

动机欠压、过流、短路等故障,由高压开关柜的综合保护器提供,并参与控制。闸阀故障:通过对闸阀工作中压力、流量及管路等参数的测定来判断闸阀是否正常工作,通过信号反馈回 PLC,进行故障保护与控制。

(6) 电动机的自动控制环节。该环节是排水设备综合自动化控制中心环节。它由 PLC、中间继电器及接触器等组成,前 5 个环节最终都要与该环节配合,根据水位情况自动开、停水泵及确定所开水泵台数。为防止因备用泵长期不用使电动机受潮或有其他故障未被发现,出现紧急情况需要投入而不能投入以致影响矿井安全,该环节按“轮班工作制”来控制,以达到有故障早发现、早处理,以免影响矿井安全的目的。系统根据水泵的开启次数自动按一定顺序轮换开启水泵,当某台或其所属阀门故障或检修时,该泵退出轮换,其余各泵仍按“轮换工作制”运行。

一般的主排水设备的监控系统有以下的特点:

(1) 实行在线监控。监控系统对水泵房设备运行实行在线监控,并具有自诊断功能,可实现水泵房的无人值守,并通过网络与矿井监控系统进行数据交换,接受管理人员指令。

(2) 控制灵活。可实现多种控制方式之间的切换,应用于不同的工作环境下。一般情况下,根据水位情况自动运行;故障检修或系统维修时,可使用半自动或手动方式运行,即可以对运行环节“截断”操作。

(3) 延长水泵寿命。据水位控制原则,自动实现水泵的轮换工作,避免同一水泵长期使用,而其他水泵闲置。还可以根据水井涌水情况,选择不同的排水方案,避免涌水量小时水泵频繁启动、涌水量大时不能及时排除积水,从而使水泵合理运行,大大延长了使用寿命。

(4) 提高矿井电网质量。监控系统可根据电网负荷信息削峰填谷,来确定开、停水泵时间,以提高矿井的电网质量。

典型的主排水设备远程在线监控应具有以下特点:

- (1) 遥测:采集线路的电压、电流、有功功率、无功功率等模拟量。
- (2) 遥调:变压器分接头调整,系统功率因数调整等。
- (3) 遥信:开关位置、开关状态、保护动作信号、跳闸信号等开关量。
- (4) 遥控:开关量输出,断路器的闭合和断开等。
- (5) 保护:从电网中迅速切除故障设备和线路。
- (6) 事件顺序记录(SOE):记录状态量发生变化的时刻和先后顺序。

典型的主排水设备远程在线监控具有以下主要功能:

(1) 具有水位、轴温、温度、电流、电压、有功功率、无功功率、有功电量、无功电量、功率因数、馈电状态、设备开停、模拟量、开关量监测和累计量监测功能。

(2) 具有超限声光报警和断电/复电控制功能。

(3) 具有馈电状态监测功能。

(4) 具有中心站手动遥控断电/复电功能,断电/复电响应时间应不大于系统巡检周期。

(5) 具有实时存储功能。

(6) 具有列表显示功能,显示模拟量及相关内容。

(7) 具有模拟量实时曲线和历史曲线显示功能。

(8) 具有模拟动画显示功能,形象、直观、全面地反映安全生产状况。显示内容包括工艺流程模拟图、相应设备开停状态和相应模拟量数值等。

(9) 具有系统设备布置图显示功能,以便及时了解系统配置、运行状况,便于管理与维修。显示内容包括传感器、执行机构、分站、电控箱、主站和电缆等。

(10) 具有网络通信功能,具有统一校时功能,便于矿领导及上级主管部门对监控信息的利用。

## 2.3 矿井排水系统的设计

由于矿井排水对矿井正常生产起着重要作用,因此,必须要对排水设备进行精心设计,保证其良好、可靠运行。同时,由于其功率大、运转时间长、耗电多,还要求它能经济地运行。

(1) 设计的具体任务。选型设计的任务包括:①确定排水系统;②选定排水设备;③提出经济核算结果;④绘制泵房、管子道和管子间的布置图。

(2) 设计必备的资料。设计时必须具备的主要原始资料有:①矿井开拓方式(水平数)及服务年限;②各开采水平和井口的标高;③同时开采水平数及各水平正常涌水量和最大涌水量及其发生的期间;④矿井水容重及其物理化学性质(如pH值等);⑤敷设管路的井筒布置图及泵房附近车场的布置图;⑥矿井供电电压及井下运输轨距等辅助资料;⑦瓦斯等级及矿井年产量。

(3) 拟订排水系统,对于每一个有对比价值的排水系统都可以按以下步骤进行设备的选择计算:①初步选择水泵;②拟订泵房水泵及管路组合方案;③选择管路;④计算管路特性;⑤确定排水装置的排水工况;⑥验算排水时间;⑦计算允许的吸水高度;⑧计算必须的电动机容量及电能耗量;⑨经济核算;⑩筛选并确定方案;⑪绘制泵房、管子道及管子间的布置图。

### 2.3.1 矿井排水方案

矿井排水有两种可供选择的排水系统,一种是直接排水,另一种是分段排水。在相同条件下,前者的水平和泵房数量少,系统简单可靠,基建投资和运行费用少,维护工作量要减少一半以上,需用的人员也少。因此,近年来国内外均趋向于采用直接排水系统。

对于条件比较复杂的多水平开采矿井,应根据各水平深度、涌水量及现有水泵的性能等因素,从基本投资少、易于施工、操作简单和维修方便等方面加以综合考虑,经过技术和经济比较后,确定采用直接排水还是分段排水。

### 2.3.2 水泵的选择设计

根据《煤矿安全规程》的要求,矿井必须有工作、备用和检修的水泵。工作水泵的能力,应能在20h内排出矿井24h的正常涌水量(包括充填水及其他用水)。备用水泵的能力应不小于工作水泵能力的70%。工作和备用水泵的总能力,应能在20h内排出矿井24h的最大涌水量。检修水泵的排水能力应不小于工作水泵能力的25%。水文地质条件复杂的矿井,可在主泵房内预留安装一定数量水泵的位置。

(1) 水泵必须具备的总排水能力。根据《煤矿安全规程》的要求,在正常涌水期,工作水泵具备的总排水能力为

$$Q_H \geq 24/20 q_z = 1.2 q_z \quad (8-2-44)$$

在最大涌水期, 工作和备用水泵具备的总排水能力为

$$Q_{Bmax} \geq 24/20 q_{max} = 1.2 q_{max} \quad (8-2-45)$$

式中  $Q_B$ ——工作水泵具备的总排水能力,  $m^3/h$ ;

$Q_{Bmax}$ ——工作和备用水泵具备的总排水能力,  $m^3/h$ ;

$q_z$ ——矿井正常涌水量,  $m^3/h$ ;

$q_{max}$ ——矿井最大涌水量,  $m^3/h$ 。

(2) 水泵所需扬程的估算。由于水泵和管路均未确定, 因此就无法确切知道所需的扬程, 一般可由下面两个公式中任选一个来估算:

$$H_B = H_c \left( 1 + \frac{0.1 \sim 0.2}{\sin \alpha} \right) \quad (8-2-46)$$

$$H_B = H_c / \eta_k \quad (8-2-47)$$

式中  $H_B$ ——水泵所需扬程,  $m$ ;

$H_c$ ——测地高即水仓最低水位至排水管出口间的高度差, 一般可取  $H_c =$  井底与地面标高差 + 4 (井底车场与水仓最低水位距离),  $m$ ;

$\alpha$ ——管路倾斜架设时的倾角;

$\eta_k$ ——管路效率。当管路架设在立井时,  $\eta_k = 0.9 \sim 0.89$ ; 当管路架设在斜井, 且倾角  $\alpha > 30^\circ$  时,  $\eta_k = 0.83 \sim 0.8$ ; 当  $\alpha = 20^\circ \sim 30^\circ$  时,  $\eta_k = 0.8 \sim 0.77$ ; 当  $\alpha < 20^\circ$  时,  $\eta_k = 0.77 \sim 0.74$ 。

(3) 列出符合条件的泵的型号、级数、台数。

① 水泵型号的选择。依据计算出的工作水泵排水能力  $Q_B$  和估算出的所需扬程及原始资料给定的矿井水物理化学性质和泥砂含量, 从产品样本中挑选所有能够满足排水要求、工作可靠、性能良好、符合稳定性工作条件和价格低的所有型号的泵。若  $pH < 5$  时, 在进入排水设备前采取降低水的酸度措施在技术上有困难或经济上不合理时, 应选用耐酸泵; 若矿井水泥砂含量太大, 应考虑选择 MD 型耐磨泵。符合上述条件的可能有多种型号, 应全部列出, 待选择了配套管路并经过技术经济性比较后, 最终确定出一种型号的泵。

② 水泵级数的确定。水泵级数可根据估算的所需扬程和已选出的水泵单级扬程用下式计算:

$$i = H_B / H_i \quad (8-2-48)$$

式中  $H_i$ ——单级水泵的额定扬程,  $m$ 。

应该指出, 计算的  $i$  值一般来说不是整数, 而级数只能是整数, 取大于  $i$  的整数当然可以满足要求, 但取小于  $i$  的整数有时也能达到要求, 此时应同时考虑两种方案, 通过技术经济性比较后, 方能确定其级数。

③ 水泵台数的确定。当  $q_z > 50 m^3/h$  时, 若工作水泵的台数为  $n_1$ , 则备用水泵的台数  $n_2$  为  $n'_2 = 0.7 n_1$  和  $n''_2 = 1.2 q_{max} / Q - n_1$  ( $Q$  为泵的旧管工况流量, 求得工况点前可用额定流量预选) 两个计算值中取较大值, 然后再偏上取整值。检修水泵的台数  $n_3 = 0.25 n_1$  偏上取整值。因此, 水泵的总台数  $n = n_1 + n_2 + n_3$ 。

### 2.3.3 管路的选择设计

(1) 管路趟数的确定。根据《煤矿安全规程》的规定,排水系统必须有工作和备用的水管。工作水管的能力应能配合工作水泵在 20h 内排出矿井 24h 的正常涌水量。工作和备用水管的总能力,应能配合工作和备用水泵在 20h 内排出矿井 24h 的最大涌水量。涌水量小于  $300\text{m}^3/\text{h}$  的矿井,排水管也不得少于 2 趟。

在井筒内布置以不增加井筒直径为原则,排水管路趟数一般不宜超过 4 趟。

(2) 泵房内管路布置的选择。泵房内管路布置主要取决于泵的台数和管路趟数,图 8-2-31 所示为煤矿中常用的 3 台泵 2 趟管路和 5 台泵 3 趟管路的布置方式。

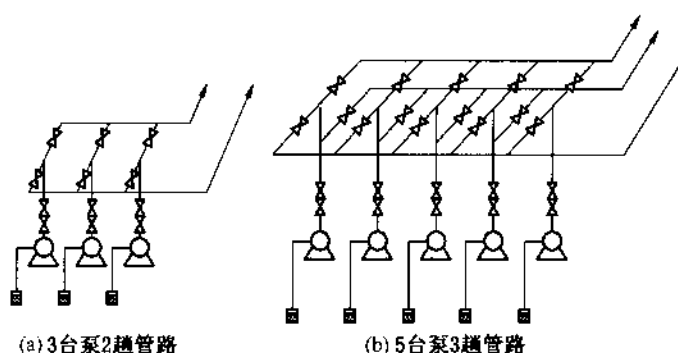


图 8-2-31 泵房内管路布置图

(3) 初选管径。选择排水管径就是针对一定的流量寻找运转费用和初期投资费用两者之和最低的管径。由于管路的初期投资费用与管径成正比,而运转所需的电耗与管径成反比。因此,若管径选择偏小,水头损失大,电耗高,初期投资少;若管径选择偏大,水头损失小,电耗低,所需的初期投资费用高。因此,管径是确定运转费用和初期投资费用在总费用中所占比重的决定因素,选择时应综合两方面考虑找出最佳的管径。通常用试取管内流速的方法来求得,其计算公式为

$$d'_p = \sqrt{\frac{4Q_g}{3600\pi v_p}} = 0.0188 \sqrt{\frac{Q_g}{v_p}} \quad (8-2-49)$$

式中  $d'_p$ ——排水管内径, m;

$Q_g$ ——通过管子的流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

$v_p$ ——排水管内流速,通常取  $v_p = 1.5 \sim 2.2\text{m/s}$ ,在这个速度范围内工作较为经济,故称经济流速。

为了提高吸水性能,防止汽蚀发生,吸水管直径一般比排水管直径大一级,流速在  $0.8 \sim 1.5\text{m/s}$  范围内。因此,吸水管内径(单位 m)应为

$$d'_s = d'_p + 25 \times 10^{-3} \quad (8-2-50)$$

由于钢管规格以外径为基准形成系列,同时对同一外径有多种壁厚,因此,选择管径时,根据井深试选标准管径。

(4) 选择管材,确定壁厚。选择管材的主要依据是管道所需承受的压力。通常情况

下, 井深不超过 200m, 多采用焊接钢管; 井深超过 200m 时多采用无缝钢管。

确定管壁厚度时, 将排水管路看成为密闭容器, 根据力学中最大变形的理论, 用厚壁圆筒分析方法得出钢管壁厚计算公式:

$$\delta \geq 0.5d_p \left( \sqrt{\frac{\sigma_s + 0.4p}{\sigma_s - 1.3p}} - 1 \right) + C \quad (8-2-51)$$

式中  $\delta$ ——钢管壁厚, cm;

$d_p$ ——所选标准管径, cm;

$\sigma_s$ ——许用应力, 取管材抗拉强度  $\sigma_b$  的 40%, 即  $\sigma_s = 0.4\sigma_b$ , MPa;

$p$ ——管内水压, 考虑流动损失, 作为估算  $p = 0.011H_R$ , MPa;

$C$ ——考虑运输和其他原因形成的表面损伤的附加厚度。

焊接钢管  $C = 0.2$ cm, 无缝钢管  $C = 0.1 \sim 0.2$ cm。

根据上式计算的管壁厚度, 选择标准壁厚。

(5) 计算管路特性。对于选定的管路系统, 可应用管路特性方程式得

$$H = H_c + KR_l Q^2 \quad (8-2-52)$$

$$R_l = \frac{8}{\pi^2 g} \left( \lambda_s \frac{l_s}{d_s^5} + \lambda_p \frac{l_p}{d_p^5} + \frac{\sum \xi_s}{d_s^5} + \frac{\sum \xi_p + 1}{d_p^5} \right) \quad (8-2-53)$$

式中  $H_c$ ——测地高度 (其值为井口标高减去井底标高再加 4m, 考虑水面在水仓最低位置的情况), m;

$K$ ——考虑水管内径由于污泥淤积后减小而引起阻力损失增大的系数, 对于新管  $K = 1$ , 对于挂污管径缩小 10%, 取  $K = 1.7$ , 一般要同时考虑  $K = 1$  和  $K = 1.7$  两种情况, 俗称新管、旧管;

$Q$ ——通过管路的流量;

$R_l$ ——管路阻力损失系数,  $s^2/m^5$ ;

$l_s$ 、 $l_p$ ——吸、排水管的长度, m;

$d_s$ 、 $d_p$ ——吸、排水管的内径, m;

$\lambda_s$ 、 $\lambda_p$ ——吸、排水管的沿程阻力系数;

$\sum \xi_s$ 、 $\sum \xi_p$ ——吸、排水管附件局部阻力系数之和。

已知  $H_c$  和  $R_l$ , 则可利用式 (8-2-52) 给出新管和旧管两种状态下的管路特性曲线。

#### 2.3.4 排水设备工况点的确定及校核计算

(1) 确定工况点。将求得的两条管路阻力特性曲线画在与其配套的水泵扬程流量曲线上。当管路阻力曲线与泵的扬程曲线按同一坐标画在一起时, 其交点即为工况点, 从工况点就可求得新管工况点参数值 ( $H_{M1}$ 、 $Q_{M2}$ 、 $\eta_{M1}$ 、 $\eta_{M1}$ 、 $H_{sM1}$ ) 和旧管工况点参数值 ( $H_{M2}$ 、 $Q_{M2}$ 、 $N_{M2}$ 、 $\eta_{M2}$ 、 $H_{sM2}$ )。根据《煤矿井下排水设计技术规定》, 水泵工况点的效率  $\eta_{M1}$ 、 $\eta_{M2}$  一般不低于 70%, 允许吸上真空度  $H_{sM}$  不宜小于 5m。

(2) 验算排水时间。由旧管工况点验算排水时间。旧管状态时每台水泵的流量为最小, 因此应按旧管工况点校核。正常涌水时, 工作水泵  $n_1$  台同时工作的排水时间应为

$$T_z = \frac{24q_z}{n_1 Q_{M2}} \leq 20h \quad (8-2-54)$$

最大涌水时, 工作水泵  $n_1$  台与备用水泵  $n_2$  台同时工作的排水时间应为

$$T_{\max} = \frac{24q_{\max}}{(n_1 + n_2)Q_{M2}} \leq 20\text{h} \quad (8-2-55)$$

(3) 经济性校核。工况点效率应满足  $\eta_{M1} \geq 0.85\eta_{\max}$ ,  $\eta_{M2} \geq 0.85\eta_{\max}$ 。

(4) 稳定性校核。 $H_c \leq (0.9 \sim 0.95)H_0$ , 其中  $H_0$  为单级零流量扬程。

(5) 计算允许吸水高度。在新管状态时, 允许的吸水高度最小, 因此应根据求得的新管工况点  $H_{sM}$  (单位 m), 及当地的温度用下式进行计算:

$$H_s \leq H_{sM1} - 10 + \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} + 0.24 - \frac{8}{\pi^2 g} \left( \lambda_s \frac{l_s}{d_s^5} + \frac{\sum \xi_s + 1}{d_s^4} \right) Q_{M1}^2 \quad (8-2-56)$$

式中  $p_a$ ——大气压, Pa;

$p_n$ ——饱和蒸汽压, Pa;

$\gamma$ ——泵内液体的重度,  $\text{N/m}^3$ 。

求得的  $H_s$  不能太小, 一般以不小于 3.5m 为宜, 否则水仓设置困难, 这时需考虑采用其他措施补救。

(6) 电动机功率计算。为确保运行可靠, 电动机功率 (单位 kW) 应由新管工况点确定, 其计算公式如下:

$$N'_d = K_d \frac{\gamma Q_{M1} H_{M1}}{1000 \times 3600 \times \eta_{M1}}$$

或

$$N'_d = K_d N_{M1} \quad (8-2-57)$$

式中  $K_d$ ——电动机容量富余系数, 一般当水泵轴功率大于 100kW 时, 取  $K_d = 1.1$ ; 当水泵轴功率为 10 ~ 100kW 时, 取  $K_d = 1.1 \sim 1.2$ 。

电动机应从功率大于  $N'_d$  的样本电动机中选取。

(7) 电耗计算。

① 全年排水电耗:

$$E = \frac{\gamma Q_{M2} H_{M2}}{1000 \times 3600 \times \eta_{M2} \eta_c \eta_d \eta_w} (n_z T_z r_z + n_{\max} T_{\max} r_{\max}) \quad (8-2-58)$$

式中  $n_z, n_{\max}$ ——年正常和最大涌水时期泵工作台数;

$r_z, r_{\max}$ ——正常和最大涌水时期泵工作昼夜数;

$T_z, T_{\max}$ ——正常和最大涌水时期泵每昼夜工作小时数;

$\eta_d, \eta_w, \eta_c$ ——电动机效率、电网效率、传动效率。

② 吨水百米电耗校验:

$$e_{t \cdot 100} = \frac{H_{M2}}{3.673 \eta_{M2} \eta_c \eta_d \eta_w H_c} = \frac{1}{3.673 \eta_{M2} \eta_c \eta_d \eta_w \eta_g} < 0.5 \text{ kW} \cdot \text{h} \quad (8-2-59)$$

吨水百米电耗与水泵效率、传动效率、电动机效率、管路效率的乘积成反比, 它反映了矿井排水系统各个环节的总效率, 是一种能够比较科学、全面地评价排水设备运行情况的经济指标。《煤矿井下排水设计技术规定》规定, 排水设备吨水百米电耗应小于  $0.5 \text{ kW} \cdot \text{h}$ , 否则便认为是低效设备, 不予采用。

(8) 按排水总费用最小原则确定最优方案。排水总费用主要包括水泵运行费用、设备

初期总投资、初期基建总投资和其他费用。为了寻找最优方案,应对满足可行性条件的每一种方案分别计算上述4项费用。总费用最小的方案,就是最优方案,即为选型设计时应采纳的方案。

### 2.3.5 矿井排水设施的设计

主水泵房、水仓、管子道和管子间是煤矿井下排水系统的重要组成部分。水仓是容纳矿井水的坑道。水仓起着沉淀矿井水中固体颗粒的作用。水仓应有主仓和副仓,两者轮换清理和使用。主泵房的主仓和副仓必须能容纳8h的正常涌水量,遇到突然断电或排水设备发生事故停止运行时,水仓可以受纳停歇期间的涌水。采区水仓容量不得小于4h正常涌水量。水在仓中流动速度必须小于 $0.005\text{m/s}$ ,以便把大部分颗粒物流沉淀于仓底,而且流动时间要大于6h。因此,仓长 $L \geq 3600V \cdot t_c \approx 100\text{m}$ 。若仓容量为 $V$ (单位 $\text{m}^3$ ),则所需坑道断面面积 $S = V/L$ (单位 $\text{m}^2$ )。断面尽可能取标准运输巷道断面。有沉淀池的水仓布置方式如图8-2-32所示。

大多数主泵房布置在井底车场附近。其优点是可以利用巷道坡度聚集矿井水;有良好的新鲜风流,便于电动机冷却;排水管路短,水力损失小;中央变电所设在泵房隔壁,供电线路短;离井底车场近,便于运输;井底车场被淹没时还可以抢险排水;必要时便于撤出大型设备。根据相同理由,辅助排水设备的泵房应设在直接靠近中央下山和下水平的井筒附近。

