

的产量及效率，所以一定要全面合理考虑。压缩比系数对高压、大型来说应取大一些较为有利，特别对气阀的打开有很大的影响，因为6点压力增高，打开进气阀所需克服的力减少，能减小凸轮表面的磨损，所以我们所取的数值是偏大的。

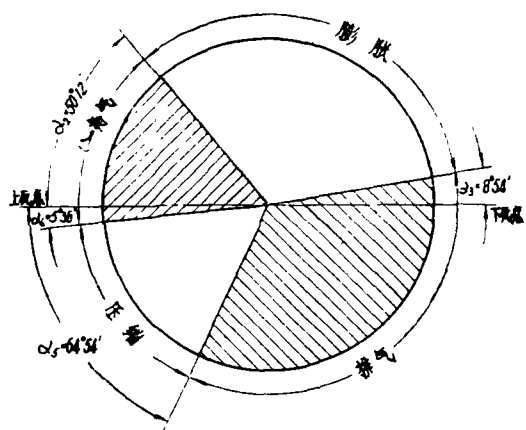


图2 气缸内配气相位图

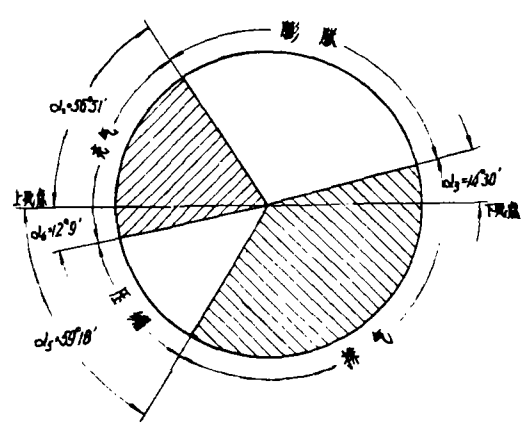


图3 进排气凸轮所组成的配气相位图

图2、图3、图4为膨胀机的配气相位图，图中各点都表明了膨胀机工作时各种状态的起始和终止位置，相位角配置得正确与否直接影响效率。气阀机构的顶杆之间，都存在着0.2~0.6左右的间隙，它将影响到配气相位图各点的位置。凸轮上配气相位与气缸内的相位存在一定的差别，这种差别就是顶杆间的间隙所引起的。因而在设计时，必须把这个间隙的影响考虑进去，设计凸轮时要增加一个相应的角度，这个角度就是总体相位图上点划线部分的角度，即空行程角度。

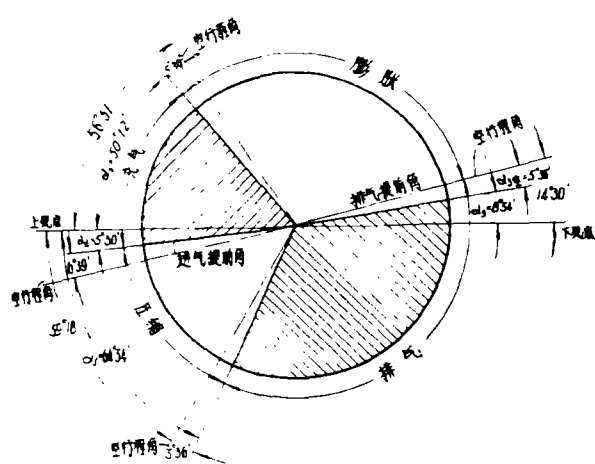


图4 总体相位图

空行程角度的求法，对于切线凸轮来说：

$$\text{总间隙: } \delta = \frac{R_1 + R}{\cos \alpha_{\text{空}}} - (R_1 + R) \quad (\text{解出 } \alpha_{\text{空}} \text{ 就是了})$$

