

第十章 压缩机排气量的调节

通常，压缩机的使用者，总是根据最大的耗气量来选用压缩机。然而在生产过程中，压缩机总会因种种原因，要求改变排气量，以适应耗气量的变化。例如，由于流程和工艺上的原因要求减少供气量；由于其他设备、机器及工具特性的改变，也要求压缩机的排气量作频繁的调整；还有由于压缩机吸入条件的变化而要求排气量能进行改变。

从压缩机的作用原理得知，容积式压缩机的排气量不会由于背压的升高而自动降低，因此，如不进行有效的调节，在有些场合，会出现危险事故，所以必需设置调节控制机构，以进行调节。

各种调节方式的不断出现，是由于现代工业中，使用者不因达到调节就满足，而且还要力求经济的、方便的进行调节。在设计调节装置时，如何节省消耗，是值得注意的问题。不同的调节方式，经济性的差异很大。例如一台排气量为 8400 米³/时的六级压缩机的测定指出：排气量调节到额定值的70%时，用压开吸气阀的调节，比用吸入与压出连通的调节（I级压出与I级吸入部分连通），能少耗96千瓦的功率。至于调节的方便与可靠，同样必须考虑。应该通过不断的实践，总结经验，进一步提高使用的可靠性，逐步改变现用的一些不经济的调节方式。国内使用的调节装置分类如表10-1。

表 10-1 压缩机常用调节装置的分类

调节分类	调节形式和方法	序次	调节方法特点及使用条件	调节的性质		
				间断	分级	连续
作用于驱动机或驱动机构上的调节	1. 停转调节(单机)	1	简单易行，但只适宜于小功率压缩机	×		
	2. 多孔分机停转	2	大型压缩站及化工厂中，此法方便简单		×	
	3. 压缩机与驱动机脱开	3	内燃机驱动的压缩机易于实现			
	4. 无级变速调节	4	内燃机驱动的压缩机靠调节内燃机的转速实现			×
	5. 分级变速调节	5	电动机驱动则较难实现		×	
作用于管路中的调节	1. 切断吸气口	6	装置简单可靠，中型空压机中多采用	×		
	2. 排出与吸入连通	7	操作方便可靠，但不经济			×
	3. 排出与吸入节流连通	8	经济性差，可用于辅助性微调			
作用于气缸腔内的调节	1. 完全压开吸气管	9	除能降低气量外，亦可用于压缩机启动时卸荷	×	×	
	2. 部分行程压开吸气管	10	调节的经济性较好，但制造复杂			×
	3. 加入固定补助容积	11	调节可靠，大型压缩机多用		×	
	4. 加入可变补助容积	12	可靠性较差，大型压缩机多用		×	
	5. 部分行程中连通补助容积	13	经济性较好，但结构复杂	×		×
综合调节	1. 联合使用序次 6 和 7		使压缩机进入空转，空压机中多用	×		
	2. 联合使用序次 1 和 7		停转与卸荷同时动作，小型中使用	×		
	3. 联合使用 4 和 6		移动式压缩机中采用	×	×	
	4. 联合使用 4 和 7		移动式压缩机中使用	×	×	

第一节 常用的调节装置的结构及计算

一、定期停转调节

利用压缩机停止运转来调节排气量，最常见的有两种形式：1) 在小型和微型压缩机中。如果耗气量降低而排气量不变，则储气罐中的压力升高，反之，气罐中的压力降低。所以可利用压力继电器之类装置来控制原动机的停开，以实现排气量的间断调节。2) 在化工企业中或者空气压缩机站，一般是多机配置，完全可能采用停止部分压缩机的运转来调节系统的供气量；如果配置的各压缩机排气量相同，还能实现成比例的分级调节。

在小型压缩机中，一般是使压缩机与电动机同时停转，因而能量没有任何无效的消耗，排气量为 $0.015 \sim 2.8 \text{ m}^3/\text{分}$ 、排气压力为 $5 \sim 7$ 公斤/厘米²的我国微型压缩机系列产品上所应用的装置示意图见图10-1。压力继电器与一个放空阀并联，用以排除排气管线上的压力，以便压缩机恢复工作时启动用。这种压力调节继电器的结构示意图见图10-2，当储气罐内的压力超过额定值时，膜片1即被推动，通过匣3传到弹簧4上，将杠杆7推动，使柔性薄片8与常闭触点9脱离而使电路切断，电动机停转。在储气罐内的压力降低后，由于弹簧力的作用，接触点又重新闭合。压缩机停转压力高低的控制，可通过螺钉5来调节弹簧4的变形量，指针6上可示出调节压力的数值（左图有刻度值）。

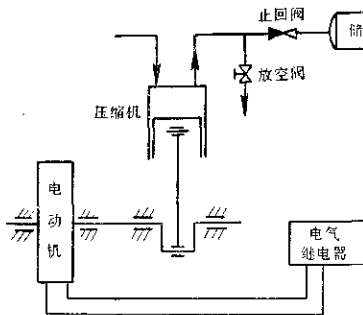


图 10-1 微型压缩机停转调节装置图

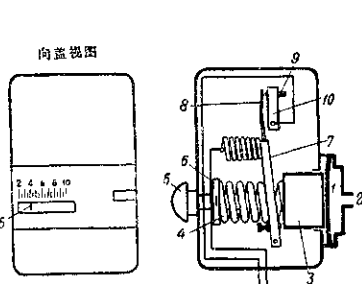


图 10-2 压力调节继电器

但是这种调节只能在小功率电动机（10千瓦左右）上应用，大容量电动机因电网容量与预期接入频率的影响而受到限制。

各种型式电动机许用的极限接入次数如下：

绕线式电动机的极限次数：15次/时；

鼠笼式电动机的极限次数：

当由星形转换到三角形的启动时：30次/时；

当转入空转的调节时：60次/时。

一般使用时以每小时接入次数最高在8~10次为宜。

在电动机与压缩机同时停转来调节气量时，是靠储气罐内压力的变化来进行控制的。由

于电动机停开的次数受到一定的限制，所以储气罐的容积必须进行计算方能确定。

当气体耗用量的变化范围，等于压缩机排气量的一半时，为最不利的情况，此时储气罐的容积 V_r ，可按下式计算：

$$V_r = \frac{15V_0}{Z_{\max}} \times \frac{p_s}{\Delta p} \times \frac{T_c}{T_s} \quad (\text{米}^3) \quad (10-1)$$

式中 V_0 ——压缩机额定排气量（米³/分）；
 Z_{\max} ——电动机允许的极限接入次数（次/时）；
 p_s ——压缩机吸气压力（公斤/厘米²）；
 Δp ——停转调节允许的压力变动值，一般为 1~2 公斤/厘米²；
 T_s ——压缩机吸气温度（°K）；
 T_c ——储气罐内的气体温度（°K）。

当气体耗用量的降低程度不超过压缩机排气量的一半时，其储气罐的容积可以减小，并按下式计算：

$$V_r = \sigma_0(1 - \sigma_0) \frac{60V_0}{Z_{\max}} \times \frac{p_s}{\Delta p} \times \frac{T_c}{T_s} \quad (\text{米}^3) \quad (10-2)$$

式中 σ_0 ——气体的相对耗用量， $\sigma_0 = \frac{V_1}{V_0}$ ；
 V_0 ——压缩机排气量（米³/分）；
 V_1 ——压缩机耗气量（米³/分）；
 其余符号与式10-1相同。

停转调节的另一种方式是使压缩机与原动机脱离，其优点是避免了频繁地启动原动机，但是此种机构比较复杂，如图6-6所示为一种电磁离合器的结构，它是由一组摩擦圆盘组成，借助于沿周向分布的齿而交错地与轴毂或本体相连接，轴毂或本体上的齿分别制作在它们的外表面或内圆表面上，接通时，在电磁的作用下，圆盘彼此互相紧压，并在其间产生摩擦而传递旋转力矩。此种结构只能用在中等功率的压缩机上。由于压缩机启动时，电动机已在运转，所以电流波动的情况与两者同时启动相比要小得多。

用离合器使驱动器与压缩机脱开的装置，在移动式空气压缩机中也常见，其结构参看第六章第一节。

二、改变转数的调节

通过改变压缩机的转数来改变其单位时间内的排气量，这在早期蒸汽机传动的压缩机上用得较多，现在内燃机为驱动机的移动式空气压缩机中仍广泛采用。电动机驱动的压缩机，如果使用直流电机，变速虽较方便，但工业上广泛使用的是交流电，因此如果采用转数能连续调节的交流电动机，不但价格昂贵，而且运转的经济性也较差，只有在特殊的场合才采用。

改变转数的调节，由于下述原因，其经济性是较高的。

1. 转数降低时，气阀和管路中气体的流速将相应的减小，因此压力损失减小，从而使一转内的指示功率减小。
2. 由于转数降低，气体在气缸与管路中循环的时间加长，因而气体获得较强烈的冷却，指示功率也略有减小。
3. 机械摩擦损失与速度是成正比的，排气量随转数的降低而降低时，机械摩擦功也成正比例的减小。

表10-2列出的是一台两级空气压缩机在5公斤/厘米²的表压下, 转数为500转/分与400转/分时试验所得数据, 从表中可看出压缩机的比功率, 在低转数下将比高转数时为低。也就是说压缩机的轴功率将比排气量减少的比例更小一些。

表 10-2 两级空气压缩机在5公斤/厘米²表压下、不同转数时的对比数据

测定与计算项目	500转/分	400转/分
输气系数	0.855	0.86
比功率(千瓦/米 ³ /分)	4.32	4.14
等温指示效率(%)	70.4	77.6
机械效率(%)	93.3	93.6
I级气阀消耗功率(千瓦)	8.58	6
II级气阀消耗功率(千瓦)	12.5	3.36

内燃机驱动的移动式空气压缩机, 转数的变化是靠空气压缩机气罐内的压力控制内燃机油门的大小来实现的, 具体的操纵控制系统见第三节。

特殊场合下应用的能进行无级变速的三相交流整流子电动机, 可以在比较宽广的范围内得到均匀的无级调速, 调速范围通常为3:1, 必要时也可以制成20:1, 其效率较用电阻调速的绕线型异步电动机和电动发电机组供电的直流电动机为高。

目前已生产的三相交流整流子电动机的型号、功率范围、转数调节范围见表10-3。这种电动机的价格比普通电动机贵得多, 而且换向电刷的磨损会给维护带来不便。

表 10-3 JZS系列变速电动机的额定功率及调速范围

电动机型号	额定功率(千瓦)	满载时转数调节范围(转/分)
JZS ₁ 51	3~1	1410~470
JZS ₁ 52	5~1.67	1410~470
JZS ₁ 61	7.5~2.5	1410~470
JZS ₁ 62	10~3.3	1410~470
JZS ₁ 71	15~5	1410~470
JZS ₁ 72	22~7.3	1410~470
JZS ₁ 73	30~10	1410~470
JZS ₁ 81	40~13.3	1410~470
JZS ₁ 91	55~18.3	1050~350
JZS ₁ 92	75~25	1050~350
JZS ₁ 101	100~33.3	1050~350
JZS ₁ 102	125~41.7	1050~350
JZS ₂ 111	160~53.3	1050~350

在大型超高压压缩机上, 有用大功率可控硅整流变速的电动机, 功率已达1250千瓦。

三、控制吸入的调节

控制吸入的调节, 在中型空气压缩机上采用较多。控制方法有停止吸入与节流吸入两种, 前者的应用较广。停止吸入时, 压缩机转入空转, 因而只能进行间断的调节。节流吸入理论上可以进行连续的无级调节, 然而在排气量降低、排气压力不变的情况下, 压力比反而增加, 因此功率并不随着降低, 同时排气温度可能达到不可许可的范围, 所以工业上很少应用。

