/时），分别用 M_s 、 M_{min} 、 M_h 表示。

（二）压力

通风机的压力是指升压（相对于大气的压力），即气体在通风机内压力的升高值，或者说通风机进出口处气体压力之差。它有静压、动压、全压之分（见有关的文献）。性能参数是指通风机的全压（它等于通风机出口与进口全压之差），其单位有 N/m^2 、 mmH_2O 、 mmHg 等。

（三）转速

通风机转子旋转速度的快慢将直接影响通风机的流量、压力、效率。单位为每分钟转数即 r P m，常用 n 表示。

(四) 轴功率

驱动通风机所需要的功率 N 称轴功率，或者说是单位时间内传递给通风机轴的能量，单位为 KW (千瓦)、h p (马力)、两者关系为：

$$1 \text{ KW} = 1.36 \text{ h p}$$

(五) 效率

通风机在把原动机的机械能传给气体的过程中，要具有各种损失，其中只有一部分是有用功。常用效率来反映损失的大小，效率高，即损失小。从不同角度出发有不同的效率，(以后介绍)。效率常用 η 表示。

除了上述通风机的性能参数外，有时亦常用到一些通风机的无因次参数。

将通风机的主要性能参数：流量 Q (m³/S)、压力 P (N/m²)、功率 (KW)、转速 n (r P m) 与通风机的特性值：叶轮外径 D (m)、叶轮外缘的圆周速度 u (m/s) 以及气体密度 ρ (K g/m³) 之间的关系用无因次参数来表示，它们分别是：

(一) 压力系数 \bar{P}

$$\bar{P} = \frac{P}{\rho u^2}$$

(二) 流量系数 \bar{Q}

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 u}$$

(三) 功率系数 \bar{N}

$$\bar{N} = \frac{1000N}{\frac{\pi}{4} D^5 \rho u^3}$$

(四) 比转数 n_s

$$n_s = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{P^{\frac{3}{4}}}$$

§ 1-2 基元级与反应度

一、基元级与速度三角形

在研究轴流通风机内的流动现象时，一般只对级进行分析。我们知道，级是由叶轮和导叶组成。由于其不同半径上轴向流动面均处于离心力场的作用下，气流参数是变化的，因而其动叶片一般沿叶高方向呈扭曲状。为了便于研究其不同半径流面上的气体流动，习惯上是把同一半径上的环形叶栅展开成平面叶栅来研究，这种平面叶栅——包括动叶和导叶叶栅的组合，称为基元级。可以看出，气流流经同一环形叶栅所有叶片时，

其流动条件是相同的，而级可以看成是由无穷多个基元级组成。

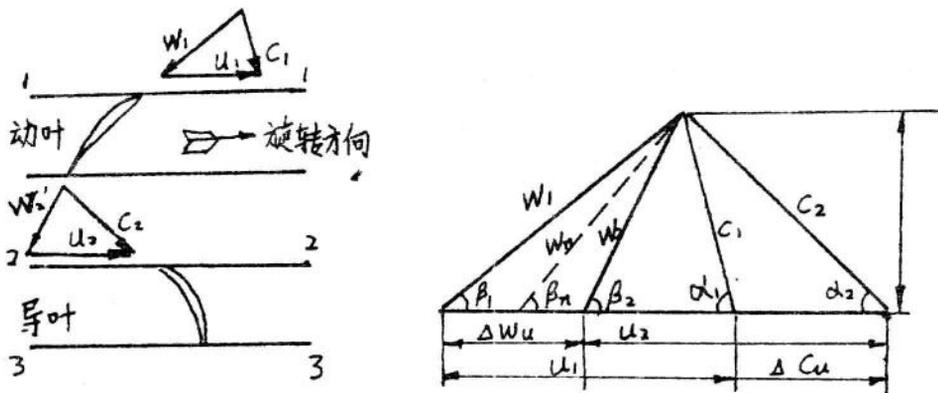


图 1 - 2

现在来看任意半径上基元级的气体流动情况，如图 1 - 2，a) 所示。在叶轮进口 1 - 1 截面处，气流以绝对速度 C_1 流入叶轮，由于叶轮以圆周速度 u_1 作牵连运动，故相对于叶轮而言，气体以相对速度 w_1 进入叶轮叶栅。因而在 1 - 1 截面由 C_1 、 u_1 、 w_1 三个速度向量组成了进口速度三角形。同样，在叶轮叶栅出口，气体以相对速度 w_2 流出，出口圆周速度 u_2 也为已知，则叶轮叶栅出口绝对速度 C_2 也随之而定。这样，在 2 - 2 截面，由 w_2 、 u_2 、 C_2 组成了叶轮叶栅出口速度三角形。为了研究方便起见，习惯上将进、出口速度三角形画在一起，如图 1 - 2，b) 所示。其中 c_{1z} 和 c_{2z} 为 C_1 和 C_2 之轴向分速度， α 、 β 分别表示气体绝对速度和相对速度方向与旋转方向之夹角，即气流角。