式中： R_1 ——凸轮基圆半径

R ——滚轮半径

设计凸轮所需角度的求法：

$$\alpha_{\text{凸}} = \alpha_{\text{气}} + 2\alpha_{\text{空}}$$

式中： $\alpha_{\text{气}}$ ——气缸相位角度

$\alpha_{\text{空}}$ ——空行程角度

在装配时，要严格控制顶杆之间间隙，在难以测量之处要加上尺寸链公差来精确控制。通过测定，实际示功图基本上与理论示功图相符，这说明上面这些参数的选择基本上是合理的。

二、先进结构的采用

图5为试验膨胀机的结构图。

我们厂过去生产的高压活塞式膨胀机最高效率一般在70%左右，国外高压大型活塞式膨胀机效率据报导可达到80%，我们最近试验成功的活塞式膨胀机最高效率达88%，稳定在84~86%左右。为什么能达到这么高的效率呢？现在让我们来初步分析一下。

活塞式膨胀机影响效率提高的因素主要有以下几个：

①运动件摩擦热引起的冷量损失；
②工作气体与活塞、气缸表面之间的内部热交换引起的冷量损失；

③不完全膨胀与压缩引起的冷量损失；

④阀门阻力引起的冷量损失；

⑤外部热传导引起的冷量损失。

针对这些冷量损失，我们采取了以下措施：

①采用了长活塞的新结构，这样，工作气体不和摩擦表面直接接触而进行热交换，只能靠气缸壁和活塞体导入少量的热量，使热区同冷区分开。

②在活塞头的往复区域内装上绝热缸套，以减少周围的热量

传给气体，减少气体与活塞头、气缸体之间进行周期性的热交换（绝热缸套用玻璃钢做成，导热系数比原金属小100倍以上）。

③排气阀采用微小摆动的密封（图6、图7）代替往复运动的密封，减少了排气阀摩擦热所引起的冷量损失。

由于我们采用了以上三项措施，显著地提高了膨胀机的效率。

保证长活塞结构稳定运转，有两个重要条件：

①活塞头不可与气缸壁相碰；

②活塞头不能松动。

为了保证活塞头与气缸不相碰，活塞头与气缸之间的间隙要取得适中。当活塞

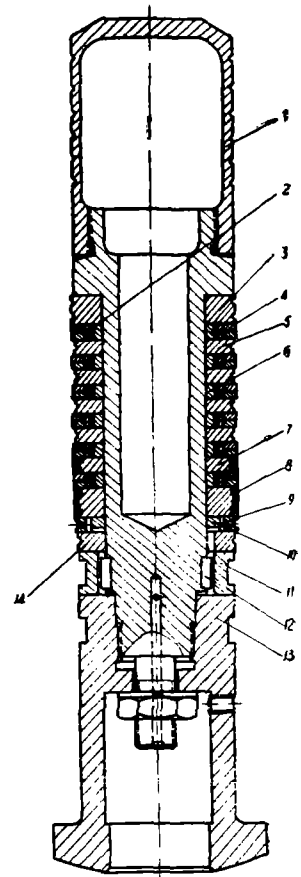


图5 活塞

- | | |
|----------|----------|
| 1. 活塞头部 | 2. 弹簧环 |
| 3. 导向环 | 4. 活塞环 |
| 5. 隔圈 | 6. 衬圈 |
| 7. 上导向衬圈 | 8. 下导向衬圈 |
| 9. 刮油环 | 10. 衬圈 |
| 11. 套筒 | 12. 园头平键 |
| 13. 活塞体 | 14. 衬圈 |

