



一. 管网

管网是指通风机所工作的系统,包括通风管道及其附件,如过滤器,换热器,调节器,调节阀等的总和。如图 6-1。

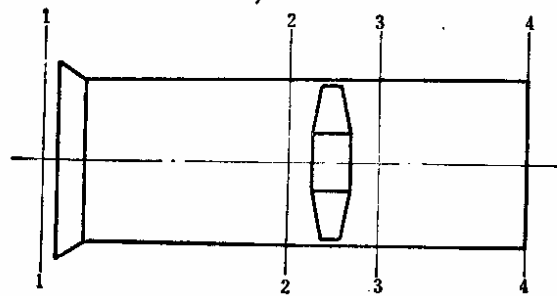


图 6-1 通风机管道

1-1 至 2-2 吸气管道

统称管网

3-3 至 4-4 排气管道

使用管网有三种形式:

1. 吸入方式: 只有 1-1 至 2-2 截面管道, 而无排气管道。
2. 压出方式: 只有 3-3 至 4-4 截面管道, 而无吸气管道。
3. 既有吸气又有排气管道。

二. 管网的阻力

1-1 至 2-2 截面伯努利方程为:

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot \frac{c_2^2}{2} + \Delta p_s \quad (p_1 = p_a)$$

式中  $\Delta p_s$ —吸气管的压力损失。

2-2 至 3-3 截面, 有通风机对气体做功

$$\Delta P = (p_3 + \frac{\rho}{2} c_3^2) - (p_2 + \frac{\rho}{2} c_2^2)$$

式中  $\Delta P$ —通风机的全压。

3-3 至 4-4 截面:

$$p_3 + \frac{\rho}{2} c_3^2 = p_4 + \frac{\rho}{2} c_d^2 + \Delta p_d \quad (p_4 = p_a)$$

式中  $\Delta p_d$ —排气管的压力损失;

$c_d$ —排气管出口的气流速度。

总压 
$$\Delta P = \Delta p_s + \Delta p_d + \frac{\rho}{2} c_d^2 = \sum \Delta p_i + \frac{\rho}{2} c_d^2 \quad (6-1)$$

$\sum \Delta p_i$  管网中的总阻力,

可以认为整个管网的阻力损失均与流量平方成正比:

$$\Delta p_i = \xi_i \frac{\rho}{2} c_i^2 \quad \text{N/m}^2$$

$\xi_i$  阻力系数

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{\rho}{2} c_i^2 + \frac{\rho}{2} c_d^2 = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{F_i} \right)^2 + \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{F_d} \right)^2 \quad (6-2)$$

$$\Delta P = KQ^2$$

$F_i$  截面系数;

$K$  管网的总的阻力系数。

各部分的情况如下:

1. 吸气管中任意截面  $i$  的静压  $p_{st_i}$  (进口  $p_1=0$ ):

$$p_{st_i} = -(\Delta p_{s_i} + p_{dy_i}) \quad (\text{负压})$$

$\Delta p_{s_i}$  阻力;

$p_{dy}$  动压。

全压  $p_i = p_{st_i} + p_{dy_i} = -\Delta p_{s_i}$  (负压)

2. 排气管内:

$$p_i = p_{d_i} + p_{dy_i}$$

$$p_{st_i} = p_i - p_{dy_i} = (\Delta p_{d_i} + p_{dy_i}) - p_{dy_i} = \Delta p_{d_i}$$

$\Delta p_{d_i}$  以第  $i$  截面至出口的损失。

3. 管网出口静压为零, 其全压就等于动压。

三. 管网的性能曲线

有以下三种

利用等稳孔:

$$A = 1.19 \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad K = \left( \frac{1.19}{A} \right)^2 \quad (6-3)$$

