

续表

项 目	质 量 指 标		试验方法
品 种	L - DAA	L - DAB	
减压蒸馏蒸出 80% 后残留物性质: a. 残留物康氏残炭/% 不大于 b. 新旧油 40℃ 运动黏度之比 不大于		0.3 0.6 5	GB 9168 GB 268 GB 265
中和值/mgKOH/g 未加剂 加剂后	报告 报告	报告 报告	GB 4945
水溶性酸或碱	无	无	GB 259
水分/% 不大于	痕迹	痕迹	GB 260
机械杂质/% 不大于	0.01	0.01	GB 511

7.3 压缩机容积流量调节

7.3.1 调节目的

通常，用户总是根据最大耗气量来选择压缩机。然而在使用过程中，由于种种原因，用户对气量的需求常常是变化的。当容积流量大于耗气量时，管网中气体压力就会升高；当容积流量小于耗气量时，管网中的压力又会降低。压力过高时会导致破坏性事故，因此管网中的压力波动必须控制在一定的范围内，这就需要对压缩机的容积流量进行调节。

7.3.2 对调节的要求

容积流量调节应尽量满足以下要求：

- (1) 尽可能实现容积流量的连续调节，使容积流量随时和耗气量相等；
- (2) 对微小型压缩机，调节系统力求简单、操作方便、工作可靠；
- (3) 对中大型压缩机，调节工况的经济性要尽可能高。

实际上，上述这些要求一般只能得到部分满足。

7.3.3 调节方法

容积流量公式可由本书 4.1.2 中，实际循环进气量的计算中得出，即

$$q_v = V_s \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_n \tag{7-42}$$

容积流量调节的理论基础是改变上式等号右边中某一个或几个参数的数值。由于气缸工作容积是无法改变的，所以只有改变各系数和转速。实际上，除温度系数一项因经济性差不用于调节外，其他系数都可用来调节排气量。

压缩机的容积流量调节可能是连续的，也可能是分级的。在最简单的情况下压缩机只有排气和不排气两种工作状况，即为间断调节。表 7-27 列出各种调节方法、特性及其适用场合。

表 7-27 各种调节方法

调节执行部位	调节方法	适 用 场 合	调节特性		
			间断	分级	连续
驱动机	1. 单机停转	简单易行，适用手微型、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	压缩机站及化工厂中多台压缩机时，使用此法比较方便		✓	

续表

调节执行部位	调节方法	适用场合	调节特性		
			间断	分级	连续
驱动器	3. 无级变速	(1) 采用内燃机或汽轮机驱动时, 可分别调速至 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 100% ~ 60%			✓
	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 (100% ~ 80%), 或偶而调节的场合			✓
	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	主要用于启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			✓
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 100% ~ 60%, 调节装置较复杂			✓
气缸余隙	11. 连通一个或多个固定补助余隙容积	多用于大型工艺用压缩机与空气压缩机	✓	✓	
	12. 连通可变补助余隙容积	可用于大型工艺用压缩机, 调节范围 100% ~ 60%			✓
	13. 部分行程连通补助余隙容积	用于大型压缩机, 调节范围 100% ~ 60%, 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 100% ~ 0%			✓
综合调节	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, 100% ~ 60% 负荷由内燃机改变转速, 60% ~ 0% 由压开进气阀或截断进气完成。	✓		✓

压缩机调节方法的分类都是以调节器在机器上作用的部位来区分，常见有下列四种：

(1) 作用于驱动机构的调节

改变压缩机的转速，使压缩机容积流量随之改变，按照驱动机转速变化的特点可进行连续调节(连续变化)、分级调节(分级变化)和间断调节(停转)。

① 单机停转调节

一般用于功率小于3kW 的压缩机。

如图 7-57 所示，依靠贮气罐 5 中气体压力的变化，控制电动机 1 的开或停。当耗气量小于容积流量并使贮气罐内的气体压力超过额定值时，压力继电器 6 动作，将电路切断，电动机停转，压缩机停止供气。此时，用户消耗贮气罐内的气体，并使罐内气体压力不断下降。当压力下降到某给定值时，压力继电器 6 的触头又闭合，接通电路，电动机带动压缩机重新工作。

因为电动机停开次数受到极限接入电网次数许用值的限制，其电动机接入电网次数通常每小时不超过 8~10 次为宜。为此，贮气罐的容积应保证电动机开停次数的要求，其容积可按下式计算为

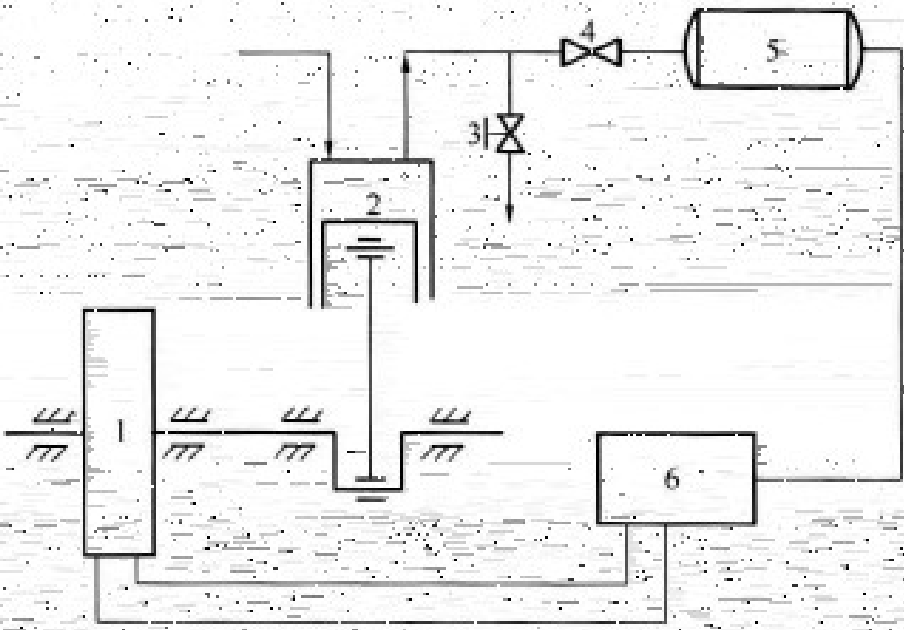


图 7-57 微型压缩机停转调节系统示意图

1—电动机；2—压缩机；3—放空阀；
4—止回阀；5—贮气罐；6—压力继电器

$$V_r = 60\sigma_0(1 - \sigma_0) \frac{q_v}{\tau_{\max}} \frac{p_s}{\Delta p} \frac{T_r}{T_s} \tag{7-43}$$

式中： q_v 为压缩机容积流量， m^3/min ； $\tau_{\max}$ 为电动机极限接入电网次数的许用值，次/h； p_s 为压缩机的进气压力，MPa； Δp 为储气罐内气体压力的变化差值，MPa； T_r 为储气罐内气体温度，K； T_s 为压缩机的进气温度，K； σ_0 为气体的相对耗用量（ m^3/min ）， $\sigma_0 = \frac{q_c}{q_v}$ （ q_c 为耗气量）。

当气体耗用量等于压缩机容积流量的一半时，是最不利的情况，其储气罐容积最大。

② 多机的分机停转

在各类压缩机站及工艺流程用压缩机车间，可能是多台压缩机并联运行。当耗气量小于容积流量时，最简单的处理方法就是使某台压缩机或几台压缩机停止运转，实现容积流量分级调节。通常这种调节方法是采用手动调节，操作人员根据耗气量要求决定哪台压缩机停转。

③ 驱动机停转调节和离合器脱开调节

驱动机停转调节的缺点是启动频繁，电网波动大，故启停次数受到限制。

若采用离合器，可使压缩机与驱动机脱开，在需要进行调节时，离合器动作，驱动机自行运转，压缩机因已脱开驱动机就不再工作。移动式空气压缩机常采用这种方式，缺点是结构上复杂些。

