

## 第十二章 排气量调节

压缩机的额定排气量是由设计所确定，但使用部门的实际耗气量通常处于变化状态，有时甚至在颇大范围内变动。压缩机吸入气体状态变化，质量排气量也会发生变化。因此，排气量调节的任务在于当耗气量小于排气量时，设法减小排气量，使两者相等。

若用减少后的排气量与压缩机的额定排气量（即原始排气量，又称全排气量）的比值  $\sigma$  表示排气量降低率，并用  $n_0, \rho_0, \lambda_0, \lambda_p, \lambda_t, \lambda_l$  表示调节前额定工况下的压缩机转速、进气气体密度、容积系数、压力系数、温度系数、泄漏系数、 $n'_0, \rho'_0, \lambda'_0, \lambda'_p, \lambda'_t, \lambda'_l$  表示调节后上述相应的各参数和系数，则对于活塞行程不变的压缩机

$$\sigma = \frac{n'_0 \rho'_0 \lambda'_0 \lambda'_p \lambda'_t \lambda'_l}{n_0 \rho_0 \lambda_0 \lambda_p \lambda_t \lambda_l} \quad (12-1)$$

改变式 (12-1) 中右边分子任意一个或数个因子，就可得到不同的调节方法，以调节压缩机的排气量。

对排气量调节系统的基本要求是：排气量变化的连续性，在调节工况下压缩机耗能的经济性，以及结构简单、工作可靠和维修方便。

### 第一节 排气量调节方法

压缩机排气量调节方法分类见表12-1。

#### 一、压缩机间断停转和改变转速

压缩机间断停转调节排气量的方法主要应用于微型压缩机。其装置简单，在压缩机主机

表12-1 压缩机排气量常用调节方法分类

作用部位	调节方法	序次	调节方法特点及使用条件	调节特性		
				间断	分级	连续
作用于驱动	1. 间断停转	1	简单易行，适用于微小型压缩机	○		
	2. 多机分机停转	2	在压缩机站及化工厂中，此法方便		○	
	3. 压缩机与驱动机脱离	3	内燃机驱动时易实现	○		
	4. 无级变速	4	内燃机驱动时调节内燃机转速			○
	5. 分级变速	5	电动机驱动时一般较难实现①		○	
作用于管路	6. 进气节流	6	简单易行，大、中型中供而调节和小范围调节			○
	7. 截断进气	7	装置简单可靠，中型动力用空压机中多采用	○		
	8. 进、排气管自由连通	8	操作方便，但很不经济，主要用于启动释荷	○		
	9. 进、排气管节流连通	9	不经济，用于辅助性微调			○
作用于气缸	10. 连通固定补助容积	10	调节可靠，大型压缩机采用		○	
	11. 连通可变补助容积	11	可靠性稍差，大型压缩机多用			○
	12. 部分行程连通补助容积	12	经济性较好，但结构复杂	○		○
	13. 全部行程压开进气阀	13	既能调节排气量又能用于启动释荷	○	○	
	14. 部分行程压开进气阀	14	经济性较好，但结构复杂	○		○

(续)

作用部位	调节方法	序次	调节方法特点及使用条件	调节特性		
				间断	分级	连续
联合作用	1. 联合使用序次 7 和 8	15	压缩机可进入空转, 空压机多用	○		
	2. 联合使用序次 1 和 8	16	停转和启动释荷同时动作, 微、小型中使用	○		
	3. 联合使用序次 4 和 7	17	移动式压缩机中采用	○	○	
	4. 联合使用序次 4 和 8	18	移动式压缩机中采用	○	○	

① 在某些小功率情况下, 例如采用鼠笼式异步电动机驱动时, 可通过改变定子绕组连接, 改变定子磁极的对数而改变转速, 达到分级调节。同步转速(单位 r/min)  $n_1 = 120f_1/p$ 。其中:  $f_1$ ——电网频率, 单位为 Hz;  $p$ ——极数。

上不必增加任何附属机构。但频繁启动和停转则使机件磨损增加, 启动工况耗能亦较大, 加之大功率电动机驱动时, 频繁启动不仅受限于电网容量且不方便, 故除压缩机组中备有多台压缩机外, 大容量的单机则很少采用。

压缩机停转期间, 气体消耗由储气罐内气体膨胀来供给。虽然储气罐内气体的压缩和膨胀过程, 存在通过罐壁与外界的热交换, 但过程进行很缓慢, 故可近似作为等温过程来处理, 由此可得所需的储气罐容积(单位  $m^3$ )

$$V_s = \sigma_0 \nu_1 \frac{Q}{f} \frac{p_s}{\Delta p} \frac{T_s}{T_1} \quad (12-2)$$

式中,  $Q$  为压缩机额定排气量, 单位为  $m^3/s$ ;  $p_s$  为压缩机进气压力, 单位为  $10^5 Pa$ ;  $\Delta p$  为储气罐内最大压力差, 单位为  $10^5 Pa$ ;  $T_1$  为压缩机进气温度, 单位为 K;  $T_s$  为储气罐内气体温度, 单位为 K;  $f$  为调节循环频率, 单位为 Hz;  $\sigma_0 = t_1/T$  为相对供气时间, 即相对耗气量;  $\nu_1 = t_2/T$  为相对供气中断时间;  $t_1, t_2$  为供气时间和供气中断时间, 单位均为 s;  $T = t_1 + t_2$  为调节循环的周期, 即两次停止供气之间的时间, 单位为 s。

从式(12-2)知, 当乘积  $\sigma_0 \nu_1$  达到最大值时, 储气罐容积最大。由于

$$\sigma_0 + \nu_1 = 1$$

所以

$$\sigma_0 \nu_1 = \sigma_0 (1 - \sigma_0) = \sigma_0 - \sigma_0^2$$

令

$$\frac{d}{d\sigma_0} (\sigma_0 - \sigma_0^2) = 0$$

得

$$1 - 2\sigma_0 = 0$$

因此

$$\sigma_0 = \nu_1 = 0.5$$

这说明在停转调节中, 当供气持续时间(或耗用量)等于调节循环周期(或排气量)一半时, 最为不利, 所需储气罐容积最大, 并为  $V_{s,max}$  (单位  $m^3$ )

$$V_{s,max} = \frac{1}{4} \frac{Q}{f_{max}} \frac{p_s}{\Delta p} \frac{T_s}{T_1} \quad (12-3)$$

式中,  $f_{max}$  为最大许用调节循环频率, 单位为 Hz, 对于 E 级绝缘的异步电动机驱动微型压缩机, 可取  $f_{max} = (2.2 \sim 2.8) \times 10^{-3} Hz$ 。

为保证配套电动机的寿命与防止烧毁事故，除限制调节循环频率或设计具有足够大的储气罐容积外，还必须增加起动释荷措施。一般认为，排气管放空方法是可靠的；对于驱动功率2.2kW以下的微型压缩机，可在舌簧阀进气阀片与阀板之间，设置释荷垫片给以解决。

改变转速调节排气量的方法，主要用于内燃机和蒸汽机驱动场合。优点是压缩机不需要增设附加装置，且在多级压缩机时，不因调节工况而引起各级压力比重分配。

在压缩机方面，降低转速总是使压缩机容积比能降低。这是因为气流通路阻力损失随转速下降呈平方关系而减小，气体在每一循环和冷却器中持续时间加长而使冷却效果增强，以及机械摩擦耗功几乎与转速呈正比之故。调节前后的指示图如图12-1所示。由于驱动机在低于其额定转速下工作时效率降低，这使得压缩机经济性又有所降低或抵消，但总的说来仍是经济性最高的调节方法，因为其它调节方法无不伴随着经济性恶化。

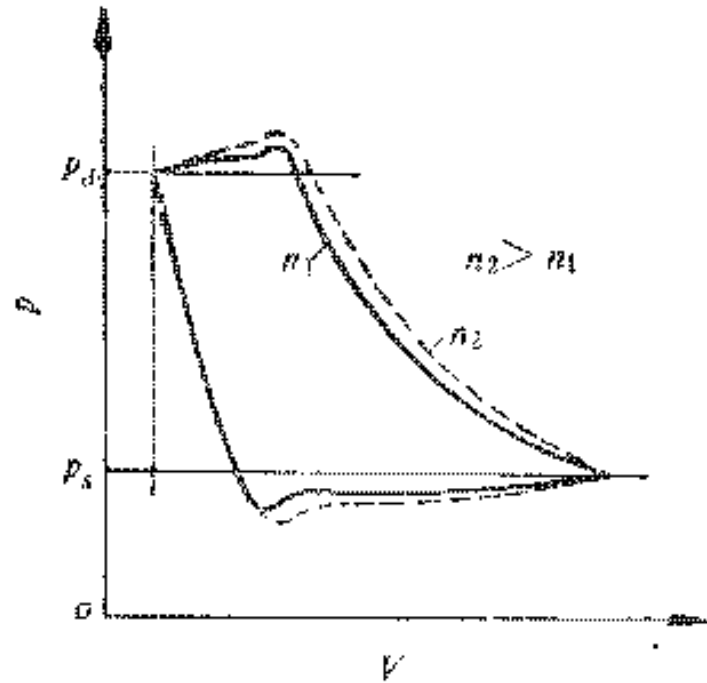


图12-1 压缩机变转速调节指示图

由内燃机和蒸汽机驱动时可连续调节排气量。

调节范围取决于驱动机的转速调节范围，内燃机为100%~40%的额定转速，蒸汽机转速可更低。采用鼠笼式异步电动机变极分级调速时，经济级数为两级，最多三级。驱动机转速偏离额定值或最佳值愈远，其本身效率愈低。

降低转速对压缩机自动阀工作有一定影响，因气体对阀片的顶推力将随转速降低而呈平方关系降低，使在调节工况下的气阀弹簧力相对变大。但无论如何，降低转速对气阀工作不利的影响程度，要比提高转速时小得多。

### 二、进气节流和截断进气

这属于作用在管路上控制进气的调节方法，如图12-2所示。

进气节流时，压缩机进气管内的气体压力

$$p'_s = p_s - \Delta p \quad (12-4)$$

式中， $p_s$ 为节流前进气管内压力； $\Delta p$ 为节流过程压力损失。

当节流阀全开时，压力损失 $\Delta p = 0$ ，全闭，即截断进气时， $\Delta p_s \rightarrow p_s$ 。进气节流过程可认为按等温进行，则节流后和节流前气体密度比值

$$\frac{\rho'_s}{\rho_s} = \frac{p'_s}{p_s} \quad (12-5)$$

式中， $\rho_s$ 、 $\rho'_s$ 为节流前、后进气管内气体密度。

因 $p'_s < p_s$ ，故从式(12-1)可知，压缩机进气节流能够达到调节并降低排气量的目的。单级压缩机进气节流的指示图如图12-3所示。

节流后压缩机的指示功率

$$P'_i = \frac{n}{n-1} p'_s \lambda'_s V_s \left[ \left( \frac{p_d}{p'_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (12-6)$$

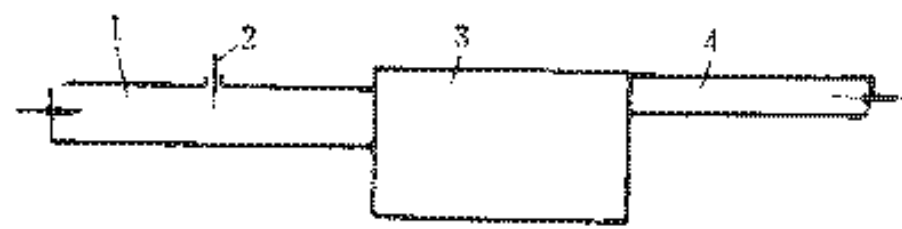


图12-2 进气节流调节装置示意图

1—进气管 2—节流阀 3—压缩机 4—排气管

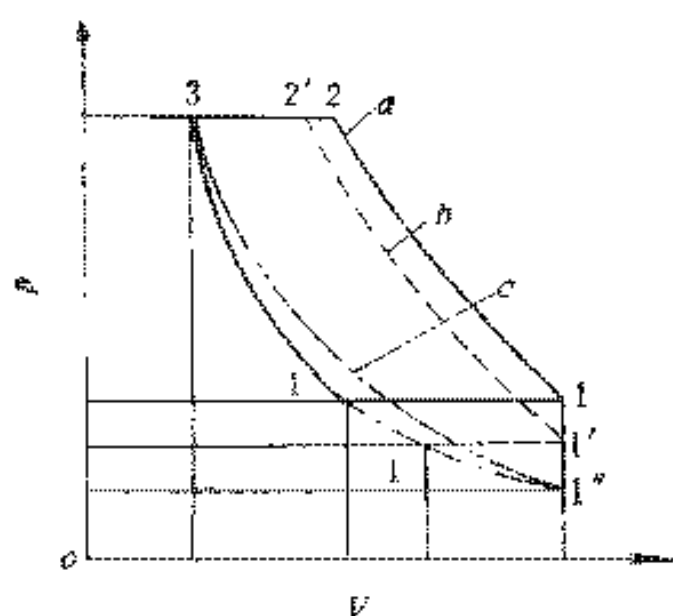


图12-3 单级压缩机进气节流指示图  
a—无节流 b、c—不同程度的节流

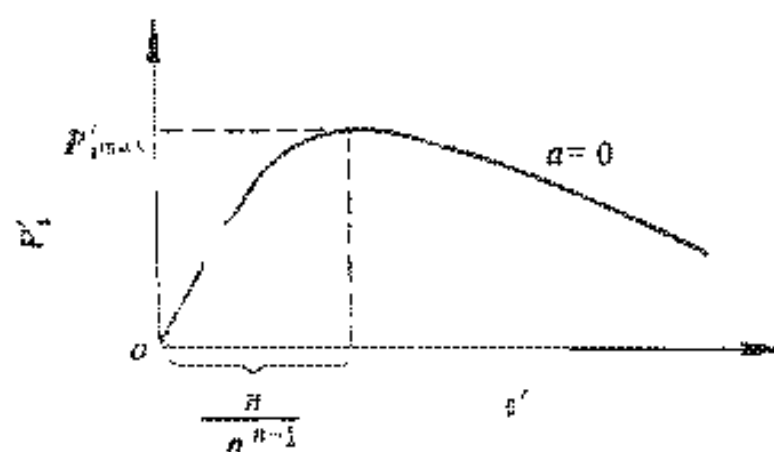


图12-4 单级压缩机进气节流时指示功率与压力比关系

式中， $\bar{V}_s$ 为每秒时间内活塞行程容积； $\lambda'_s$ 为节流后的容积系数

$$\lambda'_s = 1 - \alpha \left[ \left( \frac{p_2}{p'_2} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

