

目 录

前言

第一章 液压缸概述	1
一、液压传动的原理和意义	1
二、液压缸的作用	5
三、液压缸的应用和国内生产情况	6
四、液压缸的标准化	7
第二章 液压缸的分类及特点	9
一、液压缸的分类	9
二、普通液压缸的特点	12
三、特殊液压缸的特点	15
四、典型液压缸的结构及主要零件的作用	18
第三章 液压缸的设计与计算	23
一、设计依据、原则和步骤	23
二、受力分析	26
三、结构设计和安装形式	28
四、主要技术性能参数的计算	31
五、缸筒的设计与计算	43
六、活塞杆的设计与计算	60
七、活塞的设计	66
八、导向套的设计与计算	70
九、液压缸的挠曲值及稳定性计算	72
十、端盖和缸底的设计与计算	84
十一、缓冲装置的设计与计算	90
十二、其它零件的设计	95

VI

十三、特殊液压缸的设计与计算	99
十四、摆动液压缸	101
十五、密封件的选用	105
第四章 液压缸的制造	115
一、缸筒的制造	115
二、活塞杆的制造	129
三、尼龙支承环的制造	132
四、球面副的加工	134
五、其他零件的加工	142
六、液压缸的装配	143
七、液压缸的试验	144
第五章 标准液压缸的选用	150
一、选用原则和步骤	150
二、技术参数的核算	151
三、处理好几个技术参数的辩证关系	154
第六章 液压缸的安装、维护和检修	157
一、液压缸的安装和维护	157
二、液压缸的检修	159
参考文献	168

第一章 液压缸概述

一、液压传动的原理和意义

一部完整的机器，一般由动力机、传动机构和工作机三部分组成。传动机构通常分为机械传动、电气传动和流体传动。流体传动是以流体为工作介质进行能量转换、传递和控制的传动，包括液体传动和气体传动。

液体传动是以液体为工作介质的流体传动。按其工作原理分为容积式和动力式两类。容积式液体传动又称为液压传动。液压传动借助于处在密封容积内的液体的压力能来传递能量或动力。液体虽然没有一定的几何形状，却有几乎不变的容积，即不可压缩性（这是优于气体传动的主要一点），因此，当它处于密闭几何容腔内并受到力的作用时，就可将压力由一处传递到另一处，从而实现机械能的传递。力或力矩的传递是按帕斯卡定律（静压传动）进行的。

如图 1-1 所示，密闭的装置中有一个大缸和一个小缸，假若忽略缸体和管路的弹性变形、流体的摩擦损失，那么，当小活塞 1 受到外力 P_1 的作用时，小缸内的液体就会在单位面积上产生一定的压力 p_1 ，液体以相等的内压强度向大活塞 2 传递，使大活塞产生一个向上的作用力 P_2 。设小活塞的面积为 A_1 ，则液体产生的压力为

$$p_1 = \frac{P_1}{A_1}$$

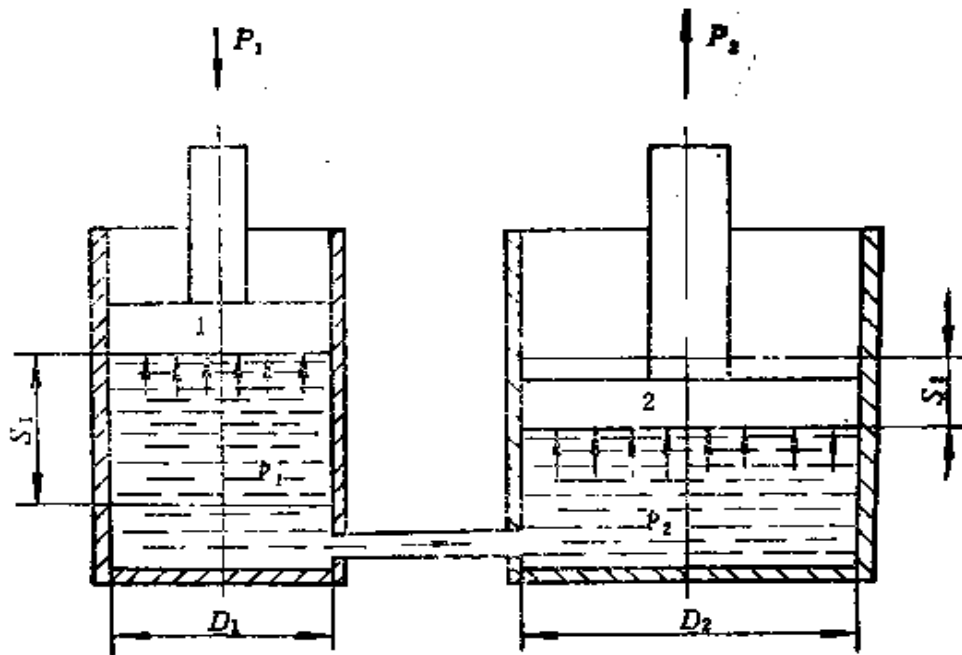


图1-1 液压原理图

如大活塞的面积为 A_2 ，则大活塞产生的向上的推力为

$$P_2 = p_1 A_2 = P_1 \frac{A_2}{A_1}$$

如果 $A_2 = 10A_1$ ，则

$$P_2 = P_1 \frac{10A_1}{A_1} = 10P_1$$

这就是说，大活塞产生的推力是作用于小活塞上外力的 10 倍。

由此可见：

(1) 活塞的推力等于压力 P 与活塞面积 A 的乘积。

(2) 液体压力 P 由活塞面积和负载建立，当活塞面积 A 等于零时， P 也等于零。初学者以为液压泵打出的液体就一定有压力，这是错误的。

假设小活塞的移动速度为 v_1 ，则时间 t 内小活塞移动所排出的液体体积为

$$V_1 = v_1 A_1 t$$

液体推动大活塞以速度 v_2 移动，在相同时间 t 内进入大缸的液体体积为

$$V_2 = v_2 A_2 t$$

忽略液体的泄漏损失时

$$V_1 = V_2 = V$$

所以

$$v_1 A_1 t = v_2 A_2 t$$

或

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = \frac{V}{t}$$

单位时间流过的流体体积称作流量，则

$$Q = \frac{V}{t}$$

上式变为

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q$$

所以

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

由此可见：

(1) 活塞移动的速度与进入缸内的流量成正比，与负载无关，即活塞的移动速度可以通过改变流量 Q 进行调节。

(2) 活塞的移动速度与活塞的面积成反比，可通过对活塞面积的改变来控制速度。

设小活塞向下移动的距离为 S_1 ，大活塞向上移动的距离为 S_2 。由于小缸流进大缸的液体是一定的，则

$$S_2 A_2 = S_1 A_1$$

若 $A_2 = 10A_1$ ，那么

$$S_2 = \frac{S_1 A_1}{A_2} = \frac{S_1 A_1}{10 A_1} = \frac{S_1}{10}$$

这就是说，大活塞的行程是小活塞行程的 1/10。

但是，无论它们的负载和行程怎样变化，大活塞和小活塞所作的功是相等的。即

$$W_1 = W_2$$

由于 $W_1 = P_1 S_1$ $W_2 = P_2 S_2$

所以 $P_1 S_1 = P_2 S_2$

这就是液压传动的基本原理。

如果把小缸看成是动力元件——液压泵，那么，大缸就相当于执行元件——液压缸。为了控制执行元件的运动，在泵与缸之间设置控制元件——各种阀及其辅助装置，就构成了完整的液压系统。

从液压传动的原理可以看出，液压传动同机械传动、电气传动和气体传动相比较，其特点在于：

1. 容易获得很大的力或力矩，且易于控制。
2. 可直接推动工作机构做往复直线运动或一定角度范围内的摆动，无需其它传动机构。
3. 在工作过程中能进行较大范围的无级变速。
4. 能量容量大，传递运动平稳。
5. 在运动中可经常快速而无冲击地调速和换向。
6. 容易实现各种复杂动作，与机械传动相比，易于布置和操纵。
7. 易于防止过载和事故，能自动润滑，使用寿命长。
8. 容易实现标准化、系列化、通用化。

总之，液压传动的经济效益和技术效果已被人们承认和重视，因此，液压技术也必然会有更迅速的发展。

二、液压缸的作用

液压缸是液压传动中的执行元件。它将液压能转变为机械能，实现往复直线运动或回转摆动运动。与杠杆、连杆、曲轴、齿条、齿轮、凸轮等机构连用，能扩大液压缸的使用范围和机构的灵活性。

不同的液压缸其作用是不一样的。总的来说，由于液压缸的活塞或叶片的有效工作面积较大，可获得很大的力或力矩。一个缸内径为100mm，压力为15.6MPa的双作用单活塞杆液压缸，若行程为1000mm，总质量不超过80kg，而且产生的工作出力很大，推力可达12.3kN。体积小、重量轻、出力大的优点，对于减小机器体积和重量的作用是显而易见的。

由于液压缸的运动速度可以通过液压阀的控制进行调节，所以它在工作过程中能进行较大范围的无级变速，而且调速比很大，操纵力小，这个作用是机械执行机构无法代替的。液压缸一般都设置排气装置和缓冲装置，因而，它的运动平稳性好，在运动中可快速而无冲击地变速和换向，操纵方便。液压缸靠管路与液压阀和液压泵相连，它的安装自由度很大，可任意布置在合适的位置上。

只要在液压系统中将压力控制在某个限度，就可以防止液压缸的超载，而且液压缸的工作压力可以从压力表上观察到，这样就可防止发生事故。

液压缸的零件一般只有20个左右，简单的柱塞式液压缸只有5~6个零件，而且形状简单，加工要求比较低，所以制造容易，成本低，维修方便。

某些特殊液压缸有它的特殊用途。增压液压缸可以将低

压变成高压，从而节省高压泵，使液压系统经济化。多位液压缸可以在一定的范围内获得任意的停留，实现多工位停顿，便于实现自动化。

液压缸的这些作用和优点，使它得到广泛地应用。

三、液压缸的应用和国内生产情况

机床是应用液压技术较早、较广的行业。过去只在刨床、插床、拉床及磨床上采用，现在75%的各种机床设备都采用了液压技术，代替复杂的机械传动。如60m/min以上的大型龙门刨床和30~50m/min的高精度平面磨床工作台的进给和快速退回，都采用了液压缸。在许多自动化流水线上（如铸造等）采用液压技术，其优点就更加突出。当前，在机床向体积小、功率大、重量轻、效率高、性能好的方向发展时，采用液压技术已成一项主要措施。

工程机械的传动基本上都液压化了，比如挖掘机的挖掘、举升、卸料等动作，只需要三个液压缸的配合动作就能完成。

操纵舰船的舵机要用几十kN·m甚至几百kN·m的力矩，这用人力是办不到的。机械传动的结构、重量、占用面积和体积都大大超过液压传动，对舰船的载重量和航速都是不利的，我国早在50年代初期就采用了液压舵机。现在，不论是军舰上的消摆、潜望、武器系统，还是远洋油船、货船上的锚机、起货机、绞车、舱盖开闭装置等，大多采用了液压技术。

此外，象飞机的起落架、水平及垂直舵翼，导弹起落架，以及日常见到的翻斗自卸汽车、起重汽车吊，甚至轻工业上所用的塑料压铸机等设备和机械，也都是采用液压技术。

由于液压技术的广泛应用，液压缸的生产也比较普遍。不仅许多液压件厂生产，其他整机生产厂也生产，而且还有不少专门生产液压缸的工厂。

目前，我国设计和制造的液压缸，从整体来看，其质量是好的。当然，与工业发达国家相比，还存在一定差距。随着机械加工技术的发展，液压缸的生产工艺和工艺装备也在不断发展，许多工厂逐步改变了在车床或改型设备上加工缸筒的方法，而采用深孔镗床加工；缸筒的光洁加工也被滚压、电解加工等方法代替；活塞杆镀铬后再磨削的老习惯，也被尺寸镀铬的工艺所淘汰。

液压技术正日益向高压、小型、大功率方向发展，液压缸的设计和制造水平也在不断提高。在这种情况下，新的计算理论的出现，新式密封件的使用，新技术、新工艺、新材料的应用，为液压缸的日趋先进提供了有利的基础和条件。

四、液压缸的标准化

为了减少设计工作量和避免液压缸产品的混乱，便于用户合理选型，和其它产品一样，液压缸也有一个标准化的问题。

由于液压缸仅仅是许多不同用途、不同形式机械中的一个部件，在各种机械中使用的液压缸，其安装形式、压力大小、外形尺寸、行程长短、工作条件都不同，所以液压缸的形式也是各种各样的，很难就其整体订出统一的标准，但是，这并不排斥对许多液压缸零件的结构参数和应用最多最广的基本型液压缸进行标准化。这种情形和螺纹的标准化一样，螺母、螺钉和螺栓可以完全标准化，但不同直径的轴类零件的螺纹就不能完全按螺栓对待，而只能规定不同直径螺纹的

各个参数。液压缸的标准化工作也只能这样处理。

在这方面，原机械工业部有关院所做了大量工作，先后制订了JB826—66、JB1066—67及JB2183—77等标准，对液压缸的主要参数作了规定，为统一液压缸的规格起了重大作用，同时也为制订国家标准打下了重要基础。

近几年来，国家标准局相继颁布了一批有关液压缸的国家标准，摘录如下：

- | | |
|-----------|--------------------------|
| GB786—76 | 液压及气动图形符号 |
| GB2346—80 | 公称压力系列 |
| GB2348—80 | 缸径及活塞杆外径系列 |
| GB2349—80 | 活塞行程系列 |
| GB2350—80 | 活塞杆螺纹形式和尺寸系列 |
| GB2878—81 | 油口连接螺纹尺寸 |
| GB2879—81 | 液压缸活塞和活塞杆宽断面动密封沟槽尺寸系列和公差 |
| GB2880—81 | 液压缸活塞和活塞杆窄断面动密封沟槽尺寸系列和公差 |
| GB3766—83 | 液压系统通用技术条件 |

这些国家标准与国际标准（ISO）基本一致。它们不仅统一了国内液压缸的主要技术参数，方便了设计、制造和使用，而且为国际间液压缸的技术交流和进出口贸易提供了方便。

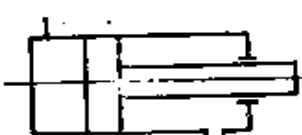
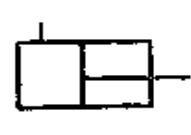
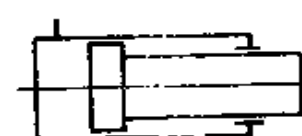
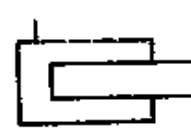
第二章 液压缸的分类及特点

一、液压缸的分类

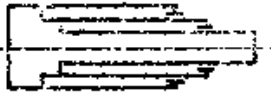
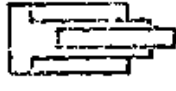
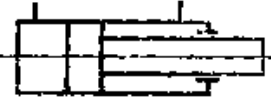





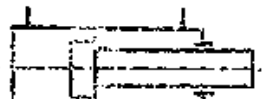

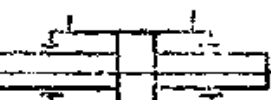
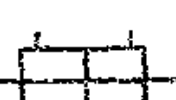
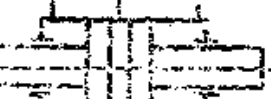
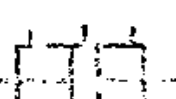
作为液压传动的执行元件，液压缸所能完成的动作是多种多样的，所以，它必须适应各种不同机械设备的需要。液压缸的结构形式各不相同，种类繁多。在液压系统中，液压泵、液压阀绝大多数都已采用标准元件，而液压缸却往往需要根据不同的用途、不同的使用条件、不同的性能要求进行设计。

在设计之前，有必要了解液压缸的分类。只有这样，才能根据液压缸的作用，设计出合理的结构。液压缸的分类见表2-1。

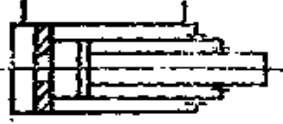
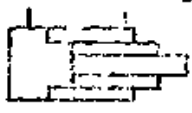
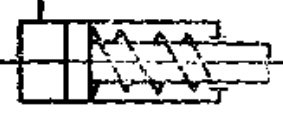

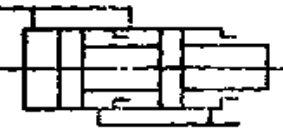

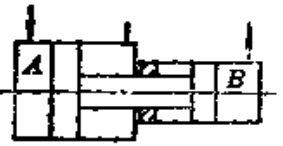
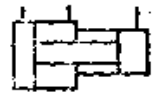
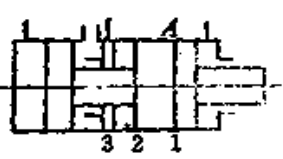

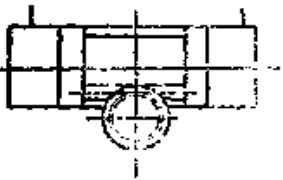

表2-1 液压缸的分类

名称	图 示	符 号	说 明
普通液压缸 单作用液压缸			活塞仅作单向出力运动，由外力使活塞杆作返回运动
			同上，柱塞杆由外力或自重力返回

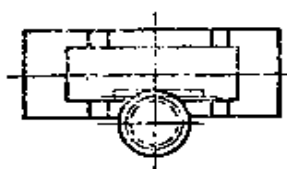
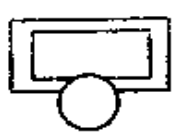
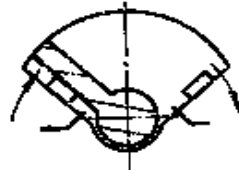

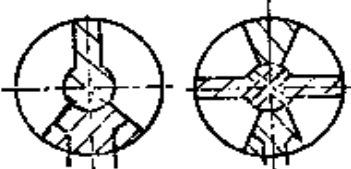
(续)

名称		图 示	符 号	说 明	
单作用液 压缸	伸缩缸			有多个互相连动的活塞，其行程可改变，由外力使活塞杆退回	
	双 单 杆 活 塞 缸	单杆缸			活塞作双向出力运动，活塞在行程终了时不减速
		不可调冲式缸			活塞在行程终了时缓冲减速，但减速值不变
		可调缓冲式缸			同上，但减速值可调节
		差动缸			活塞两端面有效面积较大，使液缸往复作用力和速度差也大，对系统的工作特性有明显的作用
	双 活 塞 缸	等行程等速缸			活塞左右移动速度和行程皆相等
		双向缸			两个活塞同时向相反的方向运动

(续)

名称		图 示	符 号	说 明
普通液 压缸	双作用 伸缩缸			有多个互相连动的活塞，其行程可变，活塞可双向运动
	弹簧 复位缸			活塞单向作用，由弹簧使活塞复位
特 殊 液 压 缸	串联缸			当缸的直径受限制而长度不受限制时，用以获得大的出力
	增压缸			由两个不同的压力腔A、B组成，可提高B腔的压力
	多位缸			活塞A可实现多位停留
缸	齿条传 动油 缸			活塞运动经齿条传动到小齿轮，使其产生回转运动

(续)

名称		图 示	符 号	说 明
特 殊 液 压 缸	组合 齿条传 动塞缸			柱塞运动经齿条传动到齿轮,使其产生回转运动
	单叶片 摆动缸			摆动缸也叫摆动液压马达能将液压能变为回转运动的机械能,摆角一般不大于280°
	多叶片 摆动缸			同上,输出扭矩与叶片数量成正比,但摆角相应减小

注: 1.表中液压缸的符号见GB786—80, 液压系统图形符号。

2. 液压缸的符号在制图时,长宽比一般取(2~2.5):1。

3. 活塞杆上附有擦块时,可按简单机构画出,并与活塞杆线相连。

4. 缸体或者活塞杆固定不动时,可加固定符号表示。

二、普通液压缸的特点

普通液压缸是液压系统中应用最广的结构形式。为了正确地设计和使用这类缸,应该熟悉掌握它的特点。

1. 单作用液压缸

这种缸是一种最简单的液压缸。它只能向活塞一侧供给压力油,输出单方向的作用力。反方向运动则依靠负载外力、弹簧力、柱塞杆或活塞杆的自重等作用来完成,即反方向没有液压作用力。它的优点是节省液压动力,简化油路,

但它的反方向运动速度和力的大小都不能控制。驱使活塞杆或柱塞杆返回运动的自重力、负载力、弹簧力必须大于背压力和液压缸各部位的摩擦阻力之和。弹簧复位的缸，弹簧有作用空间，使其体积变大。单作用液压缸在机床的定位夹紧、自卸翻斗汽车的举升、升降机的举升、船舶起货吊杆等场合应用较多。

2. 双作用液压缸

这种缸比单作用液压缸的应用要广泛得多。压力油可以交替向活塞两侧供给，驱使活塞作往复运动，其推、拉两个方向上的运动速度和供油压力都能控制，但控制系统比单作用液压缸复杂。双作用液压缸有单活塞杆和双活塞杆两种之分。单活塞杆双作用液压缸比双活塞杆双作用液压缸的应用要普遍一些。机床工作台的往复运动液压缸、工程机械中的各种动作液压缸都采用单活塞杆双作用液压缸。

3. 单活塞杆液压缸

这种液压缸只在活塞的一侧有活塞杆，活塞两侧的有效作用面积不相等。活塞杆直径越大，活塞两侧的有效作用面积相差越大，在供油压力相等的情况下，无活塞杆侧产生的推力比有活塞杆侧产生的拉力要大；在流量相等的情况下，无活塞杆侧通入压力油使活塞杆伸出的速度比有活塞杆侧通入压力油使活塞杆缩回的速度要慢。

由于活塞杆伸出时能产生较大的推力，返回时又有较快的运动速度，所以很适用于在一个方向上承受负载而空载快速退回的场合。活塞杆越粗，推力和拉力、慢速和快速就相差越大。液压刨床工作台的慢速工进和快速退回，就是利用单活塞杆液压缸的性能实现的。

4. 双活塞杆液压缸

这种缸的活塞两侧都有活塞杆。当两活塞杆直径相同，供油压力和流量不变时，活塞往复运动速度和作用力也都相等。由于它有两根活塞杆，它的刚性和稳定性较好，但工作时占用的空间范围大，其运动范围约等于有效行程长度的3倍。磨床工作台液压缸，大多应用这种形式的液压缸。

5. 柱塞液压缸

柱塞缸大多数是单作用缸，其结构极其简单，制造、维修方便。柱塞缸的柱塞粗、大、重，刚性比活塞杆好，因此，在大行程的液压缸中，采用这种缸比较好。由于它的缸体内壁与柱塞不接触，而只靠导向套与柱塞接触导向，缸体内壁可以不加工或只进行粗加工，工艺性能好，加工成本低。

柱塞缸的体积、重量都比较大，水平安装时，柱塞压向一边，容易造成密封件和导向套的单边磨损，因而，柱塞缸最适宜垂直安装使用。水平安装使用时，需设置柱塞托架，以防柱塞下垂，避免弯曲和增大初始挠曲面产生“憋劲”现象。

6. 伸缩液压缸

伸缩缸又叫多节缸、多级缸或复合缸，它有单作用和双作用两种形式。这种缸的总行程较长，收缩后长度很短，特别适用于安装空间小而行程又要求较长的场合。同样长的行程，节数越多，收缩后的长度越短，但是，节数越多，液压缸伸出时的挠度也越大，结构也越复杂，制造也越困难，成本也越高。因此，只有在特殊情况下才增加节数。伸缩缸在工程机械、农业机械、汽车起重吊、潜艇升降装置上应用较多。

三、特殊液压缸的特点

1. 串联液压缸

如表 2-1 所示，串联液压缸是用一根活塞杆将两个缸体串联起来，两个缸体共连在一个中间法兰上。它的结构是串联的，但油路却是并联的，两个缸体的左右腔相互联通。这种缸一般用于径向尺寸受限制而且要求出力较大的情况下。由于两个活塞的同一侧面同时承受液压力的作用，相当于增大了活塞的有效面积。如果两个活塞的直径相等，那么，两级串联缸就比单缸的出力要增大一倍。

2. 增压液压缸

如表 2-1 所示，增压缸由直径大小不同的两个液压缸串联而成。大缸作为原动液压缸，小缸则为增压的输出缸。当低压油通入大液压缸推动活塞前进时，小液压缸内的油液通过小活塞受压，由于小活塞的有效作用面积小，所以产生的平均压力就比大液压缸内的压力大，从而达到增高压力的目的。鉴于增压液压缸的这种作用，有的人又把它叫作液压增压器。它可将低压泵提供的低压油转换成高压油供给液压系统的某一部分，可以省去低压液压系统中由于某一部分需要高压油而设置的高压泵。

增压缸有单向和双向之分。单向增压缸只能单方向间断地供油，油液的压力是不稳定的，有脉动冲击。为了使增压缸在往复运动中能连续不断地将低压油转换成高压油，常常采用连续式增压缸。这种缸相当于两个输出缸共用一个双作用原动液压缸，在正反两个方向上都有增压作用，压力比较稳定。

3. 旋转液压缸

在某些机构中，不仅需要液压缸作往复直线运动，而且需要它随机构一起作旋转运动，比如车床主轴上的夹紧液压缸，它既要轴向运动夹紧加工零件，又要随主轴一起转动，这就要采用旋转液压缸了。

如图 2-1 所示，旋转液压缸有专用的配油装置，使液压缸旋转时仍然能顺利地进油和排油。它的缸体、活塞及活塞杆与主轴连在一起旋转，只有配油装置的外壳固定不动。

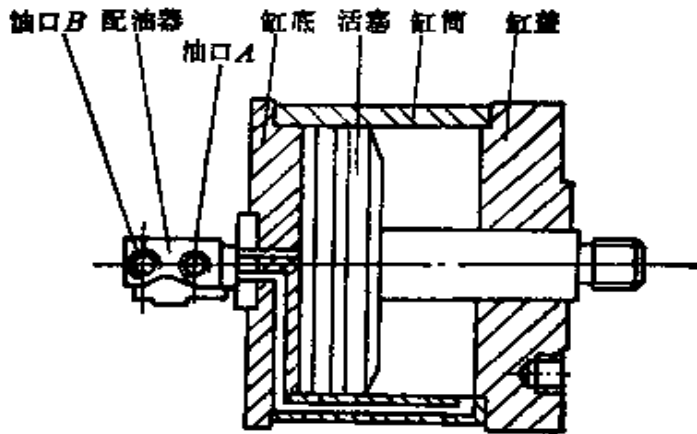


图2-1 旋转液压缸

4. 多位液压缸

如图 2-2 所示，多位液压缸的缸体内有一系列活塞，这些活塞用活塞杆的空心凸缘相互连接起来，用数字叠加的方法能在一定的步距和一定的运动范围内实现任意位置的停留。

假设多位液压缸的步距为 s ，活塞的级数为 n ，那么它能获得的位置数目 N 为

$$N = 2^n - 1$$

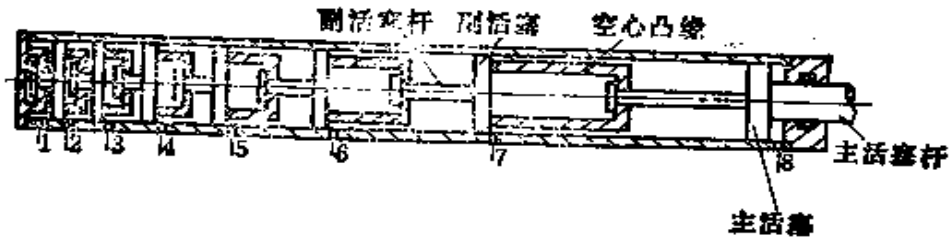


图2 2 多位液压缸

最大运动范围(即最大工作行程) S 为

$$S = sN$$

这种液压缸多用于直线多工位流水生产线上。

5. 摆动液压缸

摆动液压缸也叫摆动液压马达，是指缸上没有任何传动机构而由其输出轴直接输出扭矩的液压缸，其往复回转摆动角小于 360° ，一般最大不超过 280° 。有些直线往复运动的液压缸与机械回转机构连在一起而输出扭矩的组合液压缸不同于摆动液压缸，如表 2-1 中的齿条传动活塞缸和柱塞缸，它们虽然也能传递和输出扭矩，但其输出扭矩的轴却是由齿条齿轮传动副带动的，液压缸本身并不具有摆动回转性能。

摆动液压缸分为马达式和叶片式两种。马达式摆动液压缸结构图见图3-24所示；图 2-3 是单叶片摆动液压缸的结构。当两油口中的某一油口通入压力油，另一油口接通回油路时，在压力油的推动下，叶片所产生的扭矩通过输出轴输出。

多叶片摆动液压缸在相同体积下增加叶片的数量，可成倍增加输出扭矩，但摆动角度要相应减少。

摆动液压缸具有结构紧凑、简单、输出扭矩大等优点，但密封较困难，需要用专用密封圈，一般只用于中、低压液

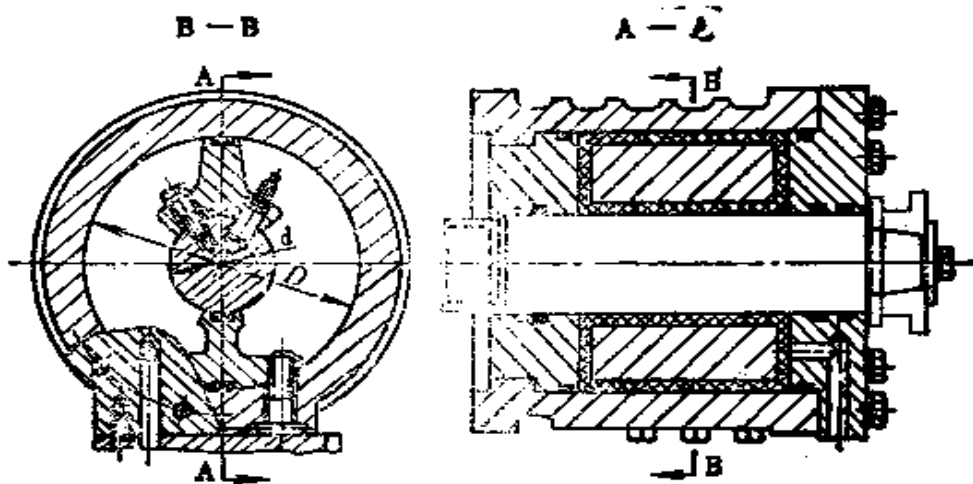


图2 3 单叶片摆动液压缸

压系统。

四、典型液压缸的结构及主要零件的作用

1. 基本结构

图 2-4 是一种用途广泛的双耳环连接式双作用单活塞杆液压缸的结构。凡是缸盖在一个平面内摆动工作的缸都可以使用这种缸。

缸筒、缸头和端盖构成一个密封腔，用以封闭液压油。当压力油从油口 A 进入液压缸，在活塞右端面上产生作用力，推动活塞及活塞杆向左移动，形成推力，若从油口 B 通入压力油，则活塞向右移动，活塞杆缩回，形成拉力。将缸头耳环安装在机械的固定位置上，耳环和负载机构相连接，活塞杆的伸出和缩回就能推动或拉动负载做往复运动，而将液压能变为机械能。

活塞杆的左端用螺纹与耳环连接并用螺钉紧固，右端与

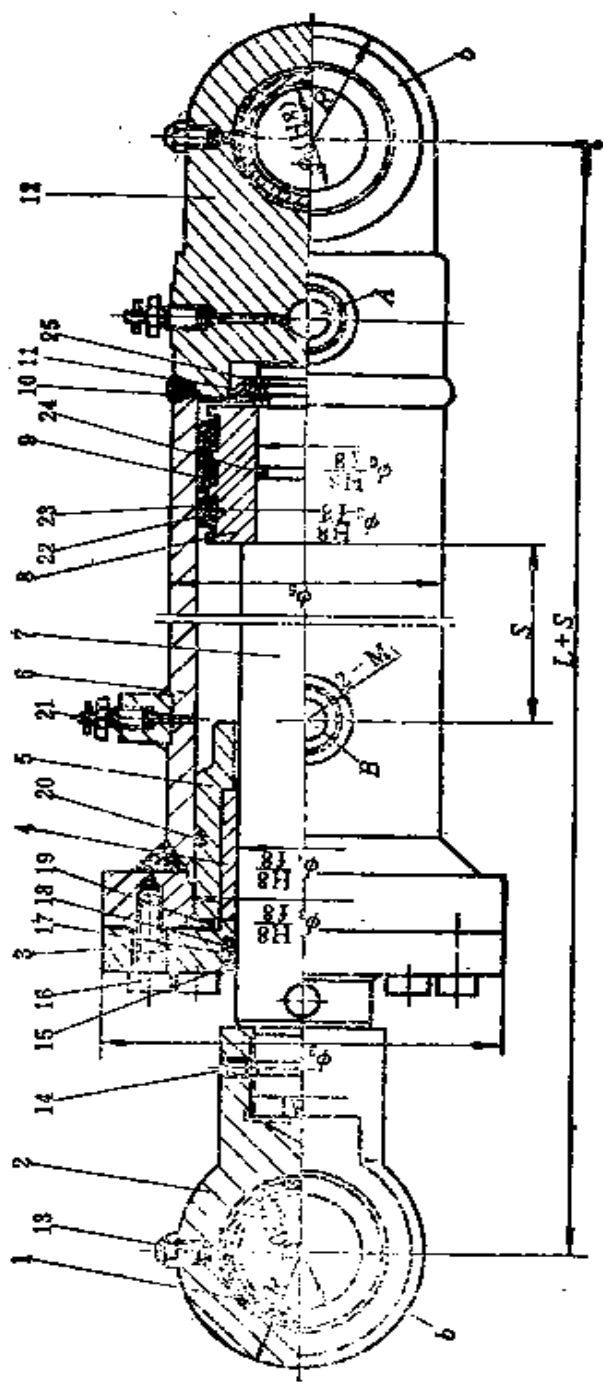


图2-4 典型液压缸的结构

- 1—衬套 2—耳环 3—端盖 4—导向套 5—支承座 6—缸筒 7—活塞杆 8—活塞 9—支承环
- 10—抽用卡键 11—卡键槽 12—缸头 13—油杯 14—螺钉 15—防尘圈 16—螺拴 17—挡圈
- 18—抽用Yx型密封圈 19、20、24—O型密封圈 21—排气阀 22—孔用Yx型密封圈 23—挡圈
- 25—抽用弹性卡圈

活塞内孔配合，以卡键和卡键帽固定。在活塞杆与活塞配合的外圆上装有O型密封圈，起径向固定密封作用，防止间隙间的油液泄漏。缓冲柱塞往往与活塞杆作为一体，以保证同轴度和减少零件数量。在活塞上装有尼龙支承环和防止泄漏的两个Y₂密封圈。有些活塞内孔做成台阶形的，小孔与活塞杆配合；大孔的作用是当活塞向左移到行程左端时，使支承座的小外圆能插入活塞大孔中形成缓冲区，起缓冲作用。

缸体的左端装有支承座，其外圆和左端面上装有O型密封圈，内孔装有导向套，起导向作用。端盖固定在缸体端面上，中心内孔与活塞杆间有一定间隙，并装有Y_x型密封圈和防尘圈，起密封和防尘作用。缸头与缸体焊接，其轴向内孔为缓冲孔并与油口相通。把缸底和耳环合二为一，既减少了零件数量又便于加工。

两个排气阀分别置于缸的两端上方，便于充分排除缸内空气。

2. 主要零件的作用

(1) 缸体：缸体由缸筒、法兰、排气阀座和油口焊接而成，它是液压缸的主体。内孔表面粗糙度Ra值一般都要达到 $0.16\sim 0.32\mu\text{m}$ ，以便活塞及其密封件、支承件能在其中滑移和保证密封效果，减少磨损。缸体要承受很大的液体压力，因此要求它具有足够的强度和刚度。法兰焊在它的端部，以连接端盖。油口和排气阀座焊在缸体外圆两端，与内孔相通，以便压力油的进出和空气的排除。

(2) 活塞：活塞是液压缸把液压能转变成机械能的主要零件，其两端面的有效面积的大小决定了推力和拉力的大小。与缸体和活塞杆之间均有密封圈密封，以保证不产生液压缸的内部泄漏。

(3) 活塞杆：活塞杆是把活塞产生的机械能传递给负载的重要零件，一头与活塞相连，一头与负载（通过耳环等零件）相接。为了输出液压缸产生的力，必须保证其有足够的强度和刚度，因此活塞杆的强度计算是十分重要的。由于它是在导向套中往复滑动，要求其外圆表面耐磨并有防止锈蚀的能力，因此活塞杆的外圆表面一般都要进行镀铬的表面处理。在它的一端，有固定活塞的轴颈和缓冲柱塞，又要求其各外圆表面同心。

(4) 支承座：支承座是缸体端部与导向套之间的过渡零件，以保证导向套与缸体内孔的同轴度。有些液压缸为了减少零件数量，把导向孔直接做在支承座上。在它的外圆和端面上分别装有密封圈，以防止压力油的外漏。

(5) 导向套：导向套是为了保证活塞杆往复滑移运动的直线性而设置的。一般用耐磨性较好、摩擦系数较小的铝锡青铜制成。内孔表面开有环形油槽和直油槽，以利于油液进入滑动副，减少摩擦力，延长使用寿命。

(6) 端盖：端盖是液压缸的“封口”，与缸体的连接方式有焊接、螺纹、螺栓紧固等多种形式。在它的内孔表面上设有防止压力油外漏的密封圈和刮去活塞杆上污物、防止灰尘进入液压缸内的防尘圈。

(7) 缸底：缸底是液压缸底部的“封口”，与缸体也有多种连接形式。为简化结构，可以在其上直接设置油口、排气阀孔和缓冲腔。

(8) 尼龙支承环：由于活塞与缸筒内孔表面之间长期地滑移摩擦，很容易把光滑的缸筒内壁拉伤。为了避免这种情况，利用尼龙（聚酰胺）或聚四氟乙烯自润滑性能很好的长处，把它制成支承环套在活塞上，使活塞与缸筒内壁隔开，

既提高了润滑性能，又避免了“拉缸”的可能性。

(9) 排气阀：液压缸内和液压管路中往往存留或进入空气，由于空气有可压缩性，如不排除，会引起活塞的爬行和振动，为此，在使用液压缸时应将空气排除。排气阀就是为排除空气而设置的。排气后将排气阀关闭，液压缸就可以正常工作了。

