

第十五章 电 站 风 机

编写单位 上海鼓风机厂
上海锅炉厂
编 写 人 周忠浩
张 敢
主 审 古恩鸿

常用符号表

<p>A——通风机出口截面(m^2)</p> <p>b——叶片宽度(m)</p> <p>c——流速(m/s)</p> <p>D——叶轮直径, 管道内径(m)</p> <p>K_p——介质可压缩性系数</p> <p>N——电动机功率(kW)</p> <p>N_e——有效功率(kW)</p> <p>N_i——内功率(kW)</p> <p>N_{sh}——轴功率(kW)</p> <p>n——通风机转速(r/min)</p> <p>p_d——通风机动压(Pa)</p> <p>p_{st}——通风机静压(Pa)</p> <p>$p_t(\Delta p_t)$——通风机全压(Pa)</p> <p>Δp_{st}——通风机静压升(Pa)</p> <p>Q——通风机容积流量(m^3/s)</p>	<p>u——圆围速度(m/s)</p> <p>y——比功($N \cdot m/kg$)</p> <p>η_i——内效率($\%$)</p> <p>η_m——机械效率($\%$)</p> <p>η_{st}——静压效率($\%$)</p> <p>η_t——全压效率($\%$)</p> <p>λ——功率系数</p> <p>ν——轮毂比</p> <p style="padding-left: 2em;">气体运动粘度(m^2/s)</p> <p>ρ——密度(kg/m^3)</p> <p>φ——流量系数</p> <p>ψ——压力系数</p> <p>下角:</p> <p style="padding-left: 2em;">1——进口</p> <p style="padding-left: 2em;">2——出口</p>
--	--

第一节 概 论

电站风机是火力发电机组的重要辅机，风机的可用性和性能直接影响火电机组的安全经济运行。电站风机的功率消耗约占机组发电量的 1.5%~3%，其中送风机、一次风机、引风机和排粉风机占了绝大部分，若计及排烟脱硫装置的风机，电站风机的功率消耗则更大。为降低运行费用和适应电站运行要求，运行效率高、调节性能好、结构先进可靠是火电机组对风机的基本要求。

随着科学技术的发展，电网和机组容量的增大，动叶可调轴流式风机作为锅炉送风机、一次风机及引风机，自 50 年代首先在欧洲得到应用，改变了以往沿用离心风机的状况。到 60 年代联邦德国、法国和西班牙等国几乎所有大容量电站锅炉都采用动叶可调轴流式风机。美国从 70 年代初第一次石油危机开始利用引进欧洲技术发展火电机组动叶可调轴流式风机。我国则起步较晚，1974 年上海鼓风机厂自行研制成功 300MW 机组动叶可调轴流式送风机及

静叶可调轴流式引风机，适应了国产大型火电机组工程建设需要。

为适应我国电力工业的迅速发展和提高电站风机技术水平，我国各制造厂分别引进了多国的风机制造技术，使我国目前大型电站风机技术水平得到很大提高，其中主导产品已达到国际先进水平。

目前按引进技术设计制造的大型电站风机国产化率已达到 85% 以上。

为限制 SO₂ 排放量以减少烟气对大气的污染，大型电站烟气脱硫装置从 70 年代开始在工业发达国家逐渐被采用。我国珞璜电厂 300MW 机组也已首先采用脱硫装置。在被广泛采用的湿法石灰石/石膏法脱硫装置中输送含有腐蚀性冷凝液的湿态脱硫风机，在某些工业发达国家已获得成功经验。随着我国环保要求的进一步提高，特别是燃烧含硫量高的煤的电站，湿态脱硫风机将逐步被采用。

电站风机分类见表 4-15-1。

表 4-15-1 电站风机分类

名称	型式	用途	特点
送风机	轴流式 离心式	输送空气至锅炉	大型电站一般选用动叶可调轴流风机。中小型电站选用的离心风机采用机翼型叶片、进口导叶可调(进口调节门可调或进口挡板可调)。设置进口消声器
引风机	轴流式 离心式 子午加速轴流式	排送锅炉烟气至烟囱	燃煤锅炉要求风机耐烟气温度及磨损。轴流风机叶片和离心风机叶轮要采取耐磨措施。燃烧重油时，须注意烟气中硫的成分所造成的低温腐蚀。一般不设置消声器
一次风机	轴流式 离心式	输送空气至制粉系统	由于压力较高，轴流式一般要两级叶轮，离心式要高压风机。设置进口消声器。输送经预热器预热后的热空气时，要考虑耐温要求
脱硫风机	轴流式 离心式	克服脱硫装置阻力，排烟气至烟囱	装在脱硫装置前面时与引风机相同，装在后面且排送含腐蚀性冷凝液的饱和烟气时，要采用耐腐蚀材料
排粉风机	离心式	输送煤粉和空气混合物至炉膛	用于贮仓式制粉系统时又称乏气风机，用于直吹式制粉系统时又称煤粉风机。煤粉风机叶轮要采用高耐磨措施
烟气再循环风机	离心式	输送锅炉烟气	由于输送未经除尘的高温烟气，要求有一定的耐热强度和高耐磨性
密封风机	离心式	输送空气至制粉系统密封	采用高压离心风机

第二节 电站风机基础知识

电站风机属于通风机范围，通风机的基础知识也是电站风机基础知识。

一、电站风机性能参数

1. 通风机流量 $Q(\text{m}^3/\text{s})$

是指通风机进口密度 $\rho_1(\text{kg}/\text{m}^3)$ 下的容积流量，即进口容积流量。

在通风机出口截面上测得的流量 $Q_2(\text{m}^3/\text{s})$ 应换算到进口截面才是通风机流量

$$Q = Q_1 = Q_2 \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

式中 ρ_1, ρ_2 ——通风机进、出口密度；

Q_1, Q_2 ——通风机进、出口容积流量。

2. 通风机全压 $p_t(\text{Pa})$

是指通风机出口和进口全压 p_{t2} 和 p_{t1} 之差；也就是通风机的全压升。因此通风机全压也用 Δp_t 表示，有时仅用 p_t 表示。

$$p_t = p_{t2} - p_{t1}$$

3. 通风机动压 $p_d(\text{Pa})$

是指通风机出口截面平均流速的动压 p_{d2} ，即

$$p_d = \frac{\rho_2 c_2^2}{2}$$

式中 c_2, ρ_2 ——通风机出口截面平均流速 (m/s) 和密度 (kg/m³)。

通风机动压也可按下式计算：

$$p_d = \frac{\rho_1}{2} \left(\frac{Q_1}{A_2} \right)^2 K_p^2$$

式中 A_2 ——通风机出口截面积 (m²)；

K_p ——考虑介质可压缩性的系数。

$$K_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{\Delta p_t} \left[\left(\frac{p_1 + \Delta p_t}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]^{-1} \quad (4-15-1)$$

不同 Δp_t 值的 K_p 值见表 4-15-2。

表 4-15-2 不同 Δp_t 值的 K_p 值

$\Delta p_t(\text{Pa})$	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000
K_p	0.997	0.994	0.991	0.987	0.984	0.981	0.977	0.974	0.971	0.968	0.964
$\Delta p_t(\text{Pa})$	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	20000	21000	22000
K_p	0.961	0.958	0.955	0.952	0.949	0.946	0.943	0.940	0.937	0.935	0.932

注： $\rho_1 = 101325\text{Pa}$ ， $\kappa = 1.4$ 。

当 $\Delta p_t < 2000\text{Pa}$ 时，可不考虑气体的可压缩性，取 $K_p = 1$ 。

4. 通风机静压 $p_u(\text{Pa})$

是指通风机全压与通风机动压之差，也就是通风机全压升减去通风机出口动压。

$$\begin{aligned} p_u &= p_t - p_d \\ &= (p_{t2} - p_{t1}) - p_{d2} \\ &= (p_{u2} + p_{d2} - p_{t1}) - p_{d2} \\ &= p_{u2} - p_{t1} \end{aligned}$$

由上式可见，通风机静压等于通风机出口静压与通风机进口总压之差。当通风机出口静压为零时，通风机静压等于通风机进口负总压。

5. 通风机静压升 $\Delta p_u(\text{Pa})$

是指通风机出口和进口静压之差。

$$\begin{aligned} \Delta p_u &= p_{u2} - p_{u1} \\ &= (p_{t2} - p_{d2}) - (p_{t1} - p_{d1}) \\ &= (p_{t2} - p_{t1}) - (p_{d2} - p_{d1}) \\ &= [(p_{t2} - p_{t1}) - p_{d2}] + p_{d1} \\ &= p_{u2} + p_{d1} \end{aligned}$$

可见，通风机静压升等于通风机静压与通风机进口动压之和。当通风机进出口截面相同，并忽略可压缩性时，通风机静压升等于通风机总压升即通风机总压。

通风机压力(通风机总压，通风机静压，通风机动压)是相对于进口密度条件下产生的压力。在通风机产品样本中如没有指明进口密度值，一般就指通风机标准进气状态下的密度，即 $1.2\text{kg}/\text{m}^3$ 。标准进气状态或叫标准空气，都是指温度为 20°C 、绝对压

⊖ 当 $(p_1 + \Delta p_t)/p_1 < 1.2$ 时，用下式计算 K_p 值误差不超过 1%

$$K_p = 1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_t}{p_1}$$

力 101325Pa(760mmHg), 相对湿度 50% 的湿空气。

6. 通风机的功率和效率(表 4-15-3)

表 4-15-3 通风机的功率和效率

名称	定义	公式
有效功率	气体从通风机中获得的有效功率	$N_e = \frac{Q p_t K_p}{1000}$ (kW)
内功率	实际消耗于气体的功率	$N_i = \frac{Q p_t K_p}{1000 \eta_i}$ (kW)
轴功率	传给通风机轴输入端的功率, 除通风机轴承损失外不包括任何传动损失	$N_{sh} = \frac{Q p_t K_p}{1000 \eta_t}$ $= \frac{N_i}{\eta_m}$ (kW)
内效率	有效功率与内功率之比	$\eta_i = \frac{Q p_t K_p}{1000 N_i}$
静压效率	静压有效功率与轴功率之比	$\eta_{st} = \frac{Q p_{st} K_p}{1000 N_{sh}}$
全压效率	有效功率与轴功率之比	$\eta = \frac{Q p_t K_p}{1000 N_{sh}}$ $= \eta_i \eta_m$

注: η_m ——通风机轴承机械效率。

二、性能曲线

图 4-15-1 为 300MW 机组离心式一次风机性能曲线, 该风机为进口导叶可调, 图中 0° 为调节门全开位置。图 4-15-2 为 200MW 机组动叶可调轴流式送风机性能曲线。图中虚线为等效率线, 性能曲线上所标角度为动叶安装角相对值, 0° 代表设计安装角, 负值为动叶片从设计安装角向关闭方向转动的角

