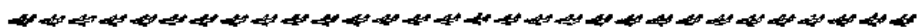


第18章 活塞式压缩机的故障分析与排除



动力用空气压缩机的结构比较复杂, 载荷也较重, 零部件较多, 因此, 发生故障的机会也多。一旦出现故障, 就会影响生产。所以在使用压缩机时, 必须精心操作, 十分注意日常的维护与预防。一发现不正常的现象, 应及时检查与采取措施排除。

由于压缩机种类很多, 零部件的结构形状、尺寸、使用材质及其受力情况各不相同, 出现故障也是多种多样的。这里只能介绍常见的一些故障, 以及一些常规的处理方法。

第1节 过度发热

(一) 轴承温度过高

(1) 产生原因

1) 轴瓦与轴颈贴合不均匀, 接触面积小, 局部压力过大。

2) 径向或轴向间隙过小, 或轴承歪斜, 或曲轴弯曲。

3) 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。

(2) 解决措施

1) 重新研刮轴瓦, 增大接触面积, 以减小压力。许用最大压力: 对于巴氏合金轴承, 当轴颈表面圆周速度 $v \leq 7 \text{ m/s}$ 时可取:

$$[k_{max}] = (4 \sim 7.5) \text{ MPa}$$

较小的数值, 适用于飞溅润滑。

2) 适当调整配合间隙。径向间隙参看本篇第17章第1节活塞式压缩机的安装。定位瓦的轴向间隙, 依轴颈尺寸大小在 $0.2 \sim 0.5 \text{ mm}$ 之间选取。

3) 检查油泵或输油管路的工作情况, 调整油泵压力; 检查润滑油的品质, 更换符合标准要求的

润滑油。

(二) 气缸温度过高

(1) 产生原因

1) 冷却水供应不足, 或冷却水管路堵塞, 或断水。

2) 吸、排气阀泄漏, 或级的压力比过大。

3) 用填充聚四氟乙烯制造的支承环的热膨胀间隙过小, 发生拉毛气缸现象。

(2) 解决措施

1) 适当提高冷却水供水压力, 加大供水量, 并检查冷却水路, 进行疏通。

2) 检修气阀, 调整压力比。

3) 适当加大支承环的热胀间隙, 并在环的外圆表面与两端面开卸压槽。

(三) 活塞杆过热

(1) 产生原因

1) 填料函密封圈装配间隙过小, 或装配歪斜。

2) 润滑不良。

3) 无油润滑条件下, 冷却不良。

(2) 解决措施

1) 研磨密封元件, 但填充聚四氟乙烯制品, 只能用刮刀修刮。金属制密封元件, 在填料盒中的轴向间隙一般为 $0.035 \sim 0.1 \text{ mm}$ 。填充聚四氟乙烯制密封元件, 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。

