

第十二篇

通风机械设备、排水机械设备、
压缩空气设备设计安装
实用技术与图集

第一章 矿山通风机械设备设计 安装与选择

第一节 矿井通风的意义、所需风量及风压的计算

一、矿井通风的意义

我们生活在地面上的新鲜空气的成分是很稳定的,一般在干燥情况下,氧气的含量在 21% 左右,氮气为 79% 左右,还有少量其它气体,如二氧化碳等。空气中水蒸汽含量随季节、气候变化有一些波动。

在进行地下矿物开采时,井下的空气成分则由于井下作业,将有很大变化。在采矿作业中,由于凿岩、爆破、装矿、运矿和卸矿等作业环节,使井下空气中混入矿尘和有毒气体。这些矿尘和有毒气体,如不及时排出,将严重影响井下作业人员的健康。游离的二氧化硅(SiO_2)粉尘被人们吸入肺部,会引起矽肺病,这是井下矿工常见的一种职业病。井下有毒气体,主要的有二氧化氮、二氧化硫、一氧化碳及硫化氢等。当这些气体的含量达到一定数值时,短时间内即可使人中毒以至死亡。由于井下坑木的腐朽和矿岩的氧化,以及人们呼吸等原因,井下空气中的氧气含量会不断减少。如不能及时地更换或补充,也将危及人们的健康,以至生命安全。

为了保证井下作业人员的身体健康和良好的工作条件,需要向井下不断地输送足够量的新鲜空气,一方面补充井下氧气的不足,另一方面是将井下污浊有害气体及矿尘排

出地面,这就要求矿井有完善的通风系统及设备。

二、矿井所需风量及风压的计算

(一) 矿井所需风量的计算

为了确保井下有足够的清新空气,以保证作业的安全,井下所需风量应当包括回采工作面、掘进工作面及大型洞室所需风量总和。还应以同时作业地点所需排尘风速进行校核。如有的洞室也需要新鲜风流,但又不直接导入回风巷时,可不参加计算。下面按井下需要通风地点,分别介绍所需风量的计算方法:

(1) 采场的空间为巷道形状,利用贯通风流通风的采场法所需风量可用下式计算:

$$Q = \frac{25.5}{t} \sqrt{ASL} \text{ , m}^3/\text{min} \quad (12-1-1)$$

(2) 其它采矿方法按放矿水平所需风量由下式计算:

$$Q = \frac{40.3}{t} n \sqrt{AV} \text{ , m}^3/\text{min} \quad (12-1-2)$$

上两式中 t ——通风时间,一般取 $t = 20 \sim 40 \text{ min}$;

A ——爆破炸药量 kg ;

S ——采场横断面面积 m^2 ;

V ——放矿巷道至回风巷的体积 m^3 ;

n ——矿场中放矿水平的巷道数;

L ——采场爆破中心至回风巷距离 m 。

(3) 掘进掌子面所需风量,按每个掌子面配 $2 \sim 4 \text{ m}^3/\text{s}$ 计算,再乘以掌子面数,即为掘进掌子面所需的总风量。

(4) 大型峒室所需风量计算:

水泵、卷扬机峒室所需风量:

$$Q = \sum N \text{ , m}^3/\text{min} \quad (12-1-3)$$

式中 $\sum N$ ——峒室内同时工作的电动机额定功率之和 kW 。

井下火药库所需风量:

可按贯穿风流通风,每分钟供风 $50 \sim 150 \text{ m}^3$ 考虑。

(5) 按排尘风速计算所需风量:

$$Q = \sum S_1 V_1 + \sum S_2 V_2 \text{ , m}^3/\text{min} \quad (12-1-4)$$

式中 $\sum S_1$ 、 $\sum S_2$ ——分别为同时工作的并联采场总断面面积 m^2 ;

V_1 、 V_2 ——分别为采场及采准工作面要求的最小排尘风速,放矿巷道取

0.5m/s,其它巷道取 0.25m/s,巷道状回采空间取 0.25 ~ 0.4m/

s。

全矿所需总风量,按上述计算结果相加之后再乘以备用系数 $K = 1.3 \sim 1.5$ 。

(二) 矿井所需总风压计算

在计算矿井总风压时,必须注意到矿井服务年限内通风工作最困难时期与最容易时期的最大风压与最小风压两种情况。

在通风设计中,计算矿井最大风压与最小风压一般是比较复杂的。设计时需按矿井通风平面图,根据开拓回采情况找出通风最困难时期与最容易时期的线路。一般以风流线路最远,通风量最大的路线为最困难时期线路。以矿井上部几个水平达到设计产量时的通风线路作为最容易时期的线路。线路选定后即可算出通风机服务期间的最大负荷与最小负荷,并以此作为选择通风机的依据。

设计时还必须注意,全矿总风压一般不应超过 3.5kPa,最大不得超过 4.5kPa。超过时要对巷道进行扩大断面,改变支护形式等方法处理。

在具体设计时,一般是不考虑漏风及局部阻力损失的。这是因为在计算风量时,考虑了备用系数 K ,加大了通风量,并在此基础上把风量沿巷道系统进行分配。因此,每条巷道的风压计算,是按加大系数 K 后的风量进行的,并不减去各区段的漏风量。这样计算出的各分段巷道的风压及沿风流方向巷道的风压之和(即全矿总风压),与根据实际风量计算的总风压之比,约大 20 ~ 25%。而矿井局部阻力大致等于总阻力的 15 ~ 25%,正好相当于计算风压大于实际风压的数值,两者相抵消,因而可不再进行局部阻力计算。

当巷道系统内局部阻力物特别多,且又位于大风速区域内时,则应把计算出之摩擦阻力增加 10 ~ 20%,以此作为全矿总风压。

全矿总风压,可把风流线路内各巷道的风压相加得到,即:

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_n \quad (12-1-5)$$

式中 $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ ——对应风路上各巷道的风压。

其对应每条风路巷道的风压,按下式计算:

$$h = \alpha \frac{LP}{S^3} Q^2, \text{N/m}^2 \quad (12-1-6)$$

式中 α ——摩擦阻力系数,由下式计算

$$\alpha = \frac{\lambda \rho}{8} \quad (12-1-7)$$

λ ——沿程阻力系数;

ρ ——空气密度,常取 $\rho = 1.2 \text{kg/m}^3$;

将此数值代入式 12-1-7 可得：

$$\alpha = 0.15\lambda, \quad \text{kg/m}^3; \quad (12-1-8)$$

L ——巷道长度 ,m ;

P ——巷道断面周边长 ,m ;

S ——巷道断面面积 , m^2 ;

Q ——通过相应巷道的风量 , m^3/s 。

各条风路的风压计算可以列表进行。

第二节 矿用通风机的类型、构造及基本参数

一、类型

作为矿井通风设备应当包括通风机、电动机、相应的控制设备及有关的附属设施。如果通风设备是服务全矿井,则称此通风设备为矿井主通风设备。由于在矿井内的某些部位,主通风气流不能构成循环,或者有的部位在某一时间内需要加强通风,而主通风气流又不能满足要求时,常常临时安设小型通风设备进行加强通风,这种通风设备则称为局部通风设备。

目前,我国中小矿山常用的通风机,按空气在通风机内的流动方式及结构特点可分为两大类,即离心式通风机和轴流式通风机。

二、构造

(一)离心式通风机

单级、单侧进风离心式通风机工作原理见图 12-1-1。

这种通风机的工作原理如下：

当叶轮按图中箭头方向旋转时,叶轮流道中的空气质点,在离心力作用下,被抛向轮缘,而在叶轮入口处则形成负压。在入口外的空气受到大气压力的作用进入到叶轮入口。进入到入口处的空气质点又受到离心力的作用,继续抛向外缘,从而形成连续气流。这个连续气流经过螺旋形外壳,最后由锥形扩散器 9 排出通风机进入大气。气体在经过叶轮时,因受到离心力作用而获得能量。同时,空气流动是沿通风机轴向进

入,沿离心方向(通风机叶轮的径向)流出。正是由于这样两点,才把这种通风机称作离心式通风机。

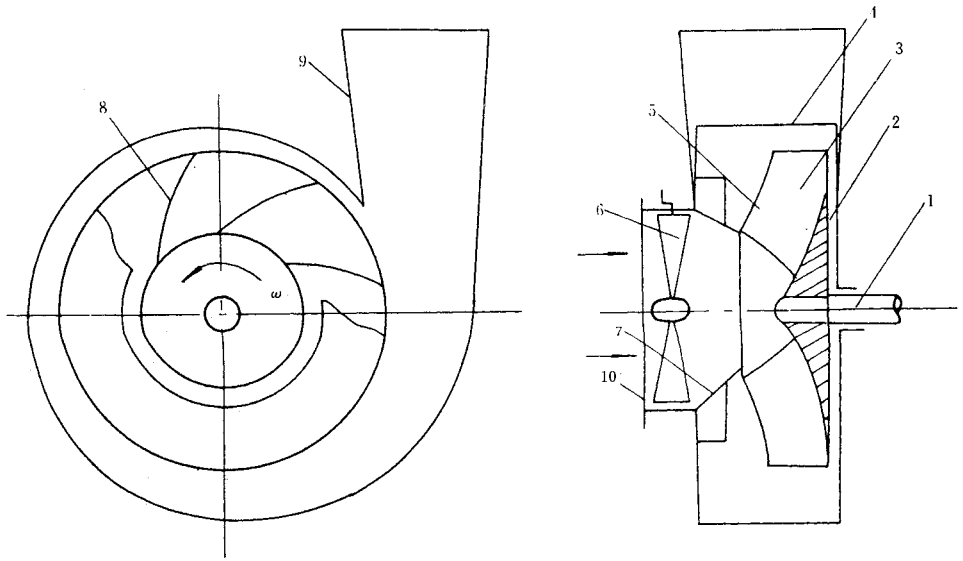


图 12-1-1 单级单侧进风离心式通风机工作原理图

1—主轴 2—后盘 3—叶轮 4—外壳 5—前盘;
6—轴向导流器 7—集流器 8—叶片 9—扩散器 10—进风口

图 12-1-2 为中小矿山常见的 4—72—11 型离心式通风机的结构示意图。这种风机的叶轮系焊接而成。有 10 支机翼型后弯叶片,前盘呈双曲线形,后盘为平板。图中 2 为风机入口集流器,它的作用是使空气能平稳地进入风机叶轮。风机外壳的断面呈矩形,其作用是将叶轮流出的气流汇集起来,输送到外壳的出口。风机机壳可拆成三部分,上下可分开,上半部又可左右分开,各部分之间由螺钉连接,便于检修。该风机的效率较高,可达 91%。

图 12-1-3 为 G_4 —73—11 型离心式通风机结构示意图。这种风机为锅炉(型号中 G 表示锅炉鼓风机)鼓风机,近些年来,常用在中型矿山,作为矿井主通风机。它比 4—72—11 风机多装了一个前导器,其叶片可在 $0 \sim 60^\circ$ 范围内摆动,作用是对风机性能进行调节,使之有更宽的适应性。这种风机的其它结构与 4—72—11 风机相似。风机效率可达 93%。

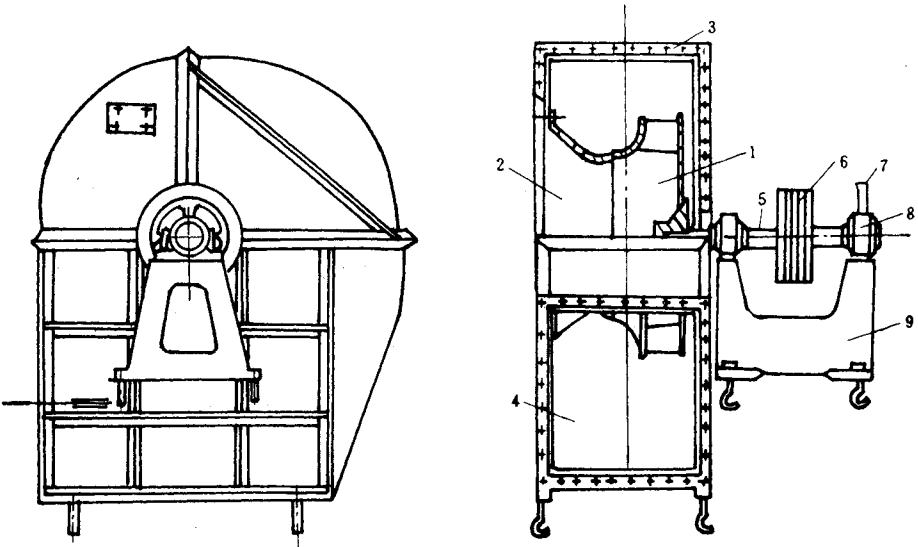


图 12-1-2 4—72—11 型离心式通风机结构示意图

1—叶轮 2—集流器 3—机壳 4—扩散器出口；

5—叶轮轴 6—皮带轮 7—温度计 8—轴承 9—机座

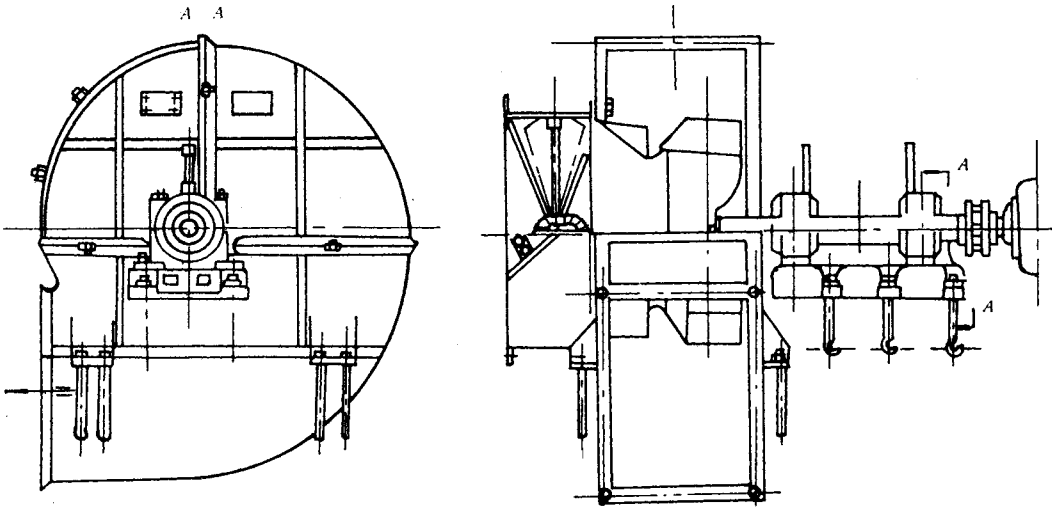


图 12-1-3 G₄—73—11 型锅炉单吸离心式通风机结构示意图

离心式通风机也可制成双吸入口形式,主要用于更大风量的风机上。

(二) 轴流式通风机

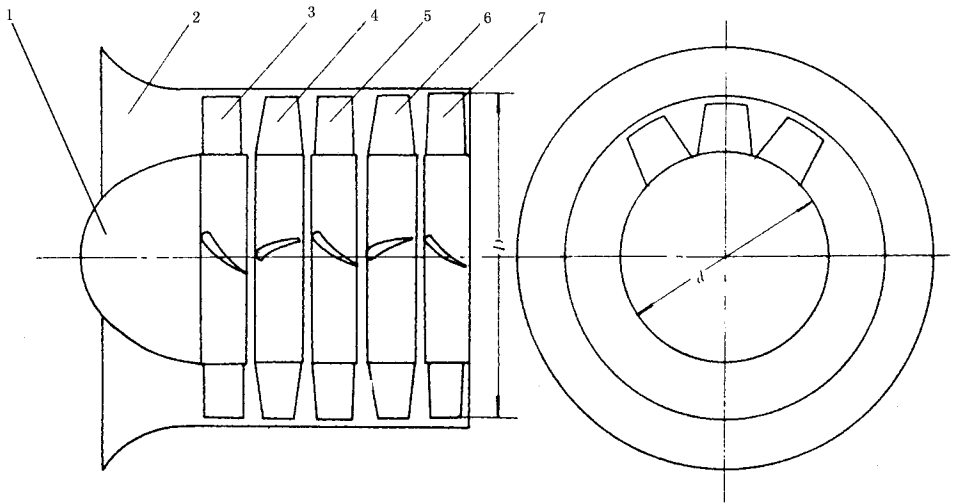


图 12-1-4 轴流式通风机结构示意图

1—前流线体 2—集流器 3—前导流器 4—第一级叶轮；
5—中间整流器 6—第二级叶轮 7—后整流器

轴流式通风机的叶轮装有若干叶片，其横断面呈机翼形，与叶轮旋转平面成一定角度，用螺栓安装在叶轮轮盘上。它的形状很类似室内屋顶装的吊扇。当叶轮由电机拖动旋转时，叶轮叶片推动空气沿轴向流动，在叶轮入口形成负压，风机外面的空气不断地被吸入风机，经过叶轮获得能量。如果是一级风机，气流就由风机出口排出。如果是两级风机，气流经过第一级叶轮其流动方向发生了改变，要经过中间整流器将气流方向校正到风机轴向后，再进入第二级叶轮，使气流再获得一次能量。最后，或经过后整流器再校正一次方向，或直接排出风机出口。前导流器的作用与离心式风机一样，是调节风机性能的机构。

三、通风机的基本参数

表征通风机运转性能的基本参数如下：

(一) 风(流)量 Q

单位时间内通风机输送空气的体积量称为通风机的风(流)量，常用单位为 m^3/min 或 m^3/s 。

(二) 风压部

单位体积的空气通过通风机所获得能量的增加量，称为通风机风压，常用单位为 $\text{N}/$

$\text{m}^2(\text{Pa})$ 。目前,仍有沿用毫米水柱作为通风机风压单位的, 1mm 水柱 $=10\text{Pa}$ 。

(三) 功率 N

(1) 轴功率 N 原动机直接或间接(如皮带传动)输送给通风机主轴上的功率称为通风机轴功率,常用单位为 kW 。

(2) 有效功率 N' 单位时间内空气自通风机获得的实际能量,称为通风机的有效功率,其大小可由风量及风压算出:

$$N' = \frac{PQ}{1000} \text{ kW} \quad (12-1-9)$$

(四) 效率 η

通风机的有效功率与轴功率之比值,称为通风机全效率,即

$$\eta = \frac{N'}{N} \quad (12-1-10)$$

(五) 转数 n

通风机叶轮单位时间内的旋转周数称为通风机转数,其常用单位为 $1/\text{min}(\text{r} \cdot \text{p} \cdot \text{m})$ 。

第三节 离心式通风机理论特性曲线

一、理论风压方程式

为了推出通风机理论风压方程式,需要作如下假定:

(1) 通风机工作时没有任何能量损失。也就是说,原动机加在通风机轴上的能量全部传给了流经通风机的空气,并等于空气的能量增量:

(2) 通风机叶轮的叶片数为无限多,厚度为无限薄。这就是说,在叶片之间的一个平面内通过的空气为一微小流束,形状与叶片完全相符,在相同半径上流速相等,压力相同;

(3) 空气在风机内的流动为稳定流;

(4) 空气为不可压缩气体,即认为其密度不变。这对于压力变化不大的通风机来说,其影响是不大的。

在上述假定条件下,在叶轮内充满空气并以角速度 ω 旋转时,空气质点以某一绝对速度 c_1 流入叶轮(见图 12-1-5)。在入口边缘处, c_1 可以分解成与叶轮一起旋转的牵

连速度 u_1 和相对于叶片运动的相对速度 w_1 。 c_1 还可以分解为径向速度 c_{1r} 和旋绕速度 c_{1u} 。分别构成了两个入口速度三角形。

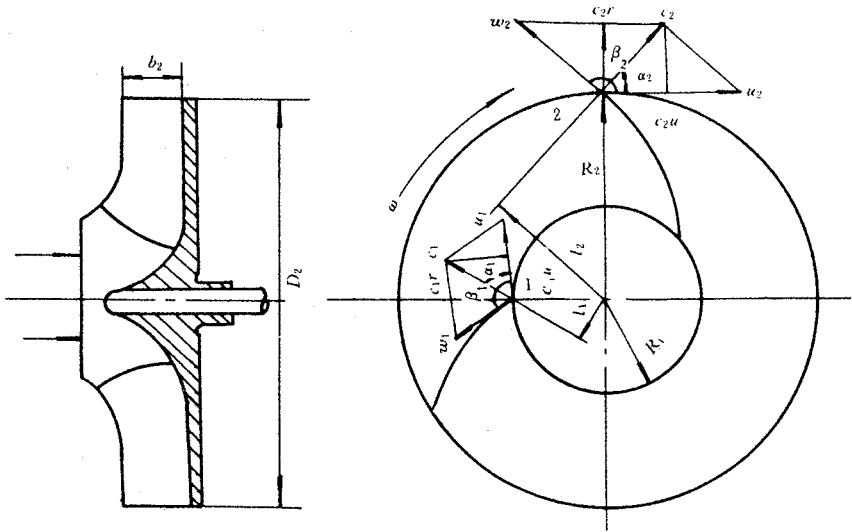


图 12-1-5 离心式通风机理论速度图

同样,在叶轮出口边缘上,由出口牵连速度 u_2 相对速度 w_2 及绝对速度 c_2 构成出口速度三角形。由 c_2 分解成 c_{2r} 及 c_{2u} 组成另一个速度三角形。

根据假定 2 相对速度 w_1 和 w_2 的方向应与叶片入、出口边缘的切向一致。

若设叶片无限多时的理论风压为 $P_{T\infty}$,理论流量为 Q_T ,加在通风机轴上的功率为 N_T 根据假定 1 则有:

$$N_T = P_{T\infty} Q_T, \quad \text{N} \cdot \text{m/s}$$

根据理论力学知识,加在通风机轴上的功率,可用加在通风机轴上的外力矩 M 和叶轮的角速度 ω 的乘积表示,即

$$N_T = M\omega$$

以上两种形式功率应相等,于是有:

$$P_{T\infty} = \frac{M\omega}{Q_T}$$

根据理论力学的动量矩定理,参看图 12-1-5 则有:

$$M = \rho Q_T (c_2 l_2 - c_1 l_1), \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

将此式代入前式,并考虑到 $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$, $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$, $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$, $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$,

则与：

$$P_{T\infty} = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) , \quad \text{N/m}^2 \tag{12-1-11}$$

式中 c_{1u} 在离心式通风机中可由前导器改变其大小 ,在 $c_{1u} = 0$ 时 ,则有：

$$P_T = \rho u_2 c_{2u} , \quad \text{N/m}^2 \tag{12-1-12}$$

这两个方程式就是离心式通风机叶片无限多时理论风压方程式。

实际的通风机叶片不可能是无限多而应当是有限多的 ,因而两叶片之间的流道也应当是有一定宽度的。有一定宽度的流道 ,当叶轮旋转时 ,会有环流产生 ,使得流道的同一半径上的速度和压力分布也会不等。叶片的迎流面速度减小 ,压力增大。叶片的背流面速度加大 ,压力减小。这样就使得出口相对速度的方向偏向与旋转方向相反的方向 ,空气的流出角 β'_2 大于叶片无限多时的流出角 β_2 ,旋绕速度 c'_{2u} 小于 c_{2u} (参看图 12-1-6)。

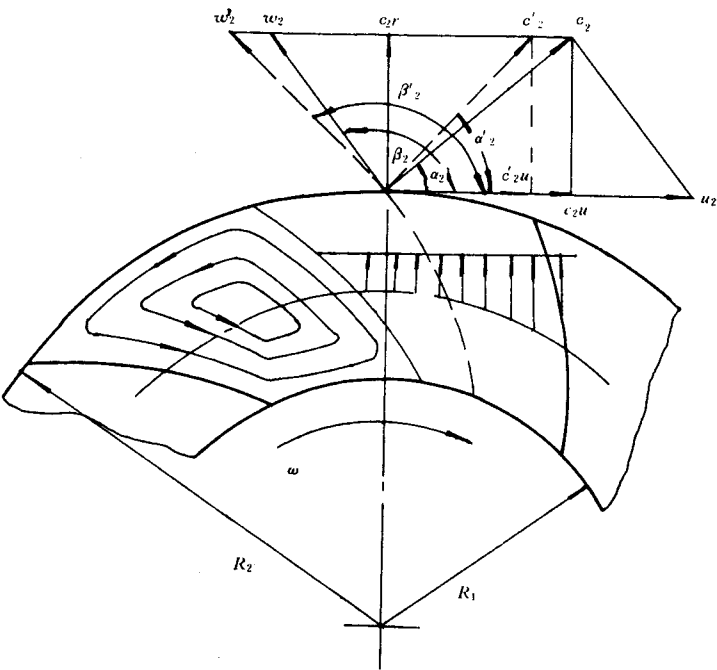


图 12-1-6 叶轮流道中的环流

从式 12-1-12 可以看出 , c_{2u} 换成较小的 c'_{2u} 后 , $P_{T\infty}$ 值也将变小。为了反映这种变化 ,采用环流系数 K 予以修正：

$$K = \frac{c'_{2u}}{c_{2u}} < 1$$

因而,风机有限多叶片时的理论风压为;

$$P_T = K P_{T\infty} = K \rho u_2 c_{2u} \quad \text{N/m}^2 \quad (12-1-13)$$

由此式可看出,离心式通风机所产生的风压大小,与其叶轮圆周速度 u_2 (反映了直径和转数大小) 出口旋绕速度 c_{2u} (反映了叶片出口角 β_2 大小) 有关。如入口前有旋绕速度时,还应与 u_1 和 c_{1u} 有关。