④ 变转速调节

当驱动机的转速可以作分级的或连续的变化（如采用变频电动机）时，压缩机的容积流

量就可以随转速的变化而变化，且压缩机本身的结构不会复杂化。对于多级压缩机，也不会因转速的变化使级间压力重新分配，所以可以实现容积流量的分级调节或连续调节。

变转速调节可能会对压缩机的工作产生下列不良影响：

- a. 对气阀工作状态的影响。当转速较低时，气阀会产生颤振现象；转速调高时，气阀会产生延迟关闭。
- b. 运动部件磨损增加，噪声、振动增加。
- c. 有时还会使润滑油循环率增加，导致压缩机中的润滑油量不足。转速调低时，对飞溅润滑或离心泵油润滑的压缩机也会造成润滑不充分问题。

(2) 作用于气体管路的调节

① 进气节流调节

在压缩机进气管路上安装节流阀，进气受到节流后，因克服节流阀阻力使进气压力 p_1 降低，故进气密度 ρ_1 下降，所以进入压缩机的质量流量减少。根据节流阀开启度的不同，质量流量减少的程度也不同，于是可实现容积流量的连续调节。

这种调节方法的最大特点是调节机构很简单，比较适合手大、中型压缩机不经常调节或调节范围较小的场合。因为对于单级压缩机，进气节流会导致单位功率消耗的增加，如图7-58所示，当进气压力由 p_{a1} 降至 p_{a2} 后，排气压力 p_d 不变，则功耗增加。另一方面，对于高压力比的压缩机，进气节流时压力比的继续增加，使排气温度达到不允许的程度，故而必须限制容积流量的调节范围，以控制压力比不至增加太多。对于多级压缩机，采用进气节流调节时，总是伴随着总功率消耗的降低，要比单级压缩经济，但是由于进气节流造成级间压力的重新分配，会使各列活塞力的均匀性改变。若正常容积流量时，末级压力比较高，采用进气节流时，会因末级压力比的升高导致排气温度增至不允许的程度。故建议对采用进气节流调节的多级压缩机，其末级压力比在正常容积流量时应该预先给予降低。

注意：对气体压缩机采用进气节流时，第一级会产生真空，有吸入空气的可能性，从而影响了被压缩气体工质的纯度。

② 截断进气口调节

进气口被截断后，压缩机气缸中没有新鲜气体进入了，只是气缸余隙容积中的气体不断地膨胀和压缩。如图7-59 实线构成的月牙形指示图所示，压缩机进入空转运行，此时消耗的功率(月牙形面积表示)仅是额定功率(虚线所围面积1234 表示)的2%~3%，故这种调节方法具有较好的经济性、并属于间断调节，适用于中、小型压缩机，特别是动力用空气压缩机。

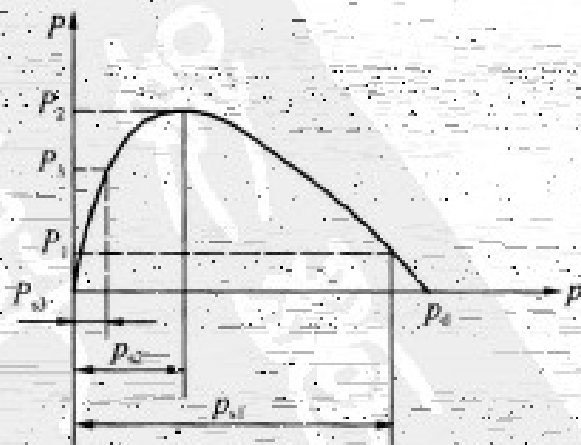


图 7-58 单级压缩时进气压力与功耗的关系

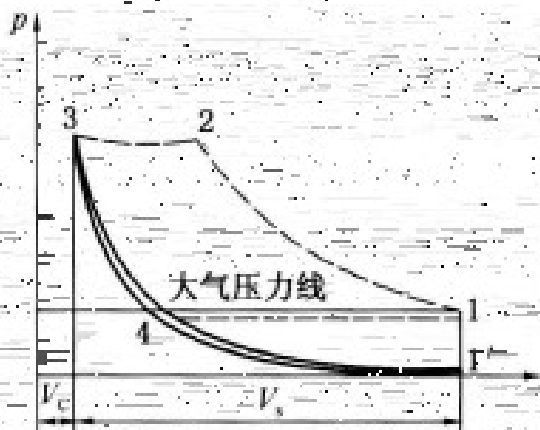


图 7-59 截断进气口调节时的指示图

需指出的是，此种调节不是立刻停止供气的，因为压缩机必须将截断进气的阀门与进气阀之间的气体吸出，供气是逐渐减少，随着进气压力的降低，容积系数亦趋于减少，当容积系数为零时，供气才停止。为了缩短调节时间，应尽量减少截断进气口阀门与进气阀之间的空间，阀门密封应当可靠。

这种调节方法也有不足之处：截断进气口后，进气压力不断降低，使压力比不断增加，造成短时间内排气温度升高；进气压力降低，还造成作用在活塞上的压力差增加，气体力增大，形成转矩的高峰，造成压缩机起动困难。因此，在大多数情况下，截断进气口调节与进、排气连通调节同时采用，以克服上述的不足。

截断进气用的阀门通常称为减荷阀。图 7-60 是最常见的一种减荷阀，用于动力用空气压缩机的起动释荷。图 7-61 是截断进气时，使进、排气连通的减荷阀。

③进气与排气连通调节

将进气管与排气管用旁通管路和旁通阀连通，使排出的气体返回进气管，实现容积流量的调节。图 7-62 是几种典型的旁通管路配置方案。根据旁通阀门开启程度的不同，可分为自由连通和节流连通两种方式。

a. 自由连通 旁通阀完全开启，气体回流到进气管路中，形成气缸与旁通管路间的封闭循环，没有气体输送给用户，压缩机进入空转运行，实现了容积流量的间歇性调节。图 7-62(a)是用于空气压缩机中的自由连通调节方案，其特点是起动释荷较完善，紧急释荷也较迅速。对于一些易燃、易爆的气体，不宜直接排入大气时，不能采用此方案。

自由连通调节还可以和其他调节方式联合使用。如空气压缩机中，当截断进气口的同时，还必须在排气管上装有放空管路及放空阀，以使排气管的止回阀与末级气缸的排气阀之间的气体排出，确保启动顺利。在停转调节中，也应在排气管路上装有放空阀，以利于启动释荷。故自由连通调节是启动压缩机所必须的。