2) 修正密封元件两侧平面, 使其与内孔轴心线相垂直, 同时内圆柱面与活塞杆接触面积要求在 75% 以上。

3) 检查润滑油是否符合规定标准牌号, 润滑油的粘度是否符合标准规定; 清洁润滑油, 疏通油

路。

- 4) 加强活塞杆与填料函的冷却。

第2节 异常声响

(一) 曲柄连杆机构撞击声响

(1) 产生原因

1) 轴颈与轴瓦径向间隙过大, 连杆大端瓦盖松弛。

2) 十字头销松弛, 十字头滑板与滑道间隙过大, 在往复行程中产生跳动。

3) 十字头与活塞杆连接松弛。

4) 活塞与活塞杆连接松弛, 或封闭活塞内部有金属小块, 使活塞在运动中发生撞击声。

(2) 解决措施

1) 检查并适当调整各轴承间隙, 使其符合标准规定要求。紧固连杆螺栓, 并锁住。

2) 检查并调整十字头滑板与滑道间隙, 使其符合标准规定要求, 并紧固十字头销。

3) 检查并紧固活塞杆与十字头的连接。

4) 检查并紧固活塞杆与活塞的连接, 检查活塞内部是否有金属块, 并设法取出。

(二) 突然冲击声

(1) 产生原因

1) 气缸内积聚液体 (大多为水分), 发生液击。

2) 气缸内落入金属小块或其他硬物。

(2) 解决措施

1) 检查积液 (水) 原因, 采取措施排除或修复。

2) 取出落入缸内的碎块、硬物。找出产生原因, 采取措施排除; 如果气缸受到损伤, 应立刻修复。

(三) 气缸的敲击声

(1) 产生原因

1) 活塞或活塞环磨损, 或卡住。

2) 气缸或缸套镜面磨损。

3) 曲柄连杆机构与气缸轴心线不一致。

4) 活塞止点间隙过小。

5) 活塞杆弯曲或连接松弛。

6) 气阀碎片落入缸内与活塞相碰。

7) 润滑油过多, 或有污垢。

(2) 解决措施

1) 修理或更换活塞或活塞环, 调整好配合间隙, 见表18-2-1及表18-2-2。

2) 镗缸或镶套。

3) 检查与调整气缸和曲柄连杆机构的同轴度, 及调整活塞的止点间隙。

4) 检查、校正或更换活塞杆, 同时紧固活塞杆与十字头的连接。

5) 取出有响声的气阀, 进行检修或更换。

6) 适当调整供油量, 并对活塞、气缸进行清洗。

表18-2-1 活塞与气缸镀面周隙间隙 mm

活塞类别	单个活塞	串联活塞
铸铁活塞	(0.0001~0.0009)D	(0.0008~0.0012)D
铜或铝合金活塞	(0.0012~0.0018)D	(0.0016~0.0024)D

注: D——气缸直径。

表18-2-2 活塞环与环槽轴向间隙 mm

气缸直径	轴向间隙
>500	0.05
500~1000	0.10
>1000	0.15

(四) 气阀的敲击声

(1) 产生原因

1) 气阀弹簧失效或折断。

2) 阀片断裂。

3) 压阀罩制动松弛。

(2) 解决措施

1) 更换气阀弹簧或阀片。

2) 紧固压阀罩 (制动圈)。

(五) 飞轮的敲击声

(1) 产生原因

1) 飞轮与轴的配合不对。

2) 连接键配合松弛。

(2) 解决措施

1) 按标准配合进行调整间隙。

2) 修整键槽并配制键。

第3节 气量降低

(一) 进气滤清器故障

(1) 产生原因

- 1) 滤清器堵塞。
- 2) 滤清器阻力大。

(2) 解决措施

1) 定期清洗。新的或经过清洗后的滤清器阻力损失不应超过 490Pa，当阻力达到 980Pa（指织物滤清器）或 2450Pa（指金属滤清器）时，应进行清洗。

2) 采用低阻力、大通气截面的滤芯。

(二) 气阀故障

(1) 产生原因

1) 气阀阀片启闭不及时，或不完全，甚至出现颤振。

2) 吸、排气阀泄漏。I级吸气阀泄漏，各级排气压力降低；其余级吸气阀密封不严，则该级吸气阀部位温度明显升高，前级排气压力上升，而后面各级排气压力下降；该级吸气温度和排气温度均上升。若排气阀泄漏，该级排气温度升高，该级排气压力降低；前级排气压力上升。

3) 阀片磨损或断裂；或气阀弹簧失效或断裂；或气阀螺栓松动，脱落。

(2) 解决措施

1) 校核阀片的运动规律，使其既有足够的开启时间，又能在行程终了及时关闭。因此，阀片的启闭，应符合下式的关系：

$$\theta_2/\theta_1 > 2 \quad (18-3-1)$$

$$\theta_2/\theta_3 < 0.7 \quad (18-3-2)$$

式中 θ_1 ——参考角，是指阀片仅在弹簧力作用下（不计及气流推力），自升程限制器（有称阀盖）落到阀座上的时间所相应的曲柄转角（°）；

θ_2 ——关闭角，是指相应于阀片开始关闭至本次活塞行程终了这段时间的曲柄转角（°）；

θ_3 ——开启角，是指阀片在气流推力作用下，克服弹簧力开始运动达到全开瞬时到活塞行程终点所相应的曲柄转角

(°)。

与 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 3个角所对应的时间量见图18-3-1。

1.