二、理论流量

不考虑风机的漏损,即容积损失,由图 12-1-5 可得理论流量:

$$Q_T = F_2 c_{2r} = \pi D_2 b_2 c_{2r} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (12-1-14)$$

式中 F_2 ——不考虑叶片厚度影响的叶轮出口面积, $F_2 = \pi D_2 b_2 \quad \text{m}^2$;

D_2 ——叶轮外径, m;

b_2 ——叶轮出口宽度, m;

c_{2r} ——出口径向速度, m/s。

三、理论风压特性曲线

由出口速度三角形(见图 12-1-5)可知:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \text{ctg}(180^\circ - \beta_2) = u_2 + c_{2r} \text{ctg}\beta_2$$

由式 12-1-14 可知:

$$c_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2}$$

将此结果代入上式得:

$$c_{2u} = u_2 + \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2} \text{ctg}\beta_2$$

再将此结果代入式 12-1-13 得:

$$P_T = K \rho u_2^2 + \frac{K \rho u_2 \text{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T$$

对于特定的风机, u_2 , K , ρ , D_2 , b_2 , β_2 均为定值,故上式可写成:

$$P_T = A + B Q_T \quad (12-1-15)$$

式中 $A = K \rho u_2^2$, $B = \frac{K \rho u_2 \text{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2}$

此式称为风压特性方程式。 $P_T \sim Q_T$ 的关系,在直角坐标系中为一直线关系,此直线称为风压特性曲线。此直线斜率为 B ,其大小在其它值一定时,可以看成与 β_2 值有

关。当 $\beta_2 > 90^\circ$ 时,叶片称后弯叶片; $\beta_2 = 90^\circ$ 时,称为径向叶片; $\beta_2 < 90^\circ$ 时,称为前弯叶片。三种不同情况的 P_T 与 Q_T 关系如图 12-1-7 所示。

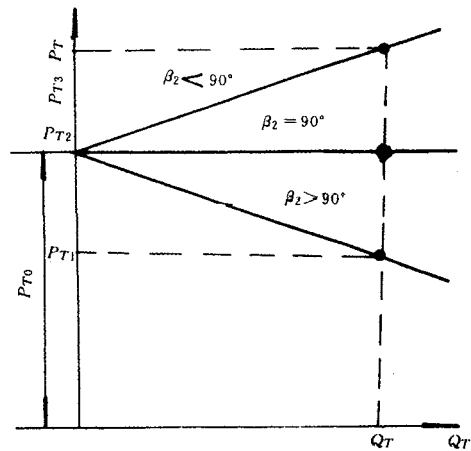


图 12-1-7 β_2 值不同时的理论风压特性曲线

四、叶片角 β_2 对理论风压的影响

由图 12-1-7 可以看出,在其它条件相同时,同样大小的理论流量 Q_T ,在不同的 β_2 角得出的风压值 P_T 却不同。 $\beta_2 < 90^\circ$ 的前弯叶片的风压 P_{T3} 最大, $\beta_2 > 90^\circ$ 的后弯叶片最小, $\beta_2 = 90^\circ$ 的径向叶片居中。由此可知,欲设计相同的风压的风机,采用前向叶片,可以使叶轮以至整个风机的尺寸,比用径向和后弯叶片都要小一些。但是,在通常情况下,前弯叶片的风机效率比较低,因而在大功率的大型风机中,多半还是采用径向和后弯叶片。为什么径向叶片和后弯叶片效率比较高呢?我们来分析一下理论风压的内容组成,就可以更清楚了。当 $c_{1u} = 0$ 时,理论风压:

$$P_T = K\rho u_2 c_{2u}$$

由此式描述的风压 P_T 应当由两部分组成,理论动压和理论静压,即:

$$P_T = P_{Tst} + P_{Td} \tag{12-1-16}$$

我们知道,风机工作时产生的静压是用来克服网路中阻力损失和提高气体位置所消耗的能量,而动压则作为气体流到大气中所消耗的能量,纯属无益损失,它应当是越小越好。因此,我们希望所设计的风机产生尽量大的静压和尽量小的动压。我们从图 12-1-6 中可以看到,当叶轮叶片角 β_2 由大向小变化,也就是说叶片由后弯向径向和前弯变化时,气流的出口绝对速度 c_2 将越来越大。 c_2 增大,也就是风机的动压增大,风机的效

率必然下降。因此,当设计风机时,把减小体积作为主要追求目标时,多采用前弯叶片。相反,风机功率比较大,效率成为主要问题时,则应当采用径向或后弯叶片。近年来,一些单位研制的前弯叶片风机的效率,已经有了突破性的提高。由于后弯叶片风机的实际特性曲线比较平缓,高效区比较宽,也往往成为采用后弯叶片的一个重要原因。

第四节 轴流式风机理论特性曲线

一、理论风压方程式

如图 12-1-8 所示,轴流式风机旋转时,气体是沿轴向圆柱面流动的,在同一半径的圆柱面上的入口和出口的牵连速度应当是同一大小 u ,只有半径不同时它的大小才不同。

为了得出轴流式风机的理论风压方程式,在图 12-1-8 中取任意半径 r 及 $r + \Delta r$ 两圆柱面的基圆环并加以展开,成为一个直列叶栅(如图 12-1-9 所示)。这个叶栅按箭头 u 方向的直线运动,相当基圆环的圆周运动。气体按绝对速度 c_1 流入风机,按 c_2 流出风机。与离心式风机类似, c_1 也可以分解成牵连速度 u 和相对速度 w_1 。或者分解成轴向速度 c_a 和入口旋绕速度 c_{1u} 。同理,出口绝对速度 c_2 可分解为出口牵连速度 u 和出口相对速度 w_2 。或者分解成轴向速度 c_a 和出口旋绕速度 c_{2u} 。由于轴流风机的入口和出口的横断面积相等,通风机通过的气体是不可压缩的,因而 c_a 也应当不变。入口旋绕速度 c_{1u} 大小由装在通风机入口处的前导器决定。我们略去轴流式风机理论风压方程式的推导过程,其结果为:

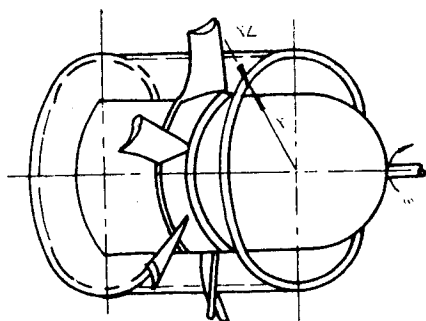


图 12-1-8 截取基圆环

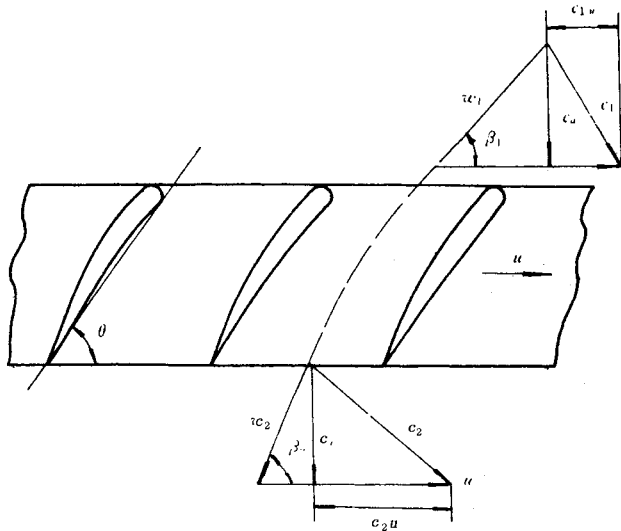


图 12-1-9 直列叶栅入、出口速度变化图

$$P_T = \rho (uc_{2u} \pm uc_{1u}) = \rho u (c_{2u} \pm c_{1u}), \quad \text{N/m}^2 \quad (12-1-17)$$

式中的 c_{1u} 的 \pm 号由风机前导器决定,当前导器的状态使 $c_{1u} = 0$ 时,则方程式为:

$$P_T = \rho uc_{2u}, \quad \text{N/m}^2 \quad (12-1-18)$$

由式 12-1-17 及式 12-1-18 均可看出,在风机叶轮的不同半径处,由于 u 值不同,将使所产生的理论风压值不同。叶轮最外缘处产生的风压最大,随着半径的减小风压值将是下降的,一直降到轮毂处最小。按照压力大的地方的气体将向压力低的地方流动的道理,轴流式风机叶轮外缘的气体将流向轮毂。这种流动是一种无益流动。为了消除这种流动,轴流式风机的叶片通常设计成梯形或再加扭曲形状。

二、理论流量

轴流式风机的过流断面面积应为 $F_0 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ (参看图 12-1-4, D ——叶轮外径, d ——叶轮轮毂直径),则理论流量为:

$$Q_T = F_0 c_a = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)c_a, \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (12-1-19)$$

三、理论压头特性曲线

由叶栅出口速度三角形有:

$$c_{2u} = u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2$$

当 $c_{1u} = 0$ 时,理论风压:

$$\begin{aligned} P_T &= \rho u c_{2u} = \rho u \left(u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2 \right) = \rho u \left(u - \frac{Q_T}{F_0} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \\ &= \rho u^2 - \frac{4 \rho u \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi (D^2 - d^2)} Q_T \end{aligned}$$

令 $A = \rho u^2$, $B = \frac{4 \rho u \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi (D^2 - d^2)}$ 则:

$$P_T = A - B Q_T \quad (12-1-20)$$

对某一台一定转数的风机, A , B 均为常数, P_T 与 Q_T 关系在直角坐标中为直线,如图 12-1-10 所示。

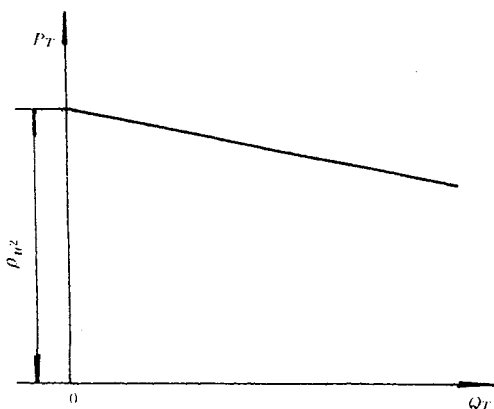


图 12-1-10 轴流式通风机理论特性曲线

第五节 通风机实际特性曲线

通风机在实际工作中是有各种损失的,其中包括水力损失,容积损失和机械损失。水力损失使风机的实际风压要小于理论风压,容积损失使实际流量小于理论流量,机械损失使气体从风机获得的能量小于原动机加在通风机轴上的能量。

实际风压可由下式表示:

$$P = K P_{T\infty} - \sum \Delta P_M - \Delta P_W \quad (12-1-21)$$

式中 K , $P_{T\infty}$ ——意义同前;

$\sum \Delta P_M$ ——水力损失中的水力摩擦损失;

ΔP_w ——水力损失中的水力冲击与涡流损失,当风机流量为设计流量时,此项为零。

上述水力损失两项内容的大小均与流量平方成正比。由于风机内部的容积损失,是相应风压下的流量减少,故对风压特性曲线也有影响。考虑了各项损失之后,以后弯叶片风机为例,其实际特性曲线如图 12-1-11 所示。

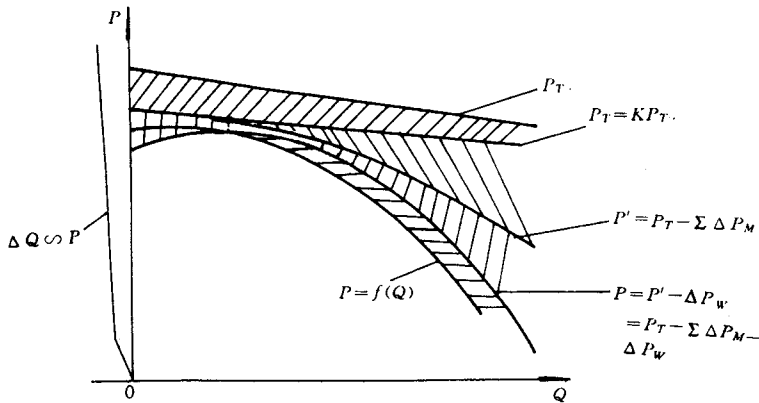


图 12-1-11 通风机实际特性曲线

风机的实际风压与理论风压之比,称为水力效率,即:

$$\eta_h = \frac{P}{P_T}$$

风机的实际风压可写成:

$$P = \eta_h P_T = \eta_h K \rho u_2 c_{2u} \quad \text{N/m}^2 \quad (12-1-22)$$

考虑风机漏损后的风机流量如下式所示:

$$Q = K_0 \sigma Q_T - \sum \Delta Q = Q'_T - \sum \Delta Q \quad (12-1-23)$$

式中 K_0 ——叶轮入口数目,双入口叶轮时 $K_0 = 2$;

σ ——离心式叶轮叶片厚度使叶轮出口过流断面缩小的系数,称收缩系数;

Q'_T ——考虑入口数目及出口断面收缩后的理论流量;

$\sum \Delta Q$ ——风机内部泄漏的流量和。

实际流量与理论流量之比称容积效率:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q'_T} = \frac{Q'_T - \sum \Delta Q}{Q'_T} = 1 - \frac{\sum \Delta Q}{K_0 \sigma Q_T} \quad (12-1-24)$$

实际流量:

$$Q = \eta_0 Q'_T = \eta_0 K_0 \sigma \pi D_2 b_2 c_{2r}, \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (12-1-25)$$

式中符号意义同前。

机械损失使原动机加在风机轴上的功率不能全部传给气体,使气体获得功率要小于轴功率,风机的有效功率:

$$N' = N - \sum \Delta N_m, \quad \text{N} \cdot \text{m/s} \quad (12-1-26)$$

式中 N ——原动机加在风机轴上的功率;

$\sum \Delta N_m$ ——风机的机械损失,包括叶轮前后盘与气体摩擦损失,轴承摩擦损失等。

风机有效功率与轴功率之比称为机械效率:

$$\eta_m = \frac{N'}{N} = \frac{N - \sum \Delta N_m}{N} = 1 - \frac{\sum \Delta N_m}{N} \quad (12-1-27)$$

或:

$$\eta_m = \frac{PQ'_T}{N}$$

风机的总效率:

$$\eta = \frac{PQ}{N} = \frac{P_T \eta_h Q'_T \eta_0}{N} = \eta_0 \eta_h \eta_m \quad (12-1-28)$$

风机制造厂随产品给出的产品说明书上的风机参数及特性曲线都不是由计算得到的,而是在风机制造出来之后,用实验方法得到的。由实测的数据绘制的一定转速的风压、功率、效率等所对应流量的关系曲线称为风机运转特性曲线。离心式通风机的运转特性曲线大体上如图 12-1-12 所示。

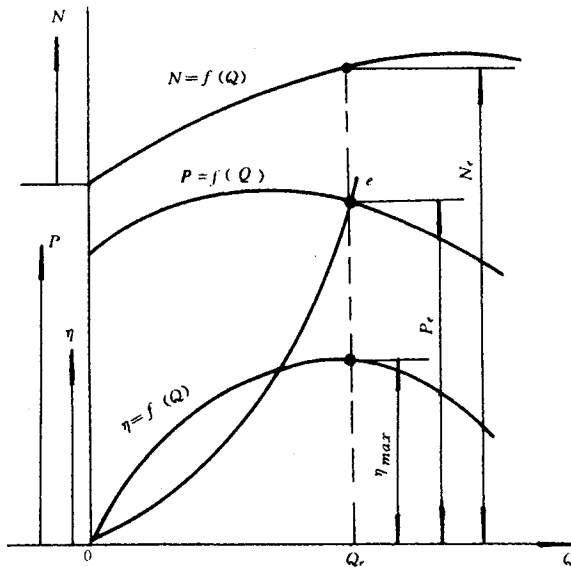


图 12-1-12 离心式通风机运转特性曲线

由图中可见,当流量为 Q_e 时,效率为最大值 η_{\max} ,对应风压为 P_e ,功率为 N_e 。我们把对应最大效率的这一组参数称为额定工况参数。风机的额定工况参数应当与风机设计工况参数一致。

第六节 通风机相似理论介绍

通风机的相似理论十分重要,限于不是本书重点,这里我们只作一些简单介绍。

通风机(其它流体机械也一样)的生产厂是按照系列组织生产通风机的。同一个系列(或称同类型)的通风机是指这些通风机中的流通部件的对应几何尺寸都存在着相似关系(对应尺寸成同一比例),对应角度相等,运转后所形成速度三角形相似,气体在风机内受到的对应力之比相等。这就是通常所说的,同一系列(同类型)通风机的几何相似,运动相似和动力相似。由于存在着相似关系,参数间应有如下关系:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{P'} &= \left(\frac{\rho}{\rho'} \right) \times \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \times \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \\ \frac{Q}{Q'} &= \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^3 \times \left(\frac{n}{n'} \right) \\ \frac{N}{N'} &= \left(\frac{\rho}{\rho'} \right) \times \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^5 \times \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (12-1-29)$$

当某一台特定通风机的转速变化时,其不同转速下的参数间应有如下关系:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{P'} &= \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \\ \frac{Q}{Q'} &= \left(\frac{n}{n'} \right) \\ \frac{N}{N'} &= \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (12-1-30)$$

式中 P 、 Q 、 N 、 η 、 n 与 P' 、 Q' 、 N' 、 η' 、 n' 为相似通风机对应参数,其意义同前。

同系列(同类型)通风机可以用一组系数表示该系列的共同参数,其名称及表达式如下:

$$\left. \begin{aligned} \text{全压系数: } \bar{P} &= \frac{P}{\rho u_2^2} \\ \text{静压系数: } \bar{P}_{st} &= \frac{P_{st}}{\rho u_2^2} \\ \text{流量系数: } \bar{Q} &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} \\ \text{功率系数: } \bar{N} &= \frac{100 N}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2^3 \rho} \end{aligned} \right\} \quad (12-1-31)$$

由于 P 、 P_{st} 、 N 都与 Q 有关系, 所以 \bar{P} 、 \bar{P}_{st} 、 \bar{N} 也必然与 \bar{Q} 有关系。利用这种关系同样可以绘制出 $\bar{P} = f(\bar{Q})$ 、 $\bar{P}_{st} = f(\bar{Q})$ 、 $\bar{N} = f(\bar{Q})$ 及 $\eta = f(\bar{Q})$ 关系曲线。这组曲线称为通风机类型特性曲线。同样, 这种关系也完全适用于轴流式通风机。