管网总阻力与通过管网气体流量之间的关系称为管网的特性曲线或特征曲线。

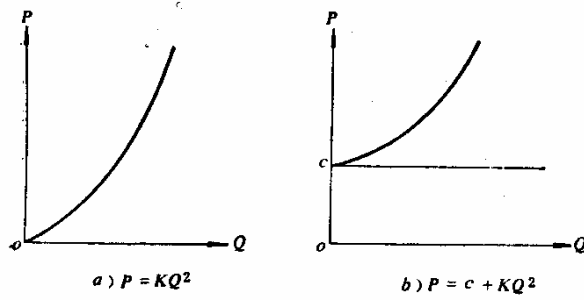


图 6-2 管网的性能曲线

### § 2. 通风机与管网的联合工作

通风机总是与管网联合工作的，气体在通风机中获得功时，其压力与流量之间的关系，按通风机的性能曲线变化。当气体通过管网时，而  $P \sim Q$  关系又遵循管网的特性曲线。那么通风机的性能与管网的性能之间必须有如下关系：

1. 通风机与管网的气体流量要完全相等。
2. 通风机产生的全压一部分（静压）用于克服管网中的阻力  $\sum \Delta p$ ，全压的其余部分消耗在气流在管网出口时所具的功能  $p_{dy}$  上：

$$\Delta P = \sum \Delta p_i + \frac{\rho}{2} c_d^2 \quad (6-4)$$

$$\Delta P_{st} = \sum \Delta p_i$$

工作点在图 6-3 的 A 点上，这点上阻力等于通风的静压升，所以工作点由通风机的性能曲线和管网的性能曲线的交点。

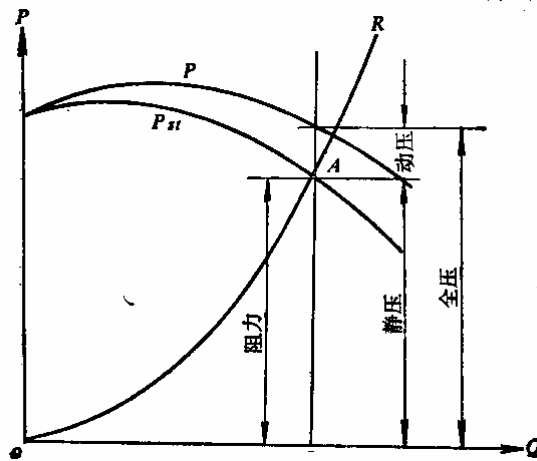


图 6-3 通风机的压力和管网的阻力间关系

### § 3. 通风机的联合工作

通风机的所谓联合运行，就是把数台通风机并联或串连在一起运行。在联合运行时不允许（1）叶轮中有倒流；

- （2）联合运行时总流量比单台的少；
- （3）流量波动出现不稳定现象。

一. 并联运行

两台并联通风机的并联运行曲线如图 6-4

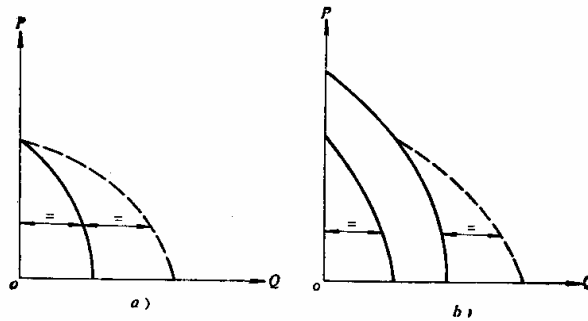


图 6-4 通风机并联运行曲线

(a: 性能相同通风机并联, b: 性能不同通风机并联)

a. 为两台相通通风机:  $Q_I = Q_{II}$  ,  $\Delta p_I = \Delta p_{II}$

总的并联性能:  $\Delta p = \Delta p_I = \Delta p_{II}$        $Q = Q_I + Q_{II}$

功率:  $N = N_I + N_{II}$

$$\eta = \frac{\Delta P \cdot Q}{1000N}$$

b. 两点性能不同的风机, 其关系仍然如上述。

当两台性能相同的风机运行时, 每台风机的性能曲线有峰值, 即有负特征 (当  $Q=0$  以后出现  $Q<0$  的情况)。如图 6-5 所示, 在压力  $\Delta P$  下会有三个交点, A, B, C。两台并联运行? 压力为  $\Delta P$  时, 可能存在以下 4 个工况点:

AA	$Q_{AA} = 2Q_A$	BB	$Q_{BB} = 2Q_{BB}$
BC	$Q_{BC} = Q_B (+ Q_C \text{ 负})$		
AB	$Q_{AB} = Q_A + Q_B$		

运行曲线如虚线所示。

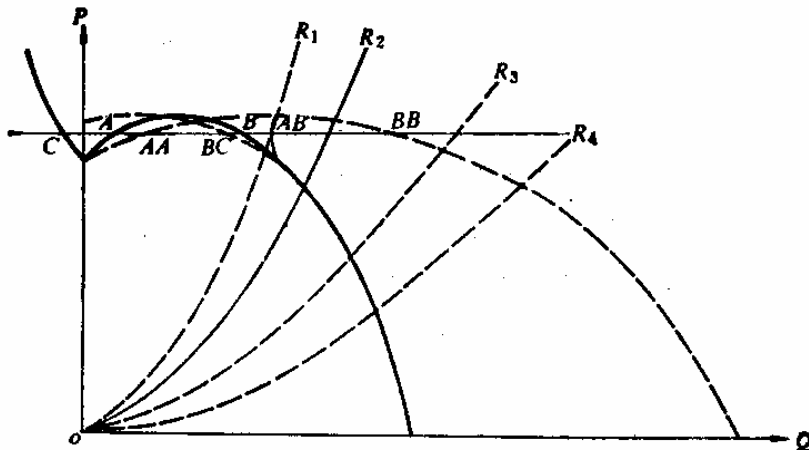


图 6-5 具有负特性通风机并联运行的总特性曲线

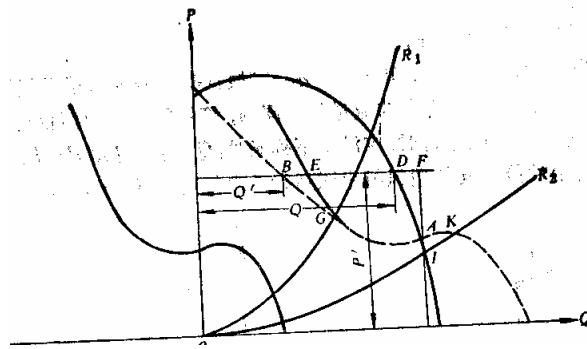


图 6-6 性能相差悬殊的两台通风机并联

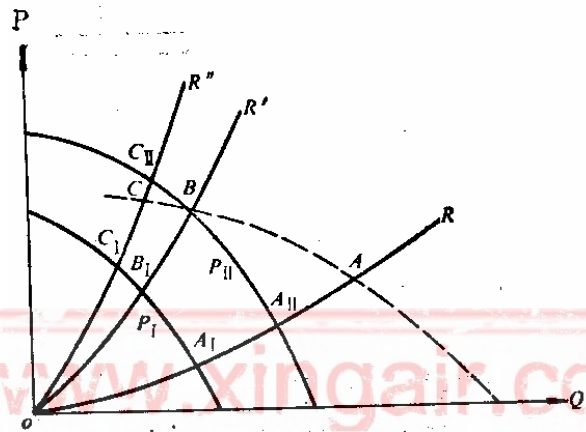


图 6-7 通风机并联运行的工况点

同样当一台小通风机与一台大通风机运行时，会出现图 6-6 情况：此时联合运行曲线如虚线所示。

并联运行的工况点，如图 6-7 所示：

当管网阻力较小为  $R$  时并联运行的流量  $Q_A$ ，压力  $\Delta P_A$  比  $Q_{A1}$ ， $Q_{AII}$ ， $\Delta P_{A1}$ ， $\Delta P_{AII}$  均大。