虽然自由连通调节容积流量是不经济的，但是操作的可靠性比其他调节方法稳定，因此大型压缩机的操作者喜

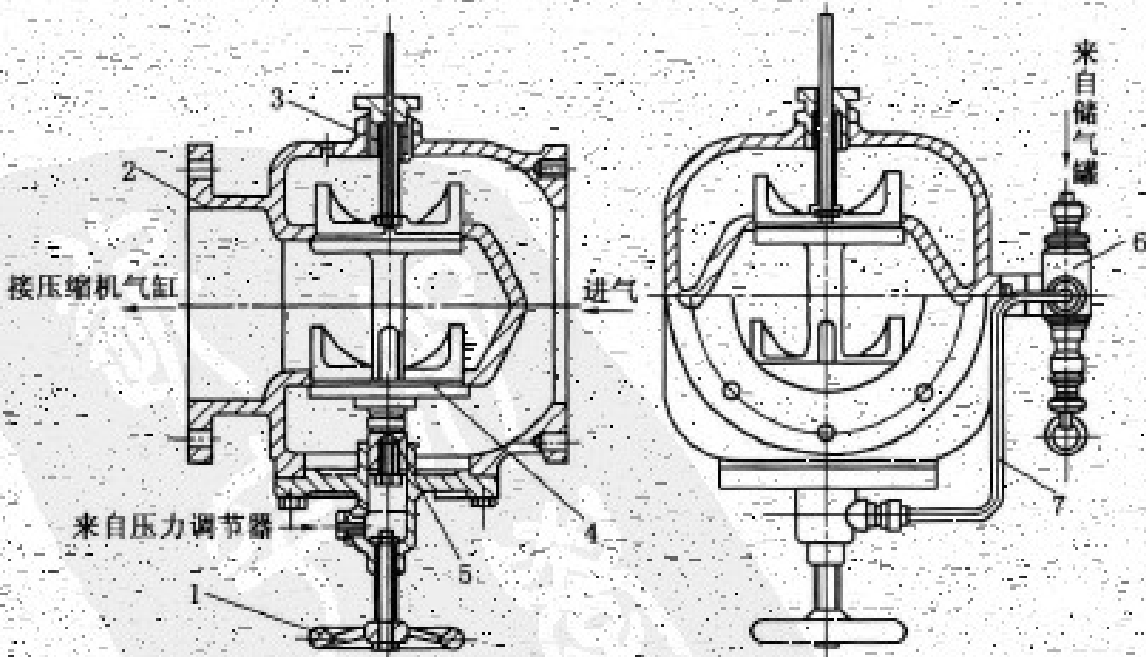


图 7-60 动力用空气压缩机的减荷阀

1—手轮；2—阀体；3—弹簧；4—阀芯；5—小活塞；
6—压力调节器；7—接管

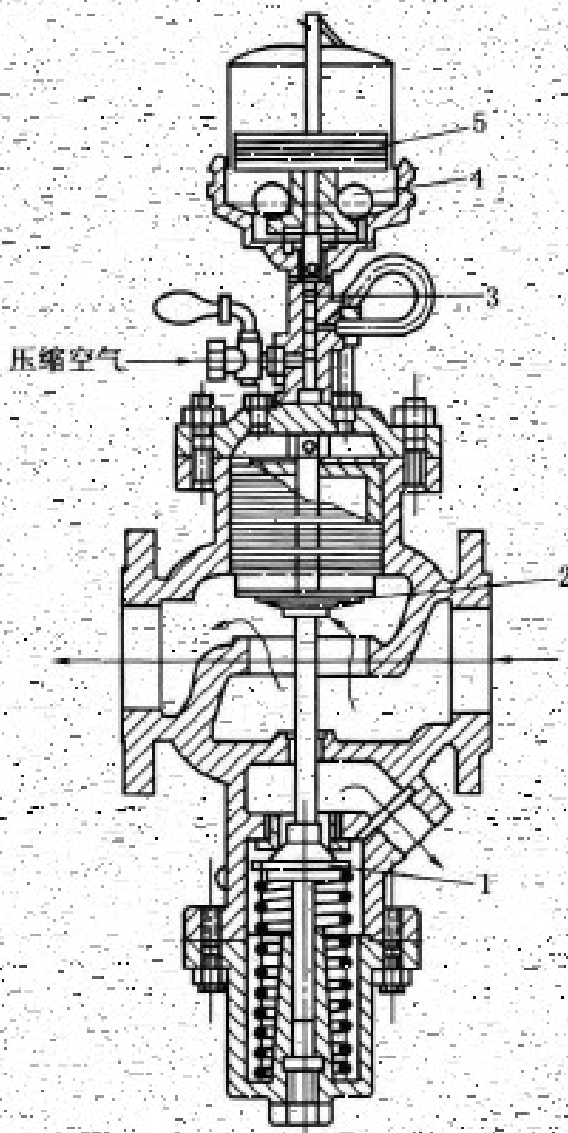


图 7-61 截断进气口时使进气与
排气连通的减荷阀

1—连通阀；2—截断阀；3—小活塞；
4—圆球；5—重锤

欢采用这种调节方式。

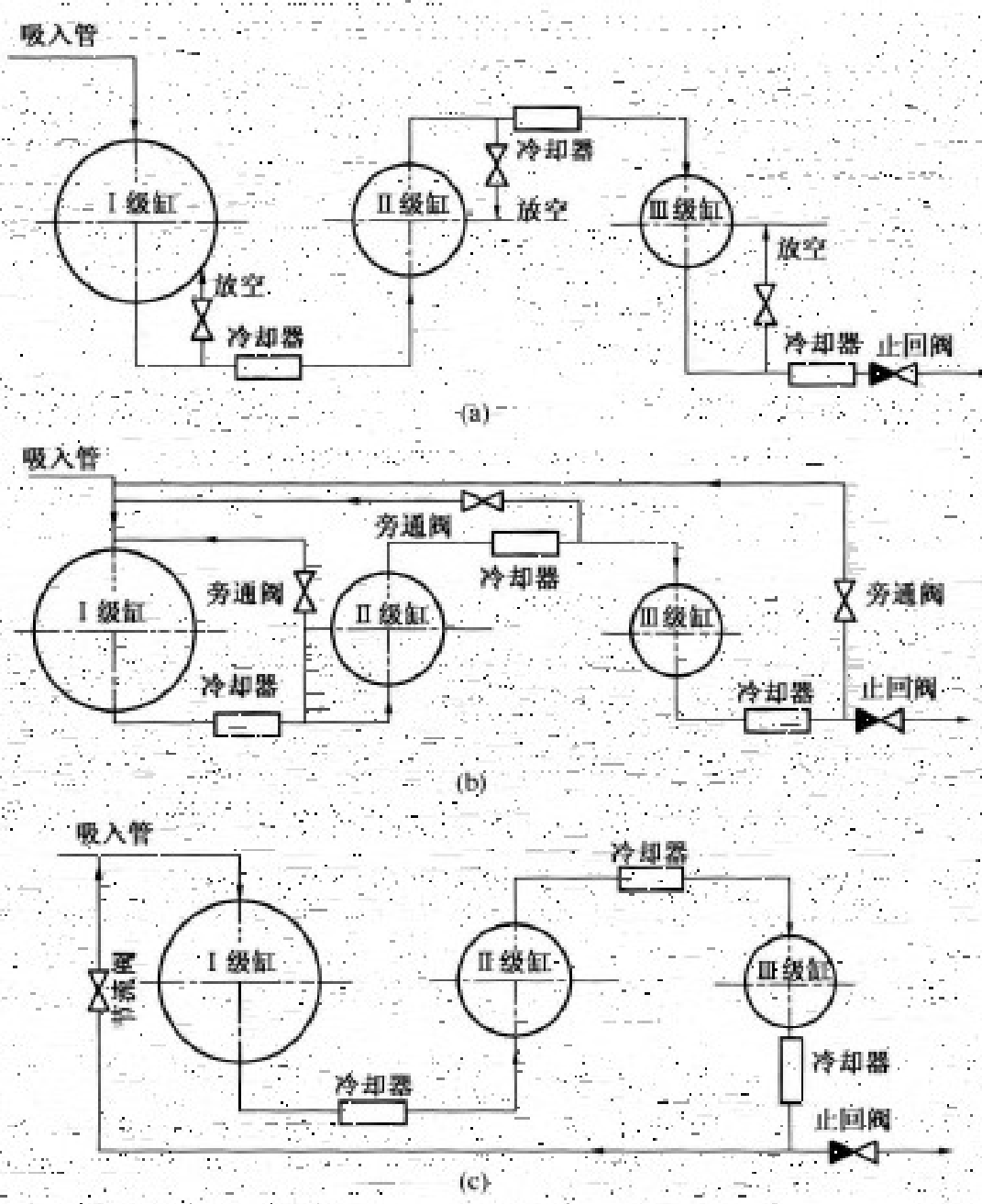


图 7 - 62 几种连通管道的配置方案

b. 节流连通 旁通阀部分开启，只使一部分高压气体流回进气管路，排气压力不变，但供气量减少，根据旁通阀开启程度的不同，实现容积流量的连续调节。图 7 - 62(b) 是大型多级压缩机常采用的方案，当 I 级旁通阀部分开启，I 级排出的气体一部分流回 I 级进气管，进入以后各级的气体减少，容积流量下降，同时也使各级压力比重新分配，I 级压力比下降，末级压力比增加，其余各级压力比不变。若各级旁通阀均开启，则实现压缩机的启动释荷。

图 7 - 62(c) 是末级排气与 I 级进气连通方案，容积流量的降低可以在 100% ~ 0 的区域内连续变化，各级压力比均可保持不变，保证了压缩机运转的均匀性。但是此方案极不经济，故可以用于启动释荷，或短期运转的调节，或作为辅助的微量调节用。

旁通管路的通流面积不应太小，应根据最大的调节量在临界速度时所应具有的面积计算，否则会使空载功率过高。各级旁通管路与正常输气管路之间应装有止回阀。节流连通的旁通管路应置于冷却器之后。