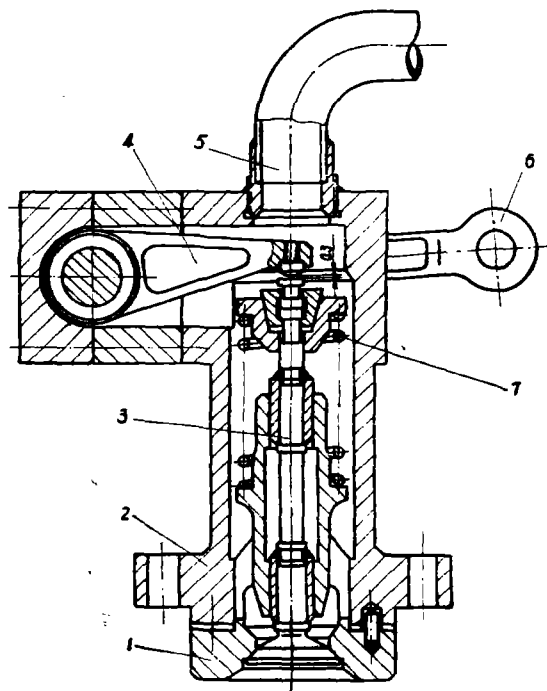


图6 排气阀

- | | | | |
|--------|--------|-------|--------|
| 1. 阀座 | 2. 阀体 | 3. 阀杆 | 4. 传动轴 |
| 5. 排气管 | 6. 传动臂 | 7. 弹簧 | |

头长度与两导向环之间的长度相等时，直径方向的间隙取1毫米左右较为适宜。这样，虽然看来余隙容积增大了很多，但实际上由于活塞头上迷宫槽的作用，这些余隙对膨胀机的产量及效率影响均较少。

为了保证活塞头不松动，采用了如图5所示的用两只螺母及一只弹簧垫圈拼紧的可靠结构，这样就不会松动了。

活塞头部能够在气缸里面稳定运转，主要靠上下导向套将活塞头托住，因此上下导向套应具有很好的耐磨性。我们经过长时期的试车，发现在有油润滑的条件下，上导向套用稀土球铁比较好，既能耐磨又能将工质中小的固体颗粒轧碎。而下导向套，则用巴氏合金较好，因其摩擦系数小，产生的摩擦热也少。

