



“十三五”江苏省高等学校重点教材

高等职业教育“十五五”系列教材 机电类专业

# 液压与气动技术

(修订本)

主编 吴振芳 李爱民



南京大学出版社

## 内容简介

全书包括液压传动和气动技术两部分内容,共有四个项目,其中液压传动部分三个项目,气动技术一个项目,每个项目又由若干个任务组成,还包括两项知识拓展。全书主要内容包括液压、气动基础知识;液压、气动动力元件、执行元件、控制元件、辅件等的工作原理、结构特点及选用和实际使用中可能出现的故障及解决方法;液压、气动基本回路和典型系统的组成与分析;液压、气动系统的维护及保养;液压传动在工程机械和建筑机械中的应用。

本书编写体系新颖,采用任务驱动形式的教改新理念,以项目和任务的方式构成整书的框架,并针对不同的学习任务提出不同的教学目标要求。通过任务的引入、对任务的分析、相关知识的学习及实操任务的实施等四个环节的层层递进,以实现相关的教学目标,便于学做合一教学模式的开展。

## 图书在版编目(CIP)数据

液压与气动技术 / 吴振芳, 李爱民主编. —2 版  
(修订本). —南京: 南京大学出版社, 2025.8  
ISBN 978-7-305-27052-9

I. ①液… II. ①吴… ②李… III. ①液压传动—高等职业教育—教材 ②气压传动—高等职业教育—教材  
IV. ①TH137 ②TH138

中国国家版本馆 CIP 数据核字(2023)第 094892 号

出版发行 南京大学出版社  
社 址 南京市汉口路 22 号 邮 编 210093  
书 名 液压与气动技术(修订本)  
YEYA YU QIDONG JISHU (XIUDINGBEN)  
主 编 吴振芳 李爱民  
责任编辑 吕家慧 编辑热线 025-83597482  
照 排 南京开卷文化传媒有限公司  
印 刷 南京凯德印刷有限公司  
开 本 787 mm×1092 mm 1/16 印张 20.25 字数 518 千  
版 次 2025 年 8 月第 2 版 2025 年 8 月第 1 次印刷  
ISBN 978-7-305-27052-9  
定 价 50.00 元

网 址: <http://www.njupco.com>  
官方微博: <http://weibo.com/njupco>  
微信公众号: njupress  
销售咨询热线: (025)83594756

\* 版权所有, 侵权必究

\* 凡购买南大版图书, 如有印装质量问题, 请与所购  
图书销售部门联系调换



# 前 言

在现代制造业所采用的各类传动系统中,液压传动力量大易实现无级调速,气压传动动作快,对环境适应性好,成本低。因此,它们越来越受到人们的青睐,特别是人们将液压与气动、机械、电气和电子技术结合起来,互相补充,发展成为了实现生产过程自动化的一个重要手段。

因此液压与气动技术这门课已经成为一门非常重要的专业平台必修课,它也是一门能直接用于工程实际的技术学科。

全书分为四个项目,以液压传动技术为主,气动技术为辅。项目一以机床工作作为典型分析,讲述液压传动的基本原理。项目二和项目三分别精选五种最常用的工程机械和建筑机械,来分析液压传动技术的应用。项目四以自动分拣机构为典型分析,讲述气压传动的原理。

每个项目均由若干任务组成。而每个任务单元又从任务引入、任务分析、相关知识学习、实操及知识拓展等环节的推进,明确了本项任务应掌握的学习目标,体现在知识能力、方法能力、学习能力、社会能力等方面。本书在学生的学做合一方面提供了很好的指导。

本书修订版已使用 5 年,使用效果良好,深受师生广泛好评。但随着技术的发展,标准的更新,机械设备的升级,教材有必要通过修订来适应新的要求,将新知识、新标准、新技术融入。

教材修订版还采纳师生的意见,将知识学习的顺序略作调整,方便学习者连贯掌握学习内容。

本书包含了大量的动画案例,结合移动终端学习的特点,配套建立了移动版课程资源库,学生可以用手机直接关注微信公众号“南大云书”进行随时随地自主选择资源库中不同层次的资源进行拓展学习。

本书主编吴振芳教授有多年企业工作经历和高校一线教学经验,负责全书

的项目一、二的编写及视频、课件等的制作。主编李爱民教授也具有多年企业和高校教学经历,负责全书的项目四编写。参编吴虎城副教授负责题库编写。参编张海燕教研员级高级工程师,具有多年企业和高校教学经历,负责项目三编写。参编杨恩博士,负责教材配套的资源库的建设。本书由徐州金流体液压设备有限公司厉军总经理担任主审。

由于编者水平有限,难免有疏漏和不妥,请读者和各位同仁提出宝贵建议。

衷心希望本书能为你的学习带来帮助,能让你喜欢液压与气动这一学科。

编 者

南京大学出版社版权所有

# 目 录

## 项目一 机床工作台液压系统

任务一 认识液压系统 .....	3
任务二 液压系统的动力元件 .....	17
任务三 液压系统的执行元件 .....	46
任务四 液压系统的辅助元件 .....	69
任务五 液压系统的工作介质 .....	82
任务六 液压系统的方向控制 .....	93
任务七 液压系统的压力控制 .....	122
任务八 液压系统的速度控制 .....	148
思考题及习题 .....	169

## 项目二 常用工程机械液压系统

任务一 汽车起重机液压系统 .....	175
任务二 随车起重机液压系统 .....	182
任务三 挖掘机液压系统 .....	186
任务四 装载机液压系统 .....	190
任务五 平地机液压系统 .....	194

## 项目三 常用建筑机械液压系统

任务一 塔式起重机液压系统 .....	201
任务二 混凝土泵车液压系统 .....	205
任务三 全液压静压桩机液压系统 .....	209
任务四 旋挖钻机液压系统 .....	213

任务五 盾构机液压系统 ..... 217

项目四 自动分拣机构气动系统

任务一 认识气动系统 ..... 225

任务二 认识压缩空气 ..... 234

任务三 气动系统的动力及辅助元件 ..... 238

任务四 气动系统的执行元件 ..... 259

任务五 气动系统的方向控制 ..... 269

任务六 气动系统的压力控制 ..... 283

任务七 气动系统的速度控制 ..... 288

任务八 真空元件及回路 ..... 296

思考题及习题 ..... 310

附录一 液压气动标准目录 ..... 312

附录二 常用液压与气动元件图形符号 ..... 313

立体化资源目录 ..... 314

参考文献..... 316

# 项目一

## 机床工作台液压系统

南京大学出版社版权所有

## 任务一

# 认识液压系统



## 学习目标



### 【主要能力指标】

掌握液压系统的组成、各元件的职能符号；  
掌握液体的静压力定义、表示及基本方程；  
掌握帕斯卡原理、液体流动中的压力和流量的损失；  
熟知液压系统的优缺点；  
了解液压系统的应用。

### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯,能够正确判断和选择；  
能够也乐于与他人讨论、分享成果；  
能够利用网络、图书馆等渠道收集资料,学会学习。

## 一、任务引入

图 1-1-1 是人们日常生活及工业生产实践中经常使用的液压千斤顶。为何一个小小的千斤顶能举起重量是它几十倍甚至上百倍的庞然大物呢？这是由于它是靠液压传动系统来完成工作的。那么,什么是液压传动系统？它又是如何工作的呢？

## 二、任务分析

液压传动系统,顾名思义,它是传动系统的一种。我们知道,一部完整的机器由原动机部分、工作执行部分、传动系统及控制部分四大部分组成。由于原动机的功率、运动形式和转速变化范围有限,不能满足工作执行部分的运动形式、运动速度及工作力的要求。为了适





应不同工作机构对运动的要求,在原动机与工作机构间的传动机构将原动机的功率和运动经过变换传递给工作机构。传动机构从原理上分为机械传动、电气传动、流体传动。

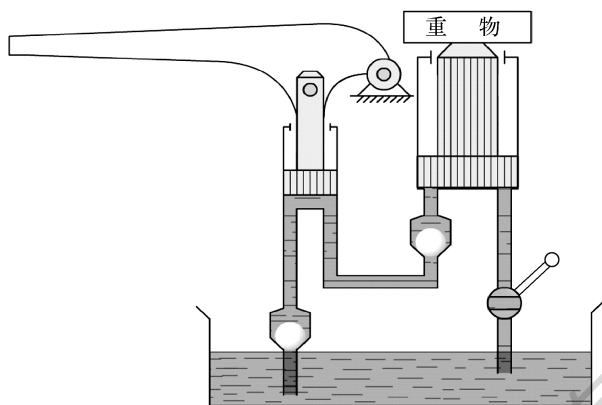


图 1-1-1 液压千斤顶

那么,液压传动系统由哪些部分组成呢?它又是如何对原动机的功率和运动进行转换从而带动工作机构工作的呢?下面我们就来认识液压传动系统。

### 三、知识学习



【微信扫码】

液压传动的概念特点及应用

#### 1.1 液压传动的含义

液压传动是指以流体(液体)为工作介质进行能量转换、传递和控制的传动。

它是利用密闭系统中的受压流体来传递运动和动力的一种方式。液压传动装置本质上是一种能量转换装置。它以流体为工作介质,通过动力元件(液压泵)将原动机(如电动机、柴油机)的机械能转换成液压能,然后通过管道、控制元件(液压阀)把有压流体输往执行元件(液压缸或液压马达),推动执行元件移动或转动,从而将流体的压力能又转换为机械能,以驱动负载实现直线或回转运动,完成动力传递。