(3) 作用于气阀的调节原理和调节机构

采用压开进气阀调节容积流量时，是利用机械装置，在进气过程结束后，强制进气阀仍处于开启状态，在活塞反向运动时，气缸内的被吸入的气体，全部或部分又被推出气缸，达到降低容积流量的目的。根据进气阀被压开过程的长短，有全行程压开进气阀和部分行程压开进气阀两种调节方式。

①全行程压开进气阀

调节时，调节机构使进气阀始终处于全开状态，气体可以自由地由进气阀进入和排出，压缩机为空载运行，容积流量接近于零，实现容积流量的间断调节。调节时压缩机消耗的功，仅为气体进出气阀时克服气阀阻力需要的功和空转时的摩擦功。图 7-63 示出的曲线 1 所围阴影面积，就代表全行程压开进气阀时的指示功。

多级压缩机进行调节时，各级进气阀均需全行程压开，并由容积流量调节器来实现。

全行程压开进气阀的机构，可以是手动也可以是气动(自动)。手动用于压缩机的启动释荷，气动用于容积流量调节。图 7-64 示出压开进气阀的手动机构。

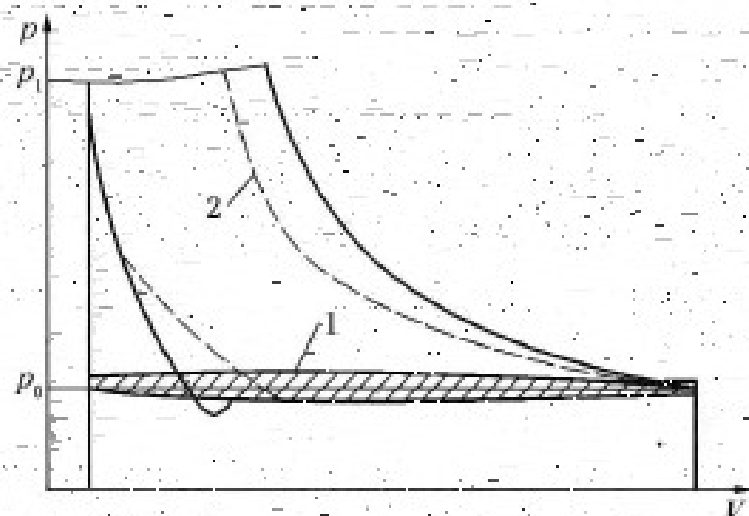


图 7-63 压开进气阀调节指示图

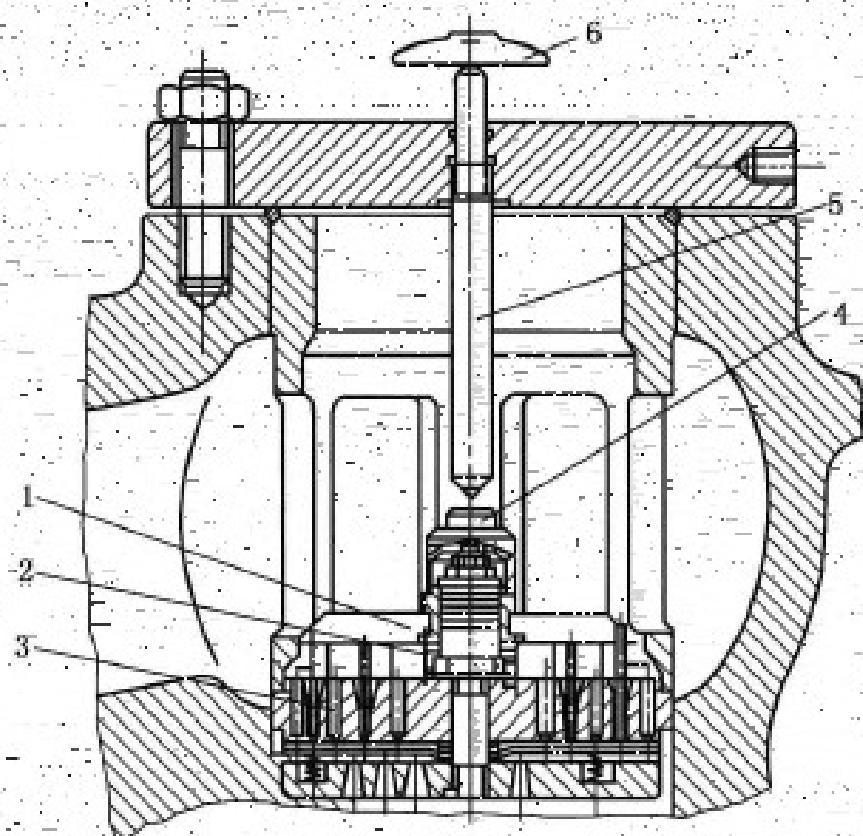


图 7-64 压开进气阀的手动机构

1—压叉；2—弹簧；3—阀座；4—压套；
5—推杆；6—手轮

图 7-65 是压开进气阀的气动机构图。其中，图(a)为活塞驱动方式，气源来自压缩机储气罐，当罐内压力达到上限值，罐内一部分气体经过滤后，通过压力调节器进入进气阀盖 5，推动小活塞 4，使压叉 2 向下压开进气阀至升程，限制器储气罐内压力下降，活塞上部的气源放空，压叉 2 依靠弹簧 3 复位，阀片恢复到关闭位置；图(b)为隔膜驱动方式。它装在气阀阀室的外面，操作和维修方便。

②部分行程压开进气阀

当气缸进气终了时，进气阀片被强制地保持在开启位置，压缩过程的部分行程中，气体从气缸中经被压开的进气阀流回进气管而不被压缩；待活塞运动到预定位置时，压开进气阀片的强制动作消失，进气阀片回落到阀座上，进气阀处于关闭状态，气缸内剩余的气体开始被压缩，达到额定排气压力后，从排气阀排出，容积流量减少。通过对进气阀关闭的早与迟的控制，达到容积流量连续调节的目的。

该种调节方法的功率消耗与容积流量的多少成正比，如图 7-63 曲线 2 所示，是一种经济性较好的调节方法。多级压缩时，当各级都有容积流量调节机构，并且各级协调操作，可以使各级的级间压力不改变，且容积流量可以在 100%~30% 之间进行连续调节。容积流量低于 30% 时，只能在 30%~0 之间实现间断调节。