$\alpha$ 为相对余隙容积； $p_2$ 为排气压力； $n$ 、 $m$ 为多方压缩和膨胀指数。

若 $m = n$ ，并顾及节流后的压力比 $\epsilon' = p_2/p'_2$ ，则由

$$\frac{\partial P'_i}{\partial p'_2} = 0$$

得到满足最大指示功率条件的关系式

$$\frac{1}{n} \epsilon'^{\frac{n-1}{n}} + \frac{\alpha}{1+\alpha} \frac{n-1}{n} \epsilon'^{\frac{1}{n}} - 1 = 0 \quad (12-7)$$

如果相对余隙容积 $\alpha = 0$ ，则由式(12-7)得到相应的指示功率最大时的压力比

$$\epsilon' = n^{\frac{n}{n-1}} \quad (12-8)$$

当 $n = 1.4$ 时，若 $\alpha = 0$ ，则 $\epsilon' = 3.247$ ；若 $\alpha = 0.1$ ，则 $\epsilon' = 2.687$ 。由于在实际压缩机中存在余隙容积，使出现最大指示功率的压力比降低。指示功率变化与压力比关系如图12-4所示。如果压缩机的压力比大于出现最大指示功率的压力比，则节流后的指示功率有所降低，但换算到节流阀前状态的排气量或质量排气量也降低，机械摩擦耗功却变化甚小，故导致机器的容积比能仍然增加，何况由于压力比增大使排气温度升高，亦限制了调节范围。对于多级压缩机，第一级进气节流时，除末级外，其余各级压力比几乎保持不变，而末级压力

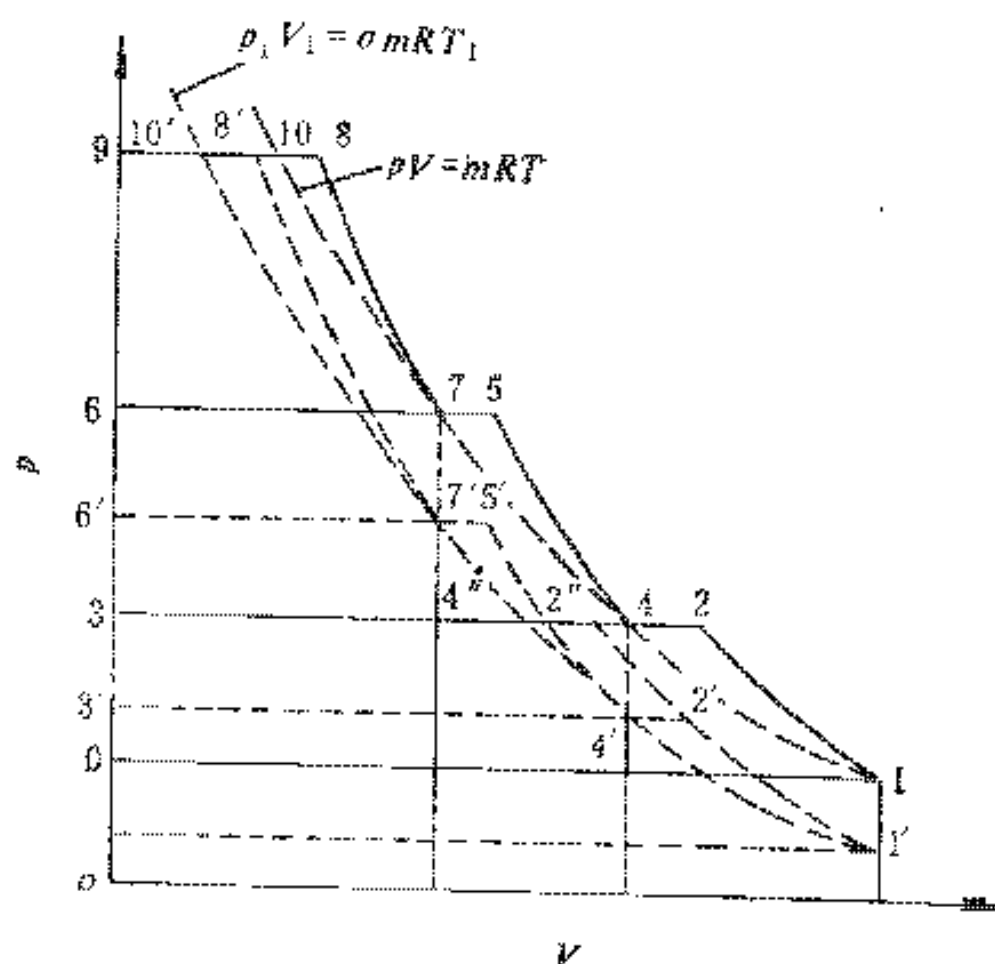


图12-5 三级压缩机进气节流理论指示图

比随排气量降低几乎反比例地增大，这又不仅破坏了压缩机的动力均衡性，末级温升还可能达到不能允许的程度。图12-5所示是三级压缩机进气节流调节时的理论指示图。

该方法可以连续调节排气量，装置异常简单，适用于中、大型压缩机不经常调节和调节范围较小的场合。

截断进气属于间断性调节，它是进气节流调节当节流程度过迅速加大到隔断进气的极限情况。调节时消耗的指示功率约为2%~3%的额定值（图12-3中面积1'-3'-4'-1''）。

截断进气调节时，因气缸内产生真空度而带来下述不利情况：易引起单作用机器的向气缸窜油现象；通过截止阀和调节装置不严密处，将使部分空气漏入气缸，这对于某些压缩气体是不允许的；作用在活塞上的活塞力将出现很大的变化；气缸内出现短暂的高温，若通过不严密处漏入气体，则高温将具有持续性。

但是，该调节方法毕竟简单可靠，对寿命极为敏感的气阀不发生机械作用，所以在我国动力用空气压缩机中仍乐意采用。

图12-6所示为截断进气口的截止阀，俗称减荷阀。为减小阀的阻力，阀体5采用双阀座结构。阀为常开形式。当来自压力调节器的高压空气进入伺服器2后，作用在小活塞面积上的气体克服弹簧4的弹力，使阀芯1关闭，截断进气；当高压空气泄去后，阀芯在弹簧力作用下恢复常开状态。手轮3是作为起动压缩机时，关闭进气口释荷之用。

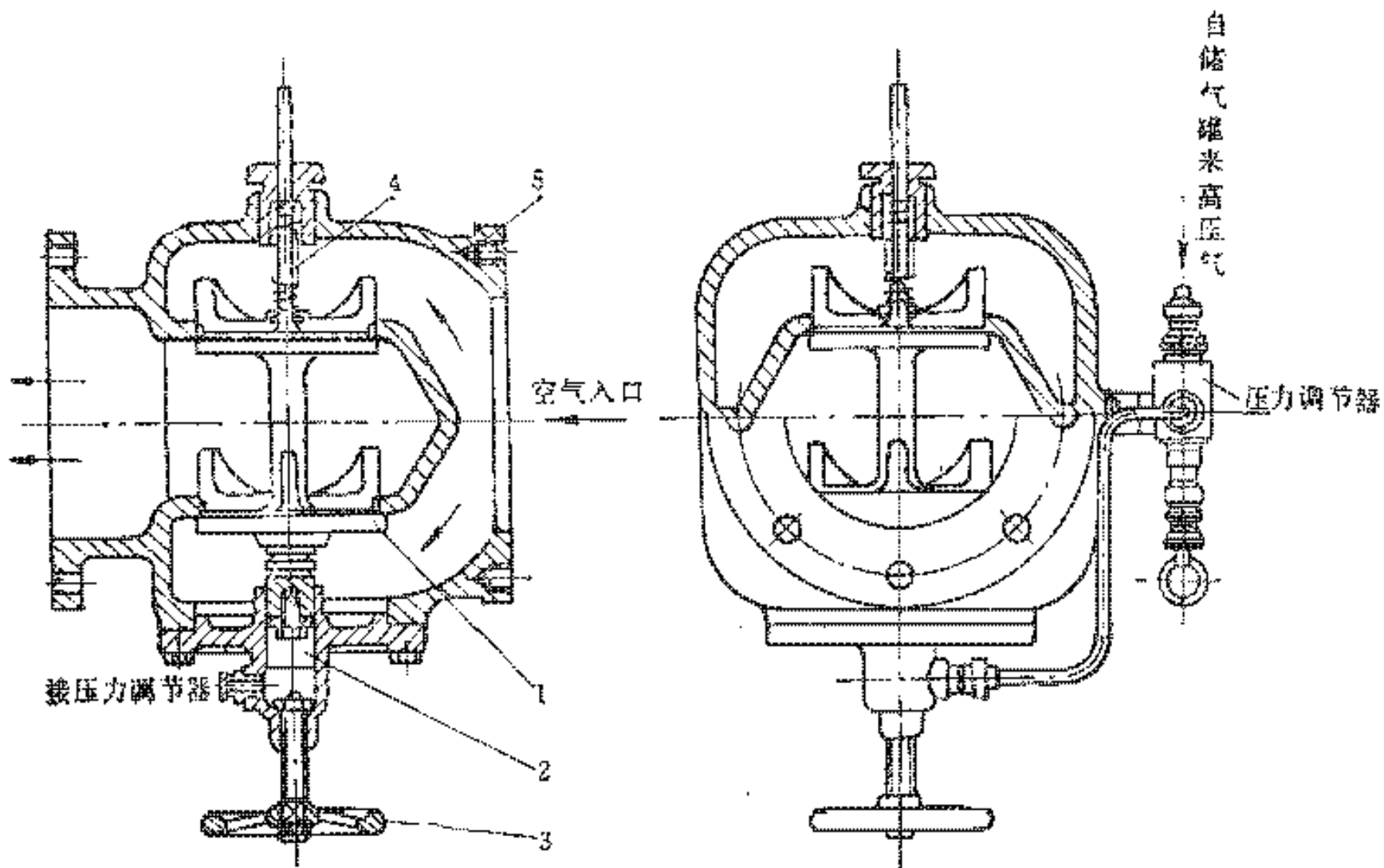


图12-6 动力用空气压缩机截断进气的截止阀  
1—阀芯 2—伺服器 3—手轮 4—弹簧 5—阀体

### 三、进、排气管连通

进、排气管连通调节，是借助旁通管路使排出的气体返回进气管来实现。安装在旁通管路路上的旁通阀全部开启时，称为自由连通，部分开启时，称为节流连通。

自由连通是实现压缩机空转的基本方法之一，属于间断性调节，主要用于大型高压压缩



机起动释荷。在空气压缩机中，排气泄入大气或微型压缩机停转调节时，为起动释荷而进行的放空，亦属于这种调节类型。

节流连通可达到连续调节排气量的目的，用于偶尔调节或调节范围很小的场合。因为，它和自由连通一样，调节的实质是将已生产的具有压力位能的压缩气体，人为地向低压（外部）泄漏，经济性很差。但由于简单可靠，大型压缩机的操作者仍乐意使用。