常见的中小矿山几种通风机的单体特性曲线及类型特性曲线如图 12-1-13、12-1-14、12-1-15 所示。国产通风机的型号、性能情况见表 12-1-1。

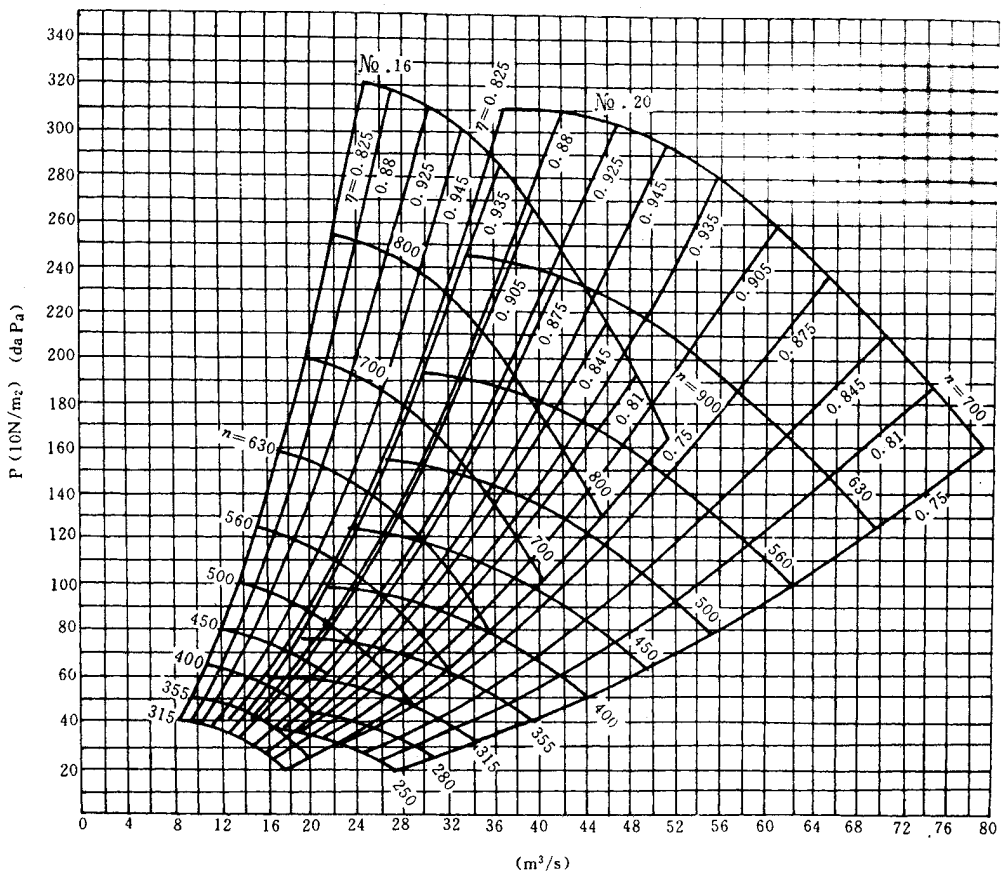


图 12-1-13 4—72—11 型通风机 No. 16、20 特性曲线

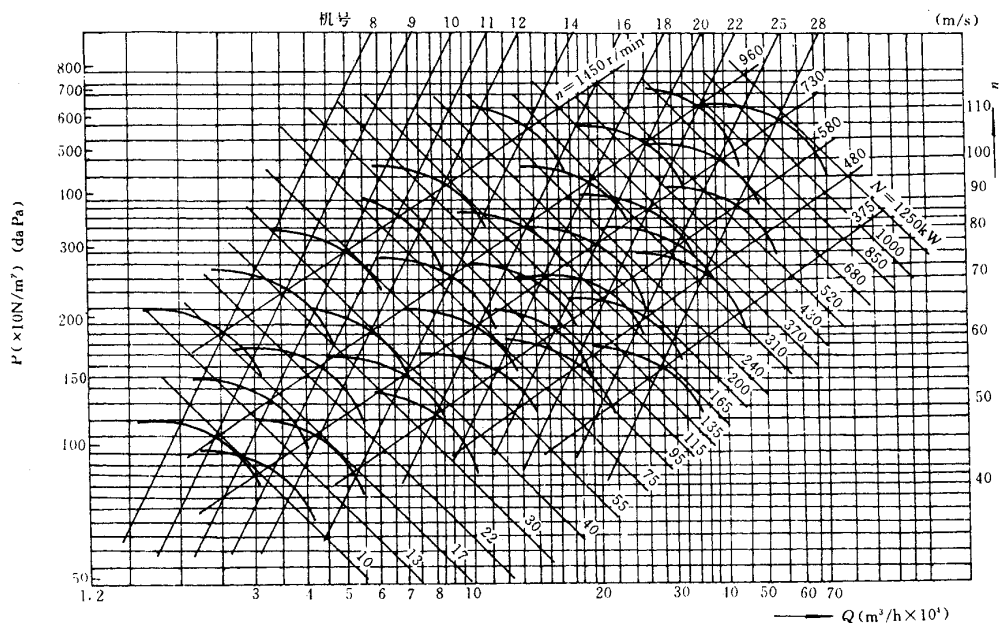


图 12-1-14 G₄—73—11 型通风机特性曲线

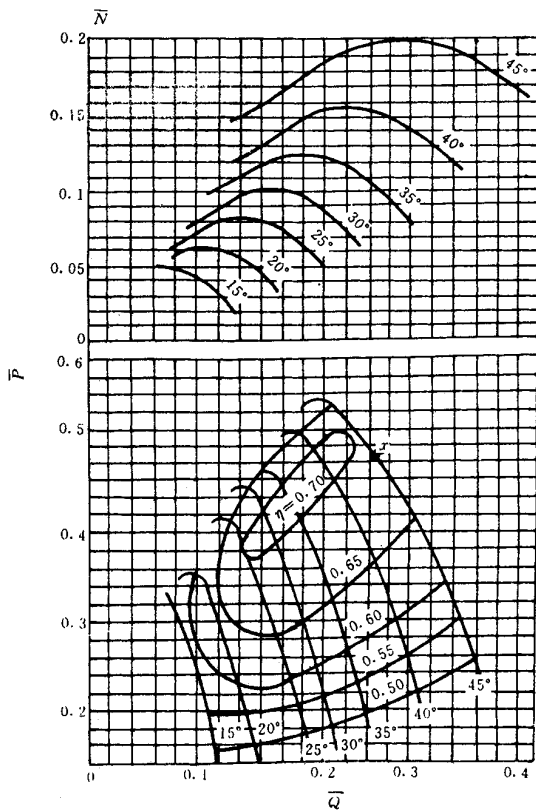


图 12-1-15 70B₂-21 型轴流式通风机类型特性曲线

表 12-1-1 常用风机一览表

风机型号	2K60 轴流式	FZ35、40 轴流式	K35、45、 55DK45 轴流式	62A14-11 轴流式	KZ58 轴流式	GAF 轴流式	K _r -73 离心式	G _r -73 离心式	TAF 轴流式	4-72 离心式	4-72 离心式	4-79 离心式	4-58 离心式	FB _r -72 离心式	F _r -62 B _r -62 离心式	售型 4-62 4-72 离心式
叶轮直径(m)	1.8、2.4、 2.8	1.0~ 2.24	0.7~ 1.5	2.4	1.8、2.4、 2.8、3.0、 3.6		2.8、 3.2	0.8~ 2.8	2.8	1.1、2、 1.4、1.6、 1.8、2.0	1.1、2、 1.4、1.6、 1.8、2.0	1.1、2、 1.4、1.6、 1.8、2.0	1.1、 1.125、 1.2、1.3	0.28~ 1.2	1.2~ 2.0	1.0、 1.4
叶轮转速(V/min)	500、600、 750、1000	750、 1000	1000、 1500	500、 600、 750、1000	500、600、 750、1000		500、600、 750	375~ 1450	362	260~ 1300	260~ 1300	260~ 1333	1350	500~ 2900	720~ 1450	710、 730
风量范围(m³/s)	15~ 250	5~ 140	5~ 62	16~ 250	25~ 400		30~ 580	5~ 180	20~ 110	5~ 110	5~ 110	5~ 122	4.7~ 24	0.25~ 19	5~ 50	5~ 15
风压范围(kPa)	静压 0.29~ 5.1	全压 0.08~ 0.92	全压 0.15~ 2.1	静压 0.1~ 4.7	静压 0.34~ 3.3		全压 1.27~ 6.37	全压 0.78~ 6.86	全压 0.2~ 0.7	全压 0.26~ 2.5	全压 0.3~ 3.1	全压 0.23~ 2.6	全压 2.45~ 5.4	全压 0.2~ 3.1	全压 0.7~ 3.5	全压 0.6~ 1.5
功率范围(kW)	30~ 900	1.5~ 75	2.2~ 150	10~ 900	20~ 1250		100~ 3000	7.5~ 1220		3~ 310	3~ 210	4~ 245		1.1~ 45	20~ 210	7.5、 30
最高效率(%)	83	81	84	84	84	88		90	99	91	91	88	89	91		
传动方式	直联	叶轮直接装 在电机轴上	直联	直联	直联	直联	直联	直联	直联	三角皮带 三角皮带 三角皮带	三角皮带 三角皮带 三角皮带	三角皮带 三角皮带 三角皮带	直联	三角皮带	直联	直联 三角皮带
反风方式	反转	反风道	反转	反转	反转	调叶片	反风道	反风道	调叶片	反风道	反风道	反风道	反风道	反风道	反风道	反风道
噪声程度	稍高	比声功 率级 31dB (A)	低、中	较高	较高	稍高	低	低	中	低	低	低				

风机型号	2K60 轴流式	FZ35.40 轴流式	K35、45、 55DK45 轴流式	62A14-11 轴流式	KZ58 轴流式	GAF 轴流式	K ₄ -73 离心式	G ₄ -73 离心式	TAF 轴流式	4-72 离心式	4-72 离心式	4-79 离心式	4-58 离心式	FB ₄ -72 离心式	F ₄ -62 B ₄ -62 离心式	告型 4-62 4-72 离心式
结构及性能特征	叶片数有7、14两种，可前后组合使用。便于更换2BY、70B ₂ 型风机。	适用于中低压、叶片数不同，可备有水平或垂直带门，可变速电机。	适用于中低、高压。无基础，前后同叶片角。	叶片数有8、16两种。	便于更换2BY、70B ₂ 型风机。	可动叶或可平式安装，性能范围宽。	适用于大型矿井，功率双速，效率的拖动。	适用于高压、质量轻，维护简单、运转平稳。	可动叶可调。	质量轻，维护简单。	设备轻。		潜井用。	同4-62材质为玻璃钢，耐腐。	同4-62材质为玻璃钢，耐腐。	同4-62材质为玻璃钢，耐腐。
性能调整方法	变电机转数 变叶片角 变叶片数	同左	变叶片角度	变电机转数 变叶片数 变叶片角	变电机转数 变叶片角	变电机转数 变叶片角	变电机转数	变电机转数	变电机转数 变叶片角	变电机转数 变叶片角	同左	同左	调速电机	同4-72		
备 注	取代70B ₂	取代FZ50	取代DK45为筒压	取代70B ₂	取代70B ₂	风机厂按订户要求工况设计制造	风机厂按订户要求工况设计制造	风机厂按订户要求工况设计制造	风机厂按订户要求工况设计制造	旧型号为QDG	旧型号为HDG					
生产厂	沈阳鼓风机厂	沈阳鼓风机厂	运城风厂、白城风厂、矿山风厂	沈阳鼓风机厂	沈阳鼓风机厂	沈阳鼓风机厂	沈阳鼓风机厂	沈阳、武汉、沈阳鼓风机厂	上海鼓风机厂	各风厂	上海通惠风机厂	泰安风机厂	沈阳鼓风机厂	沈阳鼓风机厂	上海鼓风机厂	营口塑料厂

通风机的类型特性曲线不仅能够描述同一系列通风机的性能参数关系,而且对于通风机的研究、设计、制造及选型使用都十分重要。

上述两类型曲线,在离心式通风机中给出了不同机号(4—72—11 风机只给出了两种机号)的参数之间关系。风压曲线只给出稳定工作段,在 $G_4-73-11$ 风机中的风压曲线中给出的是高效经济区段。在 $70B_2-21$ 型轴流风机中的类型曲线给出了叶轮的叶片不同安装角的特性曲线。

第七节 局部通风机介绍

井下作业往往需在局部地区加强通风,而这种情况又很难利用矿井主通风风流解决时,常采用在需要加强通风的地点或附近加一台或几台局部通风机的办法以达到加强通风的目的。

近年来,我国通风机生产厂家与一些单位合作,对解放后一直广泛使用的 JBT 型风机进行了改造,使风机性能有了明显提高。沈阳鼓风机厂生产的 BKJ66-1^① 型子午加速轴流式局部通风机(也称局扇)就是其中一种。这种风机的结构如图 12-1-16 所示。

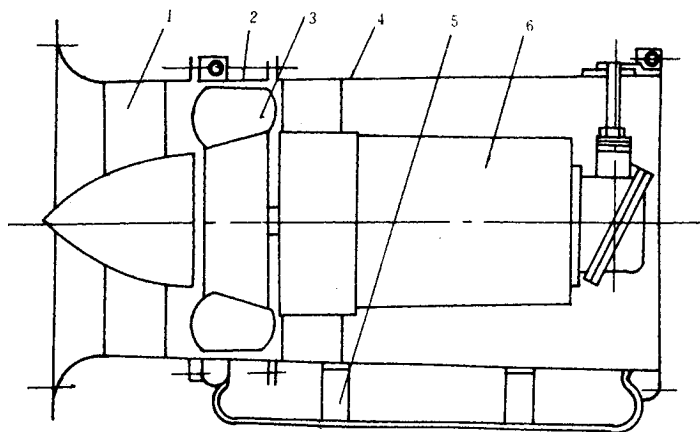


图 12-1-16 BKJ66-1 风机示意结构

1—前风筒 2—主风筒 3—叶轮 4—后风筒 5—滑架 6—电机

^① BKJ66-1 型号的意义是,BKJ—三个汉语拼音字母分别代表防爆、矿用、局部的字头,66—轮毂比($\frac{d}{D}$)为 0.66,1—第一次设计。

这种风机所以称为子午加速风机 ,是由于它的叶轮轮毂为圆锥形 ,使得叶轮进、出口的过流断面面积沿轴线逐渐减小 ,气流的轴向速度 c_a 必然逐渐加大 ,因而称作子午加速风机。也有称作斜流式或混流式风机的。这种风机叶轮的局部结构如图 12-1-17 所示。

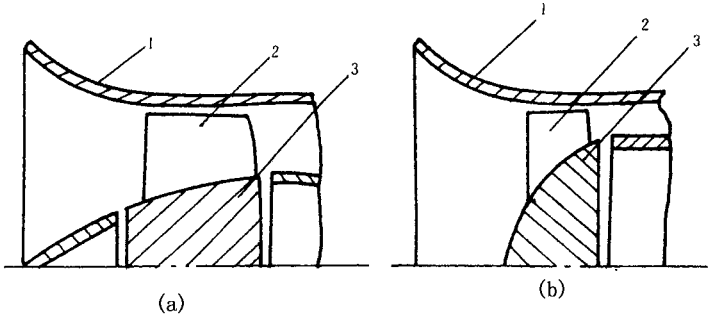


图 12-1-17 轮毂形状

a—锥形轮毂 b—部分球形轮毂

1—机壳 2—叶轮叶片 3—叶轮轮毂

它们的叶轮均由铝合金整体浇铸而成 ,叶片均为扭曲机翼形。

这种风机比老型号风机效率高 ,风压曲线平缓、高压区宽。压力系数 ,流量系数都有提高。噪音小 ,结构紧凑 ,叶轮由两个减为一个。功率由老型号的 11kW 减少到 8kW ,为节能产品。

第八节 矿用通风机在通风网络上工作

一、通风网路特性曲线

我们将中小矿山井下通风网路概括成图 12-1-18 形式。

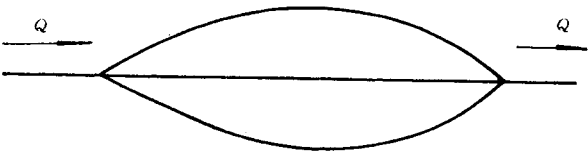


图 12-1-18 矿山井下通风网路示意图

根据流体力学原理,气流流经井下网路的压力损失可由下式表示:

$$P = h_w + \rho \frac{V^2}{2} \text{ , N/m}^2 \quad (12-1-32)$$

式中 h_w ——通风网路的沿程与局部压力损失之和,可由下式计算:

$$h_w = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \rho \frac{V_i}{2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \rho \frac{V_i^2}{2} = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \rho \frac{V_i^2}{2}$$

l_i ——对应 i 段巷道长度, m;

d_i ——对应 i 段巷道直径(非圆断面以水力半径带入), m;

V_i ——对应 i 段巷道内平均流速, m/s;

V ——通风网路最后出口流速, m/s;

λ_i ——对应 i 段巷道沿程阻力系数;

ζ_i ——对应 i 段巷道中局部阻力系数;

ρ ——气体密度, kg/m³。

以 $\frac{Q}{F_i} = V_i$ 代入上式得:

$$h_w = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \frac{\rho}{2 F_i^2} Q^2 \quad (12-1-33)$$

式中 Q ——通过通风网路的流量, m³/s;

F_i ——对应 i 段巷道的横断面面积。

其它符号意义同前。令:

$$\alpha = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \rho \frac{1}{2 F_i^2} \quad (12-1-34)$$

α 称为巷道风阻。由此可得:

$$h_w = \alpha Q^2 \quad (12-1-35)$$

此式表示的是通风网路损失中静压损失,称为通风网路静压方程。通风网路的全压方程式可表示成:

$$P = h_w + \rho \frac{v^2}{2} = \alpha Q^2 + \frac{\rho}{2 F^2} Q^2 = R Q^2 \quad (12-1-36)$$

式中 $R = \alpha + \frac{\rho}{2 F^2}$ ——比例系数,通风网路一定, R 为常数。式中其它符号意义同前。

上式中 P 与 Q 在直角坐标中为一过原点的二次曲线,此曲线称为通风网路特性曲线,如图 12-1-19 所示。由图可见, R 越大,曲线越陡。

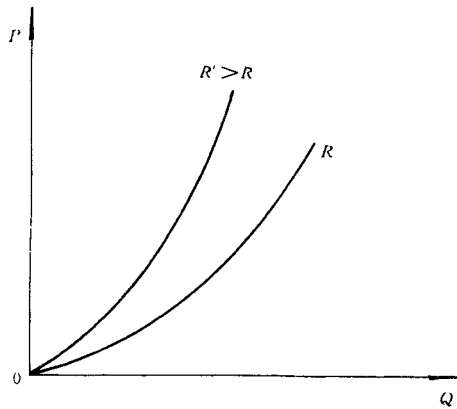


图 12-1-19 通风网路特性曲线

二、矿用通风机工况及合理工作范围

(一) 矿用通风机工况

通风机在确定的通风网路中工作时,它的性能是确定的,也就是说它在确定的工况点工作。

以通风机特性曲线相同的比例尺将通风网路特性曲线画在通风机特性曲线中,可得通风网路特性曲线与通风机特性曲线的交点 M ,此 M 点则称为通风机在这个通风系统中的工作状况点,简称为工况点。对应 M 点的 P_M, Q_M, N_M, η_M 大小,就是该通风机的性能参数值,如图 12-1-20 所示。

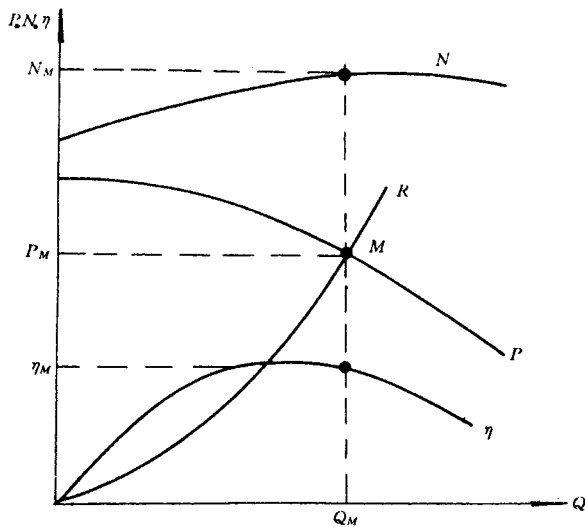


图 12-1-20 通风机的工况

如果 M 点所对应的效率 η_M 是通风机效率的最大值,则 M 点称为通风机额定工况点,此点也应为通风机设计工况点。

(二)合理工作范围

通风机的工况在通风机运转中常因下面两方面原因发生变化:

(1)向矿山供电的电压常有波动,使拖动风机的电动机转速发生变化,引起风机特性曲线发生变化;

(2)矿山的通风网路由于巷道长短,断面大小发生变化都会影响通风网路特性曲线发生变化。

上述两者都变化或两方面之一变化,都会引起工况点变化。如果这种变化不大,对通风机运转的影响也不会很大。如果变化比较大,就会引起通风机运转的稳定性。另外,也是为了限制选择风机和使用风机时的低效率运行,必须对工况规定出合理的波动范围。对于不同型式的通风机其合理工作范围是不同的。

离心式通风机的合理工作范围如图 12-1-21 所示。这种型式的通风机由于特性曲线比较平缓,而且通常是单调下降,因而着重限制其在过低效率下运行即可。一般规定应当使效率 $\eta \geq 0.85 \eta_{\max}$ 条件下运行,即工况点应在 ab 范围内。

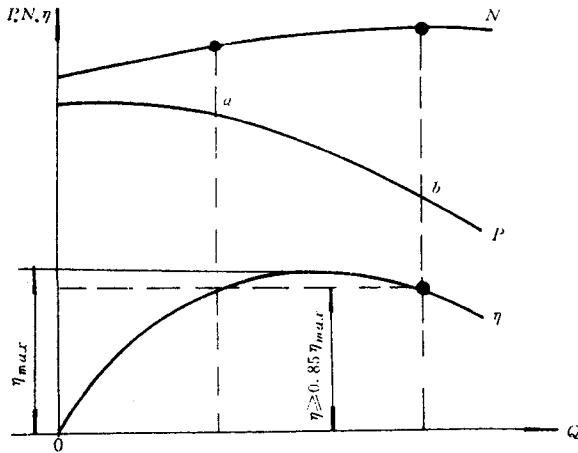


图 12-1-21 离心式通风机合理工作范围

轴流式通风机的合理工作范围,由于其风压曲线常呈马鞍形(如图 12-1-22),使用不当,工况点落在风压曲线最高点 K 的左边(在通风网路为 R_2 情况下),会造成两个或更多个工况点,使风机运转出现不稳定状况。造成这种情况的原因有两个,一个是选择风机的工况点虽然在 K 点的右边,但离得比较近,遇有风机特性曲线或通风网路特性曲

线波动时,造成工况点移到了 K 点的左面;另一个原因是在风机使用过程中,要求风机产生更大的风压和风量,因而使叶轮的叶片安装角过大,造成风压曲线断裂,也会使风机运行不稳定。当风机处在不稳定运转时,会发生强烈的振动,并伴有低沉的气喘声音,常称这种现象为通风的喘振现象。

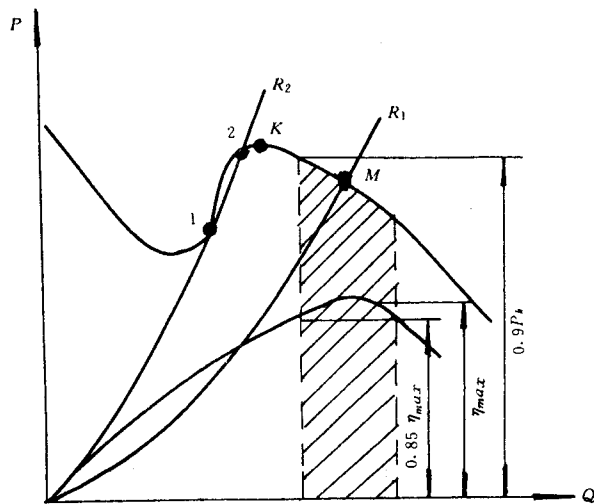


图 12-1-22 轴流式风机合理工作范围

为避免上述情况发生,轴流式风机的合理工作范围为: $P_M \leq 0.9 P_K$ 和 $\eta_M \geq 0.85 \eta_{max}$,即图中画斜线部分。

第九节 矿用通风机调节方法介绍

一、调节目

一个矿井投入生产的初期及末期的巷道长度、产量、投入的人员及设备等都是不同的,因而要求的通风量及风压也会是不同的。为了适应这种不同,除了必须更换新的风机来适应大的变化外,对于小范围的变化则由调节风机性能来满足变化的要求,这就是调节风机的目的。

二、调节方法介绍

通风机的调节方法可分为两大类：

(1)改变通风网路曲线 这种方法,往往是在矿井投产初期,风机给出的风量超过矿井需要的风量时,采取关小设在风机入口风门的办法,以增加通风网路的阻力,来达到减少通风量的目的。由于这种方法是人为的增加通风网路阻力,多耗费的能量是无益的,因此,多在改变风量不大、使用时间比较短情况采用。

(2)改变通风机特性曲线 对于不同型式的通风机,其调节方法也不同。

①离心式通风机：

A. 改变风机转速 电动机如果是采用皮带拖动通风机,可以采取改变皮带轮直径的办法改变通风机转速。通风机转速变化后的性能可以由比例定律决定。如果已知需改变后的风机性能参数,也可以利用比例定律计算出需要改变的转速。采用更换新电机,或者采用滑差电机及变频调速的办法也都可以达到改变通风机转速的目的,那样就需要投入一定的经费。

B. 如果通风机带有前导器(如 $G_4-73-11$ 型风机),可以通过改变前导器叶片的开启角度,来改变通风机性能。

②轴流式通风机 这种型式的通风机除了采用与离心式通风机相同的改变转速和改变前导器(如果有的话)叶片开启角度的办法,来改变通风机性能外,常采用的还有改变叶轮叶片安装角大小的办法,也能在比较大的范围内改变通风机性能。这些办法可以单独使用,也可以同时使用几种方法,以扩大通风机调节范围。

第十节 矿用通风机的选型

一、任务和必备资料

(一)任务

任务包括选择通风机及设备的型号和数量,提出经济、技术不同方案的比较结果,绘制出设备布置图。

(二)必备资料

包括矿井所需风量及最大、最小风压,预定装风机的井口地面标高及环境情况,是压

入式还是抽出式 ,供电电压及有关资料等。

二、选择通风机

根据风机必须产生的风量及最大、最小风压 ,在通风机产品样本中选择合适的通风机型号。在具体选用时 ,还应注意下列事项 :

(1)在同一个通风系统中 ,应尽量采用单一风机工作制。确有困难 ,需采用两台并联串联)时 ,也应采用同类型、同规格风机 ,并应进行稳定性校验 :

(2)选用轴流风机时 ,应留有 5° (叶轮叶片安装角)的后备量 ,工况点最好选在 $15^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 角度范围内 ;

(3)选用离心式风机时 ,使用的圆周速度不得大于最大允许圆周速度的 90% ,以作为速度储备。同时注意选定出口方向 ,以适应整体布置 ;

(4)考虑风机调节方法时 ,应尽量避免使用闸门调节 ;

(5)风机的合理工作范围应满足通风初期和末期风量、风压的需要。

如果矿井比较大 ,所选风机也比较大时 ,应当参照有关资料进行详细计算 ,并应对技术经济方案进行比较。

第二章 矿山排水机械设备安装与选择

在地下或者露天开采有用矿物时,都有可能造成地下含水层、溶洞及通过岩石裂缝渗入的地表水进入工作采场。这些水(特别是量比较大时)进入采场后,将影响甚至危害正常采矿作业及人身安全。为此,矿山必须及时对涌入井下或露天矿采场的水进行适当处置,可以是预先疏干,也可以对涌入的水进行自流或机械排水。本章将以水泵为主要内容讲述中小矿山常见的排水设备。

第一节 中小矿山常见的水泵构造

水泵种类很多,但在中小矿山,常见的是中低压的离心式水泵。离心式水泵按每台水泵中叶轮多少分为单级与多级两种,按吸入口数目又分为单吸与双吸两种。

图 12-2-1 所表示的是常见的一种单级单吸入口离心式水泵结构图。这种泵由与泵盖连在一起的吸水短管(收缩锥形)、叶轮、泵轴、泵体、悬架、轴承及密封件等零部件组成。叶轮是水泵的主要零件,它承担着将机械能传递给流体的功能。离心式水泵的工作原理与离心式通风机是相同的,只是其工作介质是水而已。

这种泵的常见机型有 B(BA) 和 IS 型,它们的结构基本相同。型号意义以 4BA—25A 及 IS50—32—125 为例说明如下:

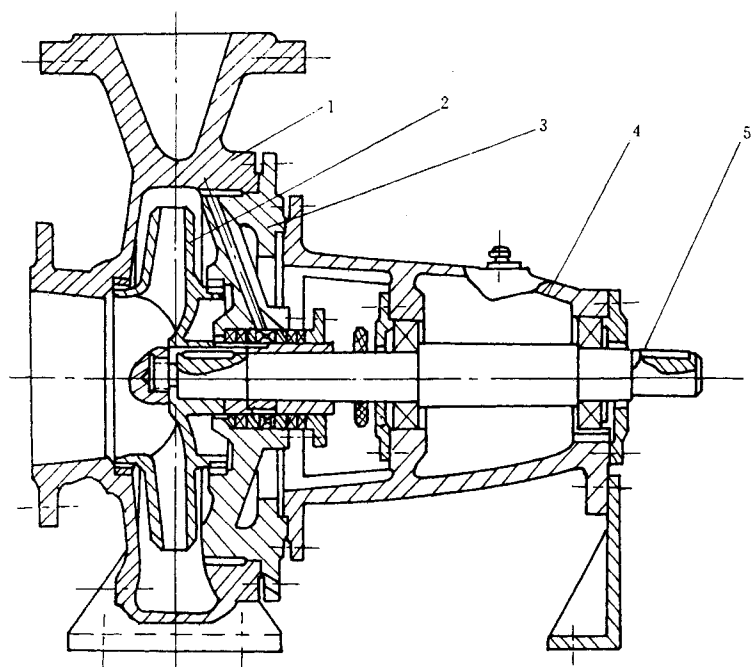


图 12-2-1 卧式、单级、单吸水泵结构总装图

1—泵体 2—叶轮 3—泵盖 4—悬架 5—轴

4——吸水口直径被 25 除后的值,即该泵吸入口直径为 100mm(或 4 英寸);

BA——单级单吸入口离心水泵;

25——比转数被 10 除后的值(该泵比转数 250);

A——换了直径较小的叶轮。

IS——采用国际标准的单级单吸清水离心泵;

50——吸入口直径,mm;

32——吐出口直径,mm;

125——叶轮名义直径,mm

图 12-2-2 为单吸分段多级泵结构总装图。当单级泵所产生的压力不能满足需要时,除了增加叶轮直径和转速外,通常采用增加叶轮数目的办法加以解决。多级分段式就是常见的一种型式。这种泵是采用多个叶轮依次装在同一轴上,叶轮之间通过液体采用串联方式。水从一个叶轮中获得能量之后,依次进入以后的叶轮,经过一个叶轮获取一次能量,最后由出水段排出泵外。一般常见的这种卧式多级分段式离心泵最多可装 10 个叶轮。

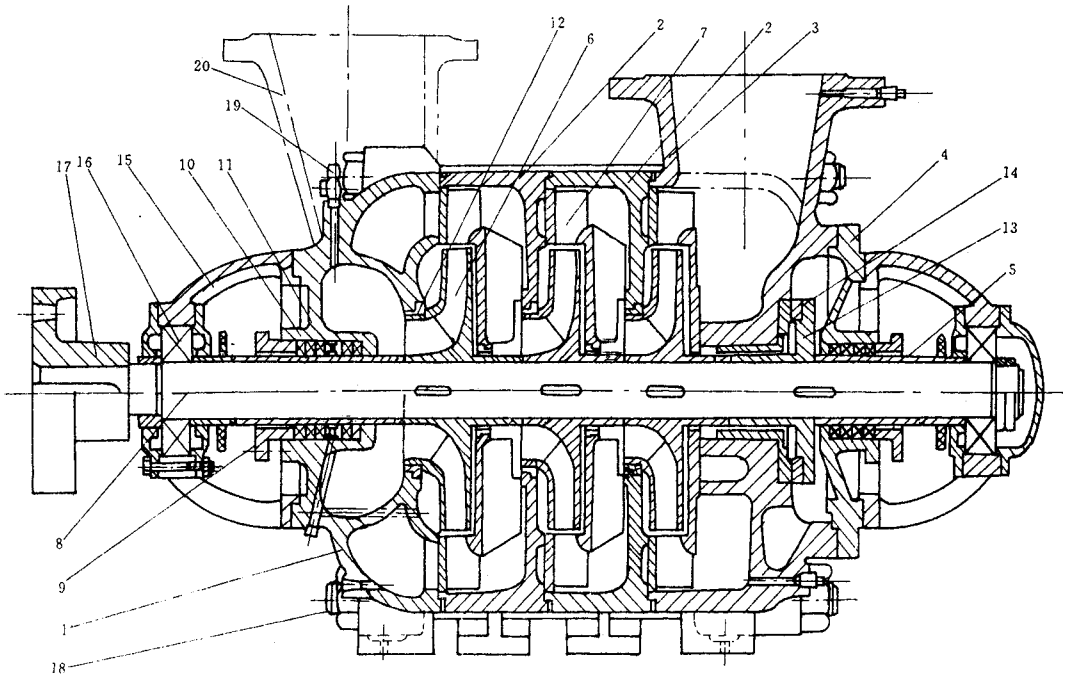


图 12-2-2 卧式、单吸、多级、分段式水泵总装图

- 1—进水段 2—中段 3—出水段 4—尾盖 5—轴套；
 6—叶轮 7—导水圈 8—泵轴 9—填料压盖 10—填料 11—水封环；
 12—密封环 13—14—平衡环 15—轴承支架 16—滚柱轴承；
 17—联轴节 18—拉紧螺栓 19—放气栓 20—进水管

这种泵常见型号为 D (DA) 型泵,它是经过多次改进,其性能在国内生产的常温清水泵中是比较先进的一种。D 型是 DA 型的改进型。型号意义以 200D43×3 为例说明如下:

- 200——水泵吸入口直径,mm；
 D——单吸、多级、分段式；
 43——平均单级扬程,m 水柱；
 3——三级,即 3 个叶轮串联。

200D43 型泵单级特性曲线见图 12-2-3。

泵的特性曲线与通风机特性曲线类似,包括扬程(压头)特性曲线 $H = f(Q)$ 、功率特性曲线 $N = f(Q)$ 、效率特性曲线 $\eta = f(Q)$ 。比风机多一条允许吸上真空特性曲线 $H_s = f(Q)$ 这个参数下面还要说到。

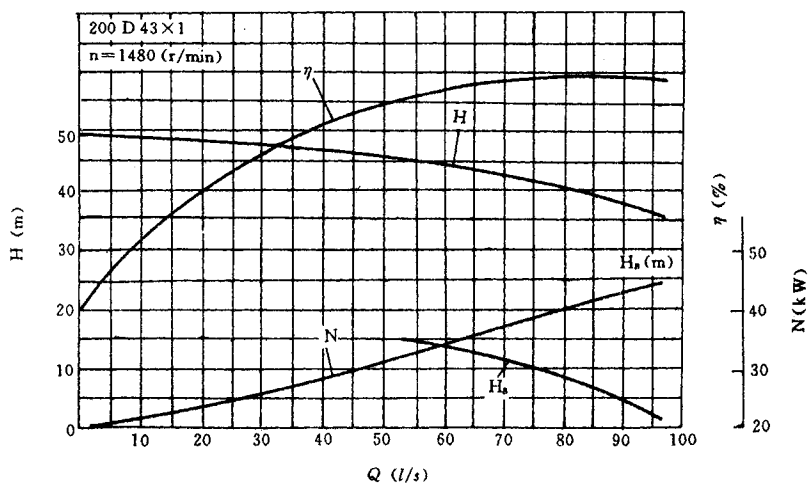


图 12-2-3 200D43 型水泵单级叶轮的特性曲线

第二节 水泵的轴向推力及其平衡

单吸入式水泵的叶轮工作时 ,由于受轴向力作用 ,会迫使水泵转子向吸入口方向窜动 ,造成转子与泵体产生研磨 ,影响水泵正常工作。

一、轴向推力产生的原因、大小及方向

(一)产生的原因

从图 12-2-4 可以看出 ,由于从叶轮出口流出的高压水 ,必然沿叶轮前后盖板与泵体之间的空腔向叶轮轴心流动 ,并从密封间隙流出。叶轮出口压力高 ,沿叶轮前后盖板向叶轮中心压力是逐渐减小的 ,其减小的情况如图中右面曲线所表示的样子。从图中表示的前后盖板所受压力看 ,后盖板所受压力直到轮毂半径 R_h 处是连续下降的 ,而前盖板曲线到半径 R_l 处中断 ,凡以内叶轮受力为吸入口压力 P_1 。以 R_l 为半径的圆面积上受力明显地反映出右面大于左面 ,由这个压力差构成总的作用力就是轴向力。尽管在一个叶轮上的这个力还不算很大 ,但在多个叶轮的多级泵中就很大了。据计算得这个力可大到几十吨。如果不采取相应措施加以平衡 ,势必影响水泵正常运转。

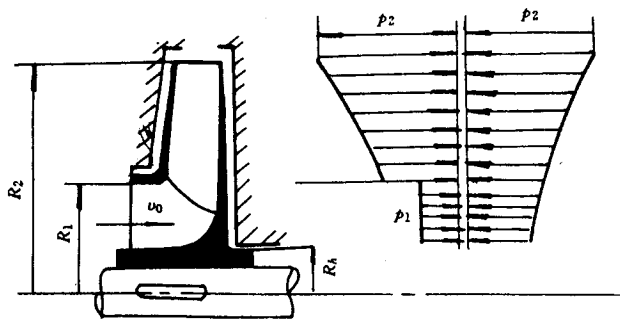


图 12-2-4 水泵的轴向推力

(二) 轴向力大小及方向

水泵的轴向推力大小可以通过理论算出,如不进行更精细研究,可以采用下面公式进行估算,尽管这个公式粗糙些,但完全可以满足一般工程上的要求。

$$F = i \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_h^2) K H, \text{N} \quad (12-2-1)$$

式中 i ——水泵级数;

D_1 ——叶轮入口内径, m;

d_h ——叶轮轮毂直径, m;

H ——一个叶轮产生的扬程, N/m^2 ;

K ——系数, $K = 0.6 \sim 0.8$, D_2/D_1 越大, 其值越小;

D_2 ——叶轮外径。

轴向力的方向,从前面对轴向力产生的原因分析中,已经得出轴向力的方向是向着吸入口的结论。

二、影响轴向推力大小的原因

水泵轴向推力,对于一个特定的泵来说,从估算的公式来看应该是一定的。但对于实际运行的水泵来说,轴向推力却是经常改变的。使水泵轴向推力经常改变的因素有如下一些:

(1) 水泵工作时,由于叶轮出口压力处在经常变化中,故必然影响轴向力变化;

(2) 水泵维修时,叶轮前后的密封口环间隙大小、位置均不可能与新泵保持完全相同;

(3) 水泵运行中,密封口环磨损的程度不可能完全相同,因而造成叶轮前后盖板上压力分布状况变化,也影响轴向力大小。

三、轴向推力的平衡

水泵轴向推力的平衡方法很多,我们介绍几种常见的平衡方法。

(一)双吸叶轮对称布置

如图 12-2-5 所示,采用两个相同尺寸的叶轮对称布置,由于产生的轴向推力大小相等,方向相反,因此,可以达到互相抵消的目的。但由于加工、安装及密封环磨损等不可能完全相同,故仍存在有剩余轴向力,还必须加止推轴承,以平衡掉剩余轴向力。

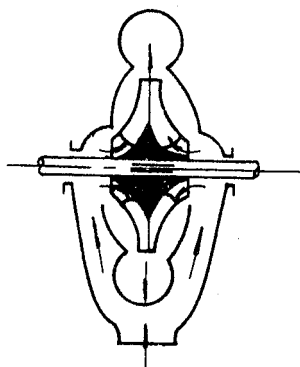


图 12-2-5 双吸叶轮对称布置泵

这种方法适合于流量比较大的单级泵。多级泵也可采用这种方法,但结构与密封都比较复杂,采用的比较少。

(二)平衡孔

如图 12-2-6 所示,这种方法是在叶轮后盖板上与叶轮入口密封环对应半径处设置一密封环 2,使叶轮出来的高压水隔开,形成一个平衡室 A。为了降低平衡室 A 内水的压力,在后盖板处开小孔 1,使平衡室 A 与叶轮入口相通,达到压力平衡,消除轴向力的目的。一般情况下,开小孔 6~8 个。由于这种方法,是把叶轮后面的高压水引入到入口的低压区,增加了这部分的容积损失,故多在单级小泵上采用。也可以将平衡室内高压水引出来(如图中虚点画线所示),以消除轴向力。

(三)加径向筋

图 12-2-7 所表示的是在叶轮后盖板外侧加一个径向筋,使叶轮旋转时,造成水流的旋转运动,形成新的压力分布状况(如图中斜交线部分),抵消了一部分从叶轮出口下来的水流压力,从而达到平衡轴向推力的目的。这种方法加大了轴功率,但减少了轴套

与机壳间隙泄漏损失,如做得好,二者可大致相当。但由于这种方法不可能完全平衡掉轴向推力,也必须使用止推轴承。同样,这种方法仅适于小型泵。

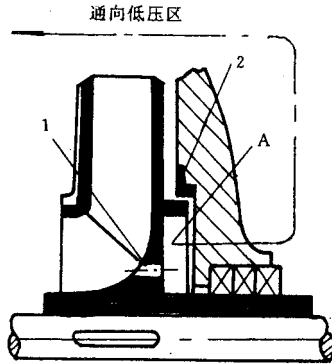


图 12-2-6 平衡孔法平衡轴向力

1—平衡孔 2—隔离环

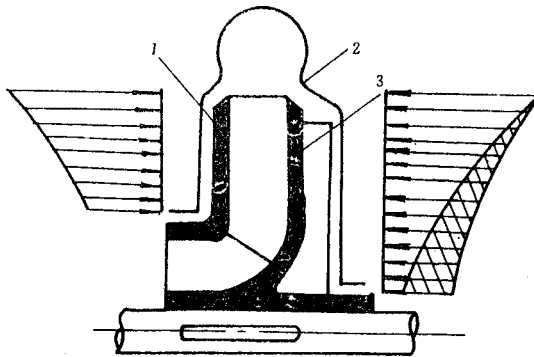


图 12-2-7 径向筋平衡轴向力

1—叶轮 2—机壳 3—径向筋

（四）平衡盘

由于这种装置优点突出,在多级泵中普遍采用这种装置平衡轴向推力。图 12-2-8 所表示的是多级泵平衡盘部分的结构示意图。从图中可见到,平衡盘 1 是装在水泵最后一级叶轮的后面。由最后一级叶轮出来的高压水,经径向间隙 n 进入到平衡盘与机壳形成的空间。平衡盘右侧为平衡室 2,与低压区相连或接通大气。这样,在平衡盘左右两侧形成压差,总的作用在平衡盘上的力与轴向推力相反,使轴向推力得到平衡。

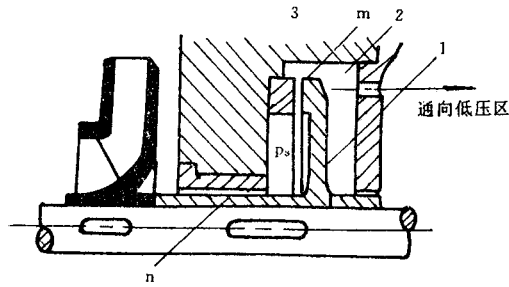


图 12-2-8 平衡盘平衡轴向推力

1—平衡盘 2—平衡室 3—平衡环；
n—径向间隙 ;m—轴向间隙

平衡盘装置的最大优点 ,是可随着水泵轴向推力的变化而不断变化 ,随时取得平衡。因此 ,这种平衡方法不存在剩余轴向力 ,不需要再采取其它方法(如加止推轴承)辅助平衡剩余轴向推力。这种装置所以能做到随遇平衡 ,其过程是这样的 :水泵在运转中 ,如平衡力大于轴向推力时 ,水泵的整个转子(由紧固件把在轴上零件固定成一个整体) ,包括叶轮、平衡盘等将向水泵出水口方向移动 ,使得平衡盘与固定在机壳上的平衡环之间的轴向间隙 m 加大。造成经此间隙的水泄漏量加大 ,水经过径向间隙 n 的水流量也加大 ,水头损失也因流量加大而增加 ,使得作用在平衡盘左侧压力减小 ,平衡力下降 ,直到减小到等于轴向推力为止。相反 ,当轴向推力大于平衡力时 ,水泵转子将向左侧移动 ,使得间隙 m 减小 ,经间隙 m 及 n 的流量同时减小 ,经间隙 n 的水头损失也就减小 ,造成作用在平衡盘左侧的压力增加 ,也就增加了平衡力 ,一直增加到等于轴向推力时为止。这个过程说明 ,平衡力大小完全取决于轴向推力 ,是随着轴向推力变化而变化 ,随时做到平衡。

轴向推力的平衡方法还有其它形式 ,如只用止推轴承(如深井泵)或平衡等 ,在此就不多介绍了。

第三节 水泵的性能参数

一、流量 Q

单位时间内水泵排出的水量称为流量。流量有体积流量和重量流量两种表示方法 ,

常用的是体积流量。常见单位为 m^3/h 、 m^3/min 或 l/s 等。

不计水泵内的容积损失的流量称为理论流量。理论流量可由下式计算(参照图 12-2-9):

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_{2r} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (12-2-2)$$

式中 D_2 ——叶轮外径, m;

b_2 ——叶轮出口宽度, m;

c_{2r} ——叶轮出口水流径向速度, m/s。

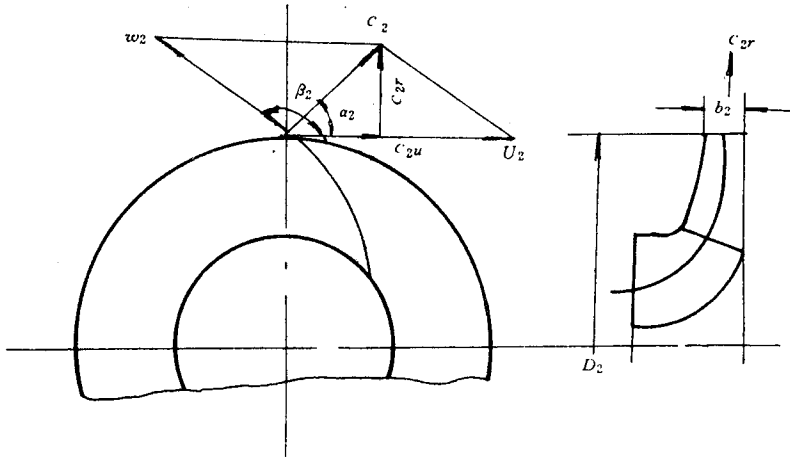


图 12-2-9 水泵理论流量计算图

二、扬程(压头) H

单位重力的水通过泵后获得的能量增加量称为水泵扬程或压头,其单位为每牛顿水增加的焦耳数 J/N ,即 $\text{N} \cdot \text{m}/\text{N} = \text{m}$ 。由于这种单位表示有泵抽送水的水柱高度的意思,故常称为米水柱。

水泵的扬程(压头)也和风机的风压一样,可以用类似推导风压计算式的方法推导出来,只要注意扬程与风压的单位不同就可以了。水泵扬程的计算式为:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad \text{m 水柱} \quad (12-2-3)$$

离心式水泵在入口处一般不加前导器,因而 $c_{1u} = 0$,故公式为:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \quad \text{m 水柱} \quad (12-2-4)$$

公式中除 g 为重力加速度,单位为 m/s^2 之外,其它符号均与离心式风机风压公式中符号

意义相同。

三、功率 N

(一) 轴功率 N

原动机加在水泵轴上的功率称为水泵的轴功率,单位 kW。

(二) 有益功率 N'

水泵传给水的功率称为水泵的有益功率,按照水泵扬程和流量定义,可由下式计算:

$$N' = \frac{\rho g Q H}{1000} \text{ kW} \quad (12-2-5)$$

式中除 ρ 为密度,单位 kg/m^3 外,其它符号意义同前。

四、效率 η

由于水泵中有能量损失,所以水泵的有益功率要小于轴功率。衡量水泵这种损失的指标就是效率,其计算式为

$$\eta = \frac{N'}{N} = \frac{\rho g Q H}{1000 N} \quad (12-2-6)$$

五、转速 n

水泵轴单位时间的转速称为水泵转速,单位为 r/min 。

六、允许吸上真空度 H_s

水泵入口允许的真空度大小称为允许吸上真空度。

七、水泵的比转数

在水泵的研究、设计、制造和使用中,比转数是一个很重要的参数值。水泵与通风机一样,都按照彼此相似进行分类。不同尺寸的水泵,只要互相间存在着相似关系就称为同一类型。通风机常使用类型特征参数风压系数 \bar{P} 和流量系数 \bar{Q} ,水泵则更多的是使用比转数这个类型特征参数。由水泵相似关系可推导出比转数的数学形式:

$$n_s = 3.65 n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (12-2-7)$$

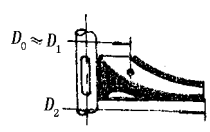
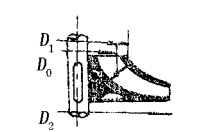
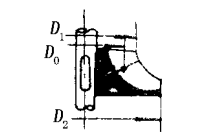
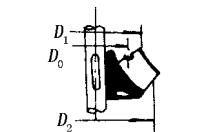
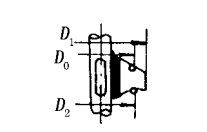
式中 n ——水泵的额定转速, r/min ;

Q ——水泵单吸入口的额定流量, m^3/s ;

H ——水泵单个叶轮额定扬程 ,m。

由于水泵类型不同 ,其比转数也将不同 ,故可以利用比转数对水泵(通风机也一样)进行分类。表 12-2-1 为不同比转数时 ,所对应水泵叶轮不同形状的示意图。

表 12-2-1 各种比转数下的水泵叶轮形状

离心式机			对角式机	轴流式机
低速	中速	高速		
I	II	III	IV	V
				
$n_s = 40 \sim 80$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 3.0 \sim 2.5$	$n_s = 80 \sim 150$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2.5 \sim 1.8$	$n_s = 150 \sim 300$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.8 \sim 1.4$	$n_s = 300 \sim 600$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.2 \sim 1.1$	$n_s = 600 \sim 120$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 0.8$

由表中可见 ,比转数不同 ,其 D_2/D_1 的比值不同。比转数低的水泵叶轮 , D_2/D_1 值比较大。可以想见 ,这种水泵在其它条件相同时 ,其扬程将相对的大 ,而流量则相对的会小。反之亦成立。

有一点应当引起注意 ,水泵相似后会有同一比转数 ,但并不意味着比转数相同 ,水泵就一定会相似。

水泵的性能参数之间的关系也是一组曲线关系 ,但常见的都是单台水泵特性曲线 ,很少使用类型特性曲线。

第四节 水泵在管路上工作

水泵是利用管路进行工作的 ,研究水泵排水工作状况 ,必须对排水管路的特性进行研究。

一、排水管路特性曲线

如图 12-2-10 所示 ,以 0—0 面为基准面 ,写出 1—1 和 2—2 两面间的能量平衡方

程式：

$$\frac{P'_a}{\rho g} - H_x + \frac{v_1^2}{2g} + H - \Delta H_x = \frac{P_a}{\rho g} + H_p + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta H_p \quad (12-2-8)$$

式中 P'_a 、 P_a ——分别为 1—1 和 2—2 面的大气压力,可以近似认为 $P'_a = P_a$;

H_x 、 H_p ——分别为吸水高度和排水高度,两者之和 $H_c = H_x + H_p$ 称为测地高度;

v_1 ——为 1—1 面水下降速度,此面很大,可以认为 $v_1 \div 0$;

v_2 ——排水管出口处水流速,如管径为 d_p ,流量为 Q ,则 $v_2 = \frac{4Q}{\pi d_p^2}$,故 $\frac{v_2^2}{2g} =$

$$\frac{8Q^2}{\pi^2 g d_p^4};$$

ΔH_x 、 ΔH_p ——分别为吸水管和排水管内阻力损失,包括沿程损失和局部损失。

考虑到各项符号内容,上式可写成：

$$\begin{aligned} H &= H_p + H_x + (\Delta H_p + \Delta H_x) + \frac{v_2^2}{2g} \\ &= H_c + \frac{8}{\pi^2 g} \left(\lambda_p \frac{l_p}{d_p^5} + \lambda_x \frac{l_x}{d_x^5} + \sum \zeta_p \frac{1}{d_p^4} + \sum \zeta_x \frac{1}{d_x^4} + \frac{1}{d_p^4} \right) Q^2 \\ &= H_c + R_T Q^2 \end{aligned} \quad (12-2-9)$$

式中 R_T ——管路阻力系数, $R_T = \frac{8}{\pi^2 g} \left[\lambda_p \frac{l_p}{d_p^5} + \lambda_x \frac{l_x}{d_x^5} + \sum \zeta_x \frac{1}{d_x^4} + (\sum \zeta_p + 1) \frac{1}{d_p^4} \right]$

λ_p 、 λ_x ——分别为排水管和吸水管沿程阻力系数;

l_p 、 l_x ——排水管和吸水管长度, m;

d_p 、 d_x ——排水管和吸水管径, m;

