

## 项目 3 液压执行元件

### 【本项目重点】

1. 双杆活塞液压缸的工作原理及其速度、推力的计算。
2. 单杆活塞液压缸的工作原理及其速度、推力的计算。
3. 液压缸常见故障及其排除方法。
4. 液压马达的工作原理。
5. 液压马达常见故障及其排除方法。

### 【本项目难点】

1. 差动液压缸的工作原理及其计算。
2. 液压缸常见故障诊断。

液压执行元件的功能是将液压系统中的压力能转化为机械能，以驱动外部工作部件。常用的液压执行元件有液压缸与液压马达。液压缸输出推力或拉力与直线运动速度；液压马达输出转矩和转速。

## 任务 1 认识液压缸

液压缸是液压传动系统中重要的执行元件，是将液压能转换为机械能的能量转换装置，用来实现工作机构直线往复运动或小于  $360^\circ$  的摆动运动。液压缸结构简单、工作可靠，在液压系统中得到广泛应用。

液压缸按其作用方式的不同分单作用缸和双作用缸两类。单作用式液压缸是利用液压力推动活塞向着一个方向运动，而反向运动则依靠重力或弹簧力等实现；双作用式液压缸利用液压力实现正反两个方向的运动。

液压缸按结构形式的不同，有活塞式、柱塞式、摆动式、组合式等形式，其中以活塞式液压缸应用最多。

### 3.1.1 活塞式液压缸

活塞式液压缸可分为双杆式和单杆式两种结构形式，其安装方式有缸体固定和活塞杆固定两种形式。

#### 1. 双杆活塞缸

活塞两端都有一根直径相等的活塞杆伸出的液压缸称为双杆活塞缸，它一般由缸体、缸盖、活塞、活塞杆和密封件等零件组成。

图 3-1 (a) 所示为机床上使用的缸体固定式双杆活塞缸。它的进、出口布置在缸筒两端，活塞通过活塞杆带动工作台移动，当活塞的有效行程为  $l$  时，整个工作台的运动范围为  $3l$ ，所以机床占地面积大，一般适用于小型机床。当工作台行程要求较长时，可采用图 3-1 (b) 所示的活塞杆固定的形式，这时缸体与工作台相连，活塞杆通过支架固定在机床上，动力由缸体传出。这种安装形式中，工作台的移动范围只等于液压缸有效行程  $l$  的两倍，因此其占地面积小。

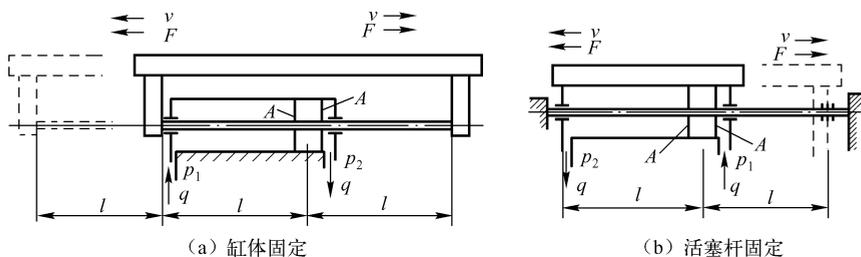


图 3-1 双杆活塞缸

双杆活塞缸的两个活塞杆直径通常是相同的，因此其左、右两腔的有效工作面积相等。当分别向左、右腔输入相同压力和相同流量的油液时，液压缸左、右两个方向的推力和速度相等，其值分别为：

$$F = A(p_1 - p_2) = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)(p_1 - p_2) \quad (3-1)$$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (3-2)$$

式中  $F$ ——活塞缸推力 (N)；  
 $v$ ——活塞缸速度 (m/s)；  
 $D$ ——活塞缸直径 (m)；  
 $d$ ——活塞杆直径 (m)；  
 $p_1$ ——液压缸进油腔压力 (Pa)；  
 $p_2$ ——液压缸出油腔压力 (Pa)；  
 $q$ ——输入流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )；  
 $A$ ——活塞的有效工作面积 ( $\text{m}^2$ )。

## 2. 单杆活塞缸

活塞只有一端带活塞杆的液压缸称为单杆活塞缸，如图 3-2 所示。单杆活塞缸也有缸体固定和活塞杆固定两种形式，但它们的工作台移动范围都是活塞有效行程的两倍。

由于液压缸两腔的有效工作面积不等，因此它在两个方向上的输出推力和速度也不等，其值分别为：

$$F_1 = p_1 A_1 - p_2 A_2 = \frac{\pi}{4}[p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \quad (3-3)$$

$$F_2 = p_1 A_2 - p_2 A_1 = \frac{\pi}{4}[p_1 (D^2 - d^2) - p_2 D^2] \quad (3-4)$$

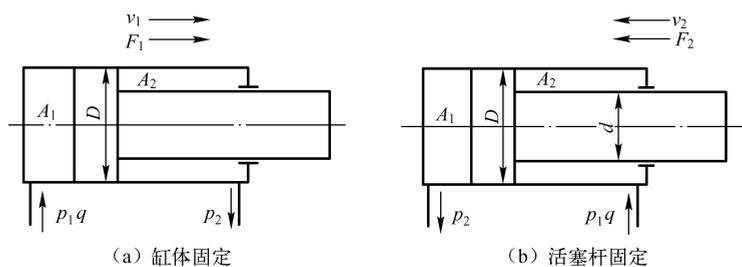


图 3-2 单杆活塞缸

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{4q}{\pi D^2} \quad (3-5)$$

$$v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (3-6)$$

由式 (3-3) ~ 式 (3-6) 可知,  $F_1 > F_2$ ,  $v_2 > v_1$ 。工程实用中, 通常将输出速度的比值称为往复速度比, 记作  $\lambda_v$ , 则

$$\lambda_v = D^2 / (D^2 - d^2)$$

将单杆活塞缸的两腔连通, 并同时输入压力油, 这种连接方式称为差动连接, 如图 3-3 所示。

作差动连接时, 进入液压缸两腔的油液压力相同, 但是由于左腔 (无杆腔) 的有效面积大于右腔 (有杆腔) 的有效面积, 故活塞向右运动, 同时使右腔中排出的油液也进入左腔, 加大了流入左腔的流量, 从而也加快了活塞移动速度。实际上活塞在运动时, 由于差动连接时两腔间的管路中有压力损失, 因此右腔中油液的压力稍大于左腔油液压力, 而这个差值一般都较小, 可以忽略不计, 则差动连接时活塞推力  $F_3$  和运动速度  $v_3$  为