对于圆柱体级的基元级的流动， $u_1 = u_2 = u$ 。另外，由于轴流通风机中的压升很小，气体的密度看成不变 $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ ，故有 $c_{1z} = c_{2z} = c_z$ 。

在导叶中，因无牵连速度的影响，故气流以 c_2 ，方向角 α_2 流入导叶叶栅，并以 c_3 ， α_3 流出之，它不存在速度三角形。在多级通风机中，一般取 $c_3 = c_1$ ， $\alpha_3 = \alpha_1$ 。

由叶轮进出口速度三角形的几何关系可得气流的平均相对速度 w_m 及其方向角 β_m 。

$$w_m = \sqrt{c_z^2 + w_{m u}^2} \quad (1-1)$$

$$\beta_m = \text{tg} \frac{c_z}{w_{m u}} \quad (1-2)$$

式中 $w_{m u}$ —— w_m 在圆周方向的投影

$$w_{m u} = u - \frac{w_{u_1} + w_{u_2}}{2} - c_{1u}$$

$$c_z = w_{1z} = w_{2z}$$

$$\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u} = \Delta c_u = c_{2u} - c_{1u} \quad (1-3)$$

Δw_u 或 Δc_u 称为扭速，它表征气流在叶栅中的偏绕现象。

w_m 、 β_m 和 Δc_u 是通风机计算中的重要参数。

二、叶轮对气体所作的功

在分析了级中气体流动情况以后，就可以研究叶轮对气体做功的大小。由欧拉方程式知道，叶轮叶栅传给每公斤气体之功或理论能量头为：

$$h_t = \frac{1}{g} (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1)$$

考虑到 $u_1 = u_2$ ，则有

$$h_t = \frac{u}{g} (c_{2u} - c_{1u}) \quad (1-4)$$

通风机的理论全压力为（不考虑损失）

$$P_t = \gamma h_t = \frac{\gamma}{g} u (c_{2u} - c_{1u}) = \rho u (c_{2u} - c_{1u}) = \rho u \Delta c_u \quad (1-5)$$

式中 ρ ——气体密度。

通风机的实际全压力为（考虑流动损失）

$$P = \gamma h_t \cdot \eta = \rho u \Delta c_u \eta \quad (1-6)$$

式中 η ——通风机的全压效率；

P ——通风机的全压。

式（1-6）是计算通风机之基本方程。

式（1-5）还可写成另一形式，由基元级速度三角形知：

$$P_t = \rho u (c_{2u} - c_{1u}) = \rho u (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1)$$

当 $c_{1z} = c_{2z} = c_z$ 时

$$c_2 \cos \alpha_2 = u - c_z \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$c_1 \cos \alpha_1 = u - c_z \operatorname{ctg} \beta_1$$

$$P_t = \rho u c_z (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \quad (1-7)$$

从式（1-7）可知，增加 P_t 有下列三种途径：

（一）增加叶轮的圆周速度，但它受叶片材料的强度和其他条件的限制。

（二）要使 $P_t > 0$ ，必须 $\beta_2 > \beta_1$ 。 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ 称为气流转折角。增大气流转折角 $\Delta\beta$ 可以增加 P_t ，但气流转折角太大将引起效率的急剧下降，一般 $\Delta\beta_{max}$ 等于 $40 \sim 50^\circ$ 。

（三）增加轴向速度 c_z 亦可增加 P_t ，但主要是增加动压头。一般的轴流通风机 $c_z \leq 30 \sim 40$ 米/秒（最大可达 60 米/秒）。

由上述分析可以看出，由于各种条件的限制，单级轴流通风机的增压是不大的，一般很少超过 $2150 Pa$ 。

三、反应度和预旋

在叶轮中增加的理论静压与叶轮之理论全压之比，称为反应度

$$\Omega = \frac{P_{st}}{P_t} \quad (1-8)$$

由欧拉方程知，因 $u_1 = u_2 = u$ ，故通过叶轮之理论静压升为：

$$P_{st} = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2)$$

以 $w_1^2 = w_{1u}^2 + c_2^2$ ， $w_2^2 = w_{2u}^2 + c_2^2$ 代入，

$$P_{st} = \frac{\rho}{2} (w_{1u}^2 - w_{2u}^2) = \frac{\rho}{2} (w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u}) = \rho w_{mu} \Delta w_u$$