图12-7所示为几种进、排气管连通方案。

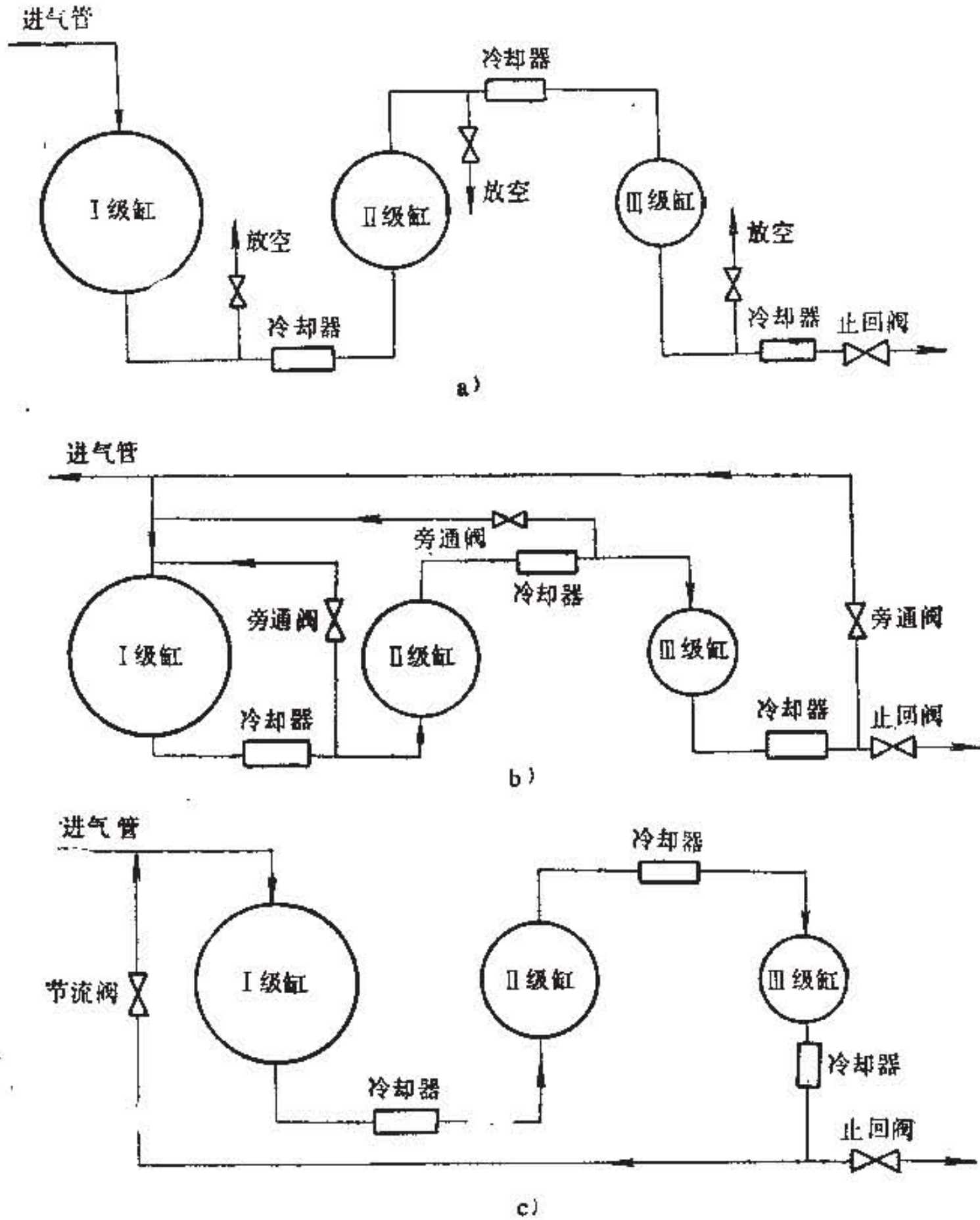


图12-7 几种连通管路配置方案

图 a 为空气压缩机中使用较多的自由连通方案，优点是起动释荷作用较为完善。图 b 为大型多级压缩机常用的方案，它可用于启动释荷，也可调节各级压力比。图 c 为末级与 I 级节流连通方案，它可以保证各级工况（压力、温度）均不变的情况下工作。

旁通管路的通流截面不应太小，否则在空载时的功率消耗将相当可观。旁通管道和阀门的通流能力，应根据所通过的多余气量（最大调节量），在临界速度时计算而得。应注意，采用



旁通装置时，压出管网必须设置止逆阀。

节流连通的旁路通道，通常应置于冷却器之后，以便保证冷却后的气体返回进气管。这对某些低临界温度的气体甚为重要，因为节流过程可能温度升高。节流过程气体温度的变化，可从温焓图上的等焓曲线确定。

如果节流过程使气体温度降落过低时，为防止节流处出现冻结现象，更合理的方案是节流前使气体不充分冷却，或者不进行冷却。前者可从冷却器中间管段中引出节流导管。

在高压级中，旁通阀的密封边缘易被节流气体损坏，这影响压缩机在全排量时的气密性。图12-8所示旁通阀的闭合器件的结构能消除这一缺点。该结构的密封边缘与节流缝隙边缘分开，实施节流是在密封边缘之外。用于节流的阀门称为节流阀。

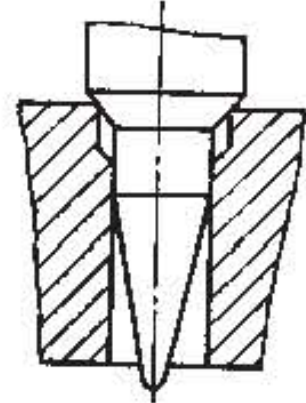


图12-8 高压节流阀闭合器件的结构

#### 四、连速补助余隙容积

这是利用除气缸原有余隙容积外，再附加余隙容积而使容积系数减小，使排气量降低的调节方法。该容积又称为补助容积。

气缸上接入每一单位的补助容积后，可使相应份额的气缸工作容积失效。因此，按照补助容积值接入是否连续可调，或逐个接入，或单独接入，而分别有连续调节、分级调节和间断调节的方式。

##### (一) 补助容积的计算

##### 1. 补助容积值的确定

对于定转速低压压缩机，在调节前后压力系数、温度系数、泄漏系数及进气温度不变的条件下，满足排气量降低率为 $\sigma$ 的级的补助容积值（单位 $\text{m}^3$ ）

$$V_0 = V_A \frac{\lambda'_0 - \sigma \frac{p_0 \lambda_t}{p'_0 \lambda'_t} \lambda_0}{\frac{1}{\epsilon'^{m_1}} - 1} \quad (12-9)$$

式中， $V_A$ 为设置补助容积气缸的行程容积，单位为 $\text{m}^3$ ； $\lambda'_0$ 为接入补助容积后，该级在新压力比 $\epsilon'$ 和存在气缸固有相对余隙容积 $\alpha$ 时的容积系数

$$\lambda'_0 = 1 - \alpha \left( \frac{1}{\epsilon'^m} - 1 \right)$$

$\lambda_0$ 为接入补助容积前，该级在原压力比 $\epsilon$ 和存在气缸固有相对余隙容积 $\alpha$ 时的容积系数

$$\lambda_0 = 1 - \alpha \left( \frac{1}{\epsilon^m} - 1 \right)$$

$m$ 为气缸内气体多方膨胀指数， $m_1$ 为补助容积内气体多方膨胀指数，低压级 $m_1 = 1.2 \sim 1.4$ ，补助容积无冷却时 $m_1 > k$ ； $p_0$ 、 $p'_0$ 为接入补助容积前、后的进气压力，单位均为Pa； $\lambda_t$ 、 $\lambda'_t$ 为接入补助容积前、后的温度系数。

对于单级压缩机，因压力比不变并 $\lambda_0 = \lambda'_0$ 与 $\lambda_t = \lambda'_t$ ，故

$$V_0 = V_A \frac{(1 - \sigma) \lambda_0}{\frac{1}{\epsilon^{m_1}} - 1} \quad (12-10)$$

高压级时，应考虑气体的可压缩性误差



$$V_0 = V_1 \frac{\lambda'_v - \sigma \frac{Z'_1 p_1 \lambda_1}{Z_1 p'_1 \lambda'_1} \lambda_v}{\frac{Z'_1}{Z_1} \varepsilon'^{\frac{1}{k_r}} - 1} \quad (12-11)$$

式中,  $\lambda'_v$  为接入补助容积后, 该级在新压力比  $\varepsilon'$  和存在气缸固有相对余隙容积  $\alpha$  时的容积系数

$$\lambda'_v = 1 - \alpha \left( \frac{Z'_1}{Z_1} \varepsilon'^{\frac{1}{k_r}} - 1 \right)$$

$\lambda_v$  为接入补助容积前, 该级在原压力比  $\varepsilon$  和存在气缸固有相对余隙容积  $\alpha$  时的容积系数

$$\lambda_v = 1 - \alpha \left( \frac{Z_1}{Z_c} \varepsilon^{\frac{1}{k_r}} - 1 \right)$$

$Z_1$ 、 $Z'_1$  为接入补助容积前、后在进气压力和进气温度下的气体压缩性系数;  $Z_c$ 、 $Z'_c$  为接入补助容积前、后在排气压力和排气温度下的气体压缩性系数。

应注意, 尽管多级压缩机排气量的减小, 只决定于第一级接入补助容积, 但若仅仅如此, 调节范围就不可能很大。因为, 当第一级接入较大的补助容积后, 末级压力比将急剧增高, 导致该级出现不能允许的高温, 并使机器的活塞力均衡性遭到破坏。因此, 末级也应增设相应的补助容积。其值一般选取的办法是: 使末级和末级前一级的压力比, 在各自原正常压力比的基础上, 提高相同的倍数。这样, 当第一级接入补助容积后, 该级压力比降至原正常压力比的  $\sigma$  倍, 而为了补偿此项降低, 以保证多级压缩机的总压力比不变, 最末两级压力比应相反地各自增至正常值的  $1/\sqrt{\sigma}$  倍。

随着补助容积的接入, 势必出现多级压缩机各级压力重分配。中间压力可用渐近法计算<sup>[20][21]</sup>或假定中间压力后用诸模图校正确定<sup>[18]</sup>, 读者可参阅有关压缩机原理方面的内容。

## 2. 连接补助容积的连通阀通道截面的确定

压缩期间, 气缸内的气体流入补助容积; 膨胀期间, 存留在补助容积内的气体又返流至气缸容积。由于膨胀时期总是短于压缩时期 (仅当气缸排气量为零时它们才相等), 所以膨胀期间连通阀中气体具有较大的速度, 故应按该速度决定连通阀通道的截面。

为避免过大的流动损失, 对于空气或与其密度相近的气体, 低压级时气体平均速度  $v_{av} \leq 50 \text{ m/s}$ , 高压级时  $\leq 20 \sim 35 \text{ m/s}$ 。对于其它气体, 应换算成  $v'_{av}$  (单位  $\text{m/s}$ )

$$v'_{av} = v_{av} \sqrt[3]{\frac{R'}{R}} \quad (12-12)$$

式中,  $R'$  为气体常数, 单位为  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $R = 287.2$  为空气的气体常数, 单位为  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

按上述选取的气体平均速度, 计算连通阀通道截面  $A$  (单位  $\text{m}^2$ )

$$A = \frac{\pi n V_0}{30 \theta_1 v_{av}} \ln \left[ \frac{V_0 + V_c + V_1 (1 - \lambda_{v1})}{V_0 + V_c} \right] \quad (12-13)$$

式中,  $n$  为压缩机转速, 单位为  $\text{r}/\text{min}$ ;  $V_0$  为气缸补助容积, 单位为  $\text{m}^3$ ;  $V_c$  为气缸余隙容积, 单位为  $\text{m}^3$ ;  $\theta_1$  为膨胀终了时的曲柄转角



$$\theta_1 = \arccos(2\lambda_{v,d} - 1)$$

$\lambda_{v,d}$  为接入补助容积后气缸的容积系数,  $\lambda_{v,d} = 1 - \alpha'(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$ , 若顾及气体可压缩性误差

$$\lambda_{v,d} = 1 - \alpha' \left( \frac{Z_1}{Z_2} \varepsilon^{\frac{1}{k_T}} - 1 \right)$$

$\alpha'$  为相对余隙容积与相对补助容积之和,  $\alpha' = (V_c + V_0)/V_d$ ,  $m$  为余隙容积和补助容积内气体多方膨胀指数, 假定二者相等,  $\varepsilon$  为压力比, 若接通补助容积后该级压力比发生变化, 应采用新压力比  $\varepsilon'$ ;  $k_T$  为气体温度绝热指数;  $Z_1$ 、 $Z_2$  为分别为进气压力、进气温度和排气压力、排气温度时, 气体压缩性系数。

(二) 补助容积的结构形式

图12-9所示可变补助容积装置用于低压级。转动手轮5带动齿轮6, 通过偏心配置在调节缸1内的丝杠2, 使活塞4上下连续改变位置而达到改变容积。指示器3用于标明活塞位置。为使活塞两端面气体压力平衡, 由旁通管将活塞背腔与该级排气连通。