(10) 油口、卡键、卡键帽、弹簧卡圈、油杯、衬套、密封圈等零件的作用是比较明显的，选用时一定要根据液压缸的具体情况决定。

由于液压缸的使用条件和要求不同，用途各异，其结构当然不尽相同，但是总体来说，其基本结构大体差不多。设计液压缸时，要根据具体用途、要求和条件确定结构的形式，不能生搬硬套。

第三章 液压缸的设计与计算

一、设计依据、原则和步骤

1. 设计依据

液压缸与机械及机械上的机构有着直接地联系，对于不同的机构，液压缸的具体用途和工作性能也不同，因此设计前要进行全面地分析研究，收集和整理必要的原始资料作为设计依据。

(1) 了解和掌握液压缸在机械上的用途和动作要求。满足机构的动作要求和用途，是设计液压缸的主要目的。比如液压翻斗汽车用液压缸是为了将翻斗举升成倾斜状态，使翻斗里的货物自动卸掉，之后，液压系统一旦卸荷，伸出的活塞杆可以在翻斗的重量压力下压回。这种情况下的液压缸可以设计成单活塞杆的单作用液压缸。

(2) 了解液压缸的工作条件。工作条件不同，液压缸的结构和设计参数也不尽相同。比如煤矿采煤工作面上的液压支柱缸，工作条件恶劣，粉尘大，振动冲击大，要求支柱缸绝对安全可靠，不允许有泄漏。针对这种工作条件，设计时就要考虑采取防尘措施，柱塞和缸体的强度和稳定性要绝对可靠，为了保证可靠性和安全性，安全系数就应该取大一些，密封性能要好。象精密磨床上的液压缸，工作条件又是另外一种情况了，结构和设计参数就应该适应它的工作条件。

(3) 了解外部负载情况。主要是指外部负载的重量、大小、形状、运动轨迹、摩擦阻力以及连接部位的连接形式等等。比如翻斗汽车，液压缸的外部负载是翻斗和所装的货物，翻斗上升倾斜时，液压缸的轴线也在发生变化，这就要求活塞杆头部与翻斗的连接采用耳环式或销轴式，液压缸与车身的安装形式也要采用耳环式或耳轴式。

(4) 了解液压缸的最大行程，运动速度或时间，安装空间所允许的外形尺寸以及液压缸本身的动作（指液压缸是摆动还是转动，是直线运动还是间隙停歇运动，是缸体运动还是活塞杆运动）。以作用力为主要要求的液压缸和以运动速度或时间为主要要求的液压缸，设计时所考虑的出发点是不一样的。

(5) 设计已知液压系统的液压缸，应了解液压系统中液压泵的工作压力和流量的大小、管路的通径和布置情况、各种液压阀的控制情况。

(6) 了解有关国家标准、技术规范及其参考资料。

2. 设计原则

(1) 保证液压缸运动的出力（包括推力、拉力或者扭矩）、速度和行程。

(2) 保证液压缸每个零件有足够的强度、刚度和耐用性。

(3) 在保证以上两个条件的前提下，尽量减小液压缸的外形尺寸和重量。

(4) 在保证液压缸性能的前提下，尽量减少零件数量，简化结构。

(5) 要尽量避免液压缸承受横向负载，活塞杆工作时最好承受拉力，以免产生纵向弯曲。

(6) 液压缸的安装形式和活塞杆头部与外部负载的连接形式要合理, 尽量减小活塞杆伸出后的有效安装长度, 避免产生“憋劲”现象, 增加液压缸的稳定性。

(7) 密封件的选用要合理, 保证性能可靠、泄漏少、摩擦力小、寿命长、更换方便。

(8) 根据液压缸的工作条件和具体情况设置适当的缓冲、防尘和排气装置。

(9) 各零件的结构形式和尺寸应尽量采用标准形式和尺寸系列, 尽量选用标准件。

(10) 要求做到成本低、制造容易、维修简单方便。

3. 设计步骤

不同类型和结构的液压缸, 设计内容是有所区别的。由于各参数之间往往具有内在的联系, 所以液压缸的设计步骤没有硬性的规定。一般情况下, 应根据已掌握的各种资料和条件, 灵活地选择设计程序和步骤, 反复推敲和验算, 直到符合设计原则, 获得满意的结果为止。

一般设计工作可参考下列步骤进行:

(1) 根据设计依据, 初步确定设计方案, 会同有关人员进行技术经济分析。

(2) 对液压缸进行受力分析, 选择适当的结构形式、安装方式。

(3) 根据工作负载、重力、摩擦力和惯性力确定液压缸在行程各阶段上负载的变化规律及有关的技术数据。

(4) 根据工作负载和选定的额定(工作)压力, 确定活塞端面面积并计算活塞直径(即缸筒内孔直径)和缸筒外径。

(5) 根据缸径和运动速度之比或者工作负载和材料的

许用应力，确定活塞杆的直径。

(6) 根据运动速度、工作出力和活塞直径，确定液压泵的压力和流量。

(7) 选择缸盖的结构形式，计算厚度和强度。

(8) 审定全部设计计算资料，进行修改补充。

(9) 选择适当的密封结构，设计缓冲、排气和防尘等装置。

(10) 绘制装配图和零件图，编制技术文件。

二、受力分析

液压缸的受力分析是确定设计方案的前提。设计前，如果我们对液压缸的受力情况不明确，没有预计和考虑到液压缸可能会承受及产生的各种力，就可能导致设计方案的失败，所以必须认真地对待这个问题。

液压缸是一种密闭的压力容器，它除了承受相当大的液压力外，还要承受外部负载力，因速度变化引起的惯性力，液压系统可能产生的冲击力等等。这样，设计时需要考虑的受力因素就很多。

1. 液压力的影响

(1) 当活塞杆突然进入液压缸的缓冲部位时，会产生冲击压力。这个冲击压力，大约是额定压力的两倍左右。

(2) 正在工作的液压缸，如果中途突然停止运动，由于惯性力的影响，缸内会产生较大的冲击压力。

(3) 外部负载的惯性力和突然冲击，缸内会产生冲击压力。

(4) 当负载超重，系统内压力超过额定压力时，液压控制阀的急剧转换会在缸内产生冲击压力。

(5) 如果系统回路设计不当, 产生增压效应, 会使缸内压力升高。

2. 机械力的影响

(1) 没有缓冲装置的液压缸, 在行程终端, 活塞杆头与缸底或缸盖会发生冲击碰撞。

(2) 往复直线运动的液压缸, 当受到偏心载荷和横向载荷以及安装不良时, 会产生扭曲和弯曲应力。

(3) 液压缸因自身重量和运动件间的间隙产生挠曲弯曲应力。

(4) 长行程活塞杆顶端受压缩负载, 安装长度过大, 稳定性不好时, 会产生纵向弯曲现象。

(5) 由于制造质量不好而引起各运动部位的“憋劲”现象。

(6) 密封圈的摩擦阻力大, 机械效率不高。

3. 与安全系数有关的因素

(1) 材质和材料选用不合理的影响。

(2) 结构形状变化部分和沟槽部位的应力集中现象的影响。

(3) 表面强化处理和表面粗糙度的影响。

(4) 疲劳强度和对寿命的要求。

由于上述种种因素的影响, 液压缸在工作中会发生缸筒膨胀变形、活塞杆弯曲、起动压力过高、导向套单边磨损等损坏现象, 诸如此类问题, 全涉及到受力情况的分析。对于一个成熟的设计者来说, 最重要的就是充分地分析受力、受力变化及因它们的变化而引起的应力变化, 尽力设计出合理的结构形式和避免发生损坏现象, 并在这个基础上选取恰当的许用应力和安全系数, 确定液压缸的强度和合理的结构。

三、结构设计和安装形式

液压缸的设计主要是进行两方面的工作：①结构设计，②技术参数和尺寸设计。结构设计（包括安装形式的确定）是设计液压缸的第一步，而且起着主导作用。这项工作不做好，设计的液压缸不是结构复杂，满足不了使用性能和寿命要求，就是制造及维修困难，经济效益差。有的人注重技术参数和尺寸的设计工作，而忽视结构设计，这是很失策的。有经验的设计人员把结构设计工作看得比技术参数和尺寸设计工作更重要。

结构设计和尺寸设计不同，如果说设计各个零件的尺寸有章可循，可以按一定的公式进行计算和选取，那么结构设计的灵活性就很大，只要能满足安装形式的要求，其结构上可以设计成各式各样。所以，考虑液压缸的结构形式时，应该多选几个方案，反复比较它们的性能和优缺点，从中确定最佳方案。有一条总的原则是结构设计时必须遵守的，那就是：力求使液压缸的结构简单而又满足要求，性能良好而又安全可靠，经济合理而又制造容易、维护拆修方便。有关液压缸各零件的结构形式，将在后面各节中结合具体零件设计时叙述。

液压缸的安装形式设计是结构设计中的一个内容。安装形式应该适合主机的安装条件和动作的要求。安装形式是否适当，对液压缸的使用寿命和效率有很大影响，严重时会导致液压缸不能正常运动。液压缸的安装形式很多，但大致可分为两类：

1. 轴线固定类

这类安装形式的液压缸在工作时，轴线位置固定不变。

机床上的液压缸绝大多数是采用这种安装形式。

(1) 通用拉杆式 在两端缸盖上钻出通孔，用双头螺杆将缸和安装座联接拉紧。一般用于短行程、压力低的液压缸。

(2) 法兰式 用液压缸上的法兰将其固定在机器上。

法兰设置在活塞杆端的缸头上，外侧面与机械安装面贴紧，这叫头部外法兰式。由于液压缸工作时反作用力的作用，安装螺栓承受液压力的拉伸作用，因而安装螺栓的直径较大，并要求进行强度计算。

法兰设置在活塞杆端的缸头上，内侧面与机械安装面贴紧，这叫头部内法兰式。液压缸工作时，安装螺栓受力不大，主要靠安装支承而承受，所以法兰直径较小，结构较紧凑。这种安装形式在固定安装形式中应用得最多。

法兰设置在缸的底部，与机械安装面用螺栓紧固，这叫尾部法兰式。这种安装形式使液压缸悬伸，安装长度较大，稳定性差。

(3) 支座式 将液压缸头尾两端的凸缘与支座紧固在一起。支座可置于液压缸左右的径向、切向，也可置于轴向底部的前后端。径向安装时，安装面与活塞杆轴线在同一平面上，液压缸工作时，安装螺栓只承受剪切力；切向和轴向安装时，活塞杆的轴线与支座底面有一定的距离，安装螺栓既受剪切力，又承受因存在倾翻力矩而产生的弯曲力。切向安装时倾翻力矩比轴向安装时要小一些。

对于支座式安装形式，GB3766—83的2.2.2条规定：“支座式液压缸如不采用键或销承受剪应力时，则底脚固定螺栓必须经受全部剪应力而不致引起危险”。

2. 轴线摆动类

液压缸在往复运动时，由于机构的相互作用使其轴线产生摆动，达到调整位置和方向的要求。安装这类液压缸，安装形式也只能采用使其能摆动的铰接方式。工程机械、农业机械、翻斗汽车和船舶甲板机械等所用的液压缸多用这类安装形式。

(1) 耳轴式 将固定在液压缸上的铰轴安装在机械的轴座内，使液压缸轴线能在某个平面内自由摆动。

耳轴设置在液压缸头部的叫头部耳轴式。这种安装形式的液压缸，摆动幅度较小，但稳定性较好。

耳轴设置在液压缸尾部的叫尾部耳轴式。这种安装形式的液压缸，摆动幅度较大，但稳定性较差。

耳轴设置在液压缸中部的叫中间耳轴式，其摆动幅度和稳定性一般。

(2) 耳环式 将液压缸的耳环与机械上的耳环用销轴连接在一起，使液压缸能在某个平面内自由摆动。耳环在液压缸的尾部，可以是单耳环，也可以是双耳环，还可以做成带关节轴承的单耳环或双耳环。

(3) 球头式 将液压缸尾部的球头与机械上的球座连接在一起，使液压缸能在一定的空间锥角范围内任意摆动。这种安装形式自由度大，但稳定性差。船舶起货吊杆液压缸多用这种形式。

应该指出，轴线摆动安装的液压缸往往工作时都是倾斜的，随着活塞杆的逐渐伸出，轴线与水平面的夹角也逐变化，其工作出力随着夹角的变化而变化，因此，计算液压缸的有效工作出力时，一定要以夹角处于最小时能推动的负载为依据。

设计液压缸的安装形式，应考虑联接零件的受力情况和强度，并尽量提高液压缸的工作稳定性。关于稳定性问题，将在本章第九节中详细讲到。

四、主要技术性能参数的计算

设计液压缸，都希望它的技术性能达到最佳状态。要做到这一点，就应该搞清楚液压缸主要技术性能参数的内容、概念、意义以及它们之间的相互关系和计算方法。

1. 压力

所谓压力，是指作用在单位面积上的液压力。从第一章液压原理可知，压力等于负载力与活塞的有效工作面积之比

$$p = \frac{F}{A} \quad (\text{N/cm}^2)$$

式中 F ——作用在活塞上的负载力 (N)；

A ——活塞的有效工作面积 (cm^2)。

从上式可知，压力值的建立是由负载力的存在而产生的。在同一个活塞的有效工作面积上，负载力越大，克服负载力所需要的压力就越大。换句话说，如果活塞的有效工作面积一定，压力越大，活塞产生的作用力就越大。

明白了这个道理，就可以

(1) 根据负载力的大小，选择活塞面积合适的液压缸和压力适当的液压泵；

(2) 根据液压泵的压力和负载力，设计或选用合适的液压缸；

(3) 根据液压泵的压力和液压缸的活塞面积，确定负载的重量。

在液压系统中，为便于液压元件和管路的设计选用，往

往将压力分级。见表 3-1。

表3-1 压力分级

级 别	低 压	中 压	中 高 压	高 压	超 高 压
压力范围 (MPa)	0~2.5	>2.5~8	>8~16	>16~32	>32

计算或选择的液压系统和元件的公称压力，应符合或靠拢表3-2所规定的数值。

表3-2 液压缸的公称压力系列 (GB2346—80) (bar)

25	40	63	(80)	100	(125)	160
200	250	315	400	500	630	800

注：1. 括号内的值为非优先选用者；

2. 1 bar = 0.1 MPa。

2. 流量

流量是指单位时间内液体流过管道某一截面的体积。对液压缸来说，等于液压缸容积与液体充满液压缸所需时间之比。即

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{l/min})$$

式中 V —— 液压缸实际需要的液体体积 (l)；

t —— 液体充满液压缸所需要的时间 (min)。

由于

$$V = vA t$$

则

$$Q = vA = \frac{\pi}{4} D^2 v$$

对于单活塞杆液压缸来说，当活塞杆前进时

$$Q = \frac{\pi}{40} D^2 v \times 10^{-3} \quad (\text{l/min})$$

当活塞杆后退时

$$Q = \frac{\pi}{40} (D^2 - d^2) v \times 10^{-3} \quad (\text{l/min})$$

当活塞杆差动前进时

$$Q = \frac{\pi}{40} d^2 v \times 10^{-3} \quad (\text{l/min})$$

式中 D ——液压缸内径(cm);
 d ——活塞杆直径(cm);
 v ——活塞杆运动速度 (cm/min)。

如果液压缸的活塞和活塞杆直径一定, 那么流量越大, 活塞杆的运动速度越快, 所需要的时间就越短。

(1) 根据需要运动的时间, 选择尺寸合适的活塞和活塞杆(或柱塞)直径。对于有时间要求的液压缸(如多位缸)来说, 这点很重要。

(2) 根据需要运动的时间, 可以选择流量合适的液压泵。

3. 运动速度

运动速度是指单位时间内液体流入液压缸推动活塞(或柱塞)移动的距离。运动速度可表示为

$$v = \frac{Q}{A}$$

当活塞杆前进时

$$v = \frac{40 Q \eta_v}{\pi D^2} = 12.7 \frac{Q \eta_v}{D^2} \quad (\text{m/min})$$

当活塞杆后退时

$$v = \frac{40 Q \eta_v}{\pi (D^2 - d^2)} = 12.7 \frac{Q \eta_v}{D^2 - d^2} \quad (\text{m/min})$$

式中 Q ——流量(l/min);

D ——活塞直径(cm);

d ——活塞杆直径(cm);

η_v ——容积效率, 一般取为 0.9~0.95。

从上式可见, 运动速度只与流量和活塞的有效面积有关, 而与压力无关。认为“加大压力就能加快活塞运动速度”的观点是错误的。

计算运动速度的意义在于:

(1) 对于运动速度为主要参数的液压缸, 控制流量是十分重要的。

(2) 根据液压缸的速度, 可以选用流量合适的液压泵。

(3) 根据液压缸的速度, 可以确定液压缸进、出油口的尺寸, 活塞和活塞杆的直径。

(4) 利用活塞杆前进和后退的不同速度, 可实现液压缸的慢速工进和快速退回。

4. 速比

速比是指液压缸活塞杆往复运动时的速度之比。因为速度与活塞的有效工作面积有关, 速比也是活塞两侧有效工作面积之比

$$\varphi = \frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{\pi}{4}D^2}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$$

式中 v_1 ——活塞杆的伸出速度(cm/min);

v_2 ——活塞杆的退回速度(cm/min);

D ——液压缸的活塞直径(cm);

d ——活塞杆的直径(cm)。

计算速比主要是为了确定活塞杆的直径和决定是否设置缓冲装置。速比不宜过大或过小，以免产生过大的背压或造成活塞杆太细，稳定性不好。 φ 值可根据公称压力值按表3-3选定。

表3-3 公称压力与速比值

公称压力(MPa)	<10	12.5~20	>20
速 比	1.33	1.46, 2	2

5. 行程时间

活塞在缸体内完成全部行程所需要的时间。

$$t = \frac{60V}{Q} \quad (s)$$

当活塞杆伸出时

$$t = \frac{15\pi D^2 S}{Q} \times 10^{-8} \quad (s)$$

当活塞杆缩回时

$$t = \frac{15\pi(D^2 - d^2)S}{Q} \times 10^{-8} \quad (s)$$

式中 V ——液压缸容积, $V = AS \times 10^{-3}(l)$;

S ——活塞行程(cm);

Q ——流量(l/min);

D ——缸筒内径(cm);

d ——活塞杆直径(cm)。

计算行程时间主要是为了在流量和缸径确定后, 计算出达到动作要求的行程或工作时间。对于有工作时间要求的液

表3-4 各种规格液压缸的推力和拉力

缸径 D	活塞杆 直径 d	无杆端 活塞 面积 A ₁	有杆端 活塞 面积 A ₂	压 力 p (MPa)											
				6.2		8		9.8		12.25		15.7		19.6	
				P ₁	P ₂	P ₁	P ₂	P ₁	P ₂	P ₁	P ₂	P ₁	P ₂	P ₁	P ₂
(mm)				(kN)											
40	20	12.6	9.49	7.76	5.82	9.86	7.39	12.32	9.24	15.4	11.55	14.79	19.71	24.63	18.48
	28		6.41	3.96		5.03		6.28			7.85	10.06		12.56	
50	25	19.6	14.72	12.1	9.09	15.39	11.54	19.24	14.43	24.05	18.03	23.08	30.78	38.48	28.85
	35		10.01	6.18		7.85		9.81			12.26	15.70		19.62	
63	32	31.2	23.13	19.2	14.38	24.44	18.13	30.55	22.67	38.18	28.33	36.27	48.87	61.98	41.77
	45		15.27	9.43		11.98		14.97			18.71	23.94		29.93	
80	40	50.3	37.7	31.1	23.28	38.22	29.56	49.27	36.95	61.58	46.29	59.14	78.82	98.53	73.89
	55		26.51	16.37		20.79		26.99			32.48	41.57		51.96	
90	45	63.6	47.72	39.3	29.46	49.88	37.42	62.35	46.77	77.94	58.46	74.82	99.75	124.7	93.53
	60		35.35	21.82		27.71		34.65			43.31	55.43		69.29	

100	50	78.5	58.91	48.5	36.37	61.57	46.19	76.97	57.73	96.22	72.17	123.1	92.38	153.9	115.46
	75		40.06	24.74			31.41		39.26		49.08		62.82		78.52
110	55	95	71.27	58.7	44	74.50	55.88	93.13	69.85	116.4	87.32	149	111.75	186.3	139.69
	80		44.76	27.64			35.09		43.87		54.83		70.19		87.73
125	60	122.7	94.44	75.8	58.31	96.21	74.04	120.3	92.55	150.3	115.7	192.4	148.08	240.5	185.10
	90		59.09	36.49			46.33		57.91		72.36		92.65		115.82
140	70	154	115.46	94.9	71.29	120.7	90.52	150.9	113.2	188.6	141.4	241.4	181.05	301.7	226.30
	100		75.4	46.55			59.11		73.89		92.36		118.23		147.78
160	80	201	150.79	124.1	93.1	157.6	118.21	197	147.77	246.3	184.72	315.3	236.44	394.1	295.55
	110		106.08	65.46			83.12		103.91		129.89		152.69		207.82
180	90	254.5	190.85	157.1	117.84	199.5	149.63	249.4	187.03	311.7	233.88	399	299.25	498.8	374.07
	125		131.76	81.35			103.30		129.13		161.41		206.60		258.25
200	100	314.2	235.62	193.9	145.47	246.3	184.73	307.5	230.91	384.8	288.64	492.6	369.46	615.8	461.82
	140		180.22	98.92			125.62		157.02		196.27		251.23		314.03

始

压缸来说，是必须计算的重要数据。

6. 推力和拉力

液压油作用在活塞上的液压力，对于双作用单活塞杆液压缸来说，活塞杆伸出时的推力为

$$\begin{aligned} P_1 &= \left[\frac{\pi}{4} D^2 p - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_0 \right] \eta_s \\ &= \frac{\pi}{4} [D^2 (p - p_0) + d^2 p_0] \eta_s \quad (\text{N}) \end{aligned}$$

活塞杆缩回时的拉力为

$$\begin{aligned} P_2 &= \left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p - \frac{\pi}{4} D^2 p_0 \right] \eta_s \\ &= \frac{\pi}{4} [D^2 (p - p_0) - d^2 p] \eta_s \quad (\text{N}) \end{aligned}$$

式中 p ——工作压力(N/cm²);

p_0 ——回油背压力(N/cm²);

D ——缸筒内径(cm);

d ——活塞杆直径(cm);

η_s ——机械效率。根据产品决定，一般情况下取 $\eta_s \approx 0.85 \sim 0.95$ ，摩擦力大的取小值，摩擦力小的取大值。

如不需计算背压力和机械效率，根据压力和活塞面积可从表 3-4 中直接查出推力 P_1 和拉力 P_2 。

7. 行程




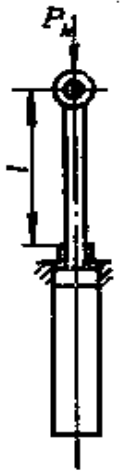
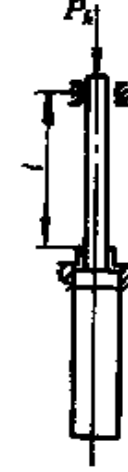
液压缸的活塞行程 S ，在初步设计时，主要是按实际工作需要的长度来考虑，但是，实际需要的工作行程并不一定是液压缸的稳定性所允许的行程。为了计算行程，应首先计

算出活塞杆的最大允许计算长度。

$$L = 1.01d^2 \sqrt{\frac{n}{9.8Pn_s}} \times 10^3 \quad (\text{cm})$$

式中 d —— 活塞杆直径(cm);
 P —— 活塞杆纵向压缩负载(N);
 n —— 末端条件系数, 见表 3-5;
 n_s —— 安全系数, $n_s \geq 6$ 。

表3-5 液压缸的末端条件系数

	1	2	3	4	5
液压缸的安装形式					
n	1/4	1	1	2	4

根据液压缸的各种安装形式和欧拉公式所确定的活塞杆计算长度及导出的行程计算式见表 3-6。表 3-7 列出了计算实际行程时所需要的液压缸有关固定部分的参考尺寸。

一般情况下, 液压缸的纵向压缩负载是知道的, 根据以上两表即可大概地求出液压缸的最大允许行程。然而, 这样确定的行程完全可能与液压缸设计的活塞杆直径产生矛盾,

表3-6 实际行程*S*与计算长度*l*的关系

末端条件	安装形式	由欧拉公式确定的 <i>l</i> 值	<i>S</i> 与 <i>l</i> 的关系式
两端铰接		$l = \frac{410d^2}{\sqrt{P}}$	$S = l - A$
			$l = \frac{1}{2}S + S + B_1$ $S = \frac{2}{3}(l - B_1)$
			$l = 2S + (B_2 + B_1)$ $S = \frac{l - (B_2 + B_1)}{2}$
一端固定 一端自由		$l = \frac{205d^3}{\sqrt{P}}$	$S = l - C$
			$l = 2S + (E + P)$ $S = \frac{l - (E + P)}{2}$

(续)


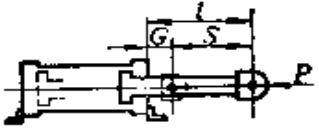
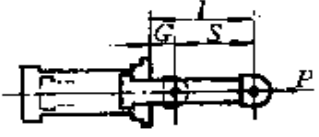
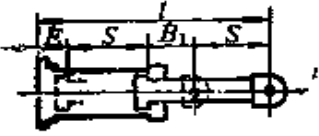

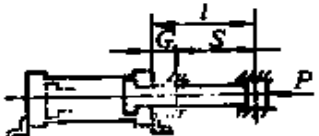

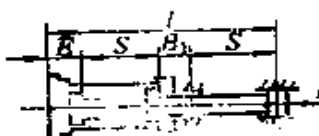
末端条件	安装形式	由欧拉公式确定的 l 值	S 与 l 的关系式
一端固定 一端铰接  $n = 2$	  	$l = \frac{575d^2}{\sqrt{P}}$	$S = l - G$ $l = 2S + (E + B_1)$ $S = \frac{l - (E + B_1)}{2}$
两端固定  $n = 4$	  	$l = \frac{820d^2}{\sqrt{P}}$	$S = l -$ $l = 2S + (E + B_1)$ $S = \frac{l - (E + B_1)}{2}$

表3-7 液压缸固定部分的参考尺寸

缸 径	A	B ₁	B ₂	C	E	F	G
40	100	115	115	30	115	90	85
50	115	134	130	40	130	100	100
63	127	144	155	40	155	110	110
80	152	175	175	50	175	130	130
100	172	195	195	55	195	140	150
125	200	230	230	60	230	170	170
150	220	250	260	70	260	190	190
160	240	270	290	80	290	210	210
180	260	290	320	90	320	230	230

达不到液压缸的稳定性要求，这时，就应该对活塞杆的直径进行修正。修正了活塞杆的直径后，再核算稳定性是否满足要求，如果满足要求，再将实际工作行程与标准行程相靠拢。标准行程见表3-8。

表3-8 液压缸的行程系列 (GB2349—80)

mm										表 I
25	50	80	100	125	160	200	250	320	400	
500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	

mm										表 II
40	63	90	110	140	180	220	280	360	450	
550	700	900	1100	1400	1800	2200	2800	3600		

mm										表 III
240	260	300	340	380	420	480	530	600	650	
750	850	950	1050	1200	1300	1600	1700	1900	2100	
2400	2600	3000	3400	3800						

- 注 1. 液压缸活塞行程依优先次序按表 I、II、III 选用。
 2. 行程 > 4000mm 时，按 GB321—80《优先数和优先数系》表中 R10 数系选用。
 3. 行程选用本标准时，可在技术文件中注明：“行程符合 GB2349—80”。

3. 功和功率

从力学上可知，液压缸所作的功为

$$W = P S \quad (\text{J})$$

那么，液压缸的功率为

$$N = \frac{W}{t} = \frac{PS}{t} = P \frac{S}{t} = Pv \quad (\text{W})$$

式中 P ——液压缸的出力（推力或拉力）（N）；

S ——行程（m）；

t ——运动时间（s）；

v ——运动速度（m/s）。

由于 $P = pA$ ， $v = Q/A$ ，上式变为

$$N = Pv = pA \frac{Q}{A} = pQ \quad (\text{W})$$

式中 p ——工作压力（Pa）；

Q ——输入流量（m³/s）。

即液压缸的功率等于压力与流量的乘积。

五、缸筒的设计与计算

缸筒是液压缸的主体零件，它与端盖、缸底、油口等零件构成密封的容腔，用以容纳压力油，同时它还是活塞的运动“轨道”。设计液压缸缸筒时，应该正确确定各部分的尺寸，保证液压缸有足够的输出力、运动速度和有效行程，同时还必须具有一定的强度，能足以承受液压力、负载力和意外的冲击力。另外，缸筒的内表面应具有合适的配合精度、表面粗糙度和几何精度，以保证液压缸的密封性、运动平稳性和耐用性。

1. 安全系数

对液压缸的重要零件缸筒来说，液压力、机械力和与安全系数有关的因素都对缸筒有影响。液压缸因压力过高丧失正常工作能力而破坏，往往是以强度问题、刚度问题和稳定性问题三种形式表现出来的。其中，大量的、最重要的是强度问题。

缸筒在压力的作用下，其上任何一点都存在两个方向的应力：由于缸筒两端拉力产生的轴向拉应力；由于缸筒均匀的向外膨胀在圆周切线方向产生的环向拉应力。当然，还存在着径向应力，但它很小，可以不必考虑。

用截面法或薄膜理论都可以求出轴向应力和环向应力为

$$\sigma_{\text{轴}} = \frac{pD}{4t} \quad \sigma_{\text{环}} = \frac{pD}{2t}$$

由此可见，环向应力是轴向应力的两倍，所以计算强度时，只需计算环向应力。

为了保证缸筒安全可靠地工作，必须使工作应力与材料的许用应力之间满足一定关系，这就是强度条件。要保证缸筒在液压力、负载力和意外冲击力的共同作用下不致于破坏，就需要确定缸筒材料的许用应力。材料的抗拉强度和许用应力之比称为安全系数，即

$$n = \frac{\sigma_s}{[\sigma]}$$

要保证缸筒的强度，一定要考虑适当的安全系数。

需要说明的是，现在对考虑安全系数的设计观点并不一致。有的人认为确定安全系数应该以材料的弹性失效作为破坏的准则，这就是强度设计观点；而有的人认为应该根据材料

的塑性失效为准则,这就是极限设计观点。强度设计论者认为结构上某一点的应力达到屈服极限时,整个结构便失去正常工作能力,极限设计论者认为当结构上某一点的最大应力达到屈服极限时,只能引起某个局部发生屈服,其它部分则仍处于弹性状态。处于弹性状态的材料对那些屈服的局部起着一定的限制作用,使得那里的应力和变形不可能继续增加,因而不能导致整个缸筒的破坏。在这种情况下,如果还以弹性失效作为破坏原则,把环向应力以外的应力统统包括在较大的安全系数内,就会使结构的大部分材料的潜力得不到发挥,造成材料浪费和经济上的损失。

实践证明,强度设计观点对不焊法兰、缸头的薄壁筒是适用的;而极限设计观点对厚壁缸筒就比较合适。

即使是同一设计观点,考虑安全系数时也要根据液压缸的使用条件来确定它的数值。具体数值见表 3-9。

表3-9 缸筒的安全系数

材 料	静 载 荷	交 变 载 荷		冲 击 载 荷
		不 对 称	对 称	
钢, 锻铁	3	4~5	8	10~12
铸 铁	4	5~6	10	13~15

2. 缸筒内径的计算

在工作压力给定的情况下,确定缸筒内径的原则是保证液压缸具有足够的出力来驱动工作负载。

(1) 活塞杆以推力驱动工作负载时

$$D = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi(p-p_0)\eta_s} - \frac{d^2 p_0}{p-p_0}} \quad (\text{cm})$$

活塞杆以拉力驱动工作负载时

$$D = \sqrt{\frac{4P_2}{\pi(p-p_0)\eta_s} + \frac{d^2 p}{p-p_0}} \quad (\text{cm})$$

式中 P_1 ——推力(N);
 P_2 ——拉力(N);
 η_s ——机械效率, 取 $\eta_s = 0.95$;
 p ——工作压力(N/cm²);
 p_0 ——回油背压(N/cm²);
 d ——活塞杆直径(cm)。

上两式计算后, 取大值为缸径。

(2) 当流量及活塞运动速度已知时, 若不考虑容积效率, 按活塞杆伸出速度计算的内径为

$$D = 10 \sqrt{\frac{40}{\pi} \frac{Q}{v_1}} \quad (\text{cm})$$

按活塞杆缩回速度计算的内径为

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{v_2} \times 10^3 + d^2} \quad (\text{cm})$$

式中 Q ——流量(l/min);
 v_1 ——活塞杆伸出速度(cm/min);
 v_2 ——活塞杆缩回速度(cm/min);
 d ——活塞杆直径(cm)。

上两式计算后, 取大值为缸径。

按以上两种方法计算出来的缸筒内径不可能都是整数, 即使是整数, 如果不符合液压缸内径系列参数标准, 其它零件(如密封圈等)也不容易配套。按照国内液压缸规格化的要求, 缸筒内径计算后, 需按表 3-10 所规定的值进行圆整。

表3-10 缸筒内径尺寸系列 (GB2348—80) (mm)

8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
80	(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)
250	320	400	500	630					

- 注 1. 括号内数值为非优先选用者。
2. 超出本系列630mm的缸筒内径尺寸应按GB321—80《优先数和优先数系》中R10系列选用。

3. 薄壁筒和厚壁筒的区别

从材料力学的知识可以知道，缸筒壁厚不同，液压力、负载力和意外冲击力作用在缸壁上的应力分布情况也是不同的，因此设计液压缸时，必须考虑薄壁筒和厚壁筒的区别。

区别薄壁筒和厚壁筒可按下式计算

$$K = \frac{D_1}{D} \leq 1.1 \sim 1.2 \quad \text{或} \quad \frac{t}{D_1} \leq \frac{1}{10}$$

式中 D_1 ——缸筒外径(mm)；
 D ——缸筒内径(mm)；
 t ——壁厚(mm)。

满足此条件者为薄壁筒，在此范围外者为厚壁筒。液压缸的缸筒绝大部分都属于薄壁筒。

4. 缸筒的壁厚计算

(1) 薄壁筒的壁厚计算

由于薄壁筒的壁厚比曲率半径小得多，根据薄膜理论，可以认为液压力在缸筒圆周方向上引起的拉应力是相等的。其强度条件是主应力——环向拉应力小于或等于许用应力。即

$$\sigma = \frac{pD}{2t} \leq [\sigma]$$

因此，壁厚为

$$t = \frac{pD}{2[\sigma]} \quad (\text{cm})$$

式中 p ——压力(MPa);

D ——缸径(cm);

$[\sigma]$ ——许用应力, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$, 无缝钢管 $[\sigma] = (100 \sim 110)\text{MPa}$ 。

应该指出: 式中的压力 p , 并不是额定工作压力, 而是液压缸的试验压力。为了考核液压缸的强度, 在型式试验和出厂试验中, 液压缸的试验压力往往要比额定压力高。当额定压力小于或等于 15.69MPa 时, 试验压力等于 1.5 倍的额定压力; 当额定压力大于 15.69MPa 时, 试验压力等于 1.25 倍的额定压力。但实际计算时, 往往采用工作压力。

(2) 厚壁筒的壁厚计算

作用在厚壁筒上的应力不能看作均匀分布的, 在三个不同的方向上分别产生拉应力或压应力。取拉应力为正值, 压应力为负值, 则缸筒壁的应力各为

$$\text{圆周方向拉应力} \quad \sigma_t = p \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2}$$

$$\text{径向拉应力} \quad \sigma_r = -p$$

$$\text{轴向拉应力} \quad \sigma_a = p \frac{r^2}{R^2 - r^2}$$

式中 p ——压力(MPa);

R ——外径半径(cm);

r ——内径半径(cm)。

比较以上三式可见, $\sigma_t > \sigma_a > \sigma_r$ 。根据第二强度理论得

$$\sigma_{2max} = \sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_a)$$

将上三式和泊松比 $\mu = 0.25$ 代入上式得

$$\sigma_{2max} = p \frac{1.3R^2 + 0.4r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma_t]$$

和

$$t = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_t] + 0.5p}{[\sigma_t] - 1.25p}} - 1 \right)$$

这就是脆性材料的缸筒壁厚计算公式。

第四强度理论可用于塑性材料的强度计算。它的合成应力按下式计算

$$\sigma_{4max} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_a^2 - \sigma_t\sigma_r - \sigma_t\sigma_a - \sigma_r\sigma_a}$$

将三应力表达式代入上式并简化得

$$\sigma_{4max} = p \frac{\sqrt{3}R^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma_t]$$

和

$$t = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_t]}{[\sigma_t] - \sqrt{3}p}} - 1 \right)$$

这就是塑性材料的缸筒壁厚计算公式。

在壁厚和内径确定的基础上，求出缸筒的计算外径，然后圆整为标准外径，见表 3-11。

表3-11 液压缸缸筒外径

(mm)

压力 (MPa)	缸 筒 内 径							材 料						
	40	50	63	80	90	100	110		125	140	(150)	160	180	200
12.5 16	50	60	76	95	108	121	133	146	168	180	194	219	245	20号无 缝钢管
20	50	60	76	95	108	121	133	146	168	180	194	219	245	
25	50	60	83	102	108	121	133	152	168	180	194	219	245	45号无 缝钢管
32	54	63.5	83	102	114	127	140							

注：表中数据为工程机械和一般机械液压缸外径，其它机械不能套用。

若选用外径不需加工的无缝钢管时，则计算外径应圆整为无缝钢管的标准值。

5. 缸筒的弹性变形计算

缸筒在液压力的作用下会产生圆周方向上的膨胀弹性变形，增大活塞与缸筒之间的间隙，使密封效果降低。因而，需要核算缸筒的弹性变形，以便修改缸筒的壁厚设计，使弹性变形量不超过公差允许范围。

(1) 薄壁缸筒的弹性变形

计算薄壁缸筒的弹性变形应考虑圆周拉应力和轴向拉应力的双重影响。根据虎克定律，弹性应变为

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_a)$$

由于壁薄，圆周方向的拉应力可以看作均匀分布的，并且

$$\sigma_a = \frac{1}{2}\sigma_r$$

将此式代入上式得

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}\left(\sigma_r - \frac{1}{2}\mu\sigma_r\right) = \frac{\sigma_r}{E}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right)$$

所以弹性应变为

$$\varepsilon_r = (2 - \mu)\frac{pD}{4Et}$$

因此，缸筒直径方向的变形量可按下式计算

$$\Delta D = D\varepsilon_r = (2 - \mu)\frac{pD^2}{4Et} \quad (\text{cm})$$

式中 μ ——泊松比，钢取 0.25~0.33，铁取 0.23~0.27；
 E ——弹性模数，钢 $E = 206\text{GPa}$ ，铁 $E = 158\text{GPa}$ ；

p ——压力(N/cm²);