泵房内各种装置的布置方式,主要取决于泵和管路的多少。通常情况下,应尽量减小泵房断面,将泵呈一系列布置。泵房尺寸主要根据泵机组的数量和外形尺寸而定,有时还需要留出增加水泵的余地。各机组之间的距离,按拆装需要而定,通常取 $1.5 \sim 2.5\text{m}$ 。泵与近壁距离不小于 $0.7\text{m}$ ,与轨道的距离,以不妨碍搬运设备为原则。泵房高度应依泵房内管路的实际高度、起吊设备和起吊时的伸缩高度而定,通常取 $2.4 \sim 3.5\text{m}$ 。泵房地面标高应比车场的地面标高高出 $0.5\text{m}$ 。

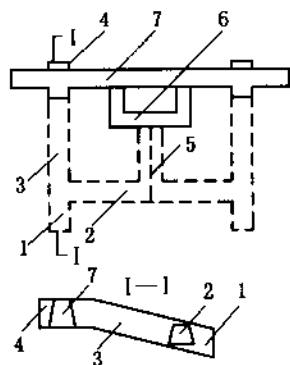
管子道是泵房与井筒直接接通的一条倾斜巷道(图8-2-33),倾角为 $25^\circ \sim 30^\circ$ ,排水管由此通道敷入井筒。通道与井筒相接处,有一段 $2\text{m}$ 长的平台,平台要高出泵房底板 $7\text{m}$ 以上。管子道的排水管架设在靠侧壁的管墩上,并用管卡固定。管子道中间敷轨道,轨道一旁设人行台阶,同时应保持管子道内畅通。

### 2.3.6 矿井排水系统设计案例

某矿井副井(立井)地面标高为 $+18.5\text{m}$ ,第一水平井底标高为 $-500\text{m}$ 。正常涌水量为 $700\text{m}^3/\text{h}$ 。最大涌水量为 $1100\text{m}^3/\text{h}$ ,持续时间70天。涌水为中性,重度为 $10006\text{N/m}^3$ ,水温为 $15^\circ\text{C}$ ,属低瓦斯矿井,年产量 $1.2\text{Mt}$ ,试选择一可行的排水方案。

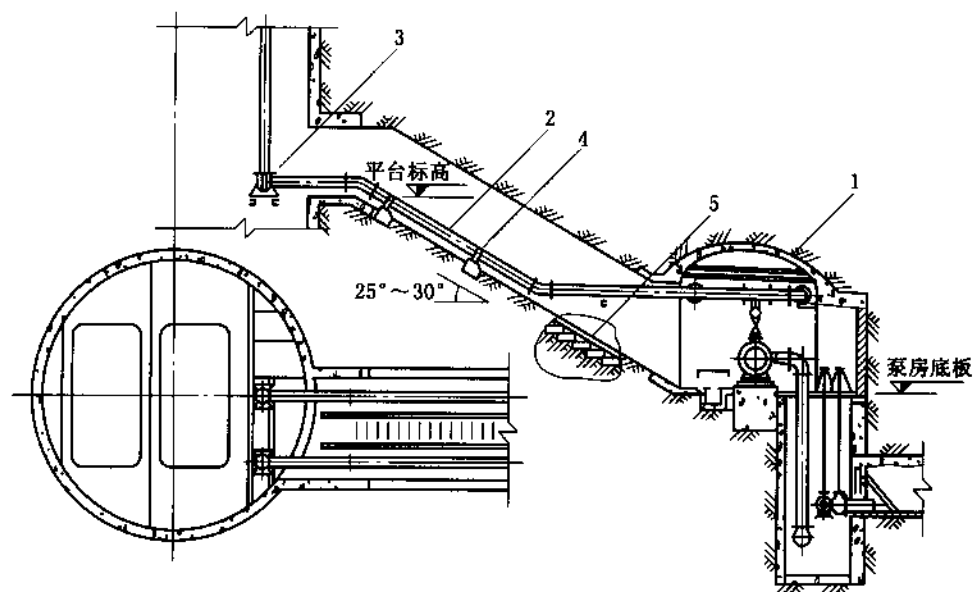
从给定的条件可以看出,只需要在井底车场副井附近设立中央泵房,将井底所有涌水直接排至地面。

#### 1. 预选水泵的型号与台数



1—沉淀池; 2—水仓;  
3—水仓斜巷; 4—清仓绞车房;  
5—水仓隔墙; 6—泵房;  
7—运输大巷

图8-2-32 有沉淀池的水仓布置方式



1—泵房；2—管路；3—带支承座的弯管；4—管墩和管卡；5—人行台阶和运输轨道

图 8-2-33 管子道布置方式之一

(1) 水泵必须具备的总排水能力：

$$\text{正常涌水期} \quad Q_B \geq 1.2q_z = 1.2 \times 700 = 840 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{最大涌水期} \quad Q_{\max} \geq 1.2q_{\max} = 1.2 \times 1100 = 1320 \text{ m}^3/\text{h}$$

(2) 水泵所需扬程的估算：

$$H_B = \frac{H_c}{\eta_g} = \frac{500 + 18.5 + 4}{0.9} = 580.5 \text{ m}$$

(3) 初选水泵。从泵产品目录中选取 D450 - 600 × 10 型号泵，其额定流量  $Q_e = 450 \text{ m}^3/\text{h}$ ，额定扬程  $H_e = 600 \text{ m}$ ，则

$$\text{工作泵台数：} n_1 \geq \frac{Q_B}{Q_e} = \frac{840}{450} = 1.87, \text{ 取 } n_1 = 2。$$

$$\text{备用泵台数：} n_2 \geq 0.7n_1 = 0.7 \times 2 = 1.4 \text{ 和 } n_2 \geq \frac{Q_{\max}}{Q_e} - n_1 = \frac{1320}{450} - 2 = 0.93, \text{ 故取 } n_2 = 2。$$

$$\text{检修泵台数：} n_3 \geq 0.25n_1 = 0.25 \times 2 = 0.5, \text{ 取 } n_3 = 1。$$

因此，共选择 5 台泵。

## 2. 选择管路系统

(1) 管路趟数。根据泵的总台数，选用典型的 5 泵 3 趟管路系统，2 条管路工作，1 条管路备用。正常涌水时，2 台泵向 2 趟管路供水，最大涌水时，只要 3 台泵同时工作就能达到在 20h 内排出 24h 的最大涌水量，故从减少能耗的角度考虑可采用 3 泵向 3 趟管路供水，从而可知每趟管内流量  $Q_g$  等于泵的流量。

(2) 管路材料。由于井深远大于 200m，确定采用无缝钢管。

(3) 排水管内径。由式 (8-2-49) 有：

$$d'_p = 0.0188 \sqrt{\frac{Q_s}{v_p}} = 0.0188 \sqrt{\frac{450}{1.5 \sim 2.2}}$$

$$= 0.269 \sim 0.326 \text{ m}$$

预选  $\phi 320 \times 13$  钢管, 则排水管内径  $d_p = 325 - 2 \times 13 = 299 \text{ mm}$ 。

(4) 验算壁厚:

$$\delta \geq 0.5 d_p \left( \sqrt{\frac{\sigma_s + 0.4p}{\sigma_s - 1.3p}} - 1 \right) + C$$

$$= 0.5 \times 29.9 \left( \sqrt{\frac{80 + 0.4 \times 0.011 \times 580.5}{80 - 1.3 \times 0.011 \times 580.5}} - 1 \right) + 0.15$$

$$= 1.24 \text{ cm} < 1.3 \text{ cm}$$

因此所选壁厚合适。

(5) 选择吸水管径。根据选择的排水管径, 吸水管选用  $\phi 351 \times 8$  无缝钢管。

$$\text{验算流速: } v_s = \frac{Q}{3600 \times \frac{\pi}{4} d_s^2} = \frac{450}{3600 \times \frac{\pi}{4} \times 0.335^2}$$

$$= 1.42 \text{ m/s}$$

### 3. 计算管路特性

(1) 管路布置。管路布置可参照图 8-2-31b 所示的方案。这种管路布置方式任何 1 台水泵都可以经过 3 趟管路中任一趟排水, 如图 8-2-34 所示。

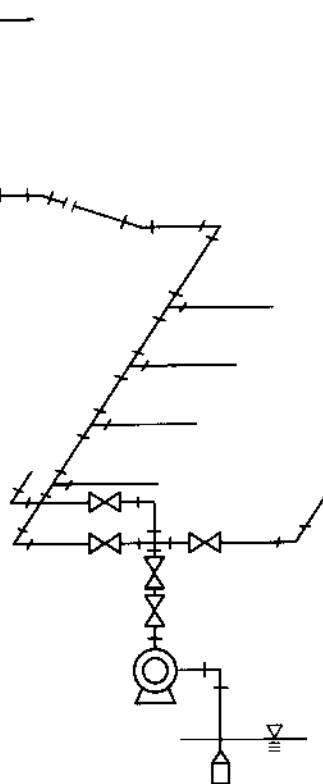


图 8-2-34 管路布置图

(2) 估算管路长度。排水管路长度可估算为  $l_p = H_c + (40 \sim 50) = 562.5 \sim 572.5 \text{ m}$ , 取  $l_p = 570 \text{ m}$ , 吸水管长度可估算为  $l_s = 7 \text{ m}$ 。

(3) 阻力系数的计算。计算沿程阻力系数, 对于吸、排水管分别为

$$\lambda_s = \frac{0.021}{d_s^{0.3}} = \frac{0.021}{0.335^{0.3}} = 0.0291$$

$$\lambda_p = \frac{0.021}{d_p^{0.3}} = \frac{0.021}{0.299^{0.3}} = 0.0302$$

局部阻力系数, 对于吸、排水管路附件及其阻力系数分别列于表 8-2-3、表 8-2-4 中。

表 8-2-3 吸水管附件阻力系数

吸水管附件名称	数 量	系 数 值 $\xi_i$
底 阀	1	3.7
90°弯头	1	0.294
收缩管	1	0.1

注:  $\Sigma \xi_i = 4.094$ 。

表 8-2-4 排水管附件阻力系数

排水管附件名称	数 量	系 数 值 $\xi_p$
闸 阀	2	$0.26 \times 2 = 0.52$
止回阀	1	1.7
四 通	1	$2 \times 1.5 = 3$
90°弯头	4	$0.294 \times 5 = 1.47$
直流三通	4	$0.7 \times 4 = 2.8$
扩大管	1	0.5
30°弯头	2	$0.294 \times \frac{2}{3} = 0.196$

注:  $\sum \xi_p = 10.186$ 。

管路阻力系数  $R_1$ , 由式 (8-2-53) 可得

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \frac{8}{\pi^2 g} \left[ \lambda_s \frac{l_s}{d_s^5} + \lambda_p \frac{l_p}{d_p^5} + \frac{\sum \xi_s}{d_s^4} + \frac{\sum \xi_p + 1}{d_p^4} \right] \\
 &= \frac{8}{\pi^2 \times 9.807} \left( 0.0291 \times \frac{7}{0.335^5} + 0.0302 \times \frac{570}{0.299^5} + \frac{4.094}{0.335^4} + \frac{10.186 + 1}{0.299^4} \right) \\
 &= 741.89 \text{ s}^2/\text{m}^5 = 5.72 \times 10^{-5} \text{ h}^2/\text{m}^5
 \end{aligned}$$

(4) 管路特性方程:

$$\text{新管} \quad H_1 = H_c + R_1 Q_2 = 522.5 + 5.72 \times 10^{-5} Q_2$$

$$\text{旧管} \quad H_2 = H_c + 1.7 R_1 Q_2 = 522.5 + 9.724 \times 10^{-5} Q_2$$

(5) 绘制管路特性曲线, 确定工况点。根据求得的新、旧管路特性方程, 取 8 个流量值得相应的损失, 见表 8-2-5。

表 8-2-5 不同流量下相应扬程

$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	200	250	300	350	400	450	500	550
$H_1/\text{m}$	524.8	526.1	527.6	529.5	531.6	534.1	536.8	539.8
$H_2/\text{m}$	526.4	528.6	531.3	534.4	538.1	542.2	546.8	551.2

利用表 8-2-5 中各点数据绘出管路特性曲线如图 8-2-35 所示, 新旧管网特性曲线与扬程特性曲线的交点分别为  $M_1$  和  $M_2$ , 即为新旧管工况点。由图中可知, 新管工况点参数为:  $Q_{M1} = 522 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{M1} = 538 \text{ m}$ ,  $\eta_{M1} = 0.79$ ,  $H_{sM1} = 5.4 \text{ m}$ ,  $N_{M1} = 980 \text{ kW}$ ; 旧管工况点参数为:  $Q_{M2} = 500 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H_{M2} = 547 \text{ m}$ ,  $\eta_{M2} = 0.8$ ,  $H_{sM2} = 5.85 \text{ m}$ ,  $N_{M2} = 960 \text{ kW}$ , 因  $\eta_{M1}$ 、 $\eta_{M2}$  均大于 0.7, 允许吸上真空度  $H_{sM1} = 5.5 \text{ m}$ , 符合要求。

#### 4. 校验计算

(1) 由旧管工况点验算排水时间。正常涌水时, 若采用 2 泵 2 管排水, 则

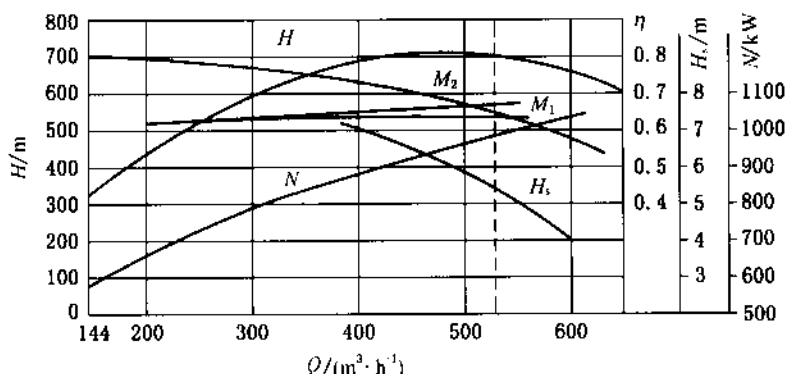


图 8-2-35 管路特性曲线与泵特性曲线

$$T_z = \frac{24q_z}{n_1 Q_{M2}} = \frac{24 \times 700}{2 \times 500} = 16.8 \text{ h}$$

最大涌水时, 采用 4 泵 3 管排水, 并联等效管的总损失系数为  $R'_l = R_{vq} = 6.36 \times 10^{-6} \text{ h}^2/\text{m}^5$ 。作并联等管路特性曲线与 4 泵并联等效泵的扬程曲线, 交点为等效泵工作点。反推可求得每个泵的工况点。以该工况点的流量  $Q \approx 500 \text{ m}^3/\text{h}$  (作图计算略) 代入下式, 得

$$T_{\max} = \frac{24q_{\max}}{(n_1 + n_2) Q_{M2}} = \frac{24 \times 1100}{(2 + 2) \times 500} = 13.2 \text{ h}$$

实际工作时, 只要 3 台水泵同时工作即能完成在 20h 内排出 24h 的最大涌水量。

(2) 经济性校核:

$$\eta_{M1} = 0.79 > 0.85 \eta_{\max} = 0.85 \times 0.8 = 0.68$$

$$\eta_{M2} = 0.8 > 0.68$$

(3) 稳定性校核:

$$H_c = 522.5 < 0.9 H_0 = 0.9 \times 700 = 630 \text{ m}$$

5. 计算允许吸水高度

取  $p_a = 9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ ,  $p_n = 0.235 \times 10^4 \text{ Pa}$ ,  $\gamma = 9.8 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ , 则允许的吸水高度为

$$\begin{aligned} H_s &\leq H_{sM1} - 10 + \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} + 0.24 - \frac{8}{\pi^2 g} \left( \lambda_s \frac{l_s}{d_s^5} + \frac{\sum \xi_s + 1}{d_s^4} \right) Q_{M1}^2 \\ &= 5.4 - 10 + \frac{9.8 \times 10^4}{9.8 \times 10^3} - \frac{0.235 \times 10^4}{9.8 \times 10^3} + 0.24 - \frac{8}{\pi^2 \times 9.807} \left( \frac{0.0291 \times 7}{0.335^5} + \frac{4.094 + 1}{0.335^4} \right) \times \left( \frac{522}{3600} \right)^2 \\ &= 4.61 \text{ m} \end{aligned}$$

6. 电动机功率计算

$$\begin{aligned} N'_d &= K_d \frac{\gamma Q_{M1} H_{M1}}{1000 \times 3600 \times \eta_{M1}} \\ &= 1.1 \times \frac{9.8 \times 10^3 \times 522 \times 538}{1000 \times 3600 \times 0.79} \\ &= 1064 \text{ kW} \end{aligned}$$

根据产品样本取  $N_d = 1250 \text{ kW}$ 。

## 7. 电耗计算

(1) 全年排水电耗:

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{\gamma Q_{M2} H_{M2}}{1000 \times 3600 \eta_{M2} \eta_c \eta_d \eta_w} (n_z T_z r_z + n_{max} T_{max} r_{max}) \\
 &= \frac{9.8 \times 10^3 \times 500 \times 547}{1000 \times 3600 \times 0.8 \times 1 \times 0.95 \times 0.95} (2 \times 16.8 \times 295 + 4 \times 13.2 \times 70) \\
 &= 1.403 \times 10^7 \text{ kW} \cdot \text{h}
 \end{aligned}$$

(2) 吨水百米电耗校验:

$$\begin{aligned}
 e_{t \cdot 100} &= \frac{H_{M2}}{3.673 \eta_c \eta_d \eta_w H_c} \\
 &= \frac{547}{3.673 \times 0.8 \times 1 \times 0.95 \times 0.95 \times 522.5} \\
 &= 0.395 \text{ kW} \cdot \text{h} < 0.5 \text{ kW} \cdot \text{h}
 \end{aligned}$$

## 3 矿 井 压 气

矿井压气系统包括三大部分：空气压缩机（也称空压机或压气机）、压缩空气输送管路及附件、用压缩空气作为动力的工具和机械（具）。

空压机就是生产压缩空气的能量转换装置。作为机械设备的空压机组主要包括：压缩机、电动机（或其他动力机械）和冷却器。移动式空压机还应自带风包。

### 3.1 空压机类型、技术参数和工作原理

#### 3.1.1 空压机的分类

因为压缩机是空压机组的核心机械，所以空压机组就是按压缩机进行分类的。

##### 1. 一般性分类

按压缩机的用途分类有制冷压缩机、工艺压缩机和空气压缩机。

按压缩机的工作原理分类有速度式和容积式。容积式压缩机直接对一可变容积中的气体进行压缩，使该部分气体容积缩小、压力提高。其特点是压缩机具有容积可周期变化的工作腔，在一个周期中，压缩机完成吸气、压缩、排气和膨胀（余隙容积气体）等。显然，压缩机工作腔越大，一个周期中吸入的气体就越多，表现为压缩机流量就越大。活塞式和螺杆式压缩机都属于容积式。速度式压缩机在结构上有若干个旋转叶轮，可将通过叶轮的气体加速和加压，在流经后续的扩压流道时，再进一步将速度转化为压力。离心式压缩机就是速度式压缩机的一种。

按流量分类有微型压缩机，流量小于  $1\text{m}^3/\text{min}$ ；小型压缩机，流量为  $1 \sim 10\text{m}^3/\text{min}$ ；中型压缩机，流量为  $10 \sim 100\text{m}^3/\text{min}$ ；大型压缩机，流量大于  $100\text{m}^3/\text{min}$ 。

按安装方式分为固定式压缩机、移动式压缩机和撬装式压缩机。移动式压缩机是指压缩机与原动机、储气罐（风包）等一起安装在可移动的走行机构上的压缩机组。撬装式压缩机是指压缩机与原动机、各级冷却器、散热器等一起安装在撬式底座上的压缩机组。

容积式压缩机按结构特征分类见表 8-3-1。

表 8-3-1 容积式压缩机的分类

按工作腔中 运动件结构 特征分类	往 复 式			回 转 式							
	活塞式	柱塞式	隔膜式	滚动活塞	滑片	液环	三角转子	涡旋	罗茨	双螺杆	单螺杆

各类压缩机的特点比较见表 8-3-2。

表 8-3-2 各类压缩机热力性能与结构特点比较

热力性能与结构特点	往 复 式	回 转 式
排气压力/MPa	0.2 ~ 32	0.2 ~ 1
容积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	0.1 ~ 400	0.1 ~ 500
调节性能	排气压力稳定	排气压力稳定
绝热效率	较高	一般
结构、零部件	复杂	较简单
可靠性	一般	高
寿命	一般	较长
制造要求	一般	人多很高
安装维修	较复杂	较简单
工作腔润滑	有、无	有、无

## 2. 活塞式压缩机的分类

活塞式压缩机按汽缸容积的作用方式分为单作用压缩机、双作用压缩机和级差式压缩机。

根据汽缸中心线分布情况即汽缸排列方式分为立式压缩机、卧式压缩机和角度式压缩机。卧式压缩机又有一般卧式、对置型、对称平衡型（M 型、H 型），角度式压缩机又有 V 型、L 型、W 型、扇型压缩机。

按冷却方式分为水冷式压缩机、风冷式压缩机和混合冷却式压缩机。

按压缩级数分为单级压缩机、两级压缩机和多级压缩。

按汽缸润滑状况分为有油润滑压缩机、无油润滑压缩机、少油润滑压缩机、极少油润滑压缩机和全无油润滑压缩机。全无油润滑压缩机是指不仅汽缸无油润滑，传动部件也只是以润滑脂实施被罩密封的润滑。