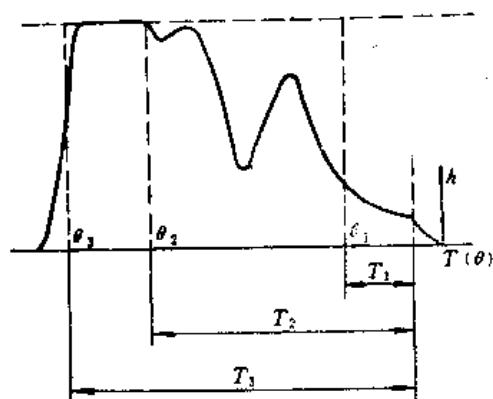


图18-3-1 校验弹簧力的三个时间量

对于环状气阀，这3个角度的求取方法如下，参考角 θ_1 的计算：

$$\theta_1 = 6\pi \sqrt{\frac{m}{ZK}} \arccos\left(\frac{h_0}{h+h_0}\right) \quad (18-3-3)$$

式中 n ——曲轴转速(r/min)；
 m ——阀片质量和1/3弹簧质量之和(kg)；
 Z ——弹簧个数；
 K ——弹簧刚度系数(N/m)；
 h_0 ——关闭状态时弹簧压缩量(m)；
 h ——阀片升程(m)。

关闭角 θ_2 的计算：

$$\left(\sin\theta_2 \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta_2\right)^2 = \frac{8ZK(h+h_0)}{\beta A_1 k \pi^2 p M^2} = \mu \quad (18-3-4)$$

式中 λ ——曲拐半径与连杆长度比；
 β ——流量系数，查图18-3-2；
 A_1 ——阀座通道面积(m²)；
 k ——比热比；
 p ——工作压力(Pa)；
 M ——马赫数，见表18-3-1。

按式(18-3-4)算得 μ 值及 λ 值，查附录(三)附表5-9及附表5-10而得 θ_2 。

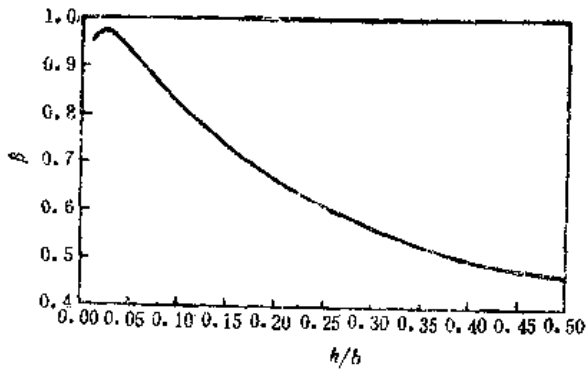
图18-3-2 流量系数 β

表18-3-1 按压力选取马赫数

工作压力 $P \times 10^5$ (Pa)	$\geq 1 \sim 5$	$5 \sim 15$	$15 \sim 50$	$50 \sim 150$	$150 \sim 600$
M	< 0.22	< 0.2	< 0.18	< 0.16	< 0.14

注：表中所列马赫数 M 为双原子气体的比热比 $k = 1.4$ 时的马赫数。若压缩介质的 k 值不等于 1.4 时，则表中数值应乘以 $\sqrt{\frac{1.4}{k}}$ 进行修正。

开启角 θ_2 的计算：

对于吸气阀：

$$\theta_{2s} = 180^\circ - \arccos[1 - 2\alpha(e^{\frac{1}{m}} - 1)] \quad (18-3-5)$$