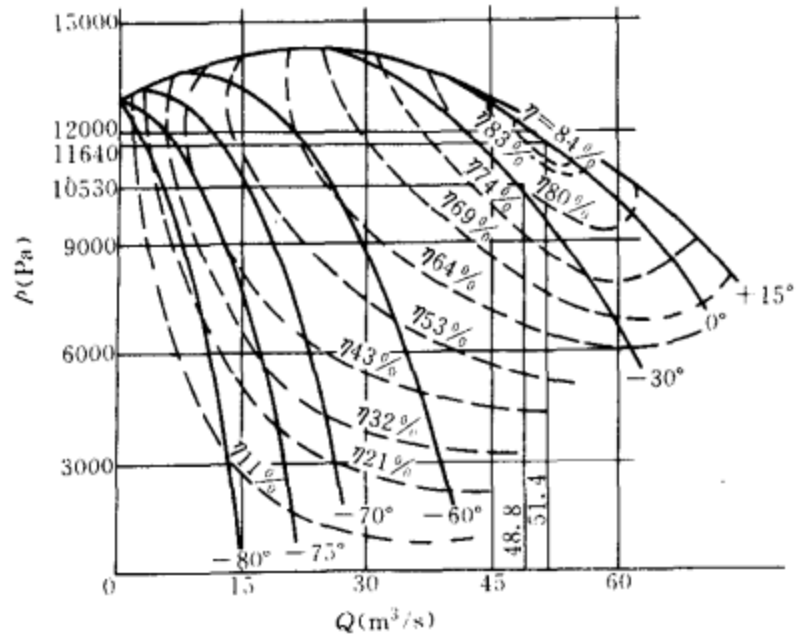


图 4-15-1 离心风机性能曲线

度, 正值相反。y(N·m/kg) 为比功, $y = p_t K_p / \rho_1$ 。

三、无因次参数和无因次性能曲线

为了设计、比较和评价, 在通风机中采用一些无因次参数和无因次性能曲线。

1. 压力系数

$$\psi = \frac{p_t K_p}{\rho_1 u_2^2}$$

式中 u_2 ——对离心风机, u_2 为叶轮叶片出口圆周速度; 对轴流风机, u_2 为叶顶直径或叶顶名义直径处圆周速度(m/s)。

2. 流量系数

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}$$

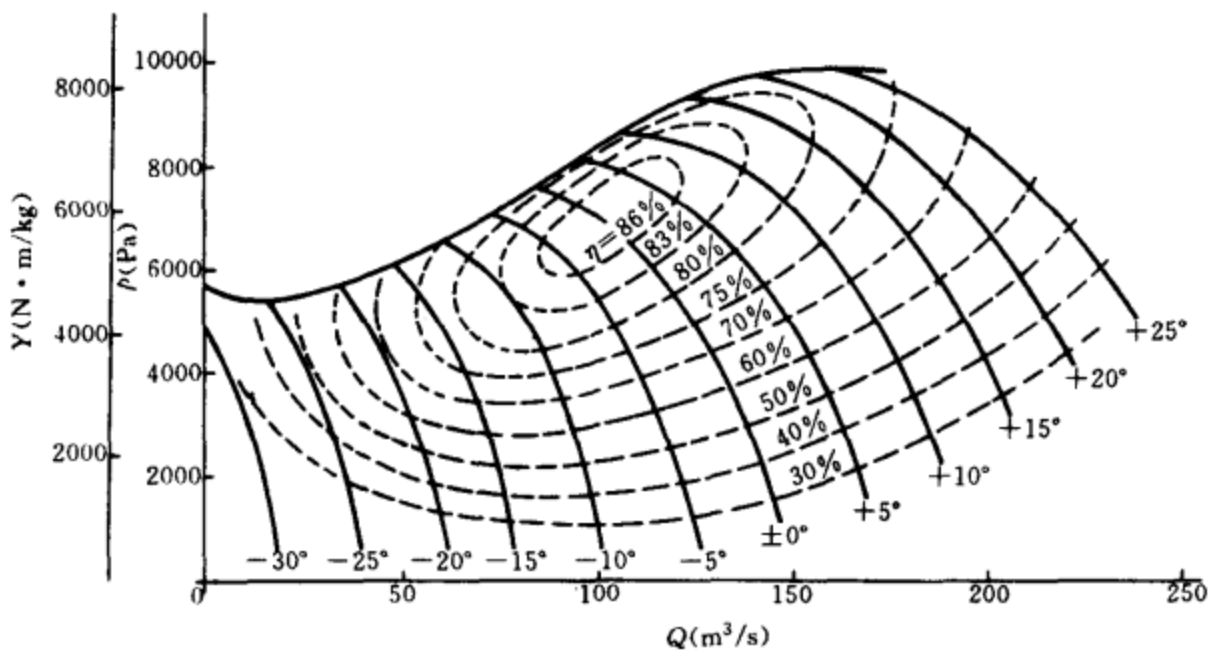


图 4-15-2 动叶可调轴流风机性能曲线

⊖ 国外多用 $\psi = p_t K_p / (0.5 \rho_1 u_2^2)$ 。

式中 D_2 ——对离心风机, D_2 为叶轮叶片出口直径; 对轴流风机, D_2 为叶顶直径或名义叶顶直径(m)。

3. 功率系数

$$\lambda = \frac{1000N_i}{\frac{\pi}{4}D_2^2 u_2^3 \rho_1}$$

$$\eta = \frac{\varphi\psi}{\lambda}$$

4. 比转速

$$n_s = n \frac{Q^{0.5}}{\left(\frac{P_1}{9.81}\right)^{0.75}}$$

式中 n ——通风机转速(r/min);

P_1 ——以 Pa 为单位的风机全压, 并且是换算到标准进气状态下(密度 $\rho = 1.2\text{kg/m}^3$)的压力。

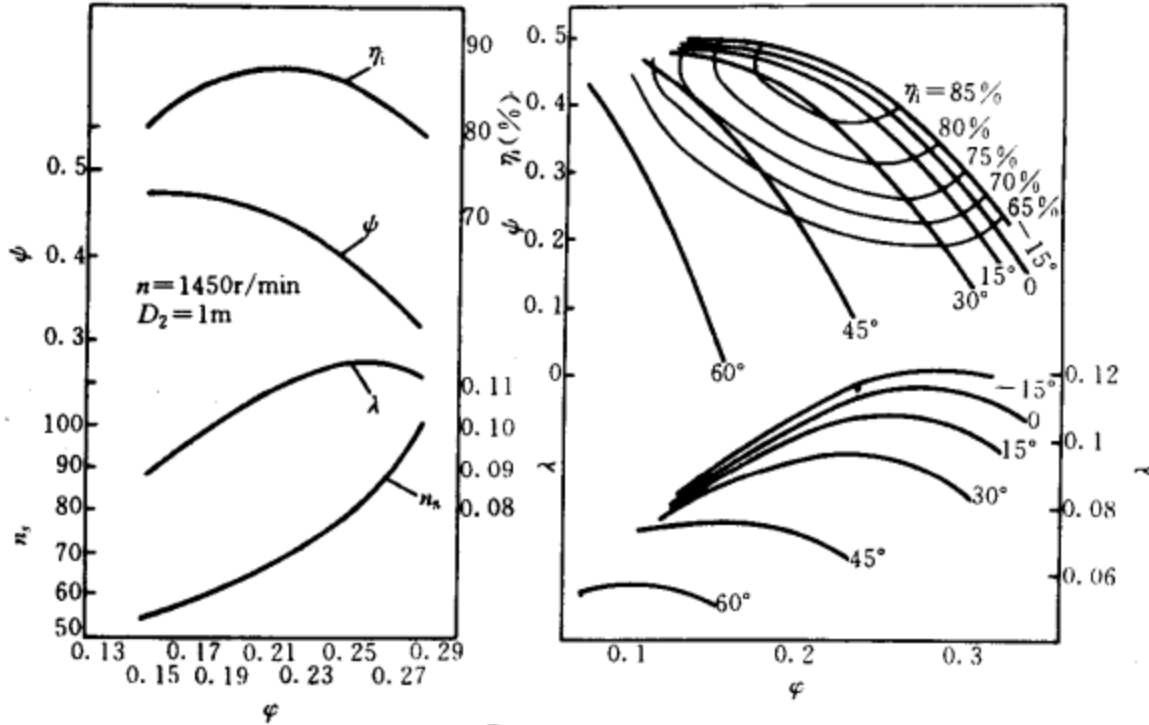


图 4-15-3 G4-73 离心风机性能曲线

注: 此离心风机为轴向进气、叶轮悬臂支承、单吸。

比转速主要用在相似设计中选择模型, 因为满足相似条件的通风机的比转速相等。但比转速相等的通风机不一定相似。比转速还可用来划分通风机的类型和叶轮形状。

5. 无因次性能曲线

图 4-15-3 为离心风机无因次性能曲线。图 4-15-4 为动叶可调轴流风机的无因次性能曲线。

四、电站风机型号介绍

风机型号的编制国外没有统一规定。我国行业标准作过统一规定。随着引进技术, 各制造厂为了管理方便, 对按引进技术制造的风机仍采用各技术输出方的型号。因此, 我国电站风机的型号多种多样。限于取得的资料不全, 不能做较多的介绍。

中小型电站风机大都采用我国自行开发的产品, 且都为离心式风机, 按风机行业规定的型号编制方法举例说明如下:

G 4 - 73 - 11 No. 28 D 右 90°

出气口方向, 以水平方向为 0°

从原动机一端看转子旋转方向。右为顺时针, 左为逆时针

传动方式。D 为叶轮悬臂支承, 联轴器传动, F 为双支承

机号, 叶轮直径(dm)

第一个数字为进气结构: 1—单吸, 2—双吸
第二个数字为设计序次, 本例为第 1 次

单宽度叶轮的比转数, 按 $n_s = nQ^{0.5}/P_1^{0.75}$ 公式
(对双吸叶轮也有以 2 × 73 方式表示)