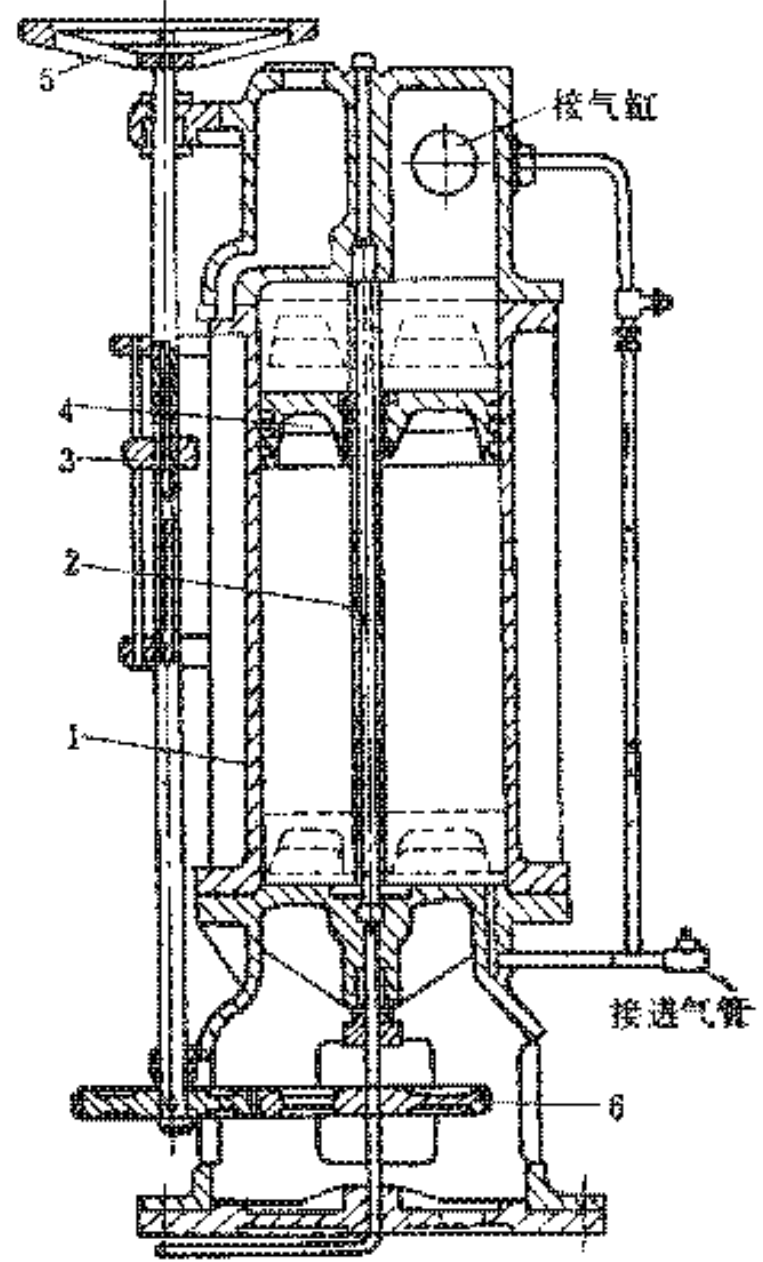


图12-9 低压级补助容积变容器  
1—调节缸 2—丝杠 3—指示器 4—活塞  
5—手轮 6—齿轮

图12-10所示为高压级补助容积变容器, 此时丝杠与筒体是同心配置并向外引出, 旋转手轮时, 丝杆仅作往复移动, 从而带动活塞连续改变位置。

图12-11所示为带有连通阀的补助容积在双作用气缸两侧的配置情况。连通阀是气动作用的形式, 如图12-12所示。连通阀的启闭件是活动套筒1, 它罩盖着固定的活塞。压盖5是伺服器气缸,

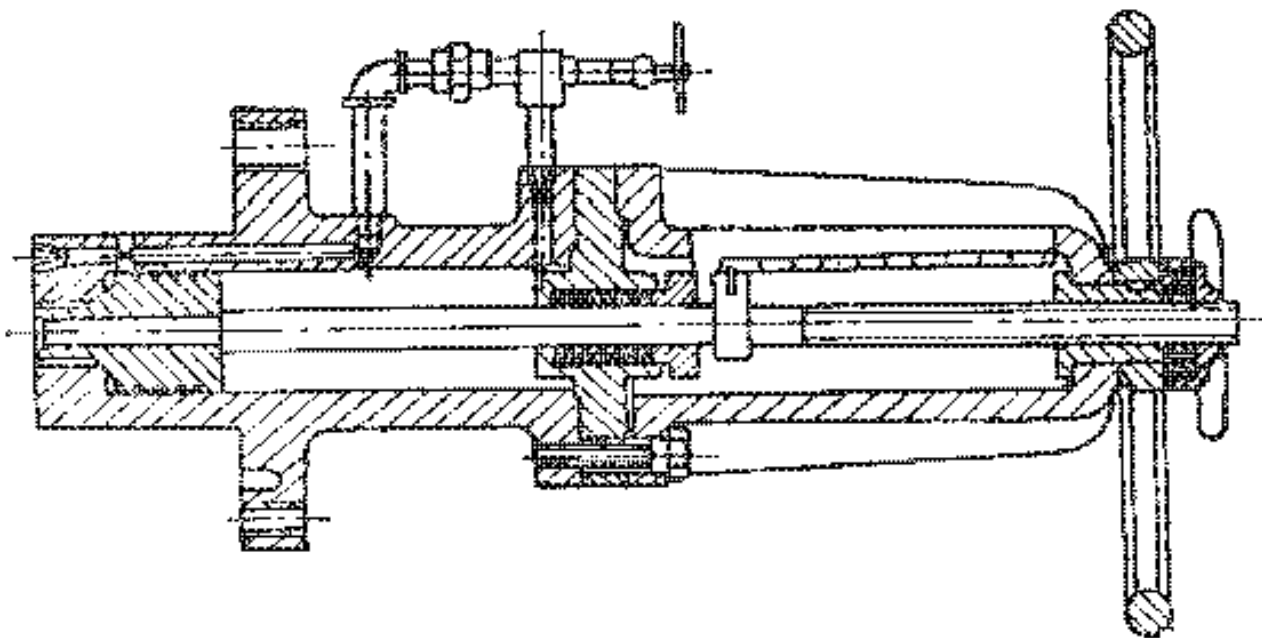


图12-10 高压级补助容积变容器

高压气体自孔 3 进入并将套筒压下，连通阀关闭。调节时，调节器使高压气体泄压，套筒在压缩机气缸内气体压力作用下开启，压缩机气缸上的补助容积被接通。小孔 6 是与补助容积腔相通，当套筒迅速上升时，气体流入套筒内腔，使套筒上升至阀座时得到缓冲。4、2 通道是供注入润滑油之用。

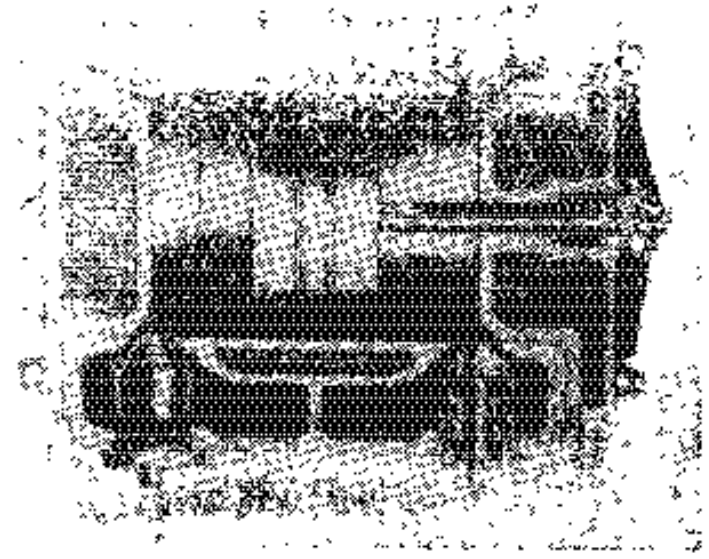


图12-11 带有连通阀的补助容积  
在双作用气缸上的配置

图12-13所示是部分行程连通补助容积的装置，可以实现连续调节。补助容积腔 A 配置在两个串联顺向作用的进气阀 1、2 之间，构成所谓通流式。阀 1 上的压开装置 3 的伺服活塞处在由腔 4 引来的气体压力作用下，其压力大小可通过调节开关 5 调节。当伺服活塞不受气压作用时，阀 1 与一般的进气阀 6 一样，并联同步工作。调节时，装置 3 的伺服活塞处在某一中间压力作用下，在压缩行程开始阶段，阀 1 仍然开启，A 腔内气体受到压缩使压力上升，上升到与伺服活塞上的压力相等时，伺服活塞带动压叉上行，阀 1 关闭，补助容积 A 腔与气缸连通被截断。调节腔 4 的针阀开启度，即可使伺服缸中压力改变，以控制阀 1 的启闭时间或与其相应的曲柄转角。

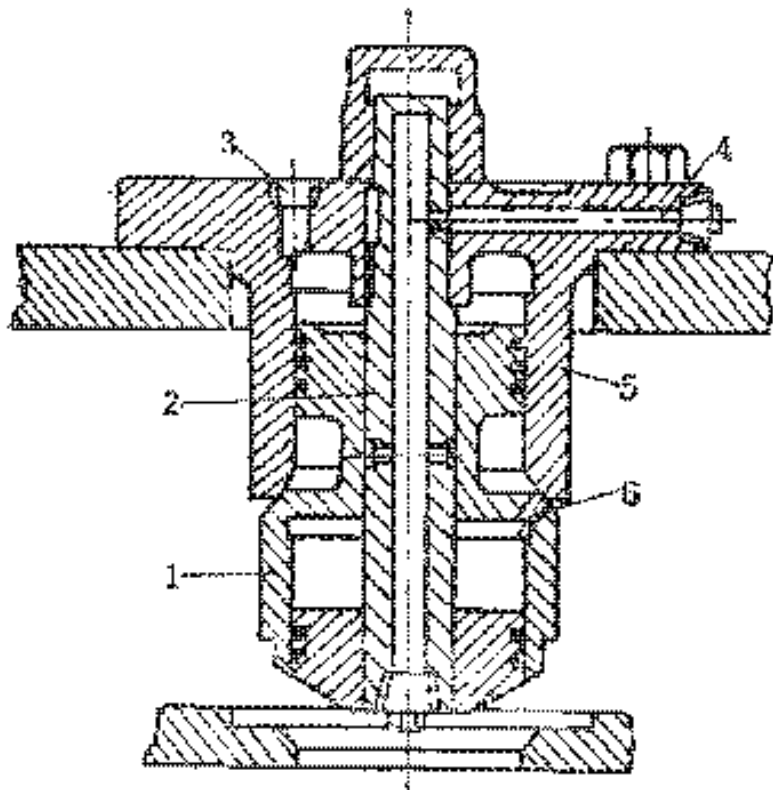


图12-12 气动作用的补助容积连通阀  
1—滑动套筒 2—通道 3—孔 4—通道  
5—压盖 6—小孔

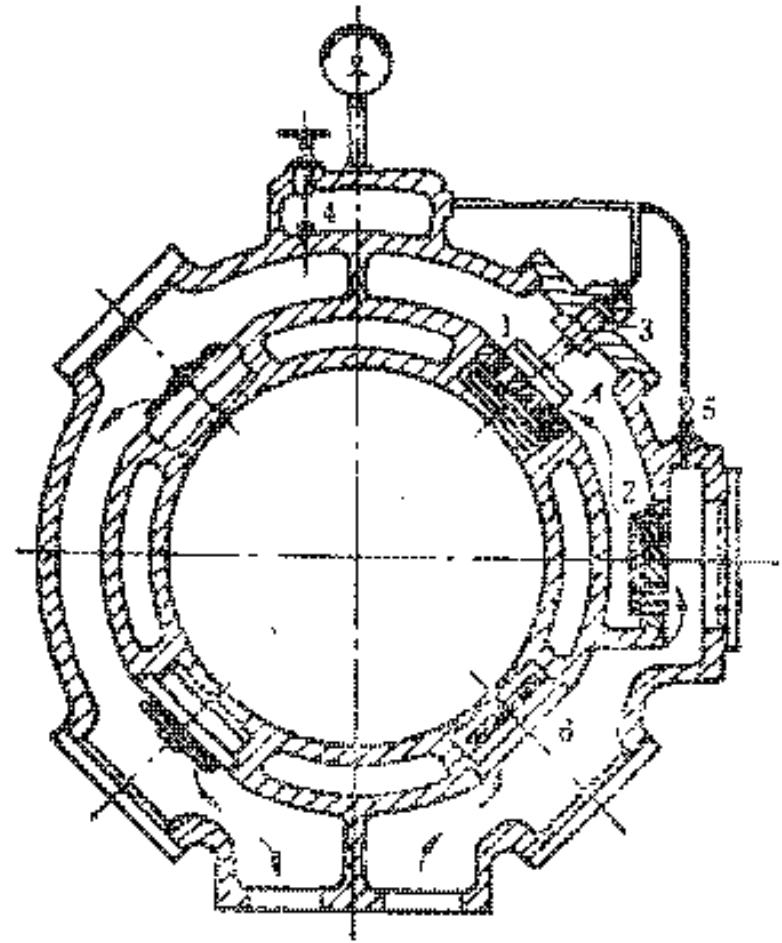


图12-13 通流式部分行程连通  
补助容积调节装置

1、2、6—进气阀 3—压开装置 4—腔 5—开关

上述调节的理论指示图如图12-14所示，1—3 为排气量为零的压缩线，相当于阀 1 在一个活塞行程的全部时间内保持开启。调节时，阀 1 在 5 和 7 点上关闭和开启，此时的压缩和膨胀过程线均为曲折线。图中 1—5—6—3—7—8 为部分排气量的情况，而 1—2—3—4 和 1—3—1 则分别相应于全排气量和零排气量。