$\sum \zeta_p$ 、 $\sum \zeta_x$ ——排水管和吸水管局部阻力系数之和,

g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

式 12-2-9 表达了水泵在这样的管路上工作时,通过流量 Q 所需要的扬程间关系。由式中可见,管路所需要的扬程 H 是用来将水提高 H_c 和克服管路本身阻力消耗的能量。当管路一定时, R_T 为定值, H 与 Q 之间为一不过坐标原点的二次曲线,如图 12-2-11 所示。

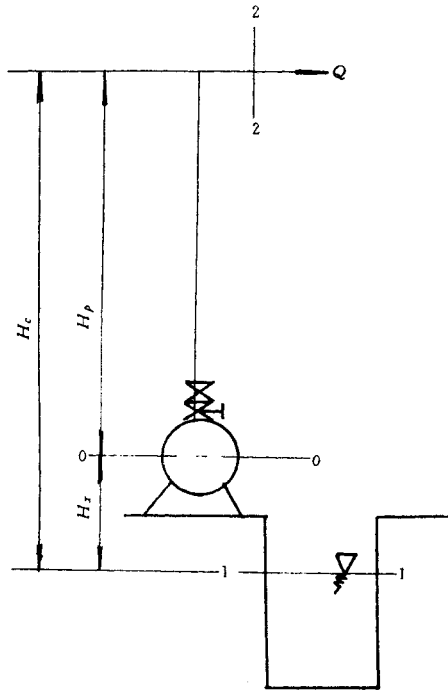


图 12-2-10 水泵排水装置示意图

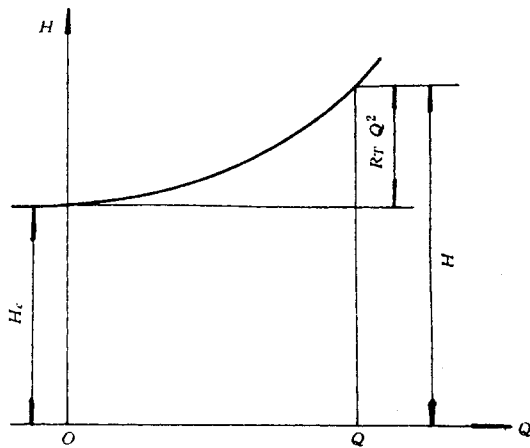


图 12-2-11 排水管路特性曲线

由图中可见,尽管管路的测地高不变,通过管路的流量不同时,所需要的水泵扬程仍随之变化,这主要是由于阻力损失是随着流量增加而增加造成的。

二、水泵的汽蚀现象与吸水高度

(一) 水泵的汽蚀现象

我们知道,水的汽化是与温度和压力有关系的。水受的压力大,汽化温度就高,相反,水受的压力小,汽化所需温度就低。水泵自水池中抽水时,水池水面通常是在一个大气压作用下,而水泵入口处的压力就要低于一个大气压,而且随着吸水高度的增加,压力会越来越低。当这个压力低到一定程度时,水既使是在当时环境温度下也会汽化。水发生汽化后,所占体积就会增加,泵吸入的水中就会含有这部分气体。在低压时,这部分气体经过泵加压之后,又会还原为水,这样就会使原来被气体占有的较大空间出现真空状态。由于这个真空周围都是高压水,就会以很大速度冲向这个真空区。水的运动速度很大,形成的冲击力也很大,有时甚至达到几百个大气压。而且,这种作用是反复进行的。加上水中可能含有有害金属的气体,在水汽化时可能也同时析出。这样就会使水泵叶轮受到冲击和浸蚀,时间一长,就会使叶轮出现麻子坑,严重时会使叶轮损坏。我们将这种现象称为汽蚀现象。水泵发生汽蚀时,将伴随发生不正常的噪音和振动,严重时,会使水泵不能正常吸水。在水泵运转中,这是应当避免的。

(二) 水泵的吸水高度

以图 12-2-12 为例,以 0—0 面为基准面,则 0—0 面与 1—1 面的能量关系式为:

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho g} + H_x + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta H_x$$

式中 v_0, v_1 ——为 0—0 面及 1—1 面水流速度,由于 0—0 面下降速度很小,可认为 $v_0 \approx 0$;

P_1 ——1—1 面上水的静压力;

其它符号意义同前。整理前式可有:

$$H_x = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - \left(\lambda_x \frac{l_x}{d_x} + \sum \zeta_x + 1 \right) \quad (12-2-10)$$

由此结果可以看出,水泵的吸水高度 H_x 受到水泵入口处的压力 P_1 , 吸水管长度 l_x , 直径 d_x , 安装附件数量和种类等条件的限制。其中, P_1 在当时当地环境温度下,不能低于水的汽化压力。提高吸水高度,必须尽量减少吸水管长度 l_x , 增加管径 d_x , 同时应尽量减少附件数量,特别是阻力大的附件,如各种阀类,弯头等。水泵出厂使用说明书中的特性曲线内都有允许吸水高度特性曲线。

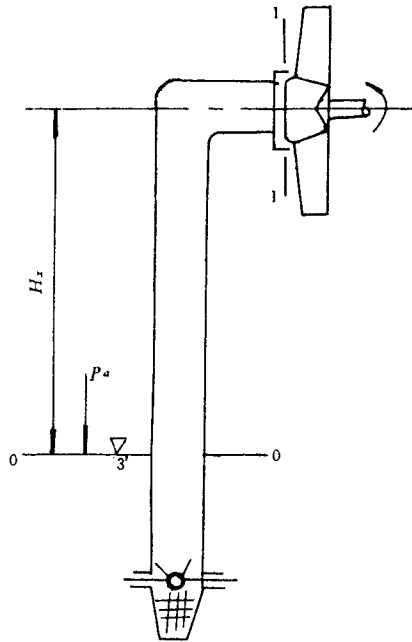


图 12-2-12 水泵吸水高度

三、水泵工况点与合理工作范围

(一) 工况点

如通风机一样,将管路特性曲线以水泵特性曲线相同的比例尺画在水泵特性曲线图上。如果二者性能相近,管路特性曲线与水泵的压头(扬程)特性曲线将有一交点(如图 12-2-13 中 M 点),此交点即为工况点。此工况点对应的效率如是最高效率点,则称此工况点为额定工况点。对应工况点 M 的各参数即为水泵在此管路上工作的工况参数,即 $Q_M, H_M, \eta_M, N_M, H_{sm}$ 等。

(二) 水泵的合理工作范围

如果水泵压头特性曲线有凸峰,其最高点 K 不在 H 坐标轴上(见图 12-2-13),为了使水泵工作可靠(不产生两个工况点),其工况点必须是在 K 点的右边区域内,还必须满足:

$$H_M \leq 0.95 H_K \quad (12-2-11)$$

式中 H_K ——水泵压头特性曲线的压头 H 的峰值。

为了使水泵运转经济,使其不在低效率下运行,还必须满足下列条件:

$$\eta_M \geq (0.85 \sim 0.95) \eta_{\max} \quad (12-2-12)$$

式中 η_M ——对应工况点效率值；
 η_{\max} ——该水最高效率值。

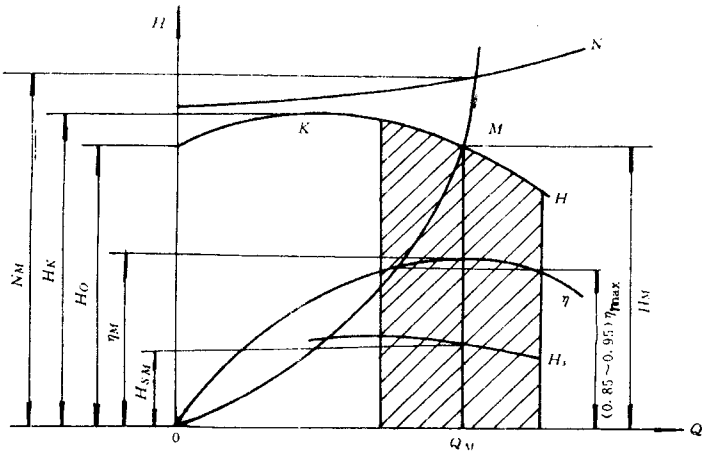


图 12-2-13 水泵工况点及合理工作范围

由此可知 水泵的合理工作范围应当是 左限由可靠性或经济性(此二者有矛盾时,服从可靠性)决定,右限由经济性决定。水泵的设计和使用,只要工况点 M 在这个范围内(图中斜线阴影部分)就是合理的。

水泵的使用中,由于供电电压下降、管道阻力加大,水泵本身某些机件的磨损等原因,都有可能影响到水泵工况点变化,造成工况点或者落在合理工作范围之外,或者工作性能变差。因此,还必须注意以下两点：

(1)使 $H_0 \leq (0.90 \sim 0.95)H_K$ (12-2-13)

(2)计算管路特性曲线时,考虑到管路内积垢的影响,要适当加大 R_T 值,使用下式计算管路需要的压头：

$$H = H_c + 1.7 R_T Q^2 \tag{12-2-14}$$

综上所述,在水泵的选型设计和运转中,检验水泵运转的可靠性与经济性的标准为：

$$\left. \begin{aligned} H_c &\leq (0.90 \sim 0.95)H_0 \\ H_M &\leq 0.95 H_K \\ \eta_M &\leq (0.85 \sim 0.95)\eta_{\max} \end{aligned} \right\} \tag{12-2-15}$$

第五节 排水设备的选择

一、一般原则

(1) 矿山排水,不论是露天还是井下,均应尽量采用自流排水。利用水沟自流排水时,水沟断面可选倒梯形,有效断面为 $0.05 \sim 0.15 \text{ m}^2$,纵向坡度为 $3 \sim 5\text{‰}$,水流速度为 $0.4 \sim 0.6 \text{ m/s}$ 。

(2) 在技术经济合理前提下,应尽量简化排水系统。多水平开采时尽量采用集中排水,只有在技术经济严重不合理时,才采用多水平排水。

(3) 使用集中的水泵排水时,应根据雨季长短、涌水量大小和所需扬程的高低,选择水泵的型号和台数。雨季长、涌水量大的矿井,主排水设备应由三台同型号水泵组成。其中任意一台泵均可随时投入排水作业,并能够在 20 小时内排出一昼夜矿井正常涌水量。两台工作时能在 20 小时内排出矿井一昼夜的最大涌水量。当矿井最大涌水量超过正常涌水量一倍以上时,水泵台数除至少有一台备用外,其余投入运行水泵的能力应能在 20 小时内排出一昼夜的最大涌水量。当井下正常涌水量需由两台或两台以上同型号水泵才能排出时,备用水泵能力应不少于正常工作泵能力的 50%,还应视具体情况设置 1~2 台检修泵。对于雨季短,涌水量小于 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ 的矿山,可设两台同型号水泵,其中一台能在 20 小时内排出一昼夜的正常涌水量。

二、水泵的选择

(一) 水泵所需流量

根据 20 小时排出 24 小时正常涌水量的要求,水泵总的排出能力为:

$$Q' \geq 1.2 Q_z, \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (12-2-16)$$

又根据 20 小时内,工作水泵与备用水泵同时工作,能排出矿井 24 小时最大涌水量,水泵的排水能力为:

$$Q'_{\max} \geq 1.2 Q_{\max}, \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (12-2-17)$$

式中 Q_z ——矿井正常涌水量, m^3/h ;

Q_{\max} ——矿井最大涌水量, m^3/h 。

(二) 水泵所需扬程

$$H' = KH_c, \text{m} \quad (12-2-18)$$

式中 K ——扬程损失系数,竖井 $K = 1.08 \sim 1.1$,井深取小值;斜井 $K = 1.1 \sim 1.25$,倾角大时取小值;

H_c ——测地高度, m。

(三) 选水泵

根据 Q' 和 H' 在产品说明书中选择合适的水泵。在具体选择时,应当在满足能力要求情况下,尽量选取高效泵。还要注意满足吸水高度及工况点在合理工作范围内等要求。

(四) 排水管路的选择

排水管一般选用焊接管或无缝钢管。如为斜井敷设,压力又在 0.1MPa 以下时,也可采用铸铁管。中小矿山一般可设一条管路,但当涌水量很大、水文地质情况复杂时,为了安全,可设两条管路。管径大小可由下式决定:

$$d = \sqrt{\frac{nQ'}{900\pi v}}, \text{m} \quad (12-2-19)$$

式中 n ——同时工作水泵台数;

Q' ——单台水泵的流量, m^3/h ;

v ——排水管内水的流速, m/s ,排水管取 $v = 1.2 \sim 2.2\text{m/s}$,吸水管取 $v = 1.8 \sim 1.5\text{m/s}$ 。

第三章 矿山压缩空气设备 设计安装与选择

第一节 概 述

一、压缩空气设备在中小矿山中的应用

压缩空气是作为一种动力 ,用来驱动凿岩机和其它风动工具进行采矿作业的。由于这种动力的优越性 ,至今还未能被其它动力完全代替。其主要优点有 :

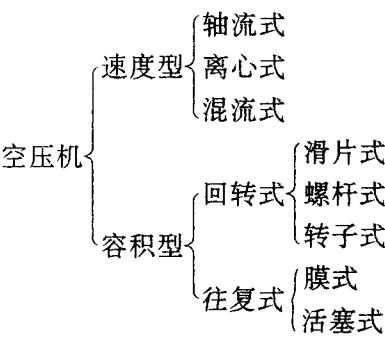
(1)对于在坚硬的岩石中打比较小的孔 ,风动凿岩机仍是一种不可被取代的机械设备。尽管早已开始了电动、液压凿孔设备的研制 ,却因种种原因未能得到推广使用 ;

(2)利用压缩空气作动力的风动工具 ,总的说来 ,其结构都比较简单 ,体积小、轻便 ,易于操作和移动 ,适于空间狭窄的井下作业。

主要缺点是能量利用率低 ,从电网、电动机、空压机、管网一直到风动工具的总效率只有 12 ~ 20% ,有的甚至低到 10% 以下。这种动力比直接用电要贵 7 ~ 8 倍。输气管路维修也很困难。

二、矿用空压机分类

空压机在现代工业中应用十分广泛 ,种类也很多 ,常见的空压机分类如下 :



目前,在中小矿山使用的空压机,几乎全部为活塞式低压(压力 < 1MPa)空压机。这种空压机按气缸排列方式可分成图 12-3-1 所示型式。

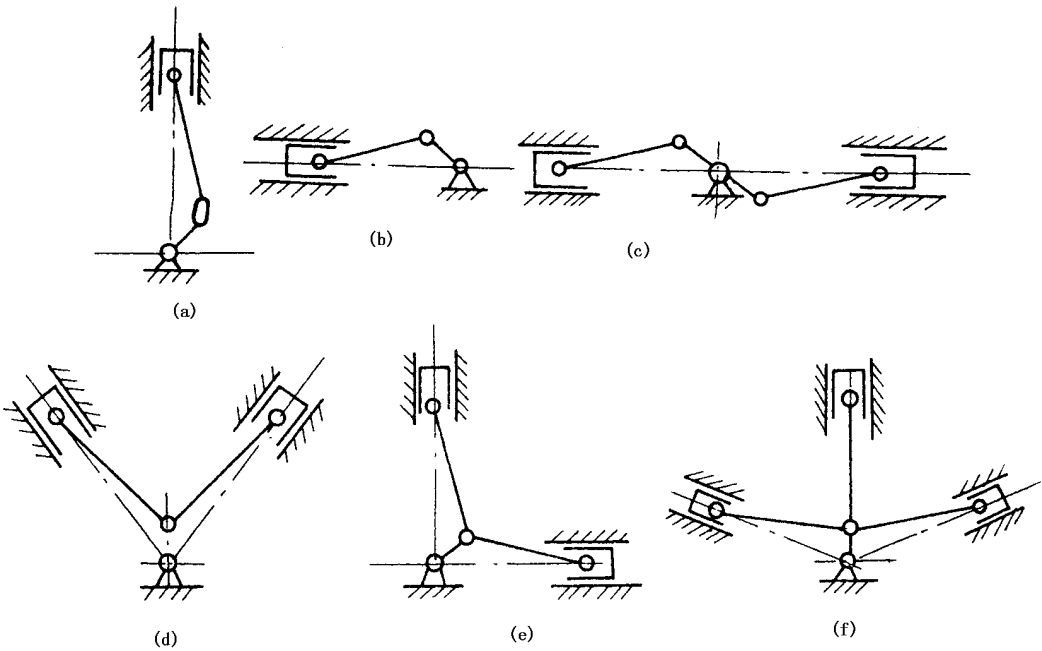


图 12-3-1 空压机按气缸排列方式分类

a—立式 ;b—卧式 ;c—对称平衡式 ;
d—V 式 ;e—角式 ;f—W 式

活塞式低压空压机按压缩终了压力大小所需级数还可分为单级、双级及多级等。

三、活塞式空压机工作原理及性能参数

(一) 工作原理

图 12-3-2 所表示的是中小矿山常见的 L 型空压机的工作原理图。由电动机拖动曲轴 2 转动,带动连杆 3 和十字头 4,使活塞杆 5 带动活塞 8 作直线往复运动。当活塞 8 由上向下运动时,活塞上部气缸内形成低压区,外部空气通过进气阀 13 被吸入气缸。一直到活塞运动到最下部为止,吸气过程完了。当活塞由下向上运动时,进气阀 13 关闭,活塞上部容积缩小,气体被压缩,压力升高。当这部分气体压力达到一定大小时,压开排气阀 14,压缩终了,开始排气,一直到活塞运动到上止点为止。活塞再下行时,气缸内残留气体就会膨胀,直到缸内压力低于进气阀 13 打开的压力时,进气阀在外部压力作用下被打开,又开始吸气过程。空压机吸气、压缩、排气构成一个工作循环。如果空压机为复动式、则在活塞上部气缸内完成一个工作循环时,活塞下部气缸也相应地完成一个工作循环,只是二者相差半个周期。压缩空气由低压缸(图中立缸)排出后,进入中间冷却器 15,冷却后进入高压缸(图中卧缸),再压缩一次后,进入风包,以备使用。为了提高压气机效率,气缸,中间冷却器(有的还设有后冷却器)处都必须通冷却水加以冷却。

(二) 性能参数

(1) 排气量 Q 单位时间内空压机最后一级气缸排出的气体体积,并换算成吸气状态下的空气容积量,称为空压机排气量,单位为 m^3/min 或 m^3/h 。

(2) 排气压力 p 空压机最末一级气缸排出的气体压力,称为空压机排气压力,单位 Pa 或 MPa 。

(3) 工作效率 η 空压机将机械能转换成压缩气体能量的有效性,称为空压机的工作效率。

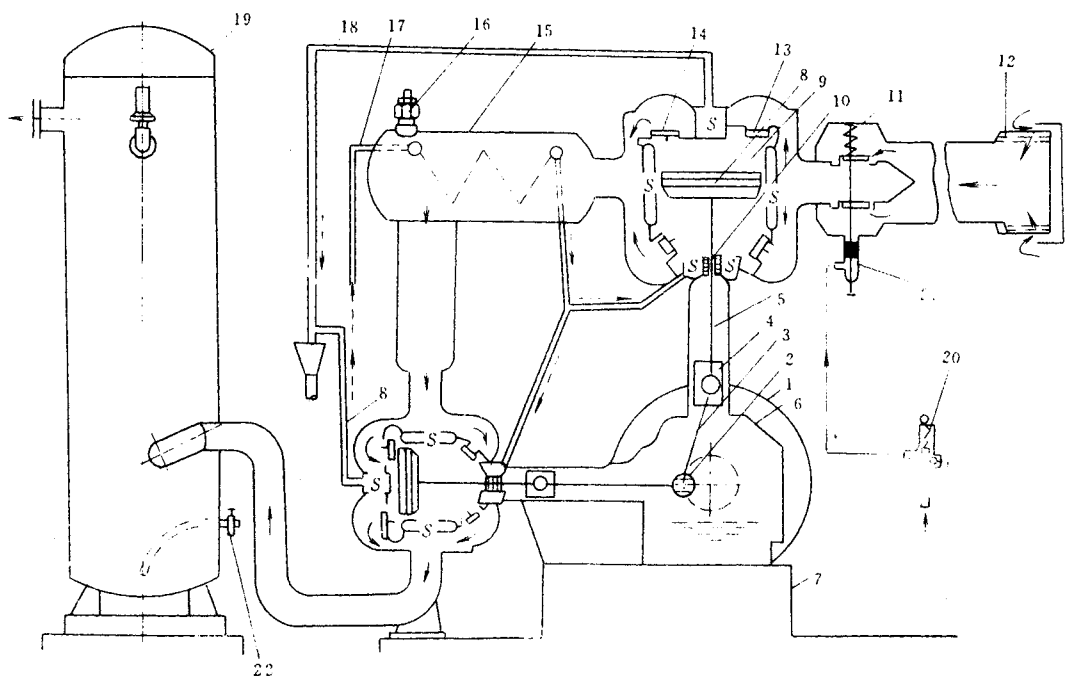


图 12-3-2 L 型空压机工作原理图

1—皮帶輪 2—曲軸 3—連杆；

4—十字头 5—活塞杆 6—机身 7—底座；

8—活塞 9—气缸 ;10—填料箱 ;11—减荷阀 ;

12—滤风器 ;13—吸气阀 ;14—排气阀 ;15—中间冷却器 ;

16—安全阀 ;17—进水管 ;18—出水管 ;19—风包 ;

20—压力调节器 21—减荷阀组件 22—油水排泄阀；

S—通冷却水空间 ;→表示气流方向 ;...→表示冷却水流方向

第二节 活塞式空压机工作理论介绍

一、气体热力学知识概要

(一) 气体状态参数

空压机的工作介质是空气。表征空气瞬时物理特性的总和,称为气体状态,描写气

体状态各物理量称为气体状态参数。对空气来说,主要状态参数有压力、温度和比容,常用符号 p , T 和 v 表示。

(1) 压力 空压机常用压力有表压力(相对压力)、大气压力和绝对压力,它们之间关系:

$$p = p_{\text{表}} + p_{\text{大气}} \quad (12-3-1)$$

式中 p ——气体绝对压力;

$p_{\text{表}}$ ——气体相对压力(表压力)

$p_{\text{大气}}$ ——当地大气压力。

这三种压力的单位是 Pa(帕斯卡,简称帕)或 MPa, $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} = 10^6 \text{ N/m}^2$ 。作为研究空气状态参数时使用的压力,指的均是绝对压力。

(2) 温度 T 、 t 我们常用的温度有摄氏温度 t ($^{\circ}\text{C}$) 和绝对温度 T (K),二者关系为:

$$T = 273 + t(^{\circ}\text{C}), \text{ K} \quad (12-3-2)$$

(3) 比容 v 、体积 V 和密度 ρ 单位质量气体所占有的容积称为比容,即:

$$v = \frac{V}{m}, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (12-3-3)$$

比容的倒数为密度,即:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{m}{V}, \text{ kg/m}^3 \quad (12-3-4)$$

(二) 理想气体状态方程式

1. 理想气体

假设有一种气体是由一些弹性的、互相间没有作用力、本身又不占有体积的分子组成的,我们则把这种气体称为理想气体。由于空气在矿山空压机中所受压力不大(1 MPa 以下),温度不很低,故可视为理想气体。这样认为之后,使得热力学关于理想气体的结论都可以应用到空压机的热力过程中,可以大大简化过程分析。

2. 理想气体状态方程式

由热力学可知,理想气体三个基本状态参数间存在下列关系:

$$pV = mRT \quad (12-3-5)$$

或

$$pv = RT \quad (12-3-6)$$

式中 p ——气体绝对压力, N/m^2 ;

V ——质量为 m 的气体的体积, m^3 ;

m ——气体质量, kg ;

v ——气体的比容, m^3/kg ;

R ——气体常数 $\text{J/kg} \cdot \text{K}$, 不同气体 R 值不同, 空气 $R = 287 \text{J/kg} \cdot \text{K}$;

T ——气体绝对温度, K 。

从上式可以看出, 不同状态时, 一定量的气体状态参数间应有下列关系:

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} \cdot \frac{p_2 V_2}{T_2} = \dots = mR \quad (12-3-7)$$

或

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} = \dots = R \quad (12-3-8)$$

上述两种表达式都说明了一个问题, 式 12-3-7 是指质量为 m 的气体, 式 12-3-8 是指 1kg 气体, 在不同状态下, 基本状态参数间存在着上述相等关系。我们称这两个方程式为气体状态方程式。

(三) 理想气体的热力过程

理想气体状态参数间的连续变化过程称为热力过程。为了研究方便, 我们将空压机中的热力过程简化为三个典型的过程, 即等温过程, 绝热过程和多变过程。下面就这三个过程作一些介绍。