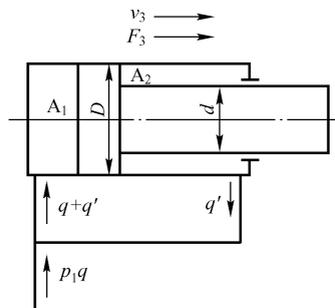


图 3-3 差动缸

$$F_3 = p_1(A_1 - A_2) = p_1 \frac{\pi d^2}{4} \quad (3-7)$$

$$v_3 = \frac{(q + q')}{A_1 - A_2} = \frac{4q}{\pi d^2} \quad (3-8)$$

式 (3-7) 与式 (3-8) 表明, 单杆活塞缸差动连接时的推力比非差动连接时要小; 而活塞向右移动时的速度, 在供油量相同的情况下要比非差动连接时的速度大得多, 可使在不加大油液流量的情况下得到较快的运动速度, 这种连接方式被广泛应用于组合机床液压动力滑台和其他机械设备的快速运动中。如要求机床往返速度相等时, 则由式 (3-6)、式 (3-8) 得

$$\frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4q}{\pi d^2}$$

即

$$D = \sqrt{2}d \quad (3-9)$$

### 3.1.2 柱塞式液压缸

上述活塞式液压缸中，缸的内孔与活塞有配合要求，所以要有较高的精度，当缸体较长时，加工就很困难，为了解决这个矛盾，可采用柱塞式液压缸。柱塞缸是单作用缸，即靠液压力作用只能实现单方向运动，回程需借助其他外力来实现。若需要实现双向运动，则必须成对使用。图3-4所示为柱塞缸，柱塞和缸筒不接触，运动时由缸盖上的导向套来导向，因此缸筒的内壁不需要精加工，工艺性好，制造成本低，特别适用于行程较长的场合。

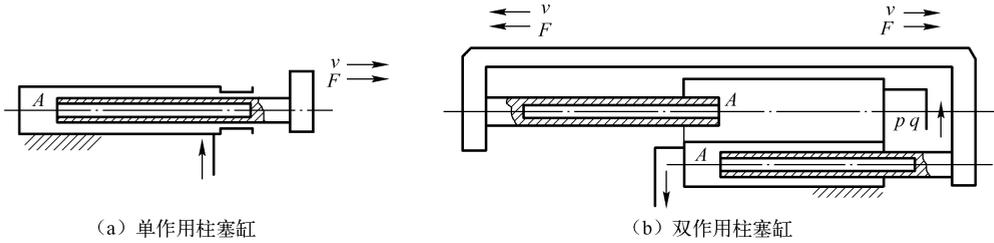


图3-4 柱塞缸

柱塞缸输出的推力和速度各为

$$F = pA = p \frac{\pi d^2}{4} \quad (3-10)$$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{4q}{\pi d^2} \quad (3-11)$$

### 3.1.3 摆动式液压缸

摆动缸（也称为摆动马达）是一种输出转矩并实现往复摆动的液压执行元件，主要用来驱动做间歇回转运动的工作机构。它有单叶片和双叶片两种结构形式，如图3-5所示，由定子块1、叶片2、摆动轴3、缸体4等零件组成。定子块固定在缸体上，叶片与输出轴连为一体。当两油口交替通入压力油时，叶片即带动输出轴做往复摆动。

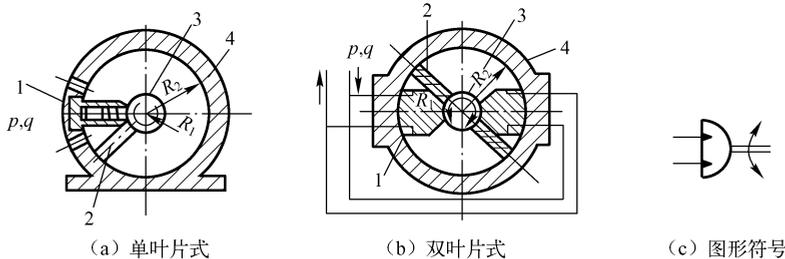


图3-5 摆动缸

1—定子块；2—叶片；3—摆动轴；4—缸体

当摆动缸进出门油压力为  $p_1$  和  $p_2$ 、输入流量为  $q$  时，它的输出转矩  $T$  和角度  $\omega$  各为

$$T = \int_{R_1}^{R_2} (p_1 - p_2) r dr = \frac{b}{2} (R_2^2 - R_1^2) (p_1 - p_2) \quad (3-12)$$

$$\omega = 2\pi n = \frac{2q}{b(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3-13)$$

图 3-5 (a) 为单叶片式摆动缸，它的摆动角度较大，可达 300°；图 3-5 (b) 为双叶片式摆动缸，它的摆动角度较小，可达 150°，它的输出转矩是单叶片式的两倍，而角速度则是单叶片式的一半。

摆动液压缸结构紧凑，输出转矩大，但密封性较差，常用于机床的送料装置、间歇进给机构、回转夹具、工业机器人手臂和手腕的回转装置及工程机械回转机构等的液压系统中。

### 3.1.4 组合式液压缸

上述是液压缸的三种基本形式，为了满足特定的需求，还可以在这三种基本液压缸的基础上构成各种组合式液压缸。

#### 1. 增压缸

增压缸也称为增压器，它利用活塞与柱塞有效面积的不同，将输入的低压油转变成高压油供液压系统中的高压支路使用。它有单作用和双作用两种形式，单作用增压缸的工作原理如图 3-6 (a) 所示，其中柱塞缸中输出的液体压力为高压，其值为

$$p_2 = p_1 \left( \frac{D}{d} \right)^2 = k p_1 \quad (3-14)$$

式中  $p_1$ ——输入活塞缸的液体压力 (Pa)；

$D$ ——活塞直径 (m)；

$d$ ——柱塞直径 (m)；

$k$ ——增压比，代表其增压程度， $k = D^2/d^2$ 。

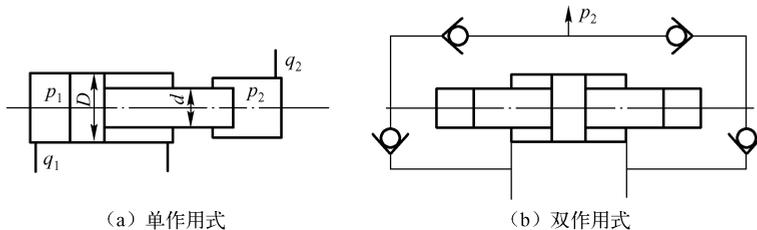


图 3-6 增压缸

#### 2. 多级缸

多级缸又称为伸缩缸，它是由两级或多级活塞缸套装而成的。前一级缸的活塞就是后一级缸的缸套，活塞伸出的顺序是从大到小，相应的推力也是从大到小，而伸出的速度则是由慢变快。空载缩回的顺序一般是从小活塞到大活塞，收缩后液压缸总长度较短，占用空间较小，结构紧凑。多级缸适用于工程机械和其他行走机械，如起重机伸缩臂、车辆自卸等。