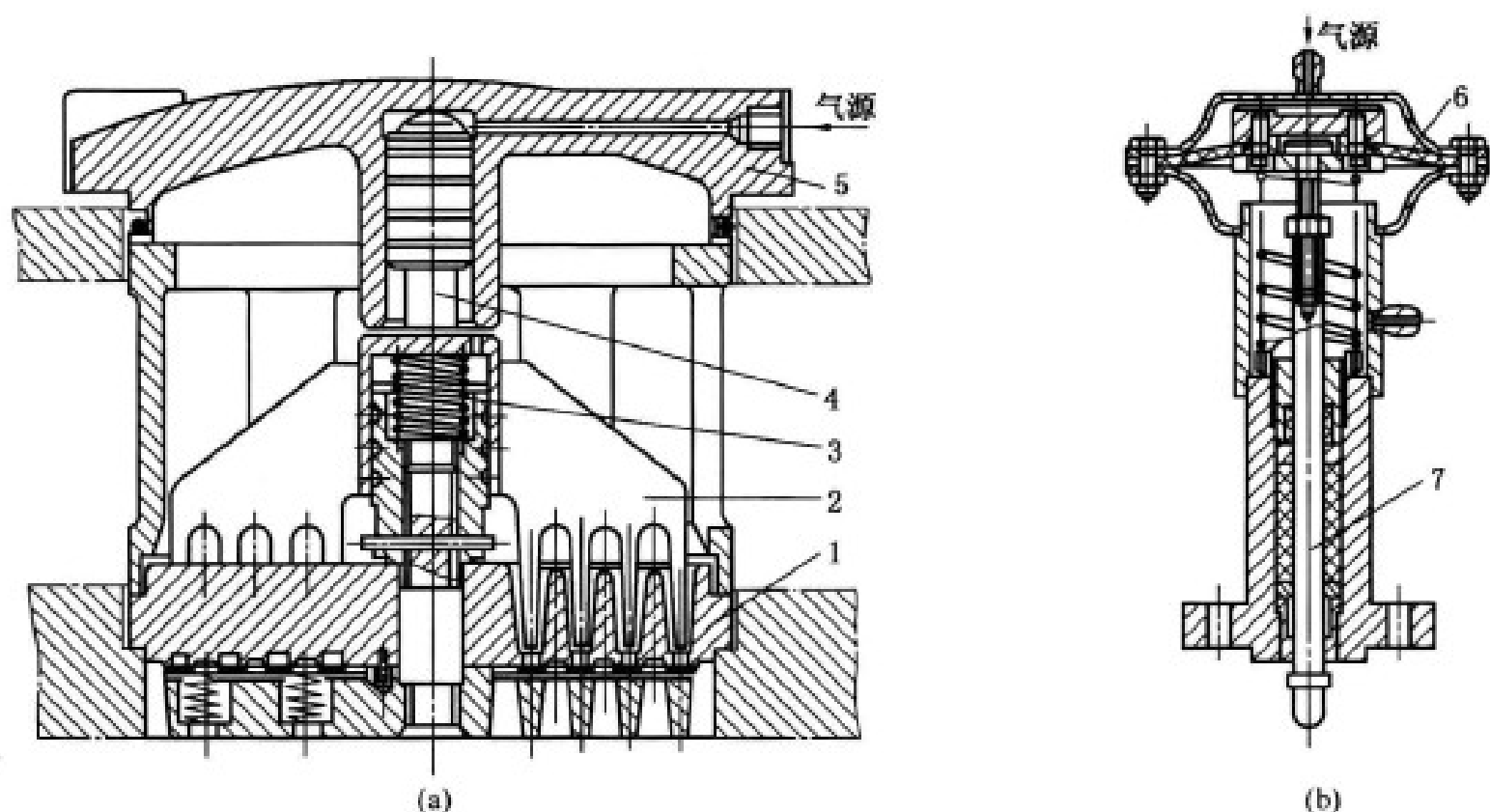


图 7-65 压开进气阀的气动机构

(a) 活塞驱动式; (b) 隔膜驱动式

1—阀座; 2—压叉; 3—弹簧; 4—小活塞; 5—阀盖;
6—隔膜; 7—顶杆

部分行程压开进气阀调节的控制机构, 必须满足一定的要求, 才能实现连续调节的目的。否则, 进气阀在全行程会一直处于开启状态, 容积流量为零。从图 7-66 控制机构原理图可以看出, 只有当调节弹簧力 F_r 小于和等于气阀弹簧力 F_s 与气流推力 $F_g (= \beta \Delta p A_i)$ 时, 阀片才能压向阀座而关闭, 即

$$F_r \leq F_s + \frac{1}{2} \rho \beta A_i \left(\frac{r\omega}{\alpha A_v} A_p \sin \theta \right)^2 \quad (7-44)$$

当曲柄转角 $\theta = 90^\circ$ 时, 气流推力达最大值 $(F_{g\max} = \frac{1}{2} \rho \beta A_i \frac{r\omega}{\alpha A_v} A_p)$, 若此时 F_r 仍大于 F_s 与 $F_{g\max}$ 之和, 阀片将不可能关闭了, 这就是全行程压开进气阀了。故调节容积流量的最小值是 30%。

控制机构的弹簧力可以手动调节也可以气动调节。图 7-67 是手动调节的机构, 旋转手

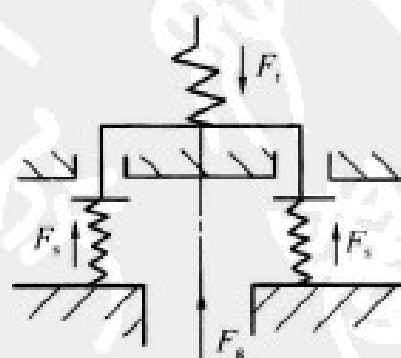


图 7-66 部分行程压开进气阀控制原理图

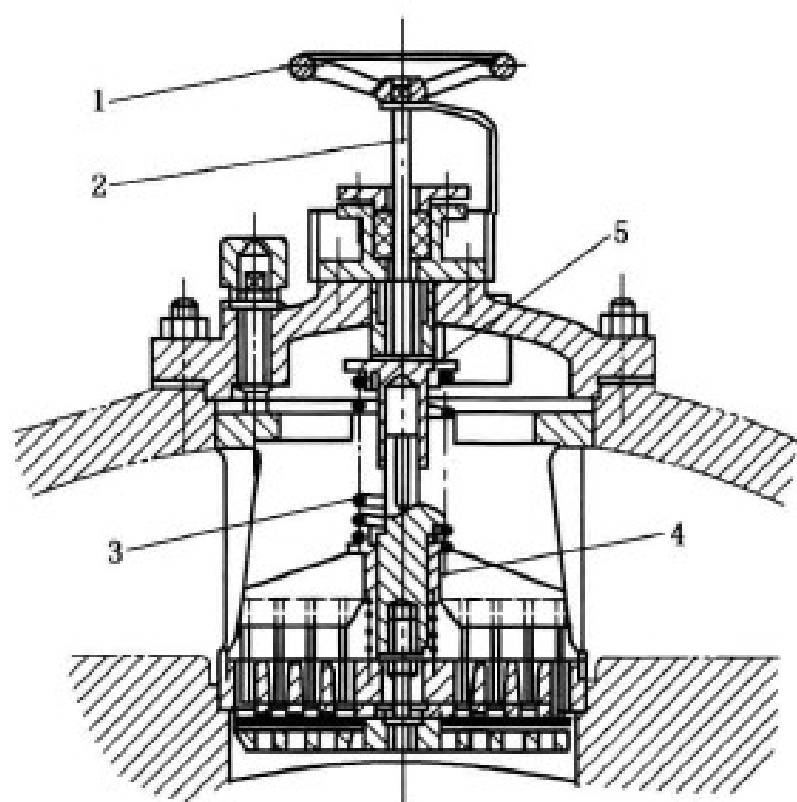


图 7-67 部分行程压开进气阀手动调节机构
1—手轮; 2—丝杆; 3—弹簧; 4—压叉; 5—弹簧座

轮1使丝杆2上下运动，从而调节弹簧3的弹簧力。

图7-68是气动控制机构，活塞气动装置1供给的高压气体，经接头2进入腔A，推动活塞3及连接杆4，使带有弹簧5的压叉组件6顶开进气阀片。弹簧5的弹簧力大小，取决于高压气体的压力，即弹簧力依靠气动装置中气体的压力来调节，装置中气体压力过高时，可能会造成弹簧力过大，而使阀片无法关闭。