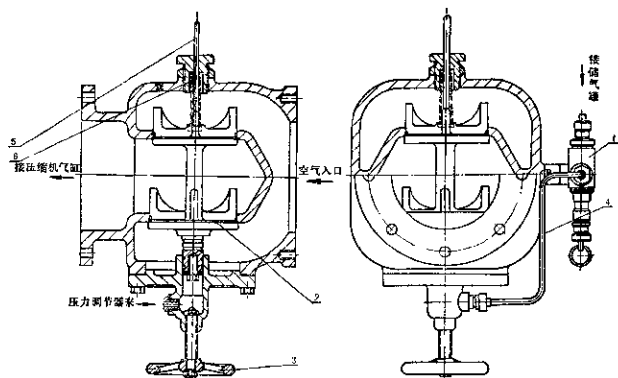


图 10-3 截断吸气口的减荷阀

停止吸入的调节装置如图10-3所示。压力调节器 1 与储气罐相通，储气罐内的压力超过额定值时，压力调节器内的阀被顶开，压缩空气由管 4 引至阀 2 下部的小活塞上，将阀 2 关闭，吸气口即被截断。阀 2 上部的弹簧 6，在储气罐内的压力降低后，能帮助阀 2 重新打开，作为开始吸气之用。也可由手轮 3 手动关闭吸气口。

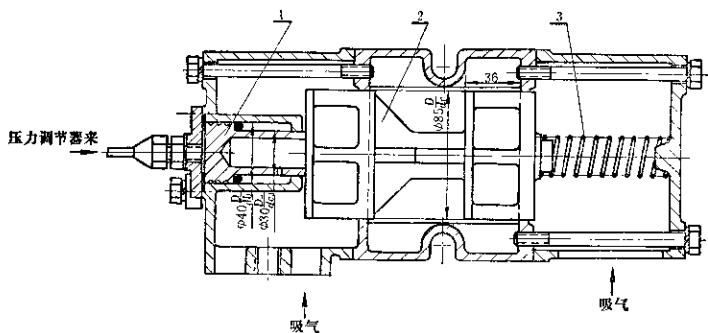


图 10-4 水平放置的减荷阀

应该注意到吸气口被截断后，压缩机并不立即停止输气，需将吸气阀与减荷阀之间容积中的气体抽净，所以，截断后，压缩机尚需延续若干转，才能完全停止输气。如果减荷阀不严密，会有少量气体被吸入，类似于节流吸入，这会带来气缸内温度的急剧升高，因而是危险的。为了避免这种情况，减荷阀放置应尽量靠近吸气阀，阀的密封应相当可靠。图 10-3

的减荷阀在关闭时会产生对阀体的撞击, 不仅有较大的声响, 而且会对阀体的密封面处产生不良的影响, 所以设计成如图10-4所示的结构, 并作水平放置。当气体压力达 p_{\max} 后, 由压力调节器处引来的气体推动阀2右移, 压力卸去后在弹簧3的作用下关闭。在开启或关闭时, 阀2均水平滑移, 由于阀没有密封台阶, 因而没有声响, 但密封性较差。

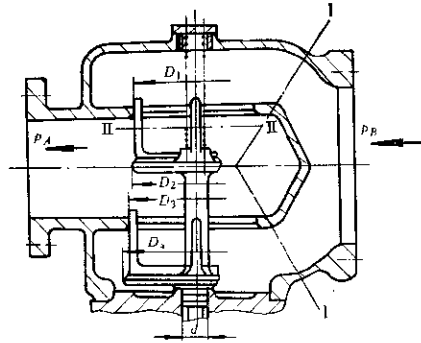


图 10-5 减荷阀计算简图

设计减荷阀时要进行核算, 以图10-5为例, 计算步骤如下:

1. 验算 I-I、II-II 等通流截面的气体流速, 要求小于20米/秒。

2. 决定减荷阀在开启状态的初弹簧力 P_1 :

$$P_1 \geq P' - G \text{ (公斤)}$$

式中 P' —— 由阀的阻力而产生的上举力 (公斤), $P' = \frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_3^2) \Delta p$;

Δp —— 阀开启时的阻力, 实验数据 $\Delta p = p_A - p_B \approx 0.3$ 公斤/厘米²;

G —— 整个移动件的重量 (公斤)。

3. 保证减荷阀及时关闭所控制的弹簧力 P_2 :

$$P_2 < P'' - G \text{ (公斤)}$$

式中 P'' —— 作用在下部小活塞上的气体力 (公斤), $P'' = \frac{\pi d^2}{4} [\nu (p_{\max} + 1)]$;

ν —— 为考虑到压力调节器及管路中的压力损失系数, 一般取 $\nu \approx 0.95$;

p_{\max} —— 压力调节器所控制的最高表压 (公斤/厘米²);

d —— 减荷阀下部小活塞的直径 (厘米)。

4. 保证减荷阀及时开启的弹簧力 P'_2 :

$$P'_2 > P'' - G \text{ (公斤)}$$

式中 P'' —— 减荷阀开启前瞬时 ($p_B - p_A = 1$ 公斤/厘米²), 作用在阀上的力 (公斤),

$$P'' = \frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_3^2) (p_B - p_A).$$

5. 计算后, 弹簧力应设计在下述范围, 才不致因气流脉动, 而引起减荷阀跳动, 即 P_2 的弹簧力为 $P'' > P_2 > P''$ 。

停止吸入的调节, 由于减荷阀截断进气, 所以吸入气体的压力降低, 接近真空, 如果背压不变, 在活塞上所形成的压差会造成转矩的峰值增加, 因而造成启动困难。在大多数情况下, 停止吸入的调节往往同时配置使吸入与压出连通的管路, 这样便于启动。图10-6所示为截断吸入的同时, 又能使吸入与压出连通的减荷阀。储气罐内的压力超过规定值时, 压缩空气进入活塞8的下部, 将设有圆球的重锤6顶起到一定高度, 圆球7即向外滚动, 小活塞8上的重量减轻, 活塞继续上移打开了通向阀1上部的进气孔, 则阀1关闭, 阀2打开, 将

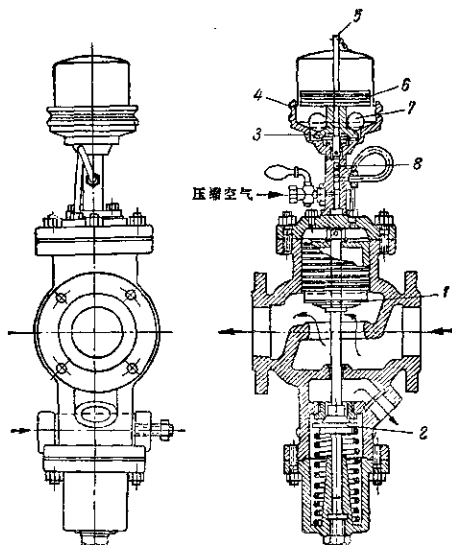


图 10-6 截断吸气时使吸入与压出连通的减荷阀

止回阀前的空气由阀 2 处放空，达到卸载启动的目的。

停止吸入的调节，对于无十字头的单作用压缩机是不适用的。因为当减荷阀关闭后，气缸内将形成真空，润滑油会从曲轴箱中被吸入气缸内，一方面使润滑油的消耗过多，另一方面，如果气缸内的温度过高，还可能因为油的热分解而引起爆炸事故。

停止吸入的调节，可以从压缩机的指示图上清楚地看出。当吸入口截断后，压缩机尚延续若干转；随着吸入压力的降低，容积系数亦趋减小，当它达到零时，供气才停止。在排气量为零时，指示图中的膨胀线与压缩线几乎重合在一起。图10-7所示为截断吸入口时，压缩机的示功图。图10-7a为无连通的情况，图10-7b为吸入口截断并同时 will 将排气口与吸气连通的情况。这种连通是指在排气管上的止逆阀前与吸入口连通。因此储气罐内仍保持有压力。

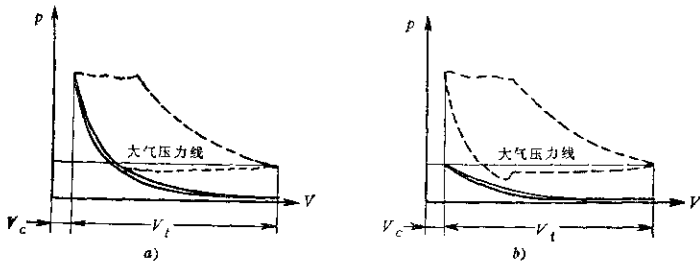


图 10-7 截断吸入口调节时压缩机的指示图

(图中的虚线为压缩机正常工作情况下的指示图)

节流吸入虽然只设置较简单的结构（如碟阀或闸阀等）就能实现，但如前所述，其单位指示功将相应的增加，有时甚至不及将多余的气体通过旁通阀泄去来得经济（见图10-8）。如图所示，当吸入压力由 p_{s1} 降低至 p_{s2} 后，排出压力 p_d 不变，则功的消耗增加，以重量流量计算的比功率将增加得更多。

四、吸入与压出连通的调节

采用吸入与压出连通的方法来调节排气量，从装置的结构上来说是比较简便可行的，但功率的消耗是巨大的。因为它是将已压缩的气体减压后再回入吸入入口进行再压缩来达到排气量的减少。从作用方式上说，它分两种：一是自由连通，可借用旁通阀的完全开启，气体回流到吸入管路中，形成气缸与导管的封闭循环，而不输出气体。另一种方式是在最后一级设置如图10-9所示的节流阀，将经过节流后的气体再引至第Ⅰ级的吸气管中，因而称节流连通。

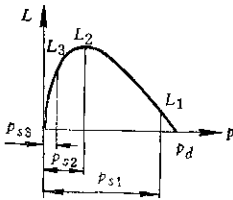


图 10-8 排气压力不变，吸气压力降低时功率的变化

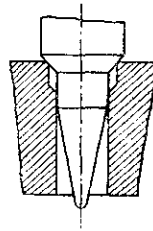


图 10-9 高压节流装置

吸入与压出连通的调节方式，亦可作为压缩机卸荷之用，所以压缩机启动时经常采用此种装置。在使用中，根据不同的要求，经常采用的旁通管线，大致可以有如下三种配置方式（图10-10）：

A型：末级与第一级节流连通，它能在保证各级的工况（压力、温度）均不变的情况下工作，而且可以连续地调节气量，此种调节一般在短期运转下以及作为辅助微量调节之用。在高压时节流阀由于高速气流的冲击，经常损坏，会影响正常工作时管线的严密性。此外节流阀应装置在冷却器之后，因为对于低临界温度的气体，在高压节流过程中会产生加热。但是有些气体节流时会伴随着强烈的冷却而发生冻结现象，所以节流气体温度的符号与数值的改变，应按熵图上的等焓曲线来确定。

B型：在大型多级压缩机中，经常配置有这种管路，可以作为压缩机启动时卸荷之用，也可以用作调节各级压力比。如果用作气量调节时，当第Ⅰ级导去部分气量至吸入管以后，就必然会发生压力比的重分配。第Ⅰ级的压力比降低，中间各级中压力比保持原状，而末级中的压力比会随着排气量的降低程度成比例的上升。所以当排气量降低得太大时，末级中的温度会上升到不允许的范围，这是必须注意的。

但是如果每级之后均设有旁通，虽然调节起来比较方便，然而管线的设置比较复杂。在有些合成氨厂使用的六级高压压缩机中，仅在Ⅰ级、Ⅲ级（去水洗）、Ⅵ级（去合成）之后装有旁路。

应该注意旁路通道截面的大小，如果通道不足，则空载时的功率消耗将增高。通道截面应根据最大的调节量，在临界速度时所应具有的面积来计算。另外在各级旁通管路与正常的输气管路之间，应设有止逆阀。