通过叶轮之理论全压升为：

$$P_t = \rho u \Delta c_u$$

代入(1-8)得：

$$\Omega = \frac{\rho w_{mu} \Delta w_u}{\rho u \Delta c_u} = \frac{w_{mu}}{u} \quad (1-9)$$

由式(1-9)可知，不同反应度就是不同的速度比值 w_{mu} / u 也就是具有不同的基元级速度三角形的图形。

反应度 Ω 是重要的特性参数之一， Ω 的大小不仅表示叶轮中动压能与静压能之间的关系，而且影响级的气流参数和固定元件的运行条件，以及轴向力的大小。

由(1-9)知：

$$\begin{aligned} \Omega &= \frac{w_{mu}}{u} = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u} = \frac{u - c_{1u} + u - c_{2u}}{2u} \\ &= 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2u} \quad (1-10) \end{aligned}$$

由上式及速度三角形可看出，若 u 、 c_2 、 Δc_u 不变，只要改变 c_{1u} 即可改变基元级 Ω 。 c_{1u} 称为气流预先旋转。简称预旋。这种预旋一般由前导叶完成。

当 $c_{1u} < 0$ 时，对为负预旋。

当 $c_{1u} > 0$ 时，称为正预旋。

§ 1-3 轴流式通风机的基本方案

根据应用的具体条件不同，方案可以是各种各样的，下面只讨论常见的几种方案，如图1-3所示。

一、叶轮前设置前导叶

如图1-3，a)所示。这种方案的通风机中，气流在前导叶中加速并扭转方向，使进气产生旋绕。在通风机中，正旋绕几乎不采用，大多数是负旋绕(即 $c_{1u} < 0$)，

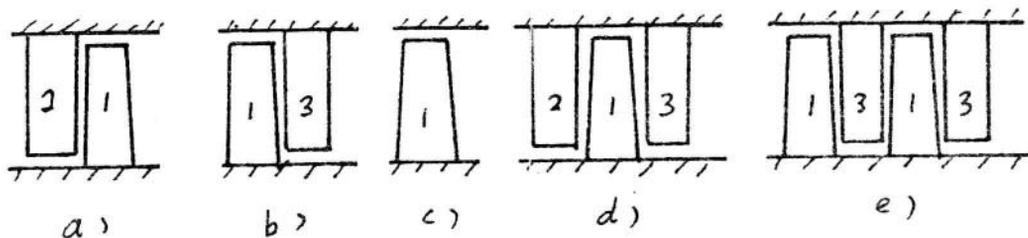


图 1-3 轴流通风机的几种方案
1 - 叶轮 2 - 前导叶 3 - 后导叶

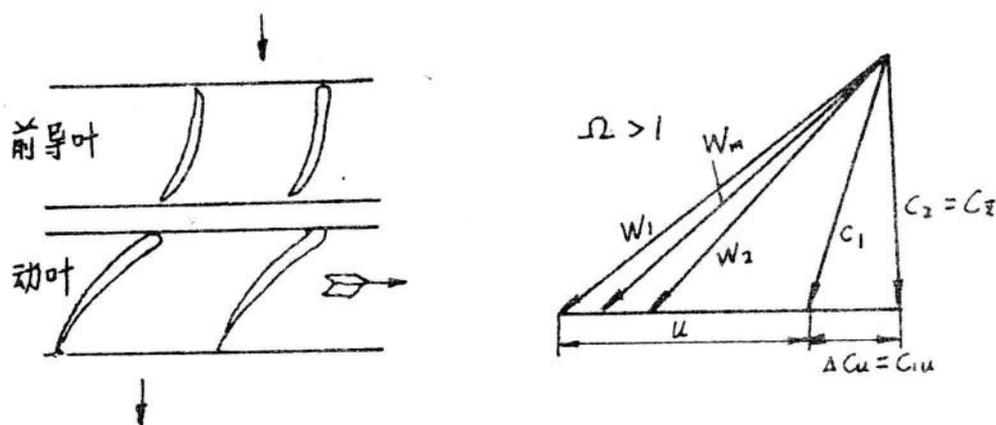


图 1-4

如图 1-4 所示·叶轮出口气流绝对速度方向为轴向，以便将气体直接输入管道·这种级的特点是压力系数较高、反应度 $\Omega > 1$ ，一般 $\Omega = 1.25 \sim 1.50$ 左右·如进口导叶做成可调节叶片，则将进一步改善风机性能和提高变工况效率·这种级的效率 $\eta = 0.78 \sim 0.82$ 左右·常用于要求风机体积尽可能小的场合·例如运输式机械用的风机·