D ——缸径(cm);

t ——壁厚(cm)。

(2) 厚壁缸筒的弹性变形

根据虎克定律, 缸筒圆周方向的弹性应变为

$$\begin{aligned} e_t &= \frac{1}{E} [\sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_a)] \\ &= \frac{p}{E} \left[\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \mu - \mu \frac{r^2}{R^2 - r^2} \right] \\ &= \frac{p}{E(R^2 - r^2)} [(R^2 + r^2) + \mu(R^2 - 2r^2)] \end{aligned}$$

径向变形量可按下式计算

$$\Delta D = \frac{pD}{E(R^2 - r^2)} [(R^2 + r^2) + \mu(R^2 - 2r^2)]$$

如果取 $\mu = 0.3$, 则此式可简化为

$$\Delta D = \frac{pD(1.3R^2 - 0.4r^2)}{E(R^2 - r^2)} \quad (\text{cm})$$

式中 R ——外径半径(cm);

r ——内径半径(cm)。

其余符号同前。

厚壁缸筒的变形并非整体变形, 而是缸壁外表层产生弹性变形, 内层产生塑性变形。

经过强度校核的缸筒, 一般不会发生塑性变形, 但在超高压系统中存在压力冲击的条件下, 就可能发生塑性变形。根据切尔诺夫的塑性材料产生塑性变形的理论, 缸筒的塑性变形主要是由最大剪切应力造成的。当 τ_{max} 超过剪切屈服极限时, 缸筒从内壁开始屈服, 随着压力的增加, 塑性变形越来

越深入缸壁。消除内压后，缸壁内存有残余应力，它使得再次施加同样的内压时不再发生新的屈服，从而提高了抵抗弹性和塑性变形的能力，减小了缸筒在高压作用下的变形量。利用这种预加压的方法，可以提高缸筒的刚度。

6. 缸筒的热变形

液压系统在工作油温上升达到热平衡时，要比室温高40~50°C，因而往往引起缸筒的热膨胀变形。缸筒轴向的热膨胀能自由伸长，不会产生轴向应力，对液压缸并无影响。但缸筒圆周方向的膨胀，会使缸筒在原有弹性变形的基础上又有增大。缸筒圆周方向的总应变可按下式计算

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} [\sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_s)] + \alpha \Delta T$$

式中 ε_t ——总应变量；

α ——线膨胀系数，当温度在20~100°C时，碳钢
 $\alpha = (10.6 \sim 12.2) \times 10^{-6} (1/^\circ\text{C})$ ；

ΔT ——温升量(°C)。

如果忽略缸筒在壁厚方向的热变形增量，则缸筒的径向变形量为

$$\Delta D = \frac{D}{E} [\sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_s)] + \alpha \Delta T D$$

这是把缸筒温度看作均匀分布的近似公式，实际并非如此，特别是厚壁缸筒，内外壁温度并不相同，内壁高于外壁。在这种情况下，要注意活塞和活塞上的尼龙支承环、密封圈等零件的使用情况，以便设计这些零件时，就将热应变因素考虑进去。

7. 缸筒的结构设计和连接强度计算

缸筒的两端分别与缸盖和缸底相连，构成密闭的压力

腔，因而它的结构形式往往和缸盖及缸底密切相关。设计缸筒的结构时，也应该一起加以考虑。

缸筒是液压缸的主体，其余零件装配其上，它的结构形式对加工和装配有很大影响，因此其结构必须尽量便于装配、拆卸和维修。

(1) 结构形式

缸筒与缸盖、缸底的连接形式很多，不少于60多种，把它们按连接方法分类，大致有以下几种。

1) 法兰连接 缸筒端部设计有法兰，用螺栓将其与端盖连接起来。法兰连接结构简单，加工和装拆都很方便，只是外形尺寸和重量都较大。法兰与缸筒为整体式(见图3-1 a)的多为铸件和锻件缸筒，加工余量较大，浪费材料；焊接法兰式(见图3-1 b)多为钢质缸筒，将无缝钢管制成的缸筒与法兰焊接在一起，其焊缝要进行强度计算。法兰连接是液压缸中使用最普遍的结构形式。

2) 螺钉连接 将缸盖用螺钉固定在缸筒端部(见图3-1 c)。这种连接方式简单，但因缸筒壁薄，需要数量较多的螺钉才能承受液压力。这种方式多用于柱塞液压缸和低压液压缸。

3) 外螺纹连接 这种方式装拆方便，但需要专用工具。它使缸筒端部结构复杂化，螺纹要与缸筒的内径同心。螺纹对缸筒壁厚尺寸要求不大，很适合于无缝钢管做缸筒的液压缸。密封槽一般都设置在缸筒端面或端盖上，以免削弱缸筒强度。为了防止螺纹因冲击震动而松动，往往增加锁紧螺母或紧定螺钉，如图3-1 d所示。

4) 内螺纹连接 在缸筒端部加工出内螺纹和退刀槽，虽然会削弱缸筒强度，而且螺纹与缸筒要求同心，但其结构

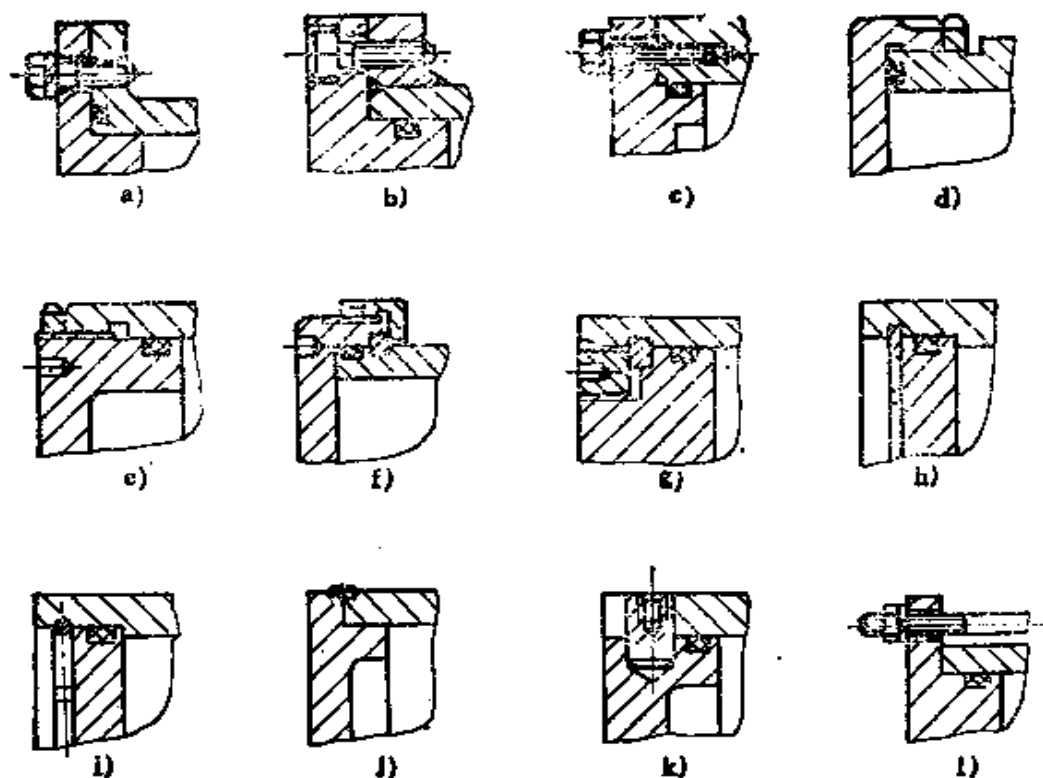


图3-1 缸筒与端盖（或缸底）的连接形式

紧凑，外形美观，不易损坏。连接螺纹可以设计在端盖上，也可以用螺纹压圈紧固，如图3-1 e所示。

5) 外卡键连接 这种连接的强度好，结构紧凑，重量轻，装拆容易，但缸筒端部要切出卡键槽，使强度有所降低。外卡键一般由两个半环卡键组成，固定卡键可以用卡键帽，如图3-1 f所示。

6) 内卡键连接 这种连接方式的优缺点同外卡键差不多，但装拆不便。为了便于装拆，卡键一般由三瓣组成，第三瓣的剖切口平面必须与轴线平行，否则是装不进去的。装

配卡键时，端盖外端面不能高出卡键槽，装好卡键后，端盖才能装到位，如图3-1 g 所示。卡键与卡键槽的配合精度要适当，间隙过大，缸筒卡键槽处会因受到冲击而产生剪切破坏。

7) 弹性卡圈式 弹性卡圈有孔用弹性卡圈和钢丝弹性卡圈两种，如图3-1 h 和图3-1 i 所示。由于它们都是标准件，因此使用方便，装拆容易。但因厚度较薄，只能用于中低压缸筒上。

8) 焊接式 如图3-1 j 所示，将端盖直接焊在缸筒上，强度高，制造简单，但容易引起焊接变形，维修时需破坏端盖才行。

9) 销钉式 如图3-1 k 所示，将端盖装入缸筒后，相配钻铰，装上销钉。这种连接方式简单方便，但销钉承受的剪切力较大，要校核强度和销钉数量。

10) 拉杆式 如图3-1 l 所示，其结构简单，工艺性好，通用性大，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，只适用于中低压液压缸。

除了缸筒与端盖和缸底的结构形式外，根据 GB3766—83中(2.2.3)条的规定：“安装液压缸时，如结构允许，进出油口位置必须在最上面。液压缸必须装成使其能自动放气或装有方便的放气口”。缸筒上的进出油口和排气阀的阀座，一般都焊接在缸筒的最上面，以利于安装和空气的排除。

(2) 连接强度的计算

1) 焊接强度的计算

不论是端盖还是缸底，采用焊接连接形式时，只有计算焊接强度后才能确定焊缝的形式和尺寸。

采用对焊(图3-2 a)时，其应力

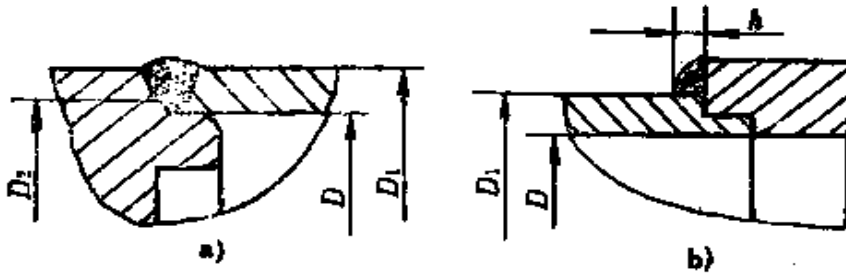


图3-2 焊接连接

a) 对焊 b) 角焊

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D^2)\eta} \quad (\text{N/cm}^2)$$

式中 P ——液压缸的最大出力(N);

D_1 ——缸筒外径(cm);

D ——缸筒内径(cm);

η ——焊接效率,一般取 $\eta = 0.7$ 。

采用角焊(图3-2 b)时,其应力

$$\sigma = \frac{1.414P}{\pi D_1 h \eta} \quad (\text{N/cm}^2)$$

式中 h ——焊角宽度(cm)。

2) 拉杆连接和螺栓、螺钉连接强度的计算

用螺纹标准件连接端盖与缸筒或缸底与缸筒时,要计算其强度,如果强度不够,应修改连接件的直径和数量。

螺纹的拉应力为

$$\sigma = \frac{KP}{\frac{\pi}{4}d_1^2 Z} \quad (\text{N/cm}^2)$$

螺纹的剪应力为

$$\tau = \frac{K_1 K P d_0}{0.2 d_1^3 Z} \quad (\text{N/cm}^2)$$

合成应力为

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 1.3\sigma \leq [\sigma]$$

式中 P —— 液压缸的最大出力(N);

d_0 —— 螺纹外径(cm);

d_1 —— 螺纹内径(cm), 普通螺纹 $d_1 = d_0 - 1.224 t$,
 t 为螺距(cm);

Z —— 螺栓 (或螺钉) 数量;

K —— 螺纹拧紧系数, 一般取 $K = 1.25 \sim 1.5$;

K_1 —— 螺纹摩擦系数, 一般取 $K_1 = 0.12$;

$[\sigma]$ —— 许用应力, $[\sigma] = \sigma_s / n$ 。

3) 螺纹连接强度的计算

缸筒不论是采用外螺纹还是采用内螺纹与端盖或缸底连接, 其螺纹强度必须进行计算。

螺纹的拉应力为

$$\sigma = \frac{K P}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - D^2)} \quad (\text{N/cm}^2)$$

螺纹的剪应力为

$$\tau = \frac{K_1 K P d_0}{0.2 (d_1^3 - D^3)} \quad (\text{N/cm}^2)$$

合成应力为

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 1.3\sigma \leq [\sigma]$$

式中符号同前。

4) 卡键连接强度的计算

外卡键连接见图3-3 a。卡键 a-a 截面上的剪应力为

$$\tau = \frac{PD_1}{4L} \quad (\text{N/cm}^2)$$

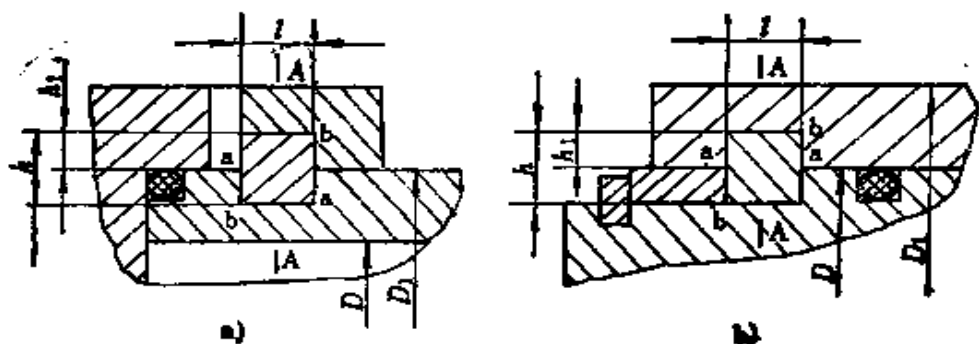


图3-3 卡键连接

a) 外卡键 b) 内卡键

卡键 a-b 侧面的挤压应力为

$$\sigma = \frac{PD_1^2}{h(2D_1 - h)} \quad (\text{N/cm}^2)$$

缸筒危险截面(A-A截面)的拉应力为

$$\sigma = \frac{PD_1^2}{(D_1 - h)^2 - D^2} \quad (\text{N/cm}^2)$$

内卡键连接见图3-3 b。卡键 a-a 截面上的剪应力为

$$\tau = \frac{PD}{4L} \quad (\text{N/cm}^2)$$

卡键 a-b 侧面的挤压应力为

$$\sigma = \frac{PD^2}{h(2D - h)} \quad (\text{N/cm}^2)$$

缸筒危险截面(A-A截面)的拉应力为

$$\sigma = \frac{PD^2}{D_1^2 - (D + h)^2} \quad (\text{N/cm}^2)$$

式中 P —— 液压缸的最大出力(N);

D_1 ——缸筒外径(cm);

D ——缸筒内径(cm);

h ——卡键厚度(cm);

l ——卡键宽度(cm)。

8. 缸筒的材料和技术要求

选择缸筒的材料和毛坯时,主要考虑的是它的机械性能,其次才是工艺性能和经济性。

由于缸筒是液压缸的主体件,它要承受很大的液压力,只要它一旦损坏,液压缸就基本上报废了,所以选用缸筒材料时一定要慎重。缸筒内孔的光整加工大多是采用滚压,为了保证滚压质量,材料的塑性要比较好。

采用无缝钢管做毛坯时,准备周期短,加工余量小,工艺性好,适用于大批量生产和强度高的液压缸。无缝钢管分冷拔和热轧两种。小直径的缸筒大多用冷拔管制作,冷拔管的外圆可以不加工,内孔加工余量也很小,有的甚至可以不进行粗加工就可直接进行精加工和光整加工,经济性好,大直径的缸筒往往用热轧管,这主要是因为大直径的无缝钢管无法冷拔,壁厚,直径大。热轧管的金相组织也比冷拔管好,能承受大的液压力。不管是热轧管还是冷拔管,使用前都要作探伤检查,以防管壁上有裂纹、夹渣等缺陷。中低压液压缸的缸筒可用20号钢管,高压的常用45号钢管,需要焊接的缸筒要采用焊接性能较好的35号钢管,承受更高压力的缸筒还可以用合金钢管(如40Cr等)制造。

缸体形状复杂的缸筒常用铸件毛坯。铸件容易出现气孔、疏松、偏析、夹渣等铸造通病,废品率较高。铸铁件采用抗拉强度较好的HT20—40至HT35—61等,或采用球墨铸铁。铸钢件常用ZG35等材料,如摆动液压缸的缸体。

锻件毛坯适用于行程短、直径大、壁厚的气缸，加工成本比较高。

气缸内径一般采用H7或H8级配合，表面粗糙度 Ra 值一般为 $0.16 \sim 0.32 \mu\text{m}$ ，其圆度、锥度、圆柱度不大于内径公差的一半，直线度允差在 500mm 长度上不大于 0.03 ，气缸端面对内径的垂直度不大于 $0.04/100$ 。通往油口、排气阀孔的内孔口必须倒角，不允许有飞边、毛刺，以免划伤密封件。为了便于装配和不损坏密封件，气缸内孔口应倒 15° 角。需要在气缸上焊接法兰、油口、排气阀座时，都必须在半精加工以前进行，以免精加工后焊接而引起内孔变形。必要时，气缸内孔可镀铬，以防腐蚀生锈，提高使用寿命。

六、活塞杆的设计与计算

活塞杆是液压缸传递力的重要零件，它要承受拉力、压力、弯曲力、振动冲击等多种作用，必须有足够的强度和刚度。

1. 活塞杆直径的计算

对于双作用单活塞杆液压缸，活塞杆直径 d 可按其往复运动的速比 φ 来确定。即

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \quad (\text{cm})$$

式中 D ——缸径 (cm)；

φ ——速比，根据压力按表3-3选取。

表3-12是根据缸径、速比规定的 d 值，可作参考。

如果对液压缸无速比要求，设计时，可按下式选取

$$d = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{5} \right) D \quad (\text{cm})$$

如果活塞杆长度小于或等于10倍的缸径 D ，不能确定速比时，可按下式计算

表3-12 缸径、速比与活塞杆直径的关系 (JB1068—67) (mm)

缸筒内径 D	速 比 φ				
	2	1.46	1.33	1.25	1.15
40	28	22	20	18	14
50	35	28	25	22	18
63	45	35	32	28	22
80	55	45	40	35	28
90	60	50	45	40	32
100	70	55	50	45	35
110	80	60	55	50	40
125	90	70	60	55	45
140	100	80	70	60	50
(150)	105	85	75	65	55
160	110	90	80	70	55
180	125	100	90	80	63
200	140	110	100	90	70

$$\text{实心杆} \quad d = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi[\sigma]}} \quad (\text{cm})$$

$$\text{空心杆} \quad d = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi[\sigma]} + d_1^2} \quad (\text{cm})$$

式中 P_1 ——液压缸的推力(N);

$[\sigma]$ ——材料的许用应力, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$ (N/cm²);

d_1 ——活塞杆空心直径(cm)。

计算出活塞杆直径后, 应按表3-13的尺寸系列进行圆整并校核其稳定性。

2. 活塞杆的强度计算

活塞杆在稳定工况下, 如果只受轴向压力或拉力, 可以近似地用直杆承受拉压负载的简单强度计算公式进行计算。

表3-13 液压缸的活塞杆外径尺寸系列 (GB2348—80) (mm)

10	12	14	16	18	20	22	25	28	32
36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
110	125	140	160	180	200	220	250	280	320

即

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi}{4}d^2} \leq [\sigma]$$

式中 P —— 活塞杆的作用力(N); d —— 活塞杆直径(cm);

$[\sigma]$ —— 材料的许用应力(N/cm²), 无缝钢管 $[\sigma] = (10 \sim 11) \text{kN/cm}^2$ 。

活塞杆一般都设计有螺纹、退刀槽等结构, 这些部位往往是活塞杆上的危险截面, 为了保证其强度, 也要进行计算。危险截面处的合成应力应满足的条件为

$$\sigma_s \approx 1.8 \frac{P_2}{d_2^2} \leq [\sigma]$$

式中 P_2 —— 活塞杆拉力(N); d_2 —— 危险截面的直径(cm);

$[\sigma]$ —— 材料的许用应力, 对于中碳钢(调质) $[\sigma] = 40 \text{kN/cm}^2$ 。

对于活塞杆上有卡键槽的断面, 除计算拉应力外, 还要计算校核卡键对槽壁的挤压应力。即

$$\sigma = \frac{4P_2}{\pi[d_1^2 - (d_2 + 2C)^2]} \leq [\sigma_{ij}]$$

式中 P_2 —— 活塞杆拉力(N);

d_1 ——卡键槽处外圆直径(cm);

d_2 ——卡键槽处内圆直径(cm);

C ——卡键挤压面倒角(cm);

$[\sigma_{jy}]$ ——材料的许用挤压应力(N/cm^2)。

活塞杆纵向弯曲强度及稳定性计算,由于内容比较复杂,将在本章第九节中专门论述。

3. 活塞杆的结构设计

活塞杆有实心 and 空心两种。缸筒运动的液压缸,空心孔可以用来导通油路;大型液压缸的活塞杆(或柱塞杆)为了减轻重量,也采用空心杆;有的情况为了增加活塞杆的抗弯能力也采用空心杆。

活塞杆(或柱塞杆)的外端头部与负载的拖动机构相连接,为了避免活塞杆在工作中产生偏心负载力,适应液压缸的安装要求,提高其作用效率,应该根据负载的具体情况,选择适当的杆头连接形式。一般地说,凡液压缸工作时轴线固定不动的,活塞杆头部多采用外螺纹、内螺纹、螺钉等形式;凡液压缸工作时轴线摆动的,活塞杆头部多采用单耳环、双耳环、球头、球铰、销轴等形式。

活塞杆头部采用螺纹连接时,其螺纹(包括内螺纹、带肩外螺纹和无肩外螺纹三种)尺寸应符合表3-14的规定。

活塞杆与活塞的连接形式有:

(1) 整体式和焊接式(见图3-4 a, b) 这两种形式结构简单,连接强度高,但是一旦损坏,两者俱废。

(2) 螺纹连接(图3-4 c, d) 为了防止螺纹松动,应采取防松措施,如加紧定螺钉或锁紧螺母等。

(3) 螺钉固定式(图3-4 e, f) 这种形式不便于设计缓冲柱塞,活塞杆缩回撞击缸底时,螺钉会损坏,所以螺

表3-14 活塞杆螺纹尺寸系列 (GB2350—80) (mm)

螺纹直径 与螺距 ($D \times t$)	螺纹长度(L)		螺纹直径 与螺距 ($D \times t$)	螺纹长度(L)		螺纹直径 与螺距 ($D \times t$)	螺纹长度(L)	
	短型	长型		短型	长型		短型	长型
M10×1.25	14	22	M33×2	45	66	M110×3	112	—
M12×1.25	16	24	M36×2	50	72	M125×4	125	—
M14×1.5	18	28	M42×2	56	84	M140×4	140	—
M16×1.5	22	32	M48×2	63	96	M160×4	160	—
M18×1.5	26	36	M56×2	75	112	M180×4	180	—
M20×1.5	28	40	M64×3	85	128	M200×4	200	—
M22×1.5	30	44	M72×3	85	128	M220×4	220	—
M24×2	32	48	M80×3	95	140	M250×6	250	—
M27×2	36	54	M90×3	106	140	M280×6	280	—
M30×2	40	60	M100×3	112	—			

注 1. L对内螺纹是指最小尺寸, 对外螺纹是指最大尺寸。

2. 当需要用锁紧螺母时, 采用长型螺纹长度。

钉头不宜突出活塞端面。

(4) 卡键式(图3-4 g, h) 由于两半卡键卡入卡键槽后会松脱, 所以要套上卡键帽, 再装上弹性挡圈。这种形式装拆方便, 连接强度高, 使用广泛。

(5) 弹性挡圈式(图3-4 i, j) 由于挡圈有可能失去作用和强度不高, 这种形式只适用于推力大而拉力小或无拉力的液压缸(如单作用液压缸)。

(6) 圆销式(图3-4 k, l) 圆锥销或圆柱销承受剪切, 形式虽然简便, 但连接强度不高, 当活塞受到往复运动冲击后, 圆销会产生松动而失去作用, 甚至会掉出拉坏缸筒。

当活塞杆动密封采用窄断面Y型或其它形式密封圈, 工作压力小于或等于20MPa时, 沟槽形式、尺寸和公差应符合GB2880—81的规定; 当活塞杆动密封采用宽断面Y型或其

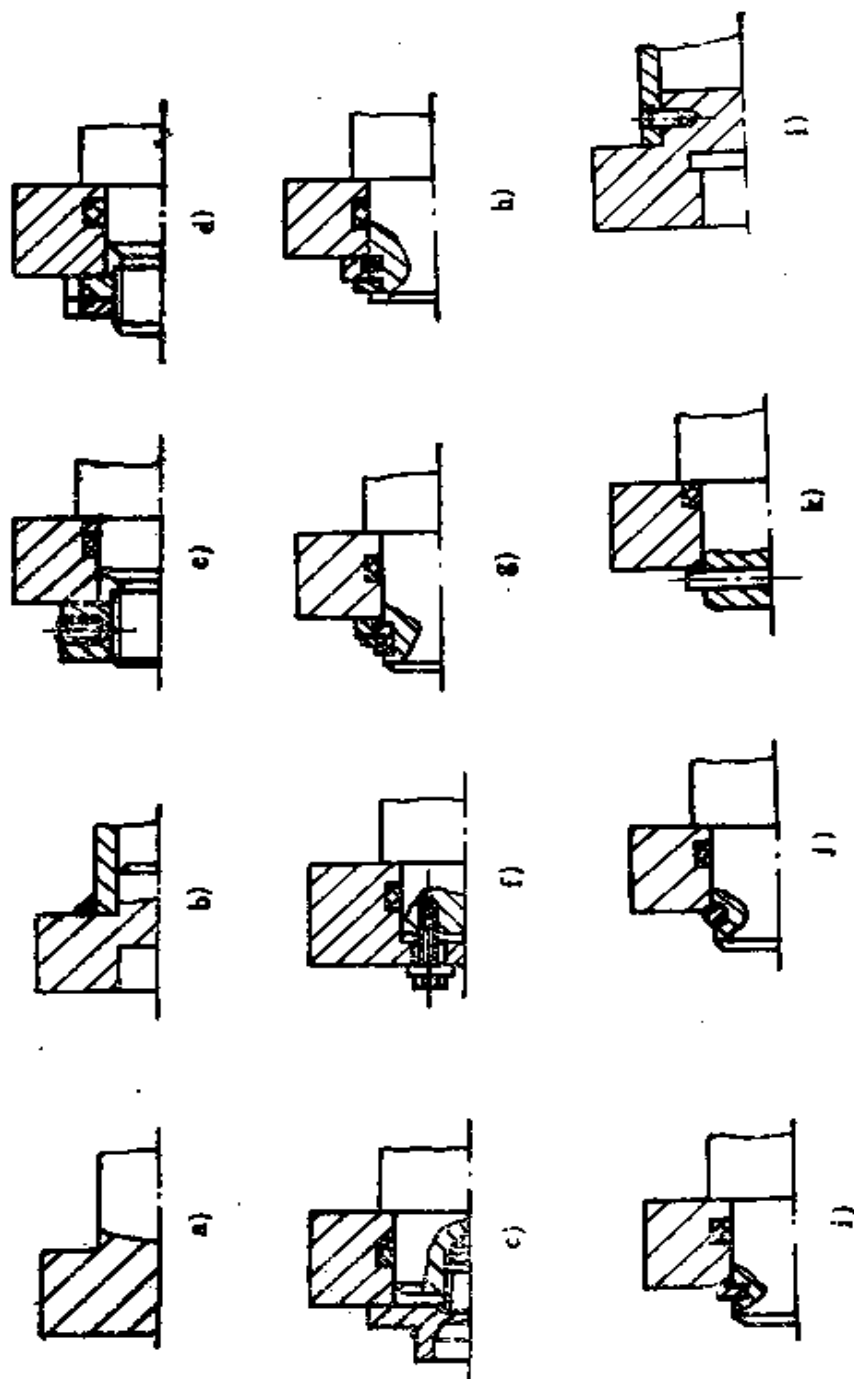


图3-4 活塞杆与活塞的连接形式

它形式密封圈，工作压力小于或等于 31.5MPa 时，沟槽形式、尺寸和公差应符合 GB2879—81 的规定。

4. 活塞杆的材料和技术要求

活塞杆一般用中碳钢(如45号钢)。为了提高其抗拉强度，一般要进行调质处理，但对只承受推力的单作用活塞杆和柱塞，则不必进行调质处理，更没有采用高强度合金钢的必要。

活塞杆要在导向套中滑动，一般采用 H8/h7 或 H8/f7 配合。太紧了，摩擦力大；太松了，容易引起“憋劲”现象和单边磨损。其几何精度误差不大于直径公差之半。安装活塞的轴颈与外圆的同轴度允差不能大于 0.01mm，这是为了保证活塞杆外圆与活塞外圆的同轴度，以避免活塞与缸筒、活塞杆与导向套的“憋劲”现象。安装活塞的轴肩端面与活塞杆轴线的垂直度允差不大于 0.04/100，以保证活塞安装不产生歪斜。

活塞杆的外圆粗糙度 Ra 值一般为 0.32~0.63 μm ，太光滑了，表面形成不了油膜，反而不利于润滑。为了提高耐磨性和防锈性，活塞杆表面需要进行镀铬处理，铬层厚 0.03~0.05mm，并进行抛光加工或磨削加工达到粗糙度的要求。对于工作条件恶劣，碰撞机会较多的情况，工作表面需先经高频淬火后再镀铬。

活塞杆尾部的卡键槽、螺纹和缓冲柱塞也要保证与轴线的同心，特别是缓冲柱塞，最好与活塞杆做成一体。卡键槽取较松的配合公差，螺纹则取较紧的配合。

七、活塞的设计

由于活塞在液压力的作用下，沿缸筒往复滑动，因此，它与缸筒的配合应适当，既不能过紧，也不能间隙过大。配

合过紧，不仅使最低启动压力增大，降低机械效率，而且容易损坏缸筒和活塞的滑动配合表面；间隙过大，会引起液压缸内部泄漏，降低容积效率，使液压缸达不到要求的设计性能。

从前面的有关章节已经知道，液压力的大小与活塞的有效工作面积有关，活塞直径应与缸筒内径一致。设计活塞时，主要任务就是确定活塞的结构形式。

1. 活塞的结构

活塞的结构与它的密封形式有关，密封形式可根据液压缸的不同作用和不同工作压力来选择。图 3-5 所示是活塞的几种结构。

(1) 密封圈活塞(图 3-5 a ~ i) 这是应用最广泛的一种活塞。密封件有 O 型(图 a)、Y 型(图 b)、Yx 型(图 c)、L 型(图 d)、V 型(图 e)、U 型(图 f)、西姆柯型(图 g)、鼓型(图 h)和蕾型(图 i)。前六种密封圈比较常用，而且已有标准；后三种为新型密封圈，密封效果好，但制造成本较高。在高压时，密封圈应与聚四氟乙烯挡圈合用，防止密封圈被挤翻和挤出。

(2) 活塞环活塞(图 3-5 j) 使用活塞环密封时，摩擦阻力小，耐磨、寿命长，适于在高温、高速工况。但是，活塞环制造工艺复杂，内部泄漏较大，密封效果差，对泄漏要求较严的液压缸不适于采用。

(3) 支承环活塞(图 3-5 k) 这种结构是在活塞的外圆上套上一个尼龙或聚四氟乙烯材料的开口环。支承环只起支承作用而无密封效果，密封要靠支承环两边的密封圈起作用。由于尼龙或聚四氟乙烯的耐磨性和自润滑性能较好，所以摩擦系数小，寿命长。支承环将活塞外圆与缸筒内孔壁完

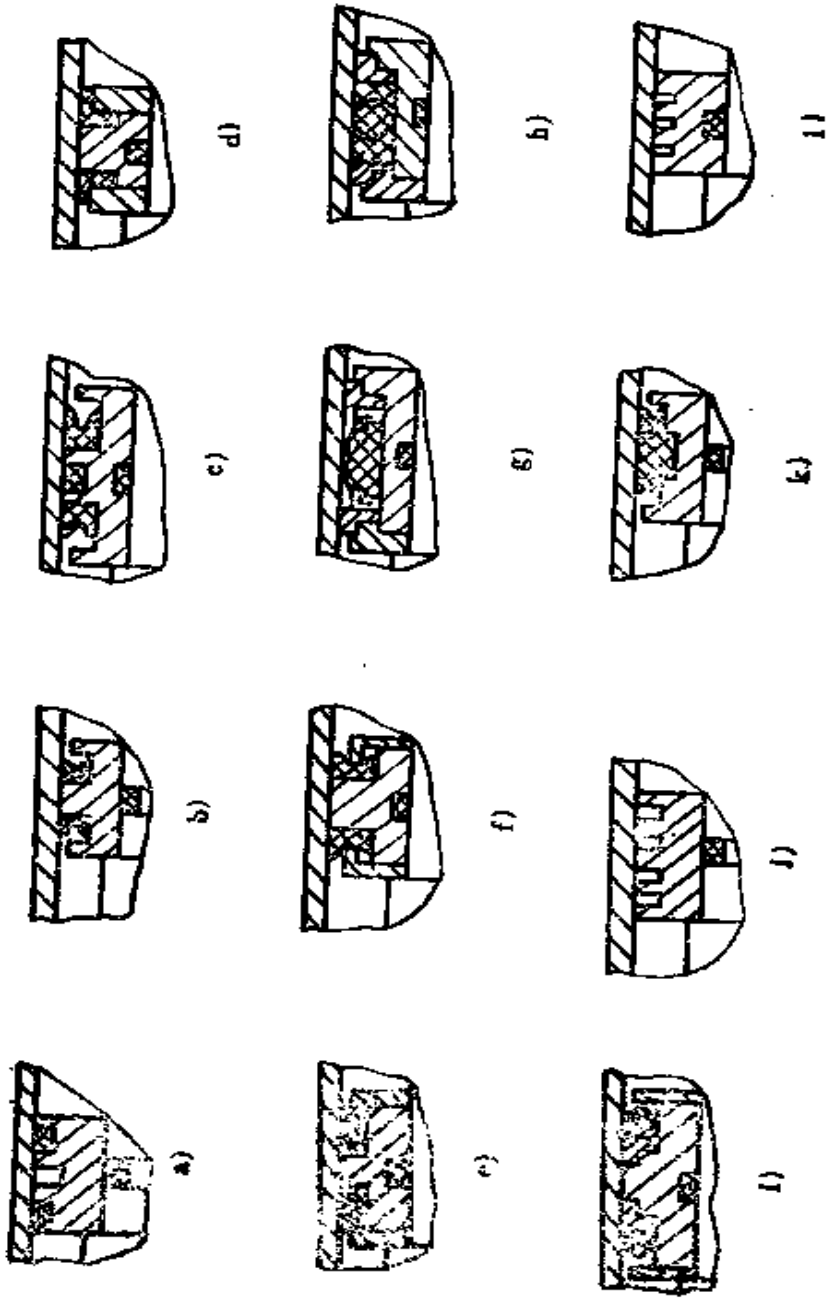


图3-5 活塞的结构

全隔开，不管“憋劲”现象怎么严重，也不会产生“拉缸”现象，而且由于支承环在缸筒内孔壁上来回滑动，等于在抛光内孔表面，所以表面越用越光。

(4) 间隙密封活塞(图3-51) 这种活塞不用密封件，完全依靠活塞与缸筒间的精密配合保证密封效果。因此，它与缸筒的配合精度、表面粗糙度、几何精度都要求很高，一般均需要配研。这种活塞多用于精度高、直径小、速度低的液压缸。对于需要通过孔、槽的活塞，采用这种结构有独特的优点，因为它没有容易刮伤的密封件，不会因密封件的损坏而发生泄漏。

(5) 装配式活塞 这种活塞由几个压环串在一起装配组成，密封件装在压环之间的密封槽内。装配后，压环之间留有一定间隙，调整间隙的大小，可以调整密封效果及运动时摩擦阻力的大小。

活塞上的密封沟槽是很重要的。当压力 $P \leq 31.5\text{MPa}$ 时，若使用 Y 型密封圈，其沟槽尺寸及公差应符合 GB2879—81 的规定；当压力 $P \leq 20\text{MPa}$ 时，若使用宽断面 Y 型密封圈，其沟槽尺寸及公差应符合 GB2880—81 的规定。

2. 活塞的材料及技术要求

活塞材料的选用因结构形式的不同而不同。支承环活塞用 45 号钢，装配式活塞外环可用锡青铜，其它活塞可用灰铸铁、耐磨铸铁或铝合金等。

活塞外径的精度一般采用 f9，外径对内孔的同轴度允差不大于 0.02mm ，端面与轴线的垂直度允差不大于 $0.04/100$ ，形状公差一般不大于外径公差之半，表面粗糙度视结构形式不同而各异。

八、导向套的设计与计算

导向套在活塞杆往复运动时起导向支承作用。导向套配合精度的选择是否合适，耐磨性的好坏，能否承受活塞杆因外力而引起的弯曲、冲击、自重力和振动的作用，对液压缸的性能有相当大的影响。

1. 最小导向长度的确定

当活塞杆全部伸出时，从活塞支承面中点到导向套滑动面中点的距离称为最小导向长度(H)，如图 3-6 所示。如果导向长度过短，将使液压缸因配合间隙引起的初始挠度增大，影响液压缸的工作性能和稳定性。因此，在设计时必须保证液压缸有一定的最小导向长度。