#### 1.2 液压传动的原理和组成

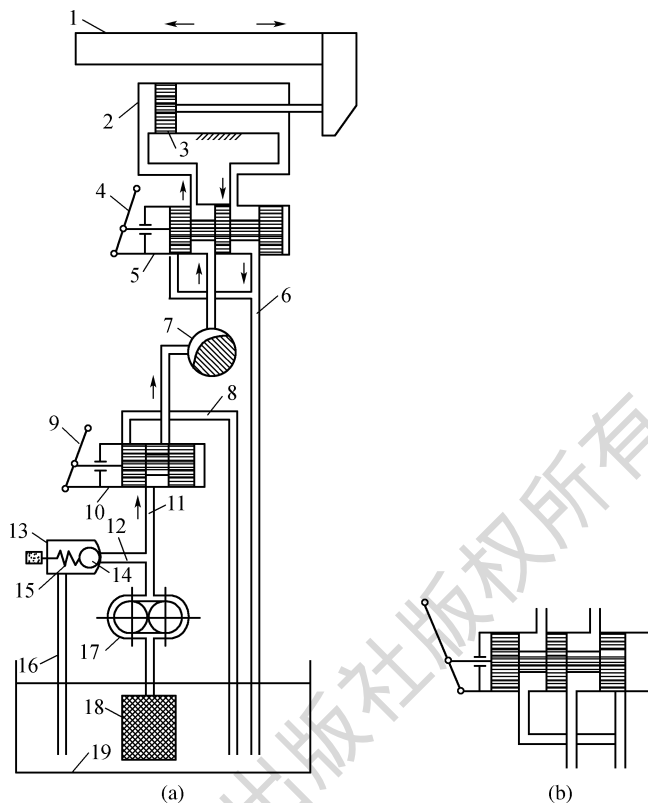
液压千斤顶是一种简单的液压传动装置。液压传动的工作原理可以用机床工作台的工作原理来说明。

如图 1-1-2 所示,它由油箱 19、滤油器 18、液压泵 17、溢流阀 13、开停阀 10、节流阀 7、换向阀 5、液压缸 2 以及连接这些元件的油管、接头组成。其工作原理如下:液压泵由电动机驱动后,从油箱中吸油。油液经滤油器进入液压泵,油液在泵腔中从入口(低压)到泵出口(高压),在图 1-1-2(a)所示状态下,通过开停阀、节流阀、换向阀进入液压缸左腔、推动活塞使工作台向右移动。这时,液压缸右腔的油经换向阀和回油管 6 排回油箱。

如果将换向阀手柄转换成图 1-1-2(b)所示状态,则压力管中的油将经过开停阀、节流



阀和换向阀进入液压缸右腔,推动活塞使工作台向左移动,并使液压缸左腔的油经换向阀和回油管 6 排回油箱。



1-工作台;2-液压缸;3-活塞;4-换向手柄;5-换向阀;6,8,16-回油管;7-节流阀;  
9-开停手柄;10-开停阀;11-压力管;12-压力支管;13-溢流阀;14-钢球;15-弹簧;  
17-液压泵;18-滤油器;19-油箱

图 1-1-2 机床工作台液压系统工作原理图

工作台的移动速度是通过节流阀来调节的。当节流阀开大时,进入液压缸的油量增多,工作台的移动速度增大;当节流阀关小时,进入液压缸的油量减小,工作台的移动速度减小。这是液压传动的一个基本原理——速度取决于流量。为了克服移动工作台时所受到的各种阻力,液压缸必须产生一个足够大的推力,这个推力是由液压缸中的油液压力所产生的。要克服的阻力越大,缸中的油液压力越高;反之压力就越低。这种现象正说明了液压传动的另一个基本原理——压力取决于负载。

从机床工作台液压系统的工作过程可以看出,一个完整的、能够正常工作的液压系统,应该由以下五个主要部分来组成:

(1) 能源装置(动力元件):它是供给液压系统压力油,把机械能转换成液压能的装置。其最常见的形式是液压泵。

(2) 执行装置(执行元件):它是把液压能转换成机械能以驱动工作机构的装置。其形式有做直线运动的液压缸,有作回转运动的液压马达,它们又称为液压系统的执行元件。

(3) 控制调节装置(控制元件):它是对系统中的压力、流量或流动方向进行控制或调节的装置,如溢流阀、节流阀、换向阀等。



(4) 辅助装置(辅助元件):上述三部分之外的其他装置,例如油箱、滤油器、油管等。它们对于保证系统正常工作是必不可少的。

(5) 工作介质:传递能量的流体,即液压油等。

各组成部分的功能见表 1-1-1。

表 1-1-1 液压系统的组成

组成部分		功能作用
原动机	电动机 发动机	向液压系统提供机械能
液压泵	齿轮泵 叶片泵 柱塞泵	把原动机所提供的机械能转变成油液的压力能,输出高压油液
执行元件	液压缸 液压马达 摆动马达	把油液的压力能转变成机械能去驱动负载做功,实现往复直线运动、连续转动或摆动
控制阀	压力控制阀 流量控制阀 方向控制阀	控制从液压泵到执行元件的油液的压力、流量和流动方向,从而控制执行元件的力、速度和方向
液压辅件	油箱	盛放液压油,向液压泵供应液压油,回收来自执行元件的完成了能量传递任务之后的低压油液
	管路	输送油液
	过滤器	滤除油液中的杂质,保持系统正常工作所需的油液清洁度
	密封	在固定连接或运动连接处防止油液泄漏,以保证工作压力的建立
	蓄能器	储存高压油液,并在需要时释放
	热交换器	控制油液温度
液压介质		传递能量的工作介质,也起润滑和冷却作用

### 1.3 液压传动的表示

在如图 1-1-2 所示的液压系统组成回路图中,组成系统的各个液压元件的图形基本上表示了它们的结构原理,称为结构式原理图。结构式原理图近似实物,直观易懂,当液压系统出现故障时,分析起来也比较方便。但它不能全面反映元件的职能作用,且图形复杂难于绘制,当系统使用元件数量较多时更是如此。为了简化液压系统原理图的绘制,使分析问题更方便,中国于 1965 年发布了液压系统图形符号国家标准(GB 786—65),以后又经数次修订,但与国际标准尚有差异。为了便于参与国际交流与合作,于 2021 年又发布了国家标准 GBT 786.1—2021《流体传动系统及元件图形符号和回路图第 1 部分:图形符号》,以代替 GB 786—2009。对于这些图形符号有以下几条基本规定:

(1) 符号只表示元件的职能、连接系统的通路,不表示元件的具体结构和参数,也不表示元件在机器中的实际安装位置。



【微信扫码】

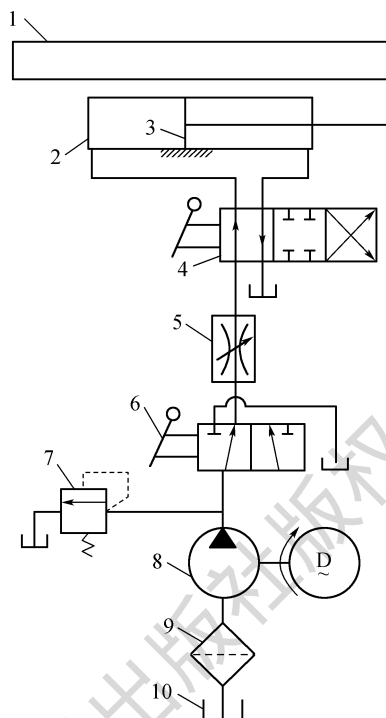
液压系统的组成及表示方法



(2) 元件符号内的油液流动方向用箭头表示,线段两端都有箭头的,表示流动方向可逆。

(3) 符号均以元件的静止位置或中间零位置表示,当系统的动作另有说明时,可作例外。

图 1-1-3 所示为图 1-1-2(a) 系统用国标(GB/T 786.1—2021)绘制的工作原理图。使用这些图形符号可使液压系统图简单明了,且便于绘图。



1-工作台;2-液压缸;3-油塞;4-换向阀;5-节流阀;6-开停阀;  
7-溢流阀;8-液压泵;9-滤油器;10-油箱

图 1-1-3 机床工作台液压系统的图形符号图

## 1.4 液压传动的基本理论

### 1.4.1 静止液体的力学规律

静止液体是指液体内部各质点间无相互运动。

#### 1. 压力的概念

液压传动中所说的“压力”概念是指当液体相对静止时,液体单位面积上所受的力,在物理学中则称为压强。静止液体在单位面积上所受的力称为静压力,静压力在液压传动中简称压力,在物理学中则称为压强。

静止液体中某点处微小面积  $\Delta A$  上作用有法向力  $\Delta F$ ,则该点的压力定义为

$$P = \Delta F / \Delta A$$

静止液体中某点处的压力表示为



$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow \infty} \frac{\Delta F}{\Delta A}$$

若法向力  $F$  均匀作用在面积  $A$  上,则压力可表示为

$$P = F/A \quad (1-1-1)$$

## 2. 压力单位

压力  $p$  的单位为  $\text{N}/\text{m}^2$  (牛/米<sup>2</sup>),也称为帕(Pa)。目前工程上常用 MPa(兆帕)作为压力单位,1 MPa=10<sup>6</sup> Pa。工程上,中国曾长期采用过的单位  $\text{kgf}/\text{cm}^2$ ,称为 bar(巴),它们换算关系是:

$$1 \text{ MPa} = 1 \text{ MN}/\text{m}^2 = 10.2 \text{ kgf}/\text{cm}^2 \approx 10 \text{ kgf}/\text{cm}^2$$

## 3. 静压力的特性

(1) 液体的压力沿着内法线方向作用于承压面,即静止液体只承受法向压力,不承受剪切力和拉力,否则就破坏了液体静止的条件。

(2) 静止液体内,任意点处所受到的静压力各个方向都相等。

液压系统中实际流动的液体具有黏性,而且因管道截面积不同或在截面中的位置不同,各点的流速不同,即液体不是处于平衡状态的静止液体。但实测表明,在密闭系统中流动的液体,其压力与受相同外载下静压力的数值相差很小。