二、叶轮后设置后导叶

如图 1-3，b) 所示·这种方案在轴流通风机中应用最广·气体轴向进入叶轮，从叶轮流出的气体绝对速度尚有一定的旋转经过后导叶扩压整流后，使气体轴向流出·见图 1-5·其反应度 $\Omega < 1$ ，一般为 $\Omega = 0.75 \sim 0.90$ 左右·这种级主要应用于压头较高的通风机，而效率也较高，可达 $82 \sim 88\%$ ，设计制造良好的甚至可达 90% 左右·从七十年代初，国外采用了动叶可调加后导叶的方案，扩大了单机使用范围，提高了局部负荷效率·我国也于 1968 年成功的采用了这种动叶可调的通风机，应用于隧道通风换气上·

三、单独叶轮的级

如图 1-3，c) 所示·对于小轮级比或功率不大的轴流通风机，常常只采用一个叶

轮而不再设置后导叶。这种方案因结构简单，制造方便，故在通风机中广泛采用。其缺点是效率较低，一般 $\eta = 0.7 \sim 0.8$ 。此种级的进、出口速度三角形和图 1-5 的一致，叶轮的设计方法也相同。

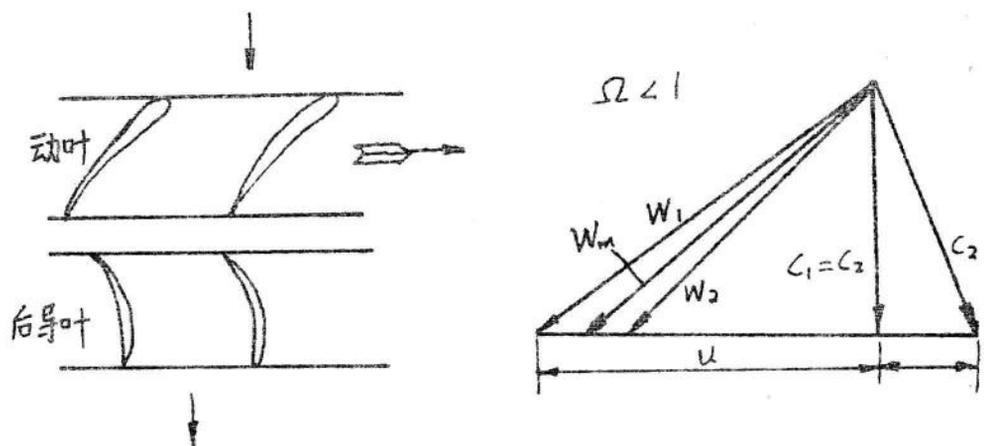


图 1-5

四、叶轮前后都设置导叶

如图 1-3, d) 所示。前导叶使气流在叶轮进口产生旋绕，后导叶使叶轮出口气流整流后排出（图 1-6），这种方案实际上是第一、二两种方案综合的结果，其性能也是介于两者之间。其布置往往使叶轮进出口气流的绝对速度大小相等，即 $c_1 = c_2$ ，而旋转方向相反，故其反应度 $\Omega = 1$ 。这种级的效率 $\eta = 0.82 \sim 0.85$ 。此种方案由于结构上多了一排，实际采用并不多，如能使用进口导叶可调装置，则最为理想，常用于多级通风机中。