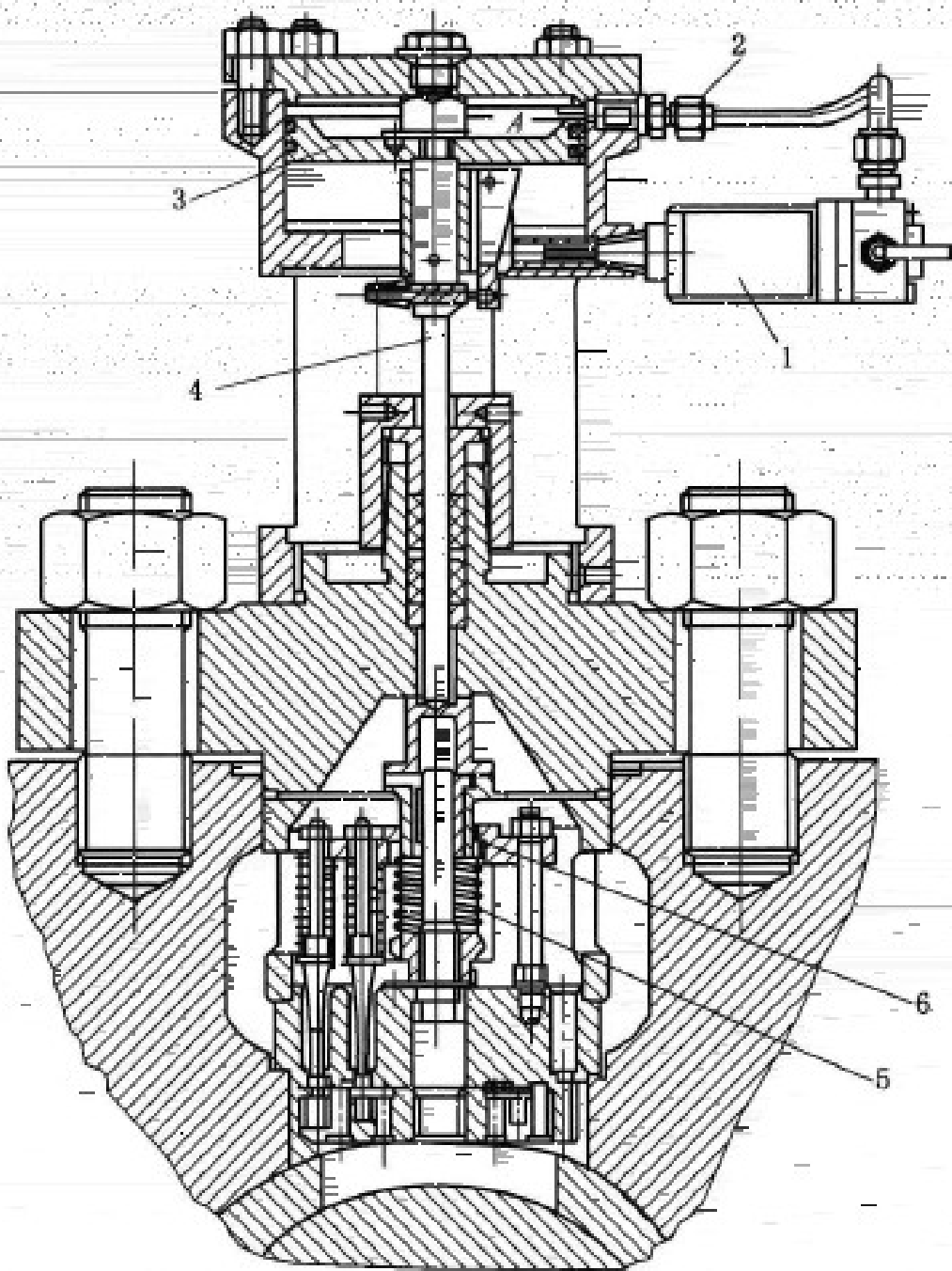


图7-68 部分行程压开进气阀的气动调节机构

1—活塞式气动装置；2—接管；3—活塞；4—连接杆；5—弹簧；6—压叉组件

(4) 连通补助余隙容积调节容积流量

其工作原理是在调节时使气缸工作腔与补助余隙容积相通，故而增加了余隙容积，因而容积系数减少，容积流量降低。补助余隙容积安置在气缸外面的空腔，其容积可以是不变的，也可以是变化的。空腔的个数可以是一个，也可以是多个。补助余隙容积的连通时间可以是全行程连通，也可以是部分行程连通。这就形成了多种连通补助余隙容积调节的方式，实现间断、分级或连续调节。

① 连通固定补助余隙容积

图7-69是连通固定补助容积的调节机构。正常工况下，高压气体经高压接头1进入腔A，在高压气体压力的作用下，阀心6座落在补助余隙容积腔B的密封面C上，压缩机气缸具有正常的余隙容积值。当需要容积流量调节时，高压气体不进入腔A，阀芯6在压缩气体的压力作用下被推向上方，使气缸工作腔与补助余隙容积腔B相通，压缩机进入膨胀过程

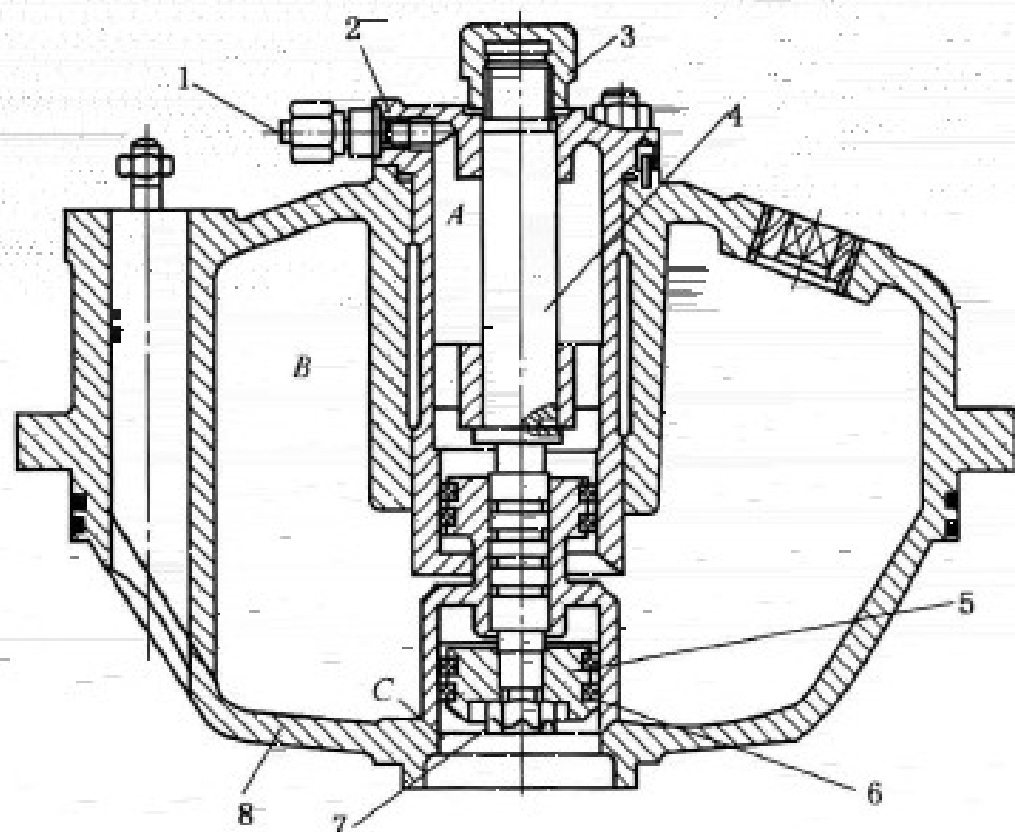


图 7-69 连通固定辅助余隙容积的调节机构

1—高压接头；2—高压腔；3—螺帽；4—连接杆；5—小活塞；6—阀芯；7—螺母；8—辅助容积腔体

时，腔 B 中的气体参与膨胀返回气缸，造成容积流量减少。

图 7-70 是装在进气阀上的一种连通辅助余隙容积的调节机构。正常工况下，高压气体经接管 5 进入高压腔 4，气体压力作用在活塞 6 上的气体力 F_{ph} ，经连接杆 7 作用于连通阀芯 8 使阀芯压紧在密封面 A 处，辅助余隙容积腔 3 不与气缸工作腔相通。容积流量需要调节时，将高压气体撤离高压腔，阀芯 8 在弹簧 9 的弹簧力作用下，脱离密封面 A，进气阀上的中心孔与辅助余隙容积腔 3 相通，辅助余隙容积参与膨胀过程，使吸进的新鲜气体减少，实现容积流量调节。