当  $R$  加大到  $R'$  时， $Q_B = Q_{BII}$ ，风机 I 不起作用；

当  $R$  加大到  $R''$  时， $Q_C < Q_{CII}$ ，而风机 I 起阻碍作用。

所以 B 点称为风机总性能曲线的临界点。

采用几台通风机并联运行时，首先将各台的性能曲线及总性能曲线画在同一张坐标图中，进行分析，通常并联情况可望增加 20~30 流量。

## 二. 串连运行

串连运行工作点： $Q = Q_I = Q_{II}$

$$\Delta P = \Delta P_I + \Delta P_{II}$$

$$N = N_I + N_{II}$$

$$\eta = \frac{\Delta P Q}{1000 N}$$

与并联一样，C点： $\Delta P_C > \Delta P_{CII}$        $Q_C > Q_{CII}$

$\Delta P_C > \Delta P_{CI}$        $Q_C > Q_{CI}$

B点临界工况

A点还不如一起运行。

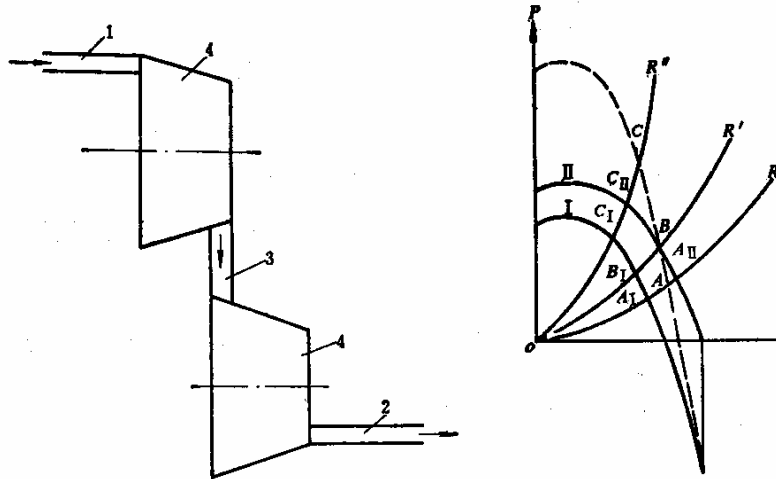


图 6-8 性能不同的两台通风机串联运行

#### § 4 通风机的调节

##### 一. 调节方法

##### (一) 改变管网性能曲线

减少流量，增加管网阻力从  $R_1$  至  $R_2$  (例如回阀门)

$\Delta P_1$       原管网阻力

$$\Delta P_2 = \underbrace{\Delta P_2'}_{\text{阀门阻力}} + \underbrace{\Delta P_1'}_{\text{原部件阻力}}$$