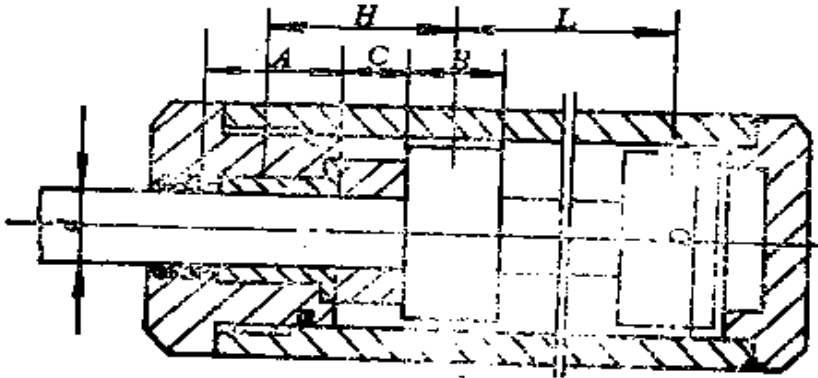


图 3-6 导向长度

对于一般液压缸，最小导向长度应满足下式要求：

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2} \quad (\text{cm})$$

式中 L ——最大工作行程(cm)；
 D ——缸筒内径(cm)。

导向套滑动面的长度 A ，在缸径小于80mm时取

$$A = (0.6 \sim 1.0) D$$

当缸径大于80mm时取

$$A = (0.6 \sim 1.0) d$$

式中 D ——缸筒内径；

d ——活塞杆直径。

活塞宽度 B 取

$$B = (0.6 \sim 1.0) D$$

为了保证最小导向长度，过多的增加导向长度 A 和活塞宽度 B 是不合适的。较好的办法是在导向套和活塞之间装一隔套，隔套宽度 C 由所需的最小导向长度决定。采用隔套不仅能保证最小导向长度，还可以改善导向套及活塞的通用性。

2. 导向套的结构

有些液压缸不设置导向套，直接利用端盖的内孔作为导向孔，这样固然减少了零件，装配简单，但导向部分经常磨损，容易损坏，损坏后不得不将整个端盖换掉，造成浪费。

(1) 普通导向套 (参见图 3-12) 这种导向套安装在支承座或端盖上，油槽内的压力油起润滑作用和张开密封圈唇边而起密封作用。

(2) 易拆导向套 这种导向套用螺钉或螺纹固定在端盖上。当导向套和密封圈磨损而需要更换时，不必拆卸端盖和活塞杆就能进行，维修十分方便。它适用于工作条件恶劣，需经常更换导向套和密封圈而又不允许拆卸液压缸的情况下 (参见图 3-12 i, j)。

(3) 球面导向套 (图 3-7) 这种导向套的外球面与端盖接触，当活塞杆受到偏心负载而引起方向偏斜时，导向

套可以自动调位，使导向套轴线始终与运动方向一致，不产生“憋劲”现象。这样，不仅保证了活塞杆的顺利工作，而且导向套的内孔磨损也比较均匀。

(4) 静压导向套(图 3-8) 活塞杆往复运动频率高、速度快、振动大的液压缸，可以采用静压导向套。由于活塞杆与导向套之间有压力油膜，不存在它们之间的直接接触，而是在压力油中浮动，所以摩擦系数小、无磨损、刚性好、能吸收振动、同心度高，但制造复杂，要有专用的静压系统。

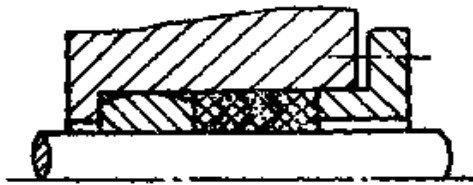


图3-7 球面导向套

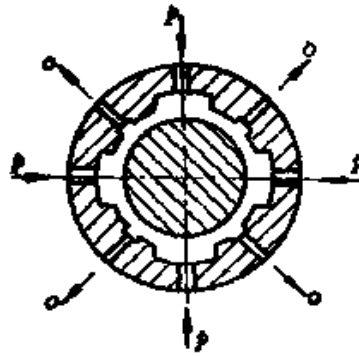


图3-8 静压导向套

8. 导向套的材料及技术要求

导向套一般采用摩擦系数小、耐磨性好的青铜材料制作。外圆与端盖内孔的配合多为 H8/f7，内孔与活塞杆外圆的配合多为 H9/f9。外圆与内孔的同轴度允差不大于 0.03，形状误差不大于公差之半。内孔中的环形油槽和直油槽要浅而宽，保证润滑条件的良好。

九、液压缸的挠曲值及稳定性计算

GB 3766—83 的 2.2.1 条规定：设计液压缸时，必须对

行程、负载和装配条件加以充分的考虑，以防活塞杆在外伸工况时产生不正常的弯曲。

液压缸是由多个零件装配成的组合体，不是一个简单的杆件。在活塞与缸筒、活塞杆与导向套之间存在配合间隙，活塞及活塞杆的导向部分的长度也不同，当液压缸卧式安装使用时，即使没有偏心轴向负载或其它横向作用力，但因受到自重和配合间隙的影响，也会产生初始挠曲。如果负载力超过了活塞杆所能承受的极限负载力，即使液压缸不存在挠曲问题，活塞杆也会产生横向弯曲。这时，液压缸就出现不稳定状态，这当然是不允许的。为了保证液压缸能正常工作，必须计算液压缸的挠曲值和稳定性。

应该指出，挠曲值和稳定性的计算问题，现在国内外工程技术界还没有一个公认的计算方法，下面所列的是得到较多人承认的一种方法。

1. 挠曲值的计算

如图 3-9 所示，当符合条件

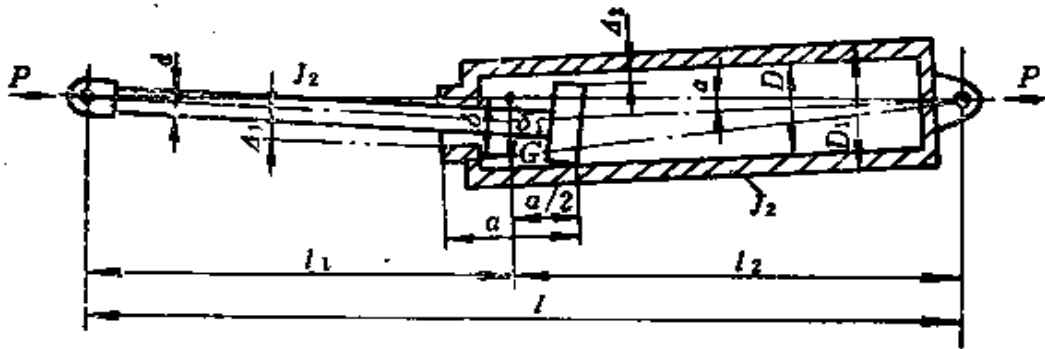


图 3-9 液压缸的挠曲

$$l_1 \leq 505 d^2 \sqrt{\frac{1}{P}}$$

时, 可用下式计算初始挠曲值:

$$\delta_1 = \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)l_1l_2}{2al} + \frac{Gl_1l_2 \cos \alpha}{2Pl}$$

式中 Δ_1 ——活塞杆与导向套的配合间隙 (mm);
 Δ_2 ——活塞与缸筒的配合间隙 (mm);
 l ——活塞杆全部伸出后液压缸的安装长度 (mm);
 l_1 ——活塞杆头部到最大挠度处的距离 (mm);
 l_2 ——缸尾到最大挠度处的距离 (mm);
 α ——活塞杆全部伸出时导向套前端到活塞末端的距离 (mm);
 G ——液压缸的质量 (kg);
 P ——活塞杆的轴向负载 (N);
 a ——液压缸轴线与水平面的交角;
 d ——活塞杆的直径 (mm)。

液压缸的最大挠曲值 δ 为

(1) 当 $l/d \leq 5$ 时

$$\delta = \delta_1$$

(2) 当 $l/d > 5$, $l_1 = l_2$, $I_2 \geq 5I_1$ 时

$$\delta = \frac{\delta_1}{\frac{K_1}{l_1} \frac{l}{4} + \frac{1}{2}}$$

(3) 当 $l/d > 5$, $l_1 \neq l_2$, $I_2 < 5I_1$ 时

$$\delta = \frac{\delta_1}{\left(\frac{K_1}{l_1} + \frac{K_2}{l_2}\right)l_1l_2}$$

式中 I_1 ——活塞杆横截面的惯性矩 (mm⁴);
 I_2 ——缸体横截面的惯性矩 (mm⁴);

K_1 、 K_2 、 t_1 、 t_2 ——系数。其值按下式计算。

$$K_1 = \sqrt{\frac{P}{EI_1}} \quad K_2 = \sqrt{\frac{P}{EI_2}}$$

$$t_1 = \operatorname{tg}(57.3 K_1 l_1) \quad t_2 = \operatorname{tg}(57.3 K_2 l_2)$$

2. 液压缸的稳定条件

当活塞杆受压，液压缸的计算长度 l 大于活塞杆直径 d 的 15 倍（即 $l \geq 15d$ ）时，要对液压缸进行稳定性计算。

根据材料力学的概念可知，一根受压直杆在其承受的轴向负载力 P 超过稳定临界力 P_s 时，即丧失稳定。液压缸的稳定条件为

$$P \leq \frac{P_s}{n_s} \quad (\text{N})$$

式中 P ——活塞杆承受的压力(N)；

P_s ——液压缸的稳定临界力(N)；

n_s ——稳定性安全系数， $n_s = 2 \sim 4$ 。

上式没有考虑负载力偏心的影响，把液压缸看作受压直杆。实际上，液压缸存在着初始挠曲，而且负载力也往往不是理想地作用于液压缸的轴心线上，多多少少总有偏移。然而，由于负载力的偏心作用方向与液压缸轴心线的交角无法测定，即使能测定，现在也没有成熟的公式进行计算，就是说，偏心负载临界力 P_s 值无法准确计算。为了保证液压缸的稳定性，稳定性安全系数 n_s 可适当取大值。

液压缸的稳定临界力 P_s 与液压缸的安装形式、活塞杆的直径和行程长度有关，它有多种计算方法。

3. 稳定性的等截面算法

所谓等截面是指认为缸筒的惯性矩与活塞杆的惯性矩相同，把液压缸作为截面相等的整体杆件，并以活塞杆的直径

作为计算直径。

(1) 欧拉公式 当细长比 $l/K \geq m\sqrt{n}$ 时, 按欧拉公式计算。即

$$P_s = \frac{nx^2EI}{l^2} \quad (\text{N})$$

(2) 高登·拉金公式 当细长比 $l/K \leq m\sqrt{n}$ 时, 按高登·拉金公式计算。即

$$P_s = \frac{fA}{1 + \frac{\alpha}{n} \left(\frac{l}{K}\right)^2} \quad (\text{N})$$

式中 l —— 活塞杆安装长度, 即活塞杆全部伸出时, 活塞杆头的连接点到液压缸支承点之间的距离 (mm);

K —— 活塞杆横截面的回转半径, 实心杆 $K = \frac{d}{4}$, 空心杆 $K = \frac{1}{4} \sqrt{d_2^2 + d_1^2}$;

I —— 活塞杆横截面的转动惯量, 实心杆 $I = \frac{\pi d^4}{64}$, 空心杆 $I = \frac{\pi}{64} (d_2^4 - d_1^4)$;

A —— 活塞杆横截面面积 (mm²);

E —— 材料的弹性模量, 钢 $E = 206 \text{ GPa}$;

n —— 末端条件系数, 见表 3-5;

f —— 材料强度实验值, 钢 $f \approx 490 \text{ MPa}$;

m —— 柔性系数, 钢 $m \approx 85$;

α —— 实验常数, 钢 $\alpha = 1/5000$ 。

数值 $m\sqrt{n} \approx 20 \sim 120$, 当 $l/K \leq 20$ 时, 可作为普通

纯压杆计算。

(3) 雅辛斯基公式 欧拉公式和高登·拉金公式是根据压杆挠曲曲线的近似微分方程导出的，而这个微分方程只有在材料服从虎克定律的条件下才能成立，所以只在杆内应力不超过材料的比例极限时适用。对于中柔度杆，就只能用雅辛斯基公式来计算稳定临界力，即当 $m_1 > m > m_2$ 时

$$P_s = A(a - bm) \quad (\text{N})$$

式中 m ——柔性系数，钢 $m_1 = 100$ ， $m_2 = 60$ ，
 a ——与材料有关的系数，45号钢 $a = 4500$ ，
 b ——与材料有关的系数，钢 $b = 36.17$ ，
 A ——活塞杆横截面面积(mm^2)。

从上面三个公式均可看出，计算中只考虑了活塞杆的惯性矩。事实上，由于液压缸的缸筒是比活塞杆直径大得多的空心杆，其抗弯矩比活塞杆的抗弯矩大得多，因此，当负载力作用于液压缸时，缸筒对活塞杆起着一定的“保护”作用。把缸筒的抗弯矩看成是活塞杆的抗弯矩来计算，显然是不合理的，其结果势必会增加材料的消耗和液压缸的重量。因此，应该用比较符合实际情况的方法来计算液压缸的稳定临界力。

4. 稳定性的非等截面算法

所谓非等截面算法，就是针对等截面算法的不合理性，不把活塞杆的横截面看作是整个液压缸的截面，而把与缸筒截面有关的因素也纳入计算公式中。

(1) 形状系数法 这种算法是把活塞杆和缸筒的不同形状——截面形状和尺寸大小纳入公式计算稳定临界力。即

$$P_s = K \frac{\pi^2 EI_s}{l^2} \quad (\text{N})$$

式中 K ——形状系数。可根据试算法和牛顿插值公式求出的节点绘制的 α 曲线图或 β 曲线图(图 3-10)

$$\text{查出。其中 } \alpha = \sqrt{\frac{I_1}{I_2}}, \quad \beta = \frac{l_1}{l}$$

l ——液压缸的安装长度(mm);

E ——材料的弹性模量, 钢 $E = 206 \text{ GPa}$;

I_1 ——活塞杆横截面的惯性矩(mm^4);

I_2 ——缸筒横截面的惯性矩(mm^4);

l_1 ——活塞杆的伸出长度(mm)。

从上式可见, 它与欧拉公式非常近似, 所不同的是把末端条件系数 n 变成了形状系数 K 。这样一来, 却忽略了不应该忽略的、不同安装条件的末端条件系数, 还是带有较大的局限性。

(2) 超越方程计算法 超越方程式如下,

$$\frac{\sqrt{\frac{P}{EI_1}}}{\text{tg}\left(\frac{P}{EI_1}l_1\right)} + \frac{\sqrt{\frac{P}{EI_2}}}{\text{tg}\left(\frac{P}{EI_2}l_2\right)} = 0$$

式中 P ——活塞杆承受的轴向负载力(N);

l_2 ——液压缸缸筒长度(mm)。

其余符号同前式。

解这个方程求稳定临界力 P_c 是很困难的, 只能用试算法求解。从式可见, 此方程不仅把活塞杆的稳定性和缸筒的稳定性连在一起考虑, 而且把负载力偏心后对活塞杆和缸筒所形成的挠曲偏心夹角也计算在内。这样, 液压缸的稳定性就可得到比较真实的反映, 但是需要试算求解, 应用很不方便。

(3) 能量计算法 稳定性的能量计算法是一种既考虑

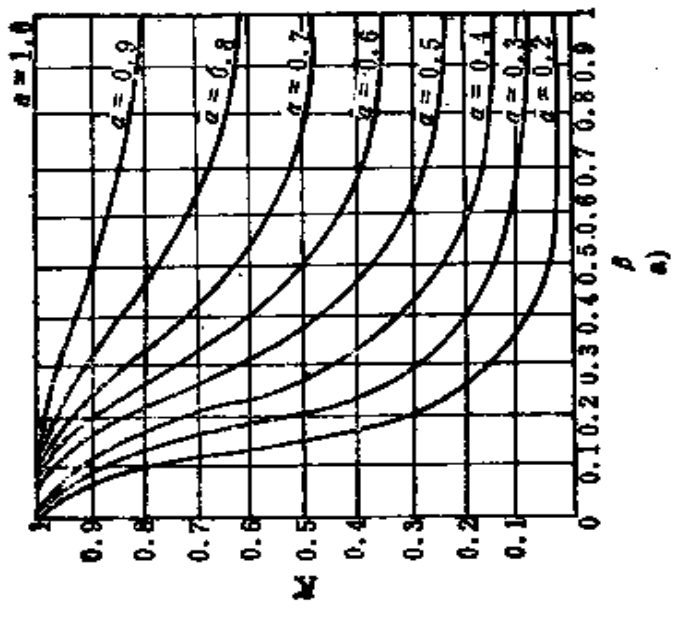
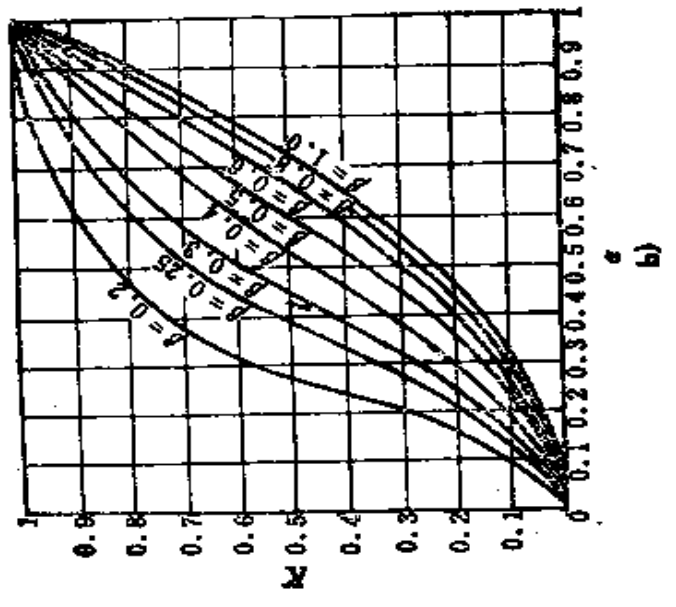


图3-10 形状系数 K 值图
 a) α 曲线 b) β 曲线

缸筒的结构尺寸因素，又使计算出来的结果接近实际的简便计算方法。

用能量法分析液压缸的稳定性时，所考虑的能量有两个方面：一个是在轴向负载力作用下液压缸失去稳定而发生弯曲时的变形能，另一个是在轴向负载力作用下液压缸所具有的势能。如果弯曲变形能大于负载下的势能，则液压缸是稳定的，反之，则失去稳定，产生弯曲变形。当势能与变形能相等时，液压缸所能承受的轴向压力即为临界力 P_{lc} 。

两端铰接液压缸的弯曲变形能为

$$U_b = \frac{16 P^2 \Delta^2}{\pi E} R \quad (\text{J})$$

液压缸的势能为

$$U_p = \frac{\pi^2 \Delta^2}{4 l} P \quad (\text{J})$$

式中 P ——轴向压力(N)；
 Δ ——最大挠度(mm)；
 E ——材料的弹性模量(N/mm²)；
 l ——液压缸的安装长度(mm)；
 R ——折算系数。

为求出负载的临界力 P_{lc} ，令 $U_b = U_p$ ，即

$$\frac{16 P^2 \Delta^2}{\pi E} R = \frac{\pi^2 \Delta^2}{4 l} P$$

故

$$P_{lc} = \frac{\pi^3 E}{64 l} \frac{1}{R}$$

折算系数 R 只与缸筒和活塞杆的结构尺寸有关，与负载无关。即

$$R = \left(\frac{l_1}{d^4} + \frac{l_2}{D_1^4 - D^4} \right) + \frac{l}{2\pi} \left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D_1^4 - D^4} \right) \sin \frac{2\pi l_2}{l}$$

式中 l_1, l_2 ——活塞杆和缸筒的计算长度(mm);

d ——活塞杆的直径(mm);

D, D_1 ——缸筒的内径和外径(mm)。

上式是繁杂的, 为便于简便计算, 令

$$\frac{l_2}{l_1} = C \quad \sqrt{\frac{I_2}{I_1}} = K_1$$

则

$$l = l_1 + l_2 = l(1 + C)$$

$$\frac{I_2}{I_1} = \frac{D_1^4 - D^4}{d^4} = K_1^2 = \lambda$$

由等截面的欧拉公式 ($n = 1$) 得

$$P_{k\pi} = \frac{\pi^2 EI_1}{l^2}$$

取比值

$$k = \frac{P_{k\pi}}{P_{kE}} = \frac{\pi^2 EI_1}{l^2} \frac{64 l R}{\pi^3 E} = \frac{d^4}{l} R$$

或

$$k = \frac{\lambda + C}{\lambda(1 + C)} + \frac{\lambda - 1}{2\pi\lambda} \sin \frac{2\pi C}{1 + C}$$

由上式可以看出, 系数 k 只与液压缸系统的结构尺寸比例有关, 与负载无关。这样, 通过比值 k , 就建立了用欧拉公式和能量法求临界力的关系。

有了 $P_{k\pi}$ 与 P_{kE} 的关系, 可先求出 $P_{k\pi}$:

$$P_{k\pi} = \frac{\pi^2 EI_1}{(\mu l)^2 n_s}$$

式中 μ ——长度简化系数。对两端铰接的液压缸 $\mu = 1$;

对一端固定的悬臂缸 $\mu = 2$;

n_s ——安全系数, 一般取 $2 \sim 4$ 。

然后, 根据 $C = l_2/l_1$ 和 $\lambda = I_2/I_1$ 的数值, 从图 3-11 或表 3-15 查出 k 值, 则

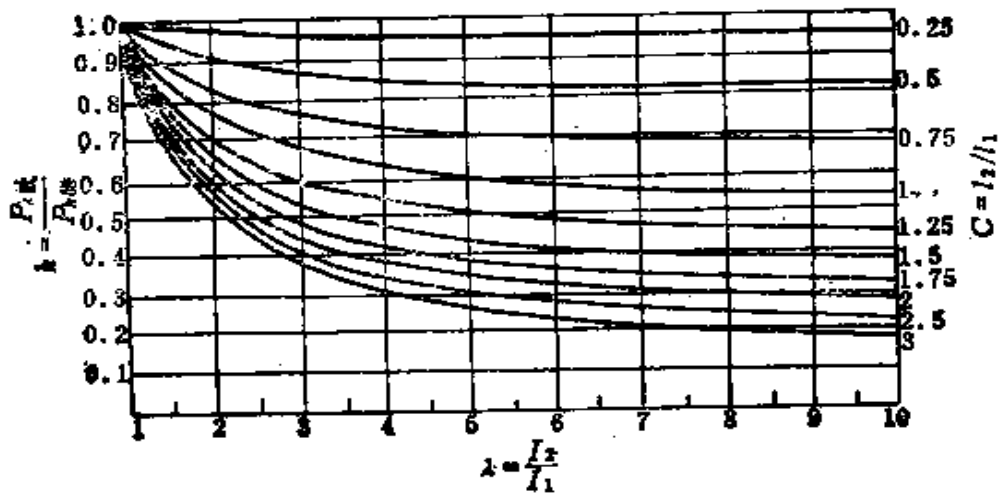


图3-11 k 值图

$$P_{\text{许}} = \frac{P_{\text{许0}}}{k}$$

此时的 $P_{\text{许}}$ 包含了缸筒和活塞杆的尺寸因素。

用能量法求 $P_{\text{许}}$ 时，把缸筒和活塞杆看作一个整体。实际上，它们之间因配合间隙等原因，只能是一种“半铰接状态”，所以求出的值比实际允许的值要大些。为此， $P_{\text{许}}$ 需要修正为

$$P_{\text{许实}} = \beta P_{\text{许}}$$

修正系数 β 一般取 0.8~0.95。液压缸水平安装时宜取小值，垂直安装时取大值；活塞杆伸出长度大时取小值，较短时取大值。

应用举例：

液压缸工作压力 $P = 20 \text{ MPa}$ ，缸筒内径 $D = 100 \text{ mm}$ ，缸筒外径 $D_1 = 121 \text{ mm}$ ，活塞杆直径 $d = 70 \text{ mm}$ ，推力 $P = 1.5 \text{ MN}$ （轴向压力）， $l_1 = l_2$ ，液压缸两端铰接， $l =$

表3-15 k值表

$\lambda = \frac{f_2}{f_1}$	$C = \frac{f_2}{f_1}$											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$\lambda \rightarrow \infty$	
0.25	1	0.876	0.968	0.964	0.961	0.959	0.958	0.957	0.956	0.956	0.956	0.9513
0.5	1	0.902	0.870	0.853	0.844	0.837	0.832	0.829	0.826	0.825	0.825	0.8045
0.75	1	0.820	0.760	0.730	0.712	0.700	0.692	0.686	0.681	0.677	0.677	0.6405
1	1	0.750	0.667	0.625	0.600	0.583	0.572	0.568	0.556	0.550	0.550	0.5000
1.25	1	0.695	0.593	0.543	0.512	0.492	0.477	0.466	0.458	0.451	0.451	0.3909
1.5	1	0.653	0.538	0.480	0.445	0.422	0.406	0.393	0.384	0.376	0.376	0.3065
1.75	1	0.622	0.496	0.433	0.395	0.370	0.352	0.338	0.327	0.319	0.319	0.2434
2	1	0.598	0.464	0.397	0.356	0.330	0.310	0.296	0.285	0.276	0.276	0.1955
2.25	1	0.579	0.439	0.369	0.327	0.299	0.279	0.264	0.252	0.243	0.243	0.1589
2.5	1	0.565	0.420	0.348	0.304	0.275	0.255	0.239	0.227	0.217	0.217	0.1306
2.75	1	0.554	0.405	0.331	0.287	0.257	0.236	0.220	0.207	0.197	0.197	0.1084
3	1	0.545	0.394	0.318	0.272	0.242	0.221	0.204	0.192	0.182	0.182	0.0988

2500 mm。校核液压缸的稳定性。

(1) 按欧拉公式求 $P_{A欧}$ ，此例 $\mu = 1$ ，取 $n_s = 3$ ， $E = 206 \text{ GPa}$ 。

$$P_{A欧} = \frac{\pi^2 EI_1}{(\mu l)^2 n_s} = \frac{3.14^2 \times 206 \times \frac{3.14 \times 0.07^4}{64}}{(1 \times 2.5)^2 \times 3} = 1.18 \text{ MN}$$

由于 1.18 MN 小于 1.5 MN，因此用欧拉公式校核时，此液压缸是不稳定的。

(2) 求 $P_{A能}$

$$l_1 = l_2 = l / 2 \quad C = l_2 / l_1 = 1$$

$$\lambda = I_2 / I_1 = 4.763 \quad \sqrt{I_2 / I_1} = 2.18$$

按图 3-11 的曲线 $C = 1$ 或表 3-15 查出 $k = 0.6$ ，则

$$P_{A能} = \frac{P_{A欧}}{k} = \frac{1.18}{0.6} = 1.96 \text{ MN}$$

(3) 求 $P_{A实}$

取 $\beta = 0.9$ ，则

$$P_{A实} = \beta P_{A能} = 0.9 \times 1.96 = 1.764 \text{ MN}$$

由于 1.764 MN 大于 1.5 MN，因此用能量法校核此液压缸是稳定的。

总之，计算液压缸的稳定性用非等截面能量法，较之前面几种方法合乎实际而又简便。

十、端盖和缸底的设计与计算

在单活塞杆液压缸中，有活塞杆通过的缸盖叫端盖，无活塞杆通过的缸盖叫缸头或缸底。端盖、缸底与缸筒构成封闭的压力容腔，它不仅要有足够的强度以承受液压力，而且必须具备一定的连接强度。端盖上有活塞杆导向孔（或装导向

套的孔)及防尘圈、密封圈槽,还有连接螺钉孔,受力情况比较复杂。设计的不好容易损坏。

1. 端盖的结构

端盖在结构上除要解决与缸筒的连接和密封外,还须考虑活塞杆的导向、密封和防尘等问题。端盖与缸筒的连接及导向套的结构在前面已讲过,下面着重谈谈端盖的密封和防尘结构。

如图 3-12 所示,端盖及其密封有多种形式。此处的密封系滑动密封,工作温度和压力都比较高,密封效果不好,就会造成液压缸的外部泄漏,所以对密封结构和密封件的材质都有较高要求。常用的有 U 型(图 3-12 a, b)、Y 型(图 3-12 c, d)、V 型(图 3-12 e, j)、Yx 型(图 3-12 f)及 O 型(图 3-12 h, i)密封圈等等。O 型圈的尺寸和摩擦阻力较小,密封性能也较好,但使用寿命低,当工作压力超过 10 MPa 时需增加挡圈,以防挤出或翻转。V 型圈适用于高压,密封可靠,寿命长,磨损后可以调节补偿,但结构尺寸和摩擦力较大。U、Y、Yx 等有唇边的密封圈,唇口朝高压侧安装,靠缸内油压将唇边张开贴紧密封面,压力越高贴得越紧,密封性能较好,摩擦阻力小,特别是 Yx 密封圈性能更好。

为了保证液压缸中油液的清洁度,尽量减少因杂质浸入缸内而引起的磨损,端盖上应设计有清除活塞杆外露部分粘带灰尘的防尘装置。防尘措施可用毛毡防尘圈(图 3-12 a)、三角形防尘圈(图 3-12 b)、骨架防尘圈(图 3-12 c)、无骨架防尘圈(图 3-12 d)和双唇防尘圈(图 3-12 i)等。防尘要求较高时,可采用组合防尘圈(图 3-12 k)、钢片组合防尘圈(图 3-12 l)和防尘罩(图 3-12 g)等结构。

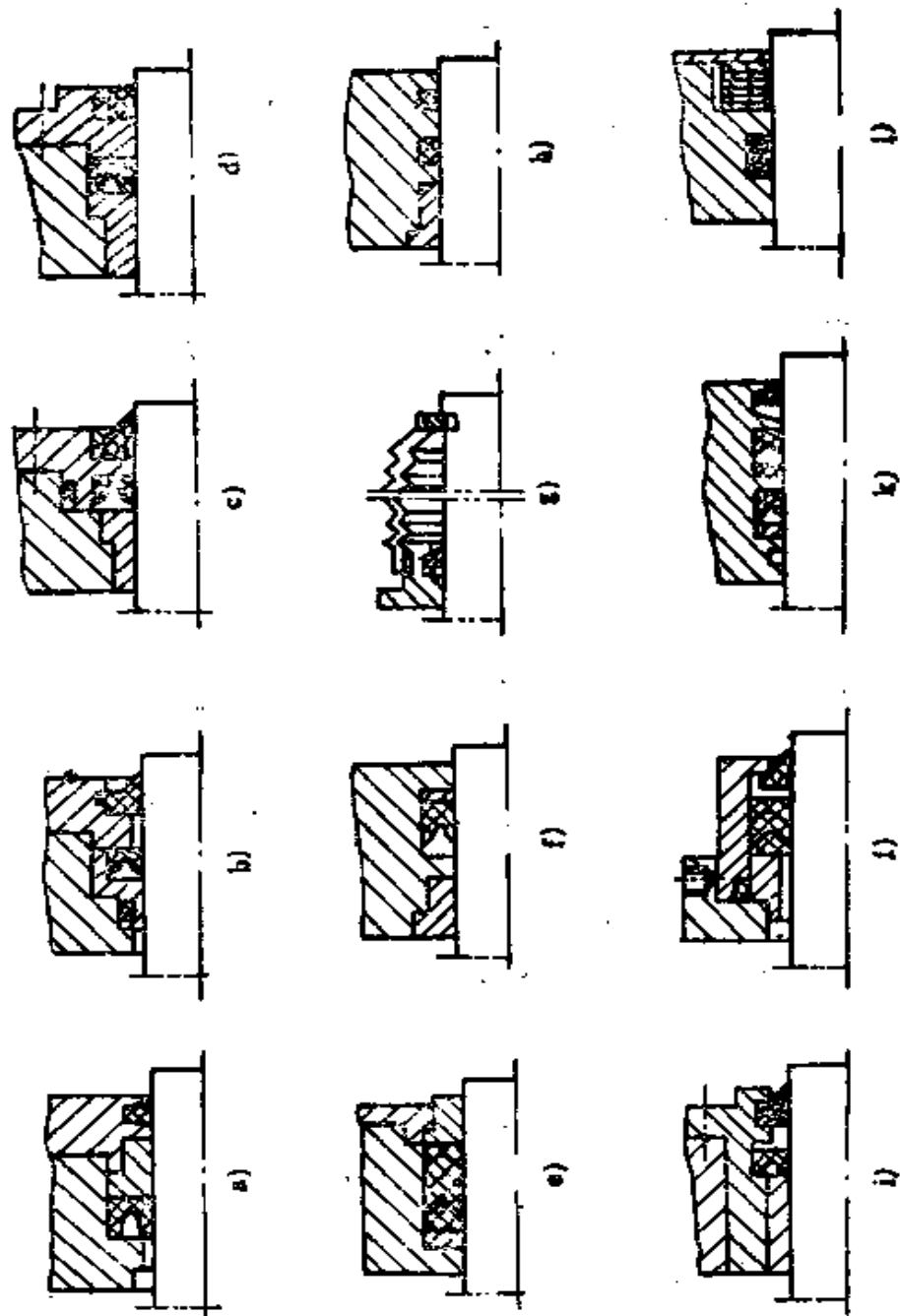


图3-12 端盖的导向、密封和防尘结构

2. 端盖的设计计算

端盖的结构形式多种多样，现讲述法兰端盖的计算方法，其它结构形式可以依此推导。

当活塞运动到最前端时，全部推力由端盖承受，见图3-13。端盖的厚度为

$$h = \sqrt{\frac{\pi D^2}{4} p \frac{4}{\pi} \frac{d_H - d_m}{[\sigma] (D_e - d - 2d_s)}}$$

令 $\sqrt{p/[\sigma]} = A$ ，则

$$h = AD \sqrt{\frac{d_H - d_m}{D_e - d - 2d_s}} \quad (\text{cm})$$

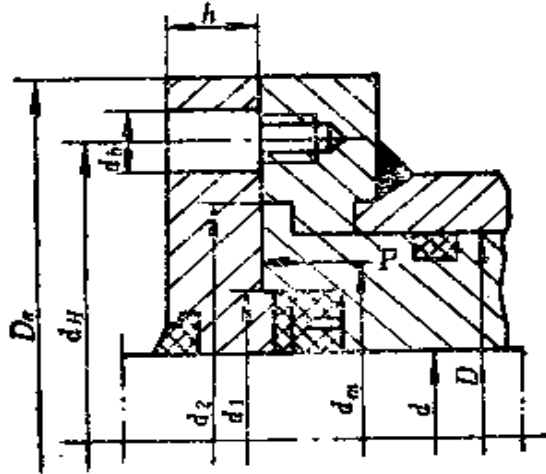


图3-13 法兰端盖

- 式中 D ——缸筒内径(cm)；
 d_H ——螺钉孔圆周直径(cm)；
 d_m ——作用力圆周直径， $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ (cm)；
 d_s ——螺钉孔直径(cm)；
 d ——活塞杆孔直径(cm)；
 D_e ——端盖外径(cm)；

p ——工作压力 (N/cm^2);

$[\sigma]$ ——材料的许用应力 (N/cm^2), $[\sigma] = \sigma_s / n$ 。

3. 缸底的设计计算

(1) 平缸底

缸底无孔时 (图 3-14 a)

$$h = 0.433 d \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \quad (\text{cm})$$

缸底有孔时 (图 3-14 b)

$$h = 0.433 D \sqrt{\frac{pD}{(D-d_0)[\sigma]}} \quad (\text{cm})$$

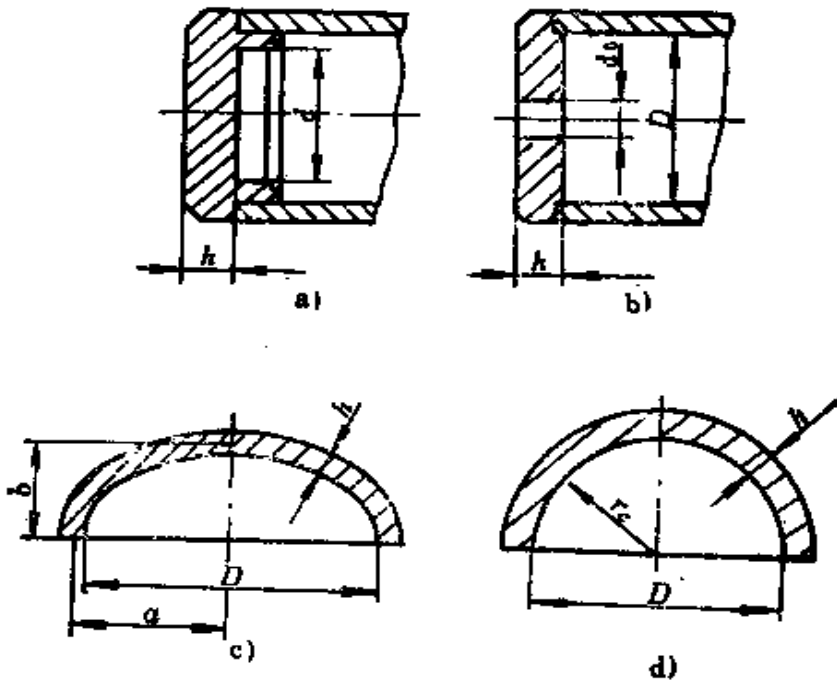


图3-14 各种形状的缸底

a) 无孔平缸底 b) 有孔平缸底 c) 椭圆缸底 d) 半球形缸底

(2) 椭圆缸底 (图 3-14 c)

$$h = \frac{V p D}{2[\sigma] - 0.2 p} \quad (\text{cm})$$

式中 p ——工作压力 (N/cm^2);

$[\sigma]$ ——材料的许用应力 (N/cm^2);

V ——系数, $V = \frac{1}{6}(2 + K^2)$, 其中 $K = a/b$ 。

(3) 半球形缸底 (图 3-14 d)

当 $h \leq 0.356r$ 或 $p \leq 0.665[\sigma]$ 时

$$h = \frac{p D}{4[\sigma] - 0.4 p}$$

当 $h > 0.356r$ 或 $p > 0.665[\sigma]$ 时

$$h = r_1(Y^{\frac{1}{3}} - 1) = r \left(\frac{Y^{\frac{1}{3}} - 1}{Y^{\frac{1}{3}}} \right)$$

式中 r ——缸筒内半径 (cm);

r_1 ——缸筒外半径 (cm);

Y ——系数, $Y = \frac{2([\sigma] + p)}{2[\sigma] - p}$ (N/cm^2)。

4. 材料及技术要求

端盖和缸底常用 45 号钢锻造或铸造毛坯, 需要焊接的用焊接性能较好的 35 号钢。中低压缸可用 HT20—40、HT25—47 等灰铸铁。

端盖内孔一般不与活塞杆相配合。有的液压缸为了减少零件, 用端盖内孔直接作为活塞杆导向密封孔, 这时, 一般选用 H8 精度。内孔和外止口的同轴度允差不大于 0.03, 形状误差不大于直径公差之半; 表面粗糙度 R_a 值不大于 3.2~5.0 μm 。