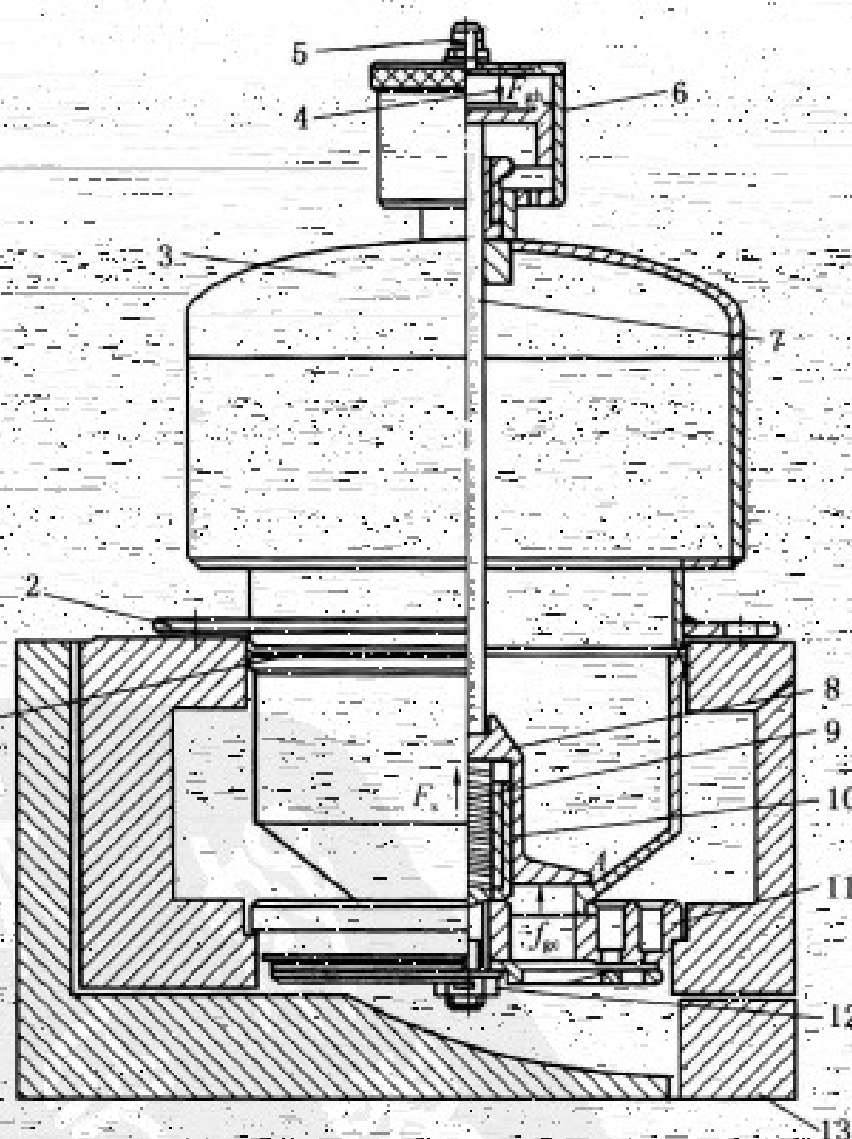


图 7-70 装在进气阀上的连通辅助余隙容积机构

1—密封圈；2—连接法兰；3—辅助余隙容积；4—高压腔；
5—接管；6—活塞；7—连接杆；8—连通阀芯；9—弹簧；
10—弹簧座；11—进气阀；12—阀螺栓；13—气缸

根据辅助余隙容积的大小不同，可以实现容积流量为零的调节，以及某个定值的容积流量调节。图 7-71 是连通固定辅助余隙容积调节时的指示图，连通辅助余隙容积 V_a 后的指示图如实线所示。

图 7-71 是连通固定辅助余隙容积调节时的指示图，连通辅助余隙容积 V_a 后的指示图如实线所示。

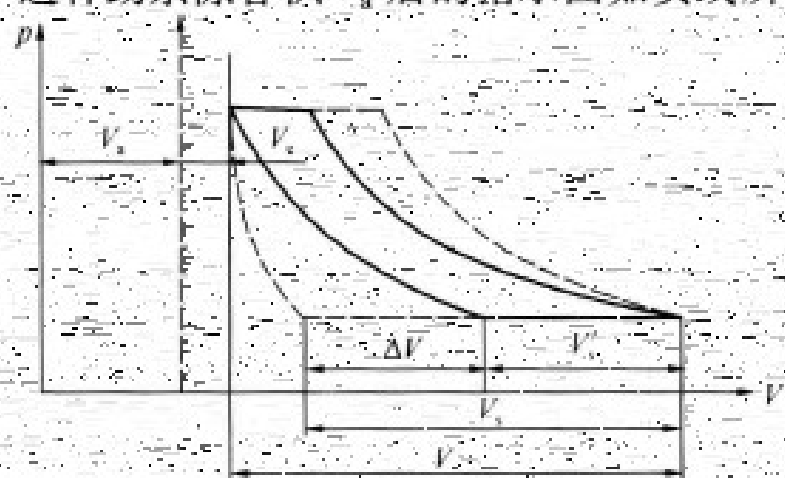


图 7-71 连通辅助余隙容积调节的指示图

示, 吸入容积 V_s 减少到 V'_s , 吸入的气量减少了 ΔV 。

若连通多个具有不同大小的固定容积, 则可实现分级容积流量调节。

② 连通可变辅助余隙容积

图 7-72 是可变容积调节机构, 通过转动手轮 2, 使辅助余隙容积腔 A 中的活塞 4 位置发生变化, 改变接通的辅助余隙容积的大小, 实现连续调节。该种调节方法可靠性较差, 主要用于大型压缩机。

③ 部分行程连通辅助余隙容积

为了实现容积流量的连续调节, 通常采用部分行程连通辅助余隙容积调节的方法, 即通过控制机构掌握连通阀的启闭时间, 达到用不变的辅助余隙腔获得容积流量的连续调节。

图 7-73 是实现这种调节的调节机构。由压力调节器 3 出来进入高压腔 A 中的气体, 推动活塞 4, 经连接杆 5 使压叉 2 将阀片 7 推向升程限制器, 气缸工作腔 C 与辅助余隙容积腔 B 相通, 进行容积流量调节。当作用在阀片 7 上的气缸内压力, 足以克服弹簧 6 的弹簧力时, 阀片 7 关闭, 气缸工作腔与辅助余隙容积腔隔绝, 压缩机进入正常运行。

通过压力调节器调节高压腔中气体压力的高低, 以控制阀片的开启时间, 实现容积流量的连续调节。

如图 7-74 所示, 过程线 1-7-8-3-5-6-1 是部分行程连通辅助余隙容积时的指示图。膨胀过程开始阶段没有连通辅助容积, 当膨胀到某个压力时连通阀打开, 辅助余隙容积加进来, 按过程线 5-6 膨胀, 吸气容积减少了 ΔV_1 。压缩过程开始时, 仍接通辅助余隙容积, 按过程线 1-7 进行。压缩到某个压