图12-15是具有固定容积的高压级补助容积结构。为尽量避免高压气缸径向开孔，影响

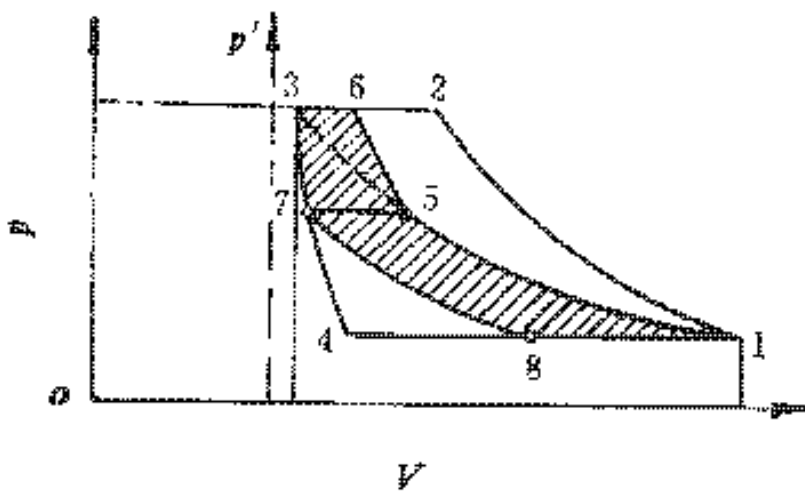


图12-14 部分行程连通辅助容积调节理论指示图

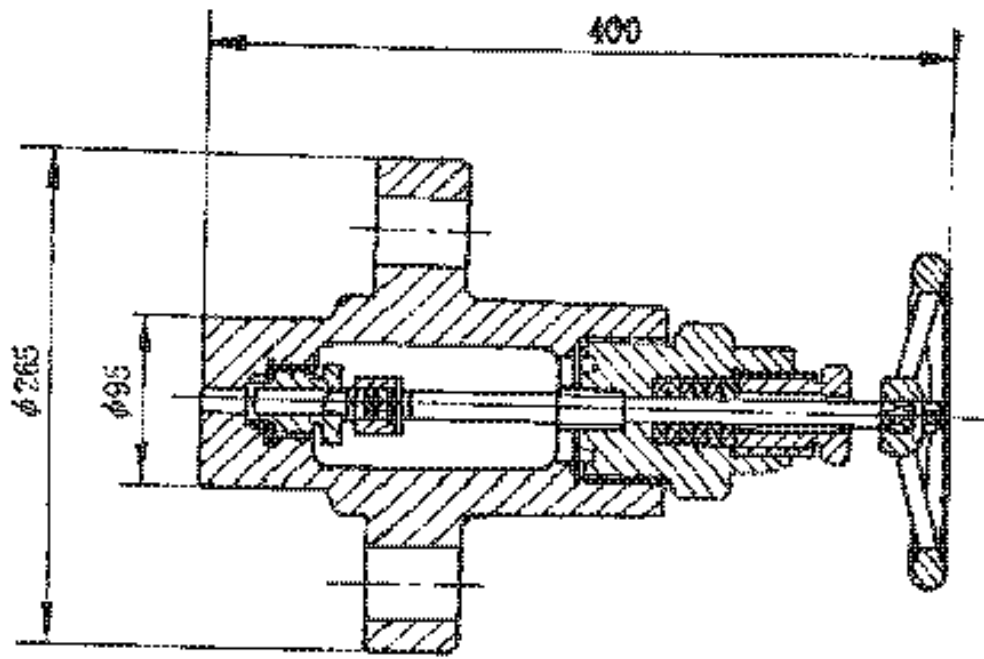


图12-15 具有固定容积的高压级辅助容积结构

强度，故配置在气缸端部是合理的。

在自动调节系统中，为了达到逐渐降低排气量，辅助容积应依次接入。在动力用固定式空气压缩机中，如果采用四级排气量调节，即排气量降至75、50、25和0%，则可

每一压缩级均设置四个辅助容积，每一级辅助容积值相等，并都按排气量降低25%计算。图12-16是上述调节方法应用的指示图，由图可见调节的经济性。但是，在多级压缩机中，并非各级都设置辅助容积，因此必然引起各级压力比重分配，使得总的指示功率的减小落后于排气量的减小，机器的容积比能增大，并随排气量降低率 $\sigma$ 减小，调节的经济性愈差。

### 五、压开进气阀

它是利用机械装置强制压开进气阀，使气缸中的全部或部分气体又返回进气管，达到排气量降低的方法。该调节方法有全部行程和部分行程压开进气阀两种情况。

当进气阀在全部活塞行程中被强制压开后，气缸内气体又全部返回进气管，使气缸排气量为零，故属于间断性调节。指示图中如图12-17曲线1所示，斜线面积代表通过进气阀的进、排气过程的阻力损失，它与机械摩擦耗功构成压缩机空转耗功。

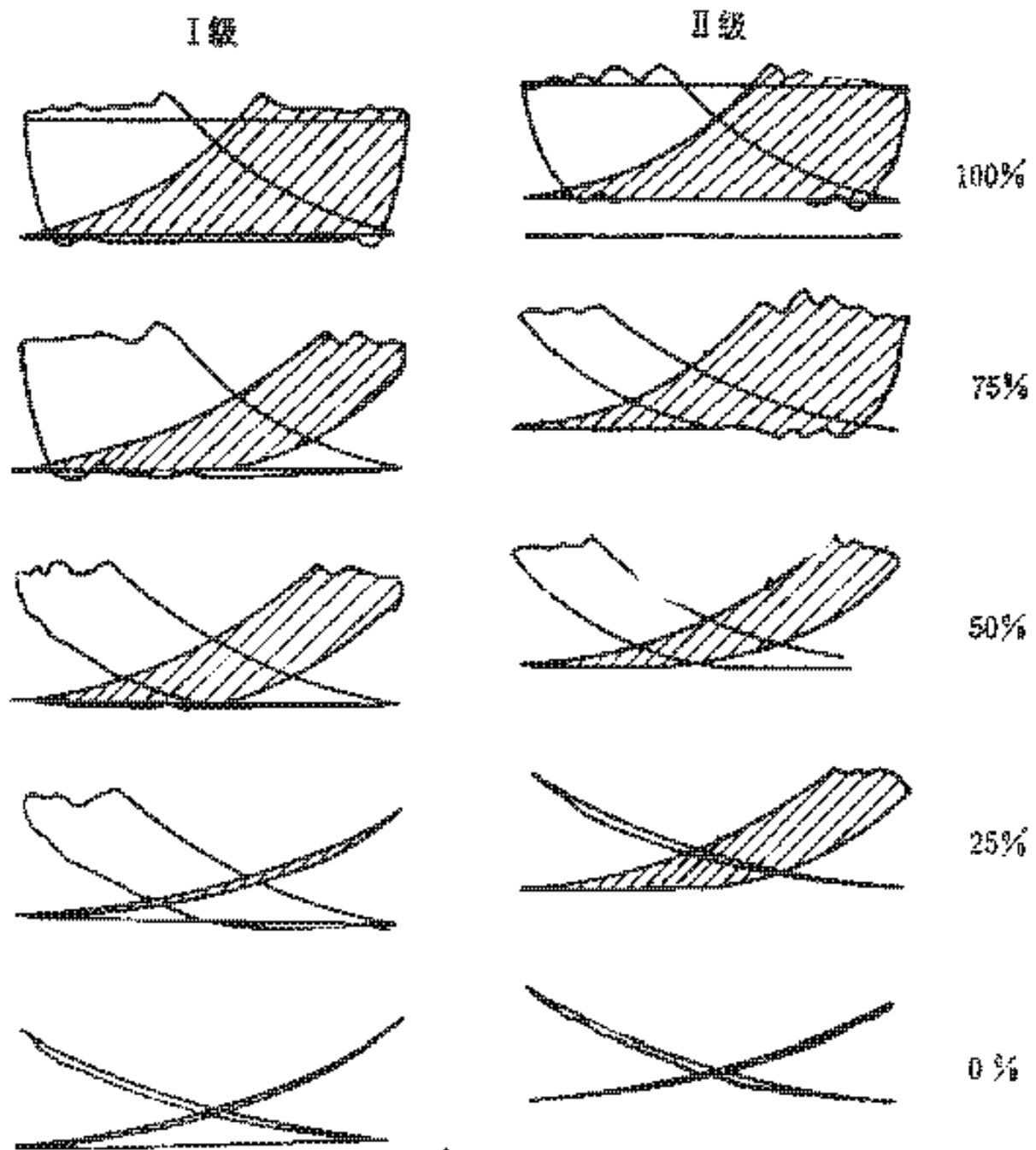


图12-16 两级空气压缩机的辅助容积四级调节指示图



图12-18和图12-19均为用于自动调节的压开进气阀装置。调节时，压开气阀是由与伺服器的膜片或小活塞相连的压叉来实现，膜片或小活塞在高压气体作用下，压叉下降并使进气阀片保持开启状态。当压缩机终压下降时，自动调节器将伺服器的膜片或小活塞上腔与大气或进气管连通泄压，弹簧使压叉上升，进气阀恢复正常工作。膜片式结构消除了小活塞易泄漏的缺点，故可用于高压级。

部分行程压开进气阀的作用是：当气缸进气接近终了时，进气阀被强制保持在开启状态。活塞进行压缩行程后，气缸仍有部分气体通过进气阀返流至进气管。进气阀在规定的活塞行程内关闭后，剩余在缸内的气体才被压缩和排出。通过对开启时间的控制，可以进行连续调节。指示图中为曲线2所示（参见图12-17）。该调节方法仅有部分气体通过进气阀返回进气管，所以经济性比全部行程压开进气阀好。

图12-20所示为气流动力作用的部分行程压开进气阀装置简图。该装置是借助于伺服器内气体压力 $p_0$ 调节弹簧力 $F_s$ （人工控制时则借助于手轮），并通过压叉作用在阀片上。当压缩机气缸中的活塞处于吸气行程时，因 $F_s$ 大于进气阀本身的弹簧力 $F_0$ ，所以进气阀被压开，阀片贴紧在阀座上。当活塞进入压缩行程后，气体通过间隙倒流至进气腔。这时，迫使阀片关闭阀座通道的力，除进气阀本身的弹簧力 $F_0$ 外，还有气体作用在阀片上的顶推力 $\beta \Delta p A_1$ 。显然，只有当下面条件

$$F_s \leq F_0 + \beta \Delta p A_1 \quad (12-14)$$

式中， $\beta$ 为气体倒流至进气腔时推力系数； $\Delta p$ 为气流通过进气阀的瞬时压力损失； $A_1$ 为被阀片盖闭的阀座通道面积。成立时，阀片才可能开始关闭进气阀阀座通道，以使压缩机气缸中的活塞进入正常的压缩和排气行程。

从压缩机动力学和连续流动原理知，气体流经进气阀通道截面的瞬时速度 $v_0$ ，可通过活塞瞬时速度来表示

$$v_0 = \frac{A_p}{\alpha A_0} r \omega \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (12-15)$$

式中， $A_p$ 为活塞面积； $r$ 为曲柄半径； $\omega$ 为曲轴旋转角速度； $\theta$ 为曲柄转角； $\lambda$ 为曲柄半径与连杆长度的比值； $\alpha$ 为流量系数； $A_0$ 为相应于 $\alpha$ 的气阀通道截面积。因此，气流通过该阀的瞬时压力损失