## 3. 螺杆式压缩机的分类

按润滑状况分为无油压缩机和喷油压缩机；按结构形式分为开启式和封闭式；按螺杆根数分为单螺杆和双螺杆。螺杆压缩机通常是指双螺杆压缩机。常见的螺杆压缩机种类如图 8-3-1 所示。

在无油螺杆压缩机中，气体在压缩时不与润滑油接触。在喷油螺杆压缩机中，润滑油在压缩时被喷入气体，并在以后被分离出来。这一区别不仅影响压缩机内压力与温度的变化关系，而且在设计观念上有着根本的不同。例如，无油螺杆压缩机的转子并不直接接触，相互间存在一定的间隙。阳转子通过同步齿轮带动阴转子高速旋转，同步齿轮在传输动力的同时，还确保了转子间的间隙。在喷油螺杆压缩机中，大量的润滑油被喷入所压缩的气体介质中，起着润滑、密封、冷却和降低噪声的作用。喷油机器中可不设同步齿轮，一对转子就像一对齿轮一样，由阳转子直接带动阴转子旋转。所以，喷油机器的结构更为简单。

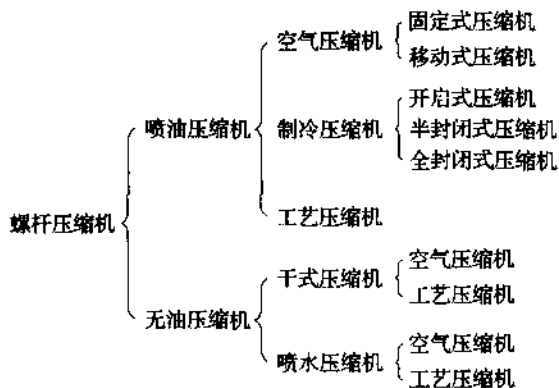


图 8-3-1 常见的螺杆压缩机种类

### 3.1.2 空压机的主要技术参数

#### 1. 容积流量

容积流量在我国曾被称为排气量和输气量，单位是  $\text{m}^3/\text{s}$ 、 $\text{m}^3/\text{min}$  等。压缩机的容积流量是指在单位时间内空压机最末一级汽缸排出的气体折算到第一级进口状态的压力和温度时的气体容积值。

压缩机铭牌上所标的容积流量是指在特定的进口状态（进气压力为  $1.0133 \times 10^5 \text{Pa}$ ，温度  $20^\circ\text{C}$ ）时的排气量，称为额定容积流量，单位是  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

#### 2. 排气压力

压缩机排气压力是指最末一级汽缸或压缩机出口排出的气体压力，单位为  $\text{Pa}$  或  $\text{MPa}$ 。压缩机铭牌上所标的排气压力，一般为允许的最大排气压力（是指相对压力或表压力），单位为  $\text{MPa}$ 。除非得到制造厂的同意或有科学的计算依据，否则不得超过此值，但允许在该压力以下的任意排气压力下运行。

#### 3. 排气温度

压缩机排气温度为其最末一级排出气体的温度，单位为  $\text{K}$  或  $^\circ\text{C}$ 。排气温度是压缩机安全性的一个重要指标。

#### 4. 压力比

压缩机压力比也称总压力比，是指最末一级排气压力（绝对压力）与第一级进口状态的绝对压力之比。

压缩机某一级在压缩终了时工作腔中的绝对压力，与进气终了绝对压力之比，称为级压力比，在回转压缩机中，此比值称为内压力比。

#### 5. 功与功率

用于压缩机压缩气体所消耗的功分为指示功和轴功。指示功是工作腔内直接用于压送气体所消耗的功，单位为  $\text{J}$ 。轴功是压缩机主轴上要求输入的功，其值为指示功与各摩擦部分消耗功之和，单位为  $\text{J}$ 。

单位时间内所消耗的功称为功率，单位为  $\text{W}$  或  $\text{kW}$ 。相应的，压缩机功率也有指示功率与轴功率。压缩机铭牌上所标的功率均为轴功率，是指额定工况下所需的轴功率。实际

运行中轴功率会随工况的改变而改变。

### 6. 比功率

比功率是评价压缩相同气体，在相同排气压力下空压机运行经济性的一种指标，定义为空压机单位容积流量所消耗的功率，单位为  $\text{kW}/(\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1})$ 。我国空气动力用往复式空压机的比功率标准见表 8-3-3。螺杆式空气压缩机的比功率可参考表 8-3-15。

表 8-3-3 空气动力用往复式压缩机的比功率和噪声

电动机 额定功 率/kW	公称排气压力/MPa									噪声（声功率）/ [dB（A）] （小于或等于下列数值）		
	0.7		1.0			1.25						
	比功率/[kW·（m <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup> ） <sup>-1</sup> ] （小于或等于下列数值）											
	水冷		风冷	水冷		风冷	水冷		风冷	水冷		风冷
	有油	无油	有油	有油	无油	有油	有油	无油	有油	有油	无油	有油
45	5.40	5.75	6.10	6.43	6.85	7.27	7.20	7.67	8.13	104		
55												
55	5.15	5.60		6.14	6.67		6.87	7.47				
(63)												
75												
90	5.13	5.50		6.11	6.55		6.84	7.33		105		
110												
132												
160	5.11	5.40								107		
220												
250	5.09	5.35								109		
315												
335												
400												

### 7. 容积效率

压缩机实际的容积流量与第 1 级工作腔的理论容积流量之比，称为压缩机的容积效率。容积效率曾称做“排气系数”或“输气系数”。

### 8. 等温效率

压缩机等温效率也称全等温效率，定义为按压缩机第 1 级进气口温度，等温压缩到排气压力时的理论循环指示功或指示功率，与压缩机各级实际循环时的轴功或轴功率之比。常用等温效率表示水冷压缩机的热力性能。表 8-3-4 中所列为常见空压机等温效率范围。

表 8-3-4 常见空压机等温效率范围

介 质	容积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	排气压力/MPa	级 数	$\eta_{is}$
空气	<3	0.8	1	0.35 ~ 0.41
	<3	0.8 ~ 1.1	2	0.53 ~ 0.60
	3 ~ 12	0.8	2	0.53 ~ 0.60
	10 ~ 100	0.9	2	0.65 ~ 0.70

## 9. 绝热效率

压缩机绝热效率定义为压缩机各级绝热压缩理论循环指示功或功率之和与轴功或轴功率之比。常用绝热效率表示风冷压缩机的热力性能。一般压缩机绝热效率范围见表 8-3-5。

表 8-3-5 一般压缩机绝热效率

压缩机型式	绝热效率
大型	0.80 ~ 0.85
中型	0.70 ~ 0.80
小型	0.65 ~ 0.70

## 3.1.3 容积式压缩机的工作原理

## 1. 理想循环

理想循环假设：

- (1) 进、排气过程中无阻力损失，无热交换。
- (2) 压缩过程及排气过程无气体泄漏。
- (3) 压缩过程为等温、绝热或多变过程。
- (4) 工作腔内无余隙容积。
- (5) 定压缩容积比的回转式压缩机中，容积比恰好满足压力比要求。
- (6) 所压缩的气体为理想气体。

根据以上假设，可得理想循环如图 8-3-2 与图 8-3-3 所示。

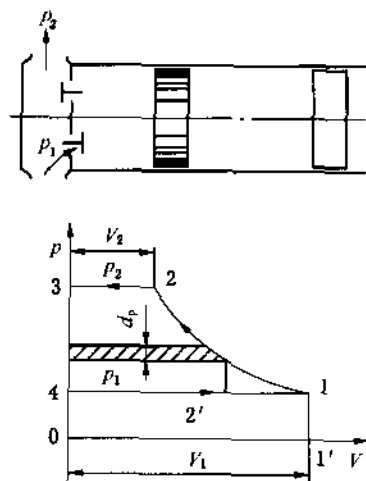


图 8-3-2 理想循环过程指示图

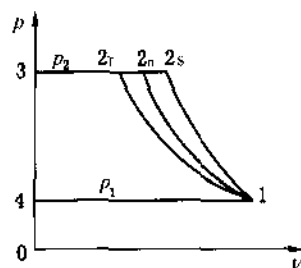


图 8-3-3 不同热力过程理想循环过程指示图

理想循环由等压进气过程 4—1、定指数压缩过程 1—2、等压排气过程 2—3 组成。理想循环时，压缩机完成一次循环所消耗的功的大小，与示功图上的封闭图形的面积成正比。理想气体在不同的压缩过程中消耗的功是不一样的，绝热过程最大，等温过程最小，多变过程介于二者之间，如图 8-3-3 所示。所以，在实际压缩过程中加强冷却是十分必要的。上述理想循环对往复式、回转式压缩机均适用。

对不设排气阀来限定压缩容积比的回转式压缩机，容积比不能恰好满足压力比要求时，将发生过压缩或欠压缩。过压缩是指压缩終了、排气开始时工作腔中的压力高于输气系统压力的现象，而欠压缩是指压缩終了、排气开始时工作腔中的压力低于输气系统压力的现象，这时理论循环工作过程如图 8-3-4 所示。由图 8-3-4 可见，示功图的面积均有所增大，所以运行经济性下降。

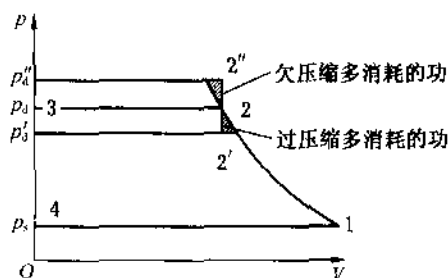


图 8-3-4 欠压缩与过压缩示功图

## 2. 实际循环

如图 8-3-5 所示，实际循环由  $d—a$  进气过程， $a—b$  压缩过程， $b—c$  排气过程， $c—d$  膨胀过程所组成。实际循环明显反映出与理论循环的区别是：由于工作腔中存在余隙容积而多了一个膨胀过程；由于存在进、排气阀门而使进、排气过程中产生了阻力损失。由于存在热交换，过程指数也不再是常数。造成这一区别的主要原因是余隙容积、压力损失、热交换和气体泄漏。

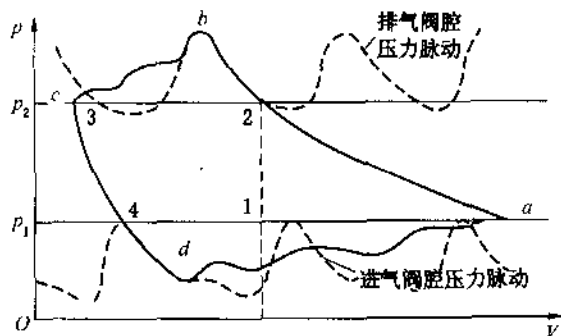


图 8-3-5 往复压缩机实际循环图

回转式压缩机的实际循环图如图 8-3-6 所示。回转式压缩机可不设吸气阀,有些还可不设排气阀,如螺杆式压缩机。回转式压缩机余隙容积较小,不会构成像往复压缩机中那样明显的膨胀过程。

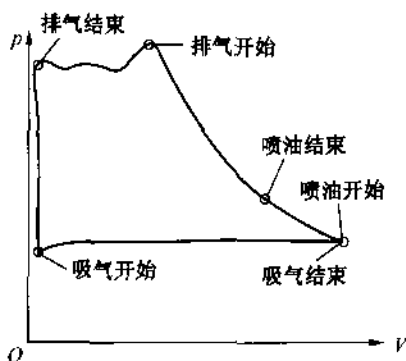


图 8-3-6 回转式压缩机的实际循环图

### 3. 多级压缩

多级压缩的理由：①总压力比大时，采用多级压缩并辅以级间冷却，可提高运行经济性；②降低排气温度；③提高往复压缩机容积效率；④均匀及减少气体作用力。对于理想气体，根据按最省功的原则，即等温指示效率最高的原则，可得各级最佳压比  $\varepsilon_i = \sqrt[z]{\varepsilon}$ ， $z$  为级数， $\varepsilon$  为总压比。

#### 3.1.4 螺杆式压缩机

螺杆式压缩机以其一系列独特的优点，近年来在煤矿获得了迅速而广泛的应用。

螺杆式压缩机中最关键的是一对转子，转子型线对螺杆压缩机的性能有决定性的影响。吸、排气孔口的合理位置和形状，是实现气体内压缩的必备条件，是影响压缩机效率的一个重要因素。

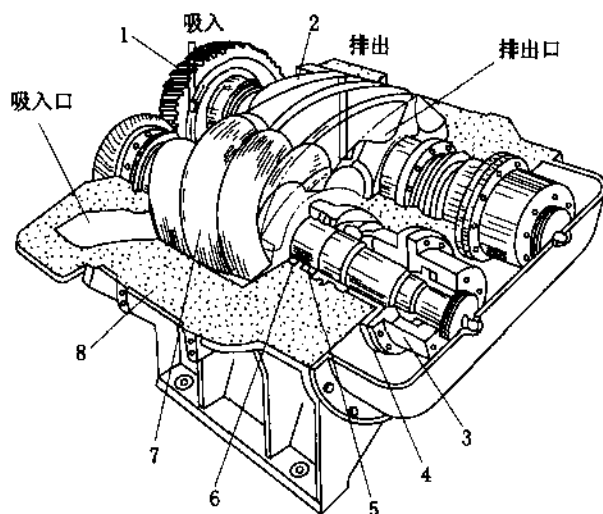
螺杆式压缩机具有一系列独特的优点，主要有可靠性高、动力平衡好、适应性强、多相混输。螺杆式压缩机的主要缺点是造价高，喷油螺杆式压缩机的油路系统比较复杂，不能用于高压场合，噪声大。

目前，螺杆式压缩机广泛应用于矿山、化工、动力、冶金、建筑、机械、制冷等工业部门。无油螺杆式压缩机的排气量范围为  $3 \sim 1000 \text{ m}^3/\text{min}$ ，单级压比为  $1.5 \sim 3.5$ 。喷油螺杆式压缩机的排气量范围为  $0.2 \sim 100 \text{ m}^3/\text{min}$ ，单级压比可达 14，排气压力可达  $2.5 \text{ MPa}$ 。

##### 1. 螺杆式压缩机的工作过程

螺杆式压缩机的结构示意图如 8-3-7 所示。在“∞”字形的汽缸中，平行地配置着一对相互啮合的螺旋形转子——阳转子、阴转子。一般阳转子与原动机连接，由阳转子带动阴转子转动。在压缩机机体的两端，分别开设一定形状和大小的吸、排气孔口。

螺杆式压缩机的基元容积是由阳、阴转子和汽缸内壁面之间形成的一对齿间容积，随着转子的旋转，基元容积的大小和空间位置都在不断变化。图 8-3-8 所示显示了螺杆式压缩机的工作过程。



1—同步齿轮；2—阴转子；3—推力轴承；4—轴承；5—挡油环；6—轴封；7—阳转子；8—汽缸

图 8-3-7 螺杆压缩机结构示意图

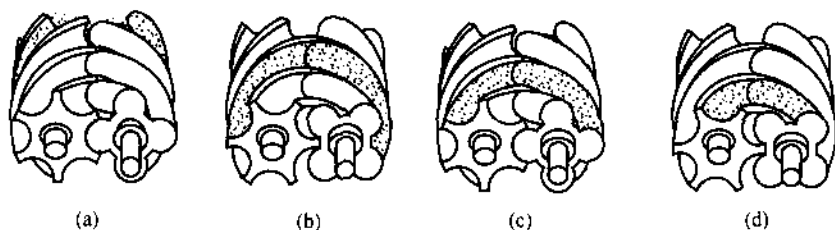


图 8-3-8 螺杆压缩机的工作过程

吸气过程开始时，气体经吸气孔口分别进入阳、阴转子的齿间容积，随着转子的旋转，这两个齿间容积各自不断扩大。当这两个容积之和达到最大值时，齿间容积与吸气孔口断开，吸气过程结束。

随着转子继续旋转，因转子齿的相互挤入，呈“V”字形的基元容积的容积值逐渐减少，从而实现气体的压缩过程，直到该基元容积与排气孔口相连通时为止，完成压缩过程。

在基元容积与排气孔口连通后，即开始排气过程。随着基元容积的不断缩小，具有排气压力的气体逐渐通过排气孔口被完全排出，完成排气过程。

## 2. 转子型线的要求

转子的齿面与转子轴线垂直面的截交线称为转子型线。转子型线做螺旋运动就形成了转子的齿面。螺杆压缩机的阴、阳转子型线，必须是满足啮合定律的共轭型线，即不论在任何位置，经过型线接触点的公法线必须通过节点。

转子型线对螺杆压缩机的效率、体积及加工成本等方面有着决定性的影响。为此，转

子型线除应满足一般啮合运动的要求外,还要满足密封的要求。

螺杆压缩机的吸、排气孔口是呈对角线方向配置的,所以气体沿对角线方向的泄漏,可分为沿转子轴线方向的轴向泄漏和垂直于转子轴线方向的横向泄漏,如图 8-3-9 所示。与轴向泄漏和横向泄漏相对应,分别称做转子的轴向气密性和横向气密性。

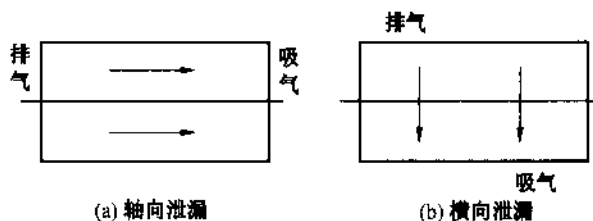


图 8-3-9 泄漏通道

螺杆式压缩机的阴、阳转子啮合时,两转子齿面相互接触而形成的空间曲线称为接触线,两转子型线啮合运动的啮合点轨迹,叫做型线的啮合线。显然,接触线在转子端面上的投影就是啮合线。在吸气结束后,开始压缩时,接触线就是高低压的分界线。从图 8-3-10 还可看出,若转子型线的啮合线顶点  $H'$ 、 $M'$  与两转子外圆周交点  $H$ 、 $M$  不重合,气体就要沿  $HH'$  及  $MM'$  作轴向泄漏。由间隙  $HH'$  及  $MM'$  形成的空间曲边三角形,称做泄漏三角形。由于它的存在不能确保螺杆压缩机的轴向气密性,因此,啮合线的顶点与两转子外圆周交点重合是确保转子型线具有轴向气密性的条件。

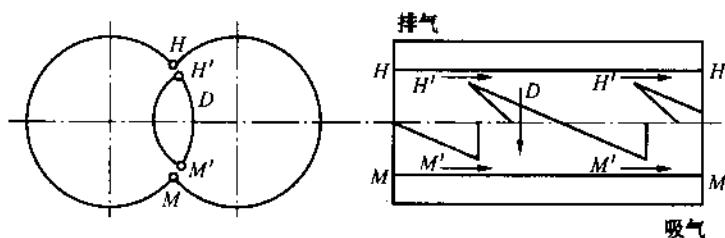


图 8-3-10 轴向和横向气密性

从图 8-3-10 还可看出,如果转子齿面间的接触线不连续,则处在高压力区内的气体,将通过接触线中断缺口  $D$  向低压力区作横向泄漏。因此,接触线连续是确保转子型线具有横向气密性的条件。显然,接触线连续意味着型线的啮合线是一条连续的封闭曲线。在实际机器中,为保证转子齿面间的相互运动,齿面间总保持一定间隙。因此,理论上的接触线就转化成实际中的间隙带。为了尽可能减少气体通过间隙带的泄漏,要求齿面间隙面积应尽可能小。为此,除尽量减少间隙外,更重要的是设法缩短齿面间的接触线长度。

另外,从制造、运转角度考虑,还要求转子型线便于加工制造、具有良好的啮合特性和较小的气体动力损失,以及在热态和受力的情况下具有小的热变形和弯曲变形等。值得

指出的是, 以上有些因素是相互制约的。

鉴于要满足如上种种要求, 螺杆式压缩机的转子型线通常由多段曲线首尾相接组成, 其中主要有摆线、圆弧、椭圆及抛物线等。

### 3. 吸气孔口

螺杆压缩机有轴向和径向吸气孔口, 其形状如图 8-3-11 所示。整个轴向吸气孔口由若干段曲线所组成: 曲线段 1—2 为阳转子齿间容积后方齿的前段型线, 曲线段 3—4 应取型线的低压侧啮合线, 曲线段 5—6 为阴转子齿间容积后方齿的前段型线, 曲线段 2—3、4—5 分别为阳、阴转子型线的齿根圆周, 孔口外圈曲线段 6—7—1 与汽缸内圆周壁相重合。但是, 为了尽可能扩大吸气孔口的面积, 便于安装、检修、降低噪声, 通常将机体的这一部分挖空, 形成径向吸气孔口。

### 4. 排气孔口

螺杆式压缩机有轴向和径向排气孔口, 其形状如图 8-3-12 所示, 轴向排气孔口线型为 1—2—3—4—5—6—7—1。图 8-3-12 中曲线段 1—2、5—6 分别取阳、阴转子齿间容积前方齿的背段型线, 曲线段 3—4 应取型线的高压侧啮合线形状, 曲线段 2—3、4—5 分别为阳、阴转子型线的齿根圆周, 孔口外圈曲线段 6—7—1 与汽缸内圆周壁相重合, 但通常将机体的这一部分挖空, 形成径向排气孔口。