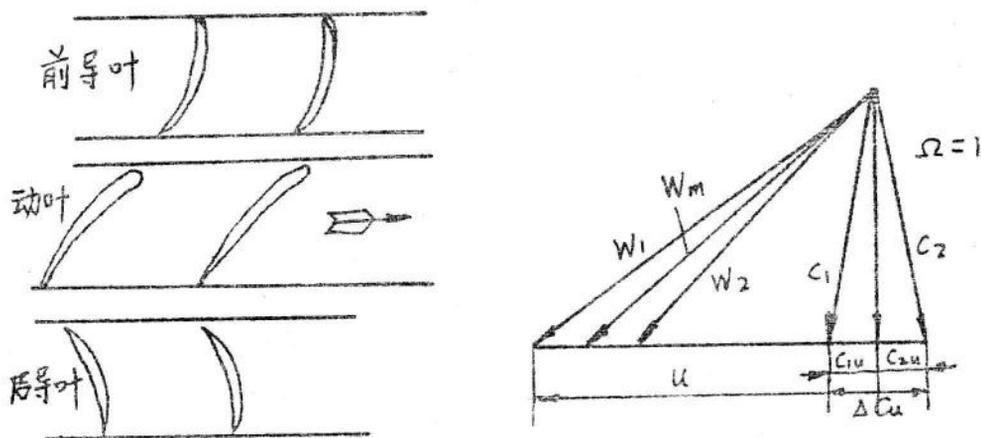


图 1-6

五、多级轴流通风机

多级轴流通风机为2~4级，大多数是用两级。

一般是一个叶轮和一个导叶组成一级，如图1-3，e)所示。也可在第一级前装置前导叶。

在某些建筑通风装置上，为了使风压较高而径向尺寸小，结构简单，可以采用两个叶轮中间加一个导叶的结构。

图1-7表示几种主要通风机级的压力系数 \bar{P} ，流量系数 \bar{Q} 及功率系数 \bar{N} ($= \bar{P} \cdot \bar{Q} / \eta$) 的特性对比。

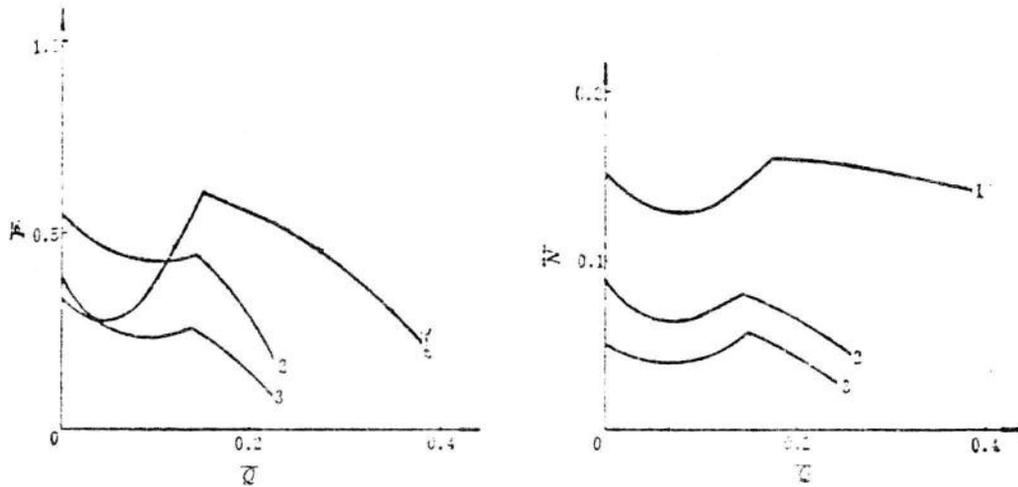


图1-7 几种通风机级的特性对比

1—前置导叶 2—后置导叶 3—无导叶

轴流通风机具体结构方案的选择问题比较复杂，它与制造厂的具体情况和用户要求有关。一般实际工作中大多参考已有的性能良好的典型产品，并予以改进。在进行方案选择时，也可大致参考风机的比转数 n_s 或压力系数 \bar{P} 进行。

当 $\bar{P} < 0.15$ 或 $n_s > 32.5$ (180) 时，一般采用单独叶轮的级；

当 $\bar{P} = 0.15 \sim 0.25$ 或 $n_s = 20.8 \sim 32.5$ (115~180) 时，可以采用叶轮加后导叶的级；

当 $\bar{P} > 0.25$ 或 $n_s = 14.5 \sim 20.8$ (80~115) 时，可以采用前导叶加叶轮加后导叶。

至于多级通风机的级数 i ，可参考下式确定：

$$i = \frac{P}{\bar{P} \rho u_t^2}$$

式中 u_t ——叶轮外缘圆周速度，应根据叶片强度及噪音条件选取；

\bar{P} ——压力系数，随所采用的级的方案而定。

§ 1-4 叶型及叶栅的参数

叶型及叶栅的参数，包括它们的主要几何参数和气流参数两部份。

轴流通风风机级在不同半径上叶轮叶栅和导流叶栅的几何形状是根据所选定和计算的速度三角形来成型的，而气流的运动情况由相适应的叶型和叶栅来保证。叶栅中之叶型一般采取经过试验所推荐的孤立叶型数据。现介绍叶型及叶栅的主要几何参数和气流参数如下：