## 4. 压力的表示

根据度量基准的不同,液体压力分为绝对压力和相对压力。若以绝对零压为基准来度量的液体压力,称为绝对压力;若以大气压为基准来度量的液体压力,称为相对压力。相对压力也称为表压力。可见,它们与大气压的关系为

$$\text{绝对压力} = \text{相对压力} + \text{大气压} \quad (1-1-2)$$

在一般液压系统中,某点的压力通常指的都是表压力。凡是用压力表测出的压力,也都是表压力。

若某液压系统中绝对压力小于大气压,则称该点出现真空,其真空的程度用真空度表示,如图 1-1-4 所示。

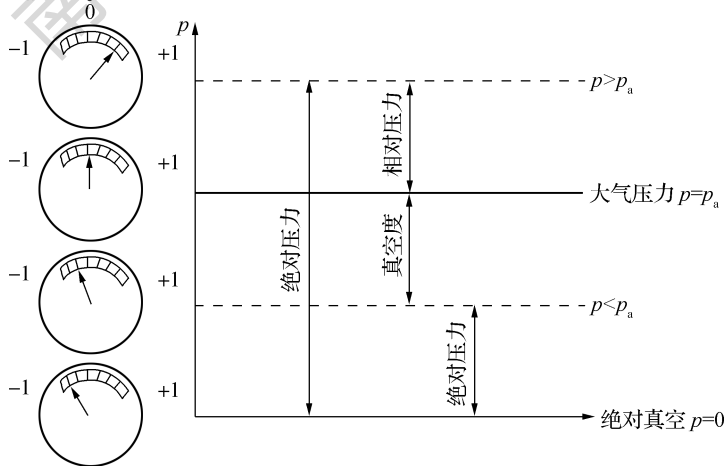


图 1-1-4 压力的度量



$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

(1-1-3)



【微信扫码】

液体静压力及计算

### 5. 静压力基本方程

如图 1-1-5 所示,有一处静止不动的液体,液体表面上作用了一个大小为  $p_0$  的压力。求在液面以下深度为  $h$  的 A 点处的压力的大小。

如图所示,取出一个高度为  $h$ ,底面积为  $\Delta A$  的假想微小液柱。

对微小液柱进行受力分析,研究垂直方向:

表面上作用一个向下的力,大小为  $p_0 \Delta A$ ,液体自重引起的力也是向下,大小为  $\rho g h \Delta A$ ,而 A 点因为静压力所引起的法向力为  $p \Delta A$ ,方向是向上的。

因微小液柱在这三个力作用下是平衡状态,因此,可列出以下方程:

$$p \Delta A = p_0 \Delta A + \rho g h \Delta A$$

式中,  $\rho g h \Delta A$  为小液柱的重力,  $\rho$  为液体的密度。

上式化简后得

$$p = p_0 + \rho g h \quad (1-1-4)$$

这一方程称为静压力的基本方程。此式表明:

(1) 静止液体中任何一点的静压力为作用在液面的压力  $p_0$  和液体重力所产生的压力  $\rho g h$  之和。

(2) 液体中的静压力随着深度  $h$  的增加而线性增加。

(3) 在连通器里,静止液体中只要深度  $h$  相同,其压力就相等。

**【例 1-1】** 如图 1-1-6 所示,容器内盛有油液。已知油的密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ,活塞上的作用力  $F = 1000 \text{ N}$ ,活塞的面积  $A = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ,假设活塞的重量忽略不计。问活塞下方深度为  $h = 0.5 \text{ m}$  处的压力等于多少?

**解** 活塞与液体接触面上的压力均匀分布,有

$$P_0 = \frac{F}{A} = \frac{1000 \text{ N}}{1 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 10^6 \text{ N/m}^2$$

根据静压力的基本方程式,深度为  $h$  处的液体压力为

$$\begin{aligned} P &= P_0 + \rho g h = 10^6 + 900 \times 9.8 \times 0.5 \\ &= 1.0044 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)} \approx 10^6 \text{ (Pa)} \end{aligned}$$

从计算结果可以看出,液体在受外界压力作用的情况下,液体自重所形成的那部分压力  $\rho g h$  相对甚小,在液压系统中常可忽略不计,因而可近似认为整个液体内部的压力是相等的。

以后我们在分析液压系统的压力时,一般都采用这一结论。

### 6. 压力的传递

压力的传递遵循帕斯卡原理或静压传递原理。作用在密闭容器中的静止液体的一部分上的压力,以相等的压力传递到液体的所有部分。

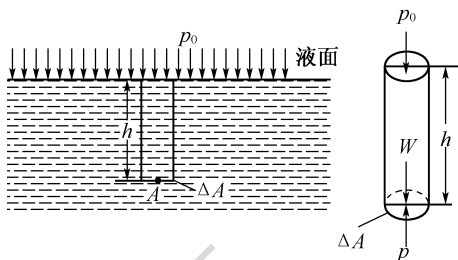


图 1-1-5 离液面  $h$  深处的压力

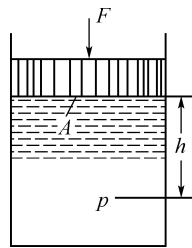


图 1-1-6 静止液体内的压力



【微信扫码】

液体静压力的表示及传递



如图 1-1-7 所示,设小活塞的面积  $A_1$  与大活塞的面积  $A_2$  之比为  $1:10$ ,在小活塞上施加  $1\text{ kN}$  的力,则在大活塞上就有  $10\text{ kN}$  的向上推力。至于速度,小活塞的运动速度要为大活塞速度的  $10$  倍。从行程来说,也是  $10$  倍。

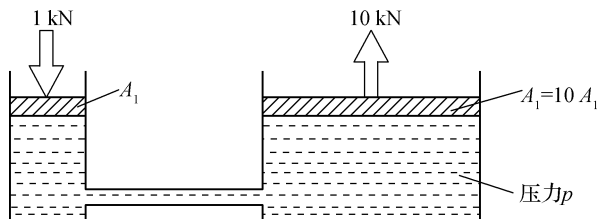


图 1-1-7 相互连通的容器

## 7. 工作压力形成

在图 1-1-3 中,液压泵连续地向液压缸供油,当油液充满后,由于活塞受到外界负载  $F$  的阻碍作用,使活塞不能向右移动;若液压泵继续强行向液压缸中供油,其挤压作用不断加剧,压力也不断升高;当作用在活塞有效作用面积  $A$  上的压力升高到足以克服外界负载时,活塞将开始运动。

## 1.4.2 流动液体的力学规律

### 1. 基本概念

- (1) 理想液体:无黏性不可压缩的假想液体。
- (2) 实际液体:有黏性可压缩的流体。
- (3) 恒定流动:液体流动时,液体中任一点处的压力、速度和密度都不随时间的变化而变化的流动,又称为稳定流动。如图 1-1-8 所示。
- (4) 非恒定流动:压力、速度、密度随时间变化的流动。如图 1-1-9 所示。



【微信扫码】  
流量及连续方程

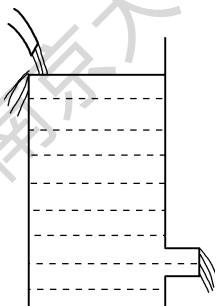


图 1-1-8 恒定流动

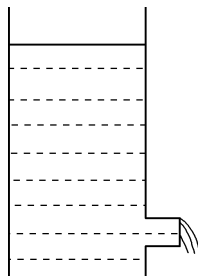


图 1-1-9 非恒定流动

(5) 流量  $Q$ :单位时间内流过某通流截面的液体体积。单位是  $\text{m}^3/\text{s}$  或  $\text{L}/\text{min}$ 。

(6) 平均流速  $v$ :液体在管道中流动时,由于液体具有黏性,所以流体与管壁间存在摩擦力,液体间存在内摩擦力,这样造成液流流过流断面上各点的速度不相等,管子中心的速度最大,管壁处的速度最小(速度为零)。为计算和分析简便起见,可假想地认为液流通过流断面的流速分布是均匀的,其流速称为平均流速。单位为  $\text{m}/\text{s}$ 。

可见,流量和平均流速有以下关系:





$$Q = vA$$

$$(1-1-5)$$

$A$  为通流断面的截面积。

在液压缸中,液体的流速即为平均流速,它与活塞的运动速度相同,当液压缸有效面积  $A$  一定时,活塞运动速度的大小由输入液压缸的流量来决定。

## 2. 连续方程

理想液体在管道中恒定流动时,根据质量守恒定律,液体在管道中既不能增多,也不能减少,因此单位时间内注入液体的质量应恒等于流出液体的质量。如图 1-1-10 所示。

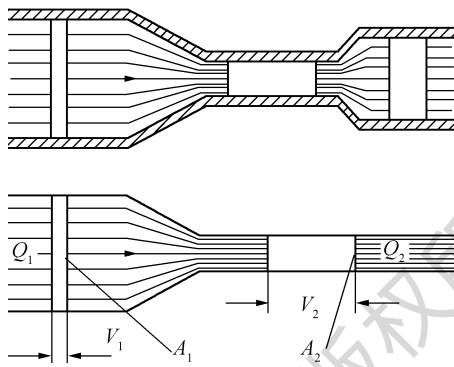


图 1-1-10 液体的连续性原理



【微信扫码】  
伯努利方程

用公式表达,就是

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{常数}$$

$$(1-1-6)$$

这就是液体的连续性方程。它是质量守恒定律在流体力学中的应用。

此式还得出另一个重要的基本概念,即运动速度取决于流量,而与液体的压力无关。

**【例 1-2】** 图 1-1-11 所示为相互连通的两个液压缸,已知大缸内径  $D=100\text{ mm}$ ,小缸内径  $d=20\text{ mm}$ ,大活塞上放上质量为  $5\,000\text{ kg}$  的物体。

问:(1) 在小活塞上所加的力  $F$  有多大才能使大活塞顶起重物?