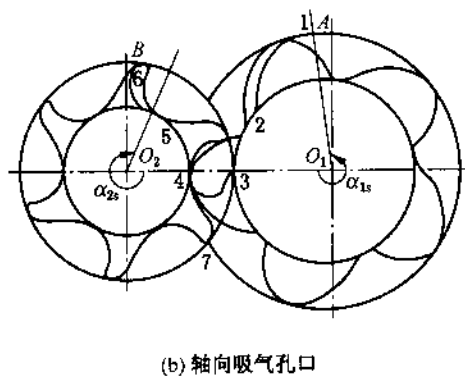
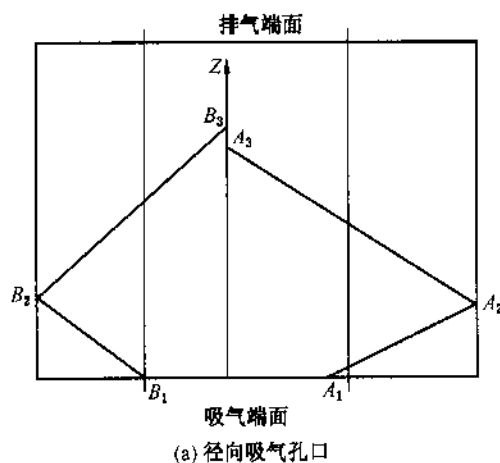


图 8-3-11 吸气孔口

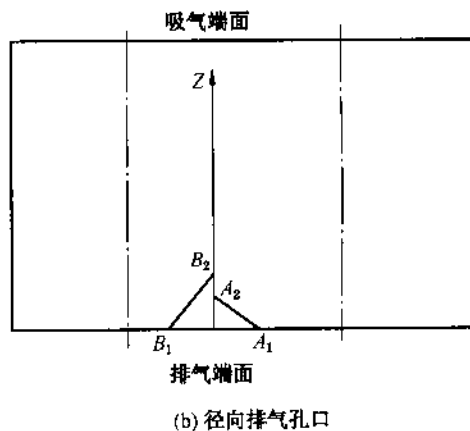
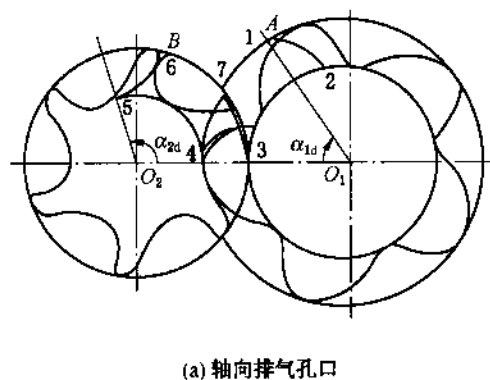


图 8-3-12 排气孔口

### 5. 螺杆式空气压缩机组

目前螺杆式空气压缩机大多以机组的形式供货,在煤矿以风冷喷油机组应用最为广泛,并能监测各主要运行参数,自动化程度较高。图 8-3-13 所示是某螺杆式空压机组的系统流程图,它主要由压缩空气系统、润滑系统、安全保护系统、电气控制系统等组成。各系统的工艺流程及主要部件说明如下。

#### 1) 压缩空气系统

如图 8-3-13 所示,空气由空气滤清器滤去尘埃之后,经由进气阀进入压缩机机体内进行压缩,并与润滑油混合。与油混合的压缩空气排入油气桶,经油气桶和油细分离器去除油分后,纯净的空气经压力维持阀、后冷却器、水分离器等,送入使用系统。

空气滤清器:主要功能是过滤空气中的尘埃,空气滤清器滤芯为一干式纸质过滤滤芯。

进气阀:进气阀的打开、关闭可实现空车、重车,当部分打开时可实现节流,从而调节排气量。

需要说明的是空车时仍有少量的空气被机体吸入,被压缩后通过泄放电磁阀泄放。因有泄放节流,使吸入的气体与泄放的气体达到平衡,系统内的压力维持在 0.2 ~ 0.3 MPa,以保证润滑油的正常循环。

油气桶:作用是储存润滑油及油气第一次分离。

安全阀:若系统发生故障使油气桶内压力达到设定排气压力 1.1 倍以上时,安全阀即会打开,使压力降至设定排气压力以下。

压力维持阀:压力维持阀位于油细分离器出口处,其开启压力一般设定在 0.4 ~ 0.5 MPa。压力维持阀的作用:一是压缩机刚启动时优先建立起系统内润滑油循环所需的最低压力,确保机体良好润滑;二是当油气桶内压力超过压力维持阀的设定开启压力时,压力维持阀方开启,允许压缩空气排出,这样就可避免因流过油细分离器的空气流速过快而降低其油气分离效果,也可保护油细分离器避免因内外壁压差过大而受损;三是防止压缩空气倒流。

后部冷却器:冷却器有风冷式和水冷式两大类,其作用是冷却压缩空气。

水分离器:压缩空气经后部冷却器冷却后会析出水分、少量油滴,水分离器可除去绝大部分水分、油滴及其他杂质,保证输出的压缩空气基本洁净。水分离器底部排水口装有自动泄水器,可自动排水。

#### 2) 润滑油系统流程

如图 8-3-13 所示,润滑油循环是靠油气桶内的压力与压缩机体内喷油口处的压力差来自动实现的。高温的润滑油从油气桶出来后,经过热控阀,进入油冷却器冷却,再经过油过滤器去除杂质颗粒,然后分为两路:绝大部分油由机体下端喷入压缩室,参与压缩过程;小部分油则通往机体前后端,用以润滑机体轴承组。润滑轴承油最后回到吸气口同空气一起进入压缩室,参与压缩过程。与油混合的压缩空气进入油气桶,油气桶分离出绝大部分的油直接沉降于油气桶底部,以备下次循环。空气中剩余的极少量油分经过油细分离器分离出来,经回油管、止回阀流回机体吸气端。

热控阀的作用是防止冷凝水的析出。当入油口的油温较低时(如冷态机组刚启动时),热控阀不动作,油不经过冷却器直接流入油过滤器。当油温渐渐上升到 67℃ 以上时,热控

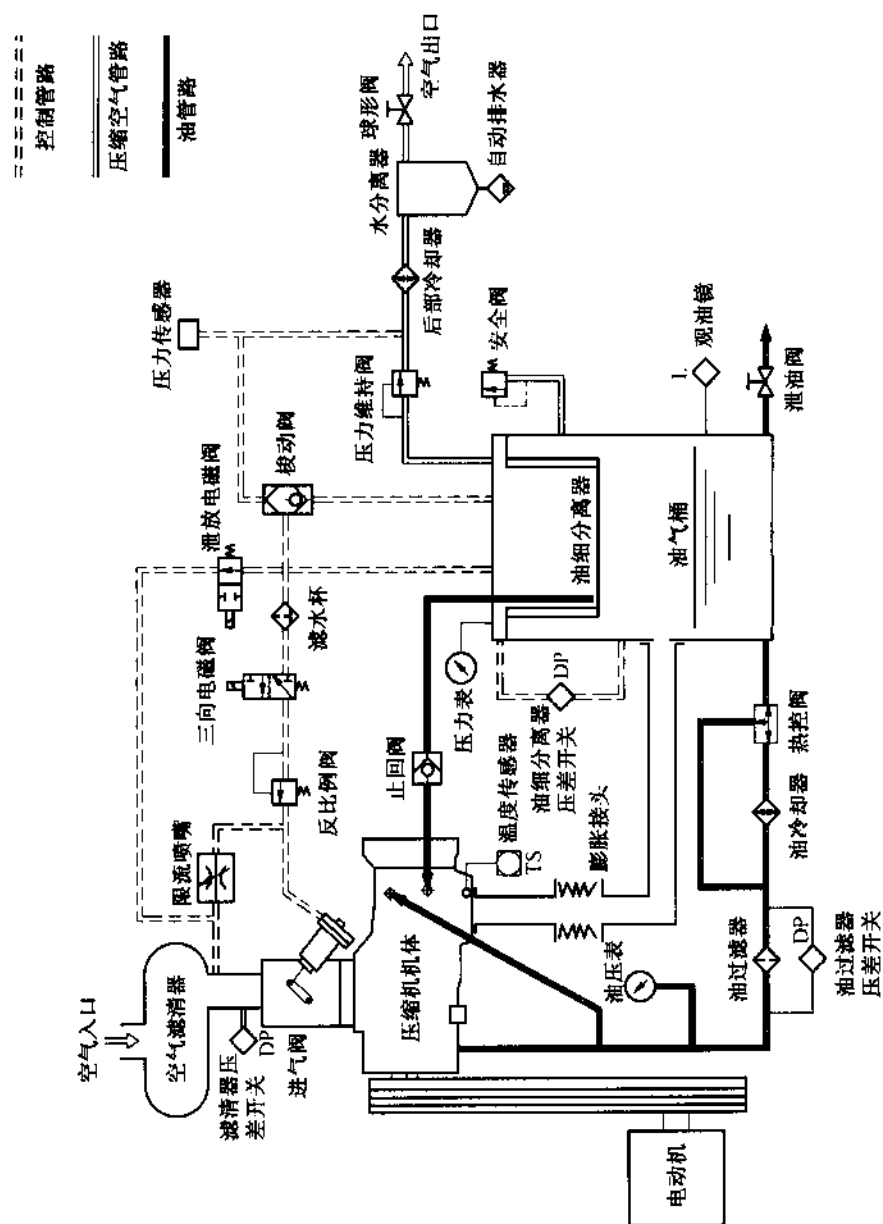


图 8-3-13 WBS 型螺杆式空压机系统图

阀开始动作,旁通口渐渐打开,出油口渐渐关闭,一部分油开始进入油冷却器冷却。当油温继续上升至 72℃ 以上时,旁通口全部打开,出油口全部关闭,润滑油全部流经油冷却器进行冷却。这样可以保证排气温度高于 70℃,从而避免压缩空气中的冷凝水析出。

油过滤器作用是除去油中颗粒杂质,是一种纸质的过滤器。油过滤器阻塞将可能导致进油量不足,排气温度过高,同时当油量不足时会影响轴承寿命。

油细分离器的作用是进一步滤除压缩空气中的油,使含油量控制在  $3 \times 10^{-6}$  以下。

止回阀的作用是使油细分离器滤出的油单向流入机体,防止停机后系统压力降为零以前机体内的油倒流回油细分离器(这些倒流回油细分离器的油将使机组耗油量大大增加)。

### 3) 控制系统

如图 8-3-13 所示的控制系统包括侦测元件(温度传感器、压力传感器、压差开关)和执行元件,可实现空压机全自动运转,无须专人值守。

进气阀是整个空压机空气流程及控制系统中的核心元件之一。进气阀的打开、关闭可使空压机实现空车、重车,当部分打开时可实现节流,从而调节排气量。

泄放电磁阀作用是启动、停机以及空车时泄放系统内的压力。

三向电磁阀的作用是实现空车与重车的转换,这是一个两位三通电磁阀,常态关闭,得电打开。它与泄放电磁阀同时得电或失电。当需要重车时,此阀得电打开,使系统内的压力可以输至进气阀伺服汽缸管口,从而打开进气阀,实现重车运转。当需要空车时,此阀断电关闭,切断进气阀伺服汽缸管口的压力供应,关闭进气阀,实现空车(此时泄放电磁阀泄放)。

反比例阀的作用是使进气阀全开、全关或部分打开,从而调节输气量。反比例阀的输入压力来自三向电磁阀,三向电磁阀失电时反比例阀输入压力小于其设定压力,三向电磁阀得电时反比例阀的输入压力是空压机的输出压力。当输入压力低于反比例阀设定压力时,反比例阀不动作,反比例阀的输出压力等于输入压力。当反比例阀的输入压力大于其设定压力时,阀开始动作,使反比例阀的输出压力低于输入压力,输入压力越高,输出压力越小。

梭动阀的作用是在不同运转条件下提供较高的控制气压给进气阀的伺服汽缸,这样可使需要空车转重车时,进气阀被快速打开。梭动阀有两个气源入口,一个出口。它只许两个气源中压力较高的一个通过,另一个则被封闭。

压差开关:机组中总共有 3 种过滤元件,分别是空气滤清器、油过滤器、油细分离器。这些过滤元件一旦阻塞将对机组运行造成不良影响,故机组为这 3 种元件分别配置了压差开关。当这些元件阻塞后使前后压差达到压差开关设定压差值时,压差开关动作,信号输入 CPU,则控制面板上相应指示灯亮,表明该元件阻塞,应及时维护或更换。

### 3.1.5 煤矿常用空压机

#### 1. 空压机型号

空压机型号如图 8-3-14 所示。

活塞式压缩机的结构代号用汽缸布置的形状或中文拼音的第一个字母表示,见表 8-3-6 规定。煤矿常用的活塞式压缩机为 L 型,即低压缸和高压缸一立一卧呈 L 形。螺杆压缩机结构代号用 LG 表示。

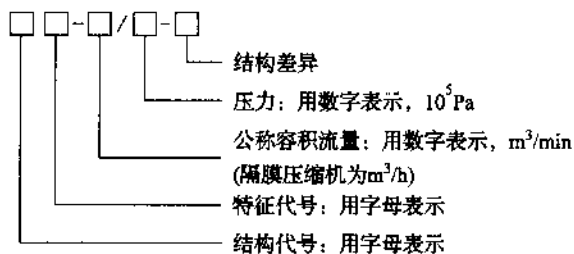


图 8-3-14 空压机型号

表 8-3-6 活塞式压缩机结构代号

结构代号	结构代号的含义
V	V 型
W	W 型
L	L 型
S	扇型 (Shan—扇)
X	星型 (Xing—星)
Z	立式 (汽缸中心线均与水平面垂直, Zhi—直)
P	卧式 (汽缸中心线均与水平面平行, 且汽缸位于曲轴同侧, Ping—平)
M	M 型
H	H 型
D	两列对称平衡型
DZ	对置型

表 8-3-7 特征代号

特征代号	代号的含义
W	无润滑
WJ	无基础
D	低噪声罩式

具有特殊使用性能的容积式压缩机, 其特征代号按中文第一个字的拼音第一个字母, 按表 8-3-6 的规定; 如要标多项特征代号时, 应按表 8-3-7 中的先后顺序标注。

## 2. 常见煤矿用空压机技术参数

常见煤矿用空压机技术参数见表 8-3-8 ~ 表 8-3-11。

表 8-3-8 固定式活塞空压机的技术参数

型 号	排气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	排气压力/ MPa	电机功率/ kW	冷却方式	生 产 厂 家
4L-20/8	20	0.8	130	水冷	无锡压缩机厂
5L-40/8	40	0.8	250	水冷	无锡压缩机厂
L250/202A	40	0.8	250	水冷	无锡压缩机厂

表 8-3-8 (续)

型 号	排气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	排气压力/ MPa	电机功率/ kW	冷却方式	生 产 厂 家
L-42/7-X	42	0.8	250	水冷	无锡压缩机厂
LS.5-40/8	40	0.8	250	水冷	江西气体压缩机厂
2D12-100/8	100	0.8	550	水冷	广西柳州空压机厂

表 8-3-9 固定式螺杆空压机的技术参数

型 号	排气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	排气压力/ MPa	电机功率/ kW	冷却方式	生 产 厂 家
OG (F) D55	10.3	0.7	55	风冷	广东正力精密机械有限公司
OGD-40/8.5	40	0.85	220	水冷	广东正力精密机械有限公司
OGD-21.5/0.8	21.5	0.8	110	水冷	广东正力精密机械有限公司
OGFD250	42.8	0.8	250	风冷	广东正力精密机械有限公司
SA250A-6K	40.5	0.72	250	风冷	北京复盛机械有限公司
SA-220A	40	0.6	220	风冷	北京复盛机械有限公司
SA-375W	62	0.8	375	水冷	北京复盛机械有限公司
UD250-8	43	0.8	250	风冷	上海优耐特斯压缩机有限公司
UD280-8	50.2	0.8	280	风冷	上海优耐特斯压缩机有限公司
UD315-8	55.6	0.8	315	风冷	上海优耐特斯压缩机有限公司
UD355W-8	65	0.8	355	水冷	上海优耐特斯压缩机有限公司
UD400-8	72	0.8	450	风冷	上海优耐特斯压缩机有限公司
UD450-8	81	1	450	风冷	上海优耐特斯压缩机有限公司
ML160	28	0.75	160	风冷	英格索兰
MM250	42.5	0.8	250	风冷	英格索兰
M300-2S-HV	56	0.85	300	水冷	英格索兰
LS25S-300H	38.6	0.8	225	风冷	美国寿力公司
BLT475W-66/8	66	0.8	475	水冷	上海宝勒特压缩机有限公司
LGFD-43/8-X	43	0.8	250	风冷	无锡压缩机厂
LU560W-8	100	0.8	560	水冷	柳州富达机械有限公司

表 8-3-10 离心式空压机的技术参数

型 号	排气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	排气压力/ MPa	电机功率/ kW	冷却方式	生 产 厂 家
C1000	127~212	0.34~1.0	500~1100	水冷	英格索兰
C700	55.3~110.3	0.7~1.0	300~600	水冷	英格索兰
C400	51.8~66	0.7~1.0	337.5~412.5	水冷	英格索兰

表 8-3-11 移动式空压机的技术参数

型 号	排气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	排气压力/ MPa	电机功率/ kW	柴油机功率/ kW	冷却 方式	生产厂家
MOGF13/7G	13	0.7	75	—	风冷	广东正力精密机械有限公司
MLGF-15/8G	15	0.8	90	—	风冷	中山市艾能机械有限公司
PES1060	21.7	1.4	185	—	水冷	上海复盛埃尔曼机电有限公司
LGY31-18/7	18	0.7	132	—	水冷	江西气体压缩机厂
HG460M-13	12	1.25	—	132	风冷	浙江红五环机械有限公司
SM-490W	16	0.7	90	—	水冷	北京复盛机械有限公司
SM-5132W	21	0.7	132	—	水冷	
SM-5160W	19.7	1.2	160	—	水冷	
SM-5185W	32	0.7	185	—	水冷	
SM-337A	5.8	0.8	37	—	风冷	北京复盛机械有限公司
SM-455A	9.6	0.8	55	—	风冷	
SM-475A	12.3	0.8	75	—	风冷	
SM-490A	15.2	0.8	90	—	风冷	
SM-5132A	21	0.7	132	—	风冷	
SM-5160A	19.7	1.2	160	—	风冷	
MLGF-6/7G-33	6	0.7	37	—	风冷	山西太原大汇实业有限公司
MLGF-21/7G-132	21	0.7	132	—	风冷	
MLGF-6/7G	6	0.7	37	—	风冷	上海罗德康普螺杆压缩机有限公司
MLGF-19.2/7G	19.2	0.7	110	—	风冷	

### 3.1.6 离心式空压机

离心式空压机的工作原理是：空气流经空压机的叶轮时，由于叶轮的旋转使气体受到离心力的作用而产生压力，与此同时气体获得速度，而气体流过叶轮、扩压器等扩张通道时，气体的速度又逐渐减慢而变成压力的提高。经多级叶轮加压后，出口气压达到设计值。其特点是压力较小、流量较大，适用于用气量大、距离较近的场所。

### 3.1.7 空压机的优缺点比较

离心式空压机容易实现综合自动化，现场使用维修量小，维修费用低，流量较大，输送距离与容积式空压机相比较小，用气量变化时会造成较大的压力波动。

螺杆式空压机容易实现综合自动化，现场使用维修量小，流量均匀、压力大，脉动小，耗电量较小，但风量相对较小，油耗较高。

活塞式空压机供风压力大，但不均匀，脉动大，需要专用水冷系统，设备使用维修量大，维修费用大，油耗较高，风量相对较小。

### 3.1.8 空压机的选型及配置

用气量较小、管线较短的矿井（ $240\text{m}^3/\text{min}$  以下），选用螺杆式空压机。用气量小、

管线较长的矿井应选用活塞式空压机。

用气量较大的矿井 ( $240\text{m}^3/\text{min}$  以上), 可以考虑全部选用离心式空压机或者选用离心式空压机和螺杆式空压机混合使用。若混合使用, 则可以选取一台螺杆式空压机作变频调节或者机械变容调节, 以缩小用气量调节的盲区。

排气量为  $40\text{m}^3/\text{min}$  的螺杆式空压机建议选用风冷机型。排气量为  $60\text{m}^3/\text{min}$  的螺杆式空压机选用风冷和水冷均可, 在北方缺水地区推荐选用风冷机型。

## 3.2 空压机的调节及维护

### 3.2.1 排气量的调节

空压机在正常工作状态下的容积流量基本上是保持不变的, 但是, 用户对气体的耗用量却是随着耗气设备的工况而变化的。当排气量大于耗气量时, 管网中气体压力就会升高, 当排气量小于耗气量时, 管网中的压力又会降低, 所以常以管网中的压力信号的变化, 来实现对排气量的调节。排气量调节应尽量满足以下要求:

- (1) 能实现排气量的连续调节, 使排气量和耗气量相等。
- (2) 调节系统力求简单、操作方便、工作可靠。
- (3) 比功率不增加。

排气量的调节方式及调节特性见表 8-3-12。

表 8-3-12 排气量的调节方式及调节特性

调节执行部位	序号	调节方式	使用条件	调节特性		
				间断	分级	连续
驱动机	1	单机停转	简单易行, 适用于微型、小型压缩机, 内燃机通过离合器驱动的压缩机, 包括汽车空调用压缩机	√		
	2	多机时分机停转	压缩机站多台压缩机时, 使用此法比较方便		√	
	3	无级变速	① 采用内燃机或汽轮机驱动时, 分别调速至 60% 与 25%; ② 采用变频电动机驱动时, 频率变化范围为 30 ~ 120Hz; ③ 采用绕线式异步电动机驱动, 增加转子电阻范围 60% ~ 100%			√
	4	分级变速	采用分级变速电动机驱动, 改变定子电极对数, 通常只能在 1 ~ 3 对极之间变化		√	
气体管路	5	进气节流	大、中型压缩机的小范围调节 (80% ~ 100%), 或偶尔调节的场合			√
	6	截断进气口	常用于单级往复或回转压缩机中, 我国动力用二级空气压缩机也采用, 它会使末级压力比很大	√		
	7	进、排气管自由连通	主要用于起动释荷或很少调节时 (排气管应设止回阀)	√		
	8	进、排气管节流连通	可用于辅助性微量调节			√