一、叶型参数（图 1-8）

b ——叶型中线（即叶型上下表面相切的诸圆之圆心的连线）两端点 m 与 P 连线之方向上叶型的最大长度，称为弦长。

c ——最大厚度，即弦长法线方向之叶型最大厚度。

$\bar{c} = c/b$ ——叶型相对厚度。

f ——叶型中线最大弯度。

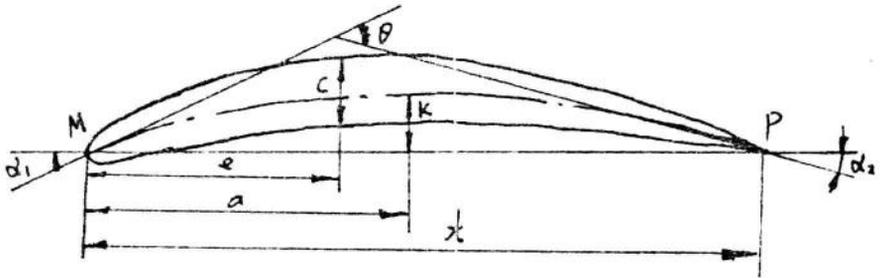


图 1-8 叶型参数

$\bar{f} = \frac{f}{b}$ ——叶型相对弯度。

e, a ——分别为最大厚度及最大弯度位置与前缘点 m 在弦长方向之距离。

α_1 ——叶型中线在前缘点 m 处所作切线与叶弦之间的夹角，称为叶型前缘方向角。

α_2 ——叶型后缘方向角。

θ ——叶型的弯折角， $\theta = \alpha_1 + \alpha_2$ 。

二、叶栅参数（图 1-9）

t ——栅距，即叶栅中二者相邻叶型之间的距离。

t/b ——相对栅距，其倒数 b/t 称为叶栅稠度。

β_A ——叶型安装角，即叶型弦线与圆周方向之夹角。

β_{1A} ——进口几何角，即叶型前缘中线切线与圆周方向之夹角。

β_{2A} ——出口几何角，即叶型后缘中线切线与圆周方向之夹角。

由图可知，叶型的弯折角 $\theta = \beta_{2A} - \beta_{1A}$ 。

i ——气流进口冲角， $i = \beta_{1A} - \beta_1$ 。

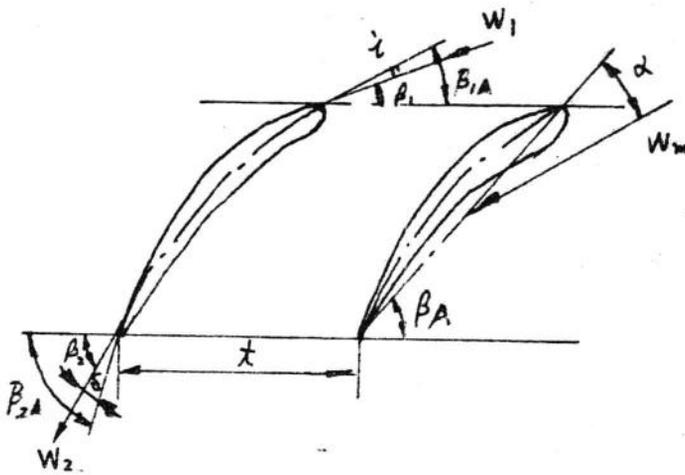


图 1-9 叶栅参数

δ ——气流出口落后角, $\delta = \beta_{2A} - \beta_2$.

$\Delta\beta$ ——气流转折角, $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$. 可以看出, $\Delta\beta = (\beta_{2A} - \delta) - (\beta_{1A} - i) = \theta - \delta + i$.

α ——攻角, 即叶型翼弦与速度 w_m 之夹角, 它是研究叶栅中孤立叶型之重要参数 .

§ 1-5 升力定理

儒可夫斯基证明, 当密度为 ρ_∞ 的气流, 以速度 c_∞ 流过叶型时, 作用在单位长度叶型上的升力等于

$$P = \rho_\infty c_\infty \Gamma \quad (1-11)$$

式中 Γ ——绕叶型的环量 .

升力 P 的方向可以用如下方法确定, 即把来流速度矢量的方向反着环量 Γ 的方向旋转 90° .

当气流流过叶栅时, 作用在叶栅叶型上的升力又如何呢? 为了弄清气体与叶片间相互作用的力, 我们来分析图 1-10 的情况 .

由于绕流叶栅中每个叶型的流动情况都是相同的, 故可在气流中围绕一个叶型取封闭曲线 $A B C D$ 进行研究 . 控制面 $A D$ 和 $B C$ 的位置取在两根流线上, 它们之间的距离等于栅距 t , 而取直线 $A B$ 和 $D C$ 与叶栅的额线 (或称缘线) 相平行, 它们取在离叶栅一定的距离上, 为的是可忽略气流的不均匀性, 所取出气体容积的高度假定等于 1 . 气流以相对速度 w_1 流向叶栅, 而以相对速度 w_2 流出, 控制面 $A B$ 和 $D C$ 上的压力分别为 P_1 和 P_2 .