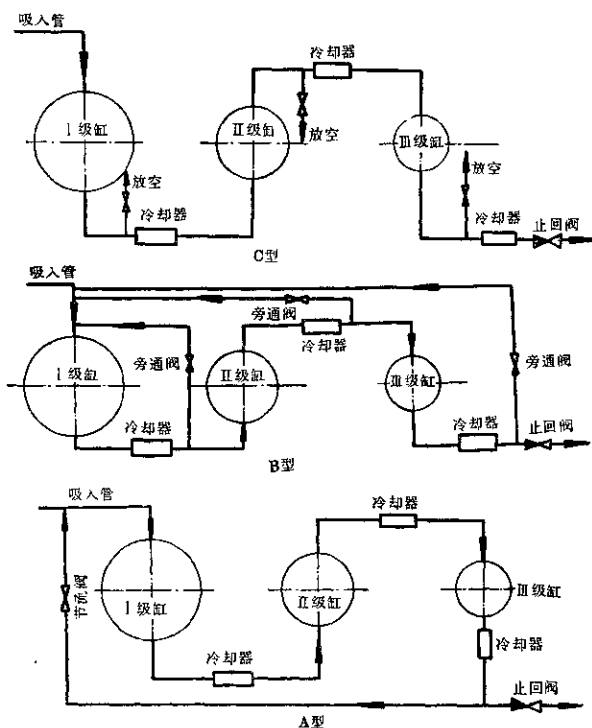


图 10-10 各种连通管路的配置示意图

C型：这种管路配置方法在空气压缩机中使用较多，优点是启动时的卸载比较完善。紧急卸荷时比较迅速。可是对于一些易燃易爆的气体不宜直接放入大气时，则不用。

除了应用自由连通作为独立的调节方式外，还经常和前述的调节方式联合使用。如空气压缩机中，当切断吸入口的同时，还必须使排气管的止逆阀与末级气缸的排气阀之间的气体卸除，以利启动。在停转调节中，也必须装设有放空阀。所以吸入与排出连通的管路，不仅是作为调节气量之用，而且还是启动压缩机所必须的。作为调节气量，虽很不经济，但是操作的可靠性却比其他方式稳定，因而大型压缩机的操作者仍乐意使用此种调节。

五、压开吸气阀的调节

压开吸气阀的调节，目前采用得较普遍，而且结构形式也较多，在中型和大型压缩机上使用较多，可作为卸荷空载启动之用。

压开吸气阀的调节作用是：气体被吸入气缸后，在活塞反行程时，又将部分或全部已吸入缸内的气体推出气缸，这样视推出气体的多少，实现压缩机排气量的变化。从图 10-11 中可看出，当气体被吸入后，由于吸气阀仍开着，所以又被推送出去，因而压开吸气阀时的

示功图相当于压缩机空转时的指示图。图10-11中的虚线所示是压缩机正常工作时的指示图。

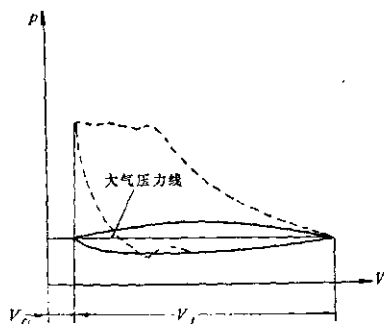


图 10-11 压开吸气阀时与正常工作时指示图的变化

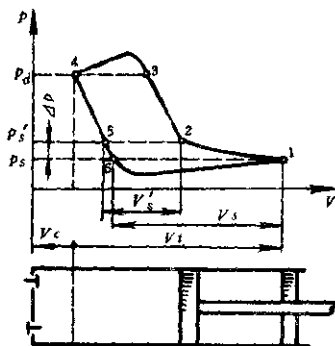


图 10-12 部分行程压开吸气阀的指示图

压开吸气阀的调节装置，又可分为三种形式：

1. 完全压开吸气阀：这是将吸气阀完全开启，气体可自由地从吸气阀吸入并排出，排气量可接近于零。对于多级压缩机，各级的吸气阀压开均由总的输气量调节器来实现。在同一气缸内，所有的吸气阀均应具备有压开装置。

2. 部分压开吸气阀：吸气阀不是完全开启，而只是部分地开启；当气体通过缝隙泄出时，由于缝隙的阻力，不可能将吸入的气体全部推出，因而仍有部分气体被送至压出管道。从吸气阀推出的气体，即为所降低的排气量。这种结构有很多缺点。因为所推出的气体，在气缸内已经过不同程度的压缩，温度较高，再经多次压缩必然使排气管路中气体的温度过高；另外，由于薄的阀片不停地被压向压义，受到冲击与弯曲，会产生严重的残余变形，在吸气阀片关闭时，就不能保证气阀的严密性，所以，实际上很少采用此种调节方式。

3. 部分行程压开吸气阀：此种调节方式，目前较为流行。它的作用原理是：压缩机吸气终了时，吸气阀片借助于调节装置中弹簧力的作用下，保持在开启状态。活塞反向运动时，气缸内的气体由吸气阀反向流出气缸外，当作用于阀片上的气流压力达到一定值，能克服调节装置中的弹簧力时，吸气阀开始关闭，从而起到了定量调节的作用。

从图10-12中可以看到，当吸气过程完成后，活塞反向运动，从1至2的过程中，吸气阀仍在开启状态，所以气缸内的气体又从吸气阀推出一部分，活塞运动到2点时，作用于阀片上的气流压力将吸气阀关闭，由2至3的过程才是真正的压缩过程，接着在3至4过程中排出气体，然后进行下一循环的膨胀过程。由图中可知，真正吸入的气体体积是 V_s' （小于 V_s ）， $\frac{p_s' V_s' T_s}{p_s V_s T_s} = V_c$ 为调节的比例。

完全压开吸气阀的操纵，如果仅为启动卸载，可以作成手动的，如果是作调节气量之用，经常作成气动的。如图10-13所示，是一种气动完全压开吸气阀的调节装置。气源自压缩机储气罐内经过滤后引来。当罐内的压力达到上限值，通过压力调节器将气源引至吸气阀

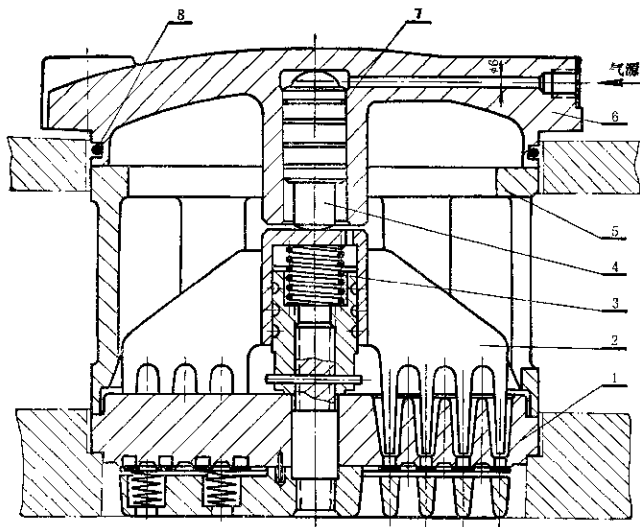


图 10-13 完全顶开吸气阀调节装置

压盖 6，推动压盖上的小活塞 4，将压叉 2 压下，顶开吸气阀阀片。储气罐内的压力下降时，活塞 4 上部的气源放空，压叉 2 借助于弹簧 3 而升起，阀片恢复到关闭的位置，压缩机又进入正常的工作。

图 10-14 为气动压开装置，压力调节器来的压缩空气，推动橡皮膜片 3，而使顶板 5 向下推动，通过顶杆 6 及顶杆座 7 而将压叉 1 压向阀片，使吸气阀保持开启状态。这种装置便于将压缩介质与操纵空气的系统隔开，所以，压缩易燃易爆气体时采用这种结构的较多。

图 10-15 是一个具有环形压叉、较轻便的顶开吸气阀操作系统，顶开吸气阀的压力是靠重锤来进行控制的。由 1 引入的气体，在压力超过重锤作用在活塞 2 上的压力时，将活塞 2 抬起，使 1 与 3 及 4 连通，气体通至气阀上部的活塞 5，使 5 下移，带动压叉 6 向下，顶开吸气阀阀片。压力降低后，在重锤 7 的作用下，活塞 2 又将通道 4 覆盖，通道 3 的上部出口处有一放空通道，可以卸去 4 处的压力，这时在气阀上部的活塞 5 下部弹簧的作用下，压叉升起，吸气阀关闭。

图 10-16 是手动操纵顶开吸气阀的结构。需要顶开吸气阀片时，可转动手柄，通过推杆 6、压套 5 并由压叉将阀座上的阀片推向限制器，使吸气阀保持完全开启状态。弹簧 2 是为使压叉恢复原位而设置的。

完全压开吸气阀的调节中，各力的平衡关系可从图 10-17 中看出。 Q_1 为气阀的弹簧力， G 为压叉、导杆等的重量， Q_2 为使压叉恢复到原来位置所需的力， P 为推动压叉所需的力。

当压叉保持最上位置（即保持全程 h 的位置）时，弹簧 Q_2 预压缩状态的弹簧力 $Q_2' \geq G$ ，在压叉下移到最低位置（弹簧 Q_2 被压缩 h 距离）时， Q_2 的弹簧力变为 Q_2'' ，根据力的平

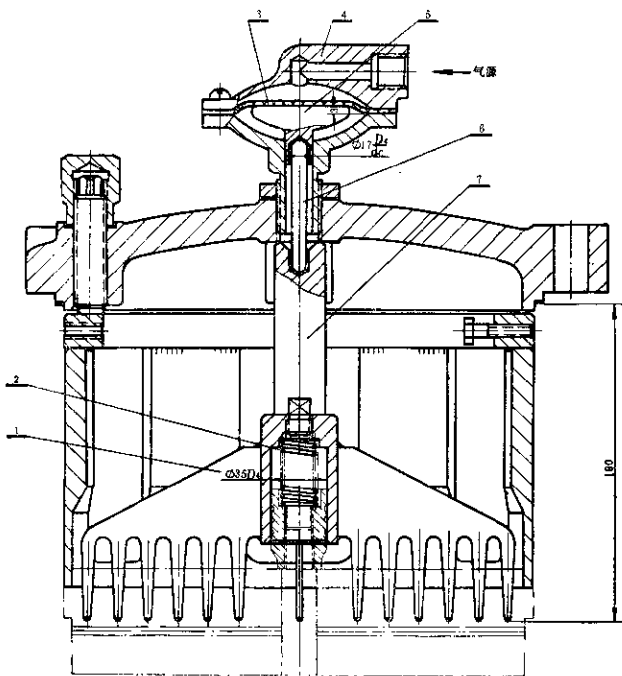


图 10-14 气动压开装置

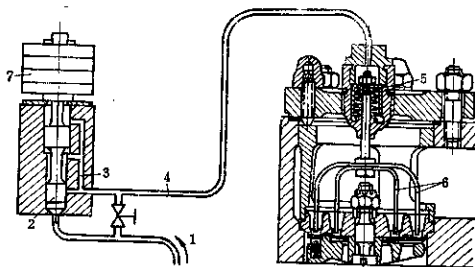


图 10-15 顶开吸气阀的操纵系统

衡条件:

$$P + G \geq Q_2'' + Q_2'$$

式中 G —— 移动部分的重量 (公斤);

Q_2'' —— 弹簧 Q_2 在预压缩后, 再压缩 λ 时的弹簧力 (公斤);

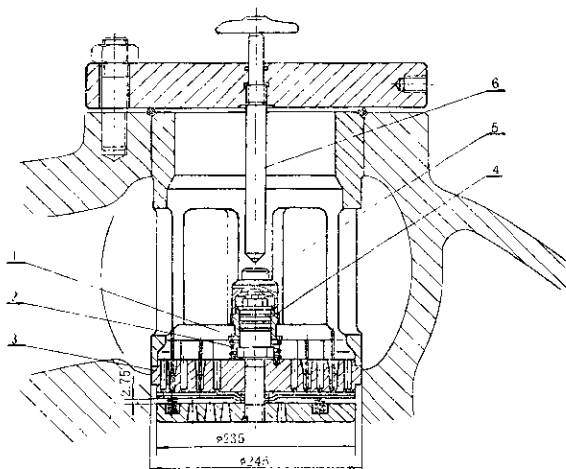


图10-16 手动操纵顶开吸气阀调节装置

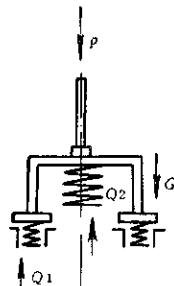


图10-17 顶开吸气阀装置力平衡图

Q_1 ——吸气阀全开时作用在阀片上的弹簧力（公斤）；

P ——顶开吸气阀所必须的推动力（公斤）。

如果是气动时，则气动活塞直径 d 可由下式求出：

$$d = \sqrt{\frac{P}{0.785 p_{\max}}} \quad (\text{厘米})$$

式中 p_{\max} 为排气管中允许的极限压力（公斤/厘米²）。

部分行程顶开吸气阀的结构如图10-18所示。在压缩机的吸气阀连接螺钉上，拧入导轨4、压叉3在导轨上可以自由滑动，小弹簧2是为压叉恢复到最上位置而设置的，大弹簧5是使吸气阀保持开启用的，通过手轮9可调节弹簧5的弹簧力，制动垫圈1是防止导轨4与气阀固定螺钉间发生松动而设置的，6是防止弹簧座转动而设的销子，这样可以保证导轨与弹簧座自由地移动。