多级缸也有单作用式和双作用式两种，如图 3-7 所示，前者靠外力回程，后者靠液压回程。

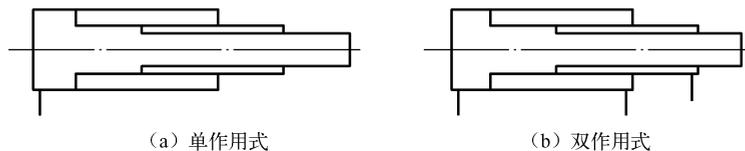


图 3-7 多级缸

### 3. 齿条活塞缸

齿条活塞缸又称为无杆式液压缸，它由带齿条杆的双活塞缸和齿轮齿条机构所组成，如图 3-8 所示。齿条活塞的往复移动经齿轮齿条机构转换成齿轮轴周期性的往复运动，其多用于自动生产线、组合机床等的转位和分度机构中。

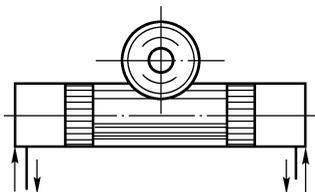


图 3-8 齿条活塞缸

## 任务 2 液压缸的结构及设计

### 3.2.1 液压缸的典型结构

图 3-9 为单活塞杆液压缸的结构图。它由缸筒 7、活塞 21、活塞杆 8、缸底 1、缸盖 14、缸头 18 以及密封装置、排气装置、缓冲装置等组成。缸筒 7 与法兰 3、10 焊接成一个整体，然后由螺钉 25 与缸底、缸头、缸盖连接。为了保证液压缸油腔密封可靠，在活塞与缸筒、活塞杆与缸盖之间均装有密封装置。该种液压缸具有双向缓冲功能，工作时压力油经进油口、单向阀 2 进入工作腔，推动活塞向右运动，当活塞运动到终点前，缓冲套 6 切断油路，油液只能经缓冲节流阀 11 排出，起到了节流缓冲作用；活塞向左运动亦然（图中一端只画了单向阀，另一端只画了节流阀）。为了使液压缸中残留的空气及时排出，在缸底和缸头上分别设置了带放气孔的单向阀。

从上面的例子可以看出，液压缸的结构可分为缸体组件、活塞组件、密封装置、缓冲装置和排气装置 5 个主要部分。

#### 1. 缸体组件

缸体组件由缸筒、前后端盖（缸盖）、导向套和连接件等组成。它与活塞组件构成密封的油腔，承受很大的液压力，因此缸体组件要有足够的强度和刚度，较高的表面质量和可靠的密封性。

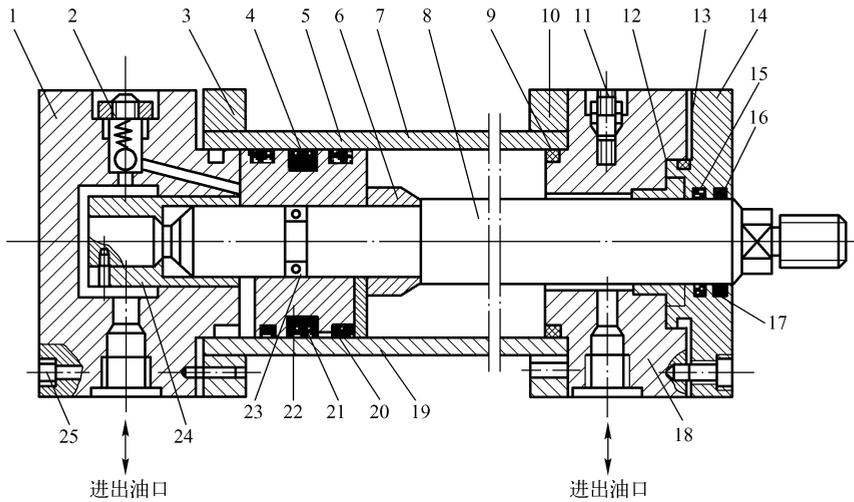


图 3-9 单活塞杆液压缸结构图

1—缸底；2—带放气孔的单向阀；3、10—法兰；4—方型断面组合密封圈；5—导向环；6—缓冲套；  
7—缸筒；8—活塞杆；9、13、23—O形密封圈；11—缓冲节流阀；12—导向套；14—缸盖；  
15—阶梯断面组合密封圈；16—防尘圈；17—Y形密封圈；18—缸头；19—护环；  
20—Yx型密封圈；21—活塞；22—导向环；24—无杆端缓冲套；25—连接螺钉

(1) 缸筒与缸盖的连接形式。常见的缸体组件连接形式如图 3-10 所示。

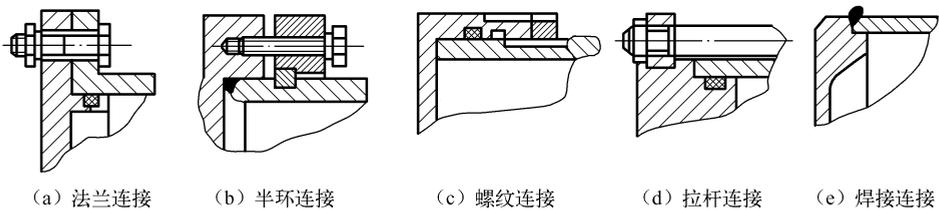


图 3-10 缸筒与缸盖的连接

① 法兰连接：是常用的一种连接方式。其优点是结构简单，连接可靠，加工方便，但是要求缸筒端部有足够的壁厚，用以安装螺栓或旋入螺钉。

② 半环连接：可以分为外半环连接和内半环连接两种连接形式，半环式的特点是连接工艺性好，连接可靠，结构紧凑，但同时会削弱缸筒强度。半环连接应用非常普遍，常用于无缝钢管缸筒与端盖的连接中。

③ 螺纹连接：有外螺纹连接与内螺纹连接两种，其优点是重量较轻，外形尺寸较小，缺点是端部结构复杂，装拆需要专用工具。这种形式的连接一般用于要求外形尺寸小、重量较轻的场合。

④ 拉杆连接：这种连接形式的特点是结构简单，工艺性好，通用性强，但端盖的体积和重量较大，拉杆受力后会拉伸变长，影响密封效果。只适用于长度不大的中、低压液压缸。

⑤ 焊接连接：其优点是结构简单，轴向尺寸小，工艺性好；缺点是缸筒易产生焊后变形。

(2) 缸筒、端盖和向导套的基本要求。

① 缸筒是液压缸的主体，常用材料为 20、35、45 号钢的无缝钢管。其内孔一般采用镗削、铰孔、滚压或珩磨等精密加工工艺制造，要求表面粗糙度在  $0.1 \sim 0.4 \mu\text{m}$ ，以保证活塞及密封件、支撑件顺利滑动，减少磨损。缸筒要承受很大的液压力，既要保证密封可靠，又要使连接有足够的强度，因此设计时要选择工艺性好的连接结构。