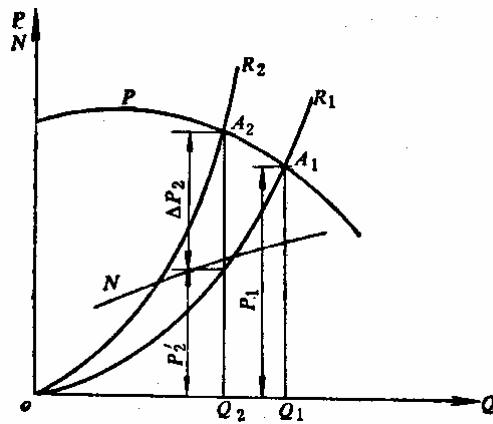


图 6-9 改变管网性能曲线的调节

##### (二) 改变通风机性能

##### 1. 改变通风机转速的调节

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

当管网特征  $\Delta P = kQ^2$  时  $\Delta P = kn^2$ ，从两个特征曲线相交点的流量与公式计算出来的一致。

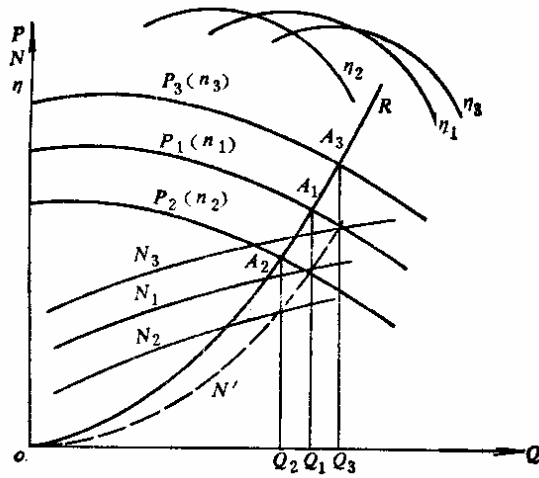


图 6-10 改变通风机转速的调节

## 2. 进口导流器调节

改变  $C_{lu}$ ， $C_{lu}$  变小， $\Delta P_{th}$  加大。

如图所示，当  $\alpha_1 \rightarrow \alpha_3$  时， $\Delta P_1 \sim Q$  至  $\Delta P_3 \sim Q$  相应功率曲线也变化，故这样调节也可以节约功率。

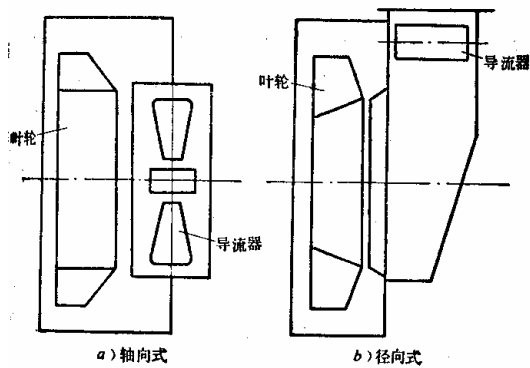


图 6-11 进口导流器调节

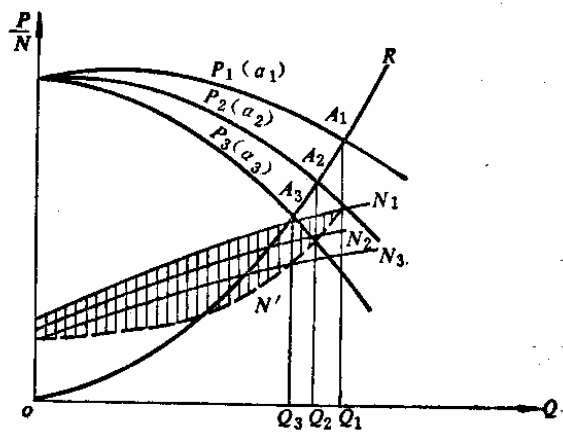


图 6-12 进口导流器调节时的性能曲线

### 3. 叶片宽度

$$\text{当 } C_{1u} \approx 0 \quad \Delta P_{th} = \rho C_{2u} u_2 (u_2 - C_{2r} \text{ctg} \beta_{2\Lambda})$$

$$\Delta P_{th} = \rho u_2^2 \left(1 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2} \text{ctg} \beta_{2\Lambda}\right)$$

$b_2$  变化时, 可以得到不同  $\Delta P_{th} \sim Q$  曲线, 对于反向叶片的通风机比较合适。

### 4. 轴流式通风机的动叶调节

对于轴流式通风机, 当它转速一定时, 改变叶片安装角, 使轴向速度及攻角变化, 从而改变通风机的压力曲线。由于

$$\Delta P_{th} = \rho u \Delta C_u$$

$$\Delta C_u = C_{2u} - C_{1u}$$

$$\beta_{\Lambda} = \alpha + \beta_m$$

$$\beta_m = \text{arctg} \left( \frac{C_z}{u \mp \frac{1}{2} \Delta C_u} \right)$$