图10-18所示结构的缺点在于运动部件的质量太大，运动时对阀片的冲击力也很大，所以有的做成如图10-19a的结构，其特点在于叉1是固定不动的，叉销2类似一个小气缸，从叉1引来的气体沿2流入而推动小活塞向下，使吸气阀阀片保持开启状态；当输入1内的气体压力下降时，气阀弹簧将阀片关闭。这种结构由于减轻了运动质量，可用于300转/分的压缩机上。图10-20所示调整装置的特点是：构件2沿着杆1导向，并通过弹簧3将杆的运动传递给销子4，由4将阀片顶开，如果气缸内的气流压力克服了弹簧3的作用力，则吸气阀关闭。由于压开构件是小质量的销，对阀片的寿命和调节装置的可靠性是有利的，因此，可用于400~500转/分的压缩机上。

部分行程顶开吸气阀，也可以采用机械的强制作用来操作，图10-21为这种操纵机构的示意图。在压缩机的十字头上装置一组杠杆来操作滑阀，气体由同级排气管上接入滑阀。到

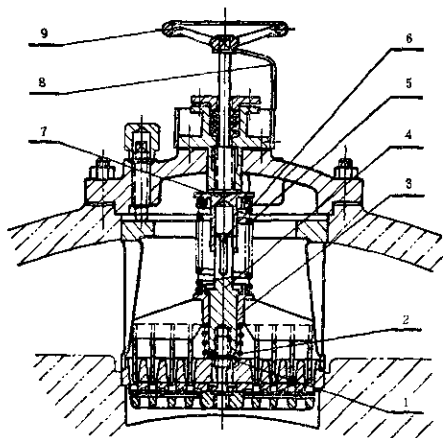


图 10-18 部分行程压开吸气的调节装置

1—制动垫圈；2—小弹簧；3—压叉；4—导轴；5—大弹簧；6—销；7—弹簧座；8—指针；9—手轮

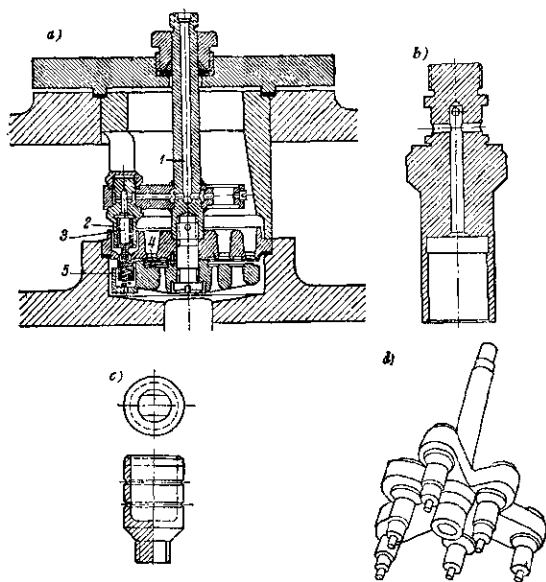


图 10-19 用小活塞压开吸气的调节装置

a—带顶开装置的阀；b—柱形缸；c—活塞；d—顶开装置

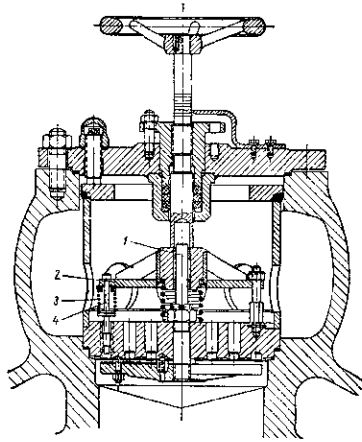


图 10-20 顶开吸气阀的调节装置

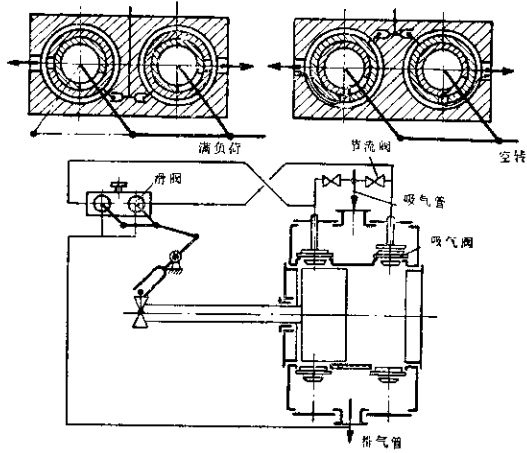


图 10-21 强制操纵的顶开吸气阀装置系统示意图

一定行程时，滑阀与压开装置连通，使吸气阀打开，而吸气阀打开的持续时间是靠调节滑阀转动的位置来进行的。这种操纵系统不能在太高速下工作。

关于使吸气阀由开启到关闭的气体流动力计算，部分行程如何确定等问题，将在下面讨论。

可以设想，一个开启着的吸气阀，在压缩过程刚开始的一段时间，吸气阀阀片承受着从气缸流回吸气导管的气流的作用，因为气流通过气阀时，产生阻力，所以有压差存在（这种压差的产生可以想像为由于气缸中的气体受到一定的压缩，然后通过吸气阀节流释放，因而将产生压力损失）。这种压差是变化的，近似地与活塞运动的速度的平方成比例；由于活塞速度在靠近中间位置时最大，因而气流流动的压差也在此时达到最大值。如果使吸气阀保持开启的力小于此压差，吸气阀将关闭。这种运用气流在运动中产生的压差来关闭气阀，进行气量调节的方法，又称动力调节。

在吸入期间，沿着活塞行程而改变的气体压力 p 要低于公称吸入压力 p_s ，相对损失可用式10-3表示，并可从曲线图10-22中查取。

$$\chi = \frac{p_s - p}{p_s} \quad (10-3)$$

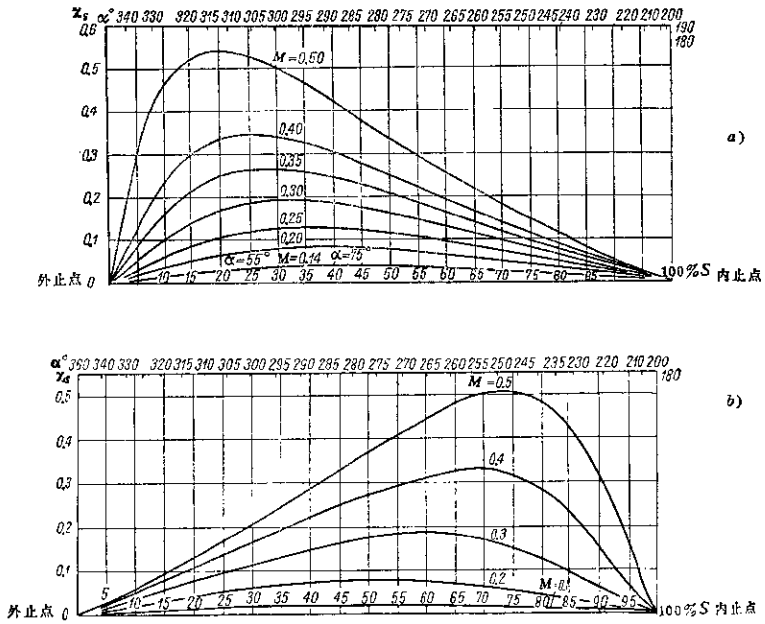


图 10-22 沿活塞行程变化的压力损失曲线
a—气缸盖侧的气缸容积；b—曲轴侧的气缸容积

另外当气缸内的气体，反向流出气阀，通过阀座的通道 f_c 时，在阀片上亦产生压力损失，这时的压力损失与吸入时的压力损失之比为 ρ 。根据试验并经计算而得到 ρ 与 $\frac{h}{b}$ （其中 h 为升程， b 为阀座宽度）的关系曲线图见图10-23。图中的曲线1适用于具有环形弹簧的气阀，曲线2是对圆柱形弹簧而绘制的。

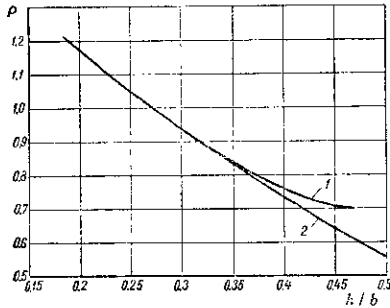


图 10-23 动力调节的 ρ 值

气流反向流动时，作用在阀片上的气体压力 Q' ，可按下式计算：

$$Q' = \rho \chi p_s \quad (\text{公斤/米}^2) \quad (10-4)$$

式中 ρ ——气流压力系数，由图10-23查取；

χ ——气阀中的相对压力损失；

p_s ——吸入气体的公称压力（公斤/米²）。

当吸气阀阀座的通道面积为 f_s 时，作用在阀片上的气流总压力为：

$$R = Q' f_s \quad (\text{公斤}) \quad (10-5)$$

如果气流总压力大于其他作用在阀片与压开器件上的力之和（包括弹簧力、重力）时，吸气阀开始关闭，气缸内气体的压缩才真正开始。即吸气阀关闭的条件应该是：

$$R = \Sigma P_a + \Sigma P_b \quad (\text{公斤}) \quad (10-6)$$

式中 ΣP_a ——气阀完全开启时，作用在阀片上的全部弹簧力之和（公斤），包括气阀本身的弹簧力；

ΣP_b ——影响气阀开启，但不随阀片升程而变化的其他力之和（公斤）。

此外，还应确定排气量的减少与调节装置的联系，即所需要调节气量的程度与行程的关系，也就是吸气阀在什么行程时应关闭，方能选定气流准数，进一步设计调节阀的弹簧力。

假设一个双作用的气缸，气量调节装置只设在一个腔内，要求调节到的最小排气量为 $V_{s\min}$ ，而全排气量为 V_s ，则最小排气量与全排气量之比 m_{\min} 可用下式计算：

$$m_{\min} = \frac{V_{c0}(\lambda'_{0b} - a)(1 + \chi_s)^{\frac{1}{k}} + V_{cs} \lambda'_{0s}}{\lambda_{Tb} V_{c0} + \lambda_{Ts} V_{cs}} \times \frac{\lambda_{Tb}}{\lambda_{Ts}} \quad (10-7)$$

式中 V_{c0} ——在降低排气量的气腔内，活塞所扫过的气缸容积（米³）；

V_{ps} ——未降低排气量的气腔内（即未设调节装置的气缸）活塞所扫过的气缸容积（米³）；

α ——吸气阀开始关闭瞬间，活塞已走过的行程与全行程之比；

λ'_{v_0} ——设有调节装置的气腔，在降低排气量时的容积系数；

λ'_{v_s} ——未设调节装置的气腔，在降低排气量时的容积系数；

λ_{v_0} ——设有调节装置的气腔内，未降低排气量时的容积系数；

λ_{v_s} ——未设调节装置的气腔，未降低排气量时的容积系数；

λ_{T_0} ——设有调节装置的气腔内的加热系数；

λ_{T_s} ——未设调节装置的气腔内的加热系数；

k ——气体的绝热指数。

如果两个气腔的容积基本相等时，则式10-7可简化成：

$$m_{min} = \frac{(\lambda'_{v_0} - \alpha)(1 + \lambda_s)^{\frac{1}{k}} + \lambda'_{v_s}}{2\lambda_v} \times \frac{\lambda_{T_0}}{\lambda_{T_s}} \quad (10-8)$$