② 端盖安装在缸筒的两端，与缸筒形成密封油腔，同样承受很大的液压力，因此端盖及其连接件都应有足够的强度。

③ 向导套对活塞杆或柱塞起导向和支撑作用，但有些液压缸不设向导套，直接用端盖孔导向，这种结构简单，但磨损后必须更换端盖。

缸筒、端盖和向导套的材料选择及技术要求可参考《液压工程手册》。

## 2. 活塞组件

活塞组件由活塞、活塞杆和连接件等组成。活塞受液压力的作用，在缸体内做往复运动，因此必须有一定的强度和耐磨性，一般用耐磨铸铁或钢制成。活塞杆是连接活塞和工作部件的传力零件，要有足够的强度、刚度。活塞杆要在导向套内做往复运动，其外圆柱表面要耐磨和防锈，故其表面有时采用镀铬工艺。

活塞和活塞杆之间也有多种连接方式，如图 3-11 所示。图 3-11 (a) 中活塞与活塞杆采用螺纹连接。这种结构在高压大负载且有冲击的情况下，活塞杆因车制了螺纹而削弱了强度，为防止螺母松动，必须设置锁紧装置。图 3-11 (b) 是在活塞杆 5 左端部开有一个环形槽，槽内放置两个半环 3 用来夹紧活塞 4，半环 3 用轴套 2 套住，弹簧挡圈 1 用来轴向固定轴套 2。图 3-11 (c) 的结构是在活塞杆 6 上开有两个环形槽，两组半环 9 分别由两个密封座 7 套住，两个密封座之间是两个半环形状的活塞 8。图 3-11 (d) 则是用锥销 10 把活塞 11 固定在活塞杆 12 上的结构形式，结构简单，但承载能力小，且需有防止锥销脱落的措施。在一些缸径较小的液压缸中，也常把活塞和活塞杆做成一体。

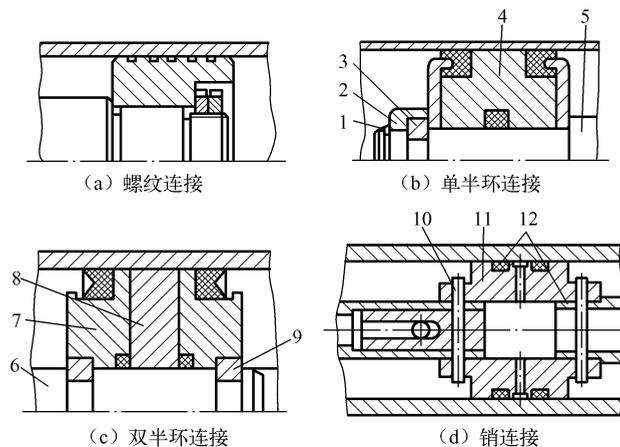


图 3-11 活塞组件结构

1—弹簧挡圈；2—轴套；3、9—半环；4、8、11—活塞；  
5、6、12—活塞杆；7—密封座；10—锥销

### 3. 密封装置

液压缸的密封是指活塞、活塞杆和端盖等处的密封，是用来防止液压缸内部（活塞与缸筒内孔的配合面）和外部的泄漏。液压缸中常见的密封形式有间隙密封、活塞环密封和橡胶密封圈密封等形式。

(1) 间隙密封。间隙密封是一种最简单的密封形式。它依靠相对运动副配合面之间的微小间隙来防止泄漏，一般间隙为  $0.01 \sim 0.05\text{mm}$ 。间隙密封结构简单，摩擦力小，寿命长，但对配合面的加工精度及表面粗糙度要求高，仅应用于直径较小、运动速度快的低压液压缸中。

(2) 活塞环密封。活塞环密封是依靠安装在活塞的环形槽中的金属环紧贴缸筒内壁实现密封，如图 3-12 所示。它的密封效果较间隙密封好，适用的压力和温度范围很宽，能自动补偿磨损和温度变化的影响，耐高温、使用寿命较长，易于维修保养；缺点是制造和装配工艺复杂。一般用于高压、高速且不要求保压的液压缸密封。

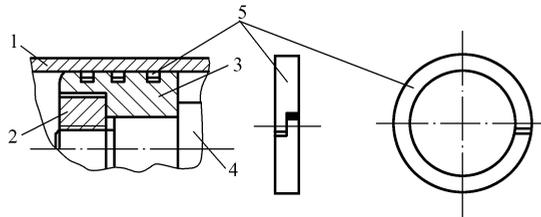


图 3-12 活塞环密封

1—缸筒；2—螺母；3—活塞；4—活塞杆；5—活塞环

(3) 橡胶密封圈密封。橡胶密封圈密封是液压系统中应用最广泛的一种密封，常用的有 O 形、V 形、Y 形及组合式等几种，其材料为耐油橡胶、尼龙、聚氨酯等。图 3-13 表示了橡胶密封圈在活塞杆和端盖密封处的应用。

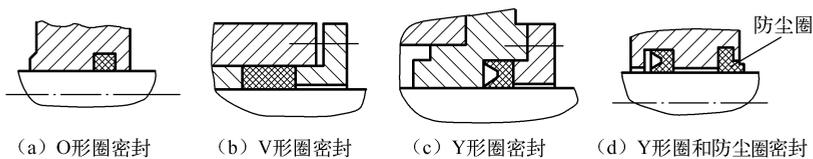


图 3-13 活塞杆与端盖的密封

### 4. 缓冲装置

当液压缸所驱动的工作部件质量较大、移动速度较快时，为避免因惯性力大，致使在行程终了时，活塞与端盖发生碰撞，产生液压冲击和噪声，甚至严重影响工作精度和引起整个系统及元件的损坏。在大型、高速或要求较高的液压缸中往往要设置缓冲装置。

缓冲的基本原理是：使活塞接近缸盖时，通过节流的方法增大回油阻力，使液压缸的排油腔产生足够的缓冲压力，活塞因运动受阻而减速，从而避免与缸盖快速相撞。常见的缓冲装置如图 3-14 所示。

(1) 圆柱形环隙式缓冲装置。如图 3-14 (a) 所示, 当缓冲柱塞 A 进入缸盖内孔时, 缸盖和活塞间形成环形缓冲油腔 B, 被封闭的油液只能经环形间隙  $\delta$  排出, 从而增大了回油阻力, 使活塞速度降低。这种结构因节流面积不变, 所以随活塞的速度降低, 其缓冲作用也逐渐减弱。但这种结构简单, 便于设计和降低成本, 所以在一般系列化的成品液压缸中常采用这种缓冲装置。