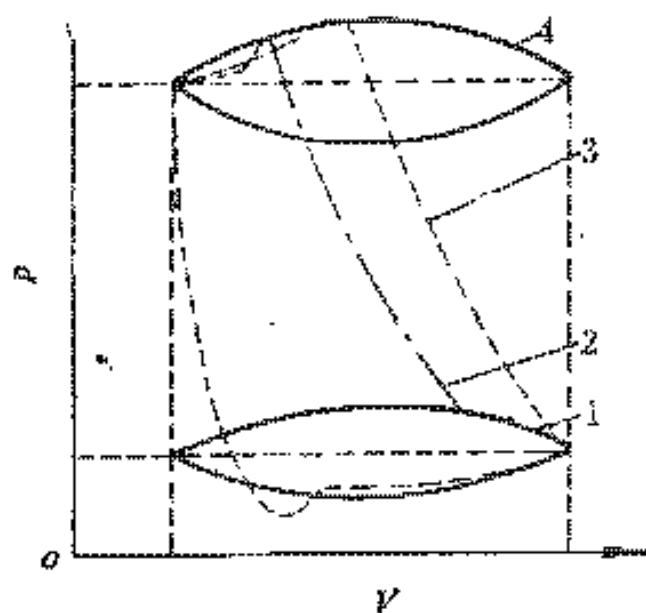


图12-17 压开进气阀调节指示图  
1—全部行程压开进气阀 2—部分行程压开进气阀 3—压缩机正常工作 4—全部行程压开排气阀

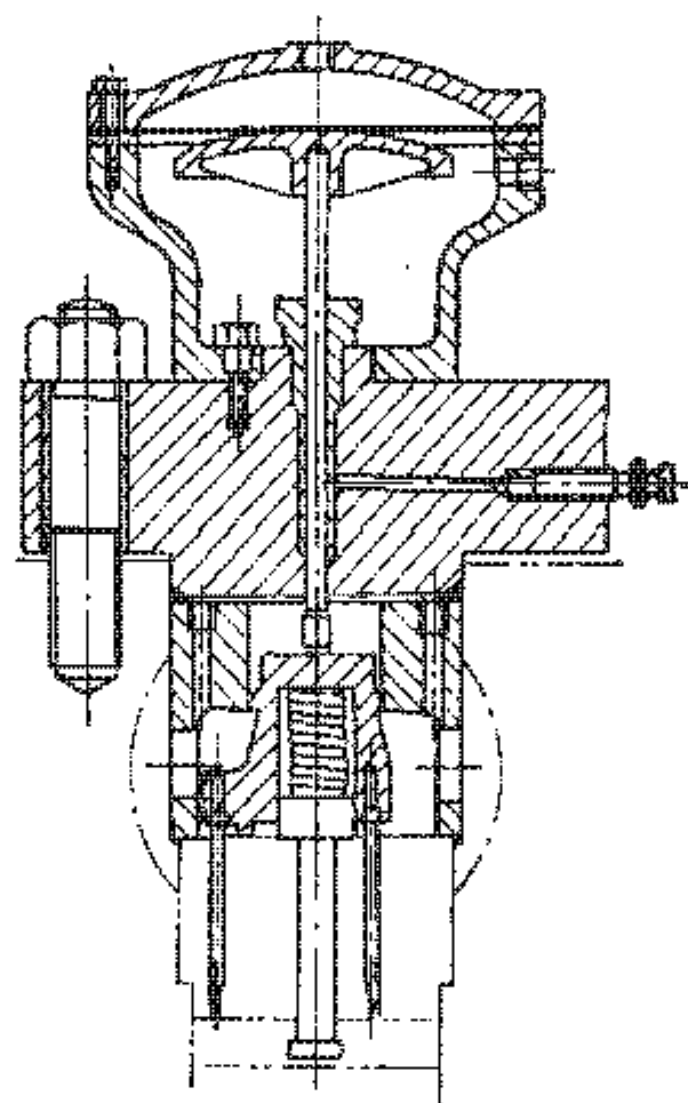


图12-18 气体压缩机高压级膜片式压开进气阀装置

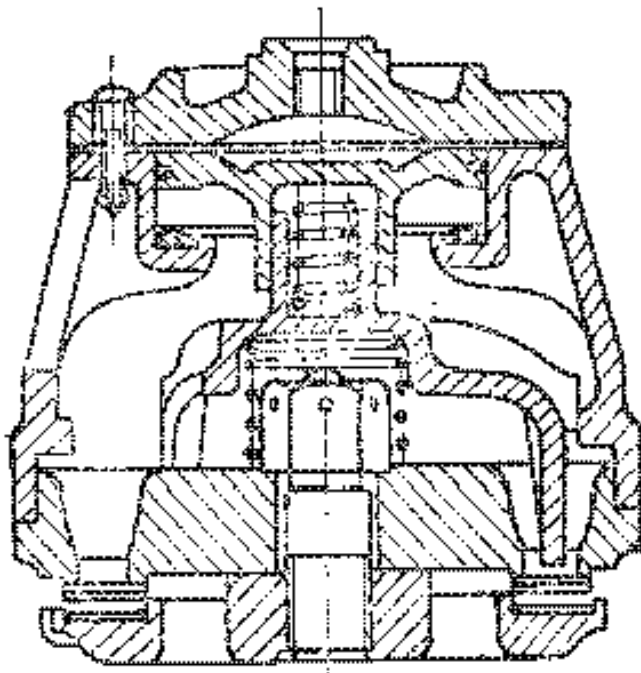


图12-19 活塞式压开进气阀装置

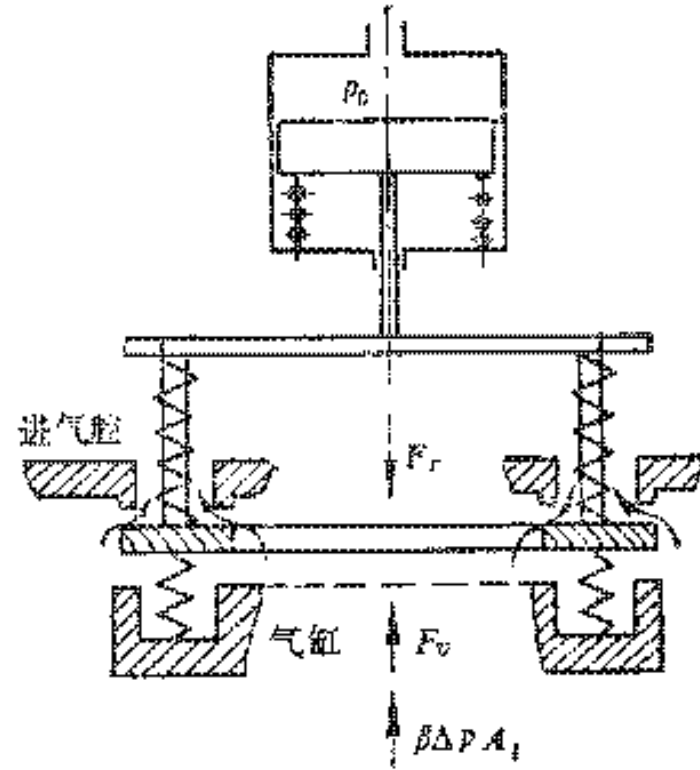


图12-20 气流动力作用式部分行程压开进气阀装置简图

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v_0^2 = \frac{1}{2} \rho \left[ \frac{A_f}{\alpha A_v} r \omega \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \theta \right) \right]^2 \quad (12-16)$$

将式 (13-16) 代入式 (13-14), 并假定  $\lambda = 0$ , 得

$$F_r \leq F_v + \frac{1}{2} \rho A_1 \beta \left( \frac{r \omega A_f}{\alpha A_v} \right)^2 \sin^2 \theta \quad (12-17)$$

当  $\theta = \pi/2, 5\pi/2, 9\pi/2, \dots$  时, 从上式右边可得迫使阀片关闭阀座的最大力

$$F_{r_{max}} = F_v + \frac{1}{2} \rho A_1 \beta \left( \frac{r \omega A_f}{\alpha A_v} \right)^2 \quad (12-18)$$

出现最大力  $F_{r_{max}}$  的活塞位置约在活塞行程的中点, 此时进气阀必须关闭。如果  $F_r > F_{r_{max}}$ , 则进气阀在全部活塞行程中将不能关闭 (全部行程压开进气阀调节的特例情况), 排气量突然下降至零。该调节方法能达到的最小排气量, 取决于进气阀关闭的持续时间对主轴每转时间的比值, 气体通过进气阀排出的压力损失和相应气缸的容积系数。一般可达全排气量的30%~40%。因调节器件质量惯性和阀片反复冲击压叉对寿命不利的影晌, 故该调节方法适合转速不高的机器, 例如大型压缩机。

部分行程压开进气阀装置有手动控制和气动控制两种。气动控制的实际结构如图 12-21 所示。为了减小运动质量, 各叉上备有小弹簧 6, 它们与中心主弹簧 3 构成的合成弹簧力, 由伺服器活塞 2 上作用的气体压力来控制, 而该压力又由调节气孔 1 来调节。在非调节状态时, 整个压叉在主弹簧作用下, 与阀片脱离接触。由于压叉架 4、销 5 和小叉质量不大, 故这种结构可用于

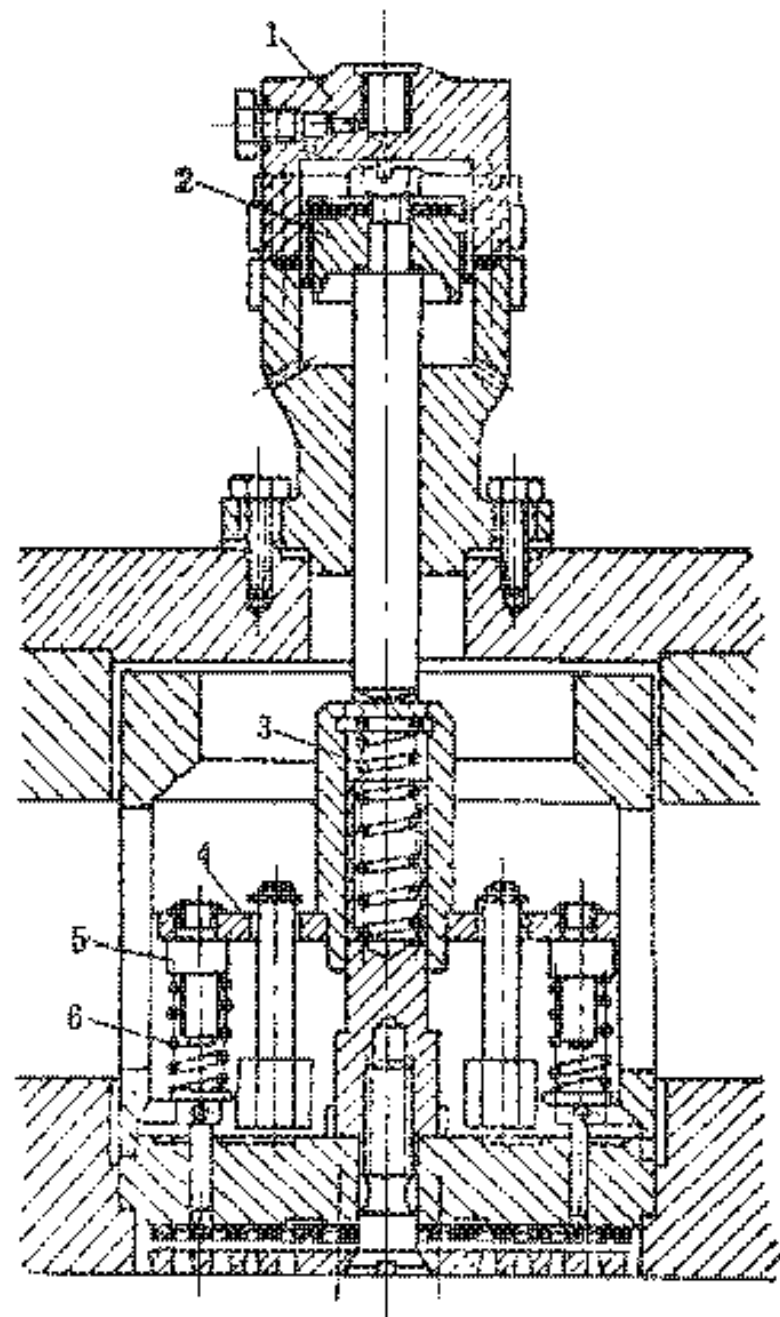


图12-21 气压控制弹簧力的气流动力作用式部分行程压开进气阀装置

压缩机转速高达500r/min。

## 第二节 调节系统与调节器

### 一、调节系统

压缩机排气量调节系统有手动和自动两种，区别在于后者有自动调节器(简称调节器)。调节器能将它所感受到需要进行调节的信号，转换成信号动力，通过传递系统自动地输送给执行机构，对压缩机运行状态进行调整。在压缩机中，信号动力的传递系统通常是具有一定压力的气体，其次是电磁或液体。执行机构是由伺服器和其它构件所组成。