十一、缓冲装置的设计与计算

1. 缓冲作用和原理

液压缸的活塞杆（或柱塞杆）具有一定的质量，在液压力的驱动下运动时具有很大的动量。在它们的行程终端，当杆头进入液压缸的端盖和缸底部分时，会引起机械碰撞，产生很大的冲击压力和噪声。采用缓冲装置，就是为了避免这种机械碰撞，但冲击压力仍然存在，大约是额定工作压力的两倍，这就必然会严重影响液压缸和整个液压系统的强度及正常工作。缓冲装置可以防止和减少液压缸活塞及活塞杆等运动部件在运动时对缸底或端盖的冲击，在它们的行程终端能实现速度的递减，直至为零。

液压缸活塞运动速度在 6 m/min 以下时，不必采用缓冲装置；在 12 m/min 以上时，必须设置缓冲装置。

如图 3-15 所示，质量为 M 的活塞和活塞杆以速度 v 运动，当缓冲柱塞 1 进入导向缓冲腔 2 时，就在被遮断的 B 腔内产生压力 p_1 ，液压缸运动部分的动量被 B 腔内的液体吸收，从而达到缓冲的目的。

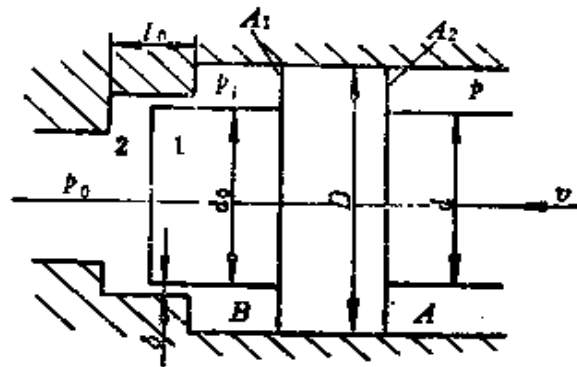


图3-15 缓冲原理图

2. 缓冲装置的结构

液压缸缓冲装置的结构形式很多，除少数在液压回路中利用液压阀（如溢流阀等）的作用达到缓冲目的外，绝大多

数都是在液压缸内部设置缓冲装置。根据缓冲节流孔或节流缝隙的通流面积在缓冲过程中能否自动改变，大致可分为恒节流面积和变节流面积两类。

恒节流面积缓冲装置在缓冲过程中，由于节流面积不变，所以在缓冲的最初阶段产生的缓冲力很大，引起一定的冲击，但很快就会降低，最后不起什么作用，缓冲效果并不很好。然而，在标准液压缸中，因为事先并不知道活塞的运动速度、运动部分的质量和承受的负载，为了简化结构，便于设计和降低生产成本，这种缓冲装置采用得还是比较多。

变节流面积缓冲装置在缓冲过程中通流面积随缓冲过程的变化而变化，缓冲腔内的缓冲压力保持均匀或按一定的规律变化，能取得满意的缓冲效果，但只能适应一定的工作负载和运动情况，其结构也比较复杂，生产成本高，因此这类缓冲装置多用在专用液压缸上。图 3-16 中的 a、b、e、f、g、h、l、m、r、s、t、u、v 等形式都是这类结构。

为节省篇幅，图 3-16 所示的缓冲装置的作用原理和优缺点在此不一一介绍，其中使用较普遍的是图 c、e、l、n 等几种，因为它们的结构简单、制造方便。

3. 缓冲装置的计算

(1) 环形间隙缓冲装置 (参见图 3-15)

1) 冲击压力

$$P_{\max} = \frac{2\sqrt{3}}{3} \frac{\mu l_0 v_0 (D^2 - d_0^2)}{d_0 \delta^3} \quad (\text{N/cm}^2)$$

2) 缓冲间隙

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\pi\mu l_0^2 (D^2 - d_0^2)^2}{8M d_0 v_0}} \quad (\text{cm})$$

3) 缓冲柱塞长度

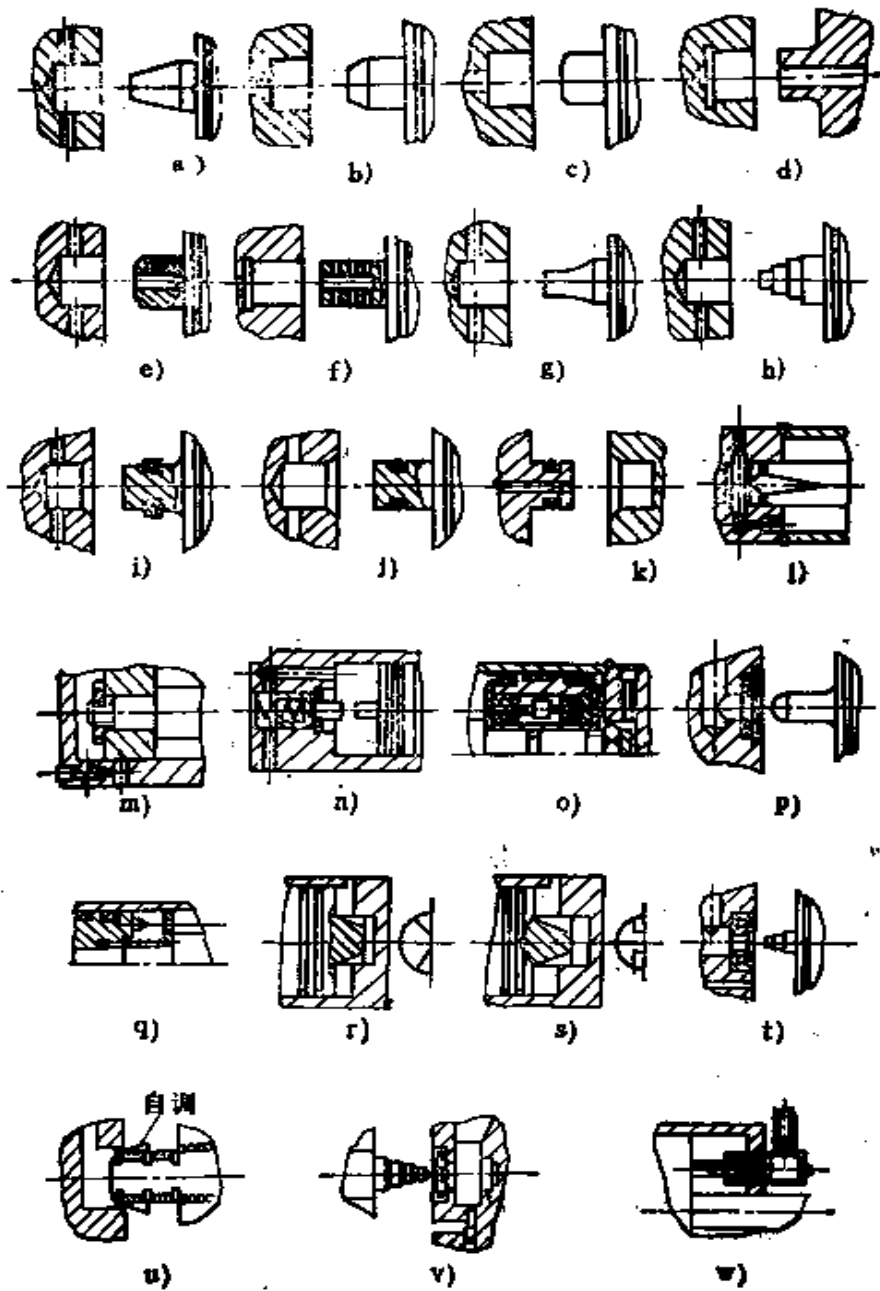


图3-16 几种缓冲结构

a)、b) 锥面柱塞缓冲 c)、d) 圆柱柱塞缓冲 e)、f) 多孔柱塞缓冲
 g) 抛竹线柱塞缓冲 h)、v) 阶梯柱塞缓冲 i)、j)、k) 一密封圈缓冲
 l)、m)、r) 三角密封缓冲 q)、n)、o) 缓冲板、缓冲器、缓冲网缓冲
 p)、t) 锯齿形密封圈和浮动环缓冲 u)、w) 自调缓冲

$$l_0 = \sqrt{\frac{2.67 M d_0 v_0 \delta^3}{\pi \mu (D^2 - d_0^2)^2}} \quad (\text{cm})$$

- 式中 M ——运动部分的质量 (kg);
 D ——缸径 (即活塞直径)(cm);
 l_0 ——缓冲行程长度 (cm);
 v_0 ——缓冲开始时活塞运动速度 (cm/s);
 d_0 ——缓冲柱塞直径 (cm);
 δ ——缓冲单边间隙 (cm);
 μ ——油液 (50°C) 的运动粘度 (cm²/s)。

(2) 固定节流孔缓冲装置 (图 3-17)

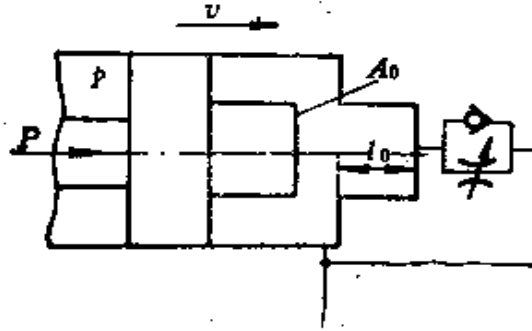


图3-17 固定节流孔缓冲

这种缓冲装置带可调节流孔, 当节流阀调定后, 就成为一个“固定”的节流孔。

1) 缓冲压力

$$p_{\max} = \frac{A_0^2 v_0^2}{k^2 f^2} \quad (\text{N/cm}^2)$$

- 式中 A_0 ——缓冲柱塞面积 (cm²);
 v_0 ——运动部分进入缓冲时的速度 (cm/s);
 k ——节流阀系数;
 f ——节流孔面积 (cm²)。

2) 缓冲长度

$$l_0 \geq (1.5 \sim 2.3) \frac{Mv_0^2}{3A_0P} \quad (\text{cm})$$

式中 M ——运动部分的质量 (kg);

P ——液压缸的最大出力 (N)。

从上式可见, 增加缓冲柱塞的面积 A_0 , 可以减小缓冲行程长度。

(3) 可变节流槽缓冲装置

这种缓冲结构通常是在缓冲柱塞上开有变截面矩形节流槽和三角形节流槽, 见图 3-18 所示。

1) 矩形节流槽

$$h = b \left(1 - \frac{x}{l_0} \right)^2$$

式中 b ——矩形槽端面深度;

x ——截面至端部长度;

l_0 ——矩形槽全长;

h ——距端部 x 处矩形槽的深度。

2) 三角形节流槽

缓冲柱塞端部节流槽的通流截面为

$$f_0 = \frac{ab}{2}$$

式中 a ——端部槽宽;

b ——端部槽高。

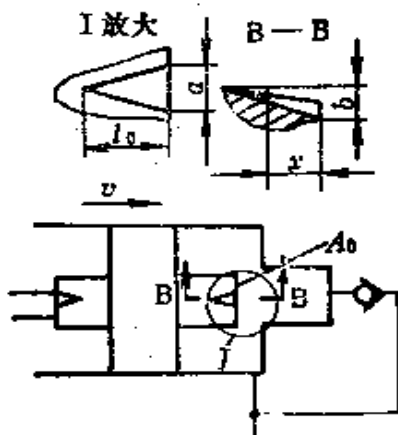


图3-18 可变节流槽缓冲

所以
$$f = f_0 \left(1 - \frac{x}{l_0} \right)^2$$

式中 f ——距端部 x 处三角形槽的截面积，
 x ——截面至端部长度，
 l_0 ——三角形槽全长。

十二、其它零件的设计

1. 排气装置

如果排气装置设置不当或者没有设置排气装置，压力油进入液压缸后，缸内仍会存有空气。由于空气具有压缩性和滞后扩张性，会造成液压缸和整个液压系统在工作中的颤振和爬行，影响液压缸的正常工作。比如，液压导轨磨床在加工过程中，如果工作台进给液压缸内存有空气，就会引起工作台进给时的颤振和爬行，这不仅会影响被加工表面的光洁程度和精度，而且会损坏砂轮和磨头等机构；如果这种现象发生在炼钢转炉的倾倒装置液压缸中，那将会引起钢水的动荡泼出，这是十分危险的。为了避免这种现象的发生，除了防止空气进入液压系统外，必须在液压缸上设置排气装置。因为液压缸是液压系统的最后部件，而且直接反映出残留空气的危害。排气装置的位置要合理，水平安装的液压缸，其位置应设在缸体两腔端部的上方；垂直安装的液压缸，应设在端盖的上方。由于空气比压力油轻，总是向上浮动，不能让空气有积存的残留死角。

排气装置的形式和结构见图 3-19。一般有整体排气塞和组合排气塞两种。整体排气塞（图 3-19 c, e）由螺纹与缸筒或端盖连接，靠头部锥面起密封作用。排气时，拧松螺纹，缸内空气从锥面空隙中挤出并经斜孔排出缸外。这种

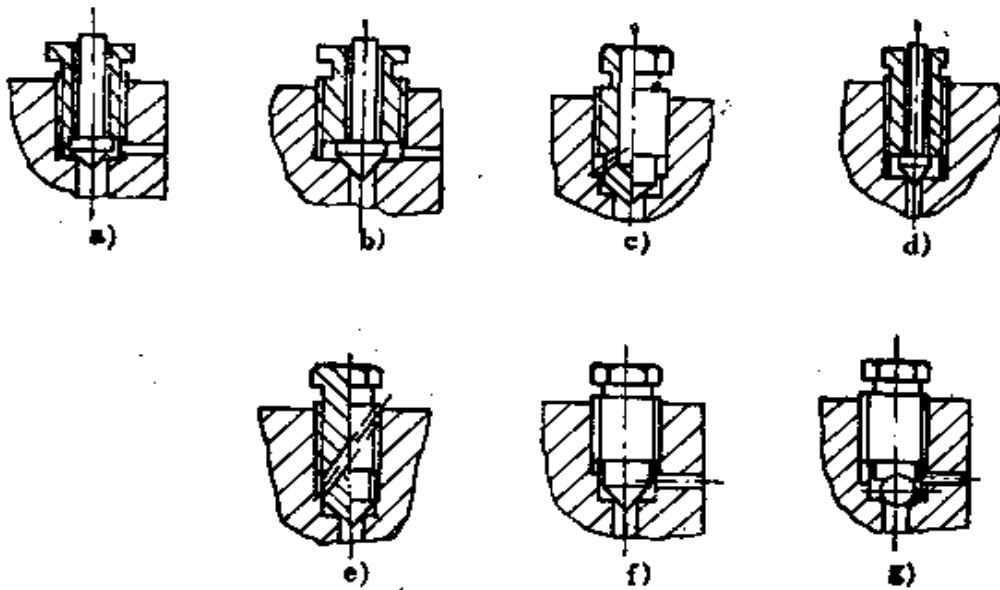


图3-19 排气装置的形式

排气装置简单、方便，但螺纹与锥面密封处同心度要求较高，否则拧紧排气塞后不能密封，会造成外泄漏。组合排气塞一般由螺塞和锥阀组成。螺塞拧松后，锥阀在压力的推动下脱离密封面而排出空气。锥阀可以采用图3-19 a所示的锥面密封，也可以采用图3-19 b所示的锥面密封，还可以采用图3-19 g所示的钢珠密封。后两种排气密封形式对高压缸比较适用。

2. 耳环和铰轴

耳环和铰轴是液压缸的安装连接零件，见图3-20。液压缸的全部出力和负载重力全靠耳环或铰轴承载或传递，所以要保证其有足够的强度。

一般情况下，不带衬套的单耳环尺寸 $R = d$ ， $L = 1.2R$ ， $b = (1.2 \sim 1.4)d$ ；带衬套的单耳环尺寸 $R = 1.2d$ ，其余同不带衬套的；球铰型单耳环尺寸 $R = 1.4d$ ， $L = 1.2R$ ， $b = (1.2 \sim 1.4d)$ 。铰轴尺寸 $L = d$ 。

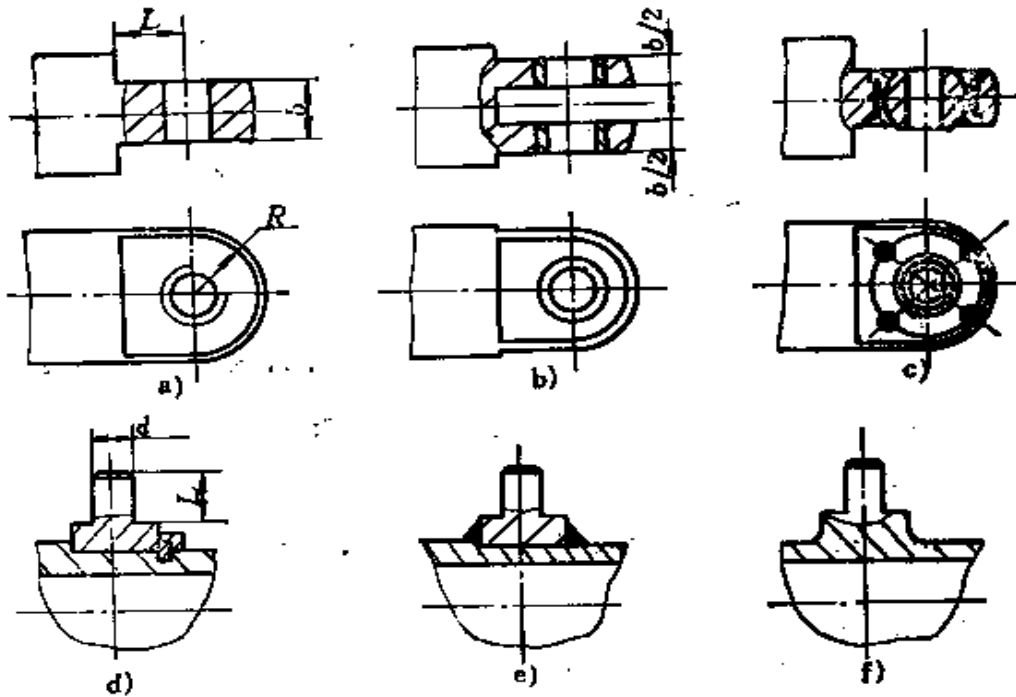


图 3-20 耳环和铰轴的形式

- a) 不带衬套单耳环 b) 带衬套单耳环 c) 球铰型单耳环
d)、e)、f) 铰轴

3. 油口

油口有油口孔和油口连接螺纹。油口孔是压力油进出的直接通道，虽然只是一个孔，但不能轻视其作用。如果孔小了，不仅造成进油时流量供不应求，影响液压缸的活塞运动速度，而且会造成回油时受阻，形成背压，影响活塞的退回速度，减少液压缸的负载能力。对液压缸往复速度要求较严的设计，一定要计算孔径的大小。

油口孔大多属于薄壁孔（指孔的长度与直径之比 $l/d \geq 0.5$ 的孔）。通过薄壁孔的流量按下式计算

$$Q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

式中 C ——流量系数，接头处大孔与小孔之比大于7时
 $C = 0.6 \sim 0.62$ ，小于7时 $C = 0.7 \sim 0.8$ ；

A ——油孔的截面积 (m^2)；

ρ ——液体的密度 (kg/m^3)；

P_1 ——油孔前腔压力 (Pa)；

P_2 ——油孔后腔压力 (Pa)；

ΔP ——油孔前后腔压力差 (Pa)。

从式中可见， C 、 ρ 是常量，对流量影响最大的因素是油孔的面积 A 。根据此式，可以求出孔的直径大小，以满足流量的需要，从而保证液压缸的正常工作运动速度。

油口连接螺纹应符合表3-16的规定。

表3-16 液压缸油口连接螺纹尺寸 (GB2878—81) (mm)

M5×0.8	M8×1	M10×1	M12×1.5	M14×1.5	M16×1.5
M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2	M42×2	(M48×2)
M50×2	M60×2				

注：设计新产品时，括号内螺纹尺寸不推荐使用。

4. 螺栓预紧力矩的计算

端盖用螺栓紧固或用拉杆紧固的液压缸，必须是几个螺栓同时承受液压缸产生的液压力，仅靠其中的一部分螺栓是不行的，这样，就要求每个螺栓所承受的力基本一致。为了达到这个目的，需要计算螺栓的预紧力矩，以免有的螺栓拧得紧，有的螺栓拧得松。

螺栓的预紧力矩为

$$M_j \approx Q_0 d_0 \left[0.16 \frac{s}{d_0} + \mu \left(0.6 + \frac{R_n}{d_0} \right) \right] \quad (\text{Nm})$$

式中 Q_0 ——螺栓承受的拉力, $Q_0 = \frac{\pi}{4} d_0^2 \sigma_s$ (N), 其中 σ_s 为
 预紧应力, $\sigma_s = (0.5 \sim 0.6) \sigma_s$ (Pa);
 d_0 ——螺纹外径 (m);
 d_1 ——螺纹内径 (m);
 s ——螺距 (m);
 μ ——螺纹间隙摩擦系数, $\mu = 0.15$;
 R_m ——螺纹接触面平均半径 (m)。

对粗牙螺纹, 有

$$M_f \approx 1.96 Q_0 d_0 \quad (\text{Nm})$$

设计液压缸时, 除所提到的零件外, 还有一些零件, 如球头副、衬套等受力零件也应该进行强度计算。

十三、特殊液压缸的设计与计算

特殊液压缸的设计计算, 本节不能面面俱到地加以说明, 只能就其主要技术参数的计算简述如下。

1. 串联液压缸 (图 3-21)

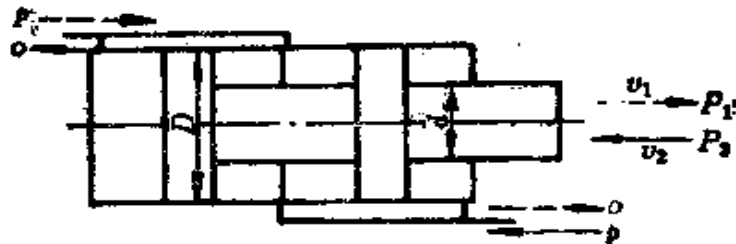


图 3-21 串联液压缸

液压缸产生的作用力为

$$\text{推力} \quad P_1 = p \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)$$

拉力
$$P_2 = p \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2)$$

活塞杆的运动速度为

伸出时
$$v_1 = \frac{4Q\eta_v}{\pi (2D^2 - d^2)}$$

缩入时
$$v_2 = \frac{2Q\eta_v}{\pi (D^2 - d^2)}$$

式中 p —— 工作压力;

D —— 缸筒内径;

d —— 活塞杆直径;

Q —— 流量;

η_v —— 容积效率, 一般取 $\eta_v = 0.9 \sim 0.98$ 。

2. 增压液压缸 (图 3-22)

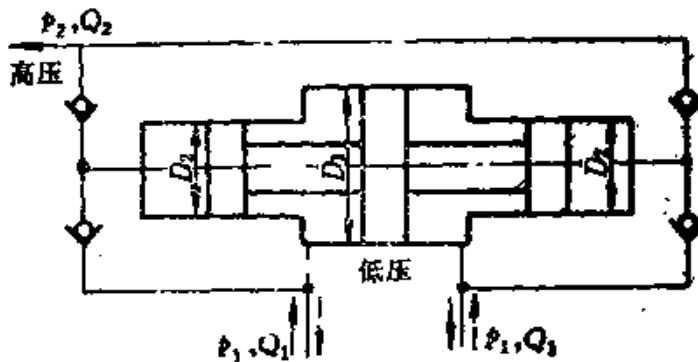


图3-22 增压液压缸

增压液压缸输出液压油的压力为

$$p_2 = p_1 \frac{D_1^2}{D_2^2}$$

式中 p_1 —— 增压缸的输入压力;

D_1 、 D_2 —— 原动缸、增压缸的内径。

增压缸的输出流量为

$$Q_2 = Q_1 \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

式中 Q_1 ——增压缸的输入流量。

增压比为

$$K = \frac{P_2}{P_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

3. 伸缩液压缸 (图 3-23)

第 n 节的伸出速度和压力为

$$v_{n1} = \frac{4Q}{\pi D_n^2}$$

$$P_{n1} = \frac{4F_1}{\pi D_n^2}$$

第 n 节的缩入速度和压力为

$$v_{n2} = \frac{4Q}{\pi (D_n^2 - d_n^2)}$$

$$P_{n2} = \frac{4F_2}{\pi (D_n^2 - d_n^2)}$$

式中 D_n ——第 n 节的活塞直径；

d_n ——第 n 节活塞杆 (或 $n-1$ 节缸筒) 的外径；

F_1 、 F_2 ——伸出和缩入时的负载力；

Q ——供油量。

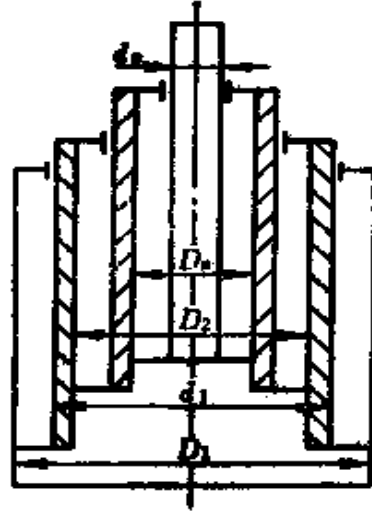


图3-23 伸缩液压缸

十四、摆动液压缸

摆动液压缸是通过压力油推动固定在输出轴上的叶片转动而传递扭矩的特殊液压缸，如图 3-24 所示。

1. 原理与结构

摆动液压缸的缸体 3 和两端的端盖连接在一起组成密闭腔。当压力油从 A 油口进入限位块和叶片间的槽时，叶片的

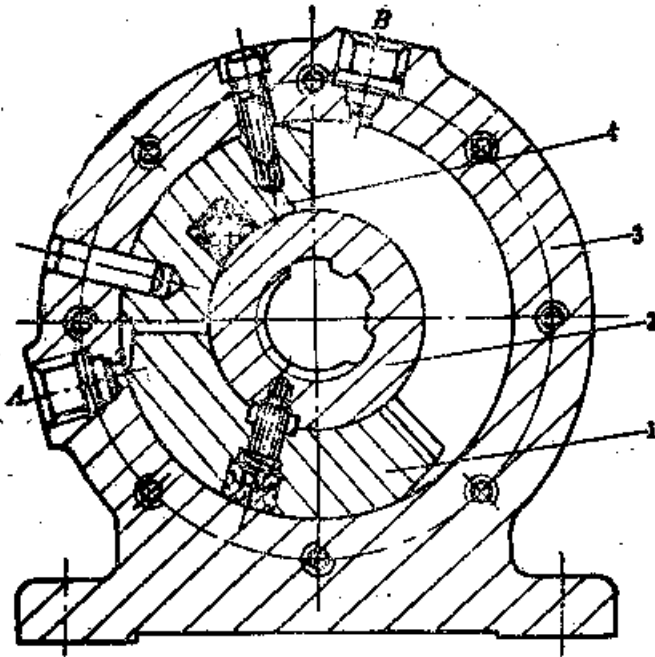


图3-24 摆动液压缸的结构图

侧面受到压力油的作用而推动叶片转动。由于叶片固定在输出轴 2 上, 因此叶片产生的推力通过输出轴的转动输出。当叶片转到限位块上侧面处时, 由于叶片和限位块的侧面外圆设计有缓冲三角槽 (同时也是压力油进入叶片与限位块之间的通道), 当它们接近时, 三角槽起缓冲作用而不致引起两者的碰撞。

为了防止内部串油和泄漏, 叶片和限位块的内外圆弧和两侧面上一般都设计有密封槽, 装入外形为矩形的密封圈。但是, 这种密封圈的密封效果没有圆形密封圈效果好, 密封比较困难。为了提高密封效果, 矩形密封圈的截面形状通常设计成 X 形、山形和梅花形等特殊形状。

由于叶片外圆和两侧面分别与缸体和端盖接触, 为减小

摩擦力和增加密封效果。在限位块内圆（与输出轴相对运动）面上和叶片外圆（与缸体内孔壁相对运动）面上各嵌一个小叶片。小叶片一般采用自润滑性能较好、摩擦系数小的尼龙（或者铝锡青铜）制成。

叶片与输出轴及限位块与缸体的固定连接可以用螺钉，也可以用键，这要看传递扭矩的大小和装拆的难易程度而定。

摆动液压缸有输出轴转动和缸体转动两种类型。缸体转动型的缸体可直接与工作机构连接，减少传动机构，如轧钢钢锭送料机上使用的摆动液压缸就是缸体摆动型。

当摆动角度要求不大时，可根据需要设计成扇形结构。

2. 摆动液压缸的设计计算

摆动液压缸的主要技术参数是输出扭矩和摆动角速度。

(1) 输出扭矩 当回路背压为零时，输出扭矩为

$$M = Z p A \eta_m = Z p \eta_m b \frac{D-d}{2} \frac{D+d}{4}$$

$$= \frac{Z b (D^2 - d^2) p}{8} \eta_m \quad (\text{Nm})$$

式中 Z ——叶片数；

p ——进油口压力 (Pa)；

A ——叶片面积 (m^2)；

b ——叶片轴向宽度 (m)；

D ——缸体内径 (m)；

d ——叶片安装轴直径 (m)；

η_m ——摆动缸的机械效率， $\eta_m = 0.9 \sim 0.95$ 。

(2) 摆动角速度

$$\omega = \frac{8Q}{Z(D^3 - d^2)b} \eta_V \quad (\text{rad/s})$$

式中 Q ——输入流量 (m^3/s);

η_V ——摆动缸的容积效率, $\eta_V = 0.8 \sim 0.9$ 。

(3) 单程摆动时间

$$t = \theta / \omega \quad (\text{s})$$

式中 θ ——摆动角度 (rad);

ω ——摆动角速度 (rad/s)。

(4) 叶片的强度计算

1) 当叶片为板式结构时, 叶片根部的最大应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{\frac{pb(D-d)^2}{8}}{\frac{b\delta^2}{6}} = \frac{3p(D-d)^2}{4\delta^2} \quad (\text{Pa})$$

强度条件为

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{n}$$

式中 M ——叶片根部所受的最大弯矩 (Nm);

W ——叶片根部的断面系数 (m^3);

p ——压力油压力 (Pa);

δ ——叶片根部厚度 (m);

σ_s ——叶片材料的屈服极限 (Pa);

n ——安全系数, $n = 3 \sim 4$ 。

2) 当叶片采用图 3-24 的转动块结构时, 可用弯矩进行相应的强度计算, 液压力对叶片根部的作用弯矩为

$$M = \frac{pb(D-d)^2}{8} \quad (\text{Nm})$$

(5) 摆动液压缸缸壁的厚度、端盖的厚度可按普通液

压缸的计算公式进行计算；缓冲形式和计算可按三角形节流槽的缓冲计算进行。

十五、密封件的选用

1. 对密封件的要求

在液压元件中，液压缸的密封要求是比较高的，特别是一些特殊液压缸，如摆动液压缸等。液压缸不仅有静密封，更多的部位是动密封，而且工作压力高，这就要求密封件的密封性能要好，耐磨损，对温度的适应范围大，要求弹性好，永久变形小，有适当的机械强度，摩擦阻力小，容易制造和装拆，能随压力的升高而提高密封能力和利于自动补偿磨损。密封件一般以断面形状分类，有O形、Y形、U形、V形、J形、L形和Yx形等。除O形外，其它都属于唇形密封件。GB3766—83中规定：密封件的材料必须与它相接触的材料及环境相适应。其形式、性能和使用规范见表3-17。


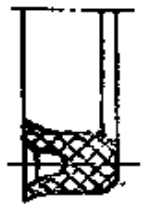
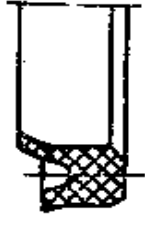

2. O形密封圈的选用

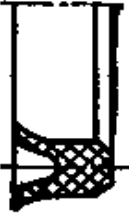



液压缸的静密封部位主要有活塞内孔与活塞杆、支承座外圆与缸筒内孔、端盖与缸体端面等处。这些部位虽然都是静密封，但因工作油液压力大，稍有意外，就会引起过量的内漏和外漏。

静密封部位使用的密封件基本上都是O形密封圈。O形密封圈虽小，却是一种精密的橡胶制品，在复杂的使用条件下，具有较好的尺寸稳定性和保持自身特性的性能。在设计选用时，根据使用条件选择适宜的材料和尺寸，并采取合理的安装维护措施，才能达到较满意的密封效果。

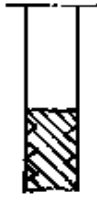

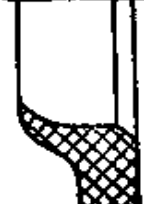
O形密封圈见GB1235—76，液压系统O形圈尺寸系列

表3-17 常用液压密封件的使用规范

名称	结构形式	材料	工作压力 (MPa)	工作温度 (°C)	工作介质	应用情况
O形 密封圈		橡胶 I~II	<32	$-40\sim+100$	空气、水、矿 物油等	适用于静止、往复和旋转运 动密封，使用范围广泛
		橡胶II	<25	$-25\sim+80$	20%硫酸、盐酸	
Y形 密封圈		橡胶I	≤ 20	$-25\sim+80$	润滑油、燃料 油、液压油等	往复运动密封
		橡胶II		$-40\sim+60$	空气、水	
Yx形 密封圈		聚氨酯	≤ 32	$-20\sim+80$	矿物油、空气	往复运动密封，密封效果、 耐磨性极好
		橡胶I				
Y形夹织 物橡胶 密封圈		橡胶I	≤ 50	$-25\sim+80$	润滑油、燃料 油、液压油等	适用于高压、高速、直径大 的往复运动密封及密封间隙可 调密封
		橡胶II		$-40\sim+80$	空气、水	

U形夹钢 物橡胶 密封圈		橡胶 I	≤ 32	-25~+80	液体、空气	运动速度慢, 柱塞、活塞往 复运动密封
L形 密封圈		橡胶 I 橡胶 II	≤ 10.0	-25~+80 -40~+60	润滑油、燃料 油、液压油等 空气、水	液压、气动设备低压系统往 复运动密封
J形 密封圈		橡胶 I 橡胶 II	≤ 10.0	-25~+80 -40~+60	空气、水	液压、气动设备低压系统往 复运动密封
铸 铁 活塞环		HT21-40 HT16-36	≤ 20	范围大	液体、气体	适用于高速、高温下的往复 运动密封

(续)

名称	结构形式	材料	工作压力 (MPa)	工作温度 (°C)	工作介质	应用情况
紫铜密封垫圈		T4 T3	范围大	范围大	液体、气体	静密封(一次性)
组合密封圈		A3与 橡胶I	≤ 40	-25~+80	空气、矿物油	静密封(一次性)
防尘圈		橡胶I、 聚氨酯	无压	-25~+80	润滑油、燃料 油、液压油	活塞杆、柱塞或杆等外露 处的防尘

及公差见 GB3452·1—82，这两个标准为我们选用 O 形圈 提供了依据和方便。然而，如果我们不掌握其特性和使用注意 事项，还是难以达到预期的效果。

(1) 压缩率

O 形圈是通过安装在沟槽内被配合件压缩产生弹性接触 压力实现密封的。因此，压缩率是主要的设计参数，它的大 小直接影响密封性能和寿命。压缩率小，密封性不好，在油 液压力作用下容易翻转、咬边；压缩率大，摩擦阻力增大， 接触压力增大，容易产生压裂、变形、扭曲，装配困难。合 理选择压缩率是很重要的。

压缩率按下式计算：

$$e = \frac{d - h}{d} \times 100\%$$

式中 d ——O 形圈截面直径(mm)；

h ——密封槽的深度(mm)。

压缩率一般在 7~30% 的范围内选取。静密封选大值， 动密封选稍小值，见表 3-18。

表3-18 O形密封圈压缩率的选用

截面直径 (mm)	动密封或静密封		平面静密封	
	最大(%)	最小(%)	最大(%)	最小(%)
1.9±0.08	24	15	30	22
2.4±0.09	20	12	29	22
3.1±0.10	20	12	27	18
3.5±0.11	17	9	26	18
5.7±0.14	15	8	22	16
8.6±0.16	12	7	20	15

安装沟槽的加工精度是影响压缩率的重要因素。虽然沟

槽尺寸已经标准化了，但非标准设计或加工时出现过深或过浅，相互配合件的密封接触面几何精度超差，都会使O形圈安装后达不到均匀和准确的压缩量。

(2) 拉伸量和密封间隙

O形圈的内径一般都小于沟槽底径，使O形圈处于拉伸状态，保持一定的拉伸量。平面静密封时不应使O形圈处于拉伸状态，而应处于自由状态。拉伸量的大小对O形圈的寿命影响很大。过大，不仅装配困难，而且会因截面直径缩小使压缩率降低而导致泄漏。轴径固定密封的拉伸量一般取3~4%，往复运动时取2~3%，旋转运动密封的O形圈不应有拉伸，其内径可比轴径大5%左右。

在实际使用中，O形圈常有“咬边”现象发生。这主要是由于密封间隙过大，在液压力的作用下，把O形圈挤入间隙所致。所谓密封间隙是指相互配合件间的间隙，如活塞外圆与缸筒内径间的间隙。一般情况下，高压下的密封间隙应比低压时小，而且橡胶硬度也应适当提高。当压力超过10MPa时，为防止密封圈被挤入间隙内，常在沟槽受压一侧设置聚四氟乙烯挡圈。如果是双向受力，则两侧各设置一个挡圈。密封间隙大小的确定与O形圈截面直径、胶料硬度也有关系。在不同压力等级、不同截面直径和硬度下的密封间隙允许值可参照GB1235—76中规定的的数据确定。

(3) 沟槽宽度、形式和粗糙度

安装O形圈的沟槽有多种形式，如矩形、三角形、V形、燕尾形、半圆形、斜底形等等，可根据不同的使用条件来选择适当的沟槽形式，不能一概而论。使用最多的沟槽是矩形，其加工简便，但容易引起密封圈咬边、扭转等现象。

矩形沟槽的宽度不能过大和过小。大了，密封圈在液压

力、摩擦力的作用下容易产生扭转；小了，压缩量无处可容，会产生挤破和撕裂。一般情况下，沟槽宽度是密封圈截面直径的1.3~1.5倍。静密封的压缩量较大，宽度取大值；往复运动时取稍小值。旋转运动的密封沟槽宽度应为截面直径的1.05~1.1倍。