(2) 圆锥形环隙式缓冲装置。如图 3-14 (b) 所示, 由于缓冲柱塞 A 为圆锥形, 其节流面积随缓冲行程的增加而减小, 缓冲效果较好, 但仍有液压冲击。

(3) 可变节流槽式缓冲装置。如图 3-14 (c) 所示, 在缓冲柱塞 A 上开有三角节流沟槽, 节流面积随缓冲行程的增大而逐渐减小, 其缓冲压力变化较平缓。

(4) 可调节流孔式缓冲装置。如图 3-14 (d) 所示, 当缓冲柱塞 A 进入到缸盖内孔时, 回油口被柱塞堵住, 只能通过节流阀 C 回油, 调节节流阀的开度, 可以控制回油量, 从而控制活塞的缓冲速度。当活塞反向运动时, 液压油通过单向阀 D 很快进入液压缸内, 并作用在活塞的整个有效面积上, 故活塞不会因推力不足而产生启动缓慢现象。这种缓冲装置可根据负载情况调整节流阀开度的大小以改变缓冲压力的大小, 因此适用范围较广。

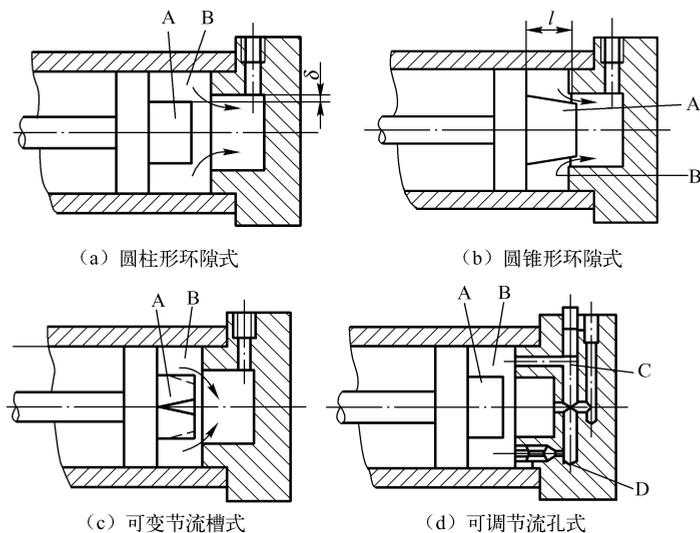


图 3-14 液压缸缓冲装置

A—缓冲柱塞; B—缓冲油腔; C—节流阀; D—单向阀

## 5. 排气装置

液压缸在安装过程中或长时间停放重新工作时往往会渗入空气, 以致影响运动的平稳性, 严重时, 系统不能正常工作。因此为了防止执行元件出现爬行、噪声和发热等不正常现象, 需把缸内和系统中的空气排出。

对于要求不高的液压缸, 通常不设专门的排气装置, 而是将油口置于缸体两端的最高处, 这样也能利用液流将空气带到油箱而排出, 或在最高处设置放气孔, 如图 3-15 (a) 所示。但对于稳定性要求较高的液压缸, 常在液压的最高处设有专门的排气阀等排气装置, 如图 3-15 (b) 和图 3-15 (c) 所示。

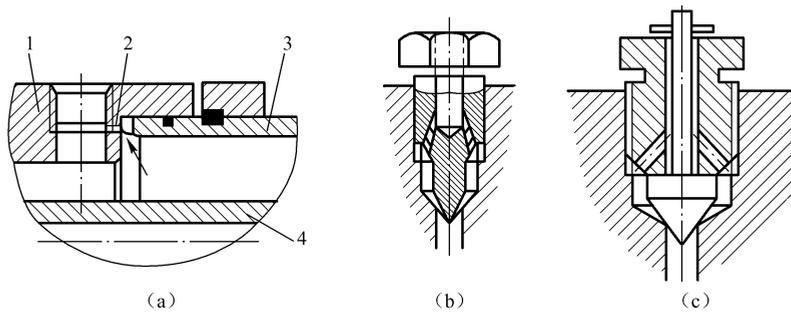


图 3-15 排气装置

1—缸盖；2—放气小孔；3—缸体；4—活塞环

### 3.2.2 液压缸的设计

液压缸是液压传动的执行元件，它和设备的工作机构有直接的联系。对于不同的设备及其工作机构，液压缸具有不同的用途和要求，因此在设计液压缸之前，应做好充分的调查研究，收集必要的原始资料和设计依据，包括：设备用途、性能和工作条件；工作机构的形式、结构特点、负载情况、行程大小和动作要求；液压缸所选定的工作压力和流量；同类型液压缸的技术资料和使用情况以及有关国家标准和技术规范等。

#### 1. 液压缸的设计步骤

- (1) 选择液压缸的类型和各部分结构形式。
- (2) 确定液压缸的工作参数和结构尺寸。
- (3) 结构强度、刚度的计算和校核。
- (4) 导向、密封、防尘、排气和缓冲等装置的设计。
- (5) 绘制装配图、零件图、编写设计说明书。

#### 2. 液压缸主要尺寸的计算

液压缸的结构尺寸主要包括缸筒内径  $D$ 、活塞杆直径  $d$ 、缸筒长度  $L$ 。根据液压缸的负载、运动速度、行程长度和选取的工作压力，可以确定上述尺寸。

##### (1) 选择液压缸的工作压力。

最大负载  $F$  和液压缸的工作压力  $p$  决定了活塞的有效面积  $S \left( S = \frac{F}{p} \right)$ ，因此液压缸的工作压力要选择合适的，选择小了，活塞的有效面积大，液压缸的结构尺寸就增大，相应的流量就大，因而不可取。压力选择大了，活塞的有效面积小，液压缸的结构尺寸就紧凑，但密封性能要求高。液压缸的工作压力可以根据工作负载或根据设备的类型采用类比法选取，如表 3-1 与表 3-2 所示。

表 3-1 各类液压设备常用的工作压力

设备类型	磨床	组合机床	车床、铣床、镗床	拉床	龙门刨床	农业机械、工程机械
工作压力 $p/\text{MPa}$	0.8~2	3~5	2~4	8~10	2~8	10~16

表 3-2 液压缸推力与工作压力关系

推力 $F/\text{kN}$	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	>50
工作压力 $p/\text{MPa}$	<0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	$\geq 5\sim 7$

(2) 缸筒内径  $D$  和活塞杆直径  $d$  的确定。

确定了液压缸的工作压力  $p$ ，就能确定缸筒内径  $D$ 。

由于  $S = \frac{F}{p}$ ，液压缸无杆腔的面积  $S = \frac{\pi}{4}D^2$ ，有杆腔的面积  $S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ ，同时要求考虑液压缸的机械效率  $\eta_{cm}$ 。故液压缸的缸筒直径  $D$  和活塞杆直径  $d$  可以由下式确定，即无杆腔