压力系数[按 $\psi = P_1 K_p / (\rho_1 u_2^3)$ 公式]乘 10

用途: G—— 锅炉送风机, Y—— 锅炉引风机,
M—— 煤粉风机, YX—— 烟气再循环风机

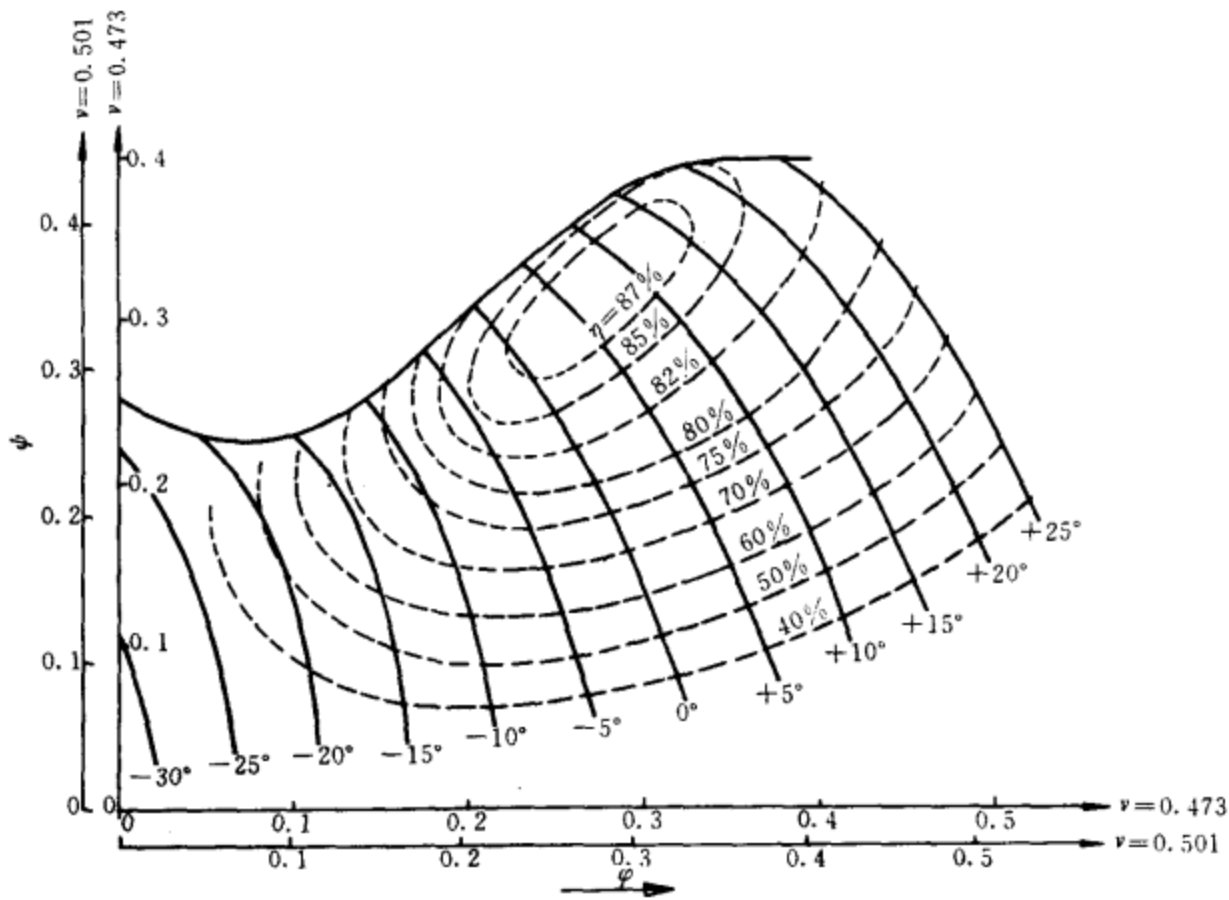
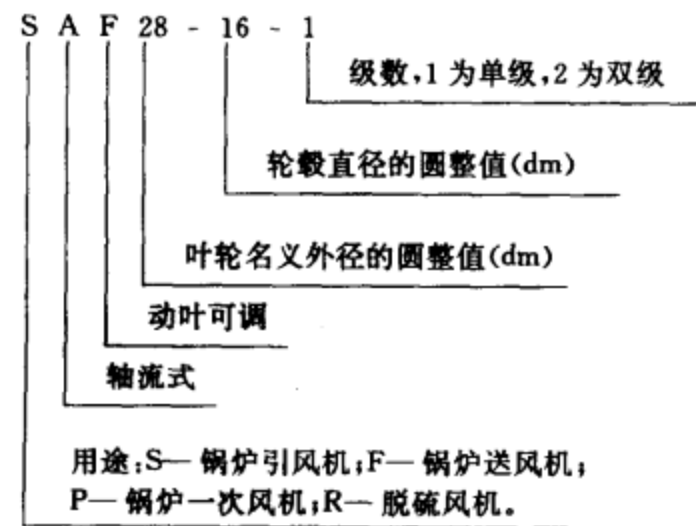


图 4-15-4 动叶可调轴流风机的无因次性能曲线

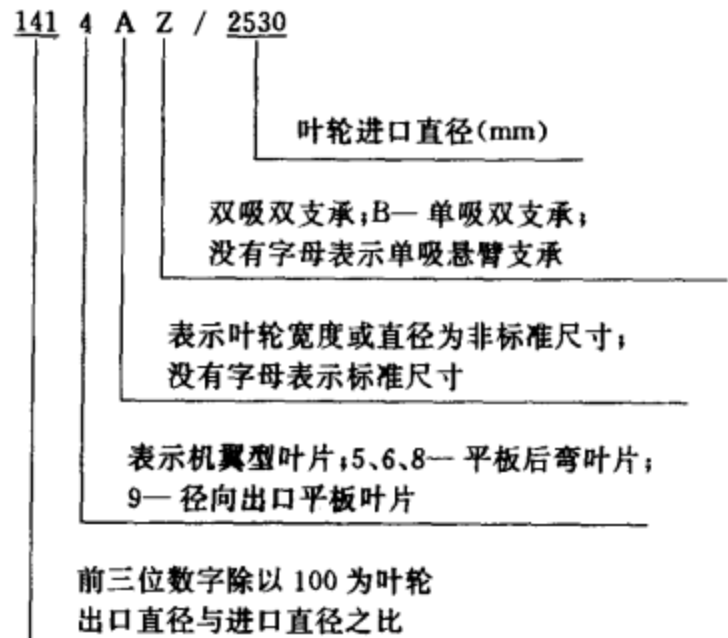
$$\psi = \frac{P K_p}{0.5 \rho_1 u_2^2} \quad \nu = \frac{D_1}{D_2} \text{—— 轮毂比} \quad D_1, D_2 \text{—— 叶轮外径和内径}$$

按引进技术设计的大型电站风机型号举例说明如下：

上海鼓风机厂电站用动叶可调轴流式风机型号：

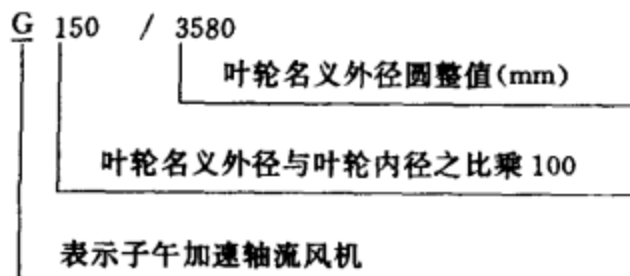


上海鼓风机厂电站用大型离心风机型号：

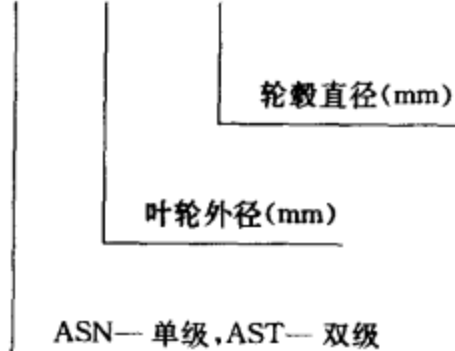


沈阳鼓风机厂电站动叶可调轴流风机型号：

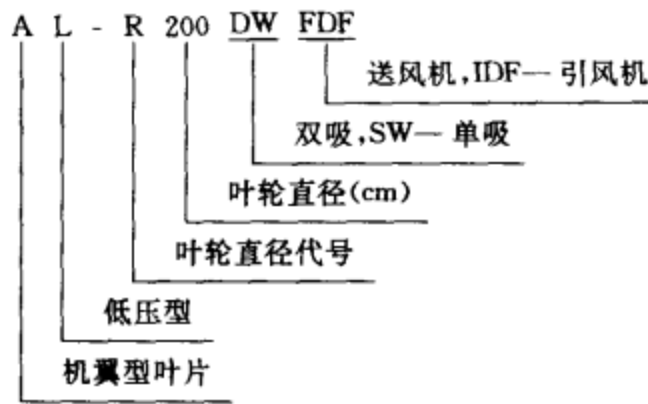
上海鼓风机厂子午加速轴流风机型号：



ASN 3500 / 2000



武汉鼓风机厂电站离心风机型号:



第三节 性能换算、相似设计和变型设计

一、性能换算

按照通风机相似条件,如果不考虑雷诺数 Re 和介质可压缩性,只要保持几何相似和流量系数相等,两通风机相似。相似通风机的流量系数 φ 、压力系数 $\psi(K_p=1)$ 、功率系数 λ 和内效率 $\eta_i(K_p=1)$ 分别相等。因此,不考虑 Re 数和可压缩性,几何相似通风机可以用 φ 、 $\psi(K_p=1)$ 、 λ 和 $\eta_i(K_p=1)$ 分别相等换算性能。

当通风机全压超过进口绝对全压的 2% 时,介质可压缩性不能忽略。通风机性能参数和性能换算要用考虑介质可压缩性的系数 K_p 修正。这种修正对马赫数 $Ma < 0.7$ 时是正确的。通风机中马赫数实际上总是小于 0.5。因此考虑介质可压缩性,几何相似通风机可以用 φ 、 $\psi(K_p \neq 1)$ 、 λ 和 $\eta_i(K_p \neq 1)$ 分别相等来换算性能。换算公式见表 4-15-4。同一风机在不同转速和不同进口密度条件下的性能换算,也按表 4-15-4 中的相应公式换算。然后再按考虑雷诺数 Re 进行修正。

很多文献就考虑雷诺数 Re 对风机性能影响,都有介绍,但论据不充足,差别也较大。 Re 数对风机效率的影响一般按下式计算:

$$\eta_2 = 1 - 0.5(1 - \eta_1) \left[1 + \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^{0.2} \right] \quad (4-15-2)$$

此式适用于高效率区和 $Re > 2 \times 10^6$, 对离心风机和轴流风机都适用。

离心风机和轴流风机的 Re 数

$$Re = \frac{u_2 D_2}{\nu} \quad (4-15-3)$$

式中 u_2 ——叶轮外径圆周速度(m/s);

D_2 ——叶轮外径(m);

ν ——气体运动粘度(m²/s)。

雷诺数 Re 对压力的影响一般认为比对效率的

影响小。

表 4-15-4 性能换算

几何相似通风机性能换算	
模型风机给出无因次性能参数	模型风机给出有因次性能参数,同一风机在不同转速和进口密度条件下
$Q = \varphi' \frac{\pi}{4} D_2^3 u_2$	$Q = Q' \frac{n}{n'} \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^3$
$P = \frac{\psi}{K_p} \rho_1 u_2^3$	$P = P' \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^2 \frac{\rho_1 K_p'}{\rho_1' K_p}$
$\eta = \eta_i$	$\eta = \eta_i$
$\eta = \eta_i \frac{\eta_m}{\eta_m'}$	$\eta = \eta_i \frac{\eta_m}{\eta_m'}$
$N_i = \lambda \frac{\pi}{4} \frac{D_2^3 u_2^3 \rho_1}{1000}$ $= \frac{Q P K_p}{1000 \eta}$	$N_i = N_i' \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^5 \frac{\rho_1}{\rho_1'}$ $= \frac{Q P K_p}{1000 \eta}$
$N_{sh} = \frac{Q P K_p}{1000 \eta \eta_m}$ $= \frac{Q P K_p}{1000 \eta_i \frac{\eta_m}{\eta_m'}}$	$N_{sh} = N_{sh}' \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^5 \frac{\rho_1 \eta_m'}{\rho_1' \eta_m}$ $= \frac{Q P K_p}{1000 \eta \eta_m}$ $= \frac{Q P K_p}{1000 \eta_i \frac{\eta_m}{\eta_m'}}$

注: 1. 表列各式中的符号见第二节。带“'”的参数为模型风机的参数或换算前的参数。

2. 若模型风机压力系数公式为 $\psi = P K_p / (0.5 \rho_1 u_2^2)$, 则 $P = \psi \rho_1 u_2^2 / (2 K_p)$ 。

3. 若忽略介质的可压缩性,表中 $K_p = K_p' = 1$ 。

4. 若认为相似风机的轴承机械效率相等 ($\eta_m = \eta_m'$), 以及对同一风机在不同转速和进口密度条件下性能换算 ($\eta_m = \eta_m'$), 全压效率相等。

二、相似设计

由本节表 4-15-4 可知,几何相似的通风机性能可由该表所列的公式换算得到,而效率不变。相似设计方法简便,性能可靠。因此通风机设计都采用相似设计方法。

按作为模型的风机性能的表达方式不同,相似设计的具体方法也不同。

如果模型风机给出了无因次性能曲线和比转速,相似设计的第一步是给定一个或几个转速计算所要设计的风机的比转速。第二步是据此比转速选择模型,模型的比转速应等于或接近于上述算出的比转速,模型的比转速相应的效率为最高效率或满足设计要求。第三步是按所要设计风机的压力或流量按表 4-15-4 中相应的公式求出叶轮直径 D_2 和确定转速,并验算风机的流量或压力。第四步,如果流量和压力满足设计要求,按几何相似(即用风机叶轮直径和模型叶轮直径之比 D_2/D_1 乘模型通流部分尺寸)求出所要设计风机的尺寸。