与O形圈接触的配偶件材料和表面粗糙度直接影响它们的摩擦阻力、密封性能和使用寿命，因此与O形圈接触的滑动件材料要较硬、耐磨，表面粗糙度 R_a 值在 $0.32\sim 0.63\mu\text{m}$ 之间。沟槽的表面粗糙度 R_a 值一般不大于 $1.6\sim 3.2\mu\text{m}$ 。

3. 动密封部位密封圈的选用

由于O形圈用于往复运动存在起动阻力大的缺点（起动阻力几乎是动摩擦阻力的3~4倍），若放置时间过长，O形圈与金属接触面的油膜消失，形成粘附，此时的摩擦系数可达到动摩擦系数的8倍左右，起动阻力更大，所以用于往复运动的密封件一般不用O形圈，而使用唇形密封圈或金属密封圈。

液压缸动密封部位主要有活塞与缸筒内孔的密封、活塞杆与支承座（或导向套）的密封等。这些部位既要求密封件具有良好的密封效果，又要求密封件的摩擦阻力小。满足这两个要求的密封件并不是都能达到的。

活塞环是具有弹性的金属密封圈，摩擦阻力小，耐高温，使用寿命长，但密封性能差，内泄漏量大，而且工艺复杂，造价高。对内泄漏量要求不严而要求耐高温的液压缸，使用这种密封圈较合适。

V形圈的密封效果一般，密封压力通过压圈可以调节，但摩擦阻力大，温升严重。尤其是成组使用，模具多，也不经济。对于运动速度不高、出力大的大直径液压缸，用这种

密封圈较好。

U形圈虽是唇形密封圈，但安装时需用支承环压住，否则就容易卷唇，而且只能在工作压力低于10MPa时使用，对压力高的液压缸不适用。L形、J形密封圈基本上已被淘汰。

用于液压缸的密封圈形式还有许多，如a形、δ形、蕾形、鼓形、西姆柯形等等，因它们是多偶件复合密封装置，制造和安装都比较麻烦，成本高，无制造标准，还未能普遍使用。

比较而言，能保证密封效果，摩擦阻力小，安装方便，制造简单经济的密封圈就属Yx型密封圈了。它属于不等高双唇自封压紧式密封圈，分轴用和孔用两种。

从图3-25可见，当活塞上的Yx圈装入缸筒后，它的唇边靠唇边变形的弹性紧贴于缸筒内孔壁和活塞沟槽底部。当压力油进入缸体作用于Yx圈上时，两唇缘在压力的压迫下更加紧贴于缸壁和槽底，起到密封作用。压力越高，唇缘贴得越紧，密封效果越好。活塞运动时，这种密封效果也不会改变。当活塞反向运动时，作用在Yx圈上的压力消失，仅靠唇缘弹性贴于缸壁和槽底，并不增加摩擦阻力。实际使用证明，当压力 $P \leq 32\text{MPa}$ ，工作温度为 $-30 \sim +100^\circ\text{C}$ ，在矿物油、水、空气等介质中使用，均有良好的密封性。

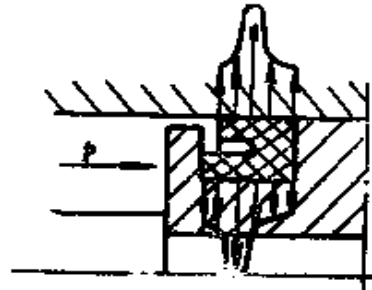


图3-25 Yx圈受压应力图

Yx圈的规格、技术要求及沟槽尺寸已经标准化，见Q/Z B 248—76。

4. 密封件的摩擦阻力计算

密封的接触力使密封接触处产生摩擦力，会降低液压缸的机械效率和加剧密封件的磨损。要比较准确地计算液压缸的出力和摆动缸的扭矩，就应计算摩擦力值，但计算值与实际值往往有出入，影响因素也是多方面的。精确地确定摩擦力的大小，目前只能靠实测，理论计算只能作概略估计和定性分析。一般来说，液压缸的密封动摩擦阻力随工作压力、压缩量、材料硬度、接触面积的增大而增大，随表面光洁程度、运动速度、温度的增高而减小。

(1) 活塞环密封的摩擦力

$$T = \mu \pi D B (Zk + p) \quad (\text{N})$$

式中 μ ——摩擦系数， $\mu = 0.07 \sim 0.12$ ；

D ——缸径(m)；

B ——活塞环宽度(m)；

Z ——活塞环数量；

p ——工作压力(Pa)；

k ——活塞环的弹性压力(Pa)。

(2) 往复运动O形圈的摩擦力

外径密封时为

$$T = \pi D A + \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2) B \quad (\text{N})$$

内径密封时为

$$T = \pi d A + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) B \quad (\text{N})$$

式中 D 、 d ——O形圈的公称外径和内径(m)；

D_1 、 d_1 ——O形圈沟槽外径和底径(m)；

A 、 B ——系数，见表3-19、3-20。

表3-19 系数A值 (MPa)

O型圈压缩率 ϵ (%)		5	10	15	20	25
邵氏 硬度	60~75	0.007	0.012	0.018	0.024	0.030
	80~90	0.012	0.022	0.033	0.044	0.055
	90~95	0.015	0.028	0.042	0.057	0.072

表3-20 系数B值 (MPa)

压力 P (MPa)	2.5	5.0	7.5	10.0	12.5	15.0	17.5	20.0	22.5
B	0.12	0.21	0.28	0.34	0.38	0.43	0.47	0.50	0.53

(3) 唇形密封圈的摩擦力

$$T = \mu K \pi d h p \quad (N)$$

式中 μ ——密封圈与配合面的摩擦系数，Y、Yx形圈取
 $\mu = 0.01$ ，V形圈取 $\mu = 0.10$ ，U、L形圈取
 $\mu = 0.08$ ；

K ——系数，V型夹织物密封圈取 $K = 1.59$ ，其它圈
 取 $K = 1$ ；

d ——密封相对运动处直径(m)；

h ——密封圈有效高度(m)；

p ——工作压力(Pa)。

第四章 液压缸的制造

液压缸的生产不是很复杂的事，只要掌握了合理的工艺方法和具备一定的工艺准备，制造是比较容易的。本章着重讲述几个主要零件的生产工艺和工艺装备。

一、缸筒的制造

1. 制造特点

缸筒的关键工序是内孔加工。当孔的长度与直径之比 $l/D \geq 5$ 时，称为深孔。深孔加工是机械加工中比较困难的。液压缸缸筒 l/D 一般都在 12 左右，因此缸筒加工大多属于深孔加工，而且要求内孔表面粗糙度细，几何精度高，加工中往往出现下列问题：

1) 由于刀杆细长，刚性差，在加工中产生振动和让刀现象，易造成内孔有锥度，表面粗糙度 Ra 值大，严重影响加工质量。

2) 在钻、扩、镗（或铰）、滚（或珩磨）孔时，冷却液输入困难，切屑不易排出，经常造成堵塞和划伤已加工表面，加剧刀具磨损，降低刀具耐用度。

3) 刀具埋在深孔内切削，加工过程中很难观察和掌握刀具切削情况及加工粗糙度和精度，加工质量难以控制，同时也影响生产效率的提高。

4) 孔的进口和出口处常出现波纹、锥形或孔径变大等现象，使加工精度降低。

5) 在刀具使用硬质合金导向块时, 往往把已加工孔壁拉伤或出现咬死现象, 以致造成废品。

针对以上问题, 液压缸缸筒的加工, 必须采取一些措施, 才能保证加工质量。

2. 在车床上加工小直径缸筒内孔

内径在 100mm 以下的缸筒是小直径缸筒。由于内孔小而深, 加工出精度高、粗糙度低的内孔更不容易, 而且加工这类小直径缸筒没有专用设备, 一般都是在车床或改型设备上加工, 应该考虑合适的工艺和工艺装备。

缸筒材料为无缝钢管时, 针对深孔加工容易出现的问题, 一般采用下面的工艺方法: 首先, 用简易扁钻和带导向块的扁钻 (图 4-1) 进行两次扩孔, 再用粗、精两种拉铰刀 (图 4-2) 铰孔, 当精铰表面粗糙度 Ra 值达到 $5.0 \sim 1.6 \mu\text{m}$ 后, 就可以用拉滚滚压头 (图 4-3) 进行滚压加工。

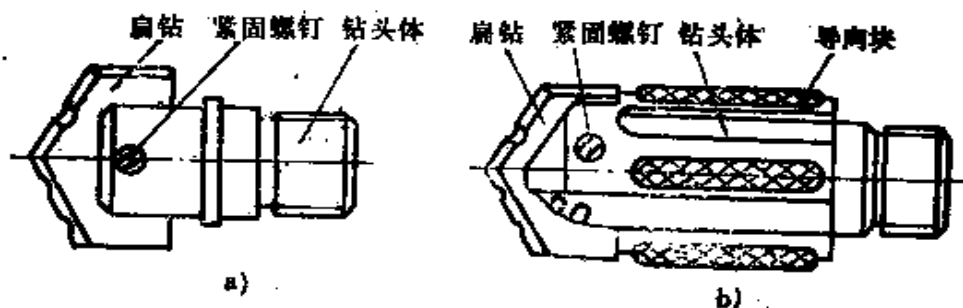


图 4-1 加工深孔的两种扁钻

a) 简易扁钻 b) 带导向块的扁钻

图 4-4 是加工小直径缸筒的工艺装备。联接盘 2 的作用是便于装拉铰刀和滚压头以及冷却液、切屑的流出; 联接十字头 5 起浮动和调节作用, 并把铰刀和滚压头联接在刀杆上; 专用刀杆 8 的锥形尾端与刀杆座 11 相配, 并用楔铁 10

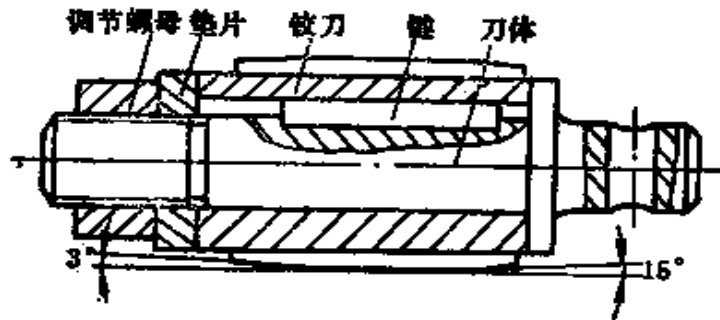


图4-2 拉铰刀

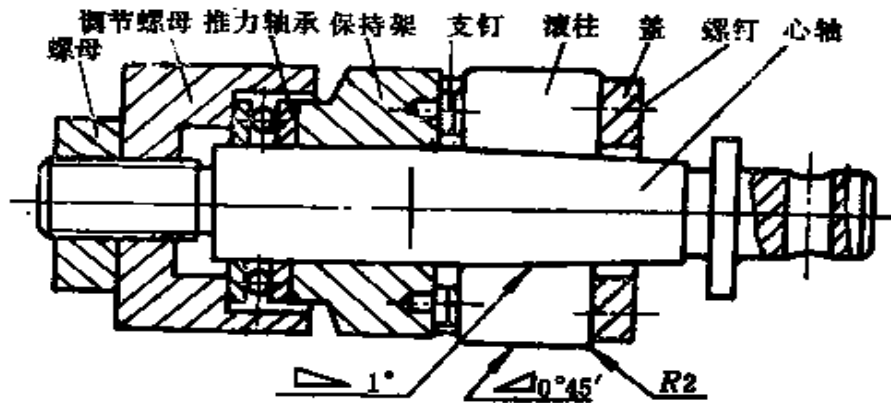


图4-3 简易拉滚滚压头

楔紧，以免拉铰和滚压时松动脱落；刀杆中心和联接盘有冷却液孔，冷却液通过冷却液管与固定联接在刀杆上的接头9以及刀杆内部进入切削区，起到冷却和冲走切屑的作用。在使用扁钻扩孔时，不需要联接十字头，拆下后装上扁钻即可。

由于刀杆座是夹固在方刀架上的，紧固时应该用标准样棒调整，使其内锥孔与车床主轴中心重合后紧固中拖板不再松动，就能保证刀具扩、铰、滚都在同一轴心线上加工。

用扁钻扩孔比用麻花钻或车刀扩孔好得多。如果用普通

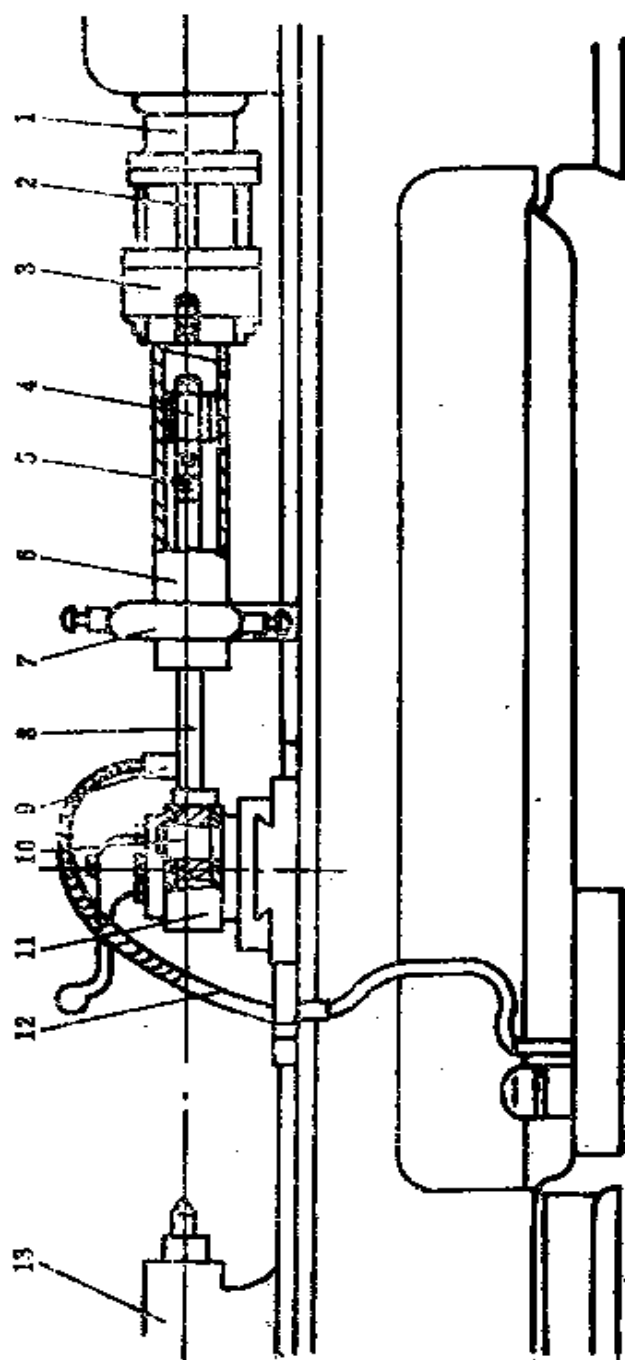


图4-4 加工小直径缸筒的工艺装备

- 1—车床主轴 2—联接盘 3—三爪卡盘 4—拉拔刀 5—联接十字头
 6—缸筒(工件) 7—中心架 8—专用刀杆 9—冷却管接头 10—尾
 架 11—刀杆座 12—冷却管 13—尾座

麻花钻扩孔，切削力矩大，钻心小，抗振能力低，容易振动，而且长度不够，冷却液输入困难，经常烧钻头；扁钻结构简单，制造容易，刀杆较粗，不易振动，扁钻的刀杆上可加工出内冷却孔，能冷却切削部分并冲走切屑，切削效果较好。刃磨扁钻时，必须使两刃相应点都在同一切削面上，即两刃应一样高。否则，就会形成单刃切削，产生引偏，使加工出来的孔偏斜。

由于无缝钢管的内孔表面并不规则，氧化层也不一致，先用简易扁钻加工一次，就可以为第二次扩孔创造条件。经第一次扩孔后再用带导向块的扁钻进行第二次扩孔时，因导向块在孔中起着导向作用，就不会产生偏斜现象。导向块可用电胶木制做，但最好是硬质合金块。

拉铰刀的材料为W18Cr4V，齿数为6。进入工件孔内后，因有 15° 的导向角，在拉伸力的作用下，铰刀不会偏斜。铰刀前角为 0° ，并有 $0.12\sim 0.2\text{mm}$ 宽的棱带，在切削的同时又能起到挤压和刮光作用，加工后的表面粗糙度比较低。第一次拉铰是粗铰，目的在于消除扩孔后留下的刀痕和毛刺。精铰是决定滚压后表面粗糙度能否达到 $Ra0.1^6\sim 0.32\mu\text{m}$ 的关键工序。如果精铰后表面粗糙度 Ra 值达不到 $1.6\sim 5.0\mu\text{m}$ ，则滚压后的表面质量也达不到要求。

拉铰的优点是不象推铰时刀杆受轴向压力而引起振动。拉铰时刀杆受轴向拉力，同时又有“十字头”可自动调节方向和减振，使铰刀象浮动镗刀一样切削而获得较好的精度和光洁程度，也不会因退刀而划伤加工表面。

拉滚滚压头的结构见图4-3所示。滚柱和心轴锥体部分的粗糙度、圆度和装配后滚柱外径的允差是决定滚压表面质量好坏的关键。装配质量不好，滚压表面会出现振动痕迹。

选择滚压余量和走刀量的大小，必须根据缸筒材料性能（强度和硬度等）和滚前表面粗糙度决定。余量过小，达不到预期效果；余量过大，会产生表面脱皮现象。走刀量过小，表面受重复滚压，容易产生疲劳裂纹；走刀量过大，表面滚压不充分。滚压加工表面的质量可达到 Ra 值 $0.16\sim 0.32\mu\text{m}$ ；如果机床精度较好，达到 Ra 值为 $0.08\sim 0.16\mu\text{m}$ 也不困难。

扩孔、拉铰、滚压的切削用量选择，要看工艺装备的刚性、精度、刀具几何角度和工人的操作技术水平而定。若缸筒材料为 35 号钢质无缝钢管，可参考表 4-1 的切削用量。

以上方法简单量行，方便可靠，效果良好。若做到定机定人生产，生产效率也比较高。

表4-1 加工小直径缸筒的切削用量表

工 序		切削速度 (m/min)	走刀量 (mm/r)	吃刀深度 (mm)	加工后的表面粗糙度 Ra 值(μm)
扩 孔	粗扩	20~25	0.2~0.3	3~4	12.5~6.3
	精扩	18~22	0.1~0.2	1~2	6.3~3.2
铰 孔	粗铰	4~6	0.4~0.6	0.15~0.35	3.2~1.6
	精铰	3~5	0.3~0.5	0.08~0.16	1.6~0.8
滚 压 加 工		30~40	0.25~0.35	0.05~0.08	0.2~0.1

3. 在深孔镗床上加工中等直径缸筒内孔

缸筒内孔（缸径）在 $100\sim 250\text{mm}$ 之间时，在深孔镗床上加工比较方便，生产率高。

深孔镗床是专用的高效率深孔加工机床，用这种机床加工缸筒，一般分粗镗、半精镗、浮镗（精镗）、滚压四道工序进行。

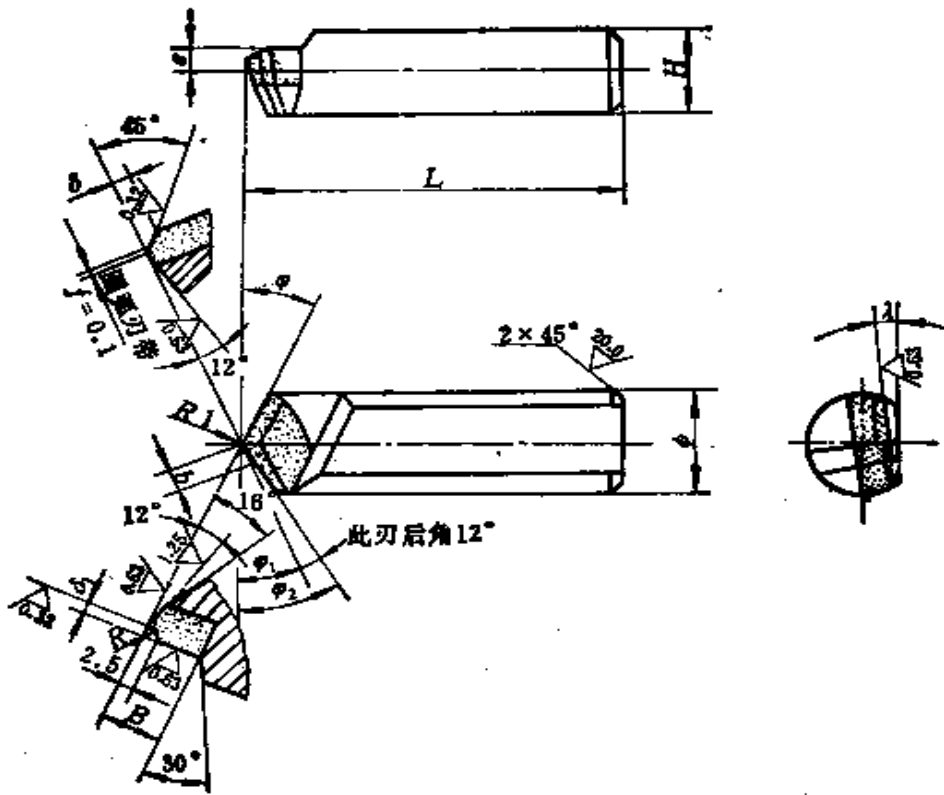


图4-5 镗刀结构

粗镗、半精镗的镗刀如图4-5所示。从图上可见，这种镗刀除了设计有断屑台外，在刃口处还设计有加速卷屑台。从切削基础知识知道，决定断屑效果好坏的主要因素是走刀量的大小和切屑卷曲半径大小。走刀量大，切屑厚度大，切削容易断；卷曲半径小，切屑也容易断。当控制一定的大走刀量时，这样人为地严重恶化切屑流出条件，加大对切屑的摩擦阻力，断屑情况就比较理想。这种刀具切削的切屑，都是断得很短的弧状切屑，加上刃倾角 λ 向未加工面导屑，因而冷却液很容易将切屑冲出去，保证了切削的顺利进行。

刀具的几何角度根据缸筒的大小和材料确定。如果缸筒

表4-2 镗刀几何角度参数

镗孔直径 (mm)	刀体直径 d (mm)	L (mm)	H (mm)	B (mm)	e (mm)	b (mm)	ϕ_{11}, R (mm)	δ (mm)	λ (°)	φ (°)	φ_1 (°)	φ_2 (°)	刀片 材料	刀片号
50	12	30	10	8	2	2	0.75	2	6	50	20	30		A408
63	16	45	14	10	3	3	0.8	2	6	50	20	30	YT15	A410
80	20	60	17	12	4	3	1	2	5	45	20	30		A412
100	25	75	23	12	4	4	1	2	5	45	25	30	YG6	A412
125	26	75	23	12	4	4	1	2	5	45	25	30		A412
150	32	110	30	12	5	5	1	2.5	5	40	25	30	YW1	A412
160	32	110	30	12	5	6	2	2.5	4	40	25	30		A412
200	35	150	30	15	5	8	2	3	4	40	30	35		A117
250	35	190	32	15	6	10	2	3	4	40	30	35		A129

材料为 35 号钢，则表 4-2 的参数可供参考。

浮镗时采用推镗较好，因切屑的排出方向与深孔镗输油器输入的冷却液流出方向一致。采用可调式浮动镗刀排加工，磨损后可以调节，比固定刀排节约。有些厂还采用组合镗滚具加工。这种镗滚具是把浮镗具和滚压具集于一体，浮镗及滚压一次加工完成。这样加工，生产率高，缩短了加工时间和辅助时间。但是，由于集镗滚具于一体之上，其体积大，很重，换装镗滚具很不方便，容易引起镗杆弯曲。镗滚同时进行，镗削质量的好坏在内孔观察不到，如果镗削中发生崩刃、啃刀等切削故障，滚压具经过故障处时，不仅滚压不光孔壁表面，而且会损坏制造成本很高的滚压具，造成两者损坏的严重后果。同时，浮镗的切屑被后面的滚压具堵塞，很难排出孔外，冷却液也很难进入滚压区间。用镗滚具加工的缸筒内孔，往往容易出质量事故或加工质量不高。为了保证加工质量，还是把浮镗和滚压分开进行为好。

滚压是光整加工中使用很广泛的一种无屑加工方法。它的生产效率高，能提高孔壁表面的物理机械性能。其原理是被滚压金属表面层在滚压力的作用下产生塑性变形，压平微观不平度，从而降低表面粗糙度和强化表面物理机械性能。用滚压加工承受频繁反复载荷的液压缸缸筒，能使其疲劳强度提高 20~40%，这对液压缸来说是有特殊意义的。

滚压头的结构如图 4-6 所示。

在许多论著中，都是把滚压力作为滚压加工的主要工艺参数，但是，滚压力在实际工作中是很不好掌握和测得的数据。设计者在设计滚压头时，要计算滚压力必须以滚压余量作为先决条件；工艺员编制工艺时，也是以滚压余量作为依据来确定加工工艺尺寸的；工人也是按滚压余量进行加工的。因此

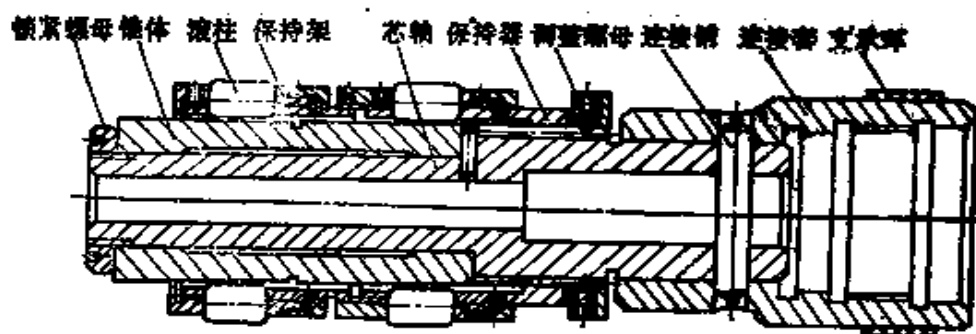


图4-6 滚压头的结构

如其用滚压力作为主要工艺参数不如用滚压余量作为主要工艺参数更直接、更合理、更方便。

分析一下滚压头的结构和工作受力情况可以知道，滚柱（或滚珠）由于是滚动的，作用在滚柱上的切向力 P_t 是不存在的，轴向力 P_a 也很小，主要作用力是缸壁对滚柱的径向压力 P_r 。根据切削力的公式，就能求出滚压余量 f 的大小了。

不同孔径的滚压余量是不同的。孔径大，余量也应该大，但并非孔径大其余量也一直跟着大下去。因为孔径越大，曲率半径越大，曲率越小，滚柱在其上滚压就越近乎于在平面上滚压了。对于中等缸筒内孔而言，一般情况下单边滚压余量定为 $0.10 \sim 0.20 \text{mm}$ 就足够了。

确定了滚压余量，还要正确控制滚压余量。如果说滚压余量定为 $0.10 \sim 0.15 \text{mm}$ ，滚压后的直径并不一定扩大 $0.20 \sim 0.30 \text{mm}$ ，而是比此值小 $0.04 \sim 0.06 \text{mm}$ 。也就是说，滚压后的实际孔径比滚压头的直径小。产生这一现象的原因并不难解释，因为滚压时，孔壁表面在滚柱的滚压下产生塑性变形的同时，还使表面以下金属晶粒产生弹性变形。滚压过

后，产生弹性变形的金属晶粒又恢复到正常状态，所以孔径会缩小。滚压后，如果工件停止转动，直接退拉出滚压头，缸壁上就会出现与滚柱位置相应的拉伤痕迹，就是这一现象造成的。滚压余量越大，滚压力越大，这种现象越明显。这一现象的存在，工艺员要掌握，工人也要注意，否则滚压后的公差尺寸就达不到要求。

随着滚压余量的增加，加工表面晶格变形愈充分，光洁程度也愈好。但是，过大的滚压余量会使表面产生过大的应力，使已变形的金属表面层发生脱皮现象，反而破坏了表面的光洁程度。这是应当引起足够重视的。

同样大的滚压余量，可以一次滚压，也可以分几次滚压。但是，由于被加工表面的金属晶格在第一次滚压中塑性变形最显著、最充分，表面质量能得到明显地提高，随后效果就不明显了。相反地，滚压次数的增加，使表面产生过大的压应力，会破坏第一次滚压所得到的表面质量。

增大走刀进给量，如同切削加工一样，会使微观不平度的峰高和节距增大，滚压不充分而达不到预期效果；过小的进给量等于是重复滚压，效果会适得其反。如果滚柱的滚压圆弧为 R_2 ，则进给量一般在 $0.2 \sim 0.5 \text{ mm/r}$ 之间。

滚压速度与加工质量的好坏也有一定关系。如果滚压线速度降低到 30 m/min 以下或者增加到 130 m/min 以上，表面加工质量都会变坏。这是因为速度太低，滚柱的滚动不灵活而成为滑动，等于是挤压而不是滚压；速度太高，表面塑性变形不充分，表面质量不能提高。滚压线速度一般选为 $35 \sim 40 \text{ m/min}$ 左右为宜。

滚压顺利进行的基本条件是滚柱在缸壁摩擦力的作用下要不断转动。如果滚柱装配后在直径方向上高低不一，或者

卡死不能转动，那么不是引起加工中的振动，就是拉伤加工表面，都不能获得好的效果。因此，滚柱一定要滚动灵活，每对滚柱在径向的差值不得大于 0.005mm 。

4. 大直径缸筒的加工

大直径缸筒是指直径在 250mm 以上的缸筒。这类缸筒，不仅内孔直径大，而且缸壁厚度也很厚，一般都是单件小批量生产，这就带来了生产成本高的问题。如果批量不大，又没有大型深孔镗床和大型镗滚工艺装备，用以下几种方法在车床上同样可以加工出高质量的大型缸筒。

(1) 超精

超精加工原理见图 4-7。超精工具紧固在刀架刀杆上，使超精轮与工件接触并产生一定的压力，超精轮的轴线与工件轴线成 α 交角。当工件以

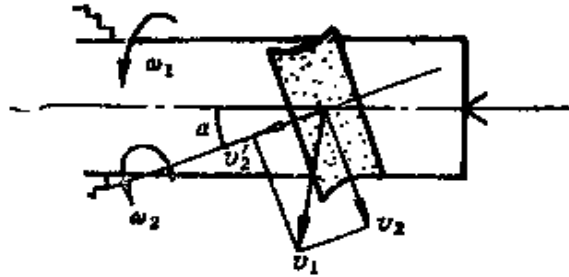


图4-7 超精加工原理图

线速度 v_1 旋转时，由于摩擦力的作用，使超精轮产生 v_2 和 v'_2 两个速度。 v_2 是切向速度，使轮子绕自身轴线旋转； v'_2 是轮子与工件的相对速度，即实际速度。其大小为

$$v_2 = v_1 \cos \alpha$$

$$v'_2 = v_1 \sin \alpha$$

当超精轮具有一定的速度且以一定的进给量作纵向往复运动时，即形成了对工件的超精加工。

交角 α 一般取为 $24^\circ \sim 30^\circ$ ，不宜过大或过小。 α 大时虽能提高加工效率，但加工质量不高。倘若 $\alpha > 45^\circ$ ，作用在轮子上的轴向分力较大而带动轮子转动的切向分力则相对较小，轮子不易转动，失去磨削作用；如果 $\alpha < 20^\circ$ ，虽然

加工的表面质量较好，但效率太低。

在加工系统条件允许的范围内，缸筒线速度 v_1 越高越好，不仅能使加工效率提高，而且表面质量也高。通常，一般取 v_2 不低于 16 m/min ， v_1 为 $60 \sim 80 \text{ m/min}$ 为宜。

超精轮对缸筒的压力越大，加工效率越高，但表面粗糙度 Ra 值也越大。粗磨时采用小进给量，提高加工效率，精磨时采用大进给量，以降低粗糙度 Ra 值。超精前，缸筒内孔表面粗糙度 Ra 值不应大于 $3.2 \sim 5.0 \mu\text{m}$ ，单边超精余量不应大于 0.1 mm 。

使用研磨膏可加速超精加工过程。如加工时产生波纹，将超精轮交角 α 的方向变换一下，就可避免波纹继续下去。冷却液采用 80% 的煤油和 20% 的机油，如要提高效率，可再加入 5~10% 的油酸。新超精轮使用前只要在砂轮机上把表面的脱模剂磨掉即可，加工中超精轮的形状由工作时的磨损自行修正。

(2) 振动式超精

振动式超精分轴向振动式和复合振动式（即轴向振动和径向振动）两种方法。

轴向振动式超精珩磨具的结构如图 4-8 所示。电机带动

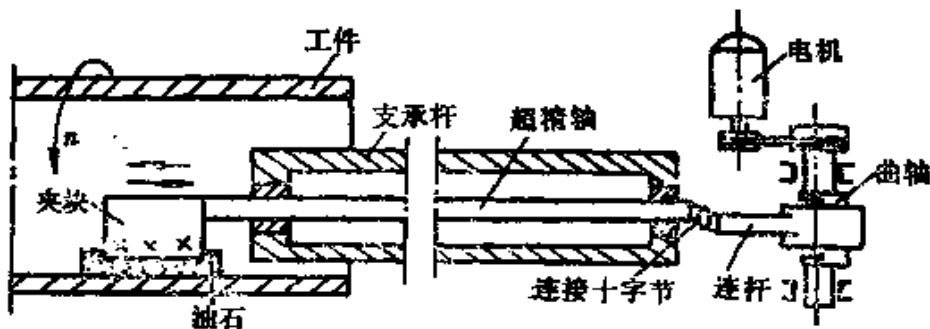


图4-8 轴向振动式超精珩磨具

曲轴高速转动，通过连杆带动油石作高频率轴向振动，工件的转动和拖板的移动使油石条在缸筒内孔表面上进行超精珩磨加工。加工表面呈菱形网纹状，表面粗糙度 R_a 值可达 $0.08 \sim 0.16 \mu\text{m}$ 。这种方法的生产效率不高，但质量很好。

为了提高振动式超精珩磨的生产效率，可用复合振动式超精珩磨法加工，其原理见图 4-9。它是通过改变油石轴向振动固有频率 ω_a 和径向振动固有频率 ω_r 之间的倍率来控制油石与工件接触时间的长短，使油石不断拍击加工表面，达到加工目的。

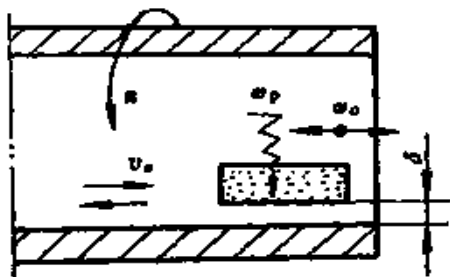


图 4-9 复合振动式超精珩磨原理

由于工件转速 n ，油石的往复移动速度 v_a ，径向和轴向振动的固有频率 ω_r 和 ω_a 等几种运动复合的结果，使加工表面上留下类似断续正弦曲线的磨痕。

在初始状态下，油石在弹簧压力作用下压向工件表面并有一定间隙 δ ，加工时油石径向振动，径向移动量超过 δ ，一方面拍击工件表面，另一方面仍受到弹簧的作用力。由于径向振幅大于 δ ，油石在规定时间 t 内与工件表面保持接触。 t 按下式计算：

$$t = \frac{2}{\omega_r} \left[\pi - \arccos \left(1 - \frac{2\delta}{b} \right) \right]$$

式中 t ——油石在一个径向振动周期内与工件接触的时间 (s)；

ω_r ——油石径向振动的固有频率 (s^{-1})；

δ ——油石与工件表面间的间隙 (mm)；

h ——油石径向振动的加倍振幅, $h > 2\delta$ (mm)。

用这种方法加工中碳钢缸筒时, 因油石的磨粒保持了锋利, 因而切入金属表面的厚度比普通超精加工时深, 所以表面粗糙度 R_a 值比普通超精加工时要大, 但加工效率却能提高几倍。

用复合振动式超精珩磨进行粗珩磨, 用轴向振动式超精珩磨进行精珩磨, 两者结合起来加工, 不仅生产效率较高, 加工精度和表面质量也很好, 与大型深孔加工设备和工艺装备相比, 成本也较经济。

二、活塞杆的制造

活塞杆也是液压缸的主要零件, 虽然它多数不属于细长轴, 但长径比仍然很大, 因此加工中仍需特别注意。活塞杆要在导向套中往复运动而又不允许造成外泄漏, 对表面粗糙度、圆柱度、圆度和直线度要求都比较严格。为了满足表面粗糙度和精度的要求, 在加工中应采取相适的工艺手段。

1. 车削加工

为了提高活塞杆的机械强度和改善切削性能, 原材料加工前一般都要进行调质处理。对于弯曲严重的原材料, 调质后不主张进行机械校直, 对弯曲材料还是用切削加工的方法去改变为好。

装夹工件时, 在卡盘夹紧卡爪内侧垫入一小段 4~5 mm 粗的钢丝, 使工件与卡爪之间由面接触变为线接触, 切削中如有应力引起变形时卡爪就不会起强制作用, 钢丝就会象活动十字铰一样发挥作用。车床尾座最好使用弹簧活顶尖, 当活塞杆加工中受热膨胀伸长时, 顶尖能作一定的轴向位移, 而不会象死顶尖那样不能退让而把活塞杆顶弯。

跟刀架可以使用液压跟刀架(图4-10)。这种跟刀架不仅三爪支承工件,增加了工作刚性,减少了振动,而且各爪的支承力是相等的,不象金属刚性跟刀架支承时各爪支承力不等,这就消除了产生“竹节形”和“麻花形”的潜在因素。如果工件发生振动,液体也可以吸收振动而避免振动的发展加剧。

走刀方向应采取反走刀。这种走刀等于是把工件拉伸拉直,而不会象正走刀那样把工件推皱推弯。粗车刀主偏角为 75° ,可减少把工件顶弯的径向切削分力;副偏角取 8° 左右,主后角取 3° ,主切削刃取 $-2^\circ \sim -3^\circ$ 前角倒棱,可减少振动的产生。

2. 外圆的光整加工

活塞杆外圆镀铬前要进行光整加工,使表面粗糙度 Ra 值达到 $0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$,否则铬层就不易镀好。