对于排气阀：

$$\theta_{2d} = \arccos[1 - 2(\alpha + 1)e^{-\frac{1}{n}} + 2\alpha] \quad (18-3-6)$$

式中 α —— 相对余隙容积；

e —— 压力比；

m —— 多方膨胀指数；

n —— 压缩过程多方指数。

在校核 θ_2/θ_1 时，取轴侧和盖侧的吸排气阀中关闭角 θ_2 的最小值，即 $\theta_{2\min}/\theta_1 > 2.0$ 。

在校核 θ_2/θ_3 时，应分别校核吸气阀和排气阀，并分别取吸、排气阀中关闭角 θ_2 的最大值。即 $\theta_{2\max}/\theta_{3s} < 0.7$ ， $\theta_{2\max}/\theta_{3d} < 0.7$ 。

一般情况，符合上述关系，气阀良好，若不符合上述关系（且相差）较远时，气阀肯定有问题。如 $\theta_2 < \theta_1$ 时，即出现迟后关闭现象；若 $\theta_2 = \theta_3$ 时，阀片就不可能完全开启而出现颤振现象。如果出现

问题时，一般处理方法为：

① 调整关闭状态时弹簧的压缩量 h_0 ；

② 调整弹簧刚度系数 K ；

③ 或调整阀片升程 h 。

2) 分别检查吸、排气阀，研磨修复，或更换损坏的零件，或调整阀片升程。

3) 更换弹簧时，要特别注意：每环阀片使用的弹簧高度应一致。多环气阀，由于各环阀片所受气流推力不一样，因此，内环阀片使用的弹簧力要比外环阀片大一些。一般情况，相邻外环阀片受弹簧力要比内环阀片的弹簧力递减 5%，即 $F_0 = F_i/1.05$ (F_0 ——外环弹簧力， F_i ——内环弹簧力)。同时，切勿个别更换，应全部同时更新。

(三) 气缸的故障

(1) 产生原因

1) 气缸镜面或缸套镜面过度磨损，偏磨或严重拉伤。

2) 气缸盖或气缸座与气缸端面贴合不严而漏气。

3) 气缸冷却不完善，气体经过阀室时受到预热，影响吸气效率。

4) 活塞与气缸配合间隙过大。

(2) 解决措施

1) 镗缸或镶套，或更换活塞。

2) 修刮缸盖或缸座或气缸端面，使其平整；或更换新的垫片。

3) 清理水套，清除污垢，改善冷却条件。

(四) 活塞环的故障

(1) 产生原因

1) 活塞环因润滑油质量不佳或气缸温度过高而卡死。

2) 活塞环弹力失效或磨损严重。

(2) 解决措施

1) 清洗活塞环和活塞环槽，更换润滑油，改善气缸冷却条件。

2) 有下列情况之一，均应及时更换活塞环：

① 丧失应有的弹力；

② 环外圆表面过度拉伤；

③ 环与环槽两侧面间隙超过原规定数值 1~1.5 倍时；

④ 环的磨损量超过环径向厚度的 25% 时；

⑤ 环外圆表面与气缸镜面配合间隙总长超过了气缸圆周的50%时。

(五) 填料函和活塞杆的故障

(1) 产生原因

- 1) 活塞杆过度磨损或严重拉伤。
- 2) 活塞杆跳动厉害。
- 3) 填料函密封圈有划伤、沟痕、麻面和严重磨损。
- 4) 填料函密封圈气密方向安装错误，或热胀间隙失效。

(2) 解决措施

- 1) 活塞杆磨损量大于0.3~0.5mm时，或严重划伤。可用镀硬铬或喷涂等方法及时修复。
- 2) 重新调整活塞杆的水平与垂直径向跳动量，使之达到允许范围。
- 3) 当填料函密封圈的两平面有缺陷时，应及时进行刮研修复；当密封圈内表面有缺陷时，应在活塞杆上或特别的研磨棒上研配，但要注意热胀间隙不要过小，如若太小时，应修研开口调整间隙。
- 4) 注意平面填料的三瓣密封圈朝向气流方向，锥形填料密封圈的小锥角密封圈面向气流方向，不能装错。