上节所述的各种调节方法，可以构成许多单独的或综合的调节方案。以下就几种常见的调节系统予以举例说明。

图 12-22所示间断停转调节系统用于单级微小型压缩机。当压缩机1的排气量大于耗气量，储气罐8内压力升高大于规定值时，调节器膜片5使摇臂6

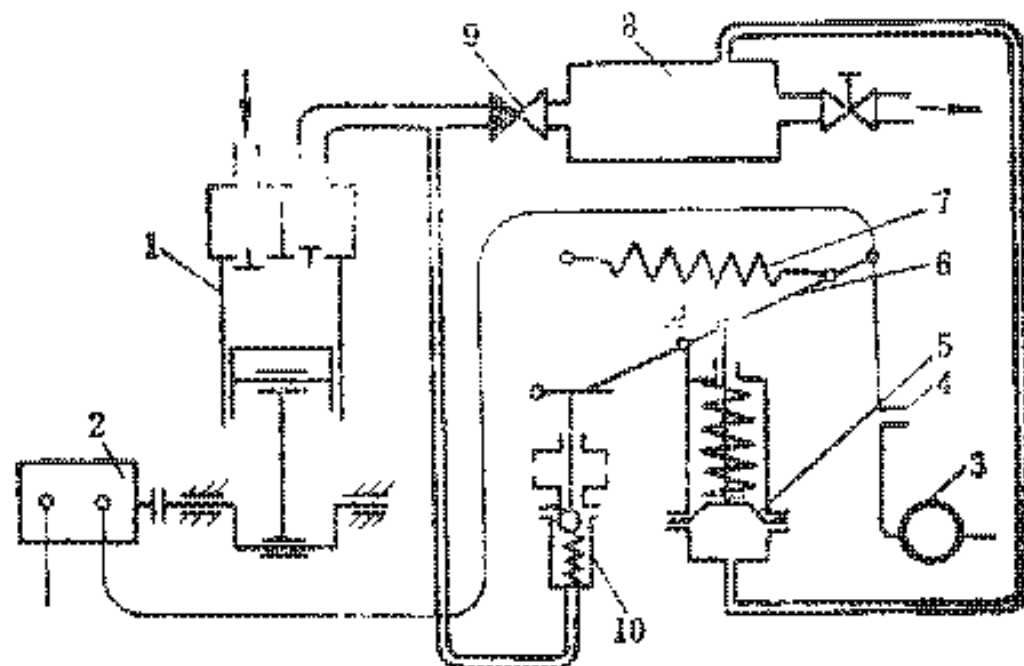


图12-22 单级压缩机间断停转调节系统

1—压缩机 2—电动机 3—线圈 4—接触器 5—调节器膜片 6—摇臂 7—跳动弹簧 8—储气罐 9—止回阀 10—放空阀

抬起，接触器4断开(接触器位于支点A左侧作用相同)，电动机2停转，压缩机停止供

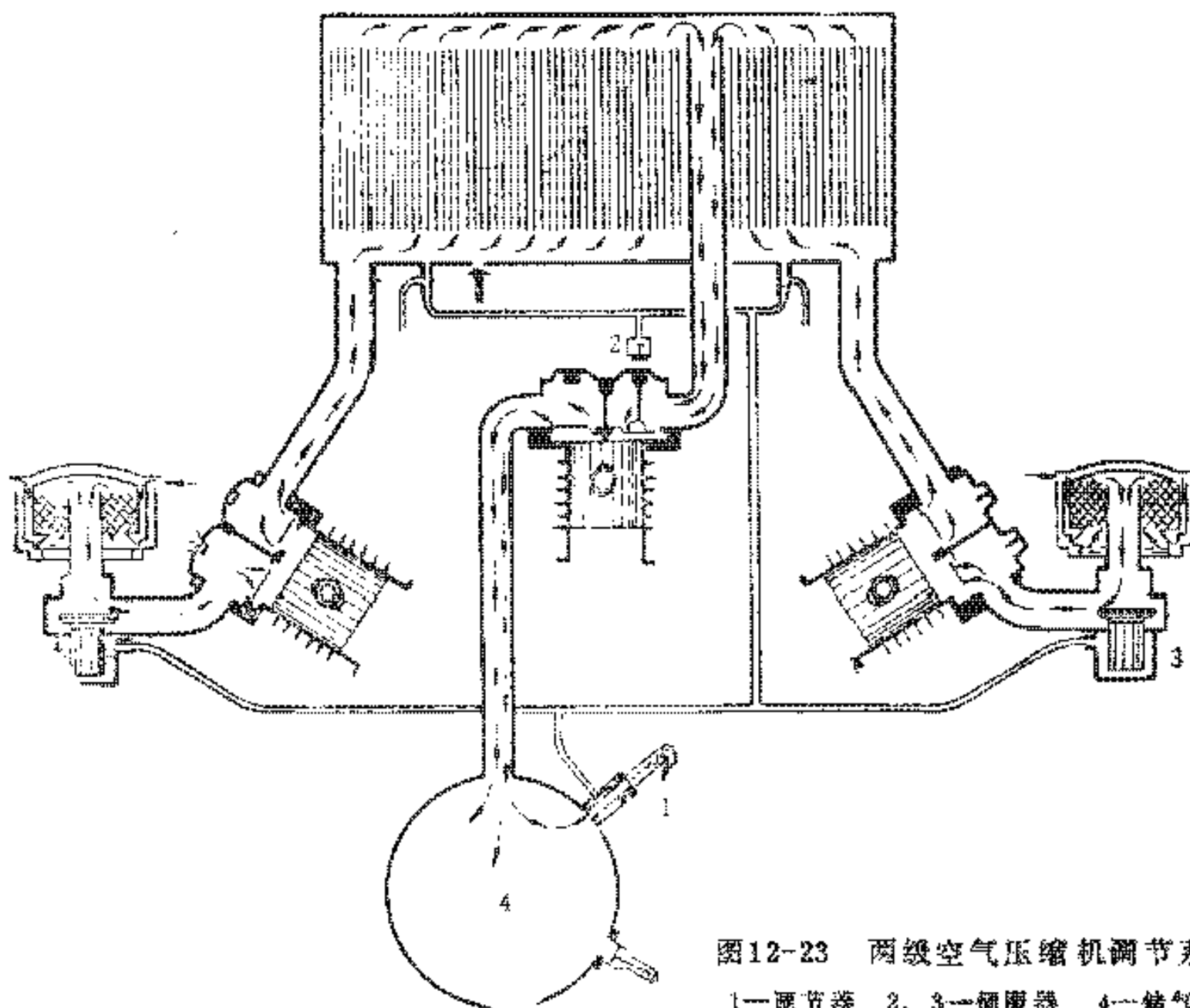


图12-23 两级空气压缩机调节系统

1—调节器 2、3—伺服器 4—储气罐



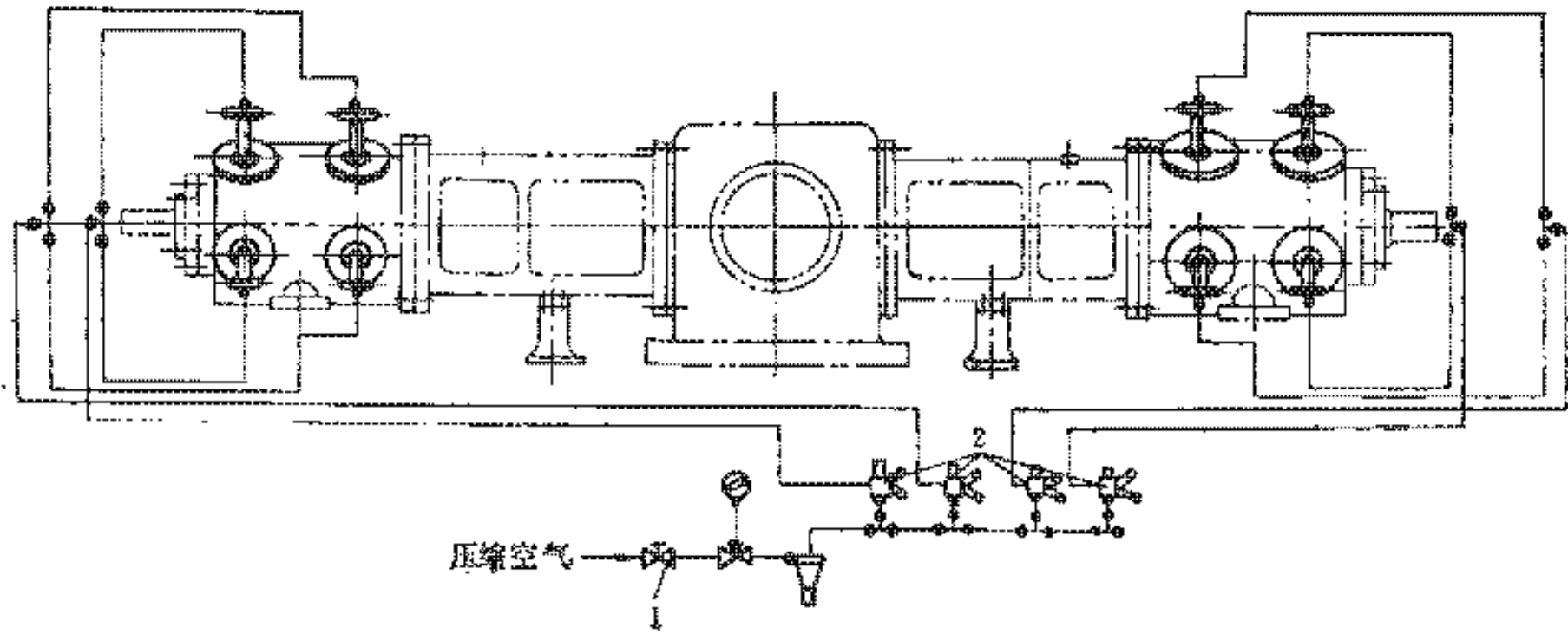


图12-24 四级排气量调节系统示意图

气，当储气罐内压力低于规定值时，上述动作相反，接触器接通电路，机组重新起动。接触器的急剧动作是借助跳动弹簧7，灭弧线圈3是为了灭弧。为使压缩机停转后能再次释荷起动，止回阀9与排气腔间的高压空气必须泄入大气，此过程由受摇臂6作用的放空阀10实现。

图12-23所示为两级空气压缩机排气量调节系统，属于截断进气和压开进气阀两种方法的综合应用。当耗气量减小时，储气罐4内压力升高，气体顶开压力调节器1中的阀芯，分别沿细导管进入一、二级的伺服器3和2，使一级进气通路截断，二级进阀被压叉压开。当储气罐内压力下降至规定值时，压力调节器复位，同时细导管和伺服器中的高压气体泄入大气，伺服器也复位，压缩机恢复正常运行。

图12-24所示为循环压缩机的四级排气量调节系统。两侧气缸均为双作用，各压缩腔均采用压开进气阀方法，属于分级调节，排气量调节范围为0、25、50、75%四级。高压气流通过气源开关1进入各个调节器2，然后分别进入各控制点的执行机构。