式中 λ_v ——为气缸在全排气量时的容积系数，即 $\lambda_{v_s} \approx \lambda_{v_0} \approx \lambda_v$ 。

如果设置调节装置的气缸是单作用的气缸，则可按下式计算：

$$m_{min} = \frac{(\lambda'_{v_0} - \alpha)(1 + \lambda)^{\frac{1}{k}}}{\lambda_v} \times \frac{\lambda_{T_0}}{\lambda_T}$$

式中 λ'_0 ——进行调节气量后的容积系数；

λ_T ——气缸腔内的加热系数。

要求调节的气量与全排气量之比为 m_{min} 时，则压缩机排气量的降低值为：

$$1 - m_{min} = \left(1 - \frac{V_{min}}{V_t} \right) \times 100\% \quad (10-9)$$

对部分行程顶开吸气阀调节装置的计算，通常是先预算需要的调节阀个数（一般是利用压缩机中原有的吸气阀）；然后根据吸气阀座的通道面积及阀片的举升高度 h 和阀座的通道宽度 b ，即可由图10-23查得动力调节装置的 ρ 值，再从图10-24中查取气流通过阀座时的流量系数 α ，再由下式求出阀的当量流通面积：

$$\Phi = f_s \alpha \quad (10-10)$$

式中 f_s ——吸气阀座的通道面积（米²）；

α ——阀座流量系数。

气体在气阀中的假想流速 C 为：

$$C = C_m \frac{F}{\Phi} \quad (\text{米/秒}) \quad (10-11)$$

式中 C_m ——活塞平均速度（米/秒）；

F ——活塞面积（米²）；

Φ ——阀的当量流通面积（米²）。

气体流动中的极限流速为声速，而气阀中的假想流速与声速之比，称为气体速度准数。

以 M 表示，是无因次数， $M = \frac{C}{C_s}$ ，其中：

$$C_s = \sqrt{k g R T} \quad (\text{米/秒}) \quad (10-12)$$

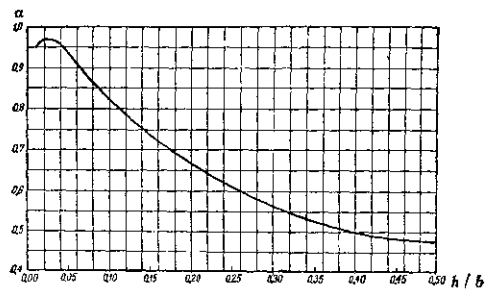


图 10-24 环片阀与圆盘阀的流量系数 α

前面已经提到反向流动的气体压力 $Q' = \rho X p_s$ ，其最大值 Q'_{max} 应在 X 值为最大值时达到。即： $Q'_{max} = \rho X_{max} p_s$ （公斤/米²）。

如果气流压力达到 Q'_{max} 时，尚不能使吸气阀关闭，则任何时候都不能达到关闭。所以由曲线图10-22根据 M 值及最大的 X_{max} 值，即可确定吸气阀在行程的什么部位关闭，因而可求得 α 值。再将 α 值代入式 10-7，即可求出最小排气量与全排气量之比 m_{min} 及最小排气量 V'_{min} ，如果 $V'_{min} < V_{min}$ （要求的最小排气量），这时就可以 Q'_{max} 为基准来设计调节阀的弹簧力。

例：一台六级高压压缩机需要调节到原排气量的70%，I级缸为双作用的气缸；根据热力计算所得的数据是：盖侧的活塞有效工作面积 $F_b = 0.992$ 米²，轴侧的有效工作面积 $F_s = 0.8879$ 米²，吸气压力 $p_s = 1.02$ 公斤/厘米²，容积系数 $\lambda_{v_b} = \lambda_{v_s} = 0.84$ ，余隙容积的相对值 $\epsilon_b = \epsilon_s = 0.0875$ ，绝热指数 $k = 1.362$ ，多方指数 $m = 1.181$ ，加热系数 $\lambda_T = 0.955$ 。

按调节工况进行计算而得到的在调节工况下的排气压力 $p'_a = 2.4$ 公斤/厘米²。调整装置拟放置在一级缸的盖侧。

解：计算步骤及方法见下页表。

从表中经过序号21以前的计算得知 λ_s 后，即可核算能调节到的最小排气量。

当吸气阀关闭时的压力： $p'_s = p_s (1 + \lambda_s) = 1.02 \times (1 + 0.178) = 1.2$ （公斤/厘米²）。

因为调节装置仅装在盖侧，则盖向气缸容积内和轴向气缸容积内的压力比变化如下：

$$\tau_b = \frac{p'_a}{p'_s} = \frac{2.4}{1.2} = 2, \tau_s = \frac{p'_a}{p'_s} = \frac{2.4}{1.02} = 2.35.$$

气缸两容积的容积系数亦作如下变化： $\lambda'_{v_b} = 1 - \epsilon_b \left(\tau_b^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = 0.93$ ， $\lambda'_{v_s} =$

$$1 - \epsilon_s \left(\tau_s^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = 0.904.$$

调节时的加热系数 $\lambda_{T_b} = 0.97$ ，再由式10-7核算出能调节到排气量降低的最小限度：

$$m_{min} = \frac{V_{c_b} (\lambda'_{v_b} - \alpha) (1 + \lambda_s)^{\frac{1}{k}} + V_{c_s} \lambda_{v_s}}{\lambda_{v_b} V_{v_b} + \lambda_{v_s} V_{c_s}} \times \frac{\lambda_{T_s}}{\lambda_{T_b}}$$

$$= \frac{0.8992(0.93-0.65)(1+0.178)^{1.365} + 0.8879 \times 0.84}{0.8992 \times 0.84 + 0.8879 \times 0.84} \times \frac{0.955}{0.97}$$

$$= 0.674 < 0.7$$

计算结果选 $\alpha=0.65$ 已符合要求, 如果达不到要求降低的排气量, 则应增加调节阀数, 并重新按表10-4复算。如果降低的排气量太多, 则可另选 α 值, 然后复算降低的排气量。

至于调节阀中弹簧的布置及弹簧力的平衡计算, 可参考上面的分析及设计的具体结构进行。

表 10-4 部分行程顶开吸气管调节的计算

序号	计算项目	符号	单位	计算关系及选择说明	数值	备注
1	调节阀数量	n	个	选取	2	
2	顶开阀片数	$n\pi$	个	n 由施工图中得知	12	阀片数(一个阀) $n=6$
3	绝热指数	k		由热力计算得知	1.363	
4	气体常数	R	公斤·米/ 公斤·°C	由热力计算得知	42.23	
5	吸气温度	T_s	°K	由热力计算得知	308	
6	气体的加热系数	λ_r		由热力计算得知	0.955	
7	调节終了的气体温度	T	°K	$T = \frac{T_s}{\lambda_r}$	322.5	
8	气体的音速	C_s	米/秒	$C_s = \sqrt{kR_sT}$	427	
9	每个阀座通道面积	f_s	米 ²	由施工图中获得	0.0286	
10	阀片的升举高度	h	毫米	由施工图中获得	4	
11	阀座通道宽度	b	毫米	由施工图中获得	8	
12	比值	h/b			0.5	
13	总的阀座通道面积	sf_s	米 ²	由计算书获得	0.0572	
14	活塞平均速度	C_m	米/秒	由计算书获得	3.56	
15	盖向活塞有效面积	F_b	米 ²	由计算书获得	0.3992	
16	流量系数	α		由图10-24查取	0.430	
17	阀的当量面积	$z\phi$	米 ²	$z\phi = \alpha sf_s$	0.0275	
18	阀瓣中气体的平均假想速度	C	米/秒	$C = \frac{C_m F_b}{z\phi}$	117	
19	作用在阀片上的气流压力系数	ρ		由图10-23查取	0.55	
20	气流准数	M		$M = \frac{C}{C_s}$	0.274	根据 M , 在图10-22 中选一点, $\alpha=0.65$
21	阀内压力降相对值	χ_s		由图10-22查取	0.178	
22	吸气管内的压力	P_s	公斤/厘米 ²	由热力计算得知	1.02	
23	作用在阀片上的最大气流压力	Q'_{max}	公斤/厘米 ²	$Q'_{max} = \chi_s \rho p_s$	0.1	
24	作用在阀片上气流最大力	R_{max}	公斤	$R_{max} = Q'_{max} f_s$	28.6	

六、连接补助容积的调节

1. 连接补助容积的调节, 较早的时候就被采用。它是借助于加大余隙, 使余隙内存有的已被压缩了的气体, 在膨胀时压力降低, 体积增加, 从而使气缸中吸入的气体减少, 排气量降低。图10-25中, 虚线所示为在全排气量时的指示功图, V_c 为气缸原有的余隙容积, 此时的吸入容积为 V_s ; 连通补助容积 V_a 后的指示图如实线所示, 吸入容积由 V_s 减少到 V'_s , 也就是压缩机吸入的气量减少了 ΔV , 利用这种连通补助容积以降低气量的装置, 有固定余隙腔和可变余隙腔两种, 都称为余隙调节。

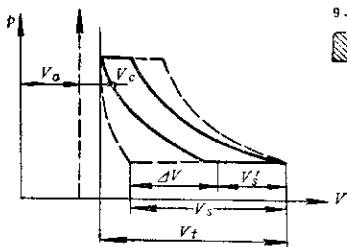
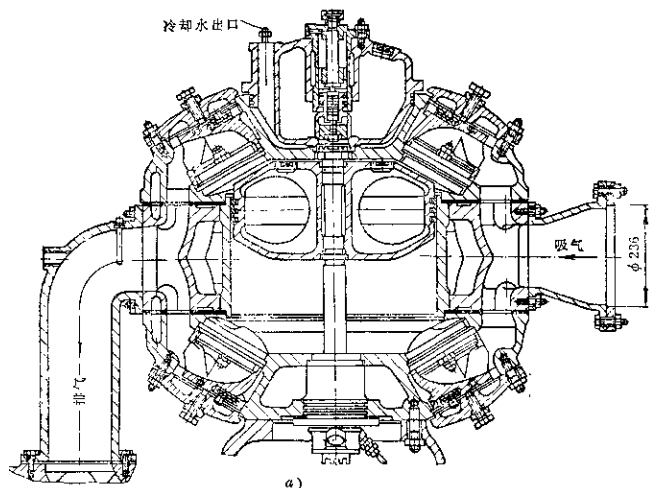


图 10-25 增加补助余隙后的指示图

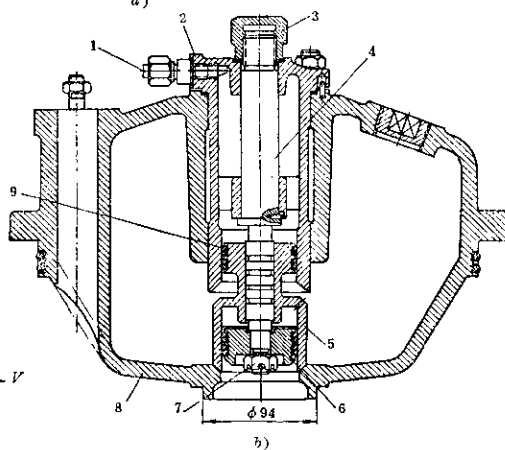


图 10-26 余隙容积设置在气缸顶部的调节装置

图10-26a所示是设置在气缸顶部的余隙缸，在余隙缸的周围引入冷却水，使气体得到冷却。在膨胀时回入气缸中的气体温度就不会过高。余隙缸上的连通阀如图10-26b所示，活塞4是不动的，阀5的上升靠气缸中压缩空气的压力来实现，当阀5上升，气体可从阀5的锥面小孔，进入活塞5的上部，使阀5继续上升至最上位置后，小孔即被锥面堵住，压缩气缸中的气体膨胀时，阀5仍能维持不动，余隙缸内的气体返回气缸，因而造成排气量的减少。