表 8-3-12 (续)

调节执行部位	序号	调节方式	使用条件	调节特性		
				间断	分级	连续
气阀	9	全行程压开进气阀	各级进气阀同时全部压开, 可用于各种往复压缩机	√		
	10	部分行程压开进气阀	用于第一级与末级或用于调节需控制某级间压力的后级, 范围 60% ~ 100%, 调节装置较复杂			√
余隙	11	连通一个或多个固定补助余隙容积	可用于大型工艺用压缩与空气压缩机	√	√	
	12	连通可变补助余隙容积	可用于大型工艺压缩机, 调节范围 0 ~ 100%			√
	13	部分行程连通补助余隙容积	用于大型压缩机, 调节范围 60% ~ 100%, 调节装置较复杂	√		√
活塞	14	改变行程	用于电磁压缩机, 自由活塞压缩机, 汽车空调中摆盘压缩机, 调节范围 0 ~ 100%			√
混合调节	15	联合使用 10 与 11	大型多级压缩机第一级用部分行程压开进气阀, 末级用补助余隙容积	√		√
	16	联合使用 3 与 9 或 3 与 6	内燃机驱动时, 60% ~ 100% 负荷由内燃机改变转速, 0 ~ 60% 由压开进气阀或截断进气完成	√		√
滑阀	17	吸气回流	应用于螺杆压缩机			√
塞状阀	18	吸气回流	应用于螺杆压缩机		√	

在大多数的螺杆式制冷和工艺压缩机中都采用在主机结构中内置流量调节滑阀或塞状阀的调节方案。在螺杆式空气压缩机中, 往往在机组中采用转速调节、吸气节流调节、停转调节及进排气管连通调节等方案。

### 3.2.2 压缩机的维护保养

压缩机的维护保养是压缩机正常、高效、安全、可靠运行的保证。维护保养前, 应仔细阅读卖方提供的使用维护说明书和有关技术文件, 并将具体规定要求转化成维护保养制度。

#### 1. 压缩机的维护

压缩机维护的通用要求主要有设备完整无损、运行参数正常、无泄漏、润滑油选用正确、设备与工作场地整洁、做好工作日记。

(1) 设备完整无损, 处于良好状态, 压力、温度、电流、电压均应在正常范围内, 不能偏离过大。

(2) 压缩机应无漏油、漏水和漏气现象。

(3) 保持仪表的完整齐全, 指示准确, 并按期校验。

(4) 管路、线路整齐, 清洁畅通, 绝缘良好。

(5) 冷却液与润滑油的质量应符合要求。不能混用不同的润滑油, 但如经不同油种

相容性分析, 确定不会产生可能导致危险情况的不利后果, 可例外。

(6) 新压缩机和大修后的压缩机, 首次运行 200h 后, 应更换润滑油, 清洗运动部件和油池油箱, 并清洗或更换油过滤器。若排出的润滑油经过滤化验, 符合润滑油质量要求时, 或不超过石油化工业标准 SH/T 0538—2000《轻负荷喷油回转式空气压缩机油换油标准》时, 可继续使用, 加油时要过滤。

(7) 油位应符合要求。

(8) 安全装置(如安全阀、保险装置、自控或保护装置)灵敏可靠, 防爆防雷和接地装置应符合要求。

(9) 设备与工作场地整齐、清洁、无灰尘、无油渍, 标牌齐全, 连接可靠。

(10) 认真填写记录和运行日志。

## 2. 压缩机的保养

压缩机的保养可分为一级保养、二级保养、三级保养。

### 1) 一级保养

一级保养应每天或每班进行。保养内容如下:

(1) 检查润滑油位, 包括循环润滑油和注油润滑油, 油量不足时应加油。检查注油器注油情况, 合理供油。

(2) 检查仪表指示值, 更换指示值不准或已损坏仪表, 补齐缺损仪表。

(3) 检查油过滤器和空气滤清器压差是否超限, 对超限的过滤器给以修理、更换。

(4) 检查喷油压缩机油分离前后压差。

(5) 检查各操作开关和压力调节器的工作情况。

(6) 检查压缩机有无异常声响及泄漏。

(7) 清洁机器和环境。

(8) 作好保养记录。

### 2) 二级保养

不同的压缩机二级保养的内容和时间间隔不同。

(1) 喷油螺杆式压缩机和滑片压缩机要求每月做以下保养: ①取油样, 观察润滑油是否变质; ②检查排气温度计是否失灵; ③清洁机组外表面。

(2) 活塞式压缩机二级保养要求: ①每运转 1000h 取油样, 分析润滑油的污染情况和物理性质, 根据分析结果, 确定润滑油继续使用, 还是处理后再用, 还是更换, 并清洗或更换油过滤器芯或网; ②根据淋洒式冷却器管外结垢和生物聚集情况, 洗刷冷却器管; ③每运转 2000h 清洗气阀 1 次, 清洗阀座、阀盖积炭, 检查气阀气密性; ④每 2000h 清洗或更换空气滤清器, 并检查汽缸吸气口到空气滤清器之间部分有无灰尘, 并擦洗; ⑤清洗油过滤器; ⑥每运转 2000h, 检查运动部件紧固螺纹有无松动, 防松装置有无松动或失效, 摩擦面(汽缸镜面、十字滑道)有无拉毛现象。

### 3) 三级保养

对螺杆压缩机和滑片压缩机, 每 3 个月进行 1 次三级保养, 内容如下:

(1) 清洁冷却器外表面、风扇叶片和机组周围灰尘。

(2) 清洗放气消声器。

(3) 给电动机前后轴承加润滑脂。

(4) 检查所有软管有无破裂和老化迹象, 根据情况更换软管。

(5) 检查电器元件, 清洁电控箱内的灰尘。

(6) 喷油压缩机运行 2500h 后应换油, 但在一年中如运行不足 2500h, 一年后也应换油。应使用制造厂推荐的闪点高于 220℃ 的回转压缩机油或汽轮机油。当压缩机内润滑油经试验分析, 指标不超过 SW/T0538—1993 3.1 条要求时, 可不换油。不同油种不得相互混杂。

(7) 当空气滤清器阻力过大, 通常压缩机仪表盘指示灯有所显示, 此时, 应更换滤清器滤芯。

(8) 当油分离器两端压差是开车之初的 3 倍或最大压差达到 0.1MPa 时, 应更换芯子。倘若油分离器芯子两端压差数值为零, 说明芯子有故障或气体短路, 此时应立即更换芯子。

(9) 对滑片压缩机, 应按照供方规定, 按时更换滑片。

活塞压缩机的三级保养, 在压缩机运行 4000h 后进行。具体内容如下:

(1) 换润滑油, 清洗油过滤器, 更换滤芯。

(2) 清洗空气滤清器, 更换滤芯或滤网。

(3) 检查仪表控制系统, 修复或更换失效和动作不可靠的元器件, 校正仪表。

(4) 检查、校正流量调节装置。

(5) 校正安全阀。

(6) 检查运动部件的磨损情况和紧固锁紧装置, 磨损严重或间隙过大时应修理或更换。

(7) 清洗注油器和注油器油泵总成。

(8) 检查吸、排气阀的密封情况和活塞环、导向环的磨损情况, 更换已损坏的阀片和弹簧, 更换磨损过大的活塞环和导向环。

(9) 大型压缩机在进行三级保养时, 应检查曲轴箱水平和驱动机水平是否发生变化, 若由于地基沉降不均, 水平发生变化, 应进行调整。

(10) 检查压缩机和驱动机联轴器的径向跳动和端面跳动, 若跳动值超出规定, 应进行调整。

(11) 检查活塞杆跳动, 并使其保持在 0.07mm 以内。

(12) 清理冷却器换热面的水垢, 对风冷式冷却器可用压缩空气吹扫。

(13) 对压缩机或机组进行全面检查, 包括管路、电路和各部分连接, 使压缩机或机组全面达到完好水平。

### 3.2.3 活塞式空压机常见故障及其处理方法

#### 1. 过热

轴和轴承、十字头与滑道、填料函与活塞杆相互摩擦而发热。一旦摩擦温度超过规定值时, 称为过热。造成过热原因有二, 一是摩擦生热过多, 二是摩擦副冷却状况劣化。后果可能是: ①在较正常运行温度高的温度下达到平衡, 使摩擦副加快磨损, 但不马上损坏; ②热量不断积聚直至烧毁摩擦表面, 酿成重大设备事故。过热可以借助安装在机器上的仪表、温度计观察, 用手试探或看发热部位是否变色, 油池是否产生油泡和油烟味等, 从而找到过热部位。压缩机常见过热现象、产生原因及处理方法见表 8-3-13。

#### 2. 排气量降低

表 8-3-13 常见过热现象、产生原因及处理方法

故障现象	产生原因	处 理 方 法
1. 轴承过热	轴瓦与轴颈接触不均匀, 接触面积小, 局部比压过大	重研刮轴瓦, 增大接触面积, 减小比压。对巴氏合金轴承 (轴颈圆周速度 $7\text{m/s}$ , 许用最大比压 $4.0 \sim 7.5\text{MPa}$ )
	径向、轴向间隙过小, 或轴承歪斜	适当调整配合间隙。径向间隙为 $0.0006 \sim 0.001D$ ( $D$ 为主轴直径, 定位瓦轴向间隙为 $0.2 \sim 0.5\text{mm}$ )
	曲轴弯曲或扭曲	若发现轴弯曲或者扭曲, 应修理或更换新轴
	润滑油供给不足或中断, 或润滑油受到严重污染, 或使用牌号不对	检查油泵和输油管, 调整油泵压力, 检查润滑油品质, 更换为标准润滑油
	压缩机安装时, 主轴与电动机轴联轴器的同轴度误差太大, 以致两轴倾斜	对联轴器重新找正, 使同轴度符合规定要求
2. 汽缸过热	冷却水供给不足, 水管堵塞或断水	适当提高供水压力, 加大供水量; 疏通管道, 清除汽缸水套内的污垢
	吸、排气阀泄漏, 或级的压力比过大	检修气阀, 调整压力比
	使用填充聚四氟乙烯制造的支承环, 热胀间隙太小产生抱缸	适当加大环的热胀间隙 (一般为直径的 $0.03$ 倍), 并在环的外圆柱面及两端面开卸压槽
3. 活塞杆过热	填料密封圈组与活塞杆配合间隙过小, 或装歪	清洗填料函; 研刮密封元件 (填充聚四氟乙烯料只能用刀刮研)。金属密封元件在盒中的轴向间隙为 $0.035 \sim 0.1\text{mm}$ ; 而填充聚四氟乙烯制品, 应按其轴向线胀系数计算, 然后再加上 $0.06 \sim 0.09\text{mm}$ , 作为其轴向间隙。检查密封圈在盒中是否活动自如
	填料函中有杂物, 密封圈卡住不能自由活动	检查密封圈在盒中的轴向间隙是否正确, 按规定间隙调整
	填料盒中密封圈装错, 油道堵塞, 润滑油供不上, 造成干摩擦	检查密封圈的安装方位是否正确; 修正密封元件两端平面使之与内孔轴线相垂直, 同时内圆柱面与活塞杆接触面积要求在 $75\%$ 以上; 检查润滑油是否符合标准, 清洁润滑油, 疏通油路
	无油润滑条件下, 冷却不良	加强活塞与填料函的冷却
4. 机身内曲轴两端盖发热	曲轴主轴承 (锥形滚珠轴承) 咬住	拆开机身, 检查轴承, 更新滚珠轴承
	靠近电动机联轴器端发热, 是因为与电动机上的联轴器连接间隙过小, 电动机轴串动时顶压缩机曲轴, 这时曲轴前端发热; 反之, 两联轴器间隙过大, 则曲轴后端发热	重新调整两联轴器间隙, 使之符合规定要求

空气压缩机在使用一段时期后, 就出现排气量不足的情形, 其原因很多, 如气流阻塞、内外泄漏, 转速降低、余隙过大等都对其有影响。空气压缩机排气量降低常见原因及处理方法见表 8-3-14。

表 8-3-14 排气量降低常见原因及处理方法

故障现象	产生原因	处理方法
1. 空气滤清器阻力大	滤清器冬季结冰或积垢堵塞, 阻力增大, 影响吸气量	定期清洗或更新滤心。滤清器阻力损失应不超过 490Pa, 当阻力损失达到 980Pa (指织物滤心) 或达到 2450Pa (指金属滤心) 时应进行清洗
	安装位置不当, 因吸入不清洁空气而堵塞	调整安装位置, 保证吸入洁净的空气
	吸气管太长或管径太小, 阻力增大	应按压气机气量设计安装进气管的管径与长短, 一般进气管中空气流速小于或等于 10m/s
2. 汽缸严重磨损	汽缸或缸套过度磨损、偏磨或严重拉伤而形成漏气	镗缸、镶套及更换活塞和活塞环, 重新装配
	汽缸盖或缸座与缸体端面贴合不严或其中垫片破损不密封而漏气	修刮缸盖或缸座或汽缸体端面使其平整, 更新汽缸垫片
	汽缸冷却不良, 气体经过阀室受到预热, 影响吸气效率	水冷式汽缸应清理水套除水垢, 改善冷却条件, 风冷式检查风扇工作状态
	活塞与汽缸间隙过大形成漏气	汽缸经镗修后应配制活塞与活塞环, 达到合适的配合间隙
3. 活塞环“咬死”或严重磨损	活塞环因润滑油质量欠佳或注油量不足, 使缸内温度过高, 酿成环咬死现象, 促使气量减小而可能引起压比在级中重新分配	检查并清洗活塞环和环槽, 好的留用、不行的更换, 同时检查清洗注油器及油管路, 更换合格润滑油, 并改善汽缸冷却条件
	活塞环弹力失效或磨损严重	当环弹力失效、或外圆柱表面严重拉伤或环与环槽侧面间隙超过规定值 1~1.5 倍, 或环的磨损量超过径向厚度 25%, 或环外圆表面与汽缸镜面配合间隙总长超过汽缸圆周的 50% 时, 均应及时更换活塞环
4. 填料与活塞杆的故障	活塞杆过度磨损或严重拉伤	活塞杆磨损量超过 0.3~0.5mm 时, 或严重划伤, 可镀硬铬
	活塞杆跳动厉害	重新调整杆的水平和垂直向跳动量, 使之达到允许范围
	填料密封圈有划伤、磨损	当密封圈平面有缺陷时, 应及时刮研修复; 当密封圈内圆柱面有缺陷时, 应在活塞杆上研配, 但要注意热胀间隙不要过小, 若太小时应修研开口调整间隙。平面填料径向切口三瓣密封圈朝向气流方向, 不能装错
5. 压缩机转速降低	柴油机驱动: 由于柴油机功率不足转速达不到额定数值, 因而使压缩机达不到规定转速而减少气量	检查柴油机, 调整调速器, 使其工作正常, 达到额定转速
	带传动: 因传动带太松而丢转, 减少气量	调整传动带拉紧力或换新带

表 8-3-14 (续)

故障现象	产生原因	处 理 方 法
6. 卸荷阀漏气	阀瓣装歪, 余隙卸荷阀与汽缸壁锥面表面粗糙不够标准	拆开卸荷阀检查并重装, 装时一定要装正不得歪斜, 并研磨阀芯与缸体壁锥面, 使之密封
	阀杆密封填料(盘根)不严密	重新装配阀杆密封盘根, 一定要塞严不得漏气
7. 安全阀泄漏	安全阀弹簧没有压紧或弹力失效	重新调整弹簧或更换新的弹簧
	阀芯与阀座密封面接触不严	清洗或重新研磨密封面
	安全阀连接螺纹损坏或不严或法兰连接垫片损坏接触不严而泄漏	检查螺纹是否损坏, 更换新垫, 装配时保证严密不漏
	阀弹簧支承面与弹簧中心轴线垂直, 在压缩后偏斜, 造成阀瓣受力不均, 产生翘曲而漏气或产生振荡	装配、检修时要注意选用符合要求的弹簧, 要装正
8. 排出的冷却水中有气泡	冷却水管有裂纹, 封头密封不严或管板没有紧固牢而串气	修理或更换水管, 把没胀牢而串气的水管重新胀结牢固
	汽缸垫片破裂或安装时没压紧压严, 产生漏气	更换垫片, 重新将缸盖或缸座连接螺栓紧固
9. 冷却器效率低	冷却水进水温度过高, 故冷却效率低下	调节进水温度, 使之尽可能低。在夏季, 冷却水进水温度最高不得超过 35℃, 不然就要加大冷却水流量
	冷却器内水垢和油污太多, 降低了传热效果	检查/清洗冷却器内的水垢和油污
	冷却器中间隔板破裂	修理或更换损坏的隔板
	供给的冷却水量减少了	疏通水路, 加大水量
10. 使用不当	空气压缩机的排气量是按一定的海拔高度或吸气温度湿度设计的, 当把压缩机安装在超过上述设计条件的高原上时, 吸气压力降低, 排气量必然减少	这是属于正常的排气量降低。若在高海拔地区使用一般空气压缩机, 应在压缩机吸入口前增设鼓风机增压, 才能达到原设计要求

### 3.2.4 螺杆式空压机常见故障及其处理方法

螺杆式空压机常见故障及其处理方法见表 8-3-15。

表 8-3-15 螺杆式空压机常见故障及其处理方法

故障情形	可能发生原因	处 理 方 法
1. 无法启动	保险丝烧毁	请电气人员检修更换
	过载保护器动作	请电气人员检修
	接线松动或接触不良	检修上紧
	电压太低	请电气人员检修
	电动机故障	请电气人员检修
	机体故障	手动机体, 若转不动, 请与厂家联系
	逆、欠相保护动作	检查电源线及各接点

表 8-3-15 (续)

故障情形	可能发生原因	处 理 方 法
2. 运转电流高, 压缩机自行停车	电压太低	请电气人员检修
	排气压力太高	检查压力设定, 压力传感器
	电路接点接触不良	检修
	润滑油规格不正确	检查油号、更换油品
	皮带传动松	检查并调整
	油细分离器堵塞	更换油细分离器
	压缩机机体故障	手动机体, 若转不动, 请与厂家联系
3. 运转电流低于 正常值	空气消耗量太大 (压力在设定值以下运转)	检查消耗量, 必要时增加压缩机
	空气过滤器堵塞	清洁或更换
	进气阀动作不良	拆卸清洗并加润滑油脂
	压力设定不当	重新调整设定压力
4. 排气温度低于 70℃	冷却水量太大	调整冷却水之出口阀
	环境温度太低	减少冷却器散热面积
	空车太久	增加空气消耗量
	温度传感器故障	调整或更换温度传感器
	热控制阀故障	更换热控制阀
5. 排气温度高, 空压机自动跳闸	润滑油量不足	检查油位, 若油量不足, 请停车加油
	冷却水量不足	检查进出水管温差
	冷却水温度高	检查进水温度
	环境温度高	改善环境, 降低室温
	冷却器不清洁或堵塞	检查进出口温差, 正常温差为 5~8℃, 如低于 5℃, 则以低压空气清洁或拆下用药剂清洗
	润滑油规格不正确或变质	检查油号, 更换油品
	热控制阀故障	检查油是否经过油冷却器冷却, 若无则更换热控制阀
	油过滤器堵塞	更换
	前置过滤器堵塞	清洁
	冷却风扇故障	检修或更换
	温度传感器故障	检修或更换
6. 空气中含油分 高, 润滑油添加周期短	油面太高	检查油面并适当排放
	回油管路阻塞	拆卸清洁
	回油止回阀损坏	更换
	排气压力太低	调整压力开关至设定值
	油细分离器破损、失效	更换新品
	压力维持阀弹簧疲劳	更新弹簧
	油细分离器芯管的 O 形圈破损	更换

表 8-3-15 (续)

故障情形	可能发生原因	处 理 方 法
7. 无法全载运转	压力传感器故障	检修或更换
	泄放电磁阀故障	检修或更换
	进气阀动作不良	拆卸清洗后加注润滑油脂, 检查控制管路是否畅通
	压力维持阀动作不良	拆卸后检查阀座及止回阀片是否磨损, 如磨损更换
	控制管路泄漏	检查泄漏位置并锁紧
	电气线路故障	检修或更换
8. 无法空车, 空车时压力仍保持工作压力或继续上升, 安全阀动作	压力传感器失效	检修或更换
	进气阀动作不良	拆卸清洗后加注润滑油脂
	泄放电磁阀失效或泄放管路阻塞	检修或更换
	电气线路故障	检修或更换
9. 压缩机风量低于正常值	进气过滤器堵塞	清洁或更换
	进气阀动作不良	拆卸清洗后加注润滑油脂
	油细分离器堵塞	更换
	泄放电磁阀或管路泄漏	检修, 必要时更换
10. 空/重车频繁	管路泄漏	检查泄漏位置并锁紧
	压力开关故障	检修或更换
	空气消耗量不稳定	增加储气罐容量
	压力维持阀泄漏	检修或更换
11. 停机时油雾从空气过滤器冒出	进气阀关闭不严或卡死	检查进气阀, 如卡住, 拆卸清洁后加注润滑油脂
	重车停机	避免重车停机
	压力维持阀泄漏	检修或更换
	泄放电磁阀故障	检修或更换
	止回阀故障	检修或更换

### 3.3 空气压缩机安全检测检验

煤矿在用空气压缩机按照使用地点分有井上空压机和井下空压机, 按照是否移动分有固定式空压机和移动式空压机, 按照结构特点分主要有活塞式空压机和螺杆式空压机。

煤矿在用空气压缩机安全检测检验是保证设备安全、可靠、经济运行的重要环节。检测检验的主要内容有:

- (1) 检查外观, 如各部分合理, 各种管路、电缆应布置整齐。
- (2) 各种证件齐全, 如安全准用标志; 地面用压缩机应有相关证件, 如贮气罐检验证书、安全阀检定证书、油的闪点等。
- (3) 各种安全保护装置齐全, 动作可靠。
- (4) 空气压缩机的性能试验, 包括机房噪声及空气压缩机的振动。
- (5) 检测周期为每 3 年至少 1 次。

### 3.3.1 空气压缩机安全检测检验的主要技术依据

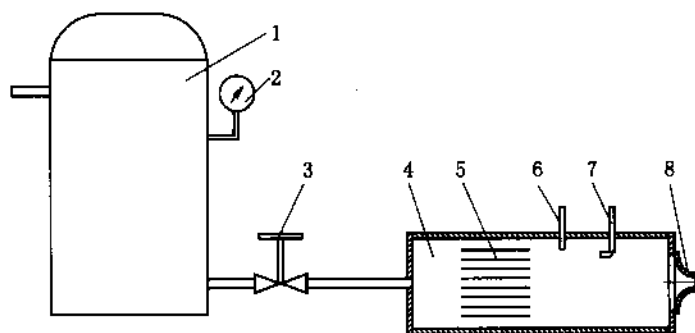
- (1) 煤矿安全规程;
- (2) 煤矿在用空气压缩机安全检测检验规范 (AQ 1013—2005);
- (3) 煤矿井下空气压缩机安全技术检验规范 (MT 950—2005);
- (4) 煤矿井下移动式空气压缩机 (MT 687—1997);
- (5) 容积式压缩机验收试验 (GB/T 3853—1998);
- (6) 容积式压缩机流量测量方法 (GB/T 15487—1995);
- (7) 工业企业噪声卫生标准 (试行草案);
- (8) 容积式压缩机机械振动测量与评价 (GB/T 7777—2003);
- (9) 往复活塞压缩机机械振动分级 (JB/T 8541—1997);
- (10) 容积式空气压缩机能效限定值及能效等级 (GB 19153—2009)。

### 3.3.2 空气压缩机的排气量测量

排气量的测量按 GB/T 15487—1995 进行。煤矿在用空气压缩机排气量常用的测量方法有: 喷嘴法、风包法和热式测速仪法、进口集流器法。

#### 1. 喷嘴法

目前我国空气压缩机行业多采用喷嘴法测量空气压缩机的排气量, 如图 8-3-15 所示, 它在排气侧测量压缩机的排气量, 不受空气压缩机泄漏影响。喷嘴法成熟且应用广泛, 测量准确, 可以作为其他方法的比较基准。喷嘴法测量装置主要由风包、压力调节阀、低压箱、喷嘴、U 型管压差计和温度计等组成。为了稳定气流, 在箱体中安装了稳流器, 由井字形格板和许多小圆管构成。喷嘴法测量空气压缩机排气量的范围为  $0.03 \sim 516 \text{ m}^3/\text{min}$  (吸入状态), 喷嘴前后的压差为  $2500 \sim 10000 \text{ Pa}$ 。

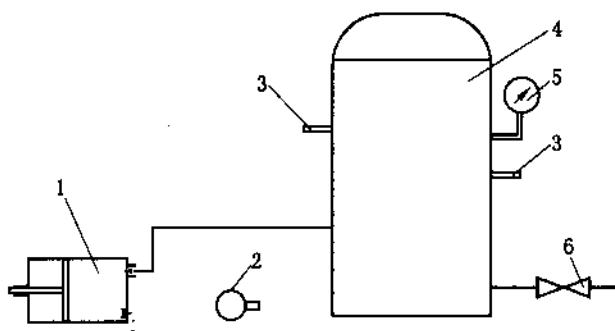


1—风包; 2—压力表; 3—压力调节阀; 4—低压箱;  
5—整流隔板; 6—温度计; 7—测压管; 8—喷嘴

图 8-3-15 喷嘴法测流量示意图

#### 2. 风包法

风包法在排气侧测量压缩机的排气量, 不受空气压缩机泄漏影响。风包法分单风包法和双风包法。风包法操作简单方便, 但测量准确度不高。单风包测定法可利用空气压缩机原有风包进行测定。下面主要介绍单风包法, 如图 8-3-16 所示。



1—空气压缩机；2—秒表；3—温度计；4—风包；5—压力表；6—闸门

图 8-3-16 风包法测流量示意图

首先测量风包及相连管路的容积  $V$ ，切断所有用气设备，在风包上安装压力计及两支温度计，测量风包内气体压力和温度。测试前要检查安全阀的工作情况，同时检查管道和容器是否漏气。测试时，把风包内的剩余气体及油、水放净，然后关闭闸门 3，开动压缩机。当风包中空气压力升至  $0.2 \sim 0.3 \text{ MPa}$  时，开始用秒表计时，同时记录风包中气体的压力  $p_1$  和温度  $T_1$ 。当风包中气体达到测试压力  $p_2$  时，立即停止秒表和空气压缩机，并迅速记下压力由  $p_1$  升至  $p_2$  的时间  $t$  和温度  $T_2$ 。

压缩机排气量为

$$Q_0 = \frac{60T_0V}{tp_0} \left( \frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \quad (8-3-1)$$

式中  $Q_0$ ——吸气状态下空气压缩机的排气量， $\text{m}^3/\text{min}$ ；

$V$ ——风包容积（包括闸门 6 以前排气管内的容积）， $\text{m}^3$ ；

$p_1$ 、 $T_1$ ——测试开始时，风包内的绝对压力（Pa）和绝对温度（K）；

$p_2$ 、 $T_2$ ——测试结束时，风包内的绝对压力（Pa）和绝对温度（K）；

$p_0$ 、 $T_0$ ——空气压缩机吸气状态下空气的压力（Pa）和绝对温度（K）；

$t$ ——测试开始到测试结束时的充气时间，s。

按下式将吸气状态下空气压缩机的排气量换算到标准状态下的排气量：

$$Q = Q_0 \frac{\rho_0}{\rho} \quad (8-3-2)$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{287.1T_0} \quad (8-3-3)$$

式中  $Q$ ——标准状态下的排气量， $\text{m}^3/\text{min}$ ；

$\rho$ ——标准状态下空气的密度，取  $1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ ；

$\rho_0$ ——吸气状态下空气的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

### 3. 热式测速仪法

热式测速仪法是在空气压缩机的吸气管路上测量空气压缩机的吸气量。当空气压缩机无外泄漏，或能够以足够的精度测量压缩机泄漏损失时，则允许测量压缩机吸气流量来推算出压缩机排气量。热式测速仪法操作简单方便，经过校正后测量较准确。

测点位置应选在离进气管口 5 倍管径以上的直线段, 测速仪测杆插入深度在  $2/3$  半径左右, 测得的数据应按校正曲线进行修正。压缩机吸气量可按下式计算:

$$Q'_0 = 47.1225 K d^2 v \quad (8-3-4)$$

式中  $Q'_0$ ——吸气状态下空气压缩机的吸气量,  $\text{m}^3/\text{min}$ ;

$K$ ——校正系数, 当要求不高时可取  $K = 0.96 \sim 0.98$ ;

$d$ ——吸气管管径,  $\text{m}$ ;

$v$ ——气体流速,  $\text{m/s}$ 。

压缩机的排气量为

$$Q_0 = Q'_0 - \Delta Q \quad (8-3-5)$$

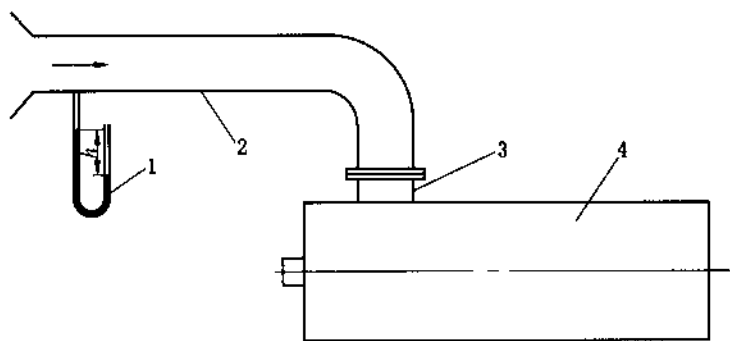
式中  $Q_0$ ——吸气状态下空气压缩机的排气量,  $\text{m}^3/\text{min}$ ;

$\Delta Q$ ——吸气状态下空气压缩机的外泄漏量,  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

按式 (8-3-2) 将吸气状态下空气压缩机的排气量换算到标准状态下的排气量。

#### 4. 进口集流器法

进口集流器法 (GB 1236) 是在吸气管路上测量空气压缩机的吸气量, 主要适用于螺杆式空气压缩机的吸气量的测量, 如图 8-3-17 所示。该方法操作简单方便, 测量准确。



1—测压计；2—集流器；3—空压机进风口；4—螺杆式空压机

图 8-3-17 集流器测流量示意图

测得进口集流器入口气体负压, 可得进气状态下的流量为

$$Q_0 = 66.643 k d_n^2 \sqrt{\frac{p_a}{\rho_0}} \quad (8-3-6)$$

式中  $Q_0$ ——空压机进气状态下的排气量,  $\text{m}^3/\text{min}$ ;

$d_n$ ——进口集流器直径,  $\text{m}$ ;

$p_a$ ——进口集流器入口气体负压,  $\text{Pa}$ ;

$\rho_0$ ——进口集流器入口气体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$k$ ——流量系数,  $k = 0.96 \sim 0.99$ 。

如果压缩机有外泄漏, 还要扣除泄漏量  $\Delta Q$ 。

按式 (8-3-2) 将吸气状态下空气压缩机的排气量换算到标准状态下的排气量。

### 3.3.3 空气压缩机的性能试验

压缩机的性能是指在约定条件下空气压缩机的性能参数所表现出的具体数据的总称。《煤矿在用空气压缩机安全检测检验规范》(AQ 1013—2005)是煤矿在用空气压缩机性能试验的重要依据。

试验开始前应检查压缩机,确定其是否处于适宜进行试验的状态。压缩机应在全负荷下运行,试验工况应在约定条件下进行,如运行工况、规定工况。试验工况波动范围应符合 AQ 1013—2005 的要求。当空压机运行稳定后,测量所有与空压机性能有关的项目,主要内容有空气被压缩前后的压力和温度、空气压缩机的排气量、空压机的转速,空压机吸气过滤器和吸气管路的阻力、冷却水流量、进出口温度及润滑油的压力、温度、轴功率,同时还可对管网漏气量进行测定。

当测定结果符合压缩机的正常工作条件时为合格。输入比功率应符合表 8-3-16 的要求。

$$P_b = \frac{P}{Q} \quad (8-3-7)$$

式中  $P_b$ ——输入比功率, kW/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ );

$P$ ——在规定工况下,空压机组的输入功率, kW;

$Q$ ——在规定工况下,空压机实际容积流量,  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

表 8-3-16 煤矿在用空气压缩机比功率要求

铭牌输气量/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )		3	6	10	20	40	60	100
比功率/ [ $\text{kW} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1})^{-1}$ ]	水冷	≤5.8		≤5.15		≤5.1		≤5.05
	风冷	≤6.3						

### 3.3.4 噪声的测量

空压机的噪声是指在规定工况时空压机的噪声水平。测量噪声的目的是确定空压机和机房内的噪声水平是否超标。《容积式压缩机噪声的测定》(GB/T 4980—2003)对空压机的噪声测量提出了明确的要求,其噪声限值应符合《动力用空气压缩机和隔膜压缩机噪声声功率级限值》(GB 7786—87),见表 8-3-17 和表 8-3-18。

表 8-3-17 中小型往复式动力用空气压缩机噪声声功率级限值

公称容积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	噪声声功率级/dB (A)				移动式
	汽缸有油润滑		汽缸无油润滑		
	水冷	风冷	水冷	风冷	
3	102	104	104	106	118
6	103	105	104	107	120
9					
10	104				

表 8-3-17 (续)

公称容积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	噪声声功率级/dB (A)				移动式
	汽缸有油润滑		汽缸无油润滑		
	水冷	风冷	水冷	风冷	
20	105				
40	107				
60	109				
100	110				

表 8-3-18 喷油螺杆空气压缩机噪声声功率级限值

公称容积流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	噪声声功率级/dB (A)		
	固定式、水冷		移动式、风冷
	有隔声罩	无隔声罩	
3	95	105	112
6	97	107	114
10	98	108	115
12	99	109	116
16	100	110	117
20	101	111	118
25	102	112	119
30	103	113	120
40	104	114	121
50	105	115	122
60	106	116	123
100	107	117	124

机房内的噪声可按照室内声场的测量方法确定。《工业企业噪声卫生标准（试行）》规定，工业企业的生产车间和作业场所的工作地点噪声标准为 85dB (A)（脉冲声除外），这是针对每个工作日接触噪声的时间为 8h 计算的。若现有企业暂时达不到标准，可适当放宽 5dB (A)。

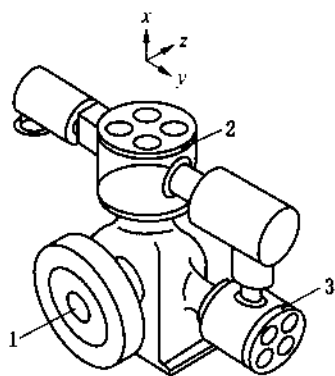
### 3.3.5 振动的测量

振动烈度是表示空压机振动特性的重要参数。空压机的振动烈度是指振动速度有效值，单位为 mm/s。压缩机的振动烈度分为 A、B、C、D 四级，A 级：优，B 级：良，C 级：合格，D 级：不合格。压缩机的机械振动分级按表 8-3-19 的规定。

表 8-3-19 压缩机的机械振动分级  
(JB/T 8541—1997)

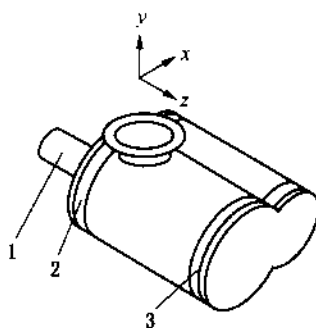
振动速度有效值/ ( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )	振动强度/ ( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )	压 缩 机 类 型			
		对称平衡型	角度式、对置式、 立式	卧式、无基础、 微型	移动式
>0.28~0.45	0.45	A	A	A	A
>0.45~0.71	0.71				
>0.71~1.12	1.12				
>1.12~1.8	1.8				
>1.8~2.8	2.8				
>2.8~4.5	4.5	B	B	B	B
>4.5~7.1	7.1				
>7.1~11.2	11.2	C	C	C	C
>11.2~18.0	18.0				
>18.0~28.0	28.0	D	D	D	D
>28.0~45.0	45.0				
>45.0~71.0	71.0				
>71.0~112.0	112.0				

压缩机的机械振动测量应在压缩机处于额定工况或合同规定的工况条件下连续稳定运行时进行。对于往复压缩机，振动测点位于每只汽缸的缸盖上，以 3 个互相垂直的方向进行测量，3 个方向分别为往复方向 ( $x$  方向)，曲轴轴线方向 ( $z$  方向) 和垂直于前 2 个方向的  $y$  方向，如图 8-3-18 所示。对于回转压缩机，振动测点位于每只转子两端轴承位置，以 3 个互相垂直的方向进行测量，3 个方向分别为转子主轴线方向，如图 8-3-19 所示。



1—曲轴；2—一级缸盖；3—二级缸盖

图 8-3-18 往复压缩机测点位置和  
测量方向示意图



1—主轴；2、3—轴承座

图 8-3-19 回转压缩机测点位置和  
测量方向示意图

在每个测点测量复合振动的振动速度有效值, 测量频率至少包括压缩机主频率至 10 倍主频率, 测量的振动速度有效值的最大值, 按表 8-3-20 确定压缩机振动烈度。往复压缩机振动烈度应不大于表 8-3-21 的规定。回转压缩机振动烈度应不大于表 8-3-22 的规定。

表 8-3-20 压缩机振动烈度

振动烈度/( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )	振动速度有效值的最大值	
	大 于	小于或等于
0.112	0.071	0.112
0.18	0.112	0.18
0.28	0.18	0.28
0.45	0.28	0.45
0.71	0.45	0.71
1.12	0.71	1.12
1.8	1.12	1.8
2.8	1.8	2.8
4.5	2.8	4.5
7.1	4.5	7.1
11.2	7.1	11.2
18.0	11.2	18.0
28.0	18.0	28.0
45.0	28.0	45.0
71.0	45.0	71.0
112.0	71.0	112.0

表 8-3-21 往复压缩机振动烈度限值

类 型	振动烈度/( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )	
	固 定 式	非固定式
对称平衡型	18.0	—
角度式 (L 型、V 型、 W 型、扇形)、对置式、立式	28.0	28.0
其他卧式	45.0	45.0
微型、无基础	—	45.0
移动式、直联便携式	—	71.0

表 8-3-22 回转压缩机振动烈度限值

类 型	振动烈度/( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )
主机与底架刚性连接(包括主机与底架间有橡胶垫片), 且驱动功率不大于 90kW	7.1
带传动	11.2
主机与底架间带减震器	
驱动功率大于 90kW	
移动式	18.0

### 3.4 空压机的监测监控

随着电子技术的迅猛发展,机电一体化技术在压缩机的监测监控方面得到应用和发展。特别是使用了程序控制器(PLC)后,压缩机监测监控系统变得更安全、更可靠、更方便。压缩机应装设的热工仪表和保护装置见表 8-3-23。压缩机装置上的热工测量仪表可以就地安装,也可以集中安装。为了便于对机组的运行集中监护和控制,宜单机集中安装或全机房集中安装。集中安装时,设有集中操作盘。煤矿空压机房多设在地面,少数

表 8-3-23 压缩机用热工测量仪表和保护装置

仪表类型	设 置 部 位 及 监 测 量	设 置 要 求
温度	各级汽缸吸气和排气温度	应装
	后冷却器出口气体温度	宜装
	冷却水进水管水温	宜装
	冷却水排水温度	宜装
	机组主轴承温度	宜装
	传动机构润滑油温度	应装
压力	各级汽缸排气压力	应装
	储汽缸内气体压力	应装
	机组冷却水进口压力	应装
	传动机构润滑油压力	应装
液位	液气分离器底部的油水液位	宜装
流量	冷却水进口总管内水流量	宜装
	压缩机的容积流量	宜装
电量	压缩机驱动电动机的电流和电压	应装
保护装置	机组近旁的紧急停车按钮	应装
	各级汽缸排气温度越限的声、光报警	应装
	冷却水压越限的声、光显示及自动停车控制	应装
	润滑油压力越限的声、光显示及自动停车控制	应装
	电动机的电压和电流越限的声、光显示及自动停车控制	应装

设在井下,对井下空压机房的监测监控系统应注意防爆要求。

### 3.4.1 压缩机控制系统

#### 1. 控制系统的组成

控制系统可分为硬件和软件两大部分。

(1) 硬件部分,主要包括就地仪表、接线盒(箱)、仪表盘(板)、操作柱、控制柜、操作台等。

① 就地仪表。包括所有测量仪表,如压力表、开关、压力变送器;温度计、温度开关、热电偶、热电阻;流量计、流量变送器、液位计、液位开关、液位变送器;卸荷用电磁阀等。

② 接线盒(箱)。所有需要远传的仪表,均要配线至有关的接线盒。接线盒有防爆型和非防爆型。

③ 仪表盘(板)。主要装有盘装压力表、温度计、选择开关等。

④ 操作柱。主要装有开/停按钮、选择开关及指示灯,用于电气设备的开/停。一般放在电气设备的旁边,便于操作。根据使用场所的不同,可选择防爆型或非防爆型。

⑤ 控制柜。其具体配置取决于有无操作台。如果没有设置操作台,控制柜内主要有 PLC 主控制器、I/O 模块、电源卡、机架、信号分配器、安全栅、隔离继电器、蜂鸣器等,柜面主要有报警灯屏和显示屏、开关、按钮、指示灯等。这种控制柜一般放在机组旁边,也可以放在操作室里。

⑥ 操作台。主要有工业级上位计算机、显示器、打印机、鼠标及硬灯屏等。

(2) 软件部分,主要有 PLC 编程组态软件、上位计算机驱动软件及操作软件等。

#### 2. 控制系统的选择

##### 1) PLC 的选择

PLC 是控制系统的核心部分,压缩机的报警、安全联锁、启停控制均由 PLC 完成。目前常用的 PLC 主要有美国的 GE-FANUC 公司的 90-30 系列、德国的 SIMENS “S” 系列、美国的 ALLEY-BRALEY 系列产品。

##### 2) 操作系统软件、驱动软件、控制软件的选择

操作系统软件环境一般为 WinXP 或 NT。驱动软件要求能适合于以太网接口。控制软件用专门厂商的产品。

##### 3) 通信网络的选择

采用以太网卡, TCP/IP 通信协议,计算机在以太网卡与 PLC 实现安全快速可靠的数据通信。另外还可设通信卡(RS485/232 MODBUS 协议)与用户的 DCS 进行通信。

##### 4) 工况画面的选择

可根据用户的要求进行配置,但至少应包括:①压缩机气路系统;②压缩机冷却水系统;③压缩机润滑油系统;④压缩机机身系统;⑤压缩机系统报警窗;⑥压缩机棒状图;⑦压缩机历史记录。

### 3.4.2 螺杆式空压机的监测监控与故障诊断

KJC-5 型空压机智能控制系统,运用 PLC 控制、传感器、网络通信及计算机监控等技术,实现了无人值守,主要适用于矿井、化工等螺杆式空压机的空压机房。它具备就地手动、就地集中控制和远方集中控制 3 种控制方式,提供单步、半自动和全自动 3 种运行

方式。该监测监控系统实现螺杆式空压机的启停、检测、运行、保护、报警、排污、减荷、显示记录、通信等方面的控制。数据管理功能强大,工况画面丰富,包括数据存储、查询、打印,可以生成报表、曲线等多种形式。