1. 等温过程

如空压机压缩过程中, 活塞移动非常慢, 气缸周围的冷却效果又特别好, 压缩过程中气体热都能被冷却水带走, 这时气缸内的气体尽管压力升高, 体积缩小, 但温度仍可不变, 这样形成的热力过程即可称为等温过程。这个过程由于温度不变, 即 $T = \text{常数}$, 故状态方程为:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = \dots = pV = \text{常数} \quad (12-3-9)$$

这个过程如用 $p-V$ 坐标图表示, 则为一双曲线, 如图 12-2-3 中 2-3' 所示。这个过程终了的温度和压力为:

$$T_2 = T_1, p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2} \quad (12-3-10)$$

2. 绝热过程

空压机在压缩过程中, 不论移动速度如何, 只要气缸被冷却的能力相当差, 气体产生的热量不能被冷却水带走, 这种压缩过程就可视为绝热过程。绝热过程的基本参数状态方程式为:

$$p v = mRT$$

过程方程式为:

$$p_1 V_1^K = p_2 V_2^K = \dots = pV^K = \text{常数} \quad (12-3-11)$$

式中 K ——绝热指数, $K = \frac{c_p}{c_v}$;

c_p ——定压比热,对于空气 $c_p = 0.24$;

c_v ——定容比热,对于空气 $c_v = 0.17$ 。

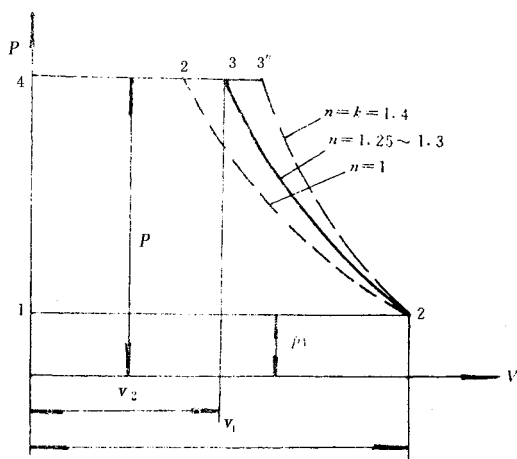


图 12-3-3 三种压缩过程曲线比较

由此可得空气的 $K = \frac{c_p}{c_v} = \frac{0.24}{0.17} = 1.4$ 。由于 K 值大于 1,故绝热曲线比等温曲线要陡一些,如图中 12-2-3'' 曲线。

绝热过程的终温、终压:

由
$$p_2 V_2^K = p_1 V_1^K \text{ 和 } \frac{p_2 V_2}{T_2} = \frac{p_1 V_1}{T_1}$$

则有终压和终温为:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K, T_2 = T_1 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{K-1} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (12-3-12)$$

3. 多变过程

空压机在压缩过程中,由于气缸有水冷却,不会是绝热的,又由于活塞移动比较快,因而又不会是等温的,实际的压缩过程只能是介于绝热过程和等温过程之间,属于多变过程。基本参数状态方程和过程式为:

$$\begin{aligned} pV &= mRT \\ p_1 V_1^n &= p_2 V_2^n = pV^n = \text{常数} \end{aligned} \quad (12-3-13)$$

式中 n ——多变指数,对空压机 $n = 1.25 \sim 1.3$ 。

由于多变过程介于绝热过程和等温过程之间,其热力过程曲线也应介于二者之间(如图中 2~3 曲线)。

多变过程的终温、终压仿照绝热过程有：

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{n-1} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (12-3-14)$$

从三种压缩过程曲线可以看出,在相同的吸气终了状态时,按照不同的压缩过程(等温、多变、绝热)压缩至同一终压时,在 $p-V$ 图中所围成的面积是不同的,等温过程围成的面积(123'4)最小,绝热过程的面积(123"4)最大,多变过程面积(1234)居中。关于这一点的意义,下面还会讲到。

二、空压机的理论工作循环

为了研究方便,作如下假定：

(1)气缸没有余隙容积,缸内气体可以全部排出干净；

(2)进、排气系统没有阻力,阀室容积无限大且与外界绝热。故进、排气过程没有压力损失和压力脉动,没有热交换；

(3)气缸工作时没有漏气；

(4)气体被压缩过程中,压缩指数为定值。

在上述假定条件下,我们研究活塞式空压机的压缩过程。如图 12-3-4 所示,当活塞自左向右移动,气体以压力 p_1 进入气缸,即图中的 1-4-1 过程,称为吸气过程。当活塞到达右边终点位置 1 以后,便开始向左移动,对气体进行压缩,如图中的 1-2 过程,称为压缩过程。活塞到 2 的位置,缸内气体压力达到 p_2 ,此时排气阀被压开,开始排气阶段,称为排气过程,如图中 2-3 过程。到此活塞工作进行了一个循环。此后,活塞再周而复始的进行下一个循环。表示此活塞工作过程的 $p-V$ 坐标图称为活塞式空压机的示功图。

三、活塞式空压机指示功

我们利用图 12-3-4 研究各过程中活塞所做功大小：

(一)吸气过程活塞做功

气缸在吸气过程中,活塞行程为 S ,所做功为：

$$W_1 = p_1 AS = p_1 V_1 \quad (12-3-15)$$

式中 A ——活塞端面面积,

S ——活塞行程;

V_1 ——气缸容积, $V_1 = AS$;

p_1 ——气缸吸气过程中活塞端面所受压力。

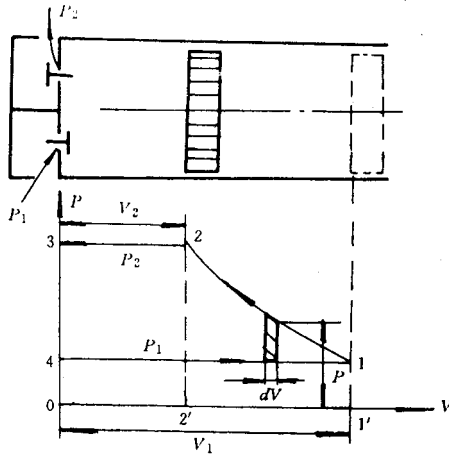


图 12-3-4 单作用活塞工作理论循环

此式所表示的,即为坐标图中 0—4—1—1'—0 面积大小。

(二) 压缩过程活塞做功

$$W_2 = - \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (12-3-16)$$

可见,压缩过程活塞所做的功 W_2 在数值上等于图 12-3-4 中 1'—1—2—2'—1' 所包围的面积。“-”号是因上下限相反而加的。

(三) 排气过程活塞做功

按吸气过程做功的道理,应为:

$$W_3 = p_2 V_2 \quad (12-3-17)$$

此功大小,在数值上应为坐标图中 2'—2—3—0—2' 面积。

假设活塞对气体做功为正,则一个循环的总功(常称此功为气缸指示功)为:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 = p_2 V_2 - \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_1 V_1 \quad (12-3-18)$$

此式各项按所代表的面积之和应为 4—1—2—3—4 所围面积。此面积可以用积分形式表示为:

$$W = p_2 V_2 - \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_1 V_1 = \int_{p_1}^{p_2} V dp \quad (12-3-19)$$

(四) 不同压缩过程的指示功

下面我们讨论压缩过程分别为等温、绝热、多变三种不同过程时的指示功。

(1) 等温过程 如前所述,等温过程的两个状态间应有下面关系:

$$p_2 V_2 = p_1 V_1$$

故有总的循环功为:

$$\begin{aligned} W_{\text{等}} &= p_1 V_2 - \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_1 V_1 = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = p_1 V_1 \int_{V_2}^{V_1} \frac{dV}{V} = p_1 V_1 \ln \frac{V_1}{V_2} \\ &= 2.303 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1} \end{aligned} \quad (12-3-20)$$

(2) 绝热过程 由于有 $p_1 V_1^K = p_2 V_2^K = p V^K = \text{常数}$ 关系,故总功:

$$W_{\text{绝}} = \int_{p_1}^{p_2} V dp = V_1 p_1^{\frac{1}{K}} \int_{p_1}^{p_2} \frac{1}{p^{\frac{1}{K}}} dp = \frac{K}{K-1} V_1 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (12-3-21)$$

(3) 多变过程 仿照绝热过程的关系,多变过程总功为

$$W_{\text{多}} = \frac{n}{n-1} V_1 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (12-3-22)$$

三种压缩过程,从示功图中可以看出,等温压缩示功图所表示的面积最小,即耗功最省,绝热过程最大,多变过程居中。由此可得出结论,空压机工作过程中,气缸需要冷却。如不顾及其它情况,应当是冷却温度越低越好,力求实现等温压缩,以提高空压机效率。只是由于气缸温度过低,会引起缸内壁出现冷凝水珠,因而在实际运行中气缸温度不能太低。

四、空压机的实际工作循环

空压机的实际循环要比理论循环复杂的多,其原因是:

(1) 空压机的气缸,考虑到制造、安装及温度变化对零件尺寸影响等因素,实际气缸必须有一定大小的余隙容积;

(2) 进、排气阀实际上是有阻力的,实际的进气压力要比理论上的低,排气压力也会高于理论的排气压力;

(3) 压缩过程中,气体与缸壁是有热交换的,开始进入气缸的气体温度一般都低于气缸温度,因而要从气缸吸热,而经过压缩后又会高于气缸温度,因而又会向气缸放热;

(4) 实际气缸不可能完全密封,总会有漏气现象,这将对压缩过程产生一定影响;

(5) 阀室的容积是有限的,这使进、排气过程产生一定脉动,这也会影响到进、排气压力变化。

由于有上述原因,使得空压机的进、排气量与理论的进、排气量产生差别。

在图 12-3-5 中, V_0 代表活塞余隙容积。当活塞自排气终了返回时,气缸内存在于余隙中的高压气体开始膨胀,压力自 p_d 下降。当压力沿膨胀线 cd 下降到 p_s 时,由于进气阀存在阻力和惯性,气缸还不能吸气。只有在压力继续下降到 d 点,气体膨胀完了,外部气体才在克服吸气阀阻力情况下进入气缸。如以 V_s 表示实际吸进气体的容积, V_h 表示活塞行程容积,则进气系数:

$$\lambda_s = \frac{V_s}{V_h} \quad (12-3-23)$$

上式可写成如下形式:

$$\lambda_s = \frac{V'_s}{V_h} \times \frac{V''_s}{V'_s} \times \frac{V_s}{V''_s} = \lambda_v \lambda_p \lambda_T \quad (12-3-24)$$

式中 $\lambda_v = \frac{V'_s}{V_h}$ ——由于气体膨胀占去一部分容积,使吸气量减少,称为容积系数;

$\lambda_p = \frac{V''_s}{V'_s}$ ——由于进气压力低于原始压力 p_s ,使进气量减少的系数,称压力系数;

$\lambda_T = \frac{V_s}{V''_s}$ ——由于进入气缸内气体温度升高,使进气量比原始温度的气体体积减小的系数,称为温度系数;

除此之外,由于气缸密封不严,产生漏气,由于空气内含有水分,加压以后形成水,都会影响气缸内气体量,最终影响到排气量。故还应加漏气系数 λ_l 和湿度系数 λ_ϕ 。考虑到上述诸因素影响,总的排气系数:

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_l \lambda_\phi \quad (12-3-25)$$

对于矿用 2 级 L 型空压机的 λ 值一般为 0.7~0.82,排气量大的空压机取大值。

由此,空压机的实际排气量:

$$Q = V_h \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_l \lambda_\phi n = \lambda V_h n \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (12-3-26)$$

式中 V_h ——气缸行程容积,单作用气缸 $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S$,双作用气缸 $V_h = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) S$;

D ——气缸直径,mm;

d ——活塞杆直径,mm;

n ——空压机转速,r/min;

其它符号意义同前。

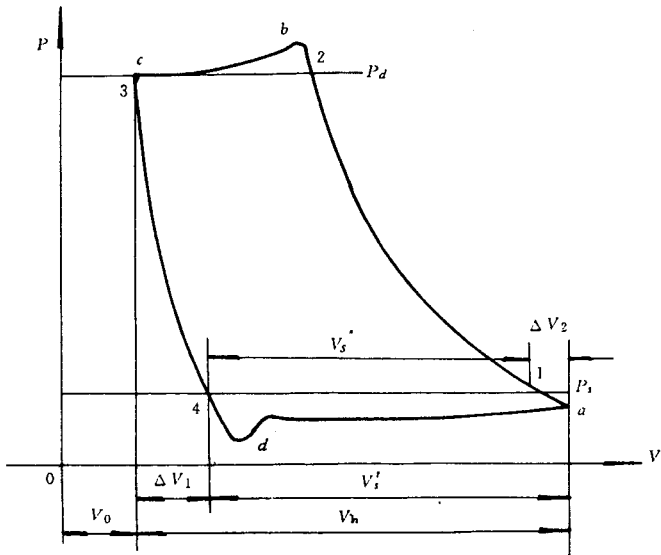


图 12-3-5 实际循环进气量计算图

第三节 矿用 L 型活塞式空压机构造

本节以 4L-20/8 和 5L-40/8 两种型号空压机为例讲述 5L 型空压机的主要零部件构造。图 12-3-6 及 12-3-7 分别为 4L-20/8 及 5L-40/8 空压机结构总装图。下面分别介绍其主要零部件构造。

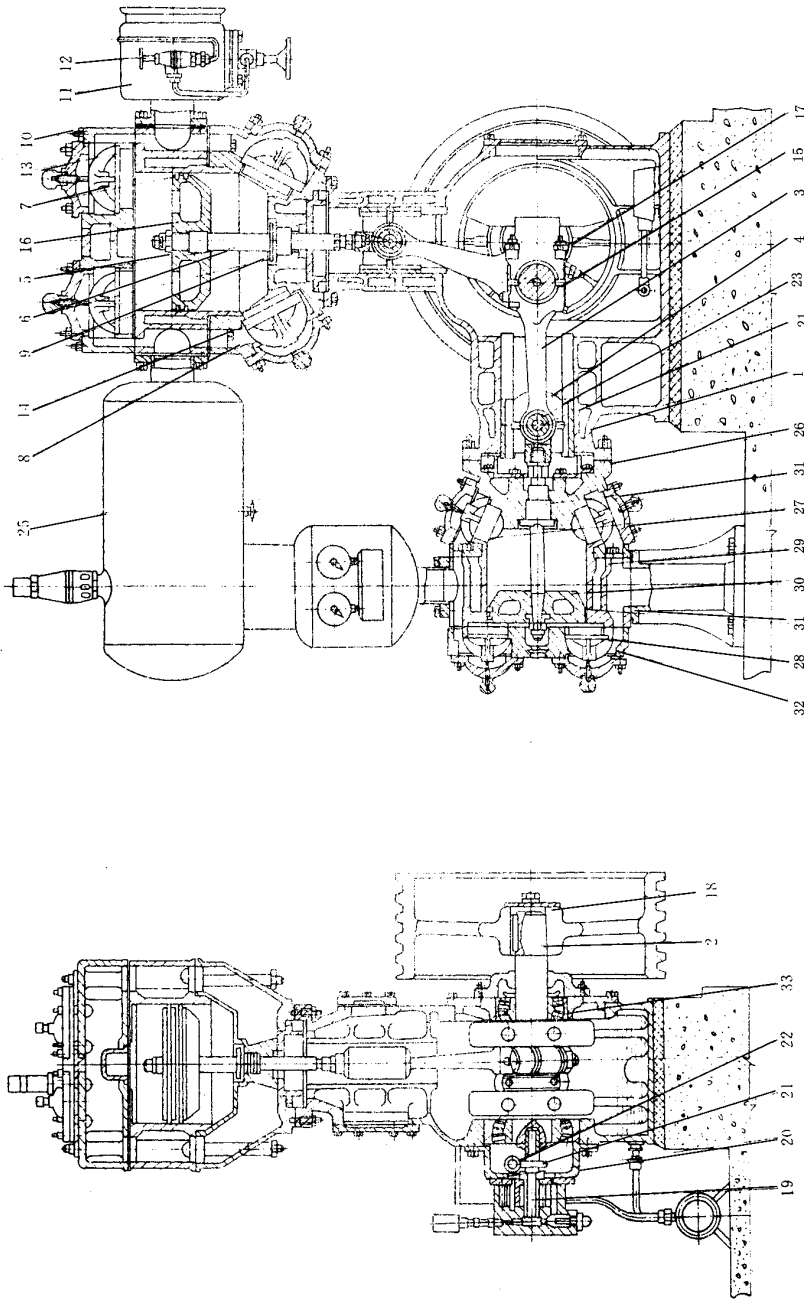


图 12-3-6 4L-20/8 型空压机结构总装图

- 1—机身；2—曲轴；3—连杆；4—十字头；5—活塞杆；6—一级填料函；7—一级活塞环；
 8—一级气缸座；9—一级气缸；10—一级减荷阀组件；11—减荷调节阀；12—一级吸气阀组；
 14—注油器；15—一级排气阀组；16—一级活塞；17—连杆螺栓；18—三角皮带轮；19—齿轮泵组件；
 20—二级吸气阀组；21、22—蜗轮及蜗杆；23—十字头铜套；24—十字头销；25—中间冷却器；26—二级气缸座；
 27—二级排气阀组；28—二级气缸；29—二级活塞；30—二级活塞环；31—二级填料函
 32—二级气缸盖；33—滚动轴承；34—二级填料函

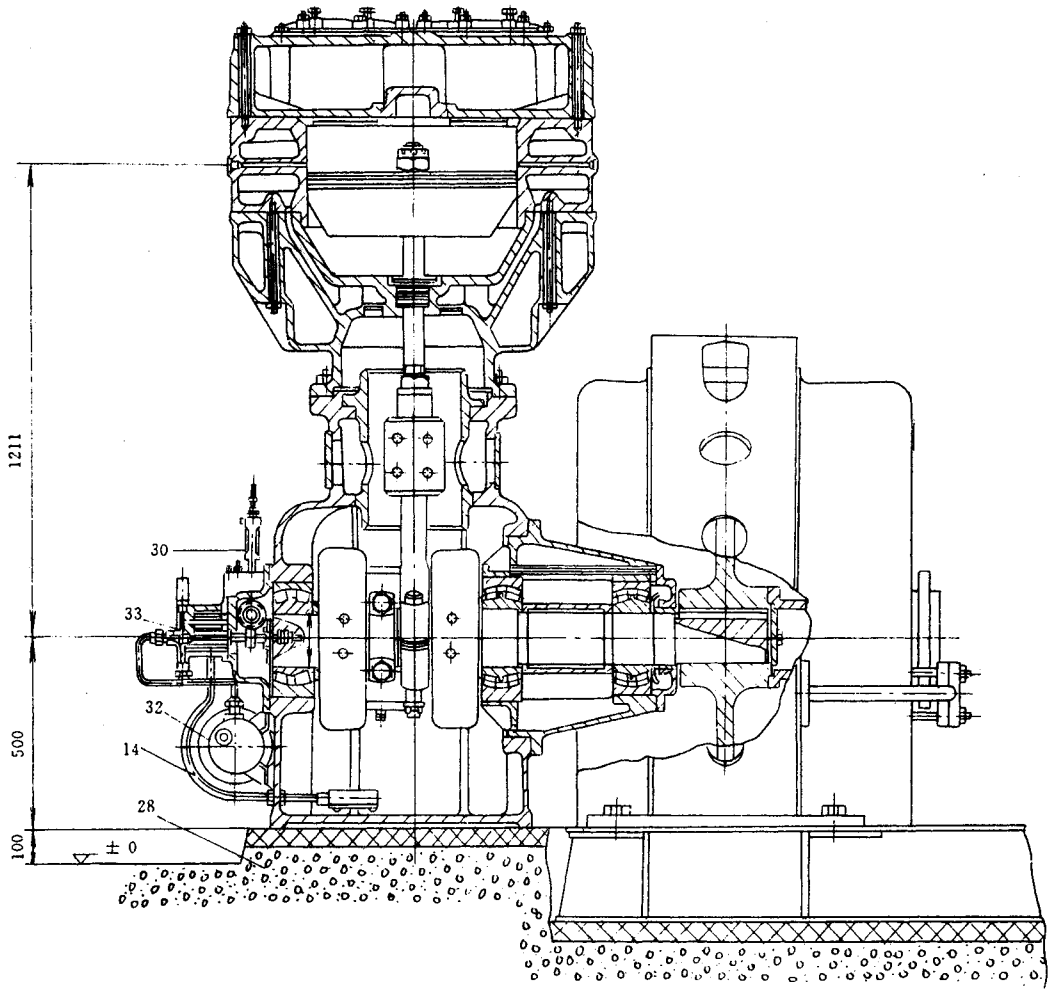
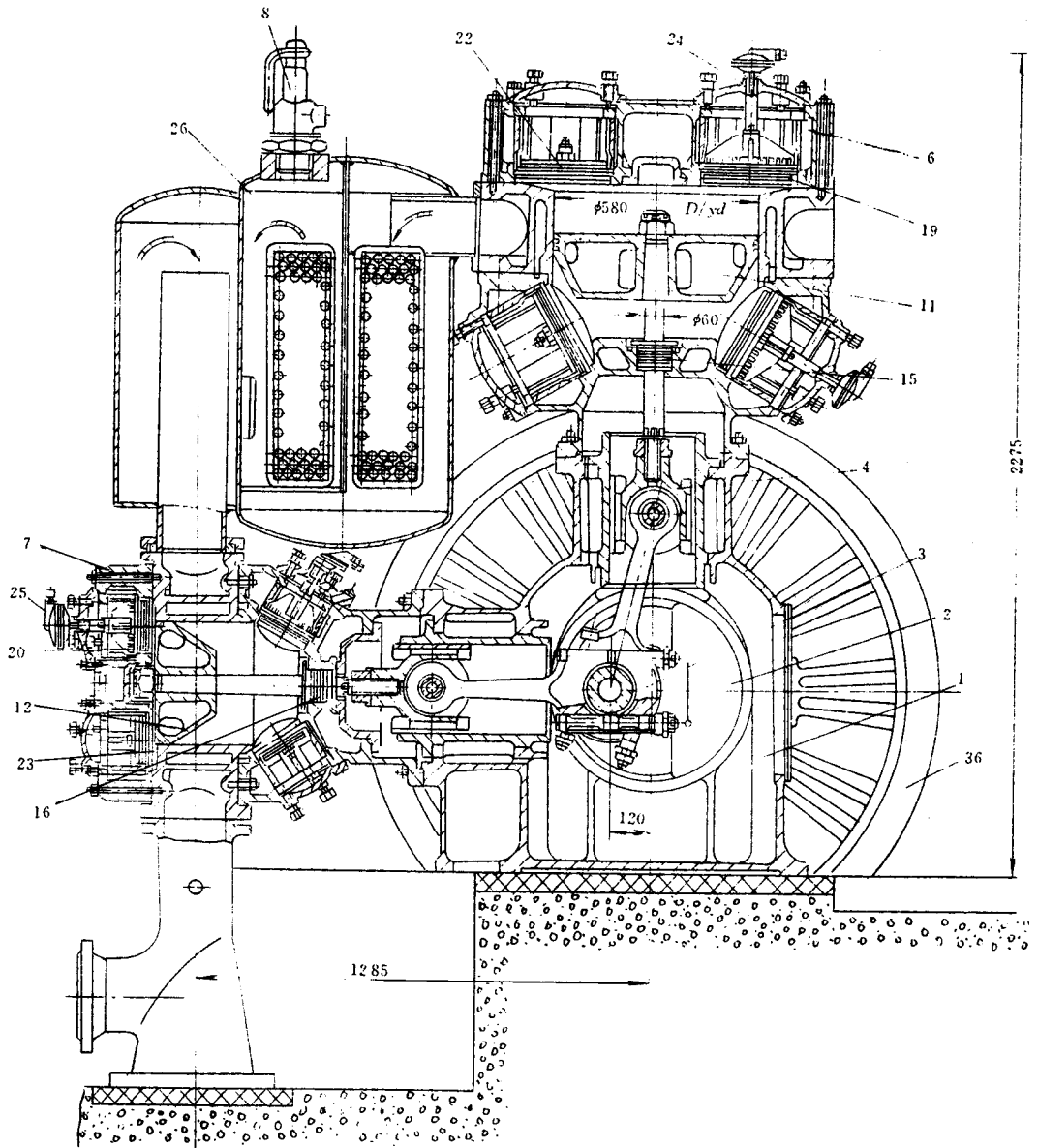


图 12-3-7 5L-40/8 型空压机

- 1—机身组件 2—曲轴组件 3—连杆组件 4—十字头组件；
8—安全阀 11—一级活塞组件 12—二级活塞组件 14—油管；
19—一级吸气阀组件 20—二级吸气阀组件 22—一级排气阀组件；
25—二级顶开吸气阀装置 26—中间冷却器 28—地基；