第4节 不正常的工作情况

(一) 润滑油温度过高

(1) 产生原因

- 1) 油冷却不够。
- 2) 油质量低劣或有污垢。

(2) 解决措施

- 1) 清洗油冷却器。
- 2) 更换合格的润滑油。

(二) 油泵油压不够或无压

(1) 产生原因

- 1) 吸油管不严密，管内有空气或堵塞。
- 2) 油泵壳接合平面或泵轴轴封不严密而漏油。
- 3) 吸油阀有故障，油箱（或油池）油量不足。
- 4) 油安全阀有故障。

5) 滤油器太脏而阻塞，油冷却器有阻塞。

6) 轴承过度磨损，间隙太大。

7) 润滑油管路连接不严密，或管子有裂纹而漏油。

(2) 解决措施

- 1) 检修管路，排除管内空气。
- 2) 检修油泵、吸油阀、安全阀、清洗滤油器和冷却器，以排除故障。
- 3) 修理或更换轴承。
- 4) 更换或添加合格润滑油。

(三) 管路发生剧烈振动

(1) 产生原因

- 1) 管卡太松或断裂。
- 2) 支撑刚度不够。
- 3) 气流脉动引起共振。

(2) 解决措施

- 1) 紧固或更新管卡，但应考虑管子的热膨胀。
- 2) 加固支撑及配管管架。
- 3) 增设节流孔板，降低气流脉动值。孔板应设置在容器进出口法兰处。孔板结构尺寸见图18-4-1。

低声速的压缩气体， d/D 值，取接近于0.5的数值；高声速的压缩气体的 d/D 值，取接近于0.43的值。

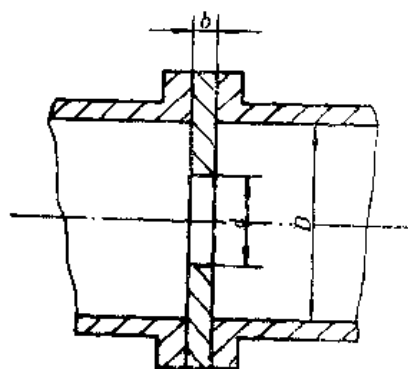
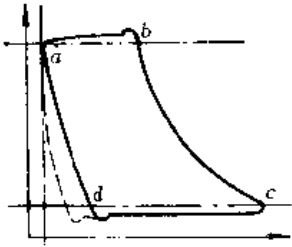
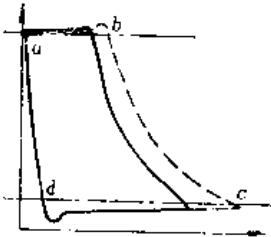
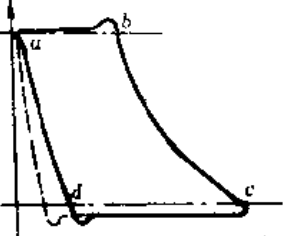
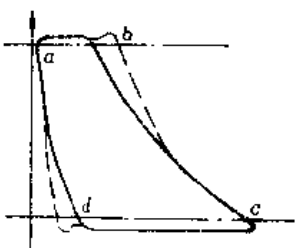
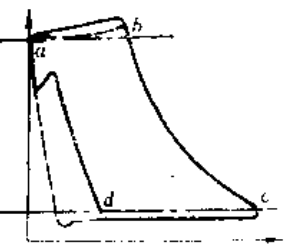