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_{cm}}} = 1.13 \sqrt{\frac{F}{p \eta_{cm}}} \quad (3-15)$$

有杆腔

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_{cm}} + d^2} \quad (3-16)$$

式中  $p$ ——作用在液压缸活塞上的有效液压力 (Pa)，当无背压时， $p$  为系统工作压力，当有背压时， $p$  为系统工作压力与背压之差；

$D$ ——缸筒内径 (m)；

$d$ ——活塞杆直径 (m)。

液压缸的活塞杆直径  $d$  可参考表 3-3 和表 3-4。

表 3-3 液压缸工作压力与活塞杆直径

工作压力 $p/\text{MPa}$	<2	2~5	5~10
活塞杆直径 $d$	$(0.2\sim 0.3)D$	$0.5D$	$0.7D$

表 3-4 设备类型与活塞杆直径

设备类型	磨床、珩磨及研磨机	拉、插、刨床	钻、车、铣、镗床
活塞杆直径 $d$	$(0.2\sim 0.3)D$	$0.5D$	$0.7D$

当液压缸的往复速度比  $\lambda_v$  有一定要求时，可以根据  $\lambda_v$  来确定液压缸的缸筒内径  $D$  和活塞杆直径  $d$ ，即

$$d = D \sqrt{\frac{\lambda_v - 1}{\lambda_v}} \quad (3-17)$$

液压缸的往复速度比  $\lambda_v$  与工作压力  $p$  的关系如表 3-5 所示。

表 3-5 液压缸工作压力与往复速度比

工作压力 $p/\text{MPa}$	$\leq 10$	12.5~20	>20
往复速度比 $\lambda_v$	1.33	1.64	2

计算所得的缸筒内径  $D$  和活塞杆直径  $d$  后，再按表 3-6 与表 3-7 取标准值，否则，所设计出的液压缸将无法采用标准密封元件。

表 3-6 液压缸的缸筒内径尺寸系列 (摘自 GB/T 2348—1993) (单位: mm)

10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	(90)	100
(110)	125	(140)	160	(180)	200	220	250	(280)	320	(360)	400

注: 括号内的尺寸尽量不用。

表 3-7 液压缸的活塞杆直径尺寸系列 (摘自 GB/T 2348—1993) (单位: mm)

4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
28	32	36	40	45	50	56	63	80	90	100	110
125	140	160	180	200	220	250	280	320	360		

### (3) 缸筒长度 $L$ 的确定。

液压缸的缸筒长度  $L$  由最大工作行程长度, 即各种结构需要来确定:

$$L = l + B + A + M + C \quad (3-18)$$

式中  $l$ ——活塞的最大工作行程;

$B$ ——活塞长度, 一般为  $(0.6 \sim 1)D$ ;

$A$ ——活塞杆导向长度, 取  $(0.6 \sim 1.5)D$ ;

$M$ ——活塞杆密封长度, 由密封方式决定;

$C$ ——特殊要求的其他长度 (如液压缸两端缓冲装置所需长度)。

一般缸筒的长度最好不超过内径的 20 倍。另外, 液压缸的结构尺寸有时还需考虑最小导向长度  $H$ 。

### (4) 最小导向长度的确定。

当活塞杆全部外伸时, 从活塞支撑面中点到导向套滑动面中点的距离  $H$  称为液压缸的最小导向长度 (图 3-16)。如果导向长度过小, 将使液压缸的初始挠度 (间隙引起的挠度) 增大, 影响液压缸的稳定性, 因此设计时必须保证有一最小导向长度。

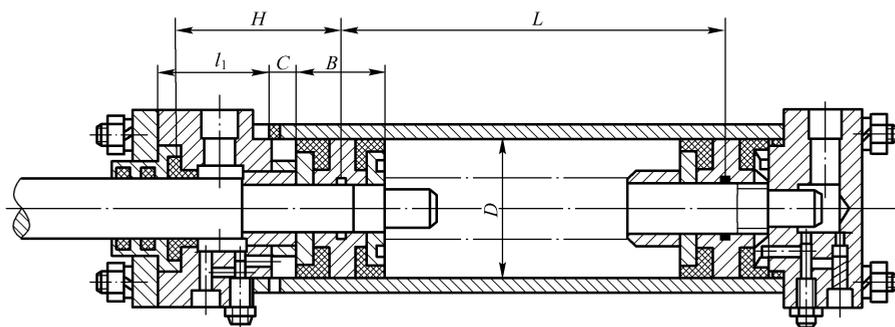


图 3-16 液压缸最小导向长度

对于一般的液压缸, 其最小导向长度由下式确定:

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2} \quad (3-19)$$

式中  $L$ ——液压缸最大工作行程 (m);

$D$ ——缸筒内径 (m)。

通常导向套滑动面的长度  $A$  在  $D < 80\text{mm}$  时取  $A = (0.6 \sim 1.0)D$ , 在  $D > 80\text{mm}$  时取  $A =$

$(0.6 \sim 1.0)d$ ; 活塞的宽度  $B$  则取  $(0.6 \sim 1.0)D$ 。为保证最小导向长度, 过度增大  $A$  和  $B$  都是不可取的, 必要时可以在导向套与活塞之间装隔环, 隔环宽度  $C$  由下式确定:

$$C = H - \frac{A+B}{2} \quad (3-20)$$

### 3. 液压缸的强度校核

对于液压缸的缸筒壁厚  $\delta$ 、活塞杆直径  $d$  和缸盖固定螺栓的直径, 在高压系统中必须进行强度校核。

#### 1) 缸筒壁厚校核

在中、低压系统中, 液压缸的壁厚往往由结构、工艺上的要求来确定, 一般不校核。只有在压力较高和直径较大时, 才校核缸筒壁最薄处的强度。

(1) 薄壁圆筒。当液压缸的缸筒内径  $D$  和壁厚  $\delta$  的比值大于 10 时, 为薄壁圆筒, 按下式校核缸筒强度, 即

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (3-21)$$

式中  $p_y$ ——缸筒实验压力, 当缸筒额定压力  $p_n \leq 16\text{MPa}$  时,  $p_y = 1.5p_n$ , 当缸筒额定压力  $p_n > 16\text{MPa}$  时,  $p_y = 1.25p_n$ ;

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力,  $[\sigma] = \sigma_b/n$ , 其中  $\sigma_b$  为材料的抗拉强度,  $n$  为安全系数, 一般取  $n = 3.5 \sim 5$ 。

(2) 厚壁圆筒。当液压缸的缸筒内径  $D$  和壁厚  $\delta$  的比值小于 10 时, 为厚壁圆筒, 按下式校核缸筒强度, 即

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_y}{[\sigma] - 1.3p_y}} - 1 \right) \quad (3-22)$$