二、调节器

图12-25所示为常见的弹簧式双位压力调节器。储气罐中的气体压力升高至 $P_{max}$ 时，作用在阀芯1上直径 $D_1$ 端面

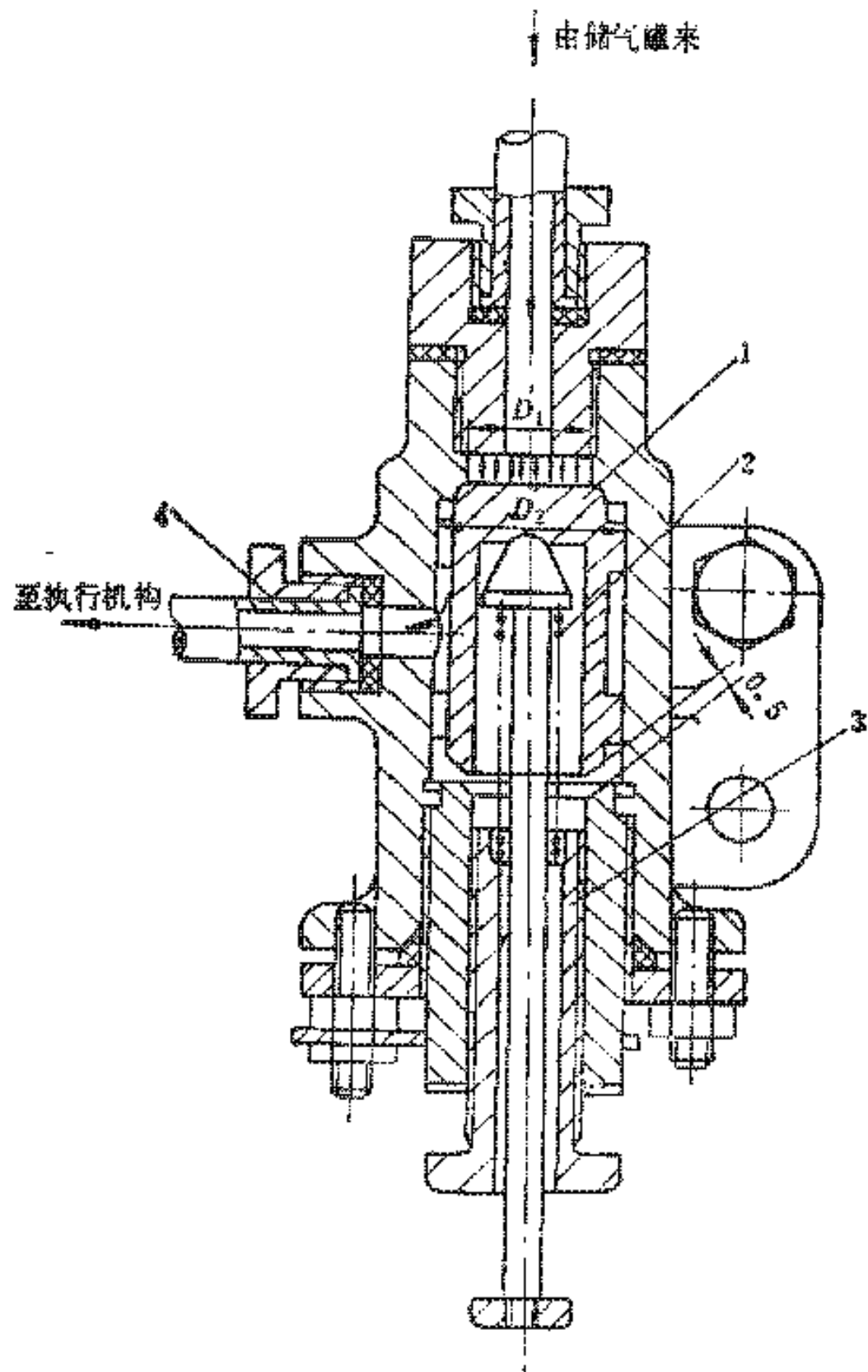


图12-25 弹簧式双位压力调节器

上的气体压力大于弹簧 2 的作用力，阀芯下移，并因气体压力作用于阀芯的增大至直径  $D_2$  处的端面（指有效作用面积），使这一过程不因弹簧力增加而很快完成。此时，阀芯下端连通大气的  $0.5\text{mm}$  锥面间隙减小至零。高压气体充满密闭的阀腔，并通过管 4 输至执行机构。当储气罐中气体压力降低至  $p_{\min}$  时，阀芯上的气体压力小于弹簧力，调节器复位，呈关闭状态，同时伺服器与其导管内的气体经锥面间隙处泄入大气。弹簧 2 的弹力是通过螺母 3 调节，该弹簧力决定了调节器的调节压力大小，所以弹簧 2 又称为指令元件。调节器对压力变化的感受部分是阀芯，所以称其为感受元件。又因为这种调节器仅有一个开启位置，然后复位（关闭），所以称为双位调节器。这种调节器用于间断调节系统，以控制压缩机供气与停止供气。

在理想情况下，这种双位调节器的特性曲线如图 12-26 所示，纵坐标表示阀芯升程，横坐标为气体压力。

压缩机调节器的压力调节范围，取决于调节器的不灵敏区，而不灵敏区又决定于压缩机排气停止和排气恢复瞬时弹簧力的差值，并用储气罐中的最大的压力差表示

$$\Delta p = p_{\max} - p_{\min} \quad (12-19)$$

式中  $p_{\max}$ 、 $p_{\min}$  为储气罐内最大和最小压力。设计时，一般限制最小压力，然后择取适当的最高压力。对于动力用压缩机：间断停转调节  $\Delta p = 0.15 \sim 0.2 \text{ MPa}$ ，各种空转调节  $\Delta p \leq 0.06 \sim 0.1 \text{ MPa}$ 。大型压缩机低于上值。

为了限制调节循环的频率，减小需要的储气罐容积，调节器应该具有一定的不灵敏区。调节器的不灵敏区  $\Delta p$  取决于其弹簧刚度、阀芯升程、阀芯端部气体作用面积等因素。对于已有的调节器，欲改变  $\Delta p$ ，更换不同刚度的弹簧最为方便。

图 12-27 所示为电力传动的双位调节器，可为微小型压缩机提供单纯性间断停转功能。它装在储气罐上，通过孔 2 与储气罐接通。当达到调节压力时，在膜片 1 顶推下，滑块 3 克服指令弹簧 5 的弹力，使跳板 10 动作，接触器触头 8、9 脱开，电路 4 断路；当储气罐内压力低于规定值时，滑块在弹簧力作用下复位，触头闭合，压缩机重新运行。螺钉 6 可用于调整弹簧力，7 为弹簧力指示器。

双位调节器适用于间断性调节。若用于多级调节时，可以组合应用，但压力调整却较困难，而所谓多位调节器则克服了这一缺点。

图 12-28 所示为五位调节器，用于连通辅助余隙容积调节系统。该调节器由四具能相互协调作用的双位阀单元组成。气体从储气罐分

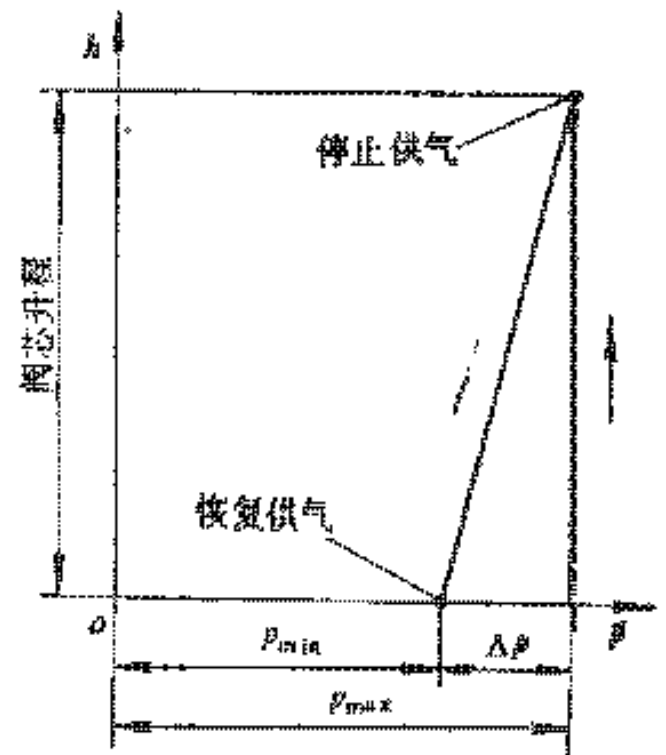


图 12-26 弹簧式双位压力调节器的特性曲线

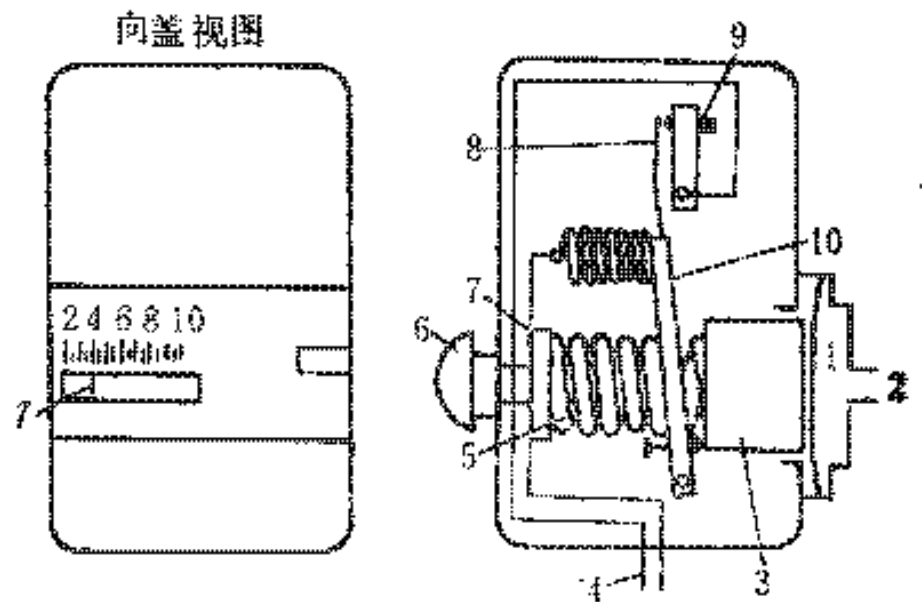


图 12-27 电力传动双位调节器

- 1—膜片 2—孔 3—滑块 4—电路 5—弹簧
- 6—螺钉 7—弹簧力指示器 8、9—接触器触头
- 10—跳板

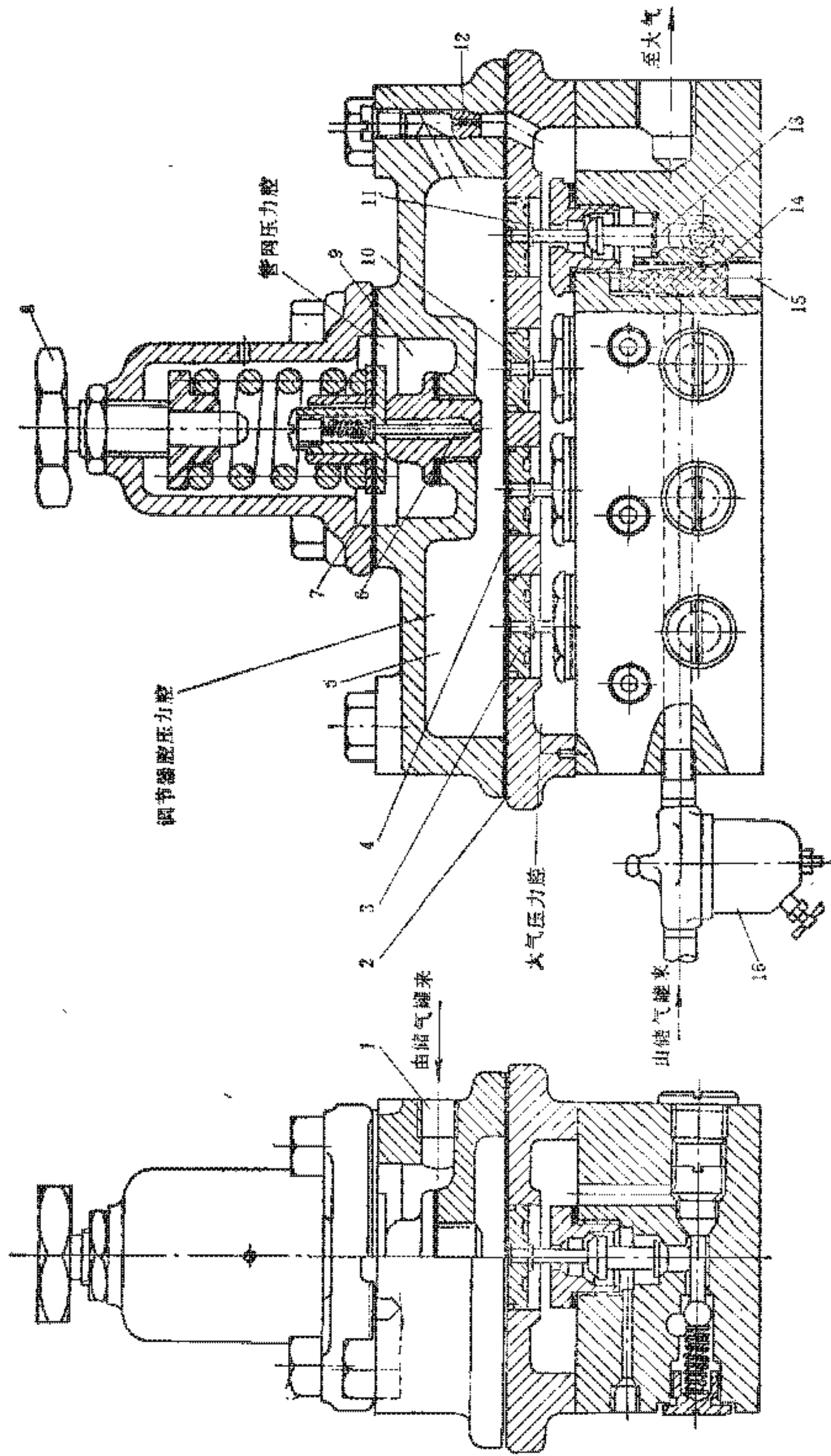


图12-28 五位调节器



两路进入调节器，由1处进入的气体至腔9，借助橡皮膜7使针阀6克服上方小弹簧的弹力而升起，气体即从腔9进入位于下方的调节器腔5，并通过喷嘴12泄至大气。腔5中的气体压力，维持在大气压力与排气压力之间，其值取决于针阀6的升起高度。另一路，气体通过水分离器16经通道至双位阀13下部，在气体压力作用下，阀芯上升，并处于其上锥面截断通往大气通道的位置。此时，进入阀14的气体能通过滤网14，从15处引向伺服器，使补助容积被隔断，压缩机以全排气量工作。

随同储气罐内压力继续上升，腔5内的压力亦相应增高。此时，通过橡皮膜2分别作用在活塞3、4、10和11上的力，足以克服作用在相对应的阀13下部气体压力，依次将四具双位阀14压至下方位置。这样，15中的气体即泄入大气，相应的伺服器动作，从而使得相对应的补助容积接入气缸。又因为活塞3的面积最大，所以作用在它上面的总压力亦最大，因此首先被压下。依次被压下的是活塞4、10、11。当螺母8通过弹簧调至一定的调节压力时，腔5中的压力取决于储气罐或管网中的压力。

调节器的结构型式很多，并且不断出现新的型式，利用两个单稳元件和一个双稳元件构成的射流控制双位调节器即为一例，此处不再赘叙。