光整加工可以采用磨削,没有适当磨床时,在车床上用滚压或超精等方法也可满足。磨削时尾顶尖的顶紧力不要过大,托架支承爪也不能顶得过紧,以能不费力就可转动工件为限。砂轮一定要进行精平衡,磨削中应随时测量活塞杆的圆柱度和圆度误差。如用滚压或超精进行光整加工,与缸筒的滚压和超精一样,只不过把内孔加工改为外圆加工,工装也进行相应的改换。

3. 镀铬

为了增加耐磨性和防止锈蚀,活塞杆外圆表面一般都要镀铬。铬层不能太厚, $0.03 \sim 0.05 \text{mm}$ 就足够了。铬层太厚反而容易引起脱落。

有些工厂采取磨削镀铬层的方法来达到镀后光洁程度的要求,这是不足取的。因为铬层太厚本身就容易产生裂纹等

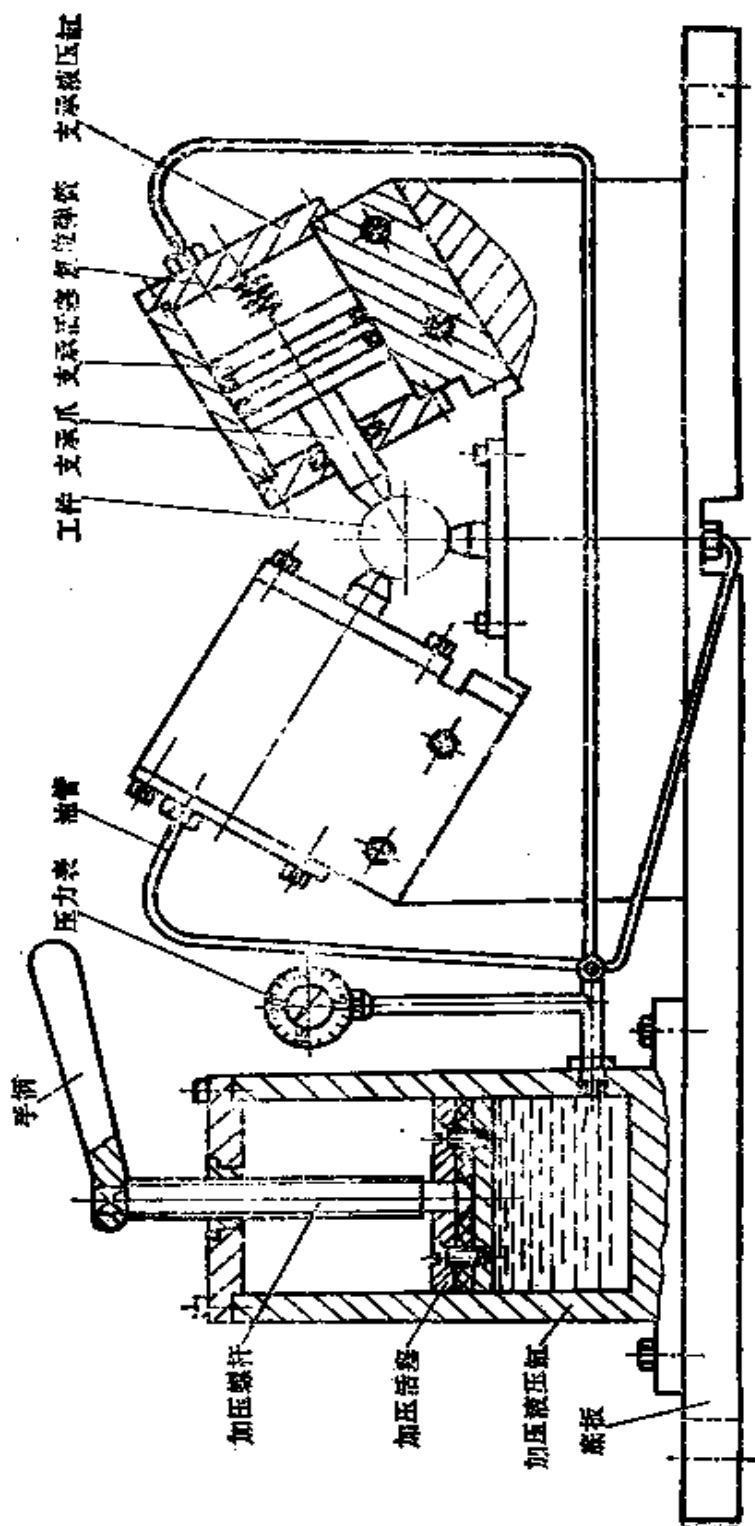


图4-10 液壓跟刀架

弊病，如果再经磨削，铬层内存在的应力就更大了，脱落的可能性也更大，因此最好是采用尺寸镀铬，镀后只需在车床上抛光就行了。这样既省工省时，质量又好。

镀铬前一定要清除活塞杆上的油、锈脏物，清除不净，镀后就会出现针眼、气泡等质量问题。电镀时要计算电流强度，强度过小，铬层吸附性不强，亲合力小，容易脱铬。

由于活塞杆上有沟槽及端头直角，在镀铬过程中，电力线在这些地方的分布和圆柱表面是不一样的，常常造成电力线密集，产生镀后有“毛刺”、“飞边”现象。因此，机械加工中要注意把这些地方加工成斜角，镀铬时要加辅助阴极板，尽量减少毛刺、飞边的出现。

三、尼龙支承环的制造

活塞在缸筒中往复运动，既要作活塞杆一端的支承件，又要求有密封作用，不能产生内泄漏。活塞与缸筒间的密封主要靠各种密封件来实现。当活塞与缸筒间有运动间隙，活塞偏置于缸筒一侧时，经过多次往复运动，大大加速了密封件的磨损，使其寿命缩短。金属密封环虽然既可起密封作用，又能起支承作用，但它有一个致命弱点——拉缸现象严重。在这种情况下，如果在活塞上安装一个尼龙支承环，问题就解决了。

1. 支承环的形式和关键尺寸

尼龙支承环的结构如图 4-11 所示。

在液压缸的工作过程中，油温升高，支承环受热膨胀，如果支承环与缸筒间的配合间隙太小，就会使液压缸的摩擦力增大，产生爬行现象，因此支承环的壁厚是非常关键的。支承环的外径只起工艺尺寸作用，当剖切斜切口后，它就不

起作用了。

2. 尼龙的性能及定性处理

尼龙（聚酰胺）是一种摩擦系数小、自润滑性能好、磨损性能稳定的无油润滑材料。当尼龙的吸水量达到平衡状态（即饱和状态）时就会膨胀，尼龙的这种吸水性强、尺寸随湿度不同而变化的缺点，决定了它对环境湿度有一定要求。

尼龙的机械性能受湿度和温度的影响较大。其强度随温度和湿度的增高而降低。尼龙的弹性模量比金属低得多，在温度 20°C 、相对湿度65%时，尼龙6的弹性模量相当于碳钢的 $1/20$ ；冲击强度随温度和湿度的增加而直线上升；硬度随温度和湿度的增加而直线下降。

尼龙的热膨胀性比金属大得多，但在 150°C 以下表现不出显著变化，因而尼龙支承环在 100°C 以下使用是没有什么问题的。

由于尼龙的吸水性强、线膨胀系数大，因此支承环的尺寸稳定性较差。为了提高尼龙支承环的性能，要对材料进行定性处理。所谓定性处理是指稳定材料性能的处理。尼龙是高分子聚合物，分子结构不稳定，其定性处理经多次试验，可按下面的方法进行：在30号机械油中加热的 150°C 后连

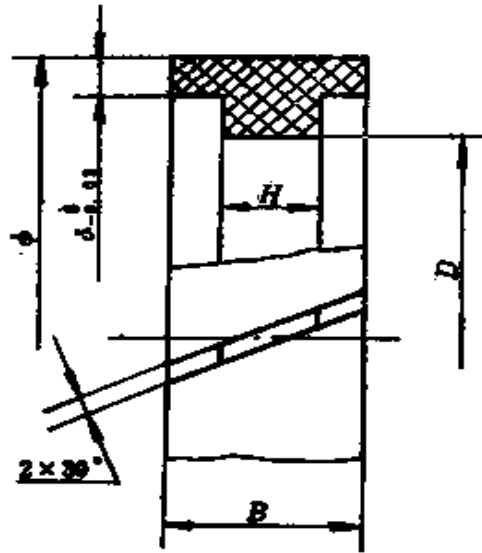


图4-11 尼龙支承环

续保持温度 8 h，去掉热源，随油冷至室温，而后再放进水中煮沸 8 h 后冷至室温。第一次在油中处理，是为了稳定热膨胀性，让分子间的聚合应力充分得到释放；第二次在水中处理，是为了让其充分吸水，使吸水率达到平衡状态，同时再让分子聚合应力得到释放。经过这样的处理，尼龙的性能就稳定了。

3. 支承环的加工

尼龙支承环可用模压成形，也可机械加工而成。模压成形时，一定要计算热成形过程中的失水率，保证成形后的壁厚满足要求；机械加工时，由于坯料刚性差，壁厚小，让刀现象严重，不易准确测量，所以要用一定的胎具。

加工好的尼龙支承环要妥善存放，空气湿度大，直径易变大；空气干燥，则开口处收缩蠕变翘曲，造成装配后不平整，圆周呈多边形而无法使用。

使用支承环的液压缸，经过型式试验中的寿命试验（即往复跑合累计 50km），拆检支承环，磨损仅为 0.01mm，而且是均匀磨损，没有发现缸筒内孔壁有拉伤痕迹，光洁程度反而比原来有所提高。这是由于缸筒与活塞用支承环隔开，支承环在缸壁上的往复运动，等于用软的基体抛光缸壁，因此光洁程度有所提高。抛光下来的微小铁末镶嵌在支承环表面上，重新清洗后即可清除。

四、球面副的加工

球面加工在液压缸的生产中经常遇到。比如缸底球头和球座，耳环球头、连接孔关节轴承球面副、柱塞杆头大圆弧球面等等。加工球面的方法很多，下面仅介绍几种生产效率高、加工精度好而且比较先进的方法。

1. 车球面

图 4-12 所示的工艺装备用于车外球面。卸掉车床刀架及小拖板，在跟刀架位安装以底板 2 为底座的车外球体工装，在中拖板圆 T 形槽中紧固齿条 1。工件对准齿轮回转中心后，紧固大拖板，使其不能纵向移动，调整车刀，使刀尖与工件回转中心一样高。当中拖板横向自动走刀时，移动的齿条带动齿轮转动，车刀就可加工出球体。这种工艺装备的主要优点是可自动走刀，生产率高，但要达到高的光洁程度比较费劲。

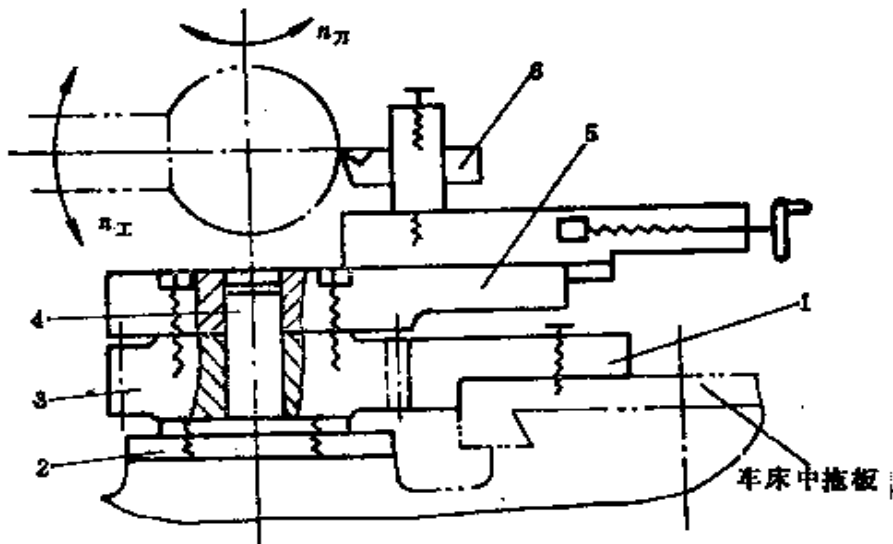


图 4-12 车外球体的工艺装备

1—齿条 2—底板 3—齿轮 4—心轴 5—滑座 6—车刀

加工诸如柱塞缸柱塞顶块上的大半径球面时，可用如图 4-13 所示的工艺装备。松开左、右螺杆上的锁紧螺母，拧动调整螺母，可调节所需内球面半径的大小。锥柄固定在尾座孔中，滑座紧固在刀架上，当中拖板横向自动走刀时，带动滑杆进行切削。

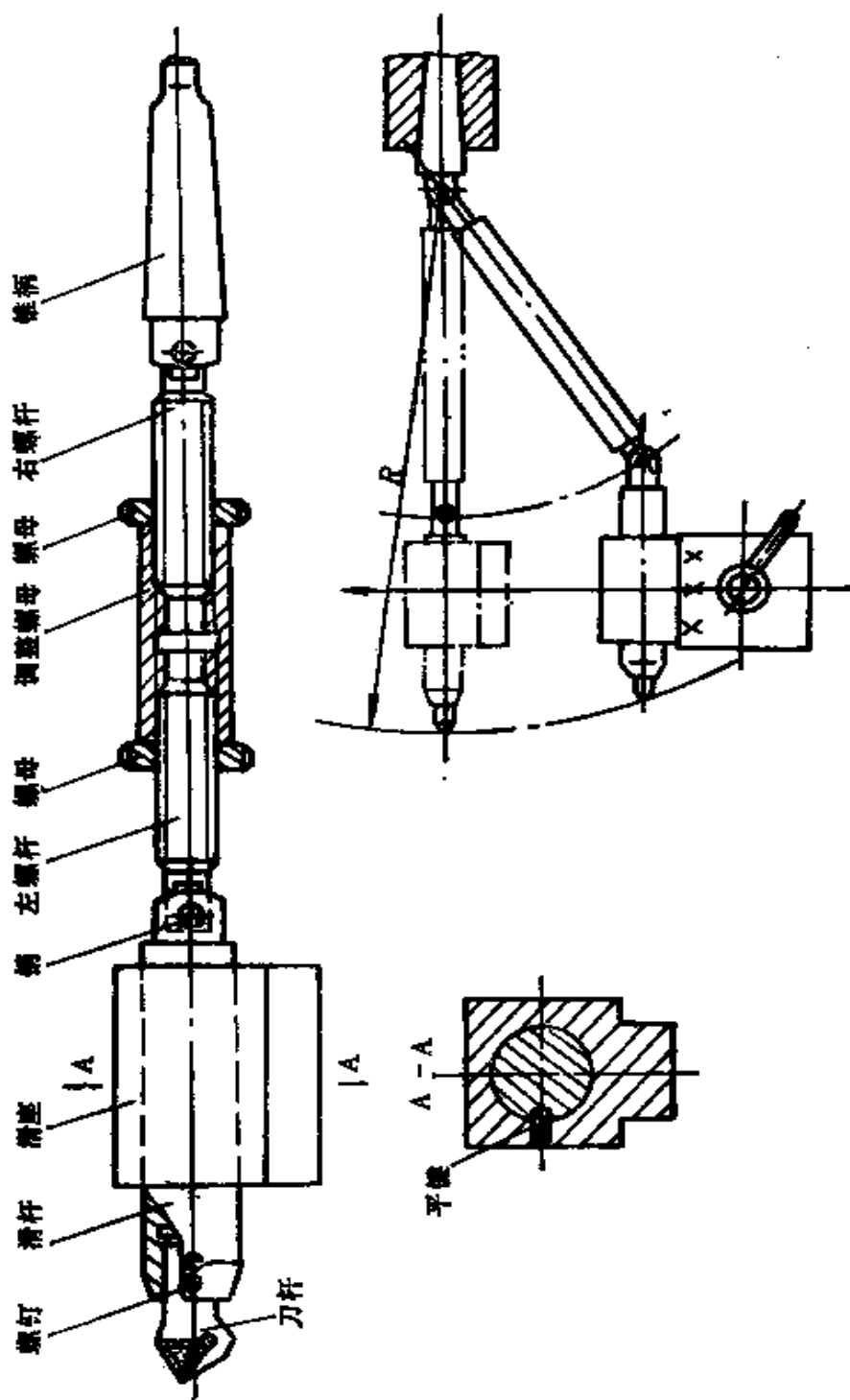


图4-18 车大半径内球面的工艺装备

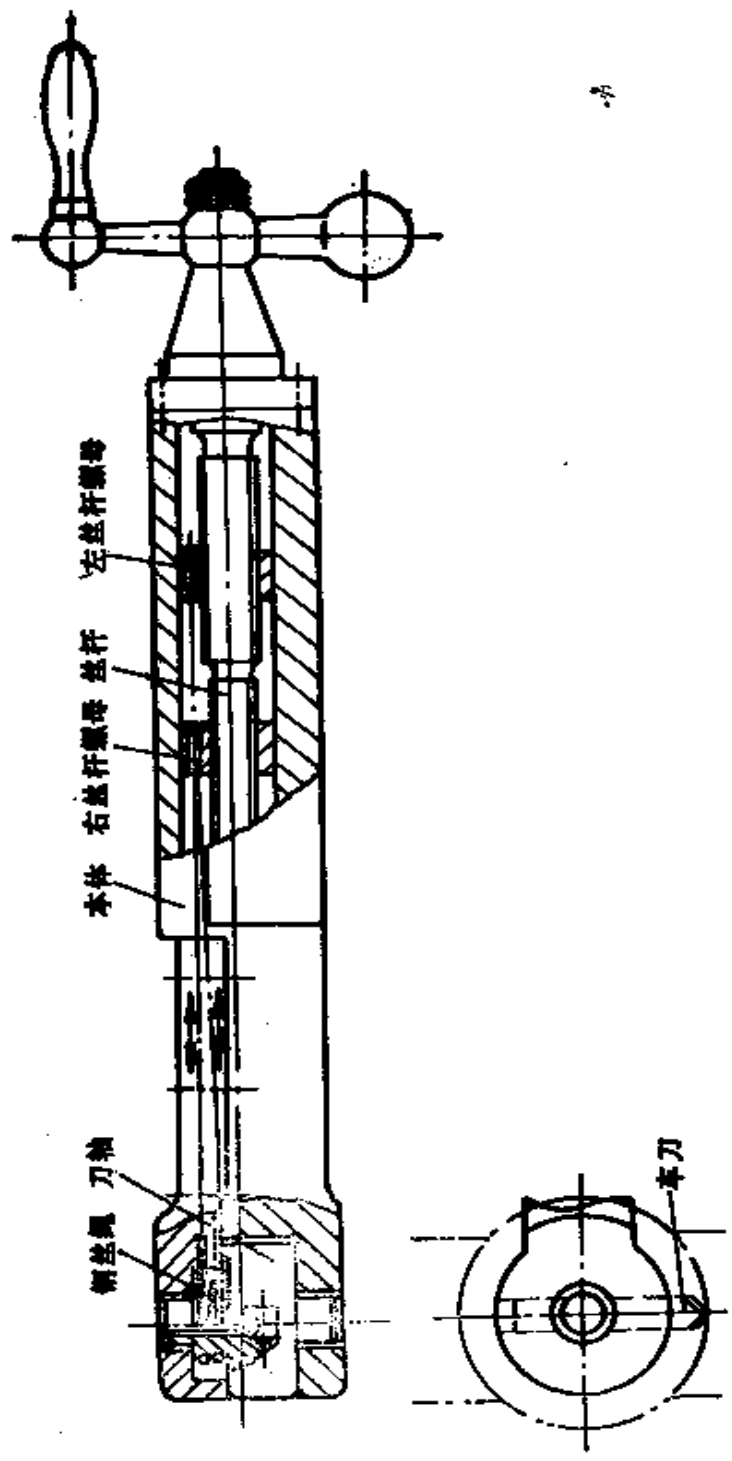


图4-14 内球体车削工具

图 4-14 是一种车削小直径内球体的牵引式工具。它由钢丝绳牵引装置构成，免去了常用的齿轮式结构。车削时，将工具安装在刀架上，转动手柄，使丝杆旋转，带动左、右丝杆螺母在壳体腔内作相反方向的移动，同时，固定在左、右螺母上的钢丝绳就牵引装刀轴作回转运动，配合车床主轴的转动就能车出内球体。这种工具结构紧凑，可制成全封闭式，切屑不会阻塞，使用性能良好。

2. 铣球面

在铣床上加工球面比在车床上加工要方便得多，生产效率也高，加工质量也好得多。

除常在铣床上铣削带柄的小直径外球体外，在铣床上还可车外球体和铣削大尺寸的内、外球面。利用回转工作台在立铣床上铣大直径内、外球面的方法如图 4-15 所示；在卧式铣床上车球体的方法如图 4-16 所示。图 4-16 中采用过渡法兰将三爪卡盘连接在铣头上装好工件，将回转工作台紧固在工作台上，将小车床的拖板及刀架压紧在回转工作台上，搭

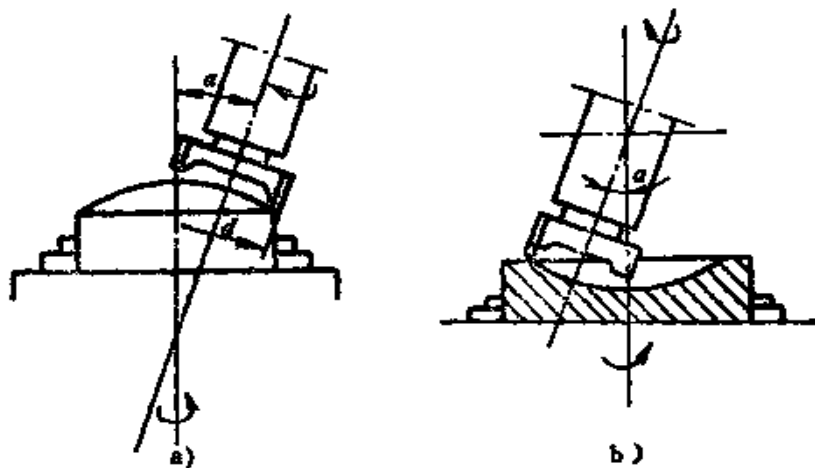


图 4-15 在立式铣床上铣球面

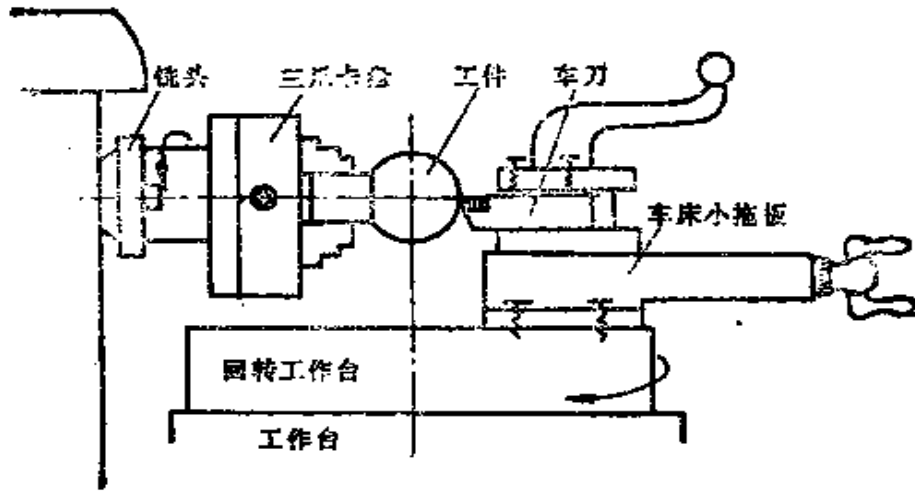


图4-16 在卧式铣床上车外球体

上挂轮。利用铣床工作台上下、左右、前后都可移动的灵活性，找正回转工作台的中心和加工球体圆心重合，装好车刀，搭上回转工作台的自动走刀，就能很方便地进行加工。进刀时，拧转小拖板手柄即可。

在铣床上加工球体和球面属于精加工，因而安排工序时，最好排在粗加工后进行，这样可以减小断续切削冲击对铣床的损害，同时对加工质量也有好处。

3. 镗球面

对于有些尺寸较大而又不能回转的工件球面，可以在镗床上加工。图4-17是一种齿轮齿条式进刀镗削工艺装备，定位套紧固在T68镗床的平旋盘上，锥柄装在镗杆内锥孔中。当镗杆自动走刀时，齿条带动齿轮轴转动。由于刀具装在齿轮轴刀孔内，刀具随齿轮轴作回转运动而加工出内球面。

为了省略工装，可以在T68镗床上按图4-18的方法加

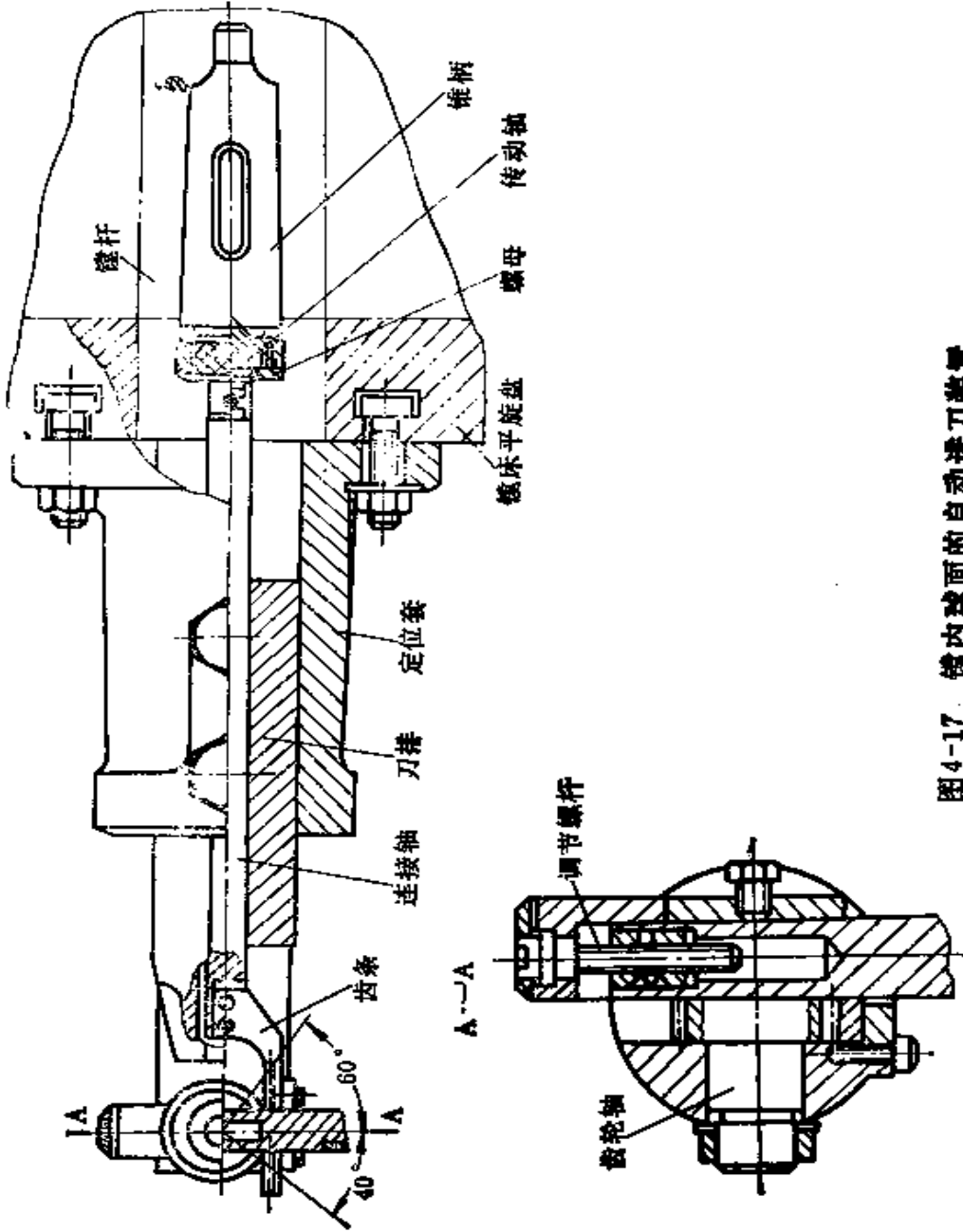


图4-17 体内球面的自动进刀装置

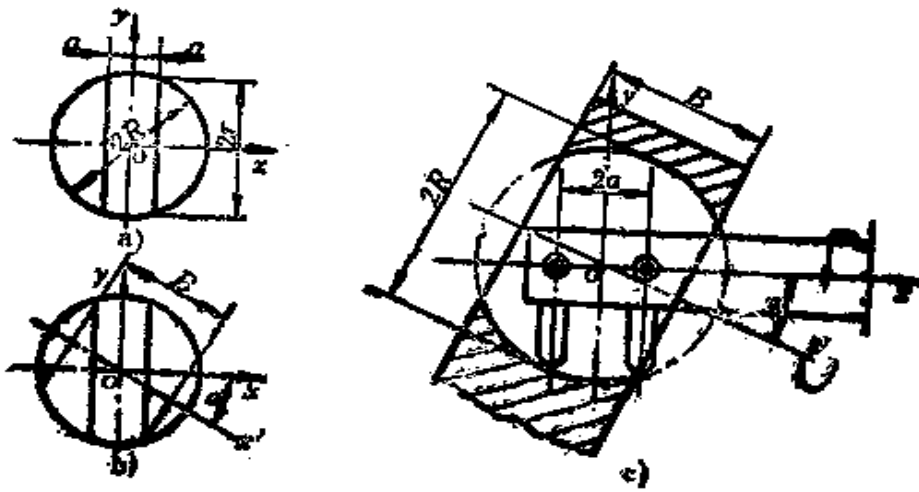


图4-18 镗内球面的原理图

工球面。

我们知道，球体的任意截面都是一个圆，圆的大小与距球心的距离有关。如图4-18 a所示，半径为 R ，沿 x 轴线离球心为 a 处的两个截面是半径相等的两个圆，它的半径为

$$r = \sqrt{R^2 - a^2}$$

如图4-18 b所示， x' 轴在 xoy 平面内且与 x 轴成 α 角。当半径为 r 的两个圆截面围绕 x' 轴旋转时，便得到图b所示的球台，球台半径即 R 。为了使两个圆截面旋转后合成一个球台，并尽量增加球台宽度 B ，可按下式选取 α 和 a 值：

$$\alpha = \frac{1}{2} \arcsin \frac{B}{2R} \quad a = R \sin \alpha$$

按照这个原理，在卧式镗床上加工内球面的方法如图4-18 c所示。绕 x 轴旋转的镗杆（装和平旋盘刀座孔中）上装两把相距 $2a$ 的刀，工件回转轴线是 x' ，即把镗床工作台偏转一角度，与镗杆成 α 角。当刀具绕 x 轴旋转作切削运

动，工件绕 x' 轴旋转作进给运动，便能加工出内球面。

加工时，首先预加工出与球的最小截面直径相等的内孔，孔的轴线通过球面中心；然后，在镗床工作台上固定一直角角铁，在角铁上固定回转盘，将工件固定在回转盘上并使回转盘中心与工件预加工孔轴线重合。先用单刀粗镗内孔成一球带，刀尖半径 r 可借平旋盘调整；而后再用双刀镗，两刀尖要求与镗杆轴线等高，以便减少中心对称误差。如果切削刀纹交叉而无台阶，说明两刀对称于球心。用这种方法加工的内球面，不圆度不大于 0.01mm ，表面粗糙度 Ra 值可达 $1.6\sim 0.8\mu\text{m}$ 。

由于球径大小不同，球台宽度不等，加工前要考虑合适的两刀间距离和选用适当直径的镗杆，才能完整地加工出质量高的球面。

五、其他零件的加工

1. 活塞

活塞加工质量的好坏，不仅影响内泄漏量的大小，而且是影响液压缸会不会产生“憋劲”现象的主要原因。活塞看起来比较简单，容易加工，其实液压缸的很多故障都是因为活塞的加工质量不高而引起的。

为了保证活塞的外圆、密封槽、内孔的同轴度不超差，应该在一次装夹中加工完成这些部位，或者以同一定位基准加工完成。活塞与活塞杆轴肩的配合端面，虽然表面光洁程度要求并不高，但与内孔轴线的垂直度一定要保证。如果垂直度超差，外圆相对于缸壁就会发生倾斜而产生憋劲和局部磨损。活塞内孔与活塞杆的配合一般采用轻动配合，如果它们之间的间隙太大，也同样会产生憋劲和单边或局部磨损。因此，

不管活塞端面的粗糙度要求如何，都应该以内孔为定位基准，将该端面在平磨上加工一次。

2. 耳环和铰轴

安装形式为耳环和铰轴（耳轴）的液压缸，耳环和铰轴的轴线与液压缸的轴线垂直。为了尽量减小负载对活塞杆的横向作用力，就要保证它们之间的垂直度要求。然而，有些设计者和工人往往忽视了这一点，以为与液压缸的使用性能关系不大。其实不然，如果不能保证它们与缸筒轴线的垂直度，正是造成产生憋劲现象和活塞杆稳定性降低的重要原因。

3. 支承座和导向套

支承座和导向套的作用是使活塞杆保持直线运动，因此保证它们的外圆与内孔的同轴度和端面与内孔的垂直度要求是理所当然的。但不能轻视和忽略这样一个事实：如果与活塞端面相接触的一端在活塞端面多次冲击下，产生了疲劳塑性变形而把活塞杆紧紧抱住，使活塞杆不能运动自如或拉伤外圆镀铬层，那么它们不能使用。因而，端面上内外圆的倒角应尽可能倒大一点。

这两种零件的内孔中往往都有直油槽和环形油槽。加工油槽时，最好放在精加工内孔之前进行，这样才不会使加工油槽时挤凸起来的飞边影响活塞杆的装配、运动或拉伤。

六、液压缸的装配

液压缸装配工应有这样的指导思想：虽然液压缸的零件不多，也不复杂，但它们在工作中所要承受的力，却是一般机械零件远远不能相比的，因此，装配过程中必须认真、细致，尤其是对缸筒、活塞杆、密封件，即使有检验合格证，

装配前也要再认真复查一遍，以保证装配质量。

从库房领出零件后，要认真地清洗、去毛刺、去飞边，绝对不能让零件上粘有铁屑、渣滓等异物。对缸筒上的油口、排气阀孔、缓冲孔等小而深的“死角”，要特别认真，以免把毛刺、杂物带入缸内拉伤零件和密封件。清洗后的零件要用高压空气吹净吹干，以免其他油液混入工作油液内造成零件锈蚀。

组装活塞杆部件时，要测量组装后的活塞直径是否符合装配尺寸要求，密封件的方向是否正确，挡圈是否装上或切口是否超出活塞直径。装配密封件时，要涂上润滑油，不能用螺丝刀等锐利工具挤、压、按，装完后要检查是否装反、扭曲、翻转或损坏。

将活塞杆组装件装进缸体时，在立式装配台架上装配较好，这样不仅省力，而且不会造成密封件的扭曲、翻转和咬边。缸筒上的油口孔、排气阀孔等处要用相应的尼龙棒塞平，以免密封件通过这些孔口时划伤和挤破。缸口放置一个锥形密封件导套，可以使密封件顺利装入缸内。

装配导向套、支承座、端盖等头部零件不顺利时，不能使劲敲击，一定要在查明原因以后再采取相应措施。

拧紧螺栓时，不能依次拧紧，应使用测力扳手对称地逐步拧紧，以求各个螺栓紧固力的一致性，避免螺栓受力不均时在液压缸作用力的作用下，使拧得紧的先拉断而导致全部螺栓失效。

七、液压缸的试验

装配好的液压缸一定要进行试验。试验有两种，一种是新产品在批量生产前对试制产品进行鉴定，需要进行型式试

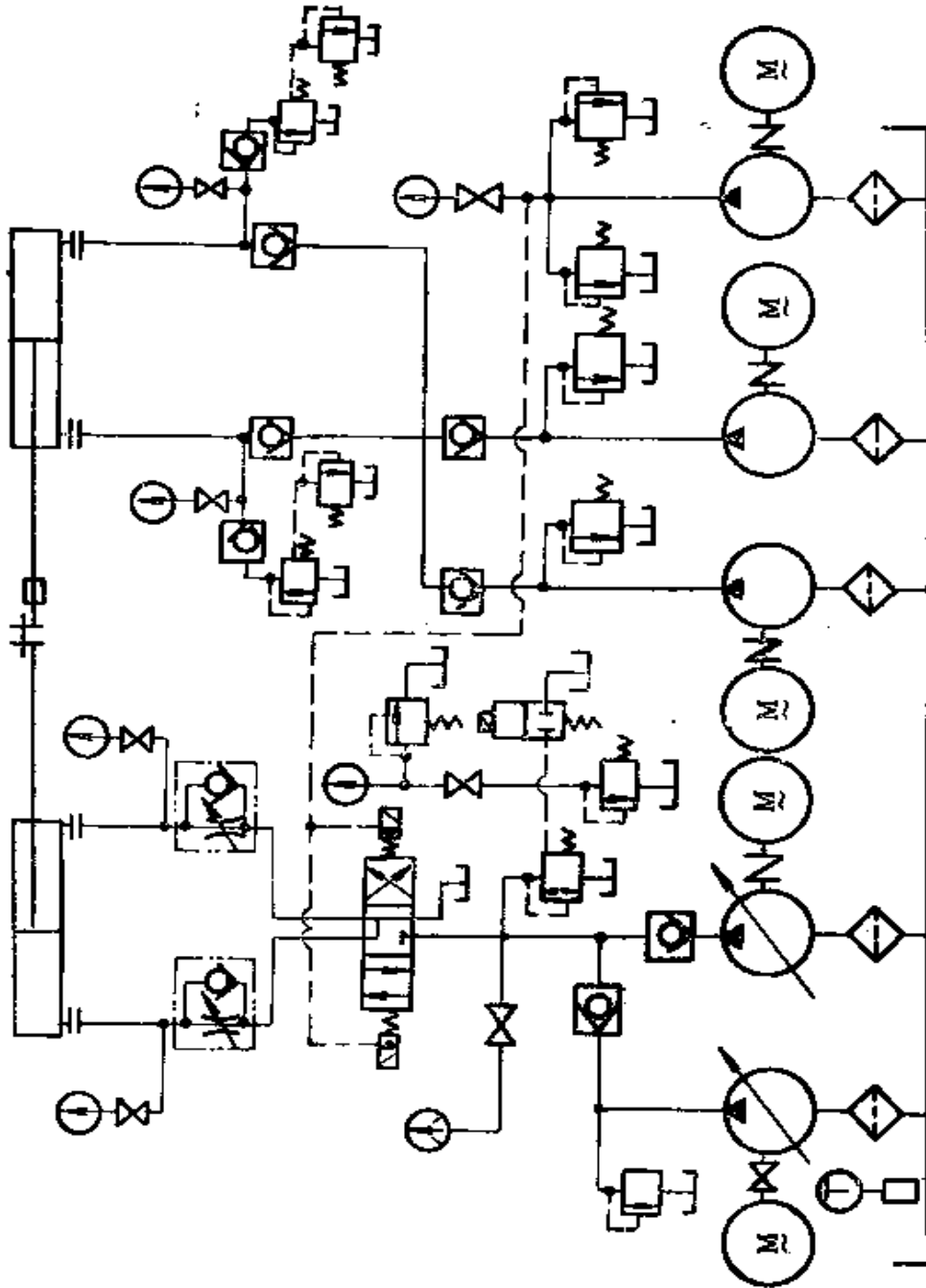


图4-19 液压缸试验设备的液压系统图

验。型式试验的目的是为了全面考核液压缸的性能是否达到设计要求和标准,考核液压缸的结构合理性、使用可靠性、装配工艺性、各零件的强度和磨损情况,考察密封效果及寿命;另一种试验是出厂试验。这种试验是在批量生产后,仅对液压缸的技术性能进行考核,目的是保证液压缸的使用性能。液压缸试验设备的液压系统图如图4-19所示。