改变  $\beta_{\Lambda}$ , 改变了  $\beta_m$  和  $\alpha$ ,  $\Delta C_u$  变化了

“-” 轴向进入      “+” 轴向排出叶轮

但是  $\beta_{\Lambda}$  不能变化很大, 否则性能恶化。



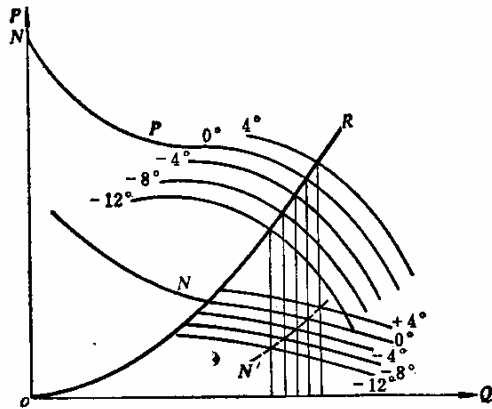


图 6-13 轴流式通风机的动叶调节时的性能曲线

## 二. 各种调节方法的比较

$$\text{调节效率 } \eta_0 = \frac{\frac{\text{部分负荷时通风机有效功率}}{\text{部分负荷时电动机输入功率}}}{\frac{\text{全负荷时通风机有效功率}}{\text{全负荷时电动机输入功率}}}$$

离心式通风机调节比较

从 75% 向下调节流量，现降速，然后利用进口导流器

在高速时使用进口导流器

只改变转速

排气节流（最差）

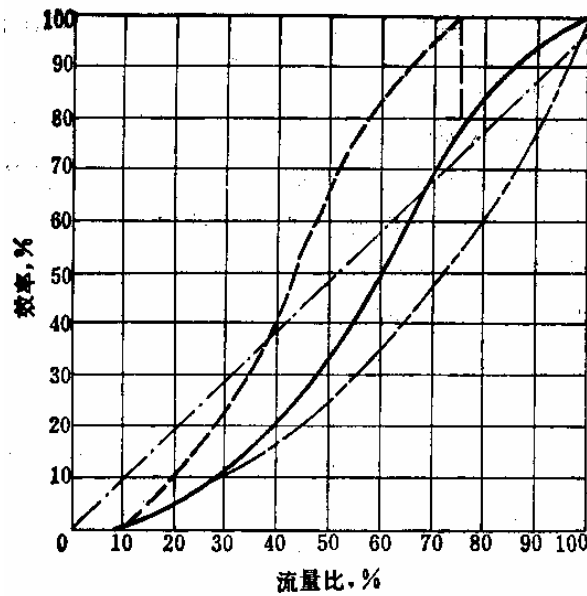


图 6-14 离心式通风机调节比较

(虚线: 进口导流器 (低速), 实线: 进口导流器 (高速), 点划线: 液力变矩器, 段划线: 排气节流)

在轴流风机情况下

动叶可调时效率最高，尤其采用高（缺）二级转速时更好。

## §5 非稳定工况及喘振

### 一. 况变化及其性能稳定性

#### （一）一般工况波动

通风机和管网联合运行时，一方性能变化却会引起工作点的变化。但是只要管网曲线在通风机右下部变化时（ $\Delta P \uparrow$ ， $Q \downarrow$ ）运行工况点的变化是稳定的。

#### （二）非稳定工况运行

当通风机的运行曲线有最高点  $K$ ，工况点  $K'$  在通风机性能曲线左下部（ $Q \uparrow$ ， $\Delta P \uparrow$ ）时，运行不稳定。

当管网性能曲线的效率比通风机低时，当通风机性能曲线变化时，上升到  $B''$  或降至  $B'$ ，在  $B''$  和  $B'$  附近没交点。因为例如  $A \rightarrow B''$ ，压力上升，管道的流量也就增加，此时更没交点了。