系统采用集中管理、分散控制系统结构。整个系统分为3层,即现场测量控制层,中央控制层和远程监控层。现场测量控制层由各类传感器、变送器及执行机构组成,主要完成现场数据的采集、处理及控制。

中央控制层由 PLC 组成,通过该 PLC 系统实现对空压机等工况的实时监测,同时实现空压机房内设备的全自动联动运行。此外,中央控制层还负责与控制中心进行实时通信。中央控制层与控制中心之间的数据传输使用光缆进行,具有很强的抗干扰能力。中央控制层 PLC 系统配备有触摸屏,作为人机界面,可以实时显示现场运行工况,并能实现各类控制功能。触摸屏部分监控界面如图 8-3-20 所示。

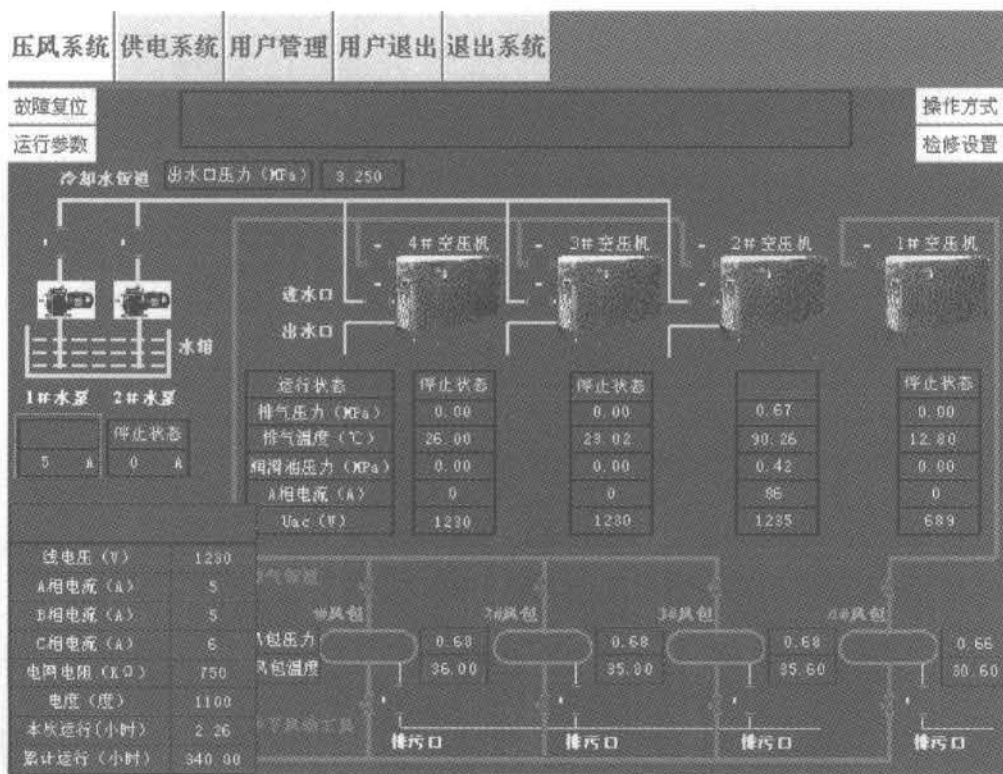


图 8-3-20 触摸屏监控主界面

远程监控层由监控主机组成,通过工业以太网与中央控制层 PLC 进行通信,采集现场各种运行信息并下发各类控制信息,实现对空压机房的远程集中监控。远程监控层监控主机上装上有位机监控软件,软件采用国际著名组态软件 InTouch 编制。

### 3.4.3 往复压缩机的状态监测与故障诊断

随着计算机技术的发展,对于压缩机用计算机进行状态监测与故障诊断,已成为一种

发展趋势。图 8-3-21 所示是往复压缩机在线状态监测系统。

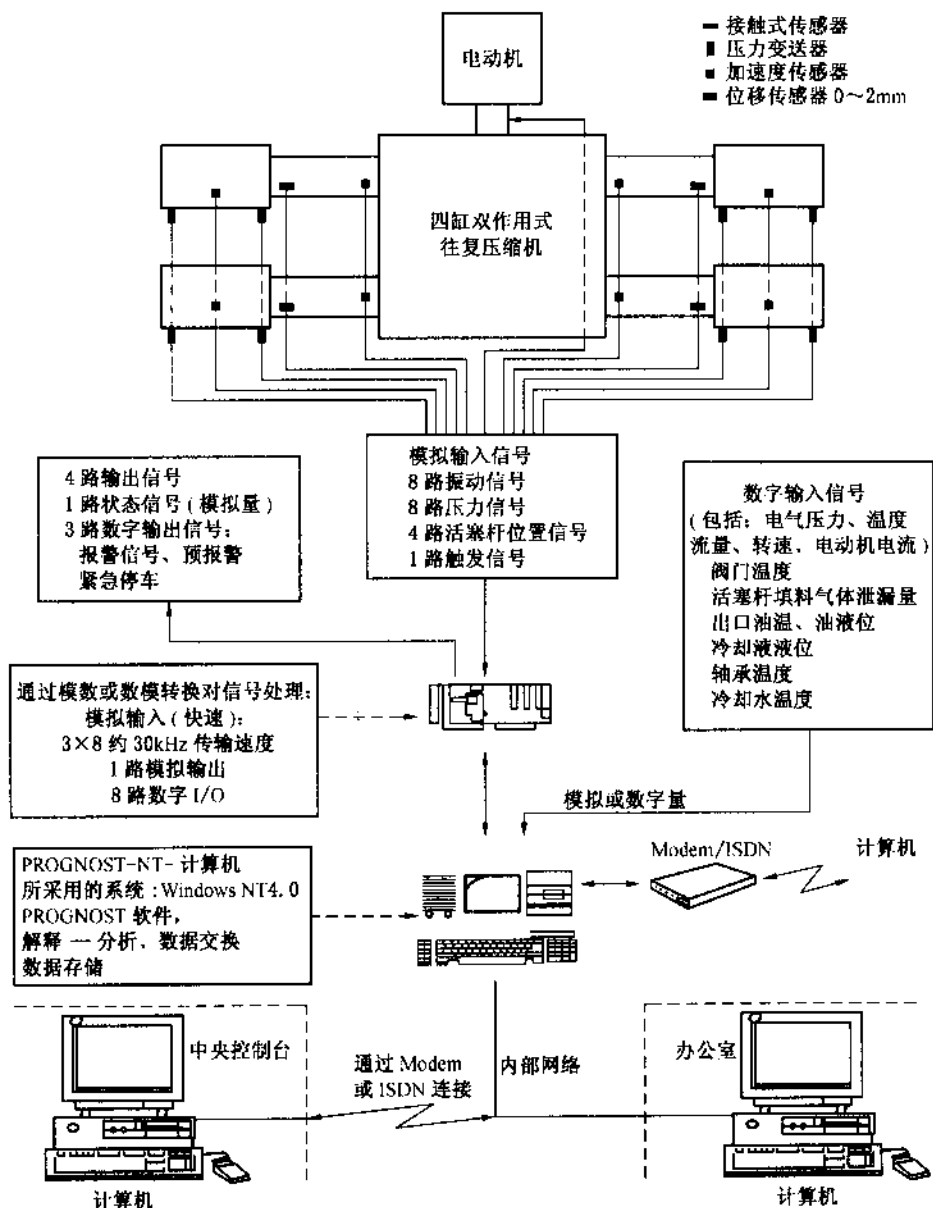


图 8-3-21 采用了 PROGNOST-NT 软件的往复压缩机在线监测系统

在四缸双作用式往复压缩机上合适的位置，分别安装了温度传感器、压力变送器、加速度传感器。位移传感器以及触发式传感器，分别检测压缩机的温度、压力、转速、振动等参量。从传感器来的信号经过放大、模数转换输入到下位计算机中进行存储及分析处理。下位计算机根据运行状态，可以输出报警信号、预报警信号及紧急停车信号。下位计算机通过 Modem 33.6K/ISDN 可以通过电话或专用光缆，向远程终端发送该压缩机运行状

态资料。同时下位计算机还与工厂的中央控制室的上位计算机,以及操作室的上位计算机相连,向上位机传递状态监测信息,并接受上位机的指令。在操作室的计算机可以在线分析压缩机的示功图、振动频谱分布等,并根据专用软件 PROGOST 发出合适的指令。

该系统不仅能实现压缩机的在线状态监测,而且利用现代网络技术,将压缩机制造厂与运行厂紧紧联系在一起,更便于对大型压缩机的状态监控和故障分析处理。因此,这是压缩机技术发展的方向。

### 3.5 压气系统及设备选型计算

#### 3.5.1 压气系统

煤矿主要采用固定式和移动式压气系统。

固定式压气系统有两种方案可供选择,一种是空压机设在地面工业广场,另一种是空压机设在井下。空压机设在井上的优点是供电方便,空气干燥,设备的布置、搬运、安装、维护和管理等都方便,冷却水可循环使用;缺点是离用气地点远,需铺设的供气管道长,因而管材的用量多,投资高。另外沿路气体压力损失大,远距离工作面可能会出现供气不足的情况。空压机设在井下,优点是离用气地点较近,铺设压气管道短,压力损失小,供气及时;缺点是供电费用高,空气湿度大,使空压机的排气量减少,另外,冷却水不能循环使用,同时还要考虑隔爆和噪声等问题。因此,要根据每一矿井的实际情况,权衡利弊后决定采用哪一种方案。新矿的采掘工作面离井底车场较近,空压机一般设在地面。老矿改造,当用气地点较远时,可考虑将空压机站设在井下。

固定式空压机站都在空压机主机和管网之间设置一个密闭容器,称为风包。它主要用来储存一定量的压缩空气,一是稳定空压机排出的周期性脉冲气流,保证平稳供气;二是分离压缩空气中的油和水。风包一般是用钢板焊接而成,有卧式、立式两种,煤矿大都采用立式风包。风包的结构大同小异,区别在于因额定排气量的不同而使得空压机的风包容积不同。

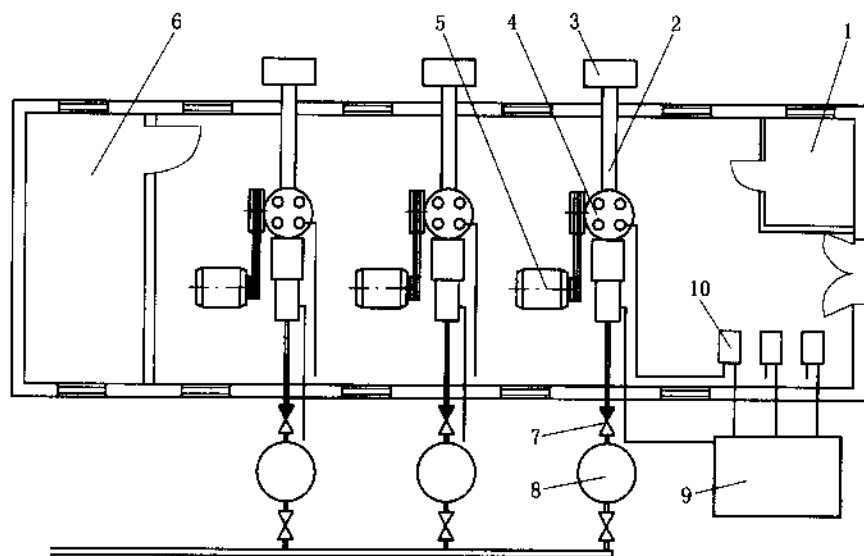
在选定空压机和设计空压机站时必须满足《煤矿安全规程》的相关规定:

(1) 空气压缩机必须有压力表和安全阀。压力表必须定期校准。安全阀和压力调节器必须动作可靠,安全阀动作压力不得超过额定压力的 1.1 倍。使用油润滑的空气压缩机必须装设断油保护装置或断油信号显示装置。水冷式空气压缩机必须装设断水保护装置或断水信号显示装置。

(2) 空气压缩机的排气温度单缸不得超过  $190^{\circ}\text{C}$ , 双缸不得超过  $160^{\circ}\text{C}$ 。必须装设温度保护装置,在超温时能自动切断电源。空气压缩机吸气口必须设置过滤装置。空气压缩机必须使用闪点不低于  $215^{\circ}\text{C}$  的压缩机油。

(3) 空气压缩机的风包,在地面应设在室外阴凉处,在井下应设在空气流畅的地方。在井下,固定式压缩机和风包应分别设置在 2 个硐室内。风包内的温度应保持在  $120^{\circ}\text{C}$  以下,并装有超温保护装置,在超温时可自动切断电源和报警。风包上必须装有动作可靠的安全阀和放水阀,并有检查孔。必须定期清除风包内的油垢。新安装或检修后的风包,应用 1.5 倍空气压缩机工作压力做水压试验。在风包出口管路上必须加装释压阀。释压阀的口径不得小于出风管的直径,释放压力应为空气压缩机最高工作压力的 1.25 ~ 1.4 倍。

图 8-3-22 所示是具有循环水冷系统的地面空压机房布置简图。



1—值班室；2—进风管；3—过滤器；4—空压机；5—电动机  
6—电控间；7—逆止阀；8—风包；9—水池；10—冷却水泵

图 8-3-22 具有循环水冷系统的地面空压机房布置简图

用于煤矿井下的移动式空压机组，按冷却方式分为风冷、水冷和油冷机组，所有机组都具有防爆性能。

与设置在地面的压气系统相比，井下移动防爆空压机组具有灵活方便、初期投资省和运行费用少的优点。原因是减少了空压机站的建设和管路敷设的直接费用；减少了压缩空气的压力损失，这一部分占运行成本的很大一部分；每年节约电费的数目非常可观；减少了由于管路泄漏而产生的气体损耗和由于长管路气温下降产生冷凝水而产生的气损；减少了对管路的维护成本；煤矿井下的环境温度相对恒定，能够减少温度变化对空压机运行造成的不利影响。缺点是由于井下环境相对较差，如空气潮湿和粉尘会对空压机造成不利影响；井下空间狭小，空压机的噪声会影响工作环境；置于轨道上的空压机组会占用轨道运输资源。

近年来由于螺杆式压缩机技术的发展，很多煤矿都选用了移动式螺杆空压机组。

### 3.5.2 压气设备选型

#### 3.5.2.1 选型依据

矿山压气设备的选型原则是在整个矿井服务年限内，在用风量最多时，能提供足够数量的压缩空气，而且保证能为最远距离工作的风动机提供供气压力，同时力求做到在保证生产的前提下压气设备投资费用和运转费用最少。

#### 1. 设计必需的原始资料 and 任务

##### (1) 设计必须拥有的原始资料：

- ① 地面工业广场的平面图、巷道开拓系统图、井口标高；
- ② 采掘工作面使用的气动机具型号和台数；
- ③ 机修厂、井口及井巷中使用的气动机械的型号和台数；

④ 矿井服务年限。

(2) 设计的主要任务:

① 供气方案的选择;

② 选择空压机的型号和台数;

③ 选择输气管道。

## 2. 选择空压机型号和台数

由于矿井服务年限较空压机使用寿命长得多,因此,新矿井没有必要让空压机站满足整个矿井服务年限,而只需考虑空压机站满足一定时期的矿井生产情况即可。一般新设计矿井空压机的型号和台数的选择依据是全矿达产时所需的供气量和供气压力,并适当考虑矿井开采后期空压机站应有扩建的场所。

### 1) 全矿所需供气量的估计

全矿所需的供气量是变化的,一般应以一天三班中可能出现的最大用气量一班为依据,同时还要计及沿路管道漏气和气动机具磨损增加的耗气量 ( $\text{m}^3/\text{min}$ ),可用下式估计:

$$Q = \alpha_1 \alpha_2 \gamma \sum n q k \quad (8-3-8)$$

式中  $\alpha_1$ ——沿管路全长的漏气系数,见表 8-3-24;

$\alpha_2$ ——气动机具磨损后,耗气量增加的系数,一般选取  $\alpha_2 = 1.10 \sim 1.15$ ,对气动工具取较大值,对气动机械取最小值;

$\gamma$ ——海拔高度修正系数,见表 8-3-25;

$n$ ——一天中可能出现的最大用气量时,使用的同型号气动机具的台数;

$q$ ——气动机具的耗气量,见表 8-3-30;

$k$ ——同型号气动机具的同时工作系数,见表 8-3-26。

表 8-3-24 沿管路全长漏气系数

管路全长/km	<1	1~2	>2
$\alpha_1$	1.10	1.15	1.20

表 8-3-25 海拔高度修正系数

海拔高度/m	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
$\gamma$	1.05	1.06	1.07	1.08	1.09	1.10	1.11	1.12	1.13	1.14	1.15

表 8-3-26 同时工作系数

同型号气动机具台数 $n$	$\leq 10$	11~30	31~60
同时工作系数 $k$	1.00~0.85	0.84~0.75	0.74~0.65

海拔高度修正系数也可按下式计算:

$$\gamma = 1 + H/10000 \quad (8-3-9)$$

式中  $H$ ——海拔高度, m。

同型号气动机具台数  $n \geq 2$  时, 同时工作系数也可按下式计算:

$$k = 0.973 - \ln(n) \quad (8-3-10)$$

## 2) 估计空压机必需的出口压力

根据《煤炭工业设计规范》规定, 应保证工作地点的压力比气动机具的额定压力高一个大气压, 同时输气管和工作面软管有压力损失, 考虑以上两个因素, 空压机必需的出口压力 (MPa) 为

$$P = P_e + \sum \Delta P + 0.1 \quad (8-3-11)$$

式中  $P_e$ ——所用气动机具中最大的额定工作压力, MPa;

$\sum \Delta P$ ——矿井达产时, 输气管道中最远一路的所有压力损失之和, 估算时可取每公里管长损失 0.03 ~ 0.04 MPa。

## 3) 选择空压机型号和台数

根据前面估计的供气量和必需的出口压力, 查阅空压机产品样本 (表 8-3-8 至表 8-3-11), 从中选择合适的型号和台数。选择台数时, 所有工作空压机的总供气量应大于或尽可能接近所需的供气量。整个空压机站台数不宜超过 5 台, 其中一台为备用空压机。为了维修管理上的方便, 尽可能选用同一型号的空压机。

## 3. 选择输气管道

选择输气管道主要是选择管径和管材, 同时计算出压力在管道中的损失。

从空压机站至采掘工作面的输气管路固定不动, 一般选用焊接钢管或无缝钢管, 管壁厚度为 3 ~ 6 mm。工作面上由于气动机具经常要移动, 故采用高压橡胶软管, 由于胶管压力损失较大, 其长度一般不应大于 15 m。

### 1) 管路直径的选择

输气管路直径一般采用查表法, 根据通过该管路的自由空气量和输送长度 (某管路的输送长度定义为从空压机房开始经该管路到下游最远用气点的距离), 可通过查表确定管路直径, 也可用下式计算:

$$d = 6.5 L^{0.2} Q^{0.37} \quad (8-3-12)$$

式中  $d$ ——管段直径, mm;

$L$ ——管路输送长度, m;

$Q$ ——通过该管路的自由空气量,  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

根据查表或计算结果, 查热轧无缝钢管标准 (YB 231—70) 选出标准管直径。例如某管路输送长度为 1500 m, 需要输送的自由空气量为  $80 \text{ m}^3/\text{min}$ , 按式 (8-3-12) 的计算结果为 142 mm (从表 8-3-29 查得管道内径应为 141.8 mm)。可选的标准无缝管为  $\phi 159 \times 4.5$  (钢管外径 159 mm, 壁厚 4.5 mm)。

### 2) 计算管路的压力损失

一段管路的压力 (单位 MPa) 损失可按下式计算:

$$\Delta P = 1.15 \times 10^{-12} \frac{L}{d^5} Q^{1.85} \quad (8-3-13)$$

式中  $d$ ——管路的实际直径, m;

$L$ ——管路的实际长度, m;

$Q$ ——通过该管路的自由空气量,  $\text{m}^3/\text{min}$ 。

最后将到每一工作地点管路的总压力损失 $\sum \Delta P$ 与该工作地点使用的气动机具中最大的额定工作压力相加, 计算出实际所需的空压机出口压力。若计算得出的压力值大于空压机的额定排气压力, 应选较大管径。

### 3.5.2.2 计算实例

某矿地面海拔高 600m, 设计年产量 3Mt, 达到设计产量时, 共有 8 个采掘工作面, 如图 8-3-23 所示。该矿气动机具配置见表 8-3-27, 请通过计算选择空压机的型号、台数, 确定输气钢管直径。

表 8-3-27 气动工具配置表

各班气动机具名称和数量	一 班			二 班			三 班		
	G20	YT28	PC6U	G20	YT28	PC6U	G20	YT28	PC6U
$N_1$ 工作面	2	4		3	3				
$N_2$ 工作面	3		1				2	4	
$N_3$ 工作面				2	3		2	3	
$N_4$ 工作面	2	4							
$N_5$ 工作面				3	2		3	3	
$N_6$ 工作面				3	4		3		1
$N_7$ 工作面	3	4		2	3				
$N_8$ 工作面	2	3					3	4	
合 计	12	15	1	13	14		13	14	1