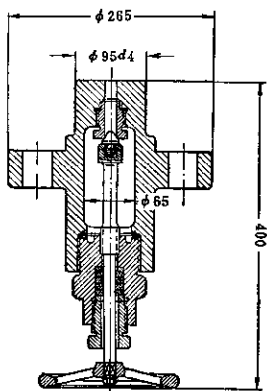


图 10-27 不变容积的余隙缸

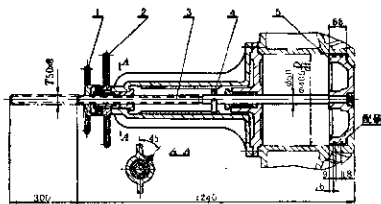


图 10-28 变容积的余隙缸

连通补助容积的调节有可变容积与不变容积两种。前者的排气量只能调节到一个固定的值，后者可以分级调节。图10-27是最简单的不变容积的余隙缸调节。用于高压的连通阀，应力求结构简单。

图10-28是可变容积的余隙缸。通过转动手轮2使余隙缸活塞5的位置变化，来改变余隙缸的容积，进行排气量分级调节。

补助余隙容积的大小，是由需要调节的排气量程度来决定的，并应根据调节的工况，采用不同的公式来进行计算。可有下列几种情况：

1) 对于用在低压下，吸气压力和吸气温度不变时（例如压缩机的第一级中设置的调节装置），其补助容积的大小，可由下式计算：

$$V_0 = V_{s1} \frac{\lambda'_v - \sigma \frac{\lambda_r}{\lambda'_r} \lambda_v}{\varepsilon'^{m_1} - 1} \quad (\text{米}^3) \quad (10-13)$$

式中 V_{s1} ——装置补助容积的气缸行程容积（厘米³）；

λ'_v ——加入补助容积后，该级的压力比由 ε 变为 ε' 时，气缸原来余隙容积所引起的排气量减少程度的系数，

$$\lambda'_v = 1 - a_1 (\varepsilon'^{\frac{1}{m}} - 1) \quad (10-14)$$

σ ——排气量需要降低程度的系数；

λ_r ——未加入补助容积时的加热系数；

λ'_r ——加入补助容积后的加热系数；

λ_v ——未加入补助容积时的容积系数；

ε' ——新的压力比；

m_1 ——多方膨胀指数，一般为1.2~1.4，低压级可取低值；

a_1 ——气缸相对余隙。

2) 在高压级 ($P > 100$ 公斤/厘米²) 中，设置补助容积时，吸气温度不变，压力比发生变化，气体的可压缩性也必须考虑。因此，补助容积的大小，可按下列式计算：

$$V_a = V_{st} \frac{\lambda'_v - \sigma \frac{\xi'_d}{\xi_d} \times \frac{p_s}{p'_s} \times \frac{\lambda_T}{\lambda'_T} \lambda_w}{\frac{\xi'_d}{\xi_d} \varepsilon^{\frac{1}{k_T}} - 1} \quad (\text{米}^3) \quad (10-15)$$

如果吸入压力与压出压力均不变时，则上式可简化为：

$$V_a = V_{st} \frac{(1-\sigma)\lambda_w}{\frac{\xi'_d}{\xi_d} \varepsilon^{\frac{1}{k_T}} - 1} \quad (\text{米}^3) \quad (10-16)$$

式中 p_s ——正常工况时的吸气压力（公斤/厘米²）；

p'_s ——新的吸气压力（公斤/厘米²）；

ξ_s ——吸气压力为 p_s 和吸气温度为 T_s 时，气体的可压缩性系数；

ξ_d ——压出压力为 p_d 和排气温度为 T_d 时气体的可压缩性系数；

ξ'_s ——吸气压力为 p'_s 和吸气温度为 T_s 时气体的可压缩性系数；

ξ'_d ——压出压力为 p'_d 和排气温度为 T_d 时气体的可压缩性系数；

k_T ——气体的绝热温度指数，查表2-3。

对于连通补助容积调节气量时，整个压缩机的工况是变化的。特别是在多级压缩机中，更应考虑这种影响。下述各点，必须在设计连通补助容积的调节装置中予以注意：

1) 当补助容积仅接入第一级时，各级气缸的容积不变，所以1级的压力将随着调节量的大小成比例的降低。Ⅱ级的吸气压力也随着降低，其他各级的压力比不变，而最终压力又不能变化（因为气量降低，但压缩机的额定压力又必须保持），所以最后一级的压力比必然增高；如果调节气量的范围较大时，末级的压力比增加得很多，压出温度也必然显著增高，可能超出其极限的允许范围，在这样情况下，最后一级必须增设一个补助容积，以便分担给末级的前一级一部分，这时最后级的补助容积，应能使最末两级的压力比较正常工况下增高 $\frac{1}{\sqrt{\sigma}}$ 倍， σ 为排气量减少程度的系数。

2) 在多级压缩机中，如果在中间级或未级接入补助容积，对压缩机的排气量不可能有多大影响，但是它能提高接入级和前一级之间的压力。所以在需要中间抽去一部分气量的情况下，可以在抽气的后一级连通补助容积，以维持后几级的压力比保持不变。

3) 在两级压缩机中，第一级中装有补助容积时，第一级的压力比下降，而第二级的压力比则升高，这时压力比的升高，必然引起第二级容积系数的降低，因而第二级的吸入量必然减少，这时反而引起一级压力比的增高，如果不考虑此种情况，第一级的补助容积将会选得过大。

4) 在精确计算时，必须考虑到由于某级压力比的升高，引起该级容积系数降低，这时对前几级的吸入容积会产生回缩，因而只能用逐步渐近法来确定。

近年来有采用部分行程中连通补助容积的调节装置。其特点是所连通的补助容积，在整个循环中，并非全部处于打开状态，由于在补助容积的入口处设置一个连通阀（一般和具有顶开装置的吸气阀相似），它受到补助容积中所发生的压力的作用而进行周期性的关闭。若连通阀在全循环中关闭，将补助容积与气缸隔开，压缩机即进入正常的工作。从图10-29中可看出：1-2-3-4为正常工作时的理论指示图。若连通阀在全循环中保持开启，排气量为零。1-3即为排气量为零时的图形。斜线所表示的为调节工况时的指示图，1-5的过程为连通阀

打开时的压缩线,当压缩行程达到5时,由于补助容积中气体压力上升,通过顶开装置,将连通阀关闭,补助容积与气缸容积隔绝,仅有气缸容积内的气体,按5-6的过程进行压缩;6-3为压出过程,3-7为气缸容积内的气体进行膨胀的过程;到7点以后,由于气缸容积中气体压力下降,通过顶开装置,连通阀打开,补助容积内的气体参与一道膨胀,按7-8的过程进行;8-1为吸气过程,连通阀处于打开状态。

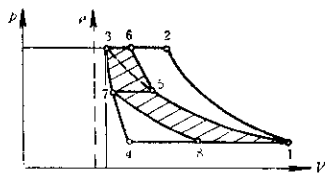


图 10-29 部分行程顶开余隙阀的理论指示图

这种调节的特点在于补助容积中的气体并不被压缩到最终压力,因而补助容积中气体的温度并不太高,而膨胀时从连通容积中出来的气体,对气缸内气体的加热不厉害,因而其压缩与膨胀过程曲线比固定余隙容积时的调节来得平滑,或者说更接近于正常压缩的过程。

图 10-30 所示为部分行程顶开余隙腔调节装置,它装置在气缸盖上, B 部分与气缸容积相通, A 为补助容积。通过调节手轮 9 来调整弹簧 7 的弹簧力,并经过阀杆 6 及弹簧 5 将压叉 2 及阀片 1 压向升高限制器,使气缸容积与补助容积连通;当作用在阀片上的气缸内压力足以克服弹簧 7 的弹簧力时,阀片关闭,气缸容积与补助容积隔绝。除可以手动外,还可以进行自动调节,这是通过信号压力来实现的;信号压力将膜片 8 顶下,压开阀片 1,进行调节。

2. 连接补助容积的连通阀通道截面的计算:

由于膨胀时期总是比压缩时期短,因此在连通阀中,于膨胀期间,气体具有较大的速度,应按此速度决定连通阀通道截面。

对于比重与空气相近似的气体,为了避免过大的损失,气体的平均速度 C 在低压级时不允许高于 50 米/秒,高压级时不允许高于 20~35 米/秒。对于其它比重的的气体,其速度可按下式换算:

$$C' = C \sqrt[3]{\frac{R'}{R}} \quad (\text{米/秒}) \quad (10-17)$$

式中 R' ——气体常数 (公斤·米/公斤·°C);

R ——空气的气体常数, $R = 29.27$ 公斤·米/公斤·°C。

例如氮氢混合气与氢气的许用速度,相应地较空气的大 1.5~2.4 倍;比重大的、气体常数数值较小的气体,许用速度比推荐值低。

按所选择的速度计算连通阀通道截面的公式如下:

$$f_s = \frac{\pi n V_s}{30 \alpha_1 C_{vm}} \times \ln \frac{V_c + V_c + V_s (1 - \lambda_{v_d})}{V_c + V_c} \quad (10-18)$$

式中 n ——压缩机每分钟转数;

C_{vm} ——连通阀中气体平均速度,即 C 或经换算而得的 C' (米/秒);

V_s ——气缸补助容积 (米³);

V_c ——气缸余隙容积 (米³);

V_s ——设置补助容积的气缸行程容积 (米³);

α_1 ——相应于膨胀终了时的角度,

$$\alpha_1 = \arccos(2\lambda_{v_d} - 1) \quad (10-19)$$

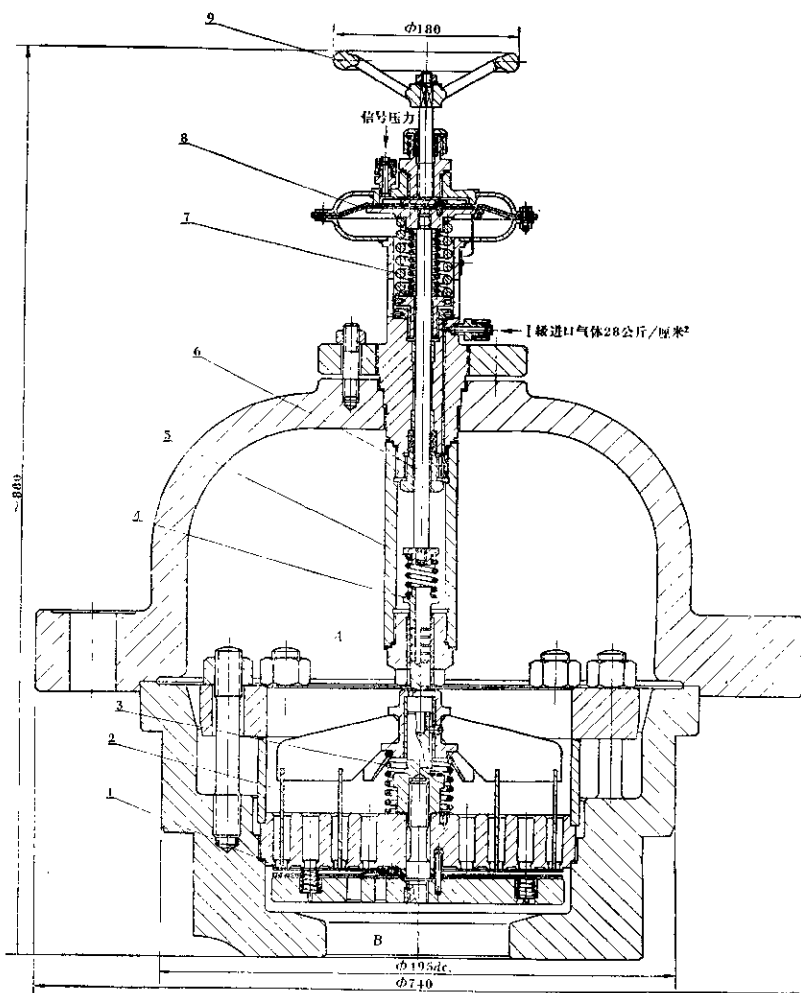


图 10-30 部分行程顶开余隙装置

λ_{v_d} ——和补助容积连通的气缸的容积系数, $\lambda_{v_d}=1-a'(\varepsilon^{\frac{1}{m}}-1)$; 考虑气体的可压缩性误差时, 采用:

$$\lambda_{v_d}=1-a'\left(\frac{\xi_s}{\xi_d}\varepsilon^{\frac{1}{k_T}}-1\right) \quad (10-20)$$

a' ——相对余隙容积和相对补助容积之和, $a'=\frac{V_c+V_a}{V_{st}}$;