若是模型给出的是有因次性能曲线,没有给出比转速,则在给定一个或几个转速条件下,按表 4-15-4 所列公式用试凑法求出叶轮直径 D_2 ,然后验算压力或流量。当流量、压力和效率满足设计要求,就可按上述相同方法求出风机尺寸。

模型的选取,除了要能满足设计参数外,还要考虑风机的用途、结构、叶轮的强度和尺寸的大小等因素。

转速的选取受驱动条件的限制,不能任意选取。因此,相似设计有时候不能完全满足设计参数要求。

考虑雷诺数 Re 对性能的影响,可按式(4-15-2)对效率进行修正。

三、变型设计

由于模型数量总是有限和转速一般不能任意选

定,相似设计的风机其流量或压力往往与设计要求有一定差距,效率不在最佳效率区。在一定范围内可以用改变叶轮的某些尺寸或其他参数来达到设计要求或减少差距,这种设计称为变型设计。

(一) 离心风机的变型设计

压力太高,可以减小叶片出口直径(相当于车削叶片出口使叶片出口直径减小),使压力降低。叶片出口直径与压力的关系在叶轮出口直径减小 5% 的范围内大致为

$$\frac{p'_1}{p_1} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^n \quad (4-15-4)$$

而叶轮出口直径减小前后的流量和效率基本不变。式(4-15-4)中的 n 与叶轮出口直径和进口直径之比 D_2/D_1 有关, $n=2\sim 3$ 。 D_2/D_1 大时, n 取小值; D_2/D_1 小时, n 取大值。

流量太大,可以通过减小叶轮叶片宽度(从进口至出口按同一比例减小),使流量减小。叶片宽度减小在一定范围内,其与流量大致成正比关系,而压力和效率基本不变。与流量成正比的叶片宽度减小的允许范围,与叶轮的 b_1/D_1 值有关; b_1/D_1 大,允许减小范围大; b_1/D_1 小,允许减小范围小(b_1 ——叶片进口宽度, D_1 ——叶轮进口直径)。

(二) 轴流风机的变型设计

减少叶片数可以使风机压力和流量降低;增加叶片数,可以使风机压力和流量增加;叶片弦长增加,风机压力和流量相应增加。改变轮毂比(叶轮内径与外径之比),对压力的影响较大,对流量的影响较小。

变型设计不符合相似原理,因此,变型设计的变动范围和性能变化之间的关系是以一定的理论分析和试验为基础得到的近似关系。对于性能要求严格、且没有性能调节手段的风机,应用时应慎重。

第四节 液压动叶可调轴流式风机

动叶可调轴流风机可采用机械式可调和液压式可调两种。由于液压动叶可调,调节灵敏、稳定、可靠,推力可随油压增大,而操作力矩小,现今大型电站轴流风机多采用液压动叶可调。

一、结构

液压动叶可调轴流风机由进气室、机壳、扩压器、定子和转子、主轴承箱、中间轴、联轴器、液压动叶调节装置及液压润滑供油装置等组成。

图 4-15-5 所示为上海鼓风机厂制造的大型电站液压动叶可调轴流式送风机。

动叶可调叶轮结构比较复杂,如图 4-15-6 所示,由叶轮轮毂和叶片调节系统两大部分组成。图示轮毂为焊接结构。叶片用耐腐蚀高强度高精度螺钉与叶柄连接。配重用以平衡运转时叶片的回复力矩,以降低叶片的调节力。叶柄推力轴承承受叶片、叶柄及叶柄上其他零件的离心力并传递给叶轮轮毂的支

承环。叶柄导向轴承保持叶柄轴线并通过其下的碟形弹簧给叶柄推力轴承一定的预紧力。调节杆与叶柄为无键连接,以便于调整各叶片至同一角度。当叶片处于安装角调节范围的中间位置(液压缸活塞相应为中间位置)时,调节杆的安装位置应朝叶轮旋转方向如图 4-15-6 的 x 向视图所示,有利于降低叶片

调节力。

液压缸体法兰与调节盘连结,其左端可在主轴中心轴套内滑动,并保持液压缸与主轴轴线一致。活塞轴上的法兰,通过液压支承体与叶轮轮毂连结。由于这种连结,使液压缸工作时的推力不作用于主轴承箱的推力轴承。液压缸及其活塞应随叶轮一起旋

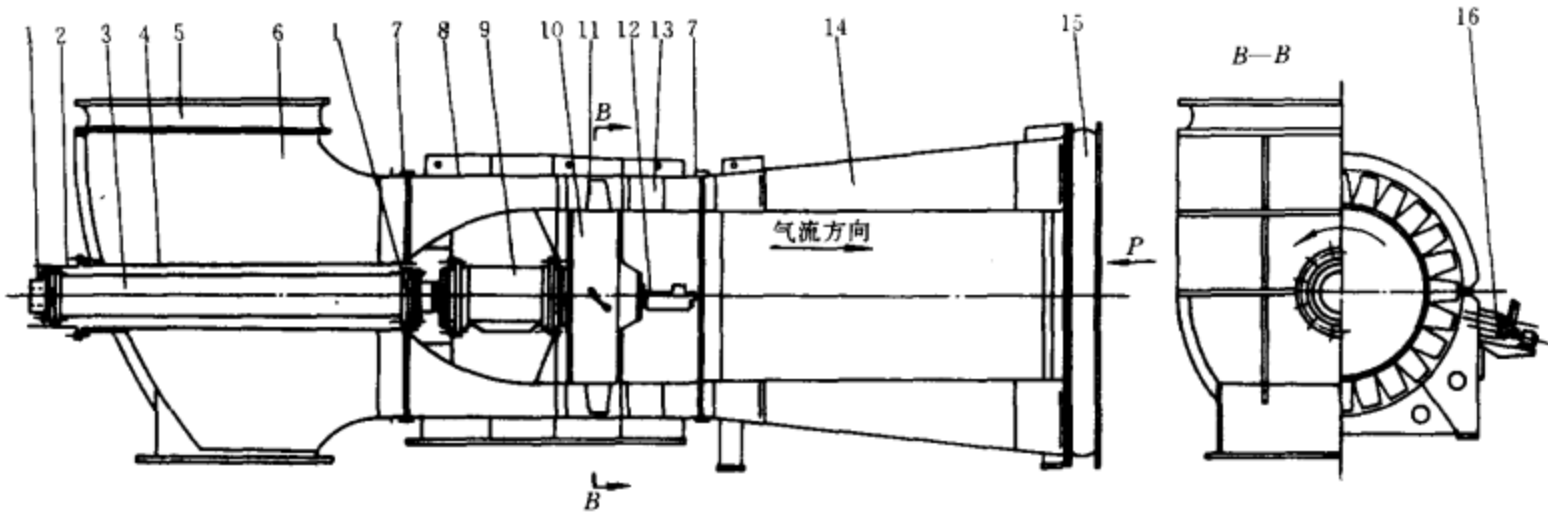


图 4-15-5 液压动叶可调轴流式送风机

- 1—刚挠性联轴器 2—联轴器罩 3—中间轴 4—中间轴罩 5—进气膨胀节 6—进气室 7—围带 8—具有水平中分面的机壳 9—主轴承箱 10—叶轮 11—动叶片 12—液压调节装置 13—机壳(具有水平中分面的整流导叶环) 14—扩压器 15—排气膨胀节 16—电动执行器和叶片角度指示机构

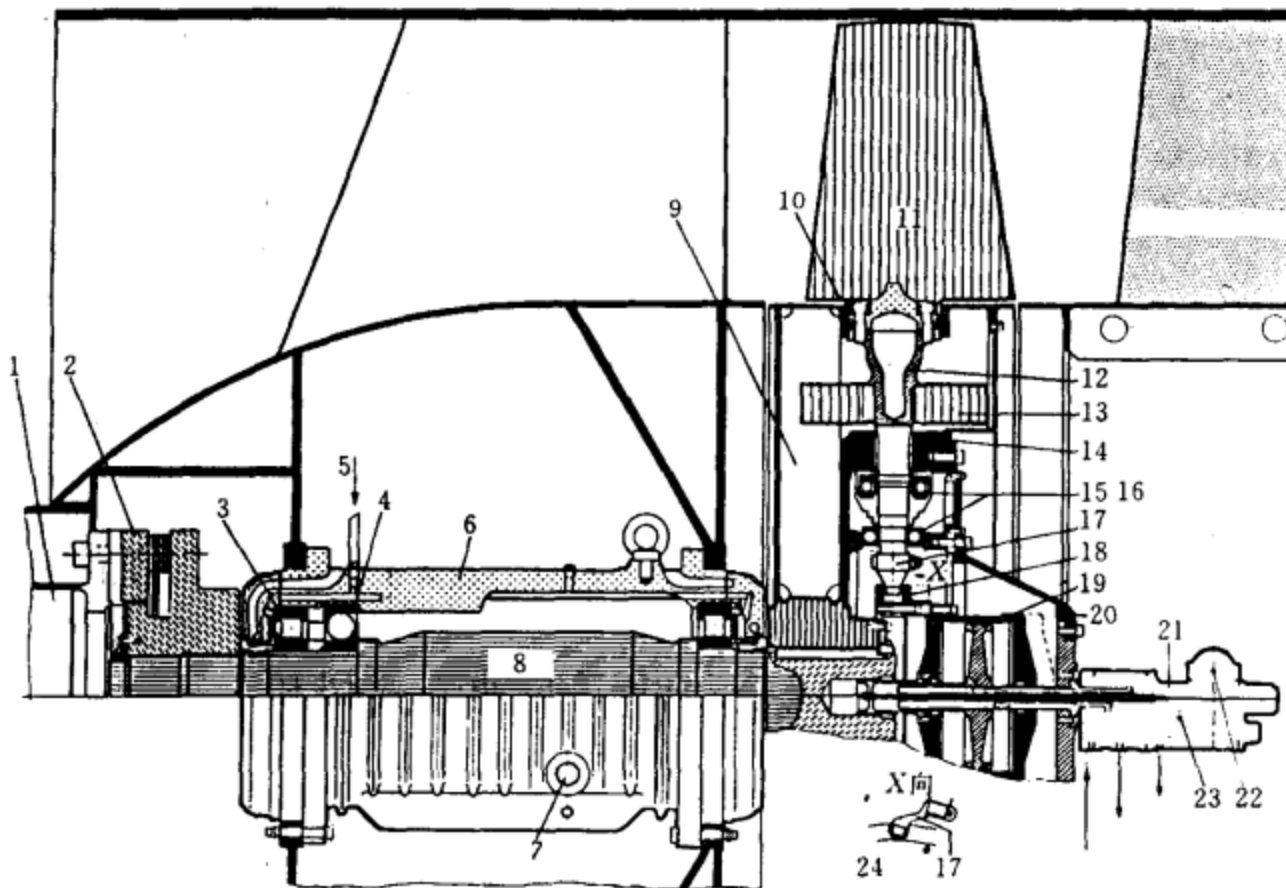


图 4-15-6 动叶可调轴流风机转子结构

- 1—中间轴 2—刚挠性联轴器 3—径向轴承 4—推力轴承 5—进油管 6—主轴承箱 7—回油管 8—主轴 9—叶轮轮毂 10—叶片固定螺钉 11—叶片 12—叶柄 13—配重 14—支承环 15—叶柄推力轴承 16—叶柄导向轴承 17—调节杆 18—调节盘 19—液压缸 20—液压缸支承体 21—液压缸控制头 22—叶片角度指示轴(输出轴) 23—电动执行器连接轴(输入轴) 24—滑块
A—压力油 B—回油 C—内泄漏油