#### 2) 活塞杆直径校核

活塞杆的直径可按下式进行校核, 即

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (3-23)$$

式中  $F$ ——活塞杆上的作用力;

$[\sigma]$ ——活塞杆材料的许用应力,  $[\sigma] = \sigma_b/1.4$ 。

#### 3) 液压缸的缸盖固定螺栓直径校核

液压缸的缸盖固定螺栓在工作过程中同时承受拉应力和剪切应力, 液压缸的缸盖固定螺栓直径可通过下式校核:

$$d \geq \sqrt{\frac{5.2kF}{\pi z[\sigma]}} \quad (3-24)$$

式中  $F$ ——液压缸负载;

$k$ ——螺纹拧紧系数,  $k = 1.12 \sim 1.5$ ;

$z$ ——螺栓个数;

$[\sigma]$ ——螺栓材料的许用应力,  $[\sigma] = \sigma_s/1.2 \sim 2.5$ ,  $\sigma_s$  为材料的屈服强度。

#### 4. 液压缸稳定性校核

当活塞杆长度  $L$  和直径  $d$  的比值大于等于 10 时，为细长杆，在受压时，轴向力超过某一临界值时会失去稳定性，因此要进行稳定性校核。活塞杆所受载荷  $F$  应该小于临界稳定载荷  $F_k$ ，即

$$F \leq \frac{F_k}{n_k} \quad (3-25)$$

式中  $n_k$ ——稳定安全系数，取  $n_k = 2 \sim 4$ 。

#### 5. 液压缸设计中应注意的问题

液压缸的设计和使用正确与否，直接影响到它的性能和是否容易发生故障。在这方面，经常发生的是液压缸安装不当、活塞杆承受偏载、液压缸或活塞下垂以及活塞杆的压杆失稳等问题。所以，在设计液压缸时，必须注意以下几点。

(1) 液压缸结构形式的选择关系到液压缸的具体结构设计和性能设计，因此必须根据系统设计要求，对不同形式的液压缸进行充分分析和对比，然后参考同类设备使用情况来确定。

(2) 在保证实现设计要求的前提下，应使液压缸外形尺寸尽可能小。

(3) 应尽量使活塞杆在受拉状态下承受最大负载，但一般情况活塞杆多在受压状态下工作。因此，为避免产生纵向弯曲，应保证液压缸在受压状态下具有良好的稳定性。

(4) 具体结构设计要按照推荐的结构形式进行，尽量采用标准件，结构尽可能简单，且便于加工、装配和维修。

(5) 不一定所有液压缸都要设置缓冲和排气装置，应根据具体情况和要求而定。

(6) 确定液压缸安装固定形式时，必须考虑到缸筒和活塞杆受热后会伸长的问题。因此，定位销只能安装在液压缸一端的两侧；双杆活塞缸的活塞杆与运动部件不能采用刚性连接。

### 任务 3 液压缸的安装、使用与维护

#### 3.3.1 液压缸的正确安装方法

##### 1. 底脚形液压缸的安装方法

图 3-17 为底脚形大直径、大行程液压缸的安装示意图。图中底脚紧固螺栓（一般有 4 个）的大小，是根据液压缸的最高使用压力进行强度计算得出的。为避免底脚螺栓直接承受推力载荷，可在液压缸一个底脚的两侧安装止推挡块 A、B，如图 3-17 (b) 所示。活塞杆伸出（或缩回）时所产生的载荷，由止推挡块 B（或 A）直接承受，而底脚螺栓 2 仅承受上下方向的作用力。在液压缸拆卸后的再次安装过程中，止推块 A、B 还起到定位作用。在 3、4 处的压板挡块 C，只限制缸体上抬，不应限制缸体的轴向伸展。

同时还须注意以下几个方面。

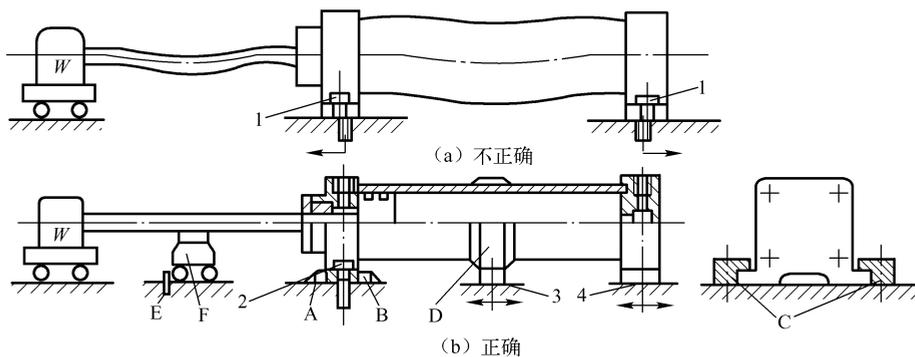


图 3-17 底脚形大直径大行程液压缸的安装方法

(1) 液压缸的基座必须有足够的刚性。

(2) 在设计大直径、大行程（行程达到 2000mm 以上）液压缸时，有必要在液压缸缸体上设置中间支座 D，在活塞杆上设置活动支撑台 F。当活塞杆伸出时，支撑台 F 也向左运动直至碰到限程挡块 E（E 处于中间位置）后停止不动，从而保证支撑台 F 停留在最佳位置；当活塞杆缩回时，最初支撑台 F 仍留在最佳位置，当活塞杆越过一半时就带着支撑台一起向右移动。

### 2. 法兰形液压缸的安装方法

法兰形液压缸的安装如图 3-18 所示。安装螺栓 A 不能直接承受载荷，载荷只能作用在支座 B 上，螺栓 A 仅起紧固作用。因此，当液压缸的有杆腔工作时，一定要按如图 3-18（a）所示进行安装；当液压缸无杆腔工作时，一定要按如图 3-18（b）所示进行安装。若在大直径、大行程液压缸水平安装的情况下，由于重量很大，则需要利用支撑挡块 C（或定位销）来承受液压缸的重量，最好还设置防止挠曲用的托架 E。