根据动量定理, 所取控制面 $A B$ 、 $C D$ 的气体的动量在单位时间内的变化等于作用

在此块气体上所有外部作用力的合力·由图 1-10 可知，由于 AD 和 BC 是二根完全对称的流线，因此在其上面所有作用力刚好是大小相等而方向相反·而作用在此块气流上的外力只有截面 AB 和 CD 上的压力以及叶片对气流的作用力 P' ·因而通过动量定理的关系式，即可求出气流作用在这个叶型上的力 P ·

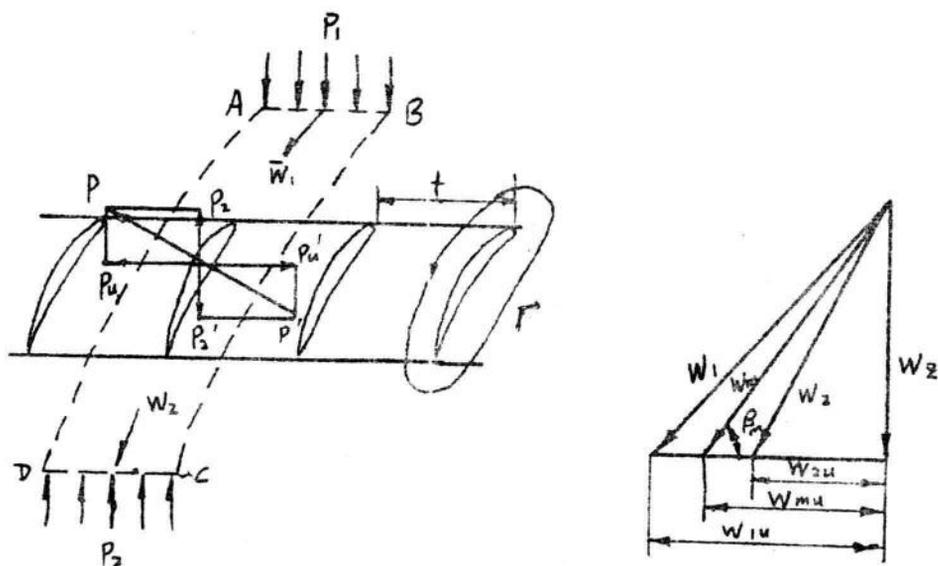


图 1-10 气流与叶栅的相互作用

设： P'_u 和 P'_z ——分别为叶片对气流作用的力在切线和轴线方向的分力；

m ——每秒钟通过截面 t 的质量流量（通过控制面 AD 和 BC 的流量等于零）

由不可压缩连续方程可以得到：

$$m = \rho w_{1z} t = \rho w_{2z} t = \rho w_z t \quad (1-12)$$

即有 $w_{1z} = w_{2z} = w_z$

由动量定理可以写出：

$$P'_u = m[(-w_{2u}) - (-w_{1u})] = \rho w_z t (w_{1u} - w_{2u}) \quad (1-13)$$

$$P'_z + (p_1 - p_2) t = m(w_{2z} - w_{1z}) = 0$$

或 $P'_z = (p_2 - p_1) t \quad (1-14)$

如果将上述公式写成气流对叶片作用力的关系，则有：

$$P_u = -P'_u, \quad P_z = -P'_z$$

$$P_u = -\rho w_z t (w_{1u} - w_{2u}) \quad (1-15)$$

$$P_z = (p_1 - p_2) t \quad (1-16)$$

根据理想流体伯努利方程有：

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho w_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho w_2^2$$

$$p_1 - p_2 = -\frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) = -\frac{\rho}{2} (w_{1u}^2 - w_{2u}^2) = -\frac{\rho}{2} (w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u})$$

代入式(1-16)得:

$$P_z = -\frac{\rho}{2}(w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u})t \quad (1-16, a)$$

由图1-10知,沿封闭曲线ABCD的环量为

$$\Gamma = \Gamma_{BA} + \Gamma_{AD} + \Gamma_{DC} + \Gamma_{CB}$$

因流线AD和BC对称,故 $\Gamma_{AD} = -\Gamma_{CB}$

由此可得 $\Gamma = \Gamma_{BA} + \Gamma_{DC} = (w_{1u} - w_{2u})t$

将速度环量的关系公式代入式(1-15)和式(1-16, a),则有:

$$P_u = -\rho \Gamma w_z \quad (1-17)$$

$$P_z = -\rho \Gamma \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2} = -\rho \Gamma w_{mu} \quad (1-18)$$