ε ——压力比, 若连通补助容积后压力发生变化者, 应为新压力比 ε' ;

m ——气体在余隙容积和补助容积中膨胀的多方指数 (两者近似相等);

ξ_s ——相应于吸气压力和温度时的可压缩性系数;

ξ_d ——相应于压出压力和温度时的可压缩性系数;

k_T ——气体的绝热温度指数。

第二节 各种调节方法的比较

各种排气量调节方法, 将随着压缩机的使用要求、驱动方式、操纵条件等不同来进行设计和选择。但是设计者应该针对使用中对调节所要解决的主要任务来确定调节的方式和方法, 再考虑其他从属的方面。具体说有下述三方面的问题:

1. 要求调节的特性是间歇调节、分级调节, 还是连续调节。
2. 调节气量后运转的经济性。
3. 调节装置操作的可靠性。

现就第一节中所介绍的各种调节方式的上述三方面进行比较与分析。

一、调节特性

通常需要的调节特性不外两级调节 (间断调节), 分级调节, 无级调节 (连续调节) 三类。

两级调节在动力用空气压缩机中使用较多, 如停转调节, 截断吸入口调节, 完全顶开吸气管的调节, 各级管路放空的调节均属两级调节。但是在完全顶开吸气管的调节中, 如果 I 级缸是双作用的, 只顶开活塞一侧的吸气管, 则气量降低 50%, 如果两侧同时顶开, 排气量为零, 所以实际上可进行 0、50%、100% 三级调节, 在某些情况下还可以进行五级调节, 如图 10-31 所示为循环压缩机排气量调节系统示意图。由于曲轴两侧气缸的气量相等, 且均为双作用, 所以顶开任一腔的吸气管时, 气量降低 25%, 因而可以通过压力调节器 2 来控制各腔的开启, 从而可进行 0、25、50、75、100% 的五级调节。

分级调节最常见的形式是连接补助容积的调节。而连接固定辅助容积的调节只用作降低气量至某一值的情况, 例如要使一台压缩机适用于两种化工工艺流程的需要, 由于中间抽气量不同, 可用连接固定辅助容积来调节, 以便使中间各级压力比在允许的范围内变化。连接可变补助容积的调节经常是作成 0、25、50、75、100% 五级调节的型式, 可用指针指示出气量调节的范围。

无级调节可以实现的方式有: 变转数的调节。如内燃机驱动的压缩机可在 60% 的额定转数以上进行无级调节, 变速电机驱动时也可在一个很大的转数范围内进行无级调节。部分行

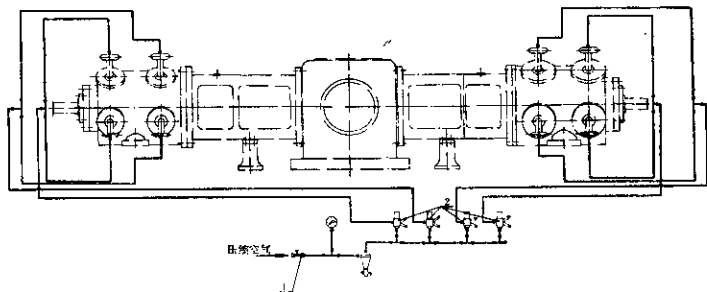


图 10-31 排气量调节系统示意图

1—控制气源开关；2—压力调节器

程顶开吸气阀的调节装置，可改变气阀保持开启时间的长短来进行连续的调节，但是在多级压缩时，只有在各级吸入的气量均同样的减少时，才能达到100~0%的无级调节。

二、调节的经济性

排气量调节的经济性，主要表现在功率的消耗方面，排气量的降低和消耗功率降低成比例，则经济性是良好的。有的调节方式比功率反而增加，这种情况是不希望的。

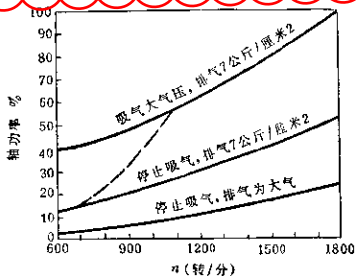


图 10-32 排气量为 9 米³/分的移动式压缩机调节特性

按调节的经济性而言，变转数的调节最有利（参见第一节）。由于电动机变速的困难，所以不能广泛采用。在 9 米³/分移动式空气压缩机中，由于采用内燃机驱动，所以可在 600~1800 转/分之间实行无级变速，其转数降低与功率降低的相对值如图 10-32 所示。其中绘有当截断吸入口（即停止吸气）后压出压力不变的情况下，以及截断吸入口并同时放空情况下，改变转数与相对功率损耗的关系。

在停转调节中，伴随着电动机的停转，压缩机将不额外地消耗能量，因此比功率也不会增高，也是一种经济的调节方法。但是如果只使电机与压缩机脱开以实现压缩机的停转，那将会多消耗电机空转时的功率。

截断吸入口使压缩机进行空转，从而停止供气的调节，将比停转调节多耗 25~30% 的功率，这可从图 10-33 中清楚地看出。左图表示压缩机的空转功率约为压缩机轴功率的 15%。这时电机效率 $\eta = 0.5$ ，功率因数也很低， $\cos \varphi = 0.38$ 。右图表示为机组空转时，电动机的功率约为电机额定功率的 30%。

完全顶开吸气阀的调节与关闭吸入口的调节，虽都属空转，但由于完全顶开吸气阀的调节中，气体不断从吸气阀流入、流出时有阻力损失，因而功耗比关闭吸入口时为大。这一点也可以从图 10-7 a 和图 10-7 b 的理论指示图中看出。如果关闭吸入口的装置严密，其指示功

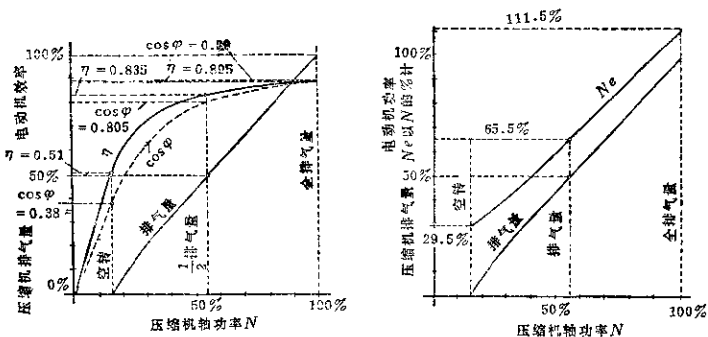


图 10-33 电动机的特性曲线

率不会超过额定功率的2~3%。

部分行程顶开吸气阀的调节是经济的，因为所消耗的功几乎与排气量成比例地减少。

连通补助容积的调节，如果各级都设置补助容积，并都按比例地配置，则各级中的指示功的降低与排气量成比例。实际上，补助容积在多级压缩机中，并非各级都设置，所以各级间的压力比将重新分配，因而总的指示功率的减少落后于排气量的降低，比功率增加。图 10-34 a 为只在第一级中接入补助容积调节排气量时，比功率的单位增加值与输气量的降低程度、压缩机的级数、以及全输气量时级中压力比的平均值的关系曲线。图 10-34 b 为第一级与末级都接入补助容积时的情况。从图中可看出，如果输气量降低的程度愈大，则比功率的相对增量 Δ 也将愈大。

至于使吸入与压出连通的调节，是最不经济的一种调节方法；采用末级与第一级吸入管连通的调节方式，则压缩气体的能量全部被消耗在气体的膨胀上，如果仅用第一级的排出与吸入连通的情况，则随着排气量的降低，功率消耗约高于排气量降低的程度，但不及 I 级设置补助容积调节经济。以上情况的比较如图 10-35 所示。

末级节流与 I 级吸入连通的调节，功率的消耗仍是不经济的。

图 10-36 是表示吸入节流调节及余隙调节中动力利用率与调节量的关系图。这是计算所得图表，从图中可看出吸入节流调节是很不经济的。图中说明压力比愈高，动力利用的情况愈恶化。图中还给出了气缸相对余隙 $\epsilon = 0.05$ 、 $\epsilon = 0.09$ 、 $\epsilon = 0.13$ 的三种情况。

当耗气量只为排气量的 40% 时，用连通补助容积的调节， $\epsilon = 0.05$ 时，其功率消耗将为额定功率的 46%；如果同样的条件而使用吸入节流调节，则功率达额定功率的 65%。气缸的余隙容积愈大，则消耗的功率也愈大。

三、调节装置操作的可靠性

影响调节装置操作可靠性的因素很多，现仅就本身结构的可靠性进行比较。

结构最简单，设置又比较方便的是各种旁路调节的方式。这些旁路配置在使用企业中，由于要卸荷起动，所以也是必须设置的。

在空气压缩机中采用减荷阀来截断吸入口的调节，实践证明其使用是可靠的。减荷阀的

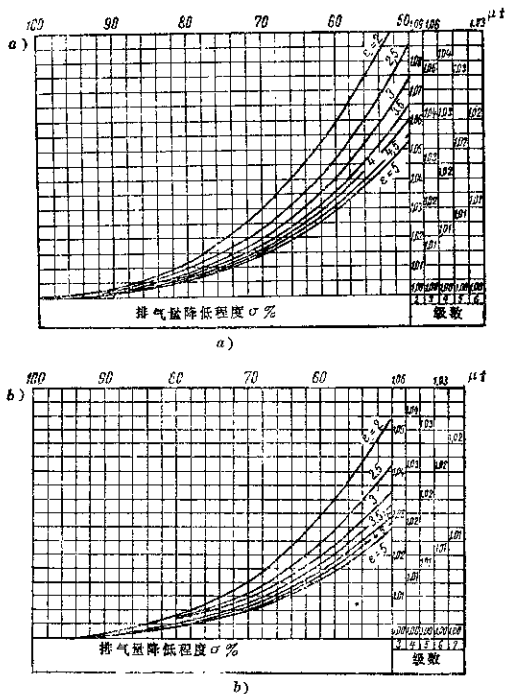


图 10-34 用连通补助容积调节气量时, 比功率的相对增加值 μ_r
 a—只在第一级连通补助容积; b—在第一级与末级均连通补助容积

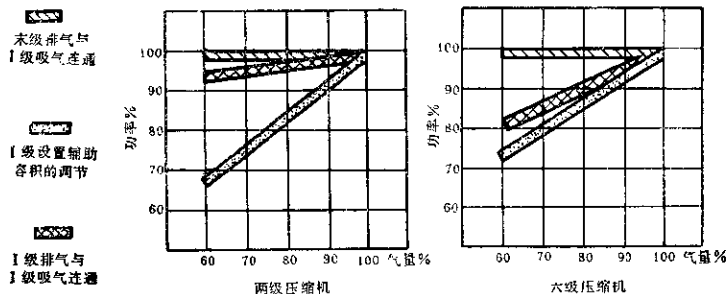
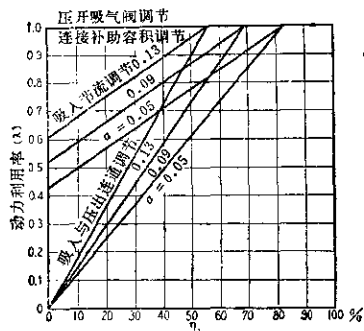


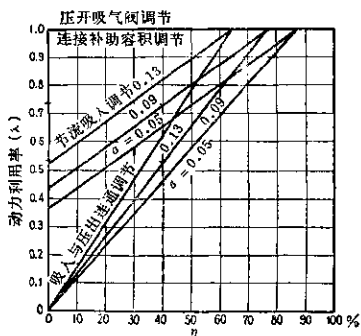
图 10-35 旁通调节与补助容积调节比较

结构比较简单, 制造也方便; 但是从结构的紧凑性来看, 不及完全开吸气阀的调节。

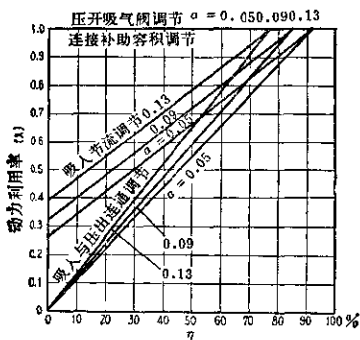
停转调节虽然结构简单、紧凑, 但因较大电动机启动的复杂性, 其使用范围受到一定的限制, 加之电器压力继电器触点也易损坏, 因而只在小功率的压缩机中采用。