结构总装图

- 6—一级气缸组件 7—二级气缸组件；
 15—一级填料组件 16—二级填料组件；
 23—二级排气阀组件 24—一级顶开吸气阀装置；
 30—注油器及油管 32—油冷却器 33—油泵组件 36—电机

一、机座组件

机座组件包括机身、曲轴、连杆和十字头等零部件。

机身(见图 12-3-8)是空压机的最大零件,它由铸铁铸造,它的正面布置成直角形(L形),它的作用是支撑空压机的主要零部件。

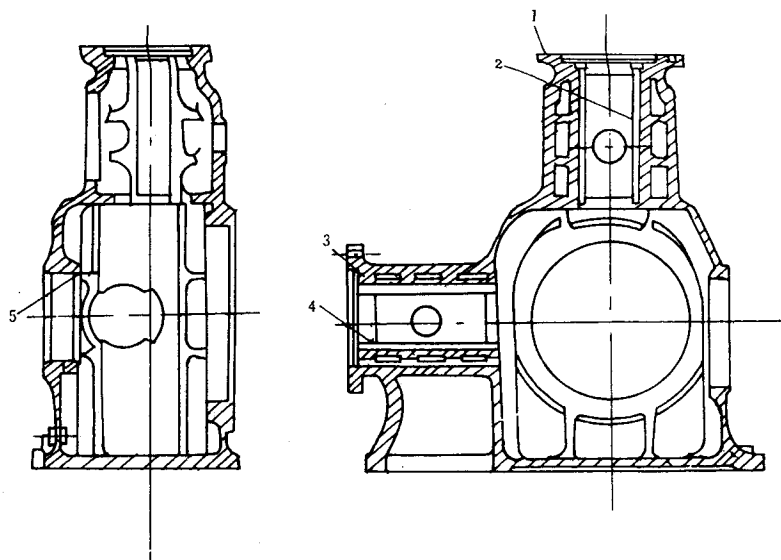


图 12-3-8 4L—20/8 型空压机机身

1—立列贴合面 2—十字头导轨 3—卧列贴合面 4—十字头导轨 5—轴承孔

曲轴(见图 12-3-9)为传递动力的主要零件,穿在机身之中,它由球墨铸铁铸成。由于受力比较复杂,故不仅要求它有足够的强度和疲劳强度,还必须具有足够的刚度及耐磨性。这种曲轴为单曲拐型式,其上装有两支连杆,两端穿入球面向心轴承,架在机身上。伸出去的一端,在 4L—20/8 空压机上装的是皮带轮,在 5L—40/8 及更大的空压机上,则装的是靠背轮,与电机直连。另一端插有传动齿轮油泵的小轴,经此小轴上的蜗杆传动蜗轮,使装在此蜗轮轴上的凸轮机构带动柱塞泵,给油加压润滑气缸。齿轮泵出来的油通过本身小轴中心孔进入曲轴中心孔润滑各运动副。

连杆(见图 12-3-10)小头孔内装有一整圆铜轴套,穿入钢质浮动销与十字头相连。大头为分解式,轴孔内嵌挂巴氏合金轴瓦,通过螺栓连接在曲轴上。连杆材料通常也由球墨铸铁铸成。

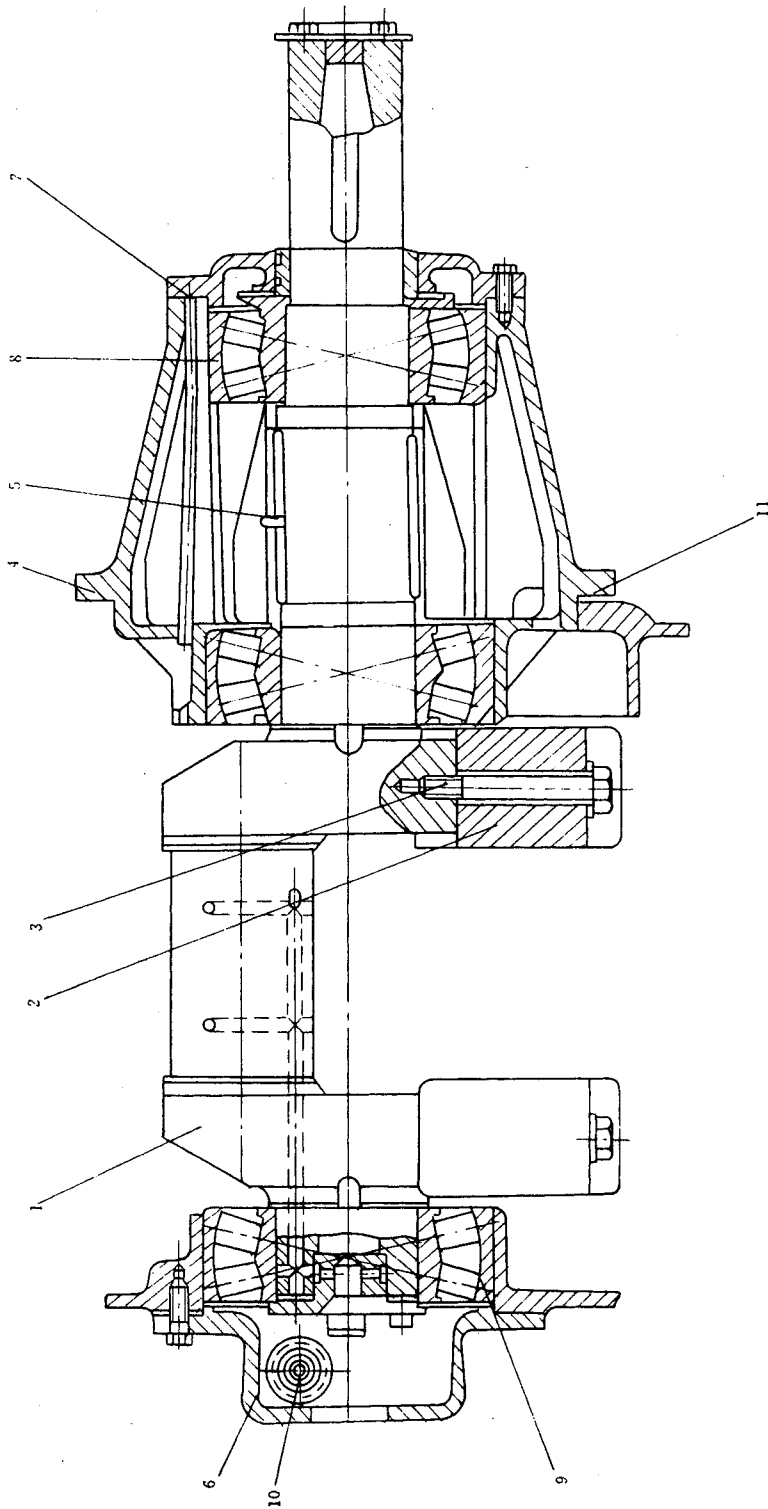


图 12-3-9 曲轴组件

1—曲轴；2—平衡铁；3—连接平衡铁螺钉；4—轴承支架；5—抛油圈；6，7—轴承盖；
8，9—轴承；10—传动油泵的蜗轮蜗杆组件；11—轴承架

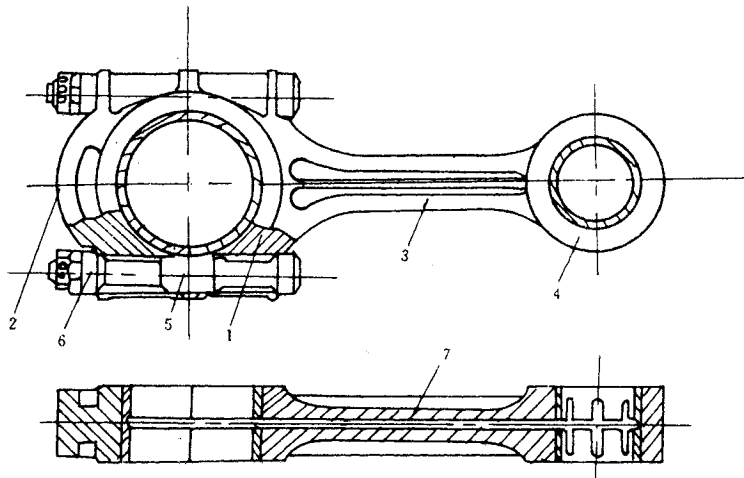
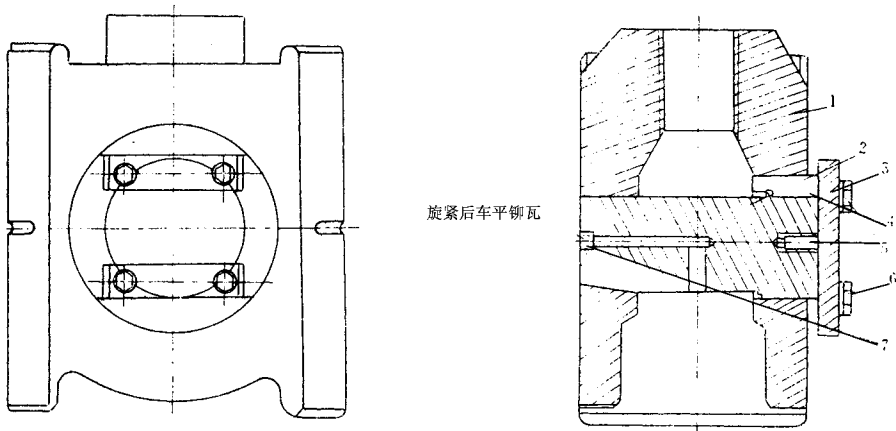


图 12-3-10 连杆

- 1—木头 2—大头盖 3—杆体 4—小头；
5—连杆螺栓 6—连杆螺母 7—油孔

十字头(见图 12-3-11)的一端用螺纹与活塞连接(这种连接方式便于调节余隙容积大小)。十字头另一端通过十字头销与活塞杆连接,二者的摩擦面通过连杆中心孔来的润滑油润滑。材料为铸铁。



旋紧后车平铆瓦

图 12-3-11 十字头

- 1—十字头体 2—十字头销 3—盖 4—键 5—螺栓 6—止动垫片 7—螺塞

二、气缸部件

气缸作为一个整体部件用螺栓连接在机身上,包括有气缸、活塞、滑动密封元件以及气阀等。

气缸(参看图 12-3-6 及 12-3-7 中的 8、29、6、7 等组件)由缸盖、缸体和缸座三部分组成。气缸铸成双层壁,中间通冷却水冷却气缸。缸盖和缸座上各有四个阀室,分别安装两个进气阀和两个排气阀。水路和气路相互隔开,各结合面均以石棉胶垫密封。

活塞(图 12-3-12)采用灰铸铁铸造。活塞杆和活塞用锥面配合,其端部用锁紧螺母紧固。活塞杆另一端与十字头用螺纹连接。

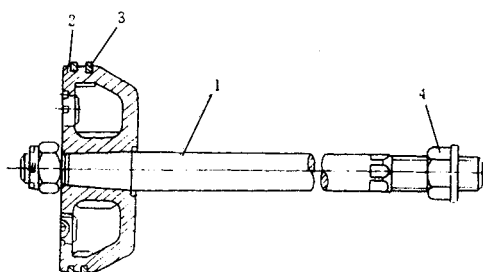


图 12-3-12 活塞部件

1—活塞杆 2—活塞 3—活塞环 4—锁紧螺母

活塞上装有活塞环,它镶嵌在活塞上的环槽内,以密封活塞与气缸之间的间隙。活塞环为一开口圆环,本身又具有一定弹性,所以它在运动时,其外圆会始终紧贴气缸内筒面,背向高压气体的一侧紧压在环槽上,以达到阻塞间隙,密封气体的作用。活塞环还有布油和导热作用。为防止开口处泄漏气体,各环的开口应互相错开。

在复动式空压机中,由于活塞杆穿过缸座,故必须加以密封,以防压缩气体外泄。L 型空压机采用铸铁材料的挡油圈、密封圈组成的填料箱做为活塞杆的密封装置。

三、气阀组件

4L—20/8 型空压机采用的吸排气阀如图 12-3-13 所示。1 级和 2 级的吸、排气阀的构造是一样的。5L—40/8 型空压机的吸、排气阀除在尺寸和阀片的大小和数量上不同之外,其它结构均类似。

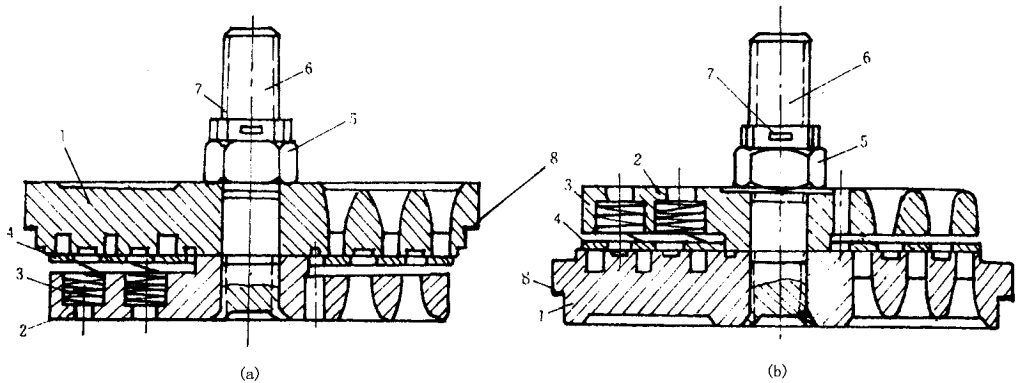


图 12-3-13 气阀组件

a—吸气阀 b—排气阀

1—阀座 2—阀盖 3—弹簧 4—阀片 5—螺帽 6—螺栓 7—开口销 8—垫

气阀由阀座、阀片、升程限制器、阀盖、弹簧和螺栓螺帽等组成。由于气阀是压缩空气的重要通道，故在使用中要注意经常性的维护检修，及时清洗粘着物，对提高空压机的运行效率和减少事故都十分重要。

四、附属组件

L 型空压机的主要附属组件有两个，一是滤风器，另一个是储气罐（风包）。

（一）滤风器（图 12-3-14）

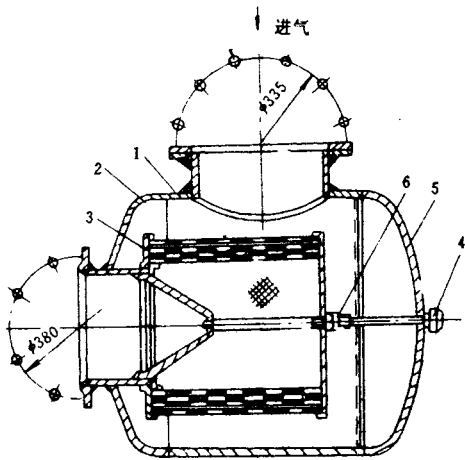


图 12-3-14 滤风器

1—筒体 2、5—封头 3—过滤网 4—螺母 6—螺帽

空压机滤风器的作用是将进入空压机之前的气体进行过滤，以防止气体中的灰尘和其它杂物进入气缸。因为灰尘和杂物进入气缸后，会与高温气体和润滑油混合，粘附在

气阀和气缸壁上,可引起气阀不严和加快气缸与活塞部件的磨损,导致排气温度升高,功率消耗增大,排气量减少,还会降低零部件寿命。所以,空压机必须在进气管处设置滤风器。

滤风器在技术上要求对空气不但起过滤作用,还要求其空气流动阻力尽量小。在滤风器中空气的流动速度不应超过 $1 \sim 1.5 \text{ m/s}$,阻力损失不应超过 50 mm 水柱 (500 Pa),超过时应予清洗。进入气缸气体的含尘量不大于 0.03 mg/m^3 。

滤风器通常由空压机生产厂随机供应。安装使用时,要注意环境清洁、干燥、通风良好,最好设在阴凉处。

(二) 储气罐(风包)

储气罐(图 12-3-15)的作用是降低活塞式空压机排气量周期性的脉动,使输气管中能够比较稳定的供气。此外,还可以起到分离压缩气体中的油水和储存一定数量压缩空气的作用。储气罐设有清洗用的人孔、安全阀及压力表接口。

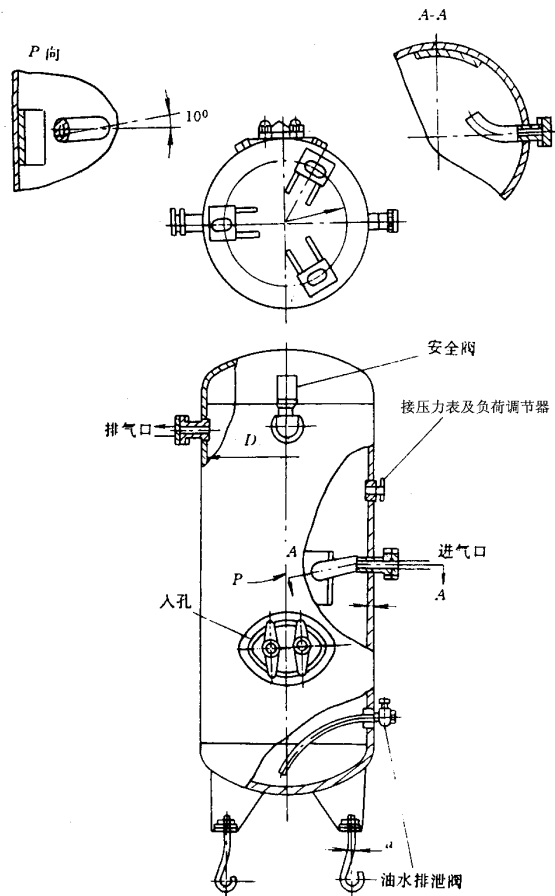


图 12-3-15 储气罐

空压机原则上每台应单独设置储气罐,由空压机生产厂家随机供应,应注意安装环境的均干燥和阴凉。

第四节 L 型空压机调节系统

由于采矿生产所使用的风动工具和设备的台数是经常变化的,使得供气量也经常变化,因而空压机为了适应这种变化,在运转中必须能够进行调节。下面我们来介绍 4L—20/8 型和 5L—40/8 型两种空压机使用的调节方法。

一、4L—20/8 型空压机的调节方法

在这种空压机上使用的调节方法是采取切断进气路的办法实现的。这种调节装置如图 12-3-16 所示。它的工作原理是这样的:当空压机供气量超过耗气量时(风动工具和设备部分或全部停止工作),储气罐内气体压力升高。当这个压力超过一定值(这个数值可人为地进行调节)时,气体就会顶开调压器(见图 12-3-17,该调压器装在减荷阀前面)的阀 2,使高压气体通过调压器进入减荷阀(调节器)的活塞缸 2,推动活塞关闭蝶形阀 1,使进入空压机气缸的气体通路切断,空压机停止进气,处于空运行状态。这时,如果使用的风动工具和设备又开始工作,因而使耗气量增加,造成储气罐内压力下降,当压力降到一定值(这个值也是人为定的)时,压力调节器中的阀 2 在弹簧 4 和拉杆 3 的作用下复位,切断高压气体通往减荷阀的通路,蝶形阀借助弹簧 4 的作用力重新打开,空压机开始进气,恢复正常运转。

空压机停机启动时,可旋转手轮 3 使之与其相连的丝杆顶开阀芯 1,使进气通道关闭,以达到空压机空载启动的目的。

4L—20/8 型空压机的这种调节方法,具有结构简单,经济性好,安全可靠,使用方便等优点。消耗功率约为额定功率的 2~3%。

二、5L—40/8 型空压机的调节方法

这种空压机的调节方法是采用压开进气阀的方法,达到空压机空运行的调节目。图 12-3-18 是 5L—40/8 型空压机压开吸气阀调节装置的结构示意图。这种调节方法的工作原理是这样的:当风动工具和设备工作台数减少时,导致耗气量下降,因而引起储气罐内气体压力升高。当压力超过某一标定压力时,压力调节器(见图 12-3-17)阀 2

被顶开,储气罐内的气体经过压力调节器通道,进入到橡皮薄膜 11 的上腔,橡皮薄膜受到气体压力的作用鼓,推动顶板 13 使顶杆 14 和顶杆座 17 作用在顶脚 1 上,顶脚 1 压开吸气阀的阀片,使吸处在常开状态,空压机照常吸气,但由于吸气阀不能关闭,吸入的气体又从吸气阀排出空压机处在不能压缩气体的空运行状况。恢复时,由于压力调节器复位,作用在橡皮薄膜 11 上的压力卸除,顶脚 1 受弹簧 3 的张力向上托起,使吸气阀恢复到原来的正常状态,空压机恢复供气。

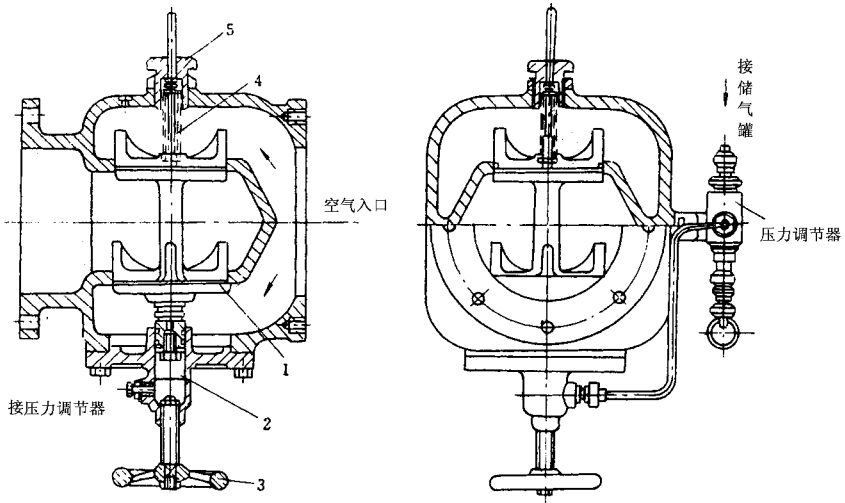


图 12-3-16 减荷阀

1—蝶形阀 2—活塞缸 3—手轮 4—弹簧 5—调节螺母

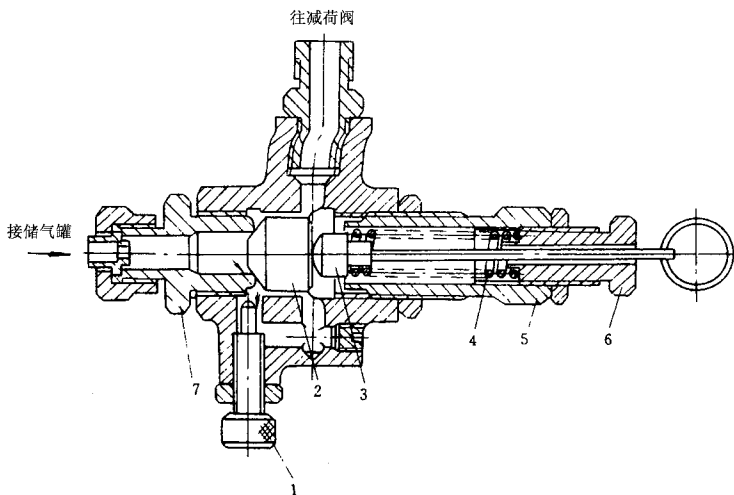


图 12-3-17 压力调节器

1—调节螺钉 2—阀 3—拉杆 4—弹簧 5—大调节螺管 6—小调节螺管 7—阀座

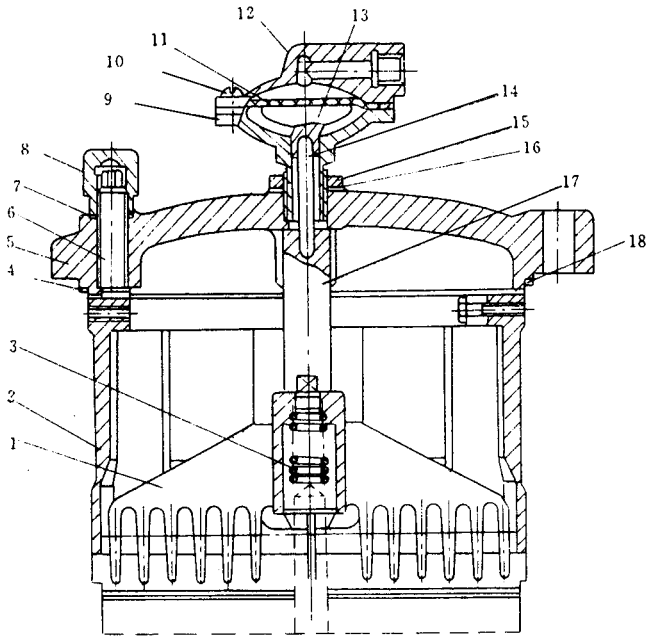


图 12-3-18 压开吸气阀调节装置

- 1—顶脚 2—制动圈 3—弹簧 4—垫 5—阀盖；
6—气阀压紧螺钉 7—垫 8—气阀压紧螺帽 9—接管下座；
10—半圆头螺钉 11—薄膜 12—接管上盖 13—顶板 14—顶杆；
15—锁紧螺帽 16—垫 17—顶杆座 18—止紧螺钉