图18-4-1 节流孔板的尺寸关系
 $d/D = 0.5 \sim 0.43$ $b = 3 \sim 5 \text{mm}$

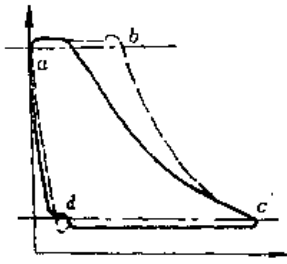
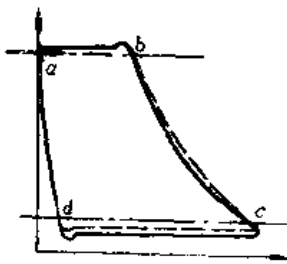
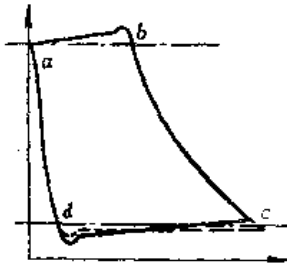
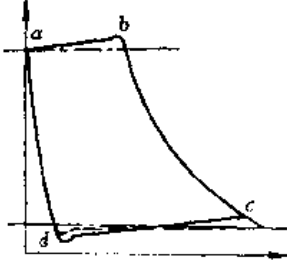
第5节 指示图显示的故障

应用指示器录取压缩机指示图来分析它的故障，是十分可靠的方法。指示图显示的故障见表18-5-1。

表18-5-1 指示图显示的故障

指示图	指示图特征	解决措施
<p>气缸余隙容积过大</p> 	<p>膨胀线 $a-d$ 向右离开正常的位置; 吸气线 $d-c$ 较正常的短; 指示图面积较正常的小</p>	<p>调整气缸余隙尺寸</p>
<p>吸气阀片卡住</p> 	<p>开始吸气时卡住, 吸气阀开启迟缓, d 处低于正常位置 吸气终了时卡住, 吸气阀关闭迟缓, 部分吸入的气体又回流出去, 压缩线 $c-b$ 左移离开正常位置 指示图面积较正常的小</p>	<p>清扫和修理吸气阀</p>
<p>排气阀片卡住</p> 	<p>开始排气时卡住, 排气阀开启迟缓, b 处高出正常位置 排气终了时卡住, 排气阀关闭迟缓, 部分排出的气体又回流进来, 膨胀线 $a-d$ 右移, 离开正常位置 指示图面积较正常的小</p>	<p>清扫和修理排气阀</p>
<p>吸、排气阀不严密</p> 	<p>吸气阀不严密, 排气延迟, 压缩线 $c-b$ 左移, 离开正常位置, 排气线 $b-a$ 较正常的短 排气阀不严密, 压缩气体从管道中返回气缸吸气的一侧, 膨胀线 $a-d$ 右移, 离开正常位置, 吸气线 $d-c$ 较正常的短 吸、排气阀均不严密, 吸、排气开始时均没有耗费将阀打开所需的功, 因而吸、排开始处均没有形成正常情况下应有的小钩</p>	<p>清洗和修理不严密的气阀</p>
<p>排气阀片自阀座上跳开</p> 	<p>由于排气阀片跳开, 压力产生突变, 膨胀线 $a-d$ 向上形成一小钩, 且右移离开正常位置 由于排气阀片跳开, 压力没有突变, 排气开始时没有正常的小钩, 排气线 $b-a$ 较正常位置略高, 到排气终了时回到正常位置, 因而形成一条倾斜线 吸气线 $d-c$ 较正常的短, 指示图面积较正常的小</p>	<p>清扫和修理排气阀</p>

(续)