玻璃钢套是用玻璃平板加工而成的，在玻璃钢套上面还有金属套，以防止玻璃钢套剥落。在进气口有一个金属衬套，是防止玻璃钢套转动用的（见图8），

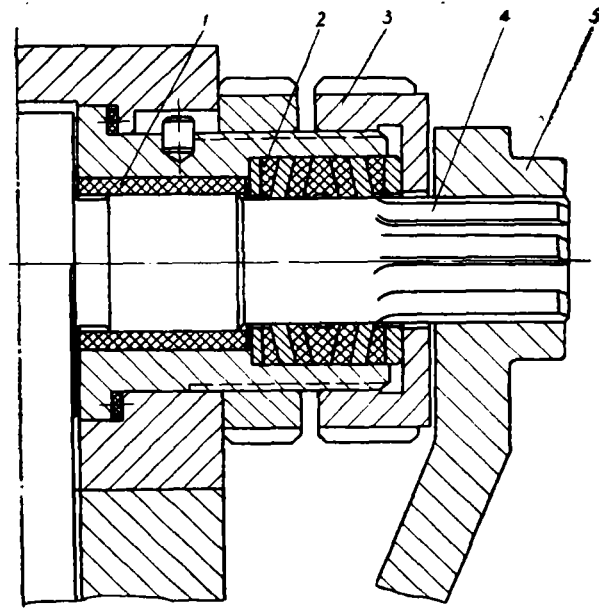


图7 排气

- 1. 滚针轴承 2. 填料函 3. 压紧螺母
- 4. 传动轴 5. 传动臂

三、实测示功图和理论示功图的比较

如图9所示，细实线部份表示理论示功图，双点划线部份表示实测示功图，这个图的绘制有一个假定，即假设实测示功图和理论示功图的最高压力和最低压力是

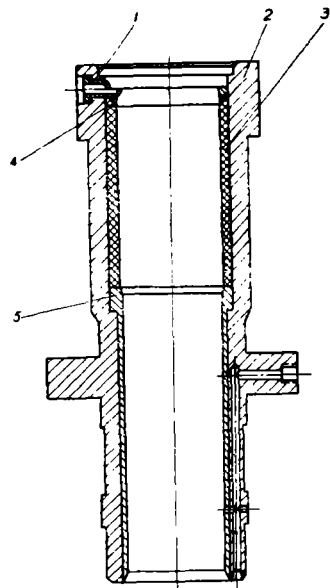


图8 气缸

- 1. 衬套 2. 气缸体 3. 上气缸套
- 4. 镶套 5. 下气缸套

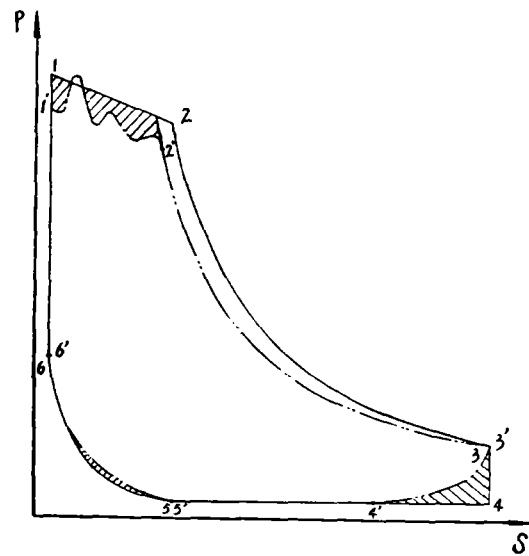


图9 实测示功图与理论示功图的比较

相等的。从两图对比中可以看出有如下几个差别：①充气度；实际比理论小8~10%，这主要是由于凸轮的凸缘处刚开始上升，阀门开度很小所造成的，也就是实测产量和理论计算产量产生差别的主要原因之一。②进气压力损失；实测比理论的大，也是实测产量较小的原因之一。③ P_3 的压力计算数值与实测数据大约相差25%左右。看来这种计算方法还有一定的缺点。同时可以看出，排气提前角选取的数值偏小，我们认为选取 $\alpha_3=15^\circ$ 左右比较合适，能减小3'、4、4'点所包围的面积，即减少了冷量损失，提高了效率。

总之，还有潜力可挖，膨胀机的效率，根据现有资料估计，经过某些改进后，效率可达90%以上。

膨胀机的性能情况如下表：

初 压 P_H 公斤/厘米 ²	终 压 P_K 公斤/厘米 ²	初 温 T_H ℃	终 温 T_K ℃	产量调节格数*	室 温 ℃	效 率 %
200	5.8	27	-142	6	32	86.2
200	5.7	24	-142	8	6	84
200	5.6	28	-134	0	29	80
200	6	22	-144	13	21	88.2
200	6	8	-150	15	24	84.6
190	5.5	22	-143	11	8	85.5
190	5.5	17	-147	12	8	85.5
200	5.6	33	-140	2	25	85.6
200	6	28	-140	7	16	85
190	5.5	17	-144	10	6	84.2

* 产量调节格数：0格为最大，28格为最小。

我国所生产的膨胀机大多可以按照这样的形式来改进，能提高效率，增加空分设备的生产能力，有一定的经济价值。

《小型制氧装置维修与改进经验汇编》

《深冷简报》付刊（二）内容简介

根据广大读者的迫切要求，68年《深冷简报》付刊（二）——《小型制氧装置维修与改进经验汇编》现已重印。主要介绍：23—300型空分设备（50米³/时制氧机）的操作方法、维修体会、技术改进、同时制取高纯度氧、氮的改装经验、增产措施、以及间断制氧技术、精馏塔的液悬、空分设备的加温与吹除、事故分析等共19篇文章。对小型制氧机的操作、维修、改进有一定的指导作用，文章大都是实践的经验总结，通俗易懂，适合工人阅读。欢迎广大读者另售，每本收工本费三角。款汇杭州制氧机厂财务组，并注明购《深冷简报》付刊（二）____本。