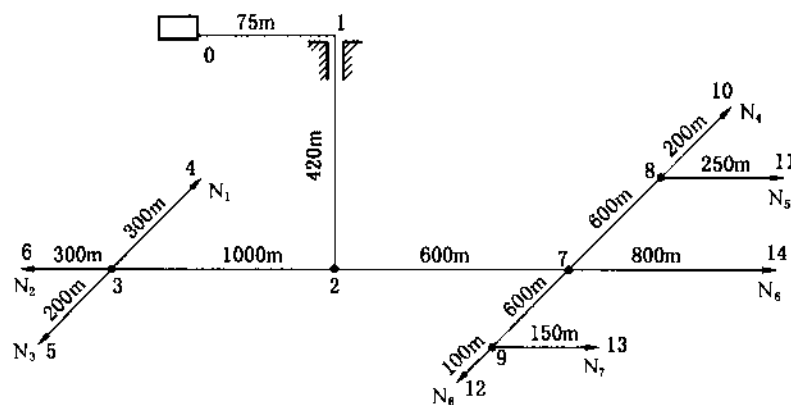


图 8-3-23 矿井压气系统布置简图

1. 计算矿井所需的供气量  $Q$ 

根据表 8-3-27 统计每班同时工作台数。由于同一工作面中风镐和凿岩机不会同时工作,同时凿岩机的需气量比风镐多,故出现最大用气量班次为一班。最多同时使用气动机具的台数为:风镐 3 台,凿岩机 15 台,喷浆机 1 台。查表 8-3-30,3 台 G20 风镐耗气量为  $3 \times 2 = 6 \text{ m}^3/\text{min}$ ; 15 台 YT28 凿岩机耗风量为  $15 \times 4.8 = 72 \text{ m}^3/\text{min}$ , 1 台 PC6U 喷浆机耗气量为  $8 \text{ m}^3/\text{min}$ 。

查表 8-3-25 得海拔高修正系数为 1.06。由系统布置查得最长供气管路为 1945m,查表 8-3-24,取管路漏气系数  $\alpha_1 = 1.15$ ; 取 G20 风镐和 YT280 凿岩机磨损后耗气量增加系数为 1.13,取喷浆机磨损后耗气量增加系数为 1.1。根据表 8-3-26,取 3 台风镐和 15 台凿岩机的同时工作系数分别为 0.98 和 0.82。

3 台 G20 风镐的实际耗气量为

$$Q_1 = \alpha_1 \alpha_2 \gamma n_1 q_1 k_1 = 1.15 \times 1.13 \times 1.06 \times 3 \times 2 \times 0.98 = 8.10 \text{ m}^3/\text{min}$$

15 台 YT28 凿岩机的实际耗气量为

$$Q_2 = 1.15 \times 1.13 \times 1.06 \times 15 \times 4.8 \times 0.82 = 81.33 \text{ m}^3/\text{min}$$

1 台 PC6U 喷浆机的实际耗气量为

$$Q_3 = 1.15 \times 1.1 \times 1.06 \times 8 \times 1 = 10.73 \text{ m}^3/\text{min}$$

总耗气量为

$$Q = 8.10 + 81.33 + 10.73 = 100.16 \text{ m}^3/\text{min}$$

## 2. 估算空压机必需的出口压力

根据图 8-3-26,空压机站到最远工作面的距离为 1945m,取每公里管长力损失为 0.03MPa。3 种气动机具中,G20 风镐的额定工作压力最高,为 0.63MPa,由式 (8-3-11) 计算空压机必需的出口压力为

$$P = P_c + \sum \Delta P + 0.1 = 0.63 + 1.945 \times 0.03 + 0.1 = 0.788 \text{ MPa}$$

## 3. 选择空压机型号和台数

依据总耗气量  $Q$  的计算值和所需压力  $P$  的估算值,查阅表 8-3-9,选择 UD315-8 型螺杆式空压机 3 台,其中 2 台工作,1 台备用。该空压机的额定排气量为  $55.6 \text{ m}^3/\text{min}$ ,额定排气压力 0.8MPa,满足要求。

## 4. 选择输气管径

依据图 8-3-23 和气动工具配置表可知, $N_1 \sim N_3$  工作面的用气经过左翼管路, $N_4 \sim N_8$  工作面的用气经过右翼管路,左翼管路和右翼管路都是在一班工作时经过的自由空气量最大。用式 (8-3-8) 计算通过各管段的自由空气量,通过查表 8-3-28 或按式 (8-3-12) 计算并对照热轧无缝钢管标准 (YB 231-70) 选出标准管直径,按式 (8-3-13) 计算各管段的压力损失,结果列于表 8-3-28 中。

为便于管路施工和维护管理,同级管路最好选用相同规格的钢管,如 2—3 和 2—7 选用相同钢管,7—8 和 7—9 钢管相同。

最不利管路 (即压力损失最大的管路) 的总压力损失为

$$\sum \Delta P = \Delta P_{0-1} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-7} + \Delta P_{7-14} = 0.0023 + 0.0128 + 0.0191 + 0.0212 = 0.0554 \text{ MPa}$$

计算压力损失小于估计的压力损失  $1.945 \times 0.03 = 0.058 \text{ MPa}$ ,空压机的额定排气压力能满足要求。

表 8-3-28 输气管路选择计算结果

管段代号	干、支管	通过自由空气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	输送长度/ m	计算管径/ mm	选定标准钢管/ mm	实际长度/ mm	压力损失/ MPa
0—1	干	99.96	1945	162.4	$\phi 180 \times 5$	75	0.0023
1—2	干	99.96	1945	162.4	$\phi 180 \times 5$	420	0.0128
2—3	干	41.86	1795	115.8	$\phi 146 \times 4.5$	1000	0.0173
3—4	支	23.3	1795	93.2	$\phi 108 \times 4$	300	0.0079
3—5	支	18.1	1695	84.0	$\phi 108 \times 4$	200	0.0033
3—6	支	18.1	1795	84.9	$\phi 108 \times 4$	300	0.0050
2—7	干	58.1	1945	132.9	$\phi 146 \times 4.5$	600	0.0191
7—8	支	23.3	1945	94.8	$\phi 127 \times 4$	600	0.0071
7—9	支	39.1	1845	113.6	$\phi 127 \times 4$	600	0.0184
7—14	支	23.3	1895	94.3	$\phi 108 \times 4$	800	0.0212
8—10	支	23.3	1895	94.3	$\phi 108 \times 4$	200	0.0053
9—12	支	23.3	1795	93.2	$\phi 108 \times 4$	100	0.0026
9—13	支	23.3	1845	93.8	$\phi 108 \times 4$	150	0.0040

表 8-3-29 输气管路直径选择

自由空气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	在下述输送长度时的计算管径/mm												
	700m	1000m	1500m	2000m	2500m	3000m	3500m	4000m	4500m	5000m	5500m	6000m	6500m
1	24.1	26	26.1	29.8	31.1	32.2	33.3	34.1	35	35.7	36.4	37	37.1
2	31.2	33.6	36.3	38.7	40.1	41.6	43.0	44.1	45.2	46.1	47.1	47.8	48.7
3	36.2	39.0	42.2	44.7	46.5	48.3	49.9	51.2	52.5	53.5	54.6	55.5	56.5
4	40.3	43.4	47.0	49.7	51.7	53.7	55.5	57.0	58.5	59.6	60.8	61.8	63.0
5	43.8	47.2	51.0	55.0	56.2	58.4	60.5	62.0	63.5	64.7	66.0	67.2	68.4
6	46.8	50.4	54.5	57.8	60.1	62.5	64.5	66.2	67.9	69.2	70.6	71.3	73.1
7	49.6	53.5	57.9	61.4	63.8	66.3	68.5	70.3	72.1	73.5	75.0	76.2	77.6
8	52.1	56.2	60.7	64.4	67.0	69.5	71.9	73.1	75.6	77.1	78.6	79.3	81.4
10	56.5	60.8	65.8	69.7	72.5	75.3	77.9	79.8	82.0	83.5	85.2	86.5	88.2
12	60.5	65.2	70.5	74.8	77.8	80.8	83.5	85.6	87.9	88.6	91.4	92.8	94.5
14	63.9	68.9	74.5	79.0	82.1	85.3	88.1	90.5	92.7	94.5	101.1	102.9	104.8
16	67.6	72.2	78.1	82.8	86.1	89.6	92.5	94.8	97.5	99.1	103.2	104.7	106.3

表 8-3-29 (续)

自由空气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	在下述输送长度时的计算管径/mm												
	700m	1000m	1500m	2000m	2500m	3000m	3500m	4000m	4500m	5000m	5500m	6000m	6500m
18	70.1	76.6	81.7	86.6	90.0	93.6	96.8	99.2	102	103	106	107.6	110
20	73.0	78.7	85.1	90.2	93.9	97.5	101	103.4	106	108	111	112.3	114.3
22	75.0	81.5	88.2	93.6	97.3	101.0	104.5	107	110	112	114.2	115.2	118.4
24	76.9	83.0	89.9	95.0	98.8	102.7	106.2	108.9	111.7	113.6	116.1	118	120.3
26	80.5	86.7	93.8	99.5	103.4	107.5	110.2	114	117	119.2	121.5	123.5	126.0
28	82.7	89.1	96.4	102.1	106.2	110.2	114.2	117	120	122.2	124.8	127	129.4
30	84.8	91.5	99	104.9	109	113.2	117.2	120	123.1	125.5	128.1	131.1	132.7
32	87.0	93.8	101.5	107.5	112.3	116.2	120.3	123.2	126.4	128.8	131.1	134.5	136.1
34	89.0	95.9	103.5	110	114.7	118.8	122.8	125.8	129.1	130.8	134.3	136.5	139.1
36	90.6	97.6	105.5	112	117	121	125.3	128.3	131.5	134.1	136.8	139.1	141.5
38	92.8	100	108	114.5	119.6	124	128.3	131.3	134.7	136.8	140	143.5	144
40	94.5	101.5	110.1	116.7	121	126.1	130.5	133.7	137	140	142.6	145.1	147.8
42	96.0	103.4	111.9	118.5	123.8	128.1	132.5	135.6	139.2	142	145	147.2	150
44	98.0	105.5	114.2	121.0	126.3	130.6	135.2	138.5	142.1	145	147.1	150.2	153.1
46	98.5	107.5	116	123.1	128.5	133	137.5	141	144.6	147.4	150.5	153	155.6
48	101	108.9	117.5	124.7	130.3	134.5	139.5	142.7	146.7	149.5	152.3	155	158
50	102.5	110.5	119.4	126.0	132	136.6	141.5	145	148.7	151.5	154.6	157.2	160.2
52	104.1	112.2	121.2	128.5	134.2	139.6	143.7	147.3	151.1	154	157	159.6	162.8
54	105.5	113.9	123	130.5	136	141	146	149.5	153.4	156.3	159.5	162	165.3
56	107	115.2	124.5	132	137.6	142.5	147.5	151.1	155.2	158	161.3	164	167
58	108.3	116.9	126	133.6	139.5	144.5	149.5	153	157.1	160	163.3	166	169
60	109.5	118.2	127.8	135.5	141.5	146.4	151.5	155	159.2	162.3	165.5	168.2	171.5
65	113.0	121.5	131.5	139.5	145.5	150.5	156	159.5	163.8	169	170.9	173	176.5
70	116.4	125.5	135.6	144	150.2	155.5	161	164.5	169	170.9	173	176.5	183.3
75	118.3	128.6	139	147.5	154	159.3	165	168.7	173.2	176.5	180	183.3	186.6
80	121.5	131.9	141.8	150.4	157	162.5	168.1	172.2	177.8	180	183.7	186.8	190.5
85	124.8	134.6	145.5	154.2	161	166.5	172.5	176.5	181.2	184.8	188.5	190.5	195.5
90	127.5	137.4	147.5	157.5	164	170.2	176	180	185	188.6	192.5	195.6	199.5
95	130.1	140.4	151.5	161	168	173.6	179.8	184	185	192.5	196.5	200	203.3
100	132.5	142.8	154.5	163.6	171	177	183	187.5	192.5	196	200	203.3	207

表 8-3-30 煤矿常用风动工具

名称	序号	型 号	耗气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	工作压力/ MPa	生 产 厂 家
气腿式凿岩机	1	7655	3.5	0.63	沈阳风动工具厂
	2	YT24	$\leq 4$	0.4~0.63	甘肃天水风动机械有限责任公司
	3	YT25	$\leq 4.5$	0.4~0.63	济宁市中煤工矿机械厂
	4	YT26	$\leq 4.8$	0.4	济宁市中煤工矿公司喷浆支护分公司
	5	YTP26	$\leq 4.2$	0.4~0.63	湖南省湘潭风动机械厂
	6	YT27	$\leq 4.8$	0.63	济宁市中煤凿岩设备分公司
	7	YT28	$\leq 4.8$	0.54	开山股份有限公司
	8	YT29	$\leq 4$	0.4~0.63	济宁中煤工矿公司机械厂
	9	YSP45	$\leq 6.8$	0.4~0.63	济宁市中煤凿岩设备分公司
气动锚杆钻机	1	MQT-50	$\leq 2.6$	0.4~0.6	石家庄中煤支护装备厂
	2	MQTB-50	$\leq 2.66$	0.4~0.6	石家庄中煤装备制造有限公司
	3	MQT-85	$\leq 3.8$	0.4~0.63	江阴市矿山器材厂
	4	MQT-90	$\leq 3.5$	0.5	江阴长力科技有限公司
	5	MQT-100	$\leq 4$	0.4~0.63	煤炭科学研究总院上海分院
	6	MQT-120	$\leq 4.4$	0.4~0.63	南京华煤采掘机械有限公司
	7	MQT-120/2.3	$\leq 3.8$	0.4~0.64	江阴矿安机械有限公司
	8	MQT-130	$\leq 3.8$	0.4~0.63	山东兖煤精益机电设备有限公司
	9	MQS-35	2.1	0.4~0.63	乐清市乐事煤矿机械有限公司
	10	MQS-50/300	3.2	0.4~0.63	乐清市乐事煤矿机械有限公司
	11	MQS-50/1.6	4.0	0.4~0.64	泰安正阳机械有限公司
	12	MQS-50/1.9	3.2	0.4~0.63	泰安正阳机械有限公司
	13	MQST-50	3.2	0.4~0.63	乐清市乐事煤矿机械有限公司
风 钻	1	ZQS-30	2.1	0.4~0.63	泰安正阳机械有限公司
	2	ZQS-50/300	2.4	0.4~0.63	石家庄中煤装备制造有限公司
	3	ZQS-50/1.6	2.4	0.4~0.63	石家庄中煤装备制造有限公司
	4	ZQS-65/2.5	4.0	0.4~0.63	乐清市乐事煤矿机械有限公司
	5	ZQSI-90/2.4A	3.0	0.4~0.63	石家庄中北矿冶设备有限公司
	6	FIV	18	0.4~0.65	德国哈泽玛格公司
	7	KBE-270-1375C			英国 KOBE 公司
	8	KBE-270-1500E			英国 KOBE 公司
混凝土喷射机	1	PZ-5B	$\leq 8.0$	0.4	山东科技大学正信公司机电设备厂
	2	P2-5B	$\leq 8.0$	0.2~0.4	河南耿力机电发展有限公司
	3	PC5B	$\leq 8.0$	0.1~0.4	南京石碱井巷设备有限公司
	4	PC6U	$\leq 8.0$	0.4	煤科院南京研究所
	5	PC6B	$\leq 8.0$	0.1~0.4	南京石碱井巷设备有限公司
	6	PC8U	$\leq 8.0$	0.2~0.4	江苏省常州市欣迪工矿机械厂
	7	PC6U	$\leq 8.0$	0.4	哈尔滨东北泵业有限责任公司

表 8-3-30 (续)

名称	序号	型 号	耗气量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ )	工作压力/ MPa	生 产 厂 家
风 镐	1	G7	1.0	0.63	济宁市中煤凿岩设备分公司
	2	G10	1.2	0.63	通化市风动工具厂
	3	G20	2.0	0.63	济宁市中煤凿岩设备分公司
气 动 泵	1	FWQB-70/30	$\leq 3.7$	0.3~0.5	山东星源矿山设备集团有限公司
	2	FWQB-50/25	$\leq 3.0$	0.3~0.5	山东星源矿山设备集团有限公司
	3	FWB70-30	$\leq 6$	0.4~0.65	常州市矿杰风动水泵有限公司
气 动 风 机	1	FQ-80/5.0	$\leq 2.4$	0.3~0.6	徐州风机有限公司
	2	FQ-50/3.4	$\leq 1.2$	0.3~0.6	徐州风机有限公司
	3	FQ-24/2.6	$\leq 0.72$	0.2~0.5	徐州风机有限公司
	4	FQC№5.0	7.2	0.45	重庆淑维机电设备制造厂
	5	FQC№4.0	5.4	0.45	重庆淑维机电设备制造厂
潜 孔 钻 机	1	KQG150Y	$\leq 26$	1.05~2.5	宣化宏大钻孔机械有限公司
	2	KQ150	15.5	0.5~0.6	宣化采掘机械厂
	3	KY100J		0.63	开山股份有限公司
	4	HC725	$\leq 12$	0.5~1.4	浙江红五环机械有限公司
气 扳 机	1	BK20	$\leq 1.2$	0.4~0.63	山东交院机械厂
	2	BK30	$\leq 2.4$	0.4~0.63	山东交院机械厂
	3	BK42	$\leq 2.5$	0.4~0.63	山东交院机械厂
	4	MI3800P	1.0	0.6	上海益善机电设备有限公司
	5	MI-17HE	0.6	0.6	上海儒法精密机械有限公司

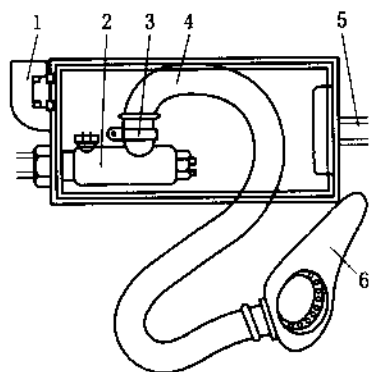
### 3.5.3 压气自救系统设计

#### 1. 压气自救装置

压气自救(也叫压风自救)系统主要包括供气管路和压气自救装置。压气自救装置是一种将压缩空气减压、节流和净化,使其达到适宜人体呼吸的供气装置。目前国内常用的有面罩式(ZY-M型,图8-3-24)和防护袋式(ZY-J型,图8-3-25)。按MT 390—1995《矿井压风自救装置技术条件》的规定,在压气管道供气压力为0.3~0.7MPa时,每个装置的排气量应在100~150L/min范围内,完全满足一个健康人在剧烈运动和紧张状态下吸气60~80L/min的标准。

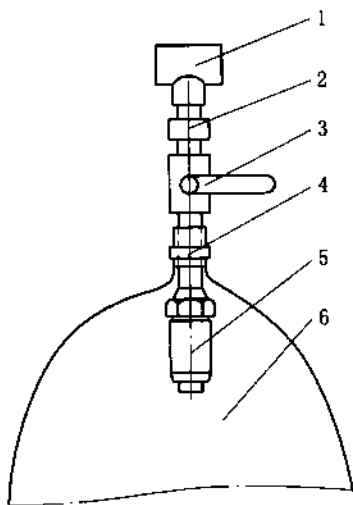
#### 2. 压气自救站设置

凡具有煤与瓦斯突出危险的煤矿,在井下硐室、井底车场、采掘工作面及流动人员较多的地段,均应安装压气自救装置。在有压气系统的矿井中,可直接连入压气系统中。在无压气系统的矿井下,需专门配置地面压气站及压气管路系统,其压气站必须装设和煤与瓦斯突出相关的自动启动装置,使压气站能在发生煤与瓦斯突出时能自动投入运行、供给压气。自救装置集中安装的地方叫自救站。每个自救站内安装的单体自救装置个数一般为



1—盒体；2—送风器；3—卡箍；4—波纹软管；  
5—紧固螺母；6—半面罩

图 8-3-24 ZY-M 型压气自救装置  
结构示意图

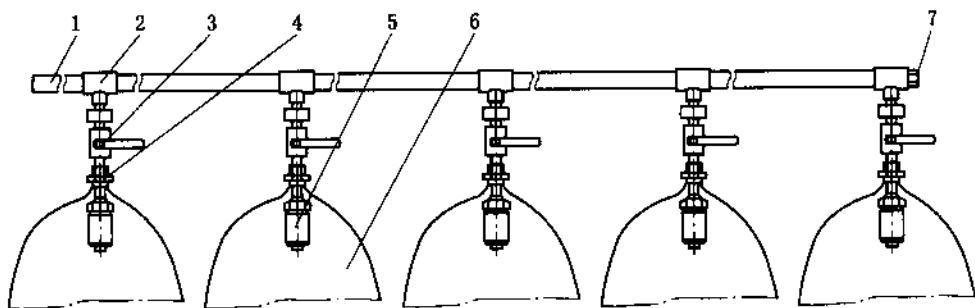


1—三通管；2—接头；3—球阀；4—防护袋卡箍；  
5—送风器；6—防护袋

图 8-3-25 ZY-J 型压气自救装置  
结构示意图

5~8 个。自救站数可视该工作地段或工作面人数多少而定，供风量的大小按每个单体自救装置耗气量 100~150L/min 计算，以保证避灾人员足够用风量。

井下压气管路上应装有与压气自救装置的连接管径一致的分气接头，从压气管路中分出气源，再分组安装。自救站内 ZY-J 型压气自救装置安装示意如图 8-3-26 所示。每个自救站内也可设置一个集成式 ZY-M 型压气自救装置。



1—压风管；2—三通管；3—球阀；4—防护袋卡箍；5—送风器；6—防护袋；7—丝堵

图 8-3-26 自救站内 ZY-J 型压气自救装置安装示意图

压气自救装置的安装位置应尽可能接近工作场地，最远不超过 50m，保证在井下发生突出和发现预兆后有足够的时间进入自救站并开启自救装置。自救装置应安装在工作面或安全硐室靠帮处，车场及流动人员多的风段内要安装在弯道内侧或专门硐室内。安装高度一般为 1~1.2m，可让避灾人员能顺利进入防护袋，并能舒适地坐（蹲）在里面。安装地点要求选择在两帮和顶板完整稳定处，防止片帮和冒顶。