对于两级空压机,两级均应有压开吸气阀装置。复动式空压机根据实际情况,可只压开轴侧或盖侧吸气装置,也可两侧同时压开,这样就可分别实现零供气、50%供气和100%供气的三级调节。

第五节 L 型空压机的润滑系统

为了减轻空压机中零件间相互运动部位的磨损,节省摩擦功率,降低由于零件相互摩擦热所提高的温度及增强有关容积的密封性,空压机必须有完善的润滑系统。空压机的润滑系统主要有两个,一个是气缸系统,一个是传动系统。

一、气缸系统的润滑

图 12-3-19 为 4L—20/8 型空压机润滑系统原理图,其中标有Ⅲ的部分为球阀式注油器。由空压机曲轴带动的蜗杆 3 传动蜗轮减速后,使此蜗轮轴上的凸轮 17 旋转。注油器上的杠杆 18 受凸轮控制上下摆动,使得柱塞 19 在弹簧作用下紧靠在杠杆的一端随杠杆上下运动。当柱塞向下运动时,其上腔产生真空,油箱 22 中的润滑油经滤油网沿吸油管 21 上升,推开球形单向阀 20 进入柱塞上腔。当柱塞上行时,此空腔内的油受压推动单向阀 20 关闭,同时压开排油阀,将润滑油送入各气缸内润滑气缸。

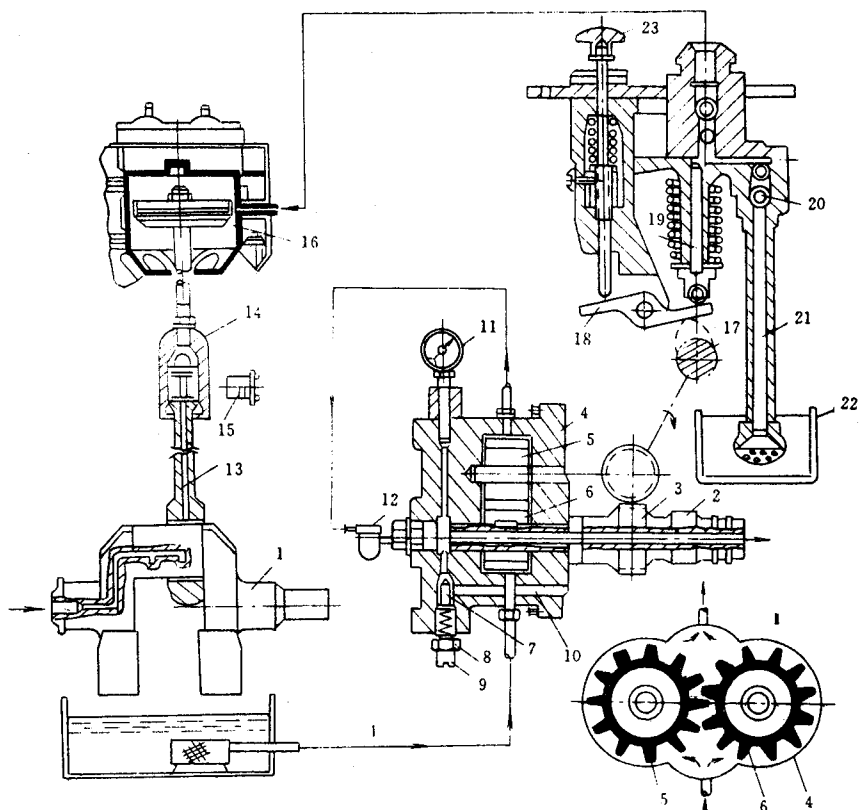


图 12-3-19 4L—20/8 型空压机润滑系统原理图

- 1—曲轴 2—传动空心轴 3—蜗轮、蜗杆 4—外壳 5—从动轮；
 6—主动轮 7—油压调节阀 8—螺帽 9—调节螺钉 10—回油管 11—压力表；
 12—滤油器 13—连杆 14—十字头 15—十字头销轴 16—气缸 17—凸轮；
 18—杠杆 19—柱塞阀 20—球阀 21—吸油管 22—油槽 23—顶杆

顶杆 23 为空压机启动前手动润滑按杆 ,它还有调节柱塞行程作用 ,以改变排油量大小。

二、传动系统的润滑

图 12-3-19 中的 II 部分表示的是齿轮泵 ,它由插在空压机曲轴 1 一端的空心小轴传动。润滑油由油箱经粗过滤后进入齿轮泵加压 ,再经细过滤器 12 进入齿轮泵主动轮 6 的空心轴 ,经曲轴中心油孔送到连杆大头轴瓦 ,再经连杆 13 的中心油孔进入小头轴瓦、十字头销 15、最后进入机身上十字头导轨 ,完成传动系统的各部位润滑。

第六节 空压机设备选择

一、总的原则

- (1) 所选空压机设备必须能满足整个矿山服务年限内 ,风量及风压最大时的需要 ;
- (2) 一个空压机站一般只准选用同一型号同一制造厂的产品 ,大小规格不宜超过两种 ,还应照顾到矿山发展的需要 ;
- (3) 一个空压机站安装空压机台数最多不宜超过 6 台。备用台数按大于计算供气量的 20% 考虑 ,移动式空压机备用量应不少于 30% ,但都不应少于一台 ;
- (4) 空压机站最好设置油水分离装置 ,以利废油利用和防止污染环境。

二、工作内容

- (1) 事先必须掌握有关风动工具和风动机械配置状况、型号、台数及所处标高等资料 ;
- (2) 决定空压机型号、台数及输气管道 ;
- (3) 提出优化了的经济技术指标及造价 ;
- (4) 绘制出空压机站平面布置图。

三、空压机型号和台数的决定

(一) 矿井所需供气量的计算

根据矿井所使用的风动工具和风动机械的台数、种类、耗气量及输气管路沿途泄漏

等因素,总的耗气量可采用下式计算:

$$Q = \alpha_1 \alpha_2 y \sum n_i q_i k_i, \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (12-3-27)$$

式中 α_1 ——管路漏气系数,管长 < 1km 时, $\alpha_1 = 1.1$, 管长 = 1 ~ 2km 时, $\alpha_1 = 1.15$,
管长 > 2km 时, $\alpha_1 = 1.2$;

α_2 ——风动设备磨损后,耗气量增加的系数;

y ——海拔高度修正系数,当海拔高度为 500m 时,取 $y = 1.05$,以后每增加
100m,系数 y 增加 0.01;

n_i ——同型号风动设备同时使用台数;

q_i ——每台风动设备的耗气量, m^3/min ;

k_i ——同型号风动设备的同时工作系数。

为了计算方便,将 α_1 、 α_2 、 k_i 三个系数在不同的风动工具中所应选取的数值列于表
12-3-1,以供查用。

(二) 空压机出口压力的决定

决定空压机出口压力 p_p ,主要应考虑管路损失之后,仍有足够的压力满足风动设备
所需压力 p_h 的要求。通常采用下式估算:

$$p_p = p_h + \sum \Delta p + 0.1 \quad \text{MPa} \quad (12-3-28)$$

式中 p_h ——风动工具的额定工作压力,MPa;

0.1——橡胶软管,旧管及上下山因素影响需要增加的压力值,MPa;

$\sum \Delta p$ ——输气管路最长一路管道损失压力之和,为了简化计算,可用下式计
算:

$$\sum \Delta p = (0.03 \sim 0.04) L \quad \text{MPa} \quad (12-3-29)$$

式中 L ——最长一路管道长度,km。

国产低压空压机排气压力在 0.7 ~ 0.8MPa 表压范围内,而风动工具的工作压力一
般在 0.5 ~ 0.6MPa 范围内,只要输气距离不是很长,均可满足要求。

(三) 空压机台数的决定

依据计算所得供气量 Q 的大小,在空压机产品样本中选定合适的机型和台数。表
12-3-2、表 12-3-3 列出了中小矿山常见的固定式及移动式空压机型号和性能,供选
用时参考。

表 12-3-1 压缩空气需用量表（未计及高度修正系数）

台数	同时 工作 系数	03-11 型风镐 (1m³/min)						YT-18 型潜岩机 (2.5m³/min)						YT-25 型潜岩机 (2.6m³/min)						YT-26G 型潜岩机 (4.5m³/min)					
		L<1km		L>2km		L=1~2km		L<1km		L>2km		L=1~2km		L<1km		L>2km		L=1~2km		L<1km		L=1~2km		L>2km	
		a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.12	a ₂ =1.15	a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.12	a ₂ =1.15	a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.12	a ₂ =1.15	a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.1	a ₂ =1.15	a ₁ =1.15	a ₂ =1.15	a ₁ =1.12	a ₂ =1.15
		a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15	a ₂ =1.15
1	1	1.27	1.32	1.38	1.38	3.16	3.30	3.45	3.45	3.45	3.45	3.29	3.45	3.29	3.45	3.60	3.60	5.7	5.95	5.7	5.95	5.7	5.95	6.20	6.20
2	0.99	2.51	2.62	2.74	2.74	6.26	6.54	6.82	6.82	6.82	6.82	6.50	6.82	6.50	6.82	7.10	7.10	11.1	11.80	11.1	11.80	11.1	11.80	12.30	12.30
3	0.98	3.72	3.89	4.06	4.06	9.30	9.70	10.20	10.20	10.20	10.20	9.65	10.20	9.65	10.20	10.60	10.60	16.8	17.50	16.8	17.50	16.8	17.50	18.20	18.20
4	0.96	4.86	5.08	5.30	5.30	12.15	12.70	13.22	13.22	13.22	13.22	12.60	13.22	12.60	13.22	13.80	13.80	21.9	22.8	21.9	22.8	21.9	22.8	23.75	23.75
5	0.94	5.95	6.22	6.49	6.49	14.90	15.60	16.20	16.20	16.20	16.20	15.22	16.20	15.22	16.20	16.90	16.90	26.8	28.0	26.8	28.0	26.8	28.0	29.1	29.1
6	0.92	6.99	7.30	7.61	7.61	17.43	18.20	19.00	19.00	19.00	19.00	18.15	19.00	18.15	19.00	19.85	19.85	31.5	33.0	31.5	33.0	31.5	33.0	34.25	34.25
7	0.90	7.97	8.34	8.70	8.70	20.00	20.75	21.75	21.75	21.75	21.75	20.75	21.75	20.75	21.75	22.70	22.70	35.9	37.5	35.9	37.5	35.9	37.5	39.0	39.0
8	0.89	9.01	9.42	9.84	9.84	22.50	23.5	24.6	24.6	24.6	24.6	23.4	24.6	23.4	24.6	25.6	25.6	40.5	42.3	40.5	42.3	40.5	42.3	44.4	44.4
9	0.87	9.90	10.35	10.80	10.80	24.75	25.9	27.0	27.0	27.0	27.0	25.7	27.0	25.7	27.0	28.2	28.2	44.5	46.5	44.5	46.5	44.5	46.5	48.5	48.5
10	0.85	10.76	11.25	11.75	11.75	26.10	28.0	29.4	29.4	29.4	29.4	28.0	29.4	28.0	29.4	30.5	30.5	48.5	50.5	48.5	50.5	48.5	50.5	52.7	52.7
11	0.84	11.70	12.25	12.87	12.87	29.25	30.5	32.0	32.0	32.0	32.0	30.5	32.0	30.5	32.0	33.4	33.4	52.5	55.0	52.5	55.0	52.5	55.0	57.3	57.3
12	0.84	12.78	13.34	13.91	13.91	30.00	33.3	35.0	35.0	35.0	35.0	33.2	35.0	33.2	35.0	36.4	36.4	57.5	60.0	57.5	60.0	57.5	60.0	62.5	62.5
13	0.83	13.89	14.30	14.91	14.91	34.15	35.6	37.2	37.2	37.2	37.2	35.5	37.2	35.5	37.2	38.9	38.9	61.5	64.0	61.5	64.0	61.5	64.0	67.0	67.0
14	0.83	14.70	15.36	16.04	16.04	36.8	38.4	40.0	40.0	40.0	40.0	38.25	40.0	38.25	40.0	41.9	41.9	66.0	69.0	66.0	69.0	66.0	69.0	72.0	72.0
15	0.82	15.50	16.26	16.98	16.98	39.0	40.5	42.4	42.4	42.4	42.4	40.5	42.4	40.5	42.4	44.1	44.1	70.0	73.0	70.0	73.0	70.0	73.0	76.0	76.0
16	0.82	16.60	17.37	18.10	18.10	41.5	43.2	45.2	45.2	45.2	45.2	43.1	45.2	43.1	45.2	47.0	47.0	74.7	80.0	74.7	80.0	74.7	80.0	81.2	81.2
17	0.81	17.41	18.27	19.0	19.0	43.6	45.5	47.5	47.5	47.5	47.5	45.3	47.5	45.3	47.5	49.5	49.5	78.3	82.0	78.3	82.0	78.3	82.0	85.3	85.3
18	0.81	18.45	19.30	20.1	20.1	46.2	48.1	50.2	50.2	50.2	50.2	48.0	50.2	48.0	50.2	52.5	52.5	83.0	87.0	83.0	87.0	83.0	87.0	90.5	90.5
19	0.80	19.25	20.13	21.0	21.0	48.2	50.2	52.5	52.5	52.5	52.5	50.0	52.5	50.0	52.5	54.5	54.5	86.6	90.5	86.6	90.5	86.6	90.5	94.2	94.2
20	0.80	20.21	21.20	22.1	22.1	50.8	53.0	55.3	55.3	55.3	55.3	52.6	55.3	52.6	55.3	57.5	57.5	91.0	95.0	91.0	95.0	91.0	95.0	99.0	99.0
21	0.79	21.0	22.0	22.9	22.9	52.5	54.9	57.2	57.2	57.2	57.2	54.6	57.2	54.6	57.2	59.8	59.8	94.6	99.0	94.6	99.0	94.6	99.0	103	103
22	0.79	22.0	23.0	24.0	24.0	55.0	57.5	60.0	60.0	60.0	60.0	57.2	60.0	57.2	60.0	62.5	62.5	99.5	104	99.5	104	99.5	104	108	108
23	0.78	22.7	23.75	24.8	24.8	57.8	59.0	62.0	62.0	62.0	62.0	59.0	62.0	59.0	62.0	64.5	64.5	10.2	107	10.2	107	10.2	107	111.4	111.4

台数	同时 工作 系数	03-11 型风镐 (1m³/min)			YT-18 型凿岩机 (2.5m³/min)			YT-25 型凿岩机 (2.6m³/min)			YT-26G 型凿岩机 (4.5m³/min)		
		L<1km		L>2km	L<1km		L=1~2km	L<1km		L>2km	L<1km		L>2km
		a ₁ =1.1		a ₁ =1.12	a ₁ =1.1		a ₁ =1.15	a ₁ =1.1		a ₁ =1.12	a ₁ =1.1		a ₁ =1.12
		a ₂ =1.15		a ₂ =1.15	a ₂ =1.15		a ₂ =1.15	a ₂ =1.15		a ₂ =1.15	a ₂ =1.15		a ₂ =1.15
24	0.78	23.7	24.8	25.85	59.2	61.8	65.0	61.5	65.0	67.0	106.5	111.3	116
25	0.77	24.4	25.5	26.6	61.0	63.6	66.2	63.3	66.0	69.5	109.5	114.2	119.3
26	0.77	25.3	26.5	27.6	63.3	66.1	69.0	66.0	69.0	72.0	114	119	124
27	0.76	26.0	27.15	28.3	65.0	67.7	71.0	67.5	71.0	74.0	117	122	127
28	0.76	26.9	28.0	29.4	67.2	70.0	73.5	70.0	73.5	76.6	121	126	132
29	0.75	27.5	28.8	30.0	69.0	72.0	75.0	71.5	75.0	78.2	124	130	135
30	0.75	28.5	29.8	31.1	71.3	74.3	77.5	74.0	77.5	81.0	128	134	139.5

表 12-3-2 矿山常用固定式空压机性能表

型号 性能	BV- 6/7		BV- 9/7	BV- 12/7	L ₂ - 10/8-1	L ₂ - 10/8	4L- 20/8	2D3.5 (3) - 20/7	5L- 40/8	5L- 40/8	5L- 40/8	5L- 40/8	L _s - 60/8
	型式	V	V	V	L	L	L	D	L	L	L	L	L
冷却方式	风	风	风	风	水	水	水	水	水	水	水	水	水
润滑方式	油	油	油	油	油	油	油	油	油	无油	油	油	油
活塞行程 (mm)		1470	1470	1460	120	120	240		180	180	180	240	220
转速 (r/min)		1470	1470	1460	980	980	400	583	600	584	428	428	428
排气量 (m³/min)	6	9	12	10	10	10	20	20	40	40	40	40	60
排气压力 (MPa)	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
轴功率 (kW)		58		<55	50	50	≤118		210	216	≤230	≤320	
噪声级 dB (A)				≤85			≤85		≤85	≤85	90~95		
冷却水消耗量 (m³/h)				<2.4	2.4	2.4	≤4.8		≤9.6	≤9.6	≤9.6	14.4	

性能 型号	BV- 6/7	BV- 9/7	BV- 12/7	L ₂ - 10/8-1	L ₂ - 10/8	4L- 20/8	2D3.5 (3) - 20/7	5L- 40/8	5L- 40/8	5L- 40/8	5L- 40/8	L ₈ - 60/8
	润滑油耗量 (g/h)			≤60	70	≤105		150		150		≤195
外形尺寸	长度 (mm)	1020	1240	1350	1592	1550	2340	3530	2890	3180	2500	
	宽度 (mm)	975	960	975	835	855	1165	2800	1600	1720	1830	
	高度 (mm)	1195	1195	1550	1301	1300	1930	2100	2175	2300	2300	
电 动 机	型号					Y280M -6	JR117 -8	DYB110 -10	TDK99/ 30-10	JK13- 46/10	TK250- 14/180	TDK118/ 30-14
	功率 (kW)	40	75	100	55	55	130	110	250	230	250	350
	转数 (r/min)	1470	1470	1470	980	590	730	600	600	584	428	428
贮 气 罐	电压 (V)	380	380	380		380	380	380	6000	380	6000/380	6000
	重量 (kg)						1620		3600			
	容积 (m³)				1.5	1.5	2.5		4.6	4.6	4	
	直径 (mm)					1000	1100		1300	1300	1200	
	高度 (mm)						3090		4100	4100	3850	
	重量 (kg)					420	780		1120	1120		
设备重量 (kg)	520	640	680		1300	2400	3100	4000	5000	7000		
参考价 (万元/台)	1.20	1.85	2.15			2.90	4.50	10.00	8.50	9.00	13.00	

型号 性能	BV- 6/7	BV- 9/7	BV- 12/7	L ₂ - 10/8-1	L ₂ - 10/8	4L- 20/8	2D3.5 (3) - 20/7	5L- 40/8	5L- 40/8	5L- 40/8	5L- 40/8	L _a - 60/8
制造厂	柳州空气 压缩机厂	柳州空气 压缩机厂	柳州空气 压缩机厂	西安空气 压缩机厂	自贡市空 气压缩机 厂	北京第一 通用机械 厂 江西空气 压缩机厂 沈阳气体 压缩机厂 无锡空气 压缩机厂	沈阳气体 压缩机厂	江西空气 压缩机厂	江西空气 压缩机厂	无锡空气 压缩机厂 沈阳气体 压缩机厂 重庆空气 压缩机厂	南京空气 压缩机厂 四川空气 压缩机厂	
备 注	无基础，快 装式机组 重 1.25t	无基础，快 装式机组 重 1.5t	无基础，快 装式	1985 年电 动机改用 Y 系列			井下用					

表 12-3-3 矿山常用移动式空压机性能表

型号 性能	VY- 6/7	DVY- 6/7	VY- 9/7	DVY- 9/7	VY- 12/7	DVY- 12/7	VY- 12/7	6/8DY	W- 9/7DY	LGY20- 10/7	LY31D- 12/7	LY31D- 18/7	YH- 10/7	BH- 12/7	BH- 20/7
	型式	V	V	V	V	V	V	V	W	螺杆	螺杆	螺杆	滑片	滑片	滑片
冷却方式	水	风	水	风	水	风	风	风	风	风	风	风	油	油	油
润滑方式	油	油	油	油	油	油	油	油	油	油	油	油	油	油	油
活塞行程 (mm)	112		80					120							
转速 (r/min)	1500	1470	1500	1470	1500	1470	1500	1500	1450	3770	980	1470	1500	1800	1450
排气量 (m³/min)	6	6	9	9	12	12	12	12	9	10	12	18	10	12	20
排气压力 (MPa)	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
轴功率 (kW)	53HP	40	78HP	58	102HP	74	98HP	37		≤100HP					
噪声级 dB (A)															
冷却水消耗量 (m³/h)															
润滑油消耗量 (g/h)	61.5		40		<102		120	70		150					
外形尺寸	长度 (mm)	1020	1020	1240	1240	1350	4000	3640	4120	3900	4200	4200	3900	3600	3850
	宽度 (mm)	975	975	960	960	975	1800	1800	1840	1850	2300	2300	1750	1840	2000
	高度 (mm)	1195	1195	1195	1195	1550	2100	2000	2170	2000	2700	2700	1850	2170	2200
电动机	型号	4135K-2 柴油机	6135C-1 柴油机			6135K-1 柴油机	6135AK-1 柴油机			6135C-1 柴油机	JS ₂ 355 S ₂ -6	JS ₁ 355 S ₁ -6	6135C-1 柴油机	6135K-3 柴油机	2V-135 柴油机
	功率 (kW)	80HP	40	120HP	75	150HP	100	150HP	75	120HP	95	132	108HP	150HP	240HP
	转速 (r/min)	1500	1470	1500	1470	1500	1470	1500	960	1500	980	1470	1500		
	电压 (V)		380		380						380	380			
	重量 (kg)									1300					
设备重量 (kg)	520	520	640	640	680	680	3000	2640	2500	3000	4500	3000	3400	2200	4000
参考价 (万元/台)	2.30	1.80	2.70	2.30	3.00	2.60		2.10	2.10	2.50	3.50	3.00	3.00	2.50	

性能 型号	VY- 6/7	DVY- 6/7	VY- 9/7	DVY- 9/7	VY- 12/7	DVY- 12/7	2VY- 12/7	W- 6/8DY	W- 9/7DY	LGY20- 10/7	LY31D- 12/7	LY31D- 18/7	YH- 10/7	BH- 12/7	BH- 20/7
制造厂	柳州空 气压缩 机厂	柳州空 气压缩 机厂	柳州空 气压缩 机厂	柳州空 气压缩 机厂	柳州空 气压缩 机厂	柳州空 气压缩 机厂	上海空 气压缩 机厂	蚌埠空 气压缩 机厂	蚌埠空 气压缩 机厂	柳州空 气压缩 机厂 无锡空 气压缩 机厂	江西空 气压缩 机厂	江西空 气压缩 机厂	南京空 气压缩 机厂	蚌埠空 气压缩 机厂	蚌埠空 气压缩 机厂
备注	机组重 2.4t	机组重 1.75t	机组重 2.80t	机组重 2.00t	机组重 2.90t 拐弯半径> 7m 行走速度< 30km/h	机组重 2.10t	机组重 3.00t 拐弯半径≥ 7m 行走速度≤ 30km/h				配 KQ- 100 钻机	配 KQ- 150 钻机	拐弯半 径>5m 行走速度 < 25 ~ 35km/h	拐弯半 径>5m 行走速度 30km/h	

注：本表摘自中国压缩机联合经销部《产品目录》，1982。

4. 输气管径的决定

在中小矿山中 ,由于输气量不太大 ,管路通常也比较简单 ,可采用下式决定管径 :

$$d_i = 20 \sqrt{Q_i} \quad \text{mm} \qquad (12-3-30)$$

式中 Q_i ——通过 d_i 管段的输气量 m^3/min 。