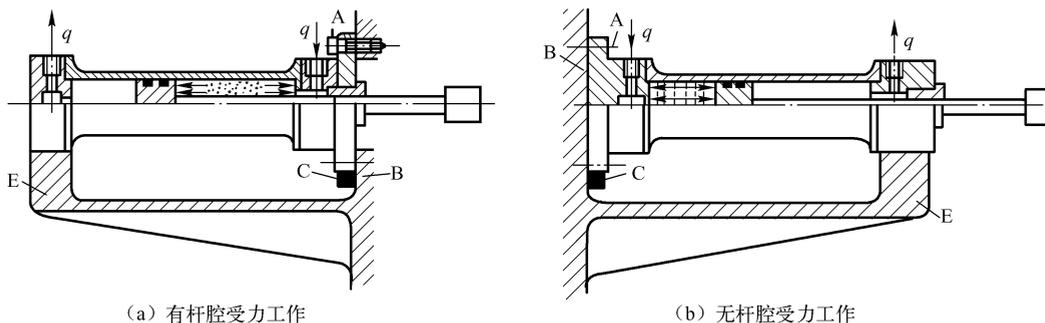


图 3-18 法兰形液压缸的安装方法

### 3. 耳环形液压缸的安装方法

图 3-19（a）为耳环形液压缸的正确安装方法。这种液压缸是以耳轴为支点，在耳轴垂直的平面内摆动的同时做往复直线运动，所以活塞杆顶端连接头的轴线方向必须与耳轴的轴线方向一致。图 3-19（b）为耳环形液压缸的不正确安装方法。由图可见，活塞杆顶端连

接头的轴线方向与耳轴的轴线方向不一致，严重影响了液压缸的寿命和强度。

有些使用场合，要求耳环形液压缸能以耳轴为中心作自由回转，此时可使用万向节头 [图 3-19 (c)]。如不用万向节头，可将耳轴孔加工得稍大些，并带有大圆弧，则也有一定效果 [图 3-19 (d)]。

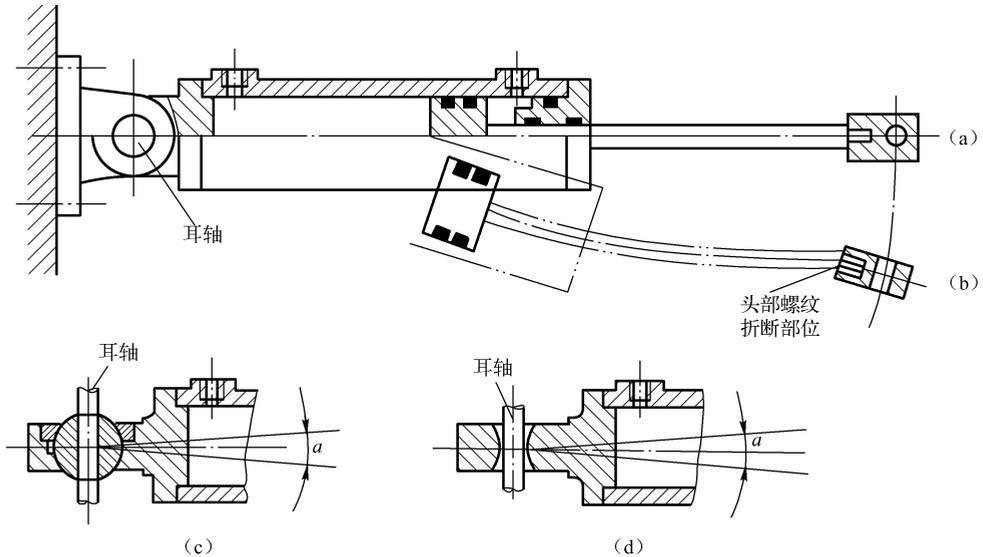


图 3-19 耳环形液压缸的安装方法

### 3.3.2 液压缸的调整

#### 1. 排气装置的调整

排气装置一般的调整方法是：先将动作压力降低到 0.5 ~ 1MPa，以便于原来溶解在油中的空气分离出来，然后在使用活塞交替运动的同时，一手用纱布盖住空气的喷出口，另一手开、闭排气阀（塞）。当活塞到达向右的行程末端，在压力升高的瞬间，应打开右腔的排气阀（塞），而在向左行程开始前的瞬间，应关闭右腔的排气阀（塞）。这样反复几次，就能将液压缸右腔的空气排除干净；然后可用相应的办法排除左腔的空气。

#### 2. 缓冲装置的调整

在液压装置作运转试验时，如应用缓冲液压缸，就需要调整缓冲调节阀。开始先把缓冲调节阀放在流量较小的位置，然后渐渐地增大节流口，直到满意为止。对于连续顺序动作的回路，如对循环时间有特别要求时，应预先对设计参数进行充分的考虑，并在运转试验中调整得符合要求。

#### 3. 注意事项

在液压装置的运转试验中，还要检查进、出油口配管部分和活塞杆伸出部分有无漏油，以及活塞杆头部与被驱动体的结合部分和液压缸的安装螺栓等有无松脱现象。还要注意对耳

轴和铰轴等轴承部分加油。

### 3.3.3 液压缸的维护

液压缸的一般维护是指更换密封元件、防尘元件，排除油管接头处的漏油及消除连接部位螺纹的松动现象等。在液压缸拆卸以后，首先应对液压缸各零件进行外观检查，根据经验即可判断哪些零部件可以继续使用，哪些零件允许更换和修理。

#### 1. 缸体内表面

缸体内表面有很浅的线状摩擦伤或点状伤痕，是允许的，对使用影响较小。如果有纵向的较深拉伤痕纹时，即使更换新的活塞密封圈，也不可能防止漏油，必须对内孔进行研磨，可以用极细的砂纸或油石修正。当纵状拉痕无法修正时，就必须重新更换新缸筒。

#### 2. 活塞杆的滑动表面

活塞杆的滑动表面产生纵向拉伤或撞痕时，判断和处理办法与缸体内表面的情况相同。但活塞杆的滑动表面一般是镀硬铬的，如果部分镀层产生剥落而形成伤痕，活塞杆密封处的漏油对运行影响很大。必须除去旧有的镀层，重新镀铬、抛光。

#### 3. 密封

活塞密封件和活塞杆密封件是防止液压缸内部漏油的关键零件。在拆卸检查时，首先看密封件的唇边有无受伤以及密封摩擦面的磨损情况。当发现密封件唇口有轻微的伤痕，摩擦面略有磨损时，最好能更换新的密封件。对使用日久、材质发生硬化变脆的密封件，须更换。

#### 4. 活塞杆导向套的内表面

有些伤痕，对使用没有妨碍。但活塞杆导向套内表面的不均匀磨损深度为 0.2 ~ 0.3mm 时，就应更换导向套。

#### 5. 活塞表面

活塞表面上的不均匀磨损深度为 0.2 ~ 0.3mm 时，应更换新活塞。另外还要检查是否有端盖的碰撞、内压引起活塞裂纹。

#### 6. 其他部分的检查

对于其他部分的检查，随液压缸构造及用途而异。但检查时应留意端盖、耳环、铰轴等部位有无裂缝，连接处的螺纹有无异常，焊接部分是否有脱焊、裂缝等现象。

### 3.3.4 液压缸常见故障分析

液压缸的常见故障及排除方法如表 3-8 所示。