(2) 若小活塞下压速度为  $0.2\text{ m/s}$ ,试求大活塞上升速度。

**解** (1) 物体的重力为  $G = mg = 5\,000\text{ kg} \times 9.8\text{ m/s}^2 = 49\,000\text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 = 49\,000\text{ N}$

根据帕斯卡原理,由外力产生的压力在两缸中相等,即

$$\frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{G}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

故为了顶起重物应在小活塞上加力为

$$F = \frac{d^2}{D^2} G = \frac{20^2\text{ mm}^2}{100^2\text{ mm}^2} \times 49\,000\text{ N} = 1\,960\text{ N}$$

(2) 由连续定理:  $Q = Av = \text{常数}$  得出:

$$\frac{\pi d^2}{4} v_{\text{小}} = \frac{\pi D^2}{4} v_{\text{大}}$$

故大活塞上升速度:

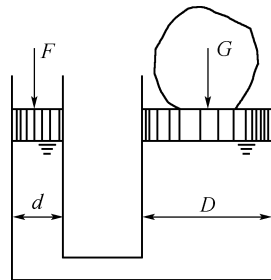


图 1-1-11



$$v_{\text{大}} = \frac{d^2}{D^2} v_{\text{小}} = \frac{20^2}{100^2} \times 0.2 = 0.008 (\text{m/s})$$

本例说明了液压千斤顶等液压起重机械的工作原理,体现了液压装置的力的放大作用。

### 1.4.3 孔口与缝隙流动

在液压系统中,常遇到液体流过小孔或间隙的情况。如元件的阀口、阻尼小孔、零件间的缝隙等。孔口和缝隙流量在液压技术中占有很重要的地位,它涉及液压元件的密封性,系统的容积效率,更为重要的是稳定的流体流过这些地方时其流量和压力会产生变化。因此,小孔虽小(直径一般在 1 mm 以内),缝隙虽窄(宽度一般在 0.1 mm 以下),但其作用却不可等闲视之。



【微信扫码】

流经小孔和缝隙的流量

1. 通过薄壁小孔(孔的通流长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $l/d \leq 0.5$ ) 的流动(如图 1-1-12 所示)

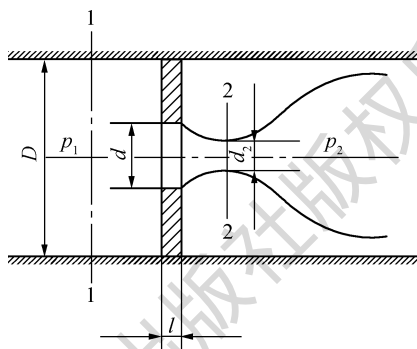


图 1-1-12 液体在薄壁小孔中的流动

其流量  $Q$  为:

$$Q = v_2 A_0 = c_d A \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (1-1-7)$$

式中,  $c_d$  称为小孔流量系数,常取 0.62~0.63;  $A$  表示小孔的截面积;  $p_1$  为进口压力,  $p_2$  为出口压力;  $\rho$  为流体的密度。

可见,通过薄壁小孔的流量与孔口前后压差有关,它们的关系是非线性的,与流体的黏度无关。

2. 通过细长小孔(孔的通流长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $l/d > 4$ ) 的流动

其流量  $Q$  为:

$$Q = \pi d^4 (p_1 - p_2) / 128 \mu l \quad (1-1-8)$$

式中,  $d$  为细长孔直径;  $l$  为细长孔的长度;  $p_1$  为进口压力,  $p_2$  为出口压力;  $\mu$  为流体的黏度。

可见,液体流经细长小孔的流量将随液体温度的变化而变化,并且与孔前后的压差关系是线性的变化关系。

为了计算简便,将小孔的流量公式进行统一:



$$Q = KA\Delta p^m \quad (1-1-9)$$

式中,  $A$  为孔的通流截面积,  $\Delta p$  为孔前后压差,  $m$  为由孔结构形式决定的指数,  $0.5 \leq m \leq 1$ ,  $K$  为与孔口形式有关的系数:

当孔为薄壁小孔时,  $m=0.5$ ,  $K=c_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ; 孔为细长小孔时  $m=1$ ,  $K=\frac{d^2}{32\mu l}$ 。

3. 通过间隙的流动(如图 1-1-13 所示)

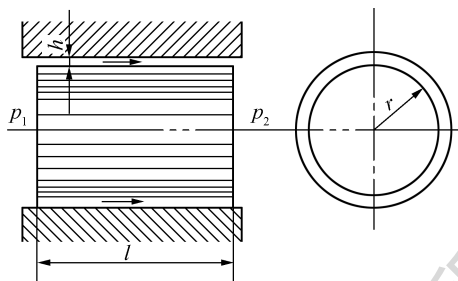


图 1-1-13 通过间隙的流动

在液压系统中,各元件、管接头、阀等存在配合间隙,当流体流经这些间隙时就会发生从压力高处经过间隙流到系统中压力低处或直接进入大气的现象(前者称为内泄漏,后者称为外泄漏),泄漏主要是由压力差与间隙造成的。

#### 1.4.4 液体流动中的压力损失

实际液体具有黏性,在流动时就有阻力,为了克服阻力,就必然要消耗能量,这样就有能量损失。能量损失主要表现为压力损失  $\Delta p$ 。

液压系统中的压力损失分为两类。一是油液流经等径直管时的压力损失,称为沿程压力损失,由液体流动时的内摩擦力引起。它与导管长度、内径和液体的流速、黏度等有关。另一类称为局部压力损失,是油液流经局部障碍(如弯管、管径突变、阀控制口等)时,由于液流的方向或速度突然变化,在局部区域形成旋涡,引起质点相互撞击和剧烈摩擦而产生。

总压力损失为沿程损失和所有局部损失之和。

压力损失增大会影响管路中的压力传递效率,且这部分的压力损失绝大部分将转变为热能,造成系统温升、泄漏增加,以致影响系统的工作性能。减小流速、缩短管路长度、减少管道截面的突变和弯头数目、增加管道内壁的光滑程度,都可使压力损失减少,其中以流速的影响为最大,但流速太低会使管道和元件的尺寸增加,从而使成本增加。

由于存在许多不确定性,要准确计算出压力损失很困难,但又不得不考虑。因此,泵的额定压力要略大于系统工作时所需的最大工作压力。一般可将系统工作所需的最大工作压力乘以 1.3~1.5 的系数来估算。



【微信扫码】  
流动液体的能量损失

#### 1.4.5 液体流动中的流量损失

在液压系统中,各液压元件都有相对运动的表面,如液压缸内表面和活塞外表面。因为



要有相对运动,所以它们之间都有一定的间隙,如果间隙的一边为高压油,另一边为低压油,则高压油就会经间隙流向低压区而造成泄漏。同时由于液压元件密封不完善,一部分油液也会向外部泄漏,这种泄漏造成实际流量有所减少,这就是流量损失。流量损失影响运动速度,而泄漏又难以绝对避免,所以在液压系统中泵的额定流量要略大于系统工作时所需的最大流量。通常将最大流量乘以系数 1.1~1.3。

## 1.5 液压特点及应用

### 1. 液压传动优点

液压传动之所以能得到广泛的应用,是由于它与机械传动、电气传动相比具有以下的主要优点:



【微信扫码】

液压冲击与汽蚀

(1) 由于液压传动是油管连接,所以借助油管的连接可以方便灵活地布置传动机构,这是比机械传动优越的地方。例如,在井下抽取石油的泵可采用液压传动来驱动,以克服长驱动轴效率低的缺点。由于液压缸的推力很大,又加之极易布置,在挖掘机等重型工程机械上,已基本取代了老式的机械传动,不仅操作方便,而且外形美观大方。

(2) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑、惯性小。例如,相同功率液压马达的体积为电动机的 12%~13%。液压泵和液压马达单位功率的重量指标,目前是发动机和电动机的十分之一,液压泵和液压马达可小至 0.002 5 N/W(牛/瓦),发动机和电动机则约为 0.03 N/W。

(3) 可在大范围内实现无级调速。借助控制阀或变量泵、变量马达,可以实现无级调速,调速范围可达 1:2 000,并可在液压装置运行的过程中进行调速。

(4) 传递运动均匀平稳,负载变化时速度较稳定。正因为此特点,金属切削机床中的磨床传动几乎一直都采用液压传动。

(5) 液压装置易于实现过载保护——借助于设置溢流阀等,同时液压件能自行润滑,因此使用寿命长。

(6) 液压传动容易实现自动化——借助于各种控制阀,特别是采用液压控制和电气、比例、伺服控制结合使用时,能很容易地实现复杂的自动工作循环,而且可以实现遥控。

(7) 液压元件已实现了标准化、系列化和通用化,便于设计、制造和推广使用。

### 2. 液压传动缺点

(1) 液压系统中的漏油等因素影响运动的平稳性和正确性,液压油的可压缩性使得液压传动不能保证严格的传动比。

(2) 液压传动对油温的变化比较敏感,温度变化时,液体黏度变化,引起运动特性的变化,使得工作的稳定性受到影响,所以它不宜在温度变化较大的环境条件下工作。

(3) 为了减少泄漏,以及为了满足某些性能上的要求,液压元件的配合件制造精度要求较高,加工工艺较复杂。

(4) 液压传动要求有单独的能源,不像电源那样使用方便。

(5) 液压系统发生故障不易检查和排除。

总之,液压传动的优点是主要的,随着设计制造和使用水平的不断提高,有些缺点正在逐步加以克服。液压传动有着广泛的发展前景。



### 3. 液压传动应用

几乎所有机械都可以采用液压传动,工程机械、矿山机械、压力机械和航空工业采用液压传动的主要原因是其结构简单、体积小、重量轻、输出力大;机床上采用液压传动是取其能在工作过程中方便地实现无级调速,易于频繁换向,易于实现自动化等。

在机床上,液压传动常应用在以下的一些装置中:

(1) 进给运动传动装置:磨床砂轮架和工作台的进给运动大部分采用液压传动;车床、六角车床、自动车床的刀架或转塔刀架;铣床、刨床、组合机床的工作台等的进给运动也都采用液压传动。这些部件有的要求快速移动,有的要求慢速移动。有的则既要求快速移动,也要求慢速移动。这些运动多半要求有较大的调速范围,要求在工作中无级调速;有的要求持续进给,有的要求间歇进给;有的要求在负载变化下速度恒定,有的要求有良好的换向性能等。所有这些要求都是可以用液压传动来实现。

(2) 往复直线运动传动装置:龙门刨床的工作台、牛头刨床或插床的滑枕,由于要求作高速往复直线运动,并且要求换向冲击小、换向时间短、能耗低,因此都可以采用液压传动。

(3) 仿形装置:车床、铣床、刨床上的仿形加工可以采用液压伺服系统来完成。其精度可达 $0.01\sim 0.02\text{ mm}$ 。此外,磨床上的成形砂轮修正装置亦可采用这种系统。

(4) 辅助装置:机床上的夹紧装置、齿轮箱变速操纵装置、丝杆螺母间隙消除装置、垂直移动部件平衡装置、分度装置、工件和刀具装卸装置、工件输送装置等,采用液压传动后,有利于简化机床结构,提高机床自动化程度。