转,为此在与缸体连结的调节盘和轮毂之间用拉杆连结,或调节杆的杆端滑块之一(带销的连动滑块)与调节盘用销连结。液压缸右侧的控制头控制液压缸的进油、回油和调节的反馈,不转动,以便油管和电动执行器及叶片角度指示机构的连接。

润滑叶轮内部轴承的油脂被封闭在轴承内,在叶轮旋转时也不逸出。叶轮有多道密封,以防止尘埃或烟气侵入内部,降低轴承寿命和增加调节系统滑动面的摩擦。

整体结构的主轴承箱(见图 4-15-6),其法兰的下半部与机壳内筒法兰用螺栓连结,上半部由机壳内筒法兰压紧。此种结构保持机壳与主轴轴线一致。

刚挠性联轴器,能补偿相邻两轴由于安装和热胀等原因引起的径向、轴向和角向偏差;能承受较大的中间轴重量而不影响运行;不需要润滑和维护,而对扭矩的传递是刚性的。

挠性的进排气膨胀节,能补偿热胀和进排气管道安装误差,并隔断振动传递。由钢带和软橡胶组成的围带,除了密封机壳和进气箱、扩压器之间约 20mm 的间隙外,同时也可以补偿热胀和少量的安装误差。设置上述间隙,主要是为了装拆检修方便和隔断振动传递。

当风机为二级时(例如用于一次风机、一次升压的锅炉送风机或引风机),主轴装配联轴器一端的部位改装叶轮,而联轴器固定在叶轮端盖上。主轴为空心轴,用穿过空心主轴的心轴连结两级叶轮各自的调节盘,保持两级叶片的同步调节。

作为引风机时,一般应在机壳外设置冷却风机,冷空气通过空心导叶或加强筋进入机壳内筒冷却主轴承箱和液压调节装置。

动叶可调轴流风机有多种结构。如 NOVENCO 公司,主轴由两轴承座支承,机壳无水平中分面,但扩压器连同整流导叶环可沿轴向往排气侧移位。叶轮轮毂为球墨铸铁。液压调节装置的结构也与图 4-15-11 所示的不同,机壳外无叶片角度指示机构等。

电站用动叶可调轴流风机大多为卧式布置(见图 4-15-5)。动叶可调轴流风机转子质量和转动惯量比离心风机小,安装适应性较大。如在电站中作为引风机可以立式布置在烟囱中。图 4-15-7 示出了立式布置在烟囱中的大型电站动叶可调轴流式引风机。立式布置有如下优点:烟道布置方便,弯道少,压力损失低;布置在烟囱中时,机壳不需包覆隔声层;机壳不需要装拆用的中分面;占地面积小,机壳水平方

向移出即可检修或更换转子。

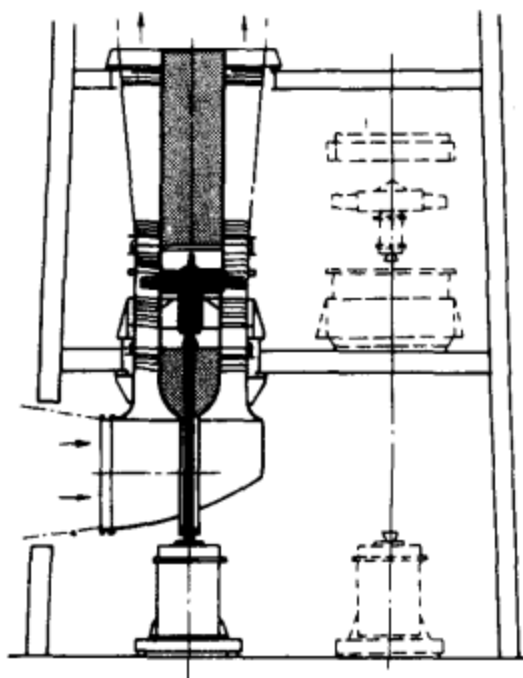


图 4-15-7 烟囱中立式布置轴流引风机简图

二、性能曲线

图 4-15-8 为 300MW 机组轴流式引风机性能曲线。图中等角度性能曲线所标角度为叶片安装角相对值。椭圆形虚线为等效率曲线。由图可见,椭圆形等效率曲线的长轴方向与管网阻力曲线接近平行,高效率区位置适中,由于这个特点,除变转速可调外,动叶可调轴流风机的性能曲线是锅炉风机最佳性能曲线。

三、动叶片材料及耐磨措施

动叶片材料可以是铸铝合金、锻铝合金、球铁和钢,视用途不同而选取。电站送风机和一次风机一般用铸铝合金或锻铝合金,引风机一般用钢叶片。叶片采用铸铝合金时,其材料应具有充分的强度和塑性韧性值。

引风机叶片要考虑耐磨。由于我国火电机组燃煤灰分较高,和为压缩建设投资选用效率偏低的除尘器,故在标准状态下烟气含尘量高于国外和环保要求的 $150\text{mg}/\text{m}^3$,一般高达 $300\text{mg}/\text{m}^3$ 或更高,因而造成引风机工作条件恶化。为提高叶片的使用寿命,对引风机叶片采取耐磨措施。现今最有效的措施是,在钢叶片表面熔焊合金耐磨层,如图 4-15-9 所示。钢叶片表面熔焊三层耐磨合金,第一层及第三层为同一种牌号的耐磨合金,第二层为另一种牌号的耐磨合金,以达到既具有高的耐磨性又不会剥落。三层耐磨合金的厚度一般为 0.6mm ,有时达 $0.7\sim 0.8\text{mm}$ 。也有采用铝合金叶片进口边用螺钉包覆不锈钢皮,如图 4-15-10 所示。根据我国近十几年的使

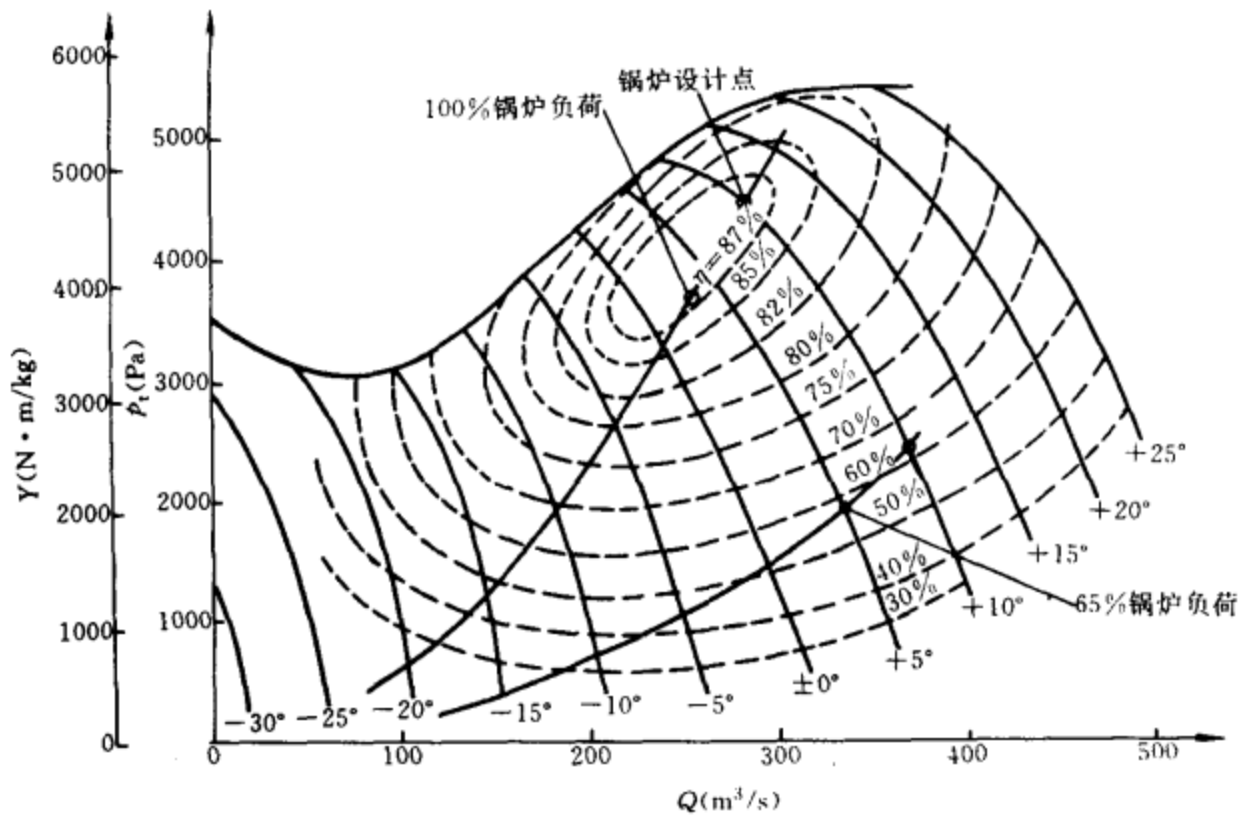


图 4-15-8 300MW 机组动叶可调轴流引风机性能曲线

时间，约为包覆不锈钢皮的铝叶片磨损至难以修复需要更换的运行时间的 4~7 倍。熔焊耐磨层的钢叶片可以修复 3~5 次，而仅在进口边包覆不锈钢皮的铝叶片，由于叶片包覆部位的磨损，则难以修复。

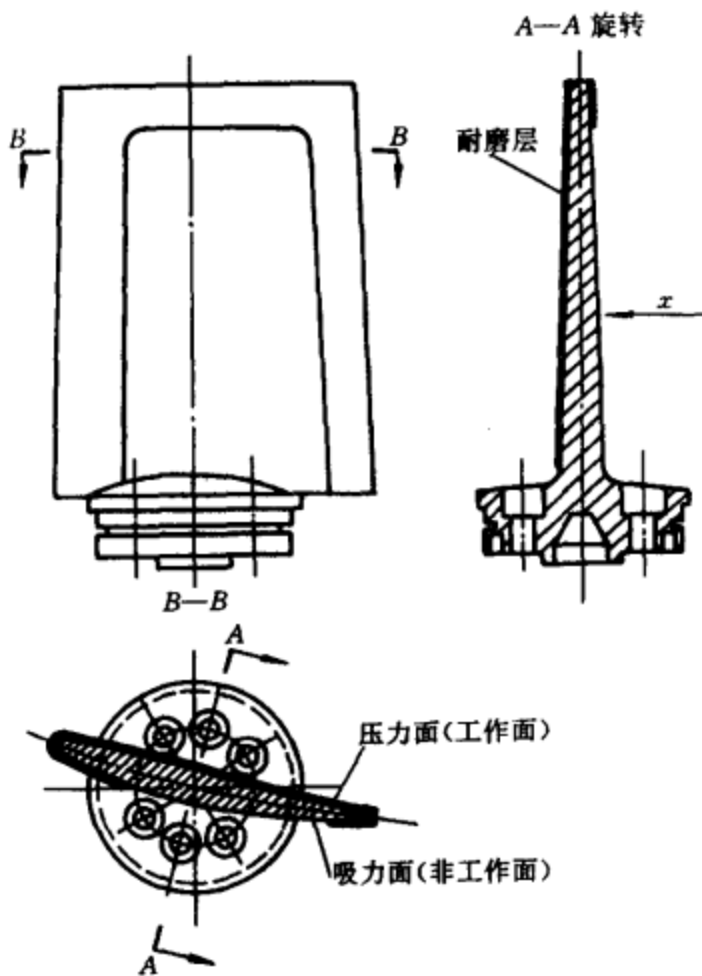


图 4-15-9 钢叶片表面熔焊合金耐磨层

用实践表明，前者耐磨性好，在燃煤锅炉引风机上使用，寿命达 8000~20000h。后者耐磨性差，只适用燃油锅炉，不适用燃煤锅炉。据国内燃煤电厂部实践资料表明，在相同的烟气含尘量条件下，表面熔焊合金耐磨层的钢叶片，在磨损达到需要修复前的运行