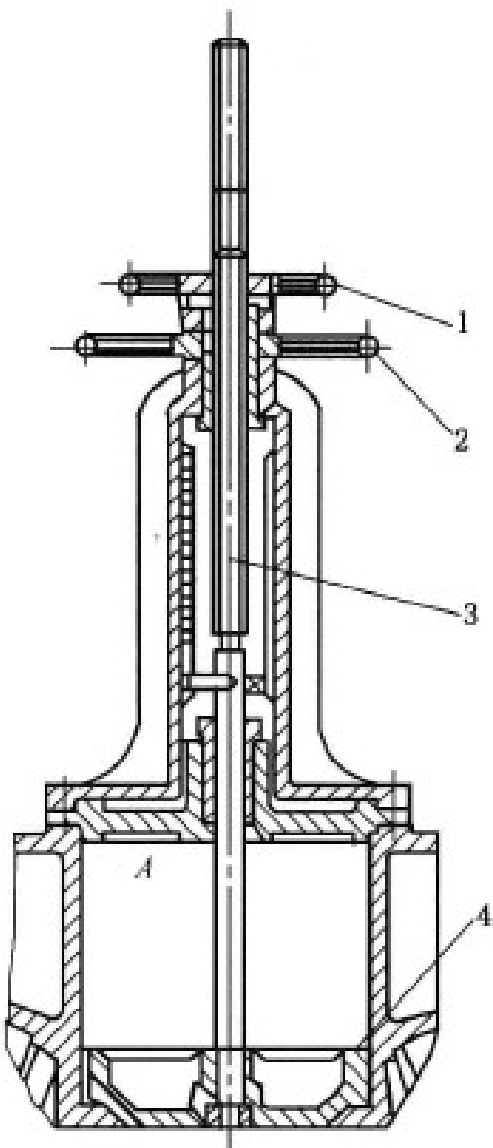


图 7-72 可变辅助余隙容积调节机构

1—微调手轮; 2—调节手轮;
3—丝杠; 4—活塞

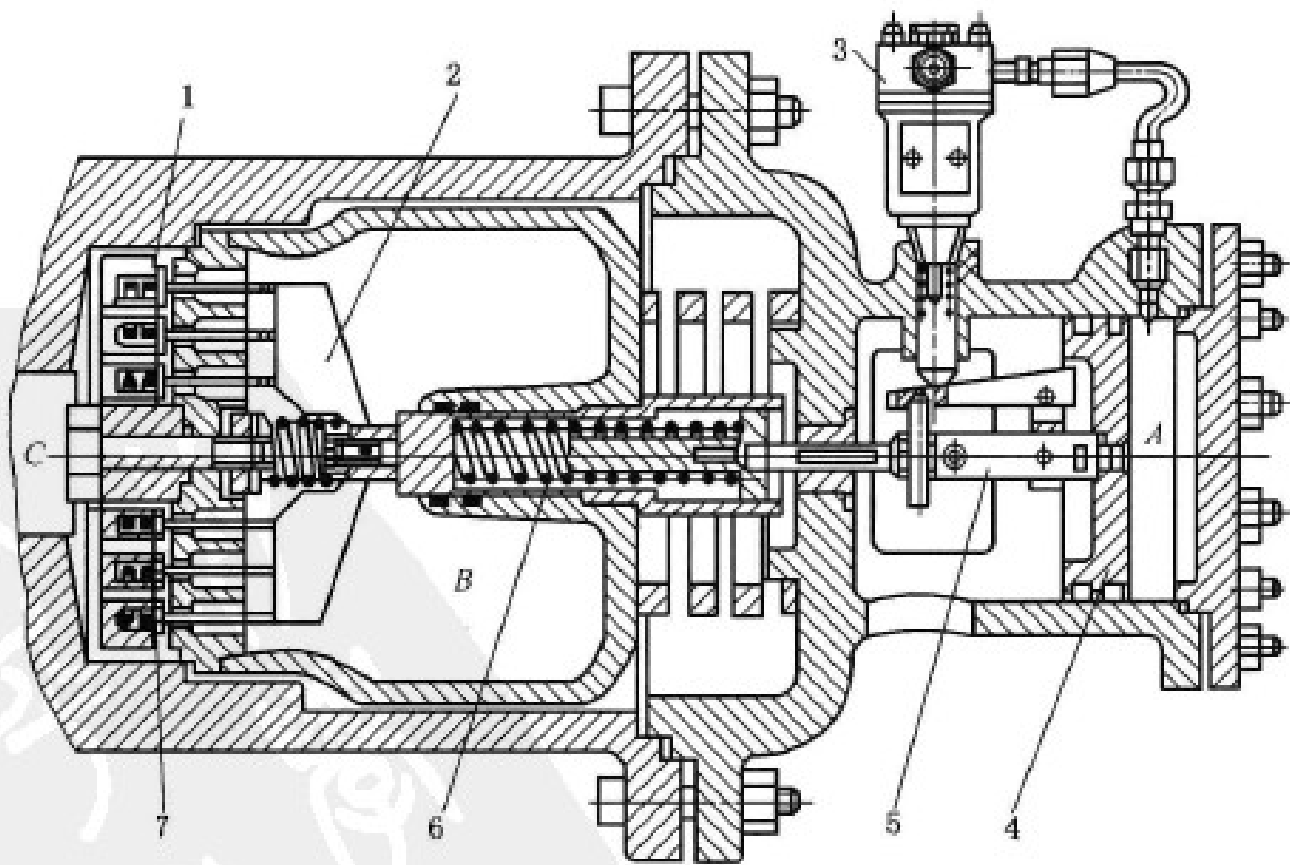


图 7-73 部分行程连通辅助余隙容积机构

1—气阀; 2—压叉; 3—压力调节器; 4—活塞; 5—连接杆; 6—弹簧; 7—阀片

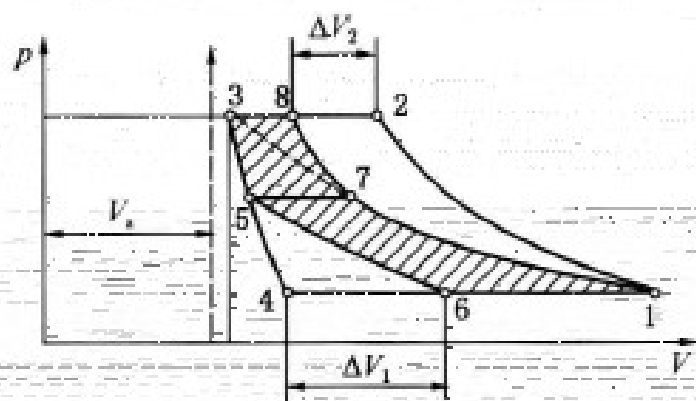


图 7-74 部分行程连通辅助余隙容积调节指示图

力后，连通阀关闭，压缩按过程线 7-8 进行，排气状态下排出的气体减少 ΔV_2 。

这种调节与全行程连通相比，补助余隙容积中的气体只被压缩到点 7 的压力，不是被压缩到排气压力，因此气体温度不高，膨胀连通时对气缸内气体的加热也不严重，使压缩和膨胀过程曲线比全行程连通要平滑，经济性也好。

④ 补助容积的计算

对于任何方式的连通补助余隙容积调节，其补助容积的大小，均由容积流量调节的程度来决定，并应根据调节的工况，采用下列公式计算

a. 对于用在低压下，进气压力和进气温度不变时（例如压缩机的第一级中设置的调节机构），其补助余隙容积为

$$V_a = V_s \frac{\lambda'_s - \sigma \frac{\lambda_T}{\lambda'_T} \lambda_s}{\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1} \quad (7-45)$$

式中： V_s 为气缸工作容积， m^3 ； λ'_s 为压力比为 ε' 时的容积系数， $\lambda'_s = 1 - \alpha_1 (\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1)$ ， α_1 为相对余隙容积； ε' 为调节后的压力比； σ 为容积流量需要降低程度的系数， $\sigma = q_s^*/q_s$ ，其中 q_s 和 q_s^* 为调节前后的容积流量； λ_T 为调节前温度系数； λ'_T 为调节后温度系数； λ_s 为调节前容积系数； m 为调节后膨胀指数； m_1 为调节后膨胀指数。

b. 在高压级（ $p > 10\text{MPa}$ ）中，安装补助余隙容积时，其进气温度不变，压力比发生了变化，在计算补助容积时，需考虑气体的可压缩性，其计算式为

$$V_a = V_s \frac{\lambda'_s - \sigma \frac{Z'_s p_s}{Z_s p'_s} \frac{\lambda_T}{\lambda'_T} \lambda_s}{\frac{Z'_s}{Z'_d} \varepsilon'^{\frac{1}{k_1}} - 1} \quad (7-46)$$

式中： p_s 为正常工况下的进气压力（MPa）； p'_s 为新的进气压力（MPa）； Z_s 为正常工况进气状态下的压缩性系数； Z'_s 为新工况进气状态下的压缩性系数； Z'_d 为新工况排气状态下的压缩性系数； k_1 为等熵温度指数。

采用连通补助余隙容积调节容积流量时，压缩机的工况将发生变化，特别是在多级压缩机中，必须考虑由手工况变化产生的影响，故在设计补助余隙容积时，应采取相应措施。例如，当多级压缩机进、排气压力不变，若仅在第一级安装补助余隙容积时，其各级间发生变化，即各级进气压力（第一级除外）随容积流量降低系数 σ 而成比例地降低，于是第一级压力比降低（ $\varepsilon'_1 = \varepsilon_1 \sigma$ ），末级压力比则升高，是原末级压力比的 $1/\sigma$ 倍，其余各级压力比不变，总压力比不变。若要调节后末级压力比不至于过高，在原始方案设计时，应使末级压力比低一些。若容积流量的调节范围较大，末级压力比就会增加很多，造成末级排气温度超过安全使用范围时，应在末级也增设补助余隙容积，其容积的大小应满足最后两级的压力比较正常工况增加 $1/\sqrt{\sigma}$ 倍。若此时又导致末前级排气温度超过许用值，则可在原始设计时，将末前级压力比取低些，或在末前级增设补助余隙容积。另外，为确保容积流量调节时工况的稳定性和准确性，在设计计算补助余隙容积时，还必须考虑由于某级压力比的升高，引起该级容积系数降低，并会逐渐影响前几级的吸气量的减少，故应采用逐步渐进法确定补助余隙容积。