气体对叶片作用之气动力的大小为:

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_z^2} = \rho \Gamma w_m \quad (1-19)$$

可以看出,气流流过叶栅时的升力定理与气流流过孤立叶型时的表达式是相似的,只要把对应的 c_∞ 换成 w_∞ 就行了。

下面讨论叶型和叶栅的空气动力特性。

在讨论机翼升力时,为了简化问题,曾假定流体是理想的,因而阻力为零。实际上,这个阻力是存在的(图1-11)。所谓空气动力特性,就是指升力和阻力的特性。升力和阻力通常都可用实验的方法求得。为了实验和分析方便起见,作用在单位长度叶片上的气动力常表示为:

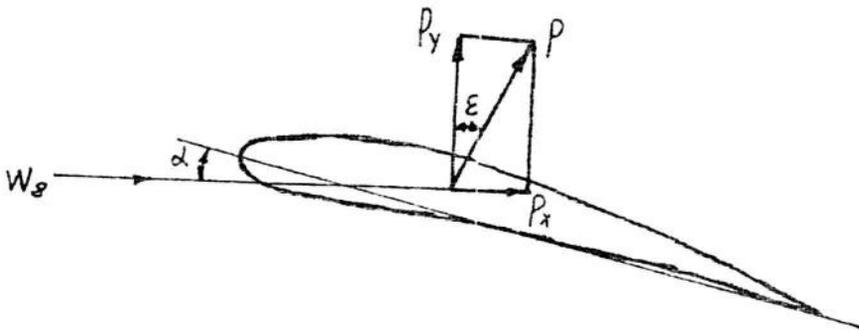


图1-11

升力:
$$P_y = c_y \cdot \frac{\rho}{2} w_\infty^2 b \quad (1-20)$$

阻力:
$$P_x = c_x \cdot \frac{\rho}{2} w_\infty^2 b \quad (1-21)$$

式中: b ——叶型弦长;

c_y ——叶型升力系数；

c_x ——叶型阻力系数。

c_y 和 c_x 是用来比较机翼性能好坏的标准，它们反映了同类叶型的共同特性。在一定的攻角下， c_y 和 c_x 仅与叶型的参数有关。对于一定的叶型来说， c_y 和 c_x 是攻角 α 的函数。图1-12画出了 c_y 和 c_x 的实验曲线。可以看出，当 α 不太大时，升力系数基本上按直线变化。但当 α 大于某一值后，升力系数便迅速下降。与此相应，叶型的阻力系数 c_x 则急剧上升。这种现象称为失速。当风机在运行中出现失速以后，噪声常常会突然增加，引起风机的振动和运行不稳等现象。

当气流流过叶栅时，与孤立叶型类似，其升力和阻力可通过实验方法表示成下列形式：

$$P_y = c'_y \cdot \frac{\rho}{2} w_m^2 b \quad (1-22)$$

$$P_x = c'_x \cdot \frac{\rho}{2} w_m^2 b \quad (1-23)$$

式中 c'_y 和 c'_x ——分别为叶栅叶型的升力系数和阻力系数。

w_m ——来流的平均相对速度。

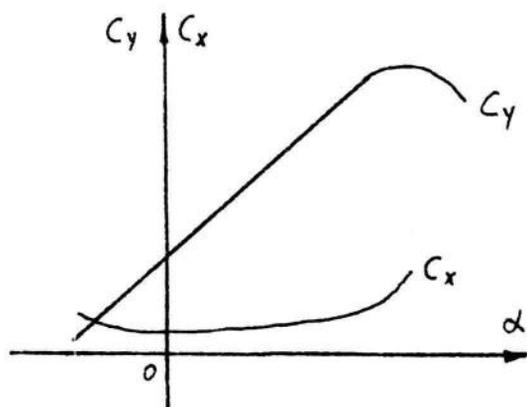


图 1-12

§ 1-6 叶栅的空气动力基本方程式

一、不考虑叶型摩擦阻力的计算

如果忽略叶栅叶型上的摩擦阻力，即 $P_x = 0$ 。这时，气流作用在单位长度叶片上的气动力为：

$$P = c'_y \cdot \frac{\rho}{2} w_m^2 b \quad (1-24)$$

式(1-24)与式(1-19)虽然形式不同，但大小相等，即

$$\rho \Gamma w_m = c'_y \frac{\rho}{2} w_m^2 b$$

$$\rho \Gamma = c'_y \frac{\rho}{2} w_m b$$