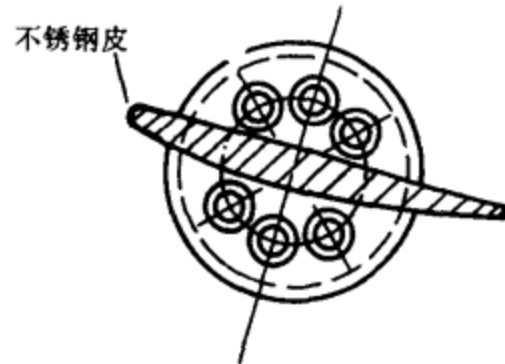


图 4-15-10 铝叶片进口边包覆不锈钢皮
湿态脱硫风机叶片见本章第八节。

四、液压动叶调节系统

(一) 液压调节装置

图 4-15-11 为液压调节装置及调节系统。当与输入轴 9 联结的电动执行器向(例如)右转动时，滑阀 10 的阀芯左移，压力油进入液压缸左腔，缸体左移，叶片安装角增大。缸体左移时，右腔的油从控制头 6 的 B 回入油箱。电动执行器向左转动时，阀芯右移，右腔进油，缸体右移，叶片安装角减小。右腔进油缸体右移时，左腔的油从控制头的 B 回入油箱。叶片安装角的数值通过输出轴 8 在机壳外的角度指示机构指示。

叶片的调节，要求既能按需要随时调节安装角，

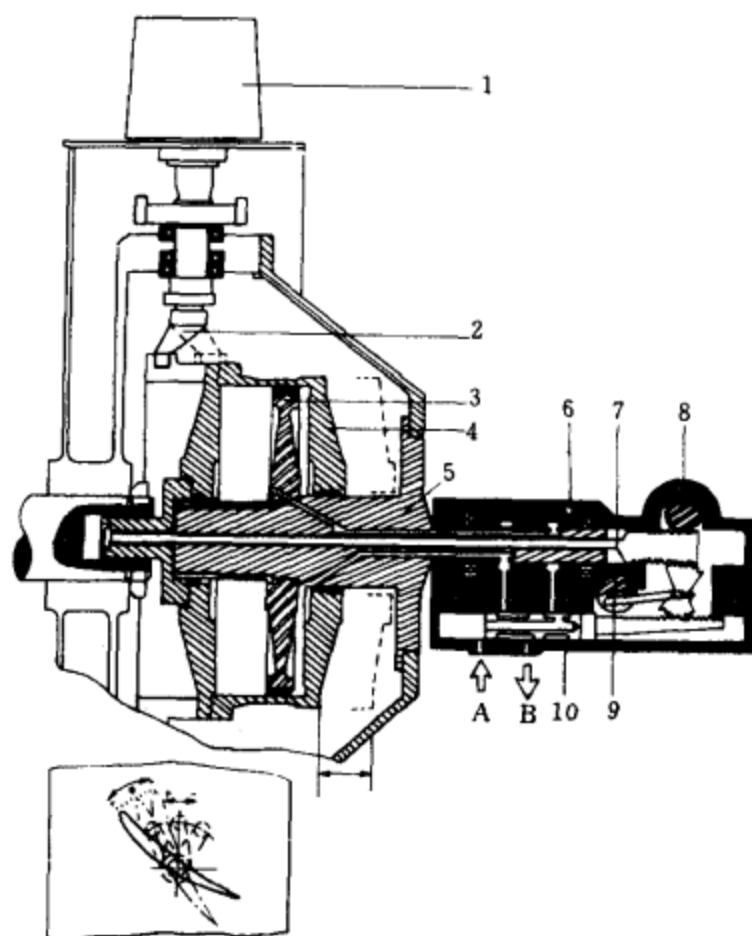


图 4-15-11 液压动叶调节系统

- 1—叶片 2—调节杆 3—活塞 4—液压缸体
 5—活塞轴 6—控制头 7—位置反馈杆 8—
 输出轴 9—输入轴 10—滑阀组(阀芯滑套)
 A—压力油 B—回油

又要求调至预定安装角后，在下次调节之前稳定在这个角度。因此，在液压调节装置内设置反馈机构。反馈的原则是，控制液压缸左右腔进油或回油的滑阀，当其阀芯从原来滑阀油门关闭的位置，随电动执行器的转动而向某一方向轴向移动一个预定的距离(阀芯的移动距离相当于预定的叶片安装角调节度数)，在移动过程中，由于滑阀油门的打开，使液压缸体相应轴向移动(调节叶片安装角)，缸体的移动应能使阀芯同时向反方向(油门关闭方向)移动，当叶片调节到预定的角度时，滑阀的油门关闭，叶片就稳定在这个角度。简言之，阀芯左移，缸体随后右移(叶片安装角增大)，缸体在右移的同时，通过反馈机构使阀芯向反方向移动，即右移。在图 4-15-11 所示的结构中，是通过与缸体连结的位置反馈杆和最终与阀芯连结的一套齿轮齿条机实现反馈。

电站动叶可调轴流风机液压调节装置的反馈机构原则上是二类，一类如上所述，阀芯移动时，反馈机构随后使其向反方向移动。另一类是滑阀的阀芯和阀套都可以移动，当阀芯移动时，反馈机构随后使阀套与阀芯同方向移动。上海鼓风机厂引进 TLT 公

司技术，液压缸行程较大的反馈机构属于第一类，行程较小的用第二类。沈阳鼓风机厂引进 NOVENCO 公司技术，属于第二类，但滑阀的阀套与缸体连成一体。

(二) 调节时间

液压动叶调节装置的调节时间与调节杆的摆动半径、液压缸油腔有效截面积和油泵流量有关。一般叶片位于安装角调节全范围的中间位置时，调节杆位于叶轮旋转平面内(此时活塞也应在液压缸行程的中间位置)，则全范围调节时间为

$$t = \frac{2Ar \sin \theta}{Q} \quad (4-15-5)$$

- 式中 t ——全范围调节时间(s);
 A ——液压缸油腔有效截面积(m^2);
 r ——调节杆摆动半径(m);
 θ ——叶片全范围调节角度之半($^\circ$);
 Q ——油泵流量(m^3/s)。

电站锅炉一般要求全范围调节时间，送风机和一次风机小于 45~60s，引风机小于 30~45s。

由式(4-15-5)可见，叶片安装角全范围实际调节时间，决定于调节杆摆动半径 r 、液压缸油腔有效截面积 A 和油泵流量 Q 。其中 r 和 A 与结构、叶片调节力有关，不能任意选择。调节时间还与电动执行器的调节速度及其与阀芯连结机构的结构尺寸有关，而这个连结机构的尺寸又与电动执行器的操作力矩有关。但是很明显，叶片安装角全范围实际调节时间不会小于由式(4-15-5)所确定的时间。

(三) 调节力

在运转中调节叶片(绕叶柄轴线转动叶片)，需要克服的阻力矩主要为：气动力形成的绕叶柄轴线的力矩，离心力作用在叶柄推力轴承上形成的摩擦力矩，其他摩擦面形成的力矩，以及由叶片、调节杆等质量离心力形成的叶片回复力矩的剩余部分(回复力矩的大部分应由配重平衡)。克服这些阻力矩需要的力叫调节力，在液压调节装置中由液压缸产生。液压缸的推力应大于调节力。

对大型电站动叶可调轴流风机，叶片回复力矩大部分被配重平衡后，它调节力仍然很大，如一台 300MW 机组，其轴流送风机的调节力约为 80kN，引风机约为 150kN。

(四) 回复力矩及其平衡

叶片回复力矩是指，叶片各质点离心力在子午面(通过叶轮旋转轴线和叶柄轴线的平面)垂直方向的分量绕叶柄轴线形成的力矩的合力矩。因此，可以

在叶柄上设置一配重，以形成一个与回复力矩方向相反的力矩，用它来平衡大部分回复力矩。图 4-15-12 示出了叶片上一个微元质量 dm 的离心力，在子午面垂直方向的分量 dF_x 。 dF_x 绕 z 轴的力矩为

$$dM_z = dF_x y$$

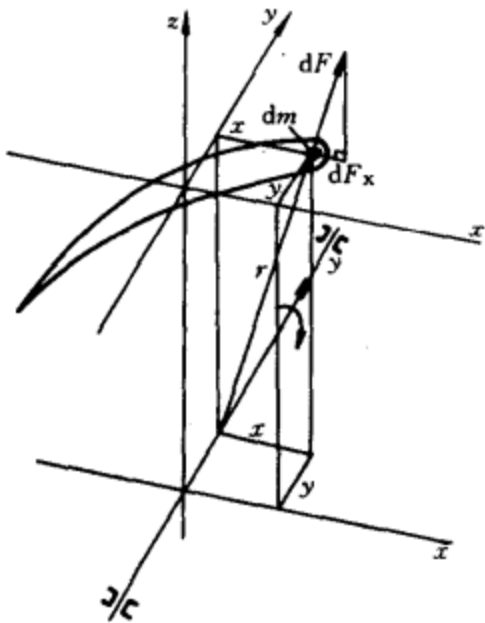


图 4-15-12 叶片回复力矩形成简图

y —叶轮旋转轴线 z —叶柄轴线

在通过叶柄轴线的旋转平面(通过 x 轴和 z 轴的平面)的另一侧，叶片质量产生的绕叶柄轴线的力矩与上述力矩方向相同。

对整个叶片求上述力矩之和(或积分)，即得叶片回复力矩 M_y 。

回复力矩随叶片安装角而变化，在叶片全闭和全开之间某一安装角存在极值。在回复力矩极值(最大值)安装角的垂直方向设置一个质量集中的配重，其离心力在子午面垂直方向的分量绕叶柄轴线的力矩，与叶片回复力矩方向相反，平衡回复力矩。一般取配重产生的力矩为叶片回复力矩的 95%。当液压调节装置，由于断油或其他原因不能稳定叶片安装角时，回复力矩剩余部分使叶片向关闭方向(流量减小)转动，以避免风机进入喘振区和超负荷运行。

由图 4-15-12 可得如下关系：

$$\begin{aligned} \frac{dF}{dF_x} &= \frac{r}{x} \\ dF_x &= \frac{x}{r} dF \\ &= \omega^2 r \frac{x}{r} dm \\ &= \omega^2 x dm \\ dM_z &= \omega^2 x y dm \end{aligned} \quad (4-15-6)$$