当管网的流量变化时，流量变大，曲线变低，仍然没有交点。

同样，有几个交点时也是不稳定的。

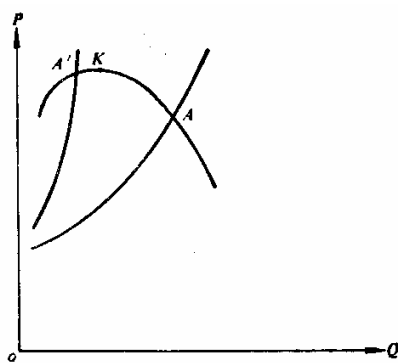


图 6-15 通风机非稳定工况

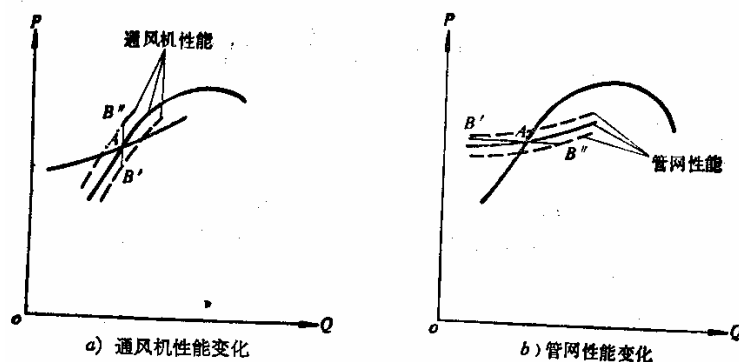


图 6-16 通风机性能恶化

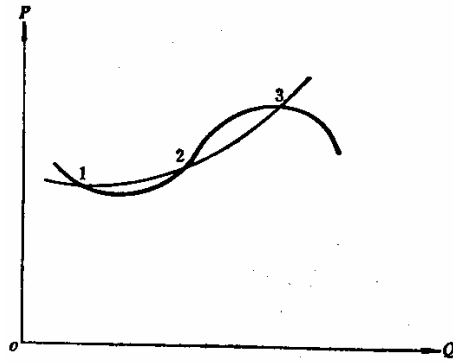


图 6-17 几个交点时的不稳定工况

## 二. 喘振

### (一) 喘振现象

在通风机运行时，逐渐关闭吸气阀或排气阀，使流量减小，工况点沿通风机的性能曲线向左侧转移，若工况点移到性能曲线左下部的某一流速时，通风机的流量、压力有激烈的脉动，并引起整个装置的振动，这个现象叫“喘振”。

### (二) 产生喘振的原因

产生喘振的原因如图所示，就是由于管网阻力过大，装置运行在通风机性能曲线的左下部 ( $\Delta P \uparrow$ ,  $Q \uparrow$  部分)。如图 6-18 理论上应该运行在两种性能曲线的交点工点上，实际上是不可能的。通风机管网装置由风机 (1)，短管 (2)，储气筒 (3)，阀门 (4)，和电动机 (5) 组成。