(5) 静压支承:重型机床、高速机床、高精度机床上的轴承、导轨、丝杠螺母机构等处采用液体静压支承后,可以提高工作平稳性和运动精度。

液压传动在其他机械工业部门的应用情况见表1-1-2所示。

表 1-1-2 液压传动在各类机械行业中的应用实例

行业名称	应用场所举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机、压路机、铲运机等
起重运输机械	汽车吊、港口龙门吊、叉车、装卸机械、皮带运输机等
矿山机械	凿岩机、开掘机、开采机、破碎机、提升机、液压支架等
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机等
农业机械	联合收割机、拖拉机、农具悬挂系统等
冶金机械	电炉炉顶及电极升降机、轧钢机、压力机等
轻工机械	打包机、注塑机、校直机、橡胶硫化机、造纸机等
汽车工业	自卸式汽车、平板车、高空作业车、汽车中的转向器、减振器等
智能机械	折臂式小汽车装卸器、数字式体育锻炼机、模拟驾驶舱、机器人等

### 4. 液压技术对中国现代化智能制造的贡献

液压技术作为现代工业的核心技术之一,对中国现代化智能制造体系的构建与高速发



展做出了重大贡献。

首先,液压传动以其强大的动力传递能力和高功率密度,在重型装备和精密机床等领域扮演着不可或缺的角色。在智能制造的生产线中,如大型冲压机、注塑机、装配机器人和各类特种装备,液压系统的应用实现了设备的精确控制与高效驱动,增强了生产设备的动态响应速度和负载承载能力,从而提升了整体生产线的自动化水平和产出效率。

其次,液压技术与数字化、信息化、智能化技术的深度融合,有力推进了中国智能制造的进程。通过采用先进的电子液压技术、集成式液压控制系统以及实时监测与故障诊断系统,能够实现对液压系统工作状态的精准监控和远程维护,提高系统的可靠性和使用寿命,降低了运行成本,并为实现预测性维护和预防性保养提供了技术支持。

再次,液压元件的标准化、模块化和通用化特点,适应了智能制造快速响应市场变化的需求,简化了设备的设计、生产和维护流程,促进了产业链上下游的协同创新和快速迭代升级。

最后,液压技术在高端装备制造如盾构机、风电安装船等复杂设备中,提供了一种强大而灵活的动力源和控制系统解决方案,对于提升中国智能制造装备的核心竞争力具有重要意义。

综上所述,液压技术不仅为中国现代化智能制造提供了坚实的基础支撑,而且在持续的技术革新和跨界融合中,不断助力中国制造业向高端、智能、绿色的方向转型升级。

未来,电动缸与电液缸等液压技术在未来智能制造中将发挥关键作用。它们通过高精度控制和节能高效的特性,显著提升设备性能,实现精密运动控制和动态负载响应,满足智能制造对灵活性、高效性和可靠性的严苛要求。这些技术赋能工业机器人、自动化生产线等核心装备,推动制造业向更智能、更绿色的方向发展,为构建数字化、智能化的未来工厂提供强大支撑。

因此,掌握了液压传动技术的同学们将会为中国式现代化贡献更大的力量。

## 四、任务实施

1. 在实训室动手拆装千斤顶,注意安全,文明操作并保持现场整洁。
2. 参观液压校外实习基地,认识和了解液压系统的应用。
3. 请查阅相关资料并写出读书报告,应包含以下内容:
  - (1) 液压动技术的发展趋势;
  - (2) 液压动技术在工业中的应用;
  - (3) 国内外最新液压自动化设备。

要求:至少阅读 5 篇 2020 年以后的文献资料,并在上交时附上相应的参考文献或网址。

## 任务二

# 液压系统的动力元件



## 学习目标



### 【主要能力指标】

掌握容积式液压泵的工作原理；

掌握液压泵的参数；

熟知齿轮泵、叶片泵、柱塞泵的特点、故障、选用及使用。

### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯，能够正确判断和选择；

能够与他人友好协作，顺利完成任务；

能够严格按照操作规程，安全文明操作。

## 一、任务引入

机床工作台要左右移动，克服摩擦力和切削力，那么它的动力来自液压系统的哪一部分？是什么元件来提供动力的？它是如何工作的呢？

## 二、任务分析

分析上述任务，要使工作台有足够的动力，推动它运动的液压缸中就要有足够压力的工作介质，工作介质的压力就来自于动力元件。

## 三、知识学习

任何工作系统都需要动力，而提供动力的零件称为动力元件。在液压系统中提供动力





的元件就是液压泵。液压系统正是通过液压泵向系统提供具有一定流量和压力的液压介质,从而驱动液压执行元件做功。

## 2.1 液压泵概述

### 2.1.1 液压泵的工作原理

液压泵是一种能量转换装置,它把原动机的机械能转换成油液的压力能。

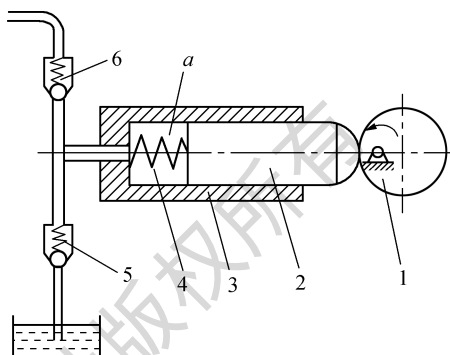
图 1-2-1 为一款柱塞式液压泵的外观图。



图 1-2-1 液压泵外观图



【微信扫码】  
泵的工作原理



1-偏心轮;2-柱塞;3-缸体;4-弹簧;  
5-单向阀;6-单向阀;a-密闭容积

图 1-2-2 液压泵工作原理图

液压泵都是依靠密封容积变化的原理来进行工作,从而实现能量转换的,因此一般称为容积式泵。图 1-2-2 所示的是一单柱塞液压泵的工作原理图。图中柱塞 2 装在缸体 3 中形成一个密封容积  $a$ ,柱塞在弹簧 4 的作用下始终压紧在偏心轮 1 上。原动机驱动偏心轮 1 旋转使柱塞 2 作往复运动,使密封容积  $a$  的大小发生周期性的交替变化。当  $a$  由小变大时就形成部分真空,使油箱中油液在大气压作用下,经吸油管打开单向阀 5 进入油腔  $a$  而实现吸油;反之,当  $a$  由大变小时, $a$  腔中吸满的油液将推开单向阀 6 流入系统而实现压油。这样液压泵就将原动机输入的机械能转换成液体的压力能,原动机驱动偏心轮不断旋转,液压泵就不断地吸油和压油。

### 2.1.2 液压泵的工作条件

通过工作原理的介绍,可看出液压泵工作时必须具备以下条件:

- (1) 具有若干个由运动件和静止件所构成的密闭容积。
- (2) 密闭容积的大小要随运动件的动作做周期性的变化。容积由小变大时,实现吸油动作,由大变小时,实现压油动作。
- 泵的输流量与密闭容积的变化量和单位时间内的变化次数成正比,与其他因素无关。这是容积式泵的一个重要特征。
- (3) 具有相应的配流机构。将吸油和压油过程隔开,保证液压泵有规律地连续吸排液体。吸油时,阀 6 关闭,5 开启;压油时,阀 6 开启,5 关闭。



(4) 油箱内液体的绝对压力必须恒等于或大于大气压力。这是容积式液压泵能吸入油液的外部条件。因此为保证液压泵能正常吸油,油箱必须与大气相通,或采用密闭的充气油箱。

### 2.1.3 液压泵的性能参数

液压泵的主要性能参数有压力、排量、流量、转速、功率和效率等。

#### 1. 压力

不同的工作状态下又有不同的意义:

##### (1) 工作压力 $p$

液压泵实际工作时的输出压力称为工作压力。工作压力取决于外负载的大小和压油管路上的压力损失,而与液压泵的流量无关。

它是克服负载阻力而建立起来的压力,如果液压系统中没有阻力,相当于泵输出的油液直接流回油箱,系统压力就建立不起来,工作压力为零。

##### (2) 额定压力 $p_s$

额定压力是液压泵在正常工作条件下,按试验标准规定连续运转的最高压力。

额定压力又称为公称压力或铭牌压力。它受泵本身泄漏和结构强度限制。当泵的工作压力大于额定压力时,泵就会超载。

##### (3) 最高允许压力 $p_{\max}$

超过额定压力的条件下,根据试验标准规定,允许液压泵短暂运行的最高压力。

超过最高允许压力,泵的泄漏会迅速增加。

#### 2. 排量 $q$

在不考虑泄漏的情况下,液压泵每转一周,所排出的流体体积称为排量,又称为理论排量或几何排量。

它由密封容积几何尺寸变化计算而得。其大小仅与泵的几何尺寸有关。常用单位为 mL/r 或  $\text{cm}^3/\text{r}$ 。排量可以调节的液压泵称为变量泵;排量不可以调节的液压泵则称为定量泵。

#### 3. 流量 $Q$

泵单位时间内排出的流体体积称为流量。常用单位为 L/min 或  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

不同情况下又有不同的流量:

##### (1) 理论流量 $Q_{th}$

不考虑液压泵的泄漏量的条件下,泵在单位时间内所排出的液体体积称为理论流量。

如果液压泵的排量为  $q$ ,其主轴转速为  $n$ ,则该液压泵的理论流量  $Q_{th}$  为

$$Q_{th} = qn \quad (1-2-1)$$

式中, $q$  为液压泵的排量( $\text{m}^3/\text{r}$ ), $n$  为主轴转速( $\text{r/s}$ )。

##### (2) 实际流量 $Q_{ac}$

泵在单位时间内所排出的液体体积称为实际流量。

由于泄漏不可避免,实际流量小于理论流量。



【微信扫码】  
泵的性能参数



$$Q_{ac} = Q_{th} - \Delta Q \quad (1-2-2)$$

式中,  $\Delta Q$  为泄漏量。

### (3) 额定流量 $Q_n$

在正常工作条件下, 按试验标准规定 (如在额定压力和额定转速下) 必须保证的流量。

又称为公称流量或铭牌流量。

### (4) 瞬时流量 $Q_m$

泵在工作时某一瞬时的输出流量。

根据瞬时流量是否稳定可判断泵的脉动性。

## 4. 转速 $n$

泵在不同的运转情况下又可分为以下几种:

### (1) 额定转速 $n_s$

指额定压力下能连续长时间正常运转的最高转速。

又称为铭牌转速。

### (2) 最高转速 $n_{max}$

额定压力下允许短时间运行的最高转速。

### (3) 最低转速 $n_{min}$

正常运转允许的最低转速, 低于最低转速时, 液压泵工作会不正常。

最低转速和最高转速之间的转速差额称为转速范围。

## 5. 效率 $\eta$

可细分为三个指标

### (1) 容积效率 $\eta_v$

液压泵的实际输出流量  $Q$  与其理论流量  $Q_{th}$  之比, 即

$$\eta_v = \frac{Q_{ac}}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - \Delta Q}{Q_{th}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{th}}$$

由于容积损失的存在, 容积效率总小于 1。容积损失是指液压泵在流量上的损失, 液压泵的实际输出流量总是小于其理论流量, 主要是由于液压泵内部高压区往低压区的泄漏、油液的压缩以及在吸油过程中由于吸油阻力太大、油液黏度大以及液压泵的转速高等原因而导致油液不能全部充满密封工作腔。

### (2) 机械效率 $\eta_m$

指泵的理论转矩与实际输入转矩之比。

$$\eta_m = \frac{T_{th}}{T_{ac}} \quad (1-2-3)$$

式中,  $T_{th}$  为理论输入转矩,  $T_{ac}$  为实际输入转矩。

由于机械损失的存在, 机械效率总小于 1。机械损失是指液压泵在转矩上的损失。

### (3) 总效率 $\eta$

液压泵的容积效率与机械效率的乘积。

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \quad (1-2-4)$$



## 6. 功率

### (1) 输入功率 $P_M$

指作用在液压泵主轴上的机械功率,也就是电机的输出功率。

当输入转矩为  $T$ ,角速度为  $\omega$  时

$$P_M = T\omega \quad (1-2-5)$$

### (2) 输出功率 $P_{ac}$

指液压泵输出的液压功率。等于在工作过程中的实际吸、压油口间的压差  $\Delta p$  和输出流量  $Q$  的乘积,即

$$P_{ac} = \frac{pQ_{ac}}{60} (\text{kW}) \quad (1-2-6)$$

可见,总效率和功率之间有以下关系:

$$\eta = P_{ac}/P_M = \eta_v \eta_m \quad (1-2-7)$$

泵的三种效率之间的关系,可用效率曲线形象地表示出来,如图 1-2-3 所示。

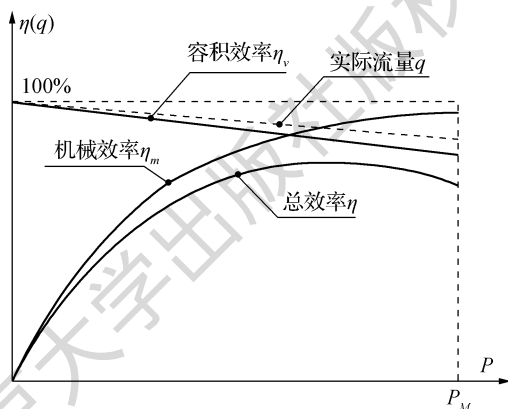


图 1-2-3 泵的效率曲线

**【例 2-1】** 已知一液压泵的排量为 20 mL/r,转速为 1 200 rpm,泵输出压力为 5 MPa,容积效率为 0.92,机械效率为 0.91。求:泵的理论流量、实际流量、输出功率及输入功率。

**解** (1) 泵的理论流量

$$Q_{th} = q \cdot n \cdot 10^{-3} = 20 \times 1\,200 \times 10^{-3} = 24 \text{ L/min}$$

(2) 泵的实际流量

$$Q_{ac} = Q_{th} \cdot \eta_v = 24 \times 0.92 = 22.08 \text{ L/min}$$

(3) 泵的输出功率

$$P_{ac} = \frac{PQ_{ac}}{60} = 5 \times 22.08 \div 60 = 1.84 (\text{kW})$$

(4) 驱动电机功率

$$P_m = \frac{P_{ac}}{\eta} = 1.84 \div (0.92 \times 0.91) = 2.20 (\text{kW})$$



### 2.1.4 液压泵的分类和职能符号

液压泵的种类非常多,分类方法有四种:

按输出的流量能否调节,分为定量泵和变量泵;

按结构形式分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵及螺杆泵;

按输出方向能否改变,分为单向泵和双向泵;

按使用压力可分为低压泵、中压泵、中高压泵、高压泵及超高压泵。

低压泵指压力为  $0 \sim 2.5$  MPa,中压泵指压力为  $2.5 \sim 10$  MPa,中高压泵指压力为  $10 \sim 20$  MPa,高压泵指  $20 \sim 32$  MPa,超高压泵指压力大于 32 MPa。

按流量分,又有几个级别:4,6,10,16,25,40,63,100,250(mL/min)等。

不同的泵职能符号不同:

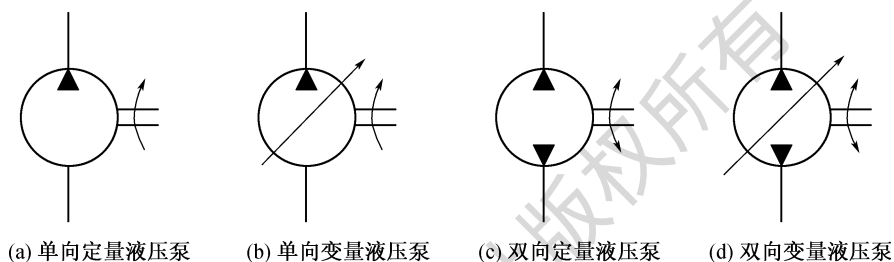


图 1-2-4 液压泵的职能符号

## 2.2 齿轮泵

齿轮泵利用一对齿轮的啮合运动,造成吸、排油腔的容积变化进行工作,从而实现泵的功能。它是液压泵中结构最简单,价格最便宜的一种。齿轮泵一般都是定量泵(已经有人研制出一种通过改变齿轮啮合宽度而实现变量的齿轮泵专利),可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵。

### 2.2.1 外啮合齿轮泵

#### 1. 结构组成



图 1-2-5 外啮合齿轮泵外观图

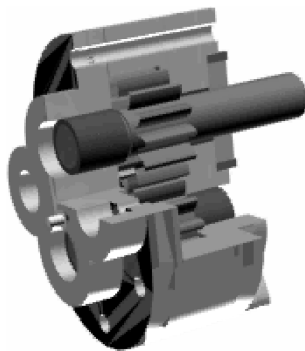


图 1-2-6 外啮合齿轮泵内部结构图



【微信扫码】  
外啮合齿轮泵



外啮合齿轮泵由前、后泵盖,泵体,一对齿数、模数、齿形完全相同的渐开线外啮合齿轮及一对长短轴组成。如图 1-2-5 外观图、1-2-6 内部结构图所示。

## 2. 工作原理

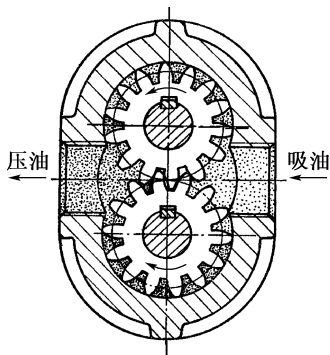


图 1-2-7 外啮合齿轮泵工作原理图

当齿轮按图 1-2-7 所示方向旋转时,右侧吸油腔由于相互啮合的轮齿逐渐脱开,密封工作容积逐渐增大,形成部分真空,因此油箱中的油液在外界大气压力的作用下,经吸油管进入吸油腔,将齿间槽充满,并随着齿轮旋转,把油液带到左侧压油腔内。在压油区一侧,由于轮齿在这里逐渐进入啮合,密封工作腔容积不断减小,油液便被挤出去,从压油腔输送到压力管路中去。在齿轮泵的工作过程中,只要两齿轮的旋转方向不变,其吸、排油腔的位置也就确定不变。这里啮合点处的齿面接触线一直分隔高、低压两腔,起着配油作用,因此在齿轮泵中不需要设置专门的配流机构,这是它和其他类型容积式液压泵的不同之处。

## 3. 结构特点

### (1) 流量脉动

由于齿轮啮合时,啮合点位置瞬间变化,其工作容积变化不均匀,因此造成瞬时流量不均匀即脉动。流量的脉动容易引起系统的压力脉动,产生振动和噪声,影响传动的平稳性。

### (2) 困油

齿轮泵要平稳工作,齿轮啮合的重叠系数必须大于 1,也就是要求在一对齿轮即将脱开啮合前,后面的一对齿轮就要开始啮合。在两对轮齿同时啮合的这一小段时间内,留在齿间的油液困在两对轮齿和前后泵盖所形成的一个密闭空间中,如图 1-2-8(a)所示。当齿轮继续旋转时,这个空间的容积就逐渐减小,直到两个啮合点 A、B 处于节点两侧的对称位置

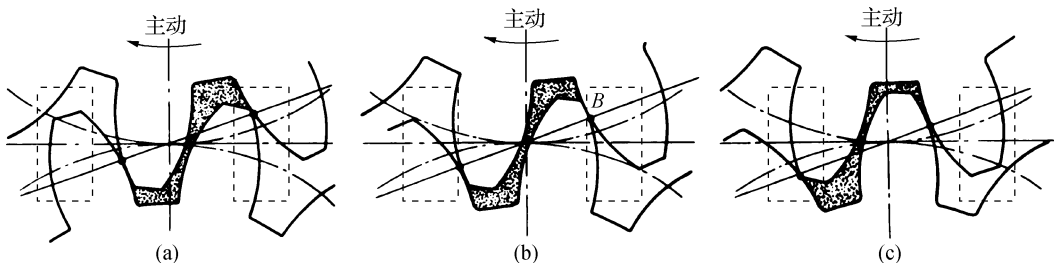


图 1-2-8 困油现象



时,如图 1-2-8(b)所示,这时封闭容积减至最小。由于油液的可压缩性很小,当封闭空间的容积减少时,被困的油受挤压,压力急剧上升,油液从零件结合面的缝隙中强行挤出,使齿轮和轴承受到很大的径向力;当齿轮继续旋转,这个封闭容积又逐渐增大到如图 1-2-8(c)所示的最大位置,容积增大时又会造成局部真空,使油液中溶解的气体分离,产生空穴现象,这些都将使齿轮泵产生强烈的噪声。这就是困油现象。