由式(4-15-6)可见，回复力矩与质量所处位置的半径无关。因此配重的尺寸及相对叶片的安装位

置确定后，可以装在叶柄的任意径向位置。如有的结构将配重与调节杆做成一体。

五、喘振报警

轴流风机进入喘振区运行时，伴随产生气流倒流、振动值增大、气流噪声等异常现象，时间过久将有引起叶片叶柄等零件损坏的危险。因此，大型电站轴流风机通常采用喘振报警装置，如图 4-15-13 所示。当风机进入喘振时气流倒流，倒流气流的冲击性在毕特曼管中产生高达上万 Pa 的压力，使与毕特曼管连通的差压开关发出报警信号。为避免气流轻度不稳定情况下误报警，差压开关的报警整定值取为叶片安装角最小时毕特曼管中的压力加 2000Pa。实测表明，稳定运行时，毕特曼管中的压力在叶片最小安装角时达最大值。减小叶片安装角即可使风机脱离喘振。

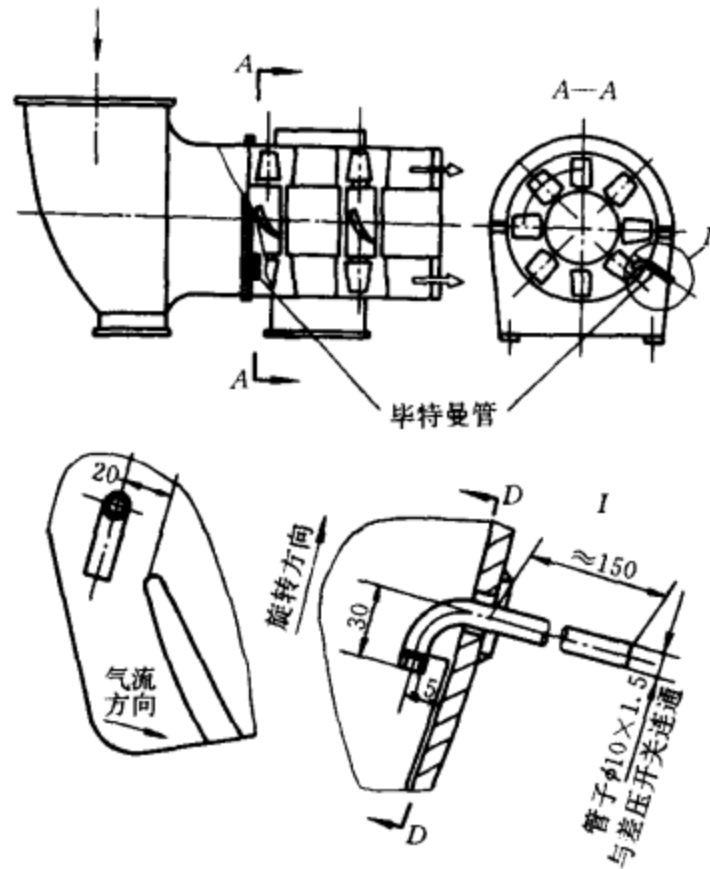


图 4-15-13 喘振报警系统

六、并联运行

由于动叶可调轴流风机喘振线，在叶片小安装角时，呈马鞍形下凹的特点，风机投入并联或退出并联，应按下述步骤进行，以避免风机发生喘振。

当一台风机欲投入并联时，应减小另一台风机的安装角，至使其工况点(风机性能曲线与系统阻力曲线交点)下降到喘振线最低点之下，即风机压力降到喘振线最低点压力之下，避免欲投入并联的风机在小安装角起动时进入喘振。当风机起动并增大安装角至与另一台风机安装角相同，使其压力达到或

接近另一台风机压力后，两台风机同时向所需工况点调节。在确定一台风机的压力不会接近或高于另一台风机所在安装角性能曲线的喘振点压力情况

下，可以先后调节至所需工况点。

当一台风机欲退出并联时，也应按上述原则进行。

第五节 离心风机

一、基本结构型式及主要部件

(一) 基本结构型式

(1) 旋转方向。有左旋、右旋之分。从原动机一端看，叶轮顺时针旋转为右旋，逆时针旋转为左旋。1台锅炉用2台送风机、引风机和一次风机时，为便于管道布置和监视检修，采用一左一右对称布置。

(2) 进气方式。有单吸、双吸2种。国外分别以SWSI(单宽度单进气)和DWDI(双宽度双进气)表示。双吸风机的叶轮由两组尺寸相同、而沿轴线相反布置(即背靠背布置)的轮盖、叶片和一个轮盘组成(两组叶片的布置符合同一旋转方向)，其流量为相同尺寸单吸风机的两倍。

(3) 进风口和出风口方向。大型电站离心风机，为便于管道和支承的布置，带有进气箱。进气方向和出气方向的表示，国内按图4-15-14和图4-15-15规定(GB3235-82)，水平方向为零度。国外一般以时钟的零点为零度。