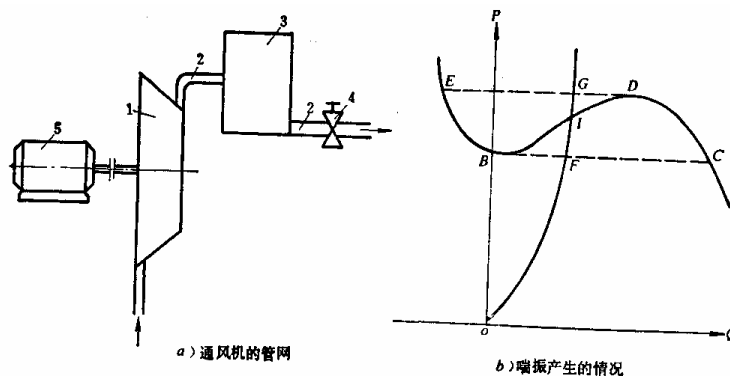


图 6-18 喘振现象的形成

如图 6-18 性能曲线，风机实际上不在两条性能曲线的交点  $I$  稳定地运行，而是从起动开始（从  $CDEBC$ ）回路循环运行。

(1) 当风机起动时，由于管网充气，其流动的流量  $Q$  小，而风机的流量大，风机在  $C$  点运行，管网为了维持相同的压力在  $F$  点运行。

(2) 继续运行，风机压力升高， $Q$  减少，沿风机性能曲线到达  $D$  点。但此时管网的流量仍小于风机的流量，管网与风机性能曲线无交点。

(3) 上述情况运行一会儿以后，管网的排出的流量小而风机流量大，使管网的压力压力上升，其压力够大于通风机的压力时 ( $D$  点压力)，部分气体从管网到通风机，通风机流量倒流。运行点从  $D$  到  $E$ 。

(4) 管道的压力很快下降到  $F$ ，通风机下降到  $B$  点。

(5) 此点不能维持，当在  $B$  点时，通风机无流量排出，那么管网压力下降。低于  $B$  点压力时，通风机又开始供气，排到  $C$  点。

这样通风机沿  $CDEBC$  曲线运转。（注意管道及风机的压力在运行时同样变化。）

产生喘振的内因，是流量小时， $\beta_1$  与  $\beta_{1\Delta}$  差化变大， $i = \beta_{1\Delta} - \beta_1$  增加，冲角大，引起气流的严重脱离，损失增加，效率降低，甚至无法向管中输气。外围管阻过大，两个曲线在左下部相交。

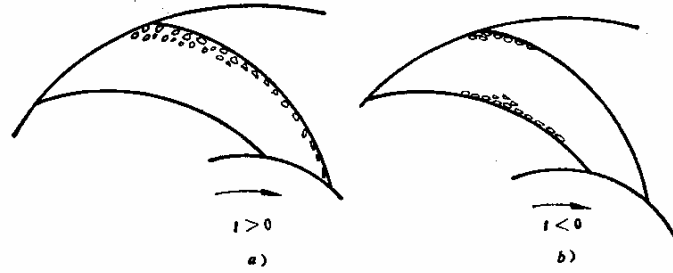


图 6-19 气流的严重脱离

一般讲高压风机，轴式风机更易产生喘振。

喘振开始的最大流量，为喘振界限一般用试验方法测定。升压为  $490 \sim 980 \text{ N/m}^2$ ，

通风机喘振的流量在设计流量的 50% 左右。

### (三) 防止喘振的方法

1. 设计通风机，使其曲线没有马鞍形。
2. 设置放气阀  $Q = Q_b + Q_c > Q_{\min}$

$Q_b$  为放掉气体。

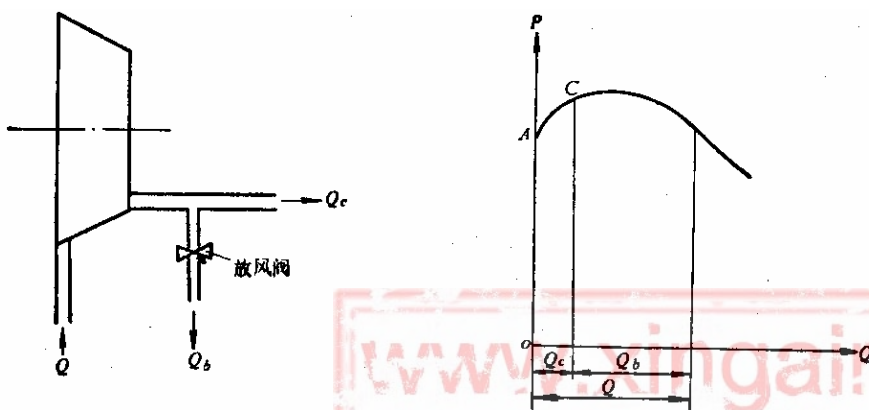


图 6-20 设置放气阀

3. 喘振界限向小流量移动。  
改变通风机转速，改进口导流叶片，动叶可调等方法达到。
4. 二阀持流法  
在靠近风机处加一个阀门，使系统稳定