$\eta = \frac{\text{实际排气量}}{\text{气缸行程容积}}$
 a—压力比 $\frac{p_1}{p_2} = 8$ 时;



b—压力比 $\frac{p_1}{p_2} = 6$ 时;



c—压力比 $\frac{p_1}{p_2} = 4$ 时

图 10-36 吸入节流与连通补助容积调节的比较

内燃机驱动的压缩机，采用改变转数以调节气量的方法，在移动式压缩机上是行之有效的。

部分行程顶开吸气阀的调节，由于吸气阀片要起到双重作用：即正常运转时的关闭与调节气量时要通过压又将其强制顶开，所以阀片将发生弯曲，从而可能产生严重的残余变形，影响到正常运转时气阀的严密性以及阀片的使用寿命。但从调节的经济性和结构的紧凑性来看是较好的。

连接补助容积的调节，使用的可靠性较好，因为没有运动的部分。但是调节的气量较大时，结构就比较庞大。特别是在正常工况下压力比较小时，连接的补助容积就更大，气缸的外形尺寸加大，显得笨重。

另外必须指出的是：部分行程顶开吸气阀以及部分行程连通补助容积的调节对于自动调

节气量的系统是比较方便的，特别在大型化工企业中，由于生产流程自动控制的采用日趋广泛，所以是一种调节压缩机排气量的重要方法。

第三节 调节系统中的控制机构

排气量调节系统应包括两部分：即执行机构和控制机构。两者互相配合方能适应调节的要求。

应该注意的是调节器的选用，只与调节特性（如两级调节、多级调节、无级调节等）有关，与调节方法及调节装置的结构无关。因此调节器也可按其调节特性相适应的情况分为：双位调节器、多位调节器以及连续调节用的调节系统。双位调节器的应用比较广泛，它也可以通过恰当的组合进行多级调节。

一、双位调节器

双位调节器，多用在停转调节、截断吸入口调节、顶开吸气管的调节中。图 10-37 所示

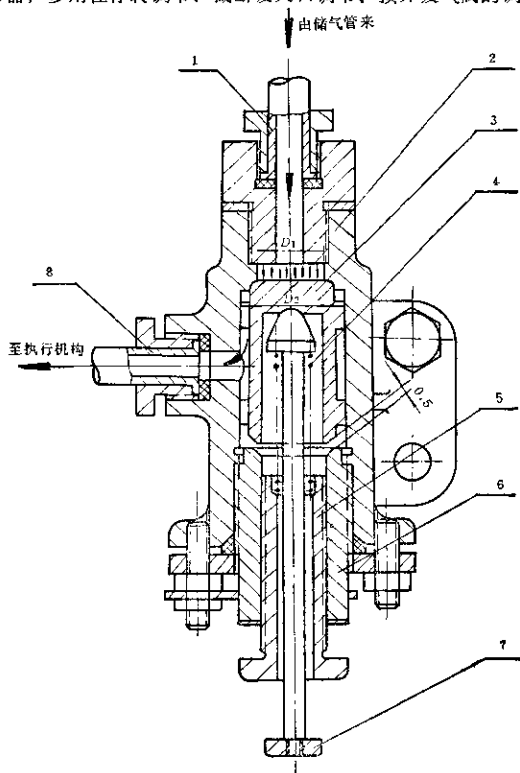


图 10-37 弹簧式压力调节器

为弹簧式压力调节器。管 1 与储气罐相通，在正常负荷下，滑阀 3 靠弹簧 4 的弹力关闭，当储气罐的压力升高（即耗气量减少）达 p_{\max} 时，滑阀 3 被顶开，储气罐内的气体即由管 8 流至顶开吸气阀上部的活塞处。储气罐内的压力下降至 p_{\min} 后，滑阀 3 即行关闭。所以弹簧力必须满足下列关系：

$$\Delta p = N \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F_2} \right) \quad (\text{公斤/厘米}^2) \quad (10-21)$$

式中 Δp ——压力调节器的压力范围（公斤/厘米²）；

F_2 ——调节器在 p_{\max} 作用下的面积（厘米²）， $F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$ ；

F_1 ——调节器在 p_{\min} 作用下的面积（厘米²）， $F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$ ；

N ——弹簧力（公斤）。

从式 10-21 中可看出，调节弹簧力的大小，只能改变调节器的工作范围，即控制最大压力与最小压力之差，但最小弹力又必须满足下列关系： $N_{\min} \geq F_1 p_{\min}$ 。

图 10-38 所示的压力继电器也用来进行双位调节。当储气罐内的压力达到 p_{\max} 时，通过膜片 1 把支柱 2 向上抬起，装于支柱上的微动开关触头 3 就与调整触头 4 接触，从而把电路的电磁开关接通，使电源切断，于是电动机停转，供气停止。当储气罐内的压力降至 p_{\min} 时，在弹簧的作用下，触头 3 与 4 脱离，电磁开关失去吸力，于是电源又被接通，压缩机恢复正常工作。

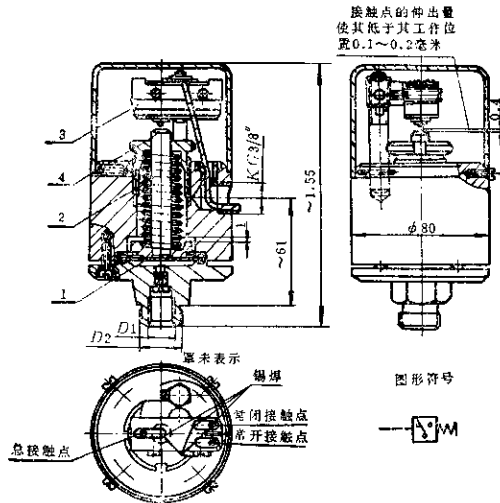


图 10-38 压力继电器

重锤式压力继电器虽比较准确，但体积庞大，安装时必须直立放置，所以采用的不多。

双位调节器经组合也可以进行四位调节。此时用四个双位调节器，彼此的调节作用是互不关连的，每个双位调节器所调节到的压力是不同的，所以给调节带来一定的困难，不如采用多位调节器来得方便。

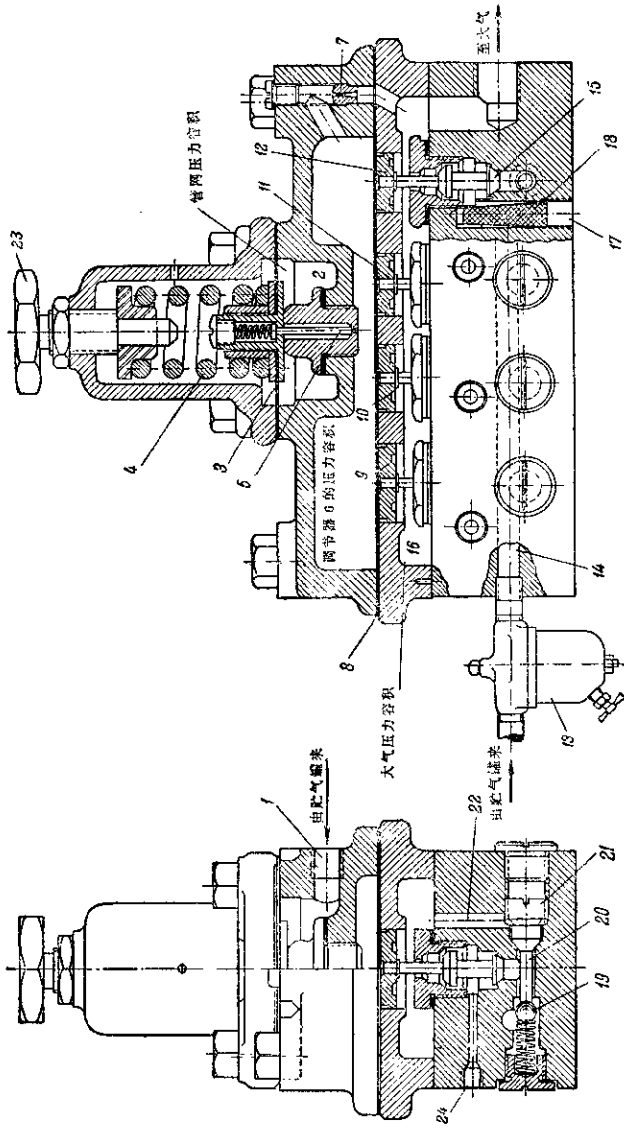


图 10-39 五位调压器

二、多位调节器

多位调节器多用于连通几个等容积的补助容积的调节中，以及各腔完全顶开吸气阀的调节中。图 10-39 所示的五位调节器是应用在一台双作用的空气压缩机中，在压缩机 I 级缸的每腔内装有两个等容积的补助容积，每打开一个补助容积，则气量下降 25%，所以可进行 0、25、50、75、100% 五级调节。调节器的动作如下：气源从储气罐由两路进入，由 1 处进入的空气，当通至 2 腔时，由膜片 3 将针阀 5 抬起，气体即可进入腔 6，由喷嘴 7 而流至大气。容积 6 中的压力视针阀的位置不同，可维持在大气压力与排气压力之间。另一路气源经水分离器 13 而通至四具阀 15 的下部，在阀 15 下部的气体压力作用下，锥阀 15 推向上面，上锥面将通至大气的通道堵住，于是进入阀 15 的气体被引至过滤网 18，然后由 17 而流到气缸中的连通阀处。将所有补助容积关闭，压缩机在全排气量下工作。如果储气罐中的压力继续上升，容积 6 中的压力上升，通过下隔膜 8 作用在 9、10、11、12 上的力（由于 9、10、11、12 四个活塞的面积不等，所以作用在阀 15 上的力也不等），足以克服作用在双面锥阀 15 下部的压力，于是按腔内压力的高低，可以依次地将锥阀 15 压到下面的位置，于是 17 中的气体就可流入大气，连通阀的外力卸去。在连通阀中的弹簧作用下，余隙腔即起调节作用，从而由 100% 的气量可降至 75、50、25、0%，达到五级调节的目的。图 10-40 是此种调节中所用的余隙阀。

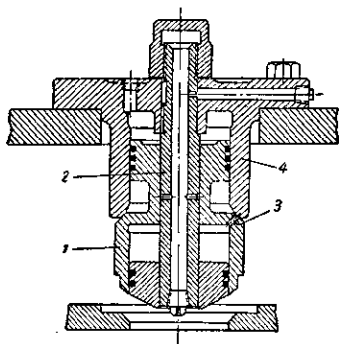


图 10-40 余隙阀

图 10-41 a 为内燃机驱动的移动式空气压缩机中的负荷调节器。右面的 b 图为调速器。从储气罐来的气体经过滤网 2，引至调速器的左端，在压力的作用下调速器的活塞 2 被推向右，经调速器活塞杆 4 及摆动杆 5 而将内燃机油门全开，机器高速运行。但是当储气罐内的压力上升至 p_{max} 时，调节器中的阀塞 4 被顶开，气体可分两路流出，一路至减荷阀去关闭吸入口，另一路即被引至调速器活塞 2 的右面，于是调速器活塞杆被弹簧推向左，内燃机处于低速运转。储气罐中的压力降低至 5 公斤/厘米² 以后，调节器中的弹簧即将阀塞 4 推下，于是减荷阀打开，调速器活塞右端的气体与大气连通，调节活塞又向右移，内燃机即恢复高速运转。随着内燃机转数的改变，压缩机排气量将成比例的变化。

连接自动调节的控制，在部分顶开吸气阀及部分行程连通补助容积的调节中，一般用气动或液压控制，通过一套变换系统将气源或液压变成各种信号，作用于执行机构的上面来调节气阀的开启。近来已有用射流进行控制的系统。