(4) 传动方式和支承方式。我国JB2977-81的规定如图4-15-16所示。大型电站离心风机都采用

联轴器与驱动机直接传动，多数采用双支承。双支承离心风机运行稳定性好。

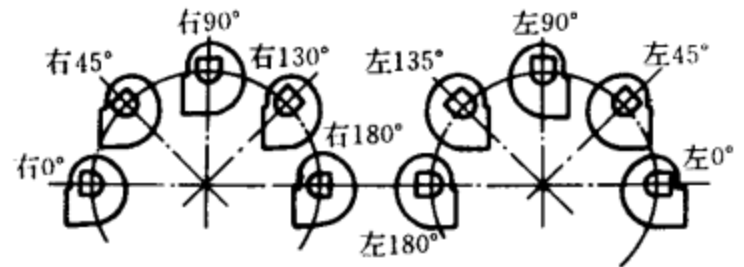


图 4-15-14 进气方向示意图

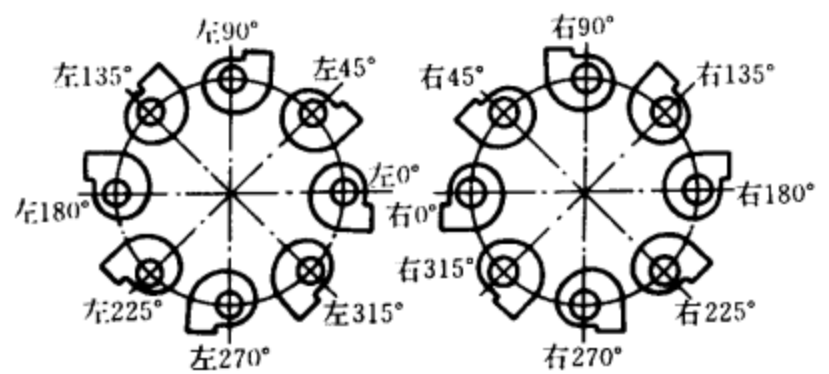


图 4-15-15 出气方向示意图

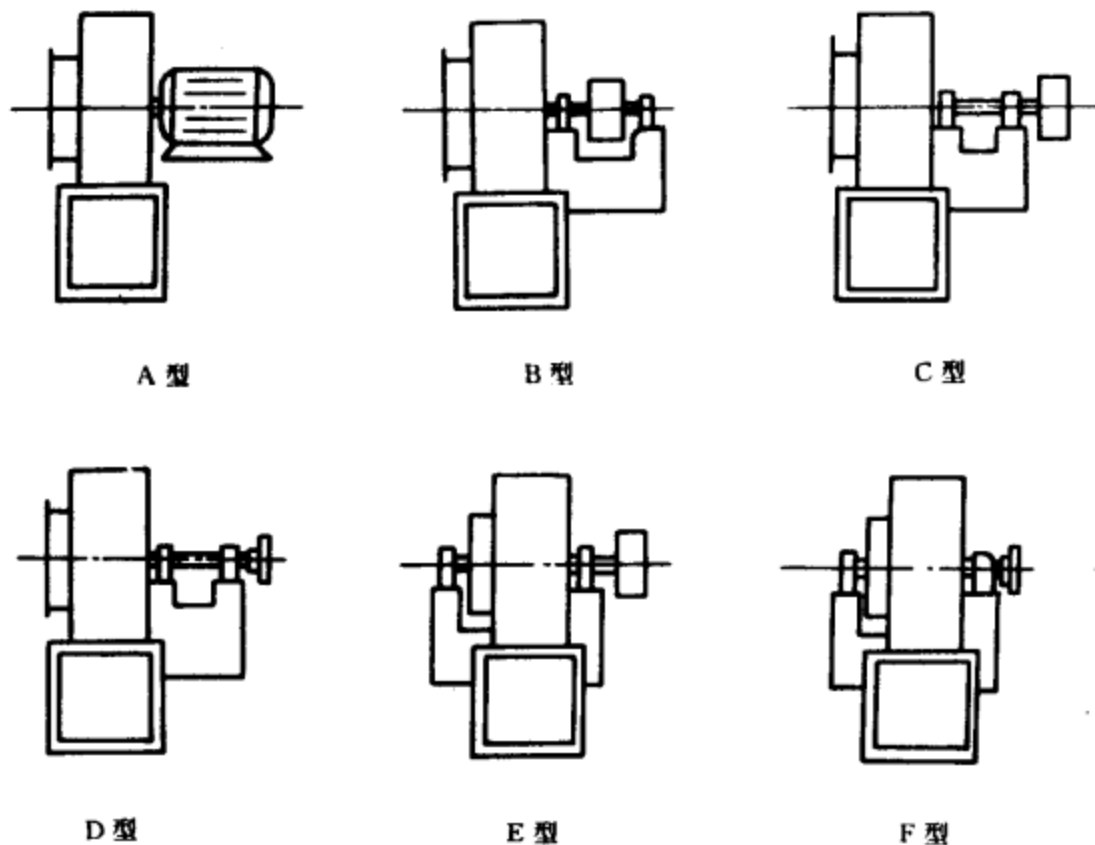


图 4-15-16 离心风机传动和支承方式

图 4-15-17 为带进气箱的叶轮悬臂支承单吸离心风机，图 4-15-18 为带进气箱的单吸双支承离心风机，

图 4-15-19 为带进气箱的双吸双支承离心风机。

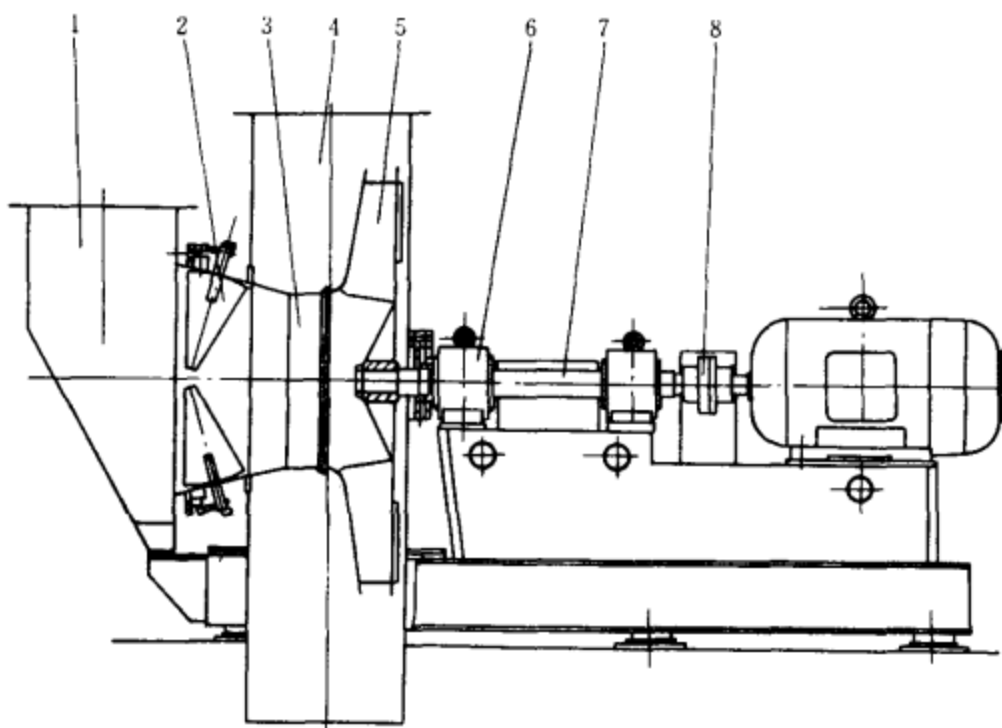


图 4-15-17 叶轮悬臂支承单吸离心风机

1—进气箱 2—进口导叶调节门 3—进风口 4—蜗壳 5—叶轮 6—轴承座 7—主轴 8—联轴器

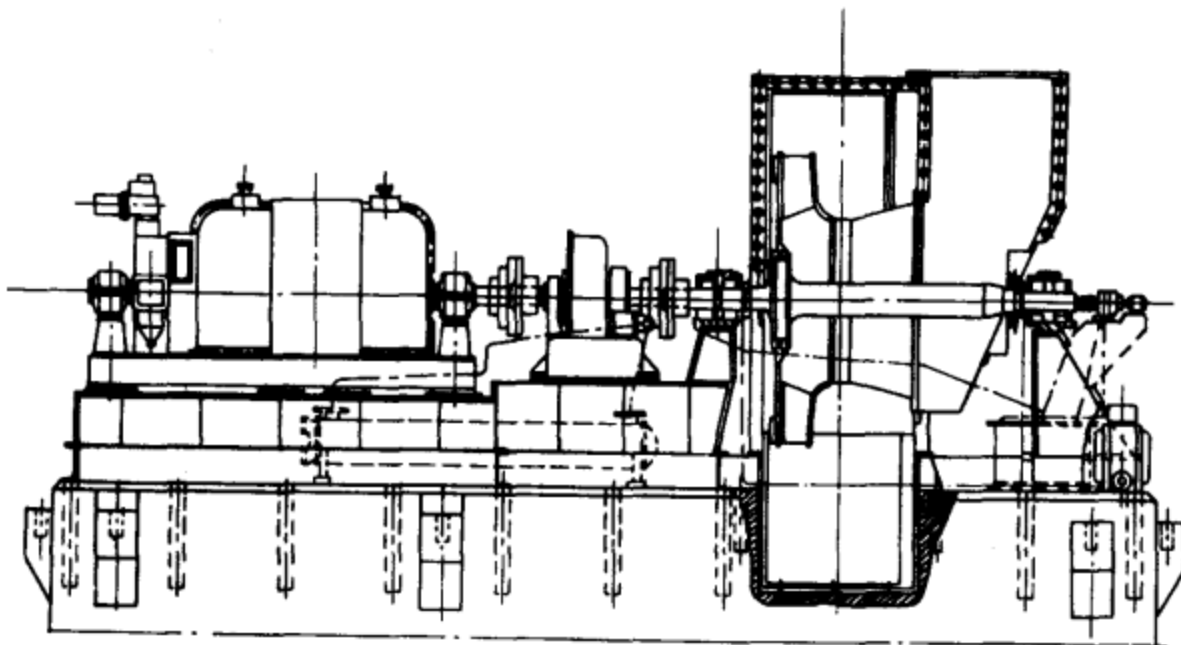


图 4-15-18 单吸双支承离心风机

(二) 主要部件

大型电站离心风机的主要部件示于图 4-15-17，包括进口导叶调节门、叶轮、主轴、联轴器、进气箱、蜗壳、轴承座等。

二、结构与设计

(一) 进口导叶调节门和进口挡板

用来调节风机的性能。

1. 进口导叶调节门

从全开到全闭的调节过程中，其叶片出口气流方向应顺着叶轮旋转方向，称此为正预旋，反之称为

反预旋。正预旋风机性能下降，功率下降。与进口导叶可调的轴流风机和子午加速轴流风机不同，离心风机的反预旋只能在很小角度范围内使流量和压力有些增加，但随后下降，并效率急剧下降，以致功率反而增加。因此，在离心风机中不采用反预旋。正预旋的角度在性能曲线上有的用负值，有的用正值表示。

大型离心风机进口导叶调节门叶片必须采用内支承。

双支承风机采用进口导叶调节门时，主轴穿过

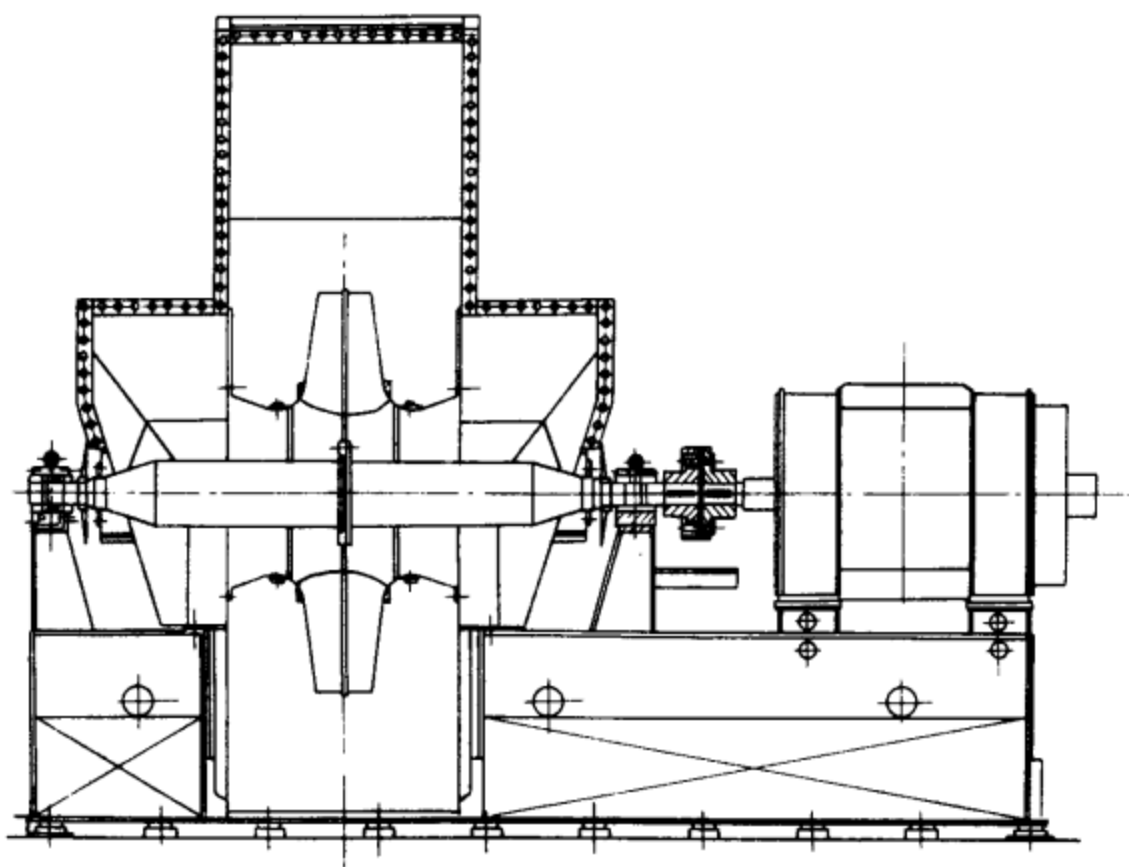


图 4-15-19 双吸双支承离心风机

调节门中心,使调节门通流面积减小,导致流速和压力损失增加。因此,在相似设计确定叶轮直径时,将工况点取在性能曲线下面,以获得较大的叶轮直径。叶轮进口直径和调节门直径因叶轮直径增大而相应增大,以控制调节门和叶轮进口流速。然后减小叶轮宽度(变型设计),使工况点落在性能曲线上。

2. 进口挡板

大型离心风机采用双支承,特别是双吸双支承时,为避免转子临界转速和结构设计上的困难,常采用安装在进气箱进口的进口挡板来调节性能。进口挡板由多个平板叶片、框架、连接杆和曲柄等组成。为增加叶片的刚性,可以将叶片截面做成棱形。进口挡板调节时,叶片出口气流方向也应顺着叶轮旋转方向。图 4-15-20 示出了进口挡板叶片的正确和错误位置。

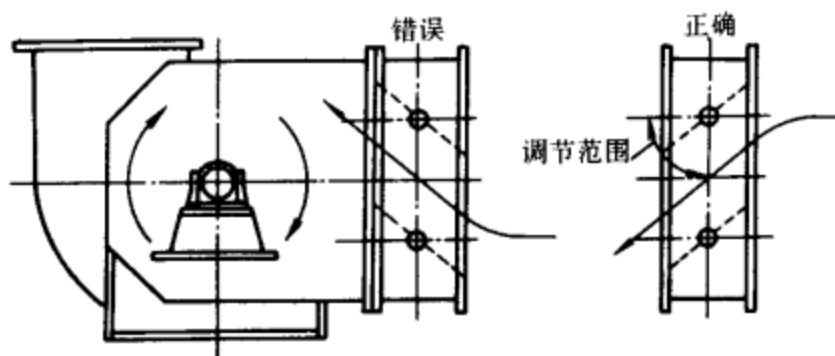


图 4-15-20 进口挡板叶片位置示意图

3. 反涡流装置

当进口导叶调节门叶片具有内支承或双支承风机主轴穿过调节门,且主轴在调节门部位的直径或由支承直径与调节门外径之比较小时,必须在调节门出口设置反涡流装置,以避免调节门叶片关小时产生涡流,导致风机强烈振动。图 4-15-21 为大型离

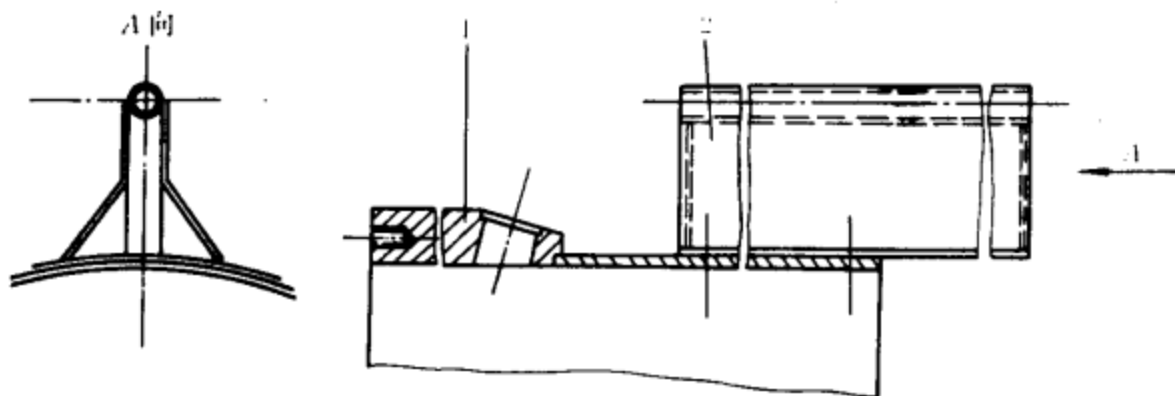


图 4-15-21 进口调节门反涡流装置

1—调节门内支承 2—反涡流叶片