指示图	指示图特征	解决措施
<p>活塞环漏气</p> 	<p>由于活塞环漏气, 压缩线 $c-b$ 倾斜较缓, 且较正常位置左移</p> <p>由于活塞环漏气和阀的打开缓慢, 排气开始时就沒有形成正常的小钩</p> <p>膨胀线尚没有降低到排气时, 因活塞环漏气的影响, d 处形成一“曲线”, 且膨胀线 $a-d$ 较正常位置左移</p> <p>指示图面积较正常的小</p>	<p>清洗活塞, 更换漏气的活塞环</p>
<p>吸气阀或吸气管通道面积小</p> 	<p>由于吸气时的阻力大, 吸气线 $d-c$ 较正常的低, 且在吸气开始时, 形成两个大小不同的小钩</p>	<p>清扫过滤器, 检查吸气阀和吸气管的通道面积</p>
<p>排气阀或排气管道面积小</p> 	<p>由于排气时的阻力大, 排气线 $b-a$ 较正常位置高。当排气终了时又回到正常位置, 便形成一条逐渐向下倾斜的排气线</p> <p>指示图面积较正常的大</p>	<p>检查排气阀和排气管道的通道面积</p>
<p>吸气管太长</p> 	<p>由于吸气管产生过大的惯性力, 开始吸气时较正常位置低, 吸气终了时较正常位置高。因而使 $d-c$ 线形成一条向上倾斜的吸气线</p>	<p>减短吸气管的长度</p>

注: 图中虚线表示正常的指示图, 实线表示产生故障后的指示图。

第6节 突发性事故

由于压缩机的许多零件形状比较复杂，很多零件又处在交变载荷、高压、高温情况中工作；在组装过程中又对相互位置精度难于测量，也易被人们所忽略。因此，在机器运行一个时期后，往往出现零件变形、断裂及爆炸等突发性恶性事故。如活塞杆、连杆螺栓、连杆和曲轴等件的弯曲变形与断裂，高压气缸的阀孔开裂，压力容器及排气管道的爆炸等。这些均需要在安装、维修及操作过程中加倍小心，引起高度重视。

(一) 断裂事故

(1) 产生原因

- 1) 曲轴、连杆在制作过程中存有残余应力引起的变形。
- 2) 组装时连杆螺栓扭矩不均引起的变形。
- 3) 操作中出现超压、超温引起的变形。
- 4) 长时间在交变载荷下工作，引起活塞杆与十字头连接螺纹的疲劳断裂。
- 5) 安装找正不准确，同轴度差，引起活塞杆断裂。
- 6) 设计计算不准确，局部应力集中，造成气缸阀孔处开裂。

(2) 解决措施

- 1) 加强结构设计，避免尖角锐边效应而引起局部应力集中。如气阀孔应尽量避免扁孔结构形状，尽可能制作圆孔，棱角倒圆，气腔部位滚压冷作。
- 2) 在零件制造或修复过程中，对于比较复杂或比较重要的零件，采取措施消除铸造、锻制、金属切削加工及焊接过程中产生的应力和变形。

3) 在零件制作过程中，应降低表面粗糙度参数数值，尤其对于台阶、圆角、键槽、油孔和螺纹等应力集中处更应如此。对承受交变弯曲或交变扭转载荷的零件，应采取表面强化处理；如表面冷作变形；表面热处理以及表面覆层和涂层等。

4) 在组装与安装过程中，应尽力保证零部件的位置精度。重要螺栓连接扭力要均匀和适度。如采用力矩扳手，或用液压顶紧装置，或测量螺栓伸长量等办法来控制其预紧力。

5) 精心操作，密切注视仪表指示，防止超压超温。

(二) 爆炸事故

(1) 产生原因

- 1) 压力超出许用值。
- 2) 严重锈蚀，壁厚减薄而强度降低。
- 3) 易爆气体泄漏与空气混合达到爆炸极限浓度。
- 4) 高温、高压下积炭自燃。
- 5) 液击、误操作。

(2) 解决措施

- 1) 加强管理，严格按规程操作，调整好安全装置，如安全阀、报警装置，一旦超标即能起跳与报警，或自动停机。
- 2) 充分除锈，采用高效空气过滤器，及时清除污垢，严防异物进入管网。
- 3) 气缸润滑油量控制适度，润滑油质量应经常检验，排气温度不能超标。油水分离器应经常排放。压缩机至后冷却器（或最后一级油水分离器）之间的管道中的气流速度不宜低于 $10\sim 12\text{ m/s}$ 。
- 4) 压缩机在操作过程中，应严格遵守有关安全操作规程。