型式试验是一项全面的、长时间的试验,特别是满负载连续运行试验,必须使液压缸连续运行50km或往复动作20万次而不能间断。试验时要作好记录,试验后要写出试验报告,进行拆检和试验分析,以便为鉴定产品提供依据。其试验项目、内容及要求见表4-3。

表4-3 液压缸的型式试验项目、内容及要求

序号	试验项目	试验内容	要求
1	试运行	被试液压缸在无负载工况下,全行程(对多级伸缩液压缸,全行程为各节行程的总和)往复运动20次(一个往复动作算一次),观察运行情况	被试缸不得有外渗漏、爬行等不正常现象
2	最低启动压力	在被试液压缸无负载工况下,调节低压溢流阀,使系统逐步升压,用小量程压力表测定被试缸活塞杆启动时的最低启动压力值	最低启动压力值不超过规定值(见表4-4)
3	最低稳定速度	被试液压缸在满负载工况下,以设计的最低运动速度或以30~50mm/s的速度全行程动作2次以上,试验最低稳定速度	不得有爬行、异常声响等不正常现象
4	内泄油量	将被试液压缸的活塞(或柱塞)分别固定在行程的两端(单级行程大于1m时还需将活塞固定在行程的中间位置),使进油压力	内部漏油量或单位时间内的沉降量,应符合表4-5规定值

(续)

序号	试验项目	试验内容	要求
		为公称压力，分别测定停留在两端时的内泄漏量 注 ① 对多级缸，只测量最小缸径中的此值 ② 此项试验可用测量活塞杆的沉降量代替	
5	耐压试验	将被试液压缸的活塞分别停在全行程的两端。 (1) 当被试液压缸的公称压力 $\leq 16\text{MPa}$ 时，被试缸的试验压力为公称压力的1.5倍 (2) 当被试液压缸的公称压力 $> 16\text{MPa}$ 时，被试缸的试验压力为公称压力的1.25倍 保压5分钟，试验耐压性	被试缸各结合面不得有外渗漏及永久性变形，活塞杆密封处外漏不能成滴
6	负载效率	将测力计装在被试液压缸的活塞杆上，使进入被试缸工作腔的压力逐渐升高，求出各点效率： $\eta = \frac{F}{pA} \times 100\%$ 式中， F ——输出力(N)， p ——工作压力(Pa)， A ——活塞的有效面积(m^2)	据计算出的各点效率数据，画出效率曲线图
7	缓冲试验	将被试液压缸(用缓冲阀缓冲时应全打开)的进油压力调到公称压力的50%，以设计的最高速度运动，试验缓冲效果	当活塞进入缓冲区时，其速度应平稳减慢，不得有冲击现象
8	外渗漏	1. 在试验内泄漏量和耐压试验时，观察被试缸各结合面处，不得有渗漏等不正常现象，活塞杆密封处外漏不能成滴 2. 在满负载连续运行中，测量活塞杆密封处外泄漏量	结合面不得有外渗漏，活塞杆处外渗漏不能成滴

(续)

序号	试验项目	试验内容	要求
9	满载连续运行	被试液压缸在满负载工况下, 正行程以100~120mm/s、反行程以不低于170mm/s的速度, 全行程往复运行50km(多级缸每行程计其单级长度)或往复动作20万次以上, 测量外渗漏, 能否正常运行	① 测漏并记录活塞杆密封处外渗漏, 每10h不多于一滴 ② 正常运行
10	高温试验	在被试液压缸的满负载工况下, 通入90℃的油液, 连续运行1h以上, 应无各种异常现象发生	正常运行
11	全行程检验	使被试液压缸的活塞分别停于行程两端位置, 测量全行程长度	应符合设计要求

出厂试验不需要象型式试验这样进行, 只需要试验第1、2、4、5、7、8、11等几项即可。

表4-4 液压缸最低启动压力 (JB2146—77)

活塞密封圈形式	公称压力 $\leq 9.8\text{MPa}$	公称压力 $\geq 14.69\text{MPa}$
O U Y Y \times X	小于0.3MPa	小于公称压力 $\times 4\%$
V	小于0.5MPa	小于公称压力 $\times 6\%$

注: 当活塞杆用V形密封圈时表中数值可增加50%。

试验合格的液压缸应放掉试验油液。因为试验油液在多次高压的作用下会产生分解, 存放在缸内容易引起零件、特别是缸筒内孔表面的锈蚀。最后, 重新往缸内注入一定数量的油液, 以防生锈。

表4-5 液压缸活塞内泄漏允许值 (JB2146-77)

液压缸直径 (mm)	≤40	50	55	63	80	90	100	110	125
内泄漏量 (ml/min)	0.1	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	0.9
液压缸直径 (mm)	140	160	180	200	220	250	320	400	≥500
内泄漏量 (ml/min)	1.5	2	2.5	3.1	3.8	5	8	13	19

注：表中允许值是按液压缸以0.5mm/5min的沉降量来计算的。

第五章 标准液压缸的选用

一、选用原则和步骤

标准液压缸的选用和其它机械产品一样，要力求技术性能先进、经济合理。然而，我们所说的技术性能先进并不是绝对的，“高、精、尖”的产品固然好，但不一定是我们所需要的。只要产品能满足使用性能要求，好用、好修、寿命长，就可以认为是技术性能先进的，这就要求我们要具有技术经济头脑。

选用标准液压缸之前，除了掌握设计液压缸的四条依据外，还需尽可能多的查阅制造厂家的产品目录和样本，以便有比较、有鉴别地挑选。

液压缸作为液压系统的执行元件，选用的具体原则是：

1. 必须满足机械的工艺要求，如安装形式，连接方式，行程长度或转角范围，推力、拉力或扭矩大小，运动速度，外形尺寸及重量等。

2. 必须满足机械的技术性能要求，如动作要求，缓冲效果，启动压力，机械效率等。

3. 密封、防尘和排气装置结构合理，效果良好。

4. 性能可靠，工作安全，经久耐用。

5. 装拆容易，维修方便，外观漂亮。

6. 价格合理，备品配件能够保证。

选用标准液压缸和设计非标准液压缸的出发点和目的虽

然相同，但由于标准液压缸有条件的限制，选用时就不如设计时那么“自由”，既要考虑工作机械的具体情况，又要考虑到标准液压缸的情况。一般情况下的选用步骤是：

1. 根据机械的作用和动作要求、安装空间的大小，选用合适的液压缸类型和外形尺寸。
2. 根据最大外部负载选取液压缸的工作压力、活塞直径或叶片的面积及数量。
3. 根据机械的要求，选取液压缸的行程或摆动角度。
4. 根据速度或时间要求，选取液压缸的流量。
5. 根据速度比和最大外部负载，选取活塞杆直径并核算其强度和稳定性。
6. 根据工作环境条件，选择液压缸的防尘形式和活塞密封结构形式。
7. 根据外部负载和机械安装部位的情况，选择相应的安装结构和活塞杆头部结构形式。
8. 了解产品的价格和备品配件的供应情况。

以上几个步骤是互相联系的，而且往往要经过反复斟酌，才能选择出较为合适的标准液压缸，因此上述步骤顺序可以交叉互换。

二、技术参数的核算

标准液压缸（包括制造厂家的系列产品、通用产品等）的选用，除了选择其类型、外形、安装连接形式、防尘密封结构、装拆难易程度外，还必须对液压缸的技术参数进行核算，以保证使用性能的可靠性和使用过程中的安全性。

1. 液压缸的出力

液压缸的出力根据驱动负载时所要克服的负载力、摩擦

力、密封装置摩擦力及惯性力等几方面的阻力之和决定。即

$$P = P_R + P_M + P_{\mu} + P_{\text{惯}} + P_{\text{背}}$$

P_R 为负载阻力，是决定液压缸出力大小的最主要的力。对于工程机械来说，它包括工作出力和工作部件的重力；对于机床液压缸来说，它包括工件、机床工作台的重力和切削力在液压缸运动方向上的分力。

P_M 是机械摩擦阻力，主要指诸如机床工作台导轨间的摩擦力等。如导轨为水平的，则 P_M 等于移动部件的总重量与摩擦系数的乘积；如导轨倾斜 β 角放置，则

$$P_M = (G \cos \beta) f$$

P_{μ} 是指密封装置对运动的阻力，其计算公式见第三章中第十五节。

$P_{\text{惯}}$ 是指工作机构起动或制动时液压缸所受到的惯性阻力。即

$$P_{\text{惯}} = m \left(\frac{\Delta v}{\Delta t} \right)$$

式中 m ——运动部件的质量(kg)；

Δv ——起动或制动时的速度变化量(m/s)；

Δt ——起动或制动过程的时间(s)。

对于起动或制动过程时间较长，运动部件重量较轻，运动速度较低的工作机构，惯性力较小，往往可忽略不计。当其等速（即恒速）运动时就不存在惯性力了。

$P_{\text{背}}$ 是指回油腔中卸荷不及而产生的背压压力。 $P_{\text{背}}$ 一般都很小，对于普通液压缸可忽略不计。

2. 根据出力校核液压缸的结构强度

选择液压缸首先选择的是它的工作压力 P ，而后根据出力 P 确定结构尺寸，定出活塞的有效面积。即

$$A = \frac{P}{p\eta_m} \quad (\text{m}^2)$$

式中 P ——液压缸出力（即最大负载力）(N)；
 p ——工作压力(Pa)；
 η_m ——机械效率，一般取 $\eta_m = 0.95$ 。

然后求出活塞直径，即缸筒内径，并计算出缸筒壁厚，确定缸筒外径，检查是否满足条件。

3. 如果液压缸的行程已定，根据时间要求，核算活塞恒速运动时的速度。即

$$v = \frac{S}{0.5t_1 + t_2 + 0.5t_3} \quad (\text{m/s})$$

式中 S ——行程长度(m)；
 t_1 ——起动时的加速时间(s)；
 t_2 ——恒速运动时间(s)；
 t_3 ——制动时的减速时间(s)。

t_1 、 t_2 、 t_3 可根据总行程时间（规定的已知时间）及操作程序要求决定。式中两个0.5的系数，一般在负载较大的情况下，加速或减速时间较长，才取0.5；如果负载较轻，则相应地取小值。

4. 当液压缸的结构尺寸和活塞运动速度确定后，便可确定液压缸所需的供油流量。即

$$Q = Av \times 10^3 \quad (\text{l/min})$$

式中 A ——活塞有效工作面积(m^2)；
 v ——活塞运动速度(m/min)。

为保证供油流量不受阻，还需按第三章第十二节中薄壁孔流量公式核算进出油口尺寸是否合适。

5. 为了保证活塞杆在工作中的安全性和可靠性，应按第

三章第六节中的活塞杆直径计算公式或强度公式，核算强度。如果对液压缸的往复运动速度有一定要求，则按第三章第四节中的速比计算公式验算速比是否符合要求。最后，按第三章第九节验算液压缸的稳定性。

6. 必要时，按第三章第十一节内容验算缓冲结构。

上述核算过程是按液压系统设计的一般程序进行的，而且是对液压缸可自由选用的情况而言的。在特殊情况下，如果液压系统其它部分（如液压泵、减压阀）已定，只能按液压系统选用液压缸，核算步骤也相应地改变。

三、处理好几个技术参数的辩证关系

不论是选用液压缸，还是设计液压缸，对它的几个主要技术性能参数之间的关系处理得好与坏，直接关系到液压缸的结构尺寸大小问题。在选用时，这个问题更为突出。

从图 5-1 可见，如果液压缸的结构尺寸（包括缸径和行程）因空间位置关系已定，那么工作压力 P 大，则工作出力 P 也大；如果流量 Q 大，行程 S 长，运动速度 v 高，则运动时间 t 短。反之，如果机械装置没有空间尺寸的要求，而根据液压泵、外部负载和工作要求来选择液压缸，那么它们之间的关系又要随之变化。为了满足工作要求和牵引外部负载，同时又做到占具空间位置小、工作效率高、经济效益好，就要尽力处理好它们之间的相互关系。

在选用或设计液压缸时，有许多参数、尺寸和结构方案需要决定，但是最重要的、起决定性作用的是压力和流量这两个参数。由于液压缸牵引外部负载的工作出力和运动速度（或工作时间）与液压缸的活塞直径（即缸径）有直接的关系，因此压力和流量这两个参数之间就存在谁决定谁的问题。

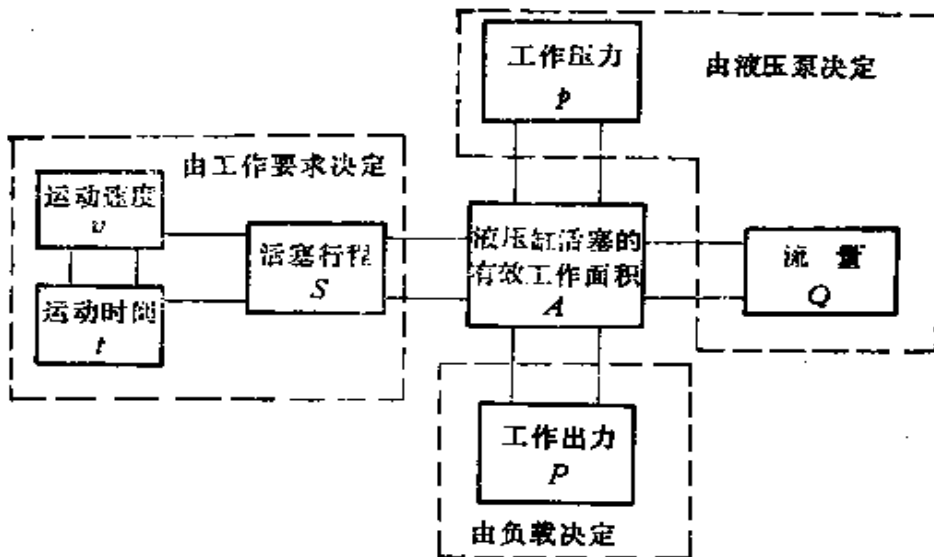


图5-1 液压缸技术参数之间的相互关系

题。对一般液压机械来说，首先要保证能够牵引负载正常工作，然后才考虑工作快慢的问题，所以应先选定工作压力，然后计算液压缸的结构尺寸。当液压缸的结构尺寸确定以后，为保证一定的运动速度或运动时间，流量也就相应地确定了。由此可见，工作压力与工作出力之间的矛盾，流量与速度（或时间）的矛盾，是选用或设计液压缸乃至整个液压系统中带有决定性的因素。

牵引相同大小的外部负载，工作压力高，液压缸的结构尺寸就小，所需流量也小。反之，情况相反。当然，随着压力的提高，密封会困难一些，制造精度和成本也要提高，所以并不是压力越高越好，这要根据具体情况决定。

在某些特殊情况下，流量与速度之间的矛盾将成为主要矛盾。例如，军舰上推动大口径火炮俯仰的液压缸，为了迅速

抓住战机，首先考虑的是运动速度；又如电解加工机床上的进给液压缸，缸径取决于节流阀所允许的最小流量，如果缸径太大，则要求的流量很小，节流阀开口太小，易堵塞，造成爬行现象。这时应该适当降低系统的压力，增大液压缸的缸径。

总之，以哪一个参数为最主要的选择或设计参数，如何处理好相应参数间的关系，应该辩证地对待，反复斟酌，权衡利弊，以求达到最佳技术性能和经济效果。

第六章 液压缸的安装、维护和检修

随着液压技术的迅速发展，液压设备越来越多。但是，由于液压系统的工作是在封闭的壳体和管道内进行的，不能从外部直接观察，测量和安装不如电器传动那样方便，加之它比较“娇嫩”——对故障比较敏感，所以液压传动系统的故障发生率相对于机械传动来说是比较高的，而且一旦出现故障，往往要花费较多的时间去寻找原因，有时甚至越找毛病越多，结果是大拆大卸，造成停机停产。其实，和任何事物一样，液压系统故障的发生也是有一定条件和规律的。只要掌握了它的性能和维护检修技术，排除故障并不是困难的，而掌握这门技术主要是靠实践经验的积累。

液压缸作为液压系统的一个组成部分，其故障的发生，往往和整个系统有关，不能孤立地看待。

一、液压缸的安装和维护

液压缸的安装不当，将给它的正常工作带来许多故障。这些故障多数是以所谓动作不灵的形式表现出来，但实际上是安装零件的损坏而引起的。

安装支座式这类轴线固定液压缸，安装底座要有足够的刚度，安装前应该核算底座在液压缸推力的反作用力作用下产生的变形是否在允许值范围内。如果底座发生翘曲，那么在活塞杆的滑动部位和活塞与缸筒的配合部位产生憋劲现象，运行时导致磨损增大和缸壁的拉伤。

对于行程较大的液压缸，因温度的变化，缸体会产生伸缩现象。如果缸体两端完全固定，变形后无处可伸缩，必然会导致缸体内孔变形、缸壁弯曲或底座翘曲，因此应采取一头固定，另一头浮动的安装方法。另外，为避免缸体太长而产生中间下垂挠曲，中间最好加装一个使缸体在轴向可以伸缩的浮动支承，使缸体得到支撑。

活塞杆与负载的连接点应在液压缸的轴线上。要求完全重合是过分的，但安装时应该使缸内不产生憋劲现象。检查时，可将活塞杆停留在首、尾和中间三个位置上，如果活塞杆头部与负载能顺利地装上或拆开，就说明情况良好。

法兰连接的液压缸，紧固螺栓有承受拉力和只起连接作用（作用力由法兰连接板承受）两种情况。如果螺栓承受拉应力，在作用力的影响下，会产生疲劳断裂，这是很危险的。因而，安装时应尽量使作用力让法兰连接板承受，避免螺栓直接受力。

安装耳轴、耳环、球头等结构的液压缸时，由于缸体的轴线要在垂直平面或一定锥角范围内摆动，所以支承座内孔轴线与缸体轴线的垂直度一定要保证，以避免横向或偏心负载力对缸体作用而产生挠曲。其连接间隙不能太大，如间隙过大，当负载较大时，耳轴或耳环销轴不是产生弯曲，就是根部有剪切和弯曲合成应力的作用，使该处变成危险截面。

液压缸的日常维护是保证其安全可靠工作的有效措施。维护工作搞得越好，不仅能减少停机检修时间，而且可以预防和及时发现故障苗头，延长使用寿命。

液压缸的维护工作，主要有下列内容：

1. 液压泵、阀和管路的工作状况是否正常，影响着液压缸的工作情况。应该经常检查和检修压力表、温度计、油标

等观测装置，一旦异常，应及时查找原因并加以排除。

2. 液压缸的工作状况可以从活塞杆（柱塞杆）或力矩输出轴的运动情况观察。一旦发现速度达不到设计值，或出现爬行和振动现象，应停机检查，不可继续使用，以免造成更严重的故障。

3. 经常检查安装部位和连接负载部位，注意添加润滑油，以保证使用安全。发现松动、拔丝、弯曲、咬死或连接件产生裂纹、变形等现象，应及时更换零件。

4. 活塞杆频繁伸缩，如发现活塞杆外圆表面有单边拉痕、脱铬现象时，说明单边磨损严重，应拆检观察，更换磨损零件。

5. 经常查看油口、排气阀、缸端防尘密封处的外部泄漏情况，如发现泄漏加剧，说明密封圈损坏，应及时更换。

6. 耳环、耳轴、球铰安装结构的液压缸，在这些部位都设有润滑油杯，应经常加油，以免引起干摩擦而损坏零件。

总之，维护中要用“看、摸、听、查”的方法及时发现问题，不能只用不管。

二、液压缸的检修

要准确、及时地排除液压缸的故障，关键在于查明产生故障的原因。一般来说，液压缸出现故障的可能性比起液压泵、液压阀及管道要少得多。但是，由于使用不当，维护不良，系统设计不合理，安装调整不正确，也会出现一些故障，其产生的原因也不相同。

从故障现象上划分，液压缸的故障主要表现为动作不灵、漏油和破损三种情况。其中，大量地故障是以动作不灵表现出来的。

1. 动作不灵

液压缸的动作不灵表现在五个方面。

(1) 液压缸不能动作

1) 因缸内压力不足不能动作。其一，工作液体没有进入液压缸。将液压缸接在液压回路上，给出动作指令后活塞不动，在油口附近接上压力表也没有压力显示。出现这种情况，最简便的检查方法是将油口管路拆下，观察缸内是否有工作液体进入。如果没有，说明液压系统有故障，而并非液压缸本身的问题。这时，应按一定程序从液压缸起，顺序查找原因，直到液压泵止。溢流阀的阀座有脏物，锥阀芯与阀座密封不好而产生泄漏，使工作液体自动流回油箱，往往是产生缸内没能进入工作液体的主要原因。电磁阀的弹簧损坏，电磁线圈烧坏以及开关切换不灵等问题也应加以注意。

其二，缸体内虽然有工作液体输入，但缸内没有压力。很明显，这种现象液压回路并无异常现象，只是由于缸内内泄漏过多造成的，只要拆开回油油口接头查看是否有工作液体流回油箱，就可断定。产生内泄漏过大的原因，一种是靠端面密封的活塞与活塞杆处，由于螺纹产生松动退让或卡键松掉、弹簧卡圈断裂引起间隙过大；第二，靠径向O形圈密封的活塞与活塞杆处，由于O形圈损坏失去作用；第三，活塞上的密封圈在装配时被挤破损坏、翻转或时间过长发生老化破损而失去密封作用。

其三，缸内虽有压力，但达不到规定的压力值。产生这种现象的原因除内泄漏大外，另一个重要原因是液压回路上存在故障。如果溢流阀的调定压力过低，顺序阀和减压阀的调定压力不符合要求，都会使液压缸的压力值偏低而推不动负载；在并联回路中，如果有两个以上的液压缸并联运行，

则负载小的缸先动作，而负载大的缸在前者动作完成之前其压力达不到规定值。要使两者同步动作，应该在负载小的液压缸的回路上增加阻力元件；如果高压侧管路接错或者控制阀的切换操作不灵，压力油会中途散失流回油箱，⁵回油管路阻力过大时，流回油箱的液压油将产生压降，将使液压缸的压力增高；对于采用活塞环密封的液压缸来说，如果所选用的液压泵流量小而没有考虑内泄漏量时，液压缸亦不产生动作。

2) 缸内压力符合规定值，但不产生动作。这种情形也可分为液压缸本身和控制回路两方面的原因。

本身原因主要是结构设计上有问题。如活塞端面与缸底或缸盖紧贴在一起，活塞端面遮断了进油通道，使作用在活塞端面上的液压力不足而不能产生动作；进、出油口被活塞表面遮挡不能输入压力油也属于这种情况；当液压缸产生单边受力憋劲和拉缸烧死时，也会产生内压符合规定但不产生动作的现象。产生拉缸烧死是由于小伤痕的发展和接触压应力过大造成的，往往发生在活塞与缸壁之间。憋劲是因制造装配质量不好和设计结构上的问题造成的。为避免憋劲，液压缸运行前，应进行检查：去掉负载，降低压力，使液压缸作单独运行，观察是否有异常现象；在各不同位置上，检查是否能顺利地加上负载；加载后以低速和最小启动压力作运行试验，观察是否发生异常。

液压缸所承载的负载出现问题，也会使液压缸不动作。偏心负载不仅影响活塞杆的刚性，而且产生转动力矩使滑动部位的接触应力增大而产生拉伤烧死现象。遇到这种情况，回路压力增高，⁶并产生异常的振动或爬行，必须立即停止工作，避免事故的继续发展。

运动件间的摩擦阻力过大，特别是V形密封圈这种靠压

紧量密封的密封圈，如果压得太紧，摩擦阻力非常大，势必影响液压缸的出力和运动速度。此外，还要注意背压力是否存在和过大。

如果液压缸本身不存在什么问题，压力又能达到规定值，但不产生动作或运动不正常，就要检查控制回路方面的原因。调速阀节流过量，截止阀关闭，换向阀动作不灵等现象，都会使缸的背压侧回路处于关闭状态而使回油无路可走。检查这种故障的方法是判明背压回路上的油液是否与油箱相通。

(2) 运动速度达不到规定值

内泄漏量过大是影响速度达不到要求的主要原因；当液压缸的运动速度随着行程的位置不同而有下降时，是由于缸内憋劲而使运动阻力增大所致；缸筒内孔的几何精度（主要是圆度和圆柱度）超差，也会使活塞运动停止或速度变慢。

液压缸运行时，回路上的压力是管路阻力压降、负载压力、背压阻力压降等几种压力之和。设计回路时，应尽量使管路阻力压降和背压阻力压降减少。如果设计不合理，这两项值过大，即使流量控制阀全开，但因系统的压降关系，压力油仍会从溢流阀返回油箱，使速度达不到要求。管路越细、弯曲越多、管路阻力压降越大。管径的大小一般按管内流速为 $3 \sim 4 \text{ m/s}$ 来设计较好。

为提高液压缸的运动速度而采用蓄能器的系统，如果缸的运动速度达不到要求，要检查蓄能器的压力和容量是否足够。液压泵的进油口如果吸进空气，将使缸的运动不平稳，速度降低，此时液压泵有噪声，易于察觉。

(3) 爬行现象

爬行现象是液压缸最主要的故障之一。活塞杆的弯曲、

卧式安装液压缸的活塞杆伸出长度过大而没有支承、缸体内孔与导向套的同轴度不好等原因引起的憋劲现象会产生爬行；密封材料的动摩擦阻力与静摩擦阻力之差较大，液压缸在运动中一次又一次地克服这两种摩擦阻力，也不可避免地引起爬行。产生爬行现象的最主要的原因是缸内存有空气。

空气具有可压缩性，它在油液压力的作用下起到蓄能器的作用，使压力的变化速度减慢。当压力克服活塞的静摩擦阻力后，活塞开始启动，与此同时，活塞的摩擦阻力即减小为动摩擦阻力，缸内的压缩空气贮存一定能量，此时若压力低于克服阻力所需的压力值，活塞将停止运动。如果供油量不满足需要，缸即在停止位置上等待压力升高而出现断续脉冲式的爬行运动；如果供油量能满足填补压缩空间的需要，当空气压缩到一定限度时，又会反过来释放出能量，推动活塞产生瞬时的加速运动而出现时快时慢的爬行运动。这两种爬行运动现象，不论是对缸的强度，还是对负载的运动，都是很不利。空气混入缸内的原因很多：

没有设置排气装置或排气不完全。液压缸工作前必须充分排除缸内空气，有人以为单作用缸和柱塞缸的回油管路直通油箱就可以不要排气装置，这是不对的。一般地说，不管什么液压缸，都应有排气装置，而且排气口应设在缸的最高位置或空气容易积聚的部位。

在活塞杆的快速返回行程中，如果供油量不能及时填充让出的空间，那么缸内形成负压，外部空气沿单向性唇缘密封圈进入缸内。液压系统的管路应尽可能水平弯曲而不要上下弯曲。因为空气总是向高处积聚，如果没有排气装置，高处积聚的空气总是留在管中很难排除。当管路容积比液压缸的容积大时，液压缸排出的油液将积在管内之间流动而不能

流回油箱，这部分油液里如果有空气而又无排气装置，空气也总是留在油中很难排除。

对液压泵来说，吸油侧是负压，为降低管路阻力常常采用大直径油管，此时应特别注意接头的密封质量，如果密封质量不好，空气将被吸入泵内。在吸入压力不能降低时，建议使用增压泵。油液使用时间过长，会在压力的作用下被氧化分解而产生大量气体，因此油液使用一定时间后就应更换。

液压缸与负载连接的稳定性差，负载导轨支承面的压应力大，润滑条件不好，也可能引起爬行。另外，管路的振动、液压泵的气蚀现象也会引起液压缸的爬行。

(4) 运行中的不正常响声

液压缸产生的不正常响声主要是相对运动表面间的摩擦声。金属面之间的润滑油膜被破坏或接触压应力过高，在相对滑动时就会产生摩擦声。当缸内出现不正常声响时，应立即停车查明原因，否则，会导致滑动面的拉伤烧死。

除夹织物 V 形密封圈外，密封处一般不会发出摩擦声。如果存在，则是滑动面缺少润滑油及密封圈压缩量过大所致。有唇边的密封圈虽然有刮油密封效果，但若刮油压力过大，把润滑油膜破坏了，也会产生异常声响。遇到这种情况，可以用砂纸轻轻打磨唇边，使唇边变软一点；靠压缩变形密封的密封圈如果过度压紧，也会引起异常声音，尤其是丁腈橡胶密封圈更为常见。这种声音往往是“吱吱”发响，假若是“嘭嘭”的声音，则往往是活塞上的尼龙支承环与缸壁间的间隙太小或支承环变形过量引起的。如果使用夹积物 V 形密封圈而且压紧过度，也会产生“嘭嘭”的响声。

(5) 缓冲作用不好

缓冲作用不好表现在缓冲作用过度、缓冲作用失效和缓冲过程中产生爬行三种情况。

缓冲作用过度是指活塞进入缓冲行程到活塞停止运动的时间间隔太短和进入缓冲行程的瞬间活塞受到很大的冲击力两种情况，好象没有缓冲装置的情况一样。缓冲调节阀节流过量，缓冲柱塞在缓冲孔中偏斜、拉伤烧死、夹物，固定缓冲孔与缓冲柱塞间隙太小，都会引起缓冲过度。

缓冲作用失效是指在行程终点时没有缓冲效果，活塞不减速，给缸底以很大的撞击力。缓冲调节阀未调整或调整不灵，节流孔在加工中不注意垂直度和同心度，缓冲孔和缓冲柱塞间间隙太大，都会引起缓冲失效。

缓冲过程中的爬行基本上都是缓冲柱塞与缓冲孔发生干涉引起憋劲而产生的。这种情况只要从工艺上采取措施，保证加工质量和装配质量就可避免。

2. 缸的泄漏

液压缸的泄漏一般分为内泄和外漏两种情况。内泄主要影响液压缸的技术性能，使之达不到设计的工作出力、运动速度和工作平稳性；外漏不仅污染环境，容易造成火灾，而且经济损失大，有碍观瞻。所谓内泄是指液压缸内部高压腔与低压腔（回油）之间密封不好，引起高压腔的压力油向低压腔渗漏。它发生在活塞与缸壁、活塞内孔与活塞杆连接处；外漏是指液压缸缸体与缸盖、缸底、油口、排气阀、缓冲调节阀等外部连接部位密封不严引起的点漏。就其泄漏产生的原因而言，都是密封性能不好而产生的。就其工作情况而言，可分为固定部位和运动部位的两种泄漏。

（1）固定部位的泄漏

1) 安装后密封件发生破损。密封槽底径、宽度和压缩

量的意义，在前面已讲过，如果选用不当，就会引起密封件的损坏。密封件在槽中扭曲，密封槽具有毛刺、飞边以及倒角不合要求，装配时用螺丝刀等锐利工具按压密封圈造成损伤，都会造成泄漏。

2) 密封件因被挤出而损坏。密封面配合间隙过大，如果密封件硬度低而又没有装密封保护挡圈的话，在高压和冲击力的作用下，就会被挤出密封槽而损坏；如果缸筒的刚性小，那么它在瞬时冲击力的作用下要产生弹性变形。由于密封圈的变形速度比钢质缸筒的变形速度慢得多，跟不上间隙增大速度，而被挤进间隙之中失去密封作用。待冲击压力消失后，缸筒变形迅速恢复，而密封件的恢复速度却慢很多，于是密封件又被咬在间隙之中。这种现象的反复作用，不仅使密封件产生剥皮式的撕裂损坏，而且产生严重泄漏。

用螺栓或连接杆连接的液压缸，因其刚性不足而在压力的作用下产生伸长现象时，缸盖就会松开而使密封件被挤出。

3) 密封件急剧磨损而失去作用。橡胶密封件的散热性差，在高速往复运动时，润滑油膜容易被破坏而使温度和摩擦阻力增大，加速密封件的磨损；密封槽过宽，槽底粗糙度太高时，随着压力的变化，密封件前后移动，磨损也会加剧。另外，材料选用不当，截面直径超差，存放时间过长引起老化龟裂，拉伸力减退以及槽深超差等，都是产生泄漏的原因。

4) 因焊接不良而产生外漏。焊接连接在液压缸上采用较多，裂纹是焊接中经常出现的问题，也是产生外漏的原因之一。裂纹的产生主要是焊接工艺不当造成的。如果焊条材料选用不当，焊条潮湿，对含碳量较高的材料焊前不进行适

当预热，焊后不注意保温，冷却速度过快，都会引起应力裂纹。缸筒上的焊接部位承受弯曲、扭转、拉伸等复杂应力作用，焊接工艺应该尽力避免再增加其它应力。必要时，应进行适当的热处理。

气孔、夹渣和假焊是引起外漏的又一原因。焊缝较大时，为了保证焊接强度和焊接变形尽量小及不产生焊接裂纹，应采取分层焊接。在分层焊接中，第一层的焊渣如未彻底清除就焊第二层，势必使焊渣在两层之间形成夹渣现象；在每一层的焊接中，都必须保证焊缝清洁，不能沾上油和水，如若不然，就会在焊接中形成气孔；焊接部位预热不够，焊接电流不够大，是形成焊接不牢和溶焊不完全的假焊现象的主要原因。

缸筒与缸底的焊缝是液压缸上最大、最重要的焊缝。为了保证焊接质量，据经验证实，采用U形焊缝最好，焊缝底部的圆弧要比焊条（包括药皮在内）的直径大 $1\sim 2\text{ mm}$ 。采用这种焊缝，不仅第一层焊接质量很好，溶焊、浮渣、保温性能比V形、矩形好得多，而且焊接面积小，缸筒不易变形。

（2）滑动部位的泄漏

滑动部位是指活塞与缸筒内孔、活塞杆与缸盖的密封处。对液压缸来说，如果完全控制这些部位的泄漏，不仅会加速摩擦发热，而且使密封件的使用寿命缩短；若泄漏严重，则影响使用性能和污染环境。滑动部位的泄漏，除固定部位泄漏的原因都可在滑动部位发生外，还有最主要的一点，就是密封件的单边磨损。这一点对卧式（水平）安装的液压缸来说表现得尤为突出。

引起单边磨损的原因，一是运动件间配合间隙过大或单

边磨损，造成密封圈压缩余量不均；二是当活塞杆完全伸出后，因自重而产生弯曲力矩，使活塞在缸内发生倾斜。

用活塞环作为活塞密封件，可防止泄漏过大，但应注意以下几点：第一，严格检查缸筒内孔的尺寸精度、粗糙度和几何形状精度；第二，活塞与缸壁间的间隙要比其他密封形式小，活塞宽度要大一些；第三，活塞环槽不能太宽，否则其位置不稳定，侧面间隙将增加泄漏；第四，活塞环的数量要合适，太少时密封作用不大。

3. 缸的损坏

液压缸的损坏多数发生在作用力和压力超出设计值的情况下。造成作用力和压力增大的原因包括：重载或高速的活塞在运动中因使用操作失误而突然停止，缓冲作用过度或不起作用，缓冲阶段的增压作用，机械力或其他外力在相反方向给缸以作用力等。

液压缸的损坏主要表现为缸筒内孔壁拉伤，缸筒胀大和裂纹破漏，活塞杆产生纵向弯曲、沟槽拉断和螺纹剪切破坏，焊接部位破漏，螺栓断裂等等。出现上述损坏，不能就事论事，需从整个液压系统的设计、使用操作、负载大小等诸方面是否正确合理来找原因。一般来说，液压缸在设计中由于已经考虑了较合理的安全系数，如果不是上述原因，一般是安全可靠的。

经过检修后的液压缸，要按照“出厂试验”项目进行试验，符合试验要求，即可认为修理质量较好，可以使用。

参 考 文 献

- (1) 村冈虎雄，《油缸》，机械工业出版社，1977年。
- (2) 何存兴，《液压元件》，机械工业出版社，1982年。

- 〔3〕 机械设计手册联合编写组：《机械设计手册》（下），化学工业出版社，1978年。
- 〔4〕 船用液压缸集编组：《船用双作用单活塞杆液压缸计算书》，1976年。《船用柱塞液压缸计算书》，1976年。
- 〔5〕 一机部液压缸联合设计组：《工程机械液压缸计算书》，1976年。
- 〔6〕 贾培起：核算液压缸稳定性的新方法，《液压与气动》，1982年，第1期。
- 〔7〕 张家鉴：油缸强度计算，《液压技术通讯》，1978年，第3期。
- 〔8〕 蔡树铭、秦舜英：O形圈的设计及应用，一机部液压气动行业技术交流会《获奖论文集》，1981年。
- 〔9〕 邓祁曾、王维模、杨渝生：用能量法进行两端铰接油缸的稳定性计算，《工程机械》，1981年，第7期。
- 〔10〕 张仁杰：大型油缸缸体的镗滚加工，中国船舶工业总公司液压技术新成果及经验交流会《优秀论文集》，1982年。
- 〔11〕 张仁杰：在车床上加工小直径长缸筒的工艺方法，《工程机械》，1981年，第12期。
- 〔12〕 张仁杰：尼龙支承环在油缸上的应用，《工程机械》，1982年，第3期。
- 〔13〕 湖北省机械工程学会设备维修学会、第二汽车制造厂机动设备工程学会：《设备修理标准与修理技术》，1984年。