解决方法:在齿轮泵的两侧端盖上开卸荷槽。

### (3) 径向不平衡力

在齿轮泵中,作用在齿轮外圆上的压力是不相等的。在压油腔和吸油腔处,齿轮外圆和齿廓表面承受着工作压力和吸油腔压力,在齿轮和壳体内孔的径向间隙中,可以认为压力由压油腔压力逐渐分级下降至吸油腔压力,如图 1-2-9 所示。这些液体压力综合作用的结果,相当于给齿轮一个径向的作用力(即不平衡力),使齿轮和轴承受载,这就是径向不平衡力。工作压力越大,径向不平衡力也越大,甚至可以使轴发生弯曲,使齿顶和壳体发生接触,同时加速轴承的磨损,降低轴承的寿命。

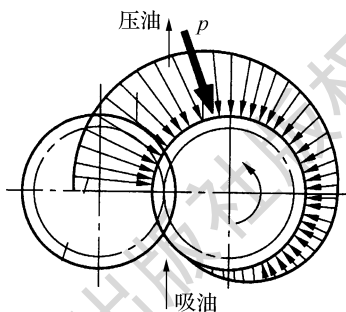


图 1-2-9 径向力不平衡

解决方法:缩小压油区或者将压油区扩大到吸油区附近(也可以把吸油区扩大到压油区附近),仅保留一到两齿密封。

### (4) 泄漏

有三个可能泄漏的部位:齿轮端面 and 端盖间;齿轮外圆和壳体内孔间;两个齿轮的齿轮啮合处。其中齿轮端面和端盖间的轴向间隙泄漏占总泄漏量的 75%~80%。

解决方法:

- ① 减小径向不平衡力;
- ② 提高轴与轴承的刚度;
- ③ 对泄漏量最大的端面间隙采用自动补偿装置。

## 2.2.2 内啮合齿轮泵

### 1. 结构组成

内啮合齿轮泵由小齿轮、内齿环、月牙形隔板等组成,其外观如图 1-2-10 所示。图 1-2-11(a)为有隔板的内啮合齿轮泵,图 1-2-11(b)为摆动式内啮合齿轮泵。它的结构比外啮合齿轮泵简单,但内齿环加工难度大。



【微信扫码】  
内啮合齿轮泵螺杆泵



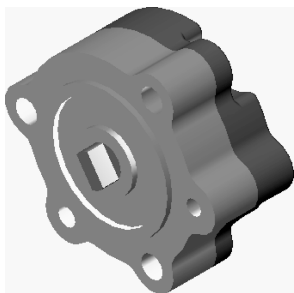


图 1-2-10 内啮合齿轮泵外观图

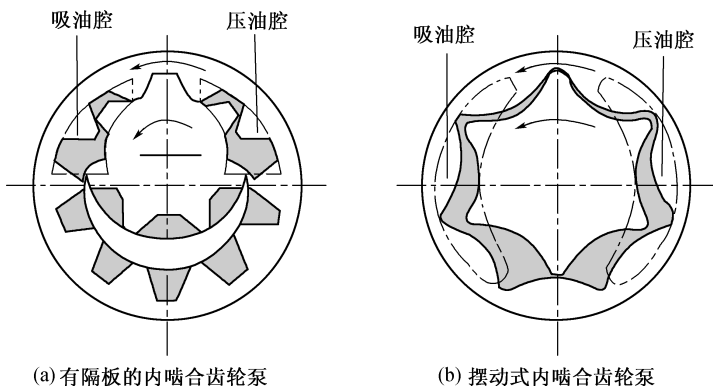


图 1-2-11 内啮合齿轮泵内部结构图

## 2. 工作原理

当小齿轮带动内齿环同向异速旋转时,左上半部分轮齿退出啮合,形成真空吸油;左下半部分轮齿进入啮合,容积减小,压油。月牙板同两齿轮将吸压油口隔开。

## 3. 结构特点

### (1) 无困油现象

由于小齿轮和内齿环齿数相异,且转向相同,因此不会形成困油区,没有困油现象。

### (2) 流量脉动大

和外啮合的原因一样,由于齿轮啮合时,啮合点位置瞬间变化,其工作容积变化不均匀,因此造成流量脉动。

### (3) 噪声低

由于两齿轮转向相同,齿面间相对速度小,运转平稳。

## 2.2.3 齿轮泵的性能评价及应用

### 1. 外啮合齿轮泵

主要有以下优点:

- (1) 结构简单紧凑,体积较小,制造方便,工艺性好,价格低廉。
- (2) 自吸性能强。
- (3) 对油污不敏感,可用于输送黏度大的油液。
- (4) 转速范围大,一般情况转速范围为  $600 \sim 3\,000 \text{ r/min}$ ,高速可达  $5\,000 \text{ r/min}$ 。
- (5) 工作可靠,便于维护。

主要缺点如下:

- (1) 流量压力脉动大,噪声大。
- (2) 排量不可调。
- (3) 轴承和齿轮受到不平衡的径向力作用,引起轴承额外磨损,泄漏增大,容积效率变低。
- (4) 效率低。

应用场合:

广泛应用于精度要求不高的一般机床和工作条件较为恶劣的情况下。



## 2. 内啮合齿轮泵

主要有以下优点:

- (1) 结构简单紧凑,体积较小,零件少。
- (2) 噪声低,容积效率高。
- (3) 对油污不敏感,可用于输送黏度大的油液。
- (4) 转速高,运动平稳。
- (5) 工作可靠,便于维护。

主要缺点如下:

- (1) 加工复杂,价格高。
- (2) 流量脉动大。
- (3) 排量不可调。

应用场合:

广泛应用于精度要求不高的一般机床和工作条件较为恶劣的情况下。

### 2.2.4 齿轮泵的常见故障及排除

故障一:噪声大或压力波动严重

原因及解决办法:

1. 过滤器被污物阻塞或吸油管贴近过滤器底面  
清除过滤器铜网上的污物;吸油管不得贴近过滤器底面。
2. 油管露出油面或伸入油箱较浅,或吸油位置太高  
吸油管应伸入油箱内  $2/3$  深,吸油位置不得超过 500 mm。
3. 油箱中的油液不足  
按油标规定线加注油液。
4. 泵和电动机的联轴器碰撞  
联轴器中的弹性体损坏需要更新,装配时应保证同轴度要求。
5. 齿轮的齿形精度不好  
调换齿轮或修整齿形。

故障二:输油量不足或压力提不高

原因及解决办法:

1. 轴向间隙与径向间隙过大  
修复或更新泵的机件。
2. 连接处有泄漏,从而引起空气混入  
紧固连接处的螺钉,严防泄漏。
3. 油液黏度太高或油温过高  
选用合适黏度的液压油,并注意气温变化对油温的影响。
4. 电动机旋转方向不对,造成泵不吸油,并在泵吸油口有大量气泡  
改变电动机的旋转方向。



#### 5. 过滤器或管道堵塞

清除污物,定期更换油液。

#### 6. 压力阀中的阀芯在阀体中移动不灵活

检查压力阀,使阀芯在阀体中移动灵活。

故障三:泵旋转不通畅或咬死

原因及解决办法:

##### 1. 轴向间隙或径向间隙过小

修复或更换泵的机件。

##### 2. 压力阀失灵

检查压力阀中弹簧是否失灵、阀上小孔是否堵塞。

##### 3. 泵和电动机的联轴器同轴度不好

使两者的同轴度在规定的范围内。

##### 4. 油液中杂质被吸入泵体内

严防周围灰尘、铁屑及冷却水等污物进入油箱,保持油液清洁。

故障四:泵严重发热(泵温度应低于  $65^{\circ}\text{C}$ )

原因及解决办法:

##### 1. 油液黏度过高

更换适当的油液。

##### 2. 油箱小、散热不好

加大油箱容积或增设冷却器。

##### 3. 泵的径向间隙或轴向间隙过小

调整间隙或调整齿轮。

##### 4. 卸荷方法不当或泵带压溢流时间过长

改进卸荷方法或减少泵带压溢流时间。

##### 5. 油在油管中流速过高,压力损失过大

加粗油管,调整系统布局。

故障五:外泄漏

原因及解决办法:

##### 1. 泵盖与密封圈配合过松

调整配合间隙。

##### 2. 密封圈失效或装配不当

更换密封圈或重新装配。

##### 3. 零件密封面划痕严重

修磨或更换零件。



## 四、实操

### 1. 齿轮泵的拆装

拆装如图 1-2-12、1-2-13 所示外啮合齿轮泵、内啮合齿轮泵。

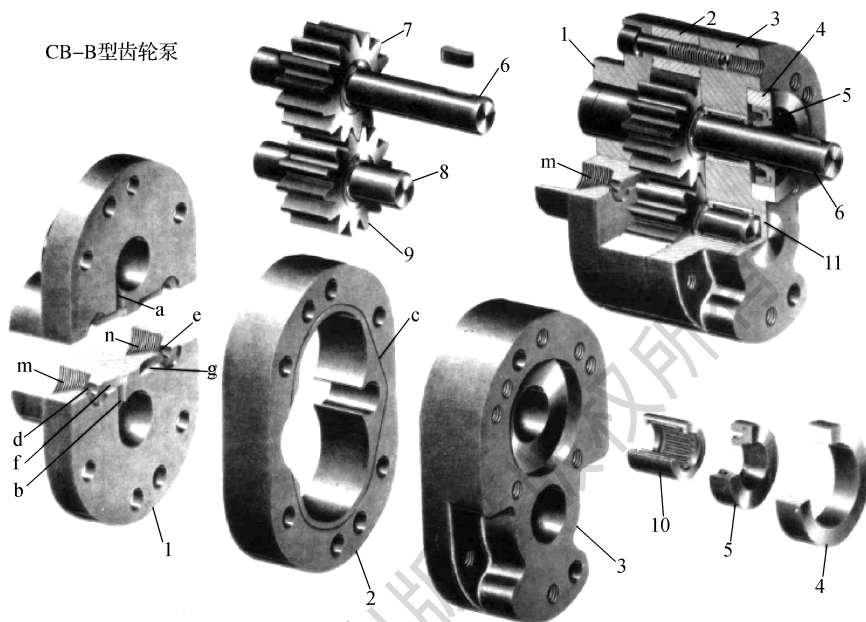


图 1-2-12 外啮合齿轮泵的立体结构图

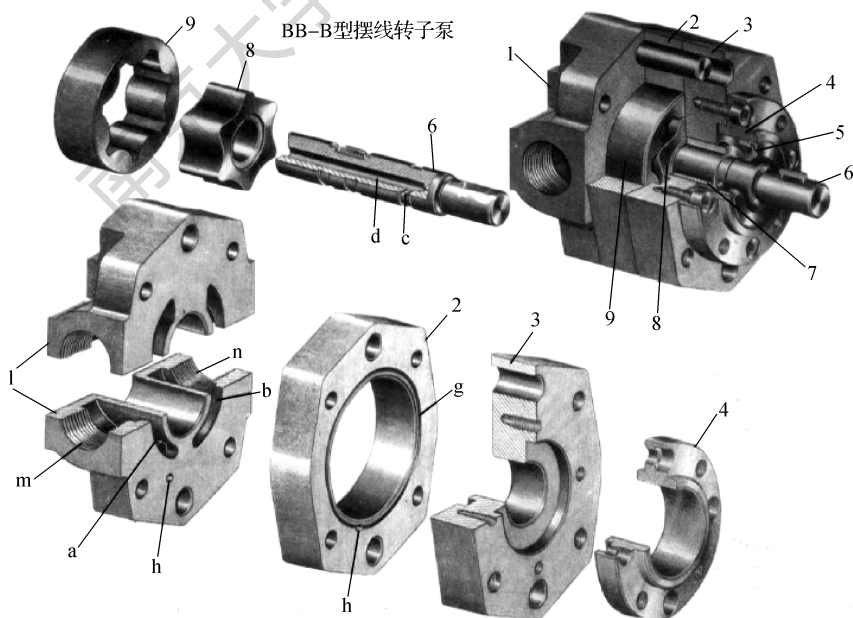


图 1-2-13 内啮合齿轮泵的立体结构图



## 2. 齿轮泵的安装

齿轮泵的安装应注意以下几点:

(1) 一般情况下,吸压油口不能通用;口径大者为吸油口,口径小者为压油口,将压油口与系统相连接,吸油口与油箱连接。

(2) 齿轮泵的吸油高度过高时,不容易吸油或根本吸不上来油。比较合适的吸油高度一般不大于 0.5 m。

(3) 如果泵的吸油口和压油口的口径大小相同,吸油口和压油口允许互换,齿轮可反转。

(4) 泵的传动轴与电动机驱动轴的同轴度偏差应小于 0.1 mm。一般采用弹性联轴器连接,不允许用 V 带直接带动泵的轴转动。

(5) 齿轮泵的吸油管不得漏气并应设置过滤器。

## 3. 齿轮泵的使用

齿轮泵的使用应注意以下几点:

(1) 泵传动轴与原动机输出轴之间的安装采用弹性联轴器,其同轴度偏差应小于 0.1 mm;若采用轴套式联轴器,同轴度偏差应小于 0.05 mm。

(2) 传动装置应保证泵的主动轴受力在允许的范围内。

(3) 泵的吸油高度不得大于 0.5 m。

(4) 在泵的吸油口常用网式过滤器,其过滤器精度应小于  $40\ \mu\text{m}$ ,设置在系统回路上的过滤器精度最好小于  $20\ \mu\text{m}$ 。

(5) 工作油液应严格按照规定选用,通常用运动黏度为  $25\sim 33\ \text{mm}^2/\text{s}$ ,工作温度范围为  $-20\sim 80^\circ\text{C}$  的油液。

(6) 拆卸和装配泵时,必须严格按出厂使用说明书进行。

(7) 要拧紧泵进、出油口管接头的螺钉,密封装置要可靠,以免引起吸空和漏油,影响泵的工作性能。

(8) 应避免泵带负载启动和有负载情况下停车。

(9) 启动前,必须检查系统中的安全阀是否在调定的许可压力上。

(10) 泵如长时间不用,应将泵与原动机分离。再使用时,不得立即使用最大负载,应有不少于 10 分钟的空负载运转。

## 知识拓展



通过对齿轮泵的学习,我们知道它噪声大,压力脉动也很大,工作不平稳。而一些精密控制的场合需要工作平稳、噪声小,或是大功率的场合需要压力大的时候,我们就要选择叶片泵或者柱塞泵作为动力元件。下面我们就来认识一下这两种泵。

另外,在工程实践中如何根据不同的工况,结合各类泵的特点来选择泵,也是我们需要掌握的。



## 一、叶片泵

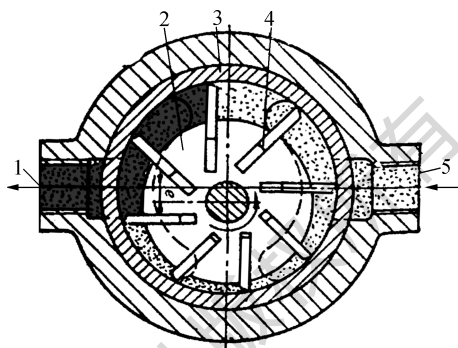
叶片泵的结构较齿轮泵复杂,一般为中压低泵,流量脉动小,工作平稳,噪声较小,寿命较长,所以被广泛应用于专业机床、自动线等中低压液压系统中。叶片泵分单作用叶片泵和双作用叶片泵,叶片泵有定量泵和变量泵。工作压力为 7 MPa~21 MPa。

### (一) 单作用叶片泵

#### 1. 结构组成



图 1-2-14 单作用叶片泵外观图



1-压油口;2-转子;3-定子;4-叶片;5-吸油口

图 1-2-15 单作用叶片泵原理图



【微信扫码】

单作用叶片泵

单作用叶片泵由定子、转子、叶片、壳体、左、右配流盘和传动轴等组成,如图 1-2-15 所示。定子具有圆柱形内表面,定子和转子间有偏心距  $e$ ,叶片装在转子槽中,并可在槽内滑动。

#### 2. 工作原理

当转子回转时,由于离心力的作用,使叶片紧靠在定子内壁,这样在定子、转子、叶片和两侧配油盘间就形成若干个密封的工作区间。当转子按图示的方向回转时,在图的右部,叶片逐渐伸出,叶片间的工作空间逐渐增大,从吸油口吸油,这就是吸油腔。在图的左部,叶片被定子内壁逐渐压进槽内,工作空间逐渐减小,将油液从压油口压出,这就是压油腔。在吸油腔和压油腔间有一段封油区,把吸油腔和压油腔隔开,叶片泵转子每转一周,每个工作空间完成一次吸油和压油,故称单作用叶片泵。

#### 3. 结构特点

##### (1) 单作用式

转子转一圈,吸压油各一次,因此称为单作用式。

##### (2) 非卸荷式

由于单作用式叶片泵的吸油腔和压油腔各占一侧,转子受到压油腔油液的作用力大于吸油腔油液的作用力,致使转子所受的径向力不平衡,从而转子轴受力也不平衡,使得轴承受较大载荷作用。

##### (3) 变量式

可通过改变定子的偏心距来调节泵的排量,因此可以做成变量泵。



#### (4) 双向式

通过改变配油盘的位置,可任意改变泵的进出油口方向,因此是双向式。

### (二) 双作用叶片泵

#### 1. 结构组成



【微信扫码】  
双作用叶片泵

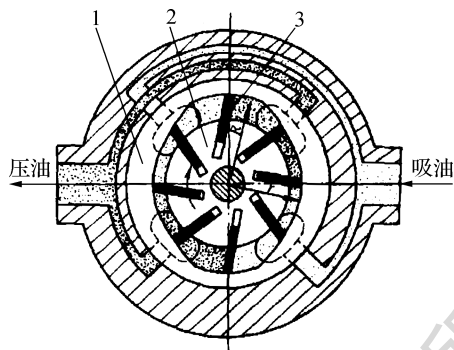


图 1-2-16 双作用叶片泵结构图

如图 1-2-16 所示,双作用叶片泵由定子、转子、叶片、左、右配流盘、传动轴等组成。定子由两段大半径圆弧、两段小半径圆弧和四段过渡曲线组成,因此定子内表面近似椭圆形。转子上有数个叶片槽,并且与定子同心。叶片可以在叶片槽内自由滑动。左右配油盘上开有对称布置的吸压油窗口。传动轴上带有花键槽,由轴承支撑。

#### 2. 工作原理

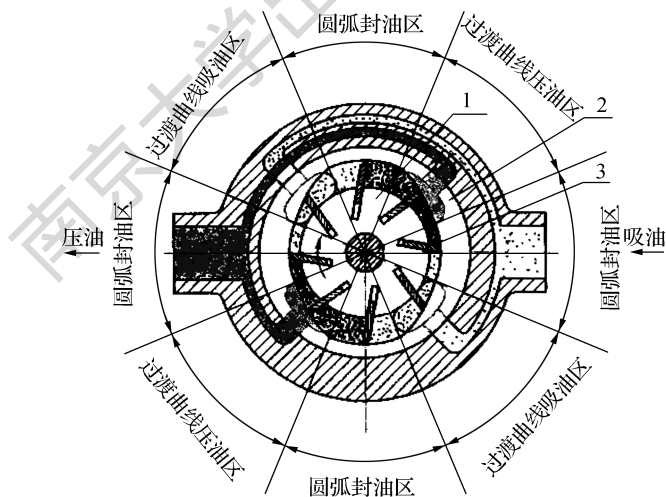


图 1-2-17 双作用叶片泵原理图

如图 1-2-17 所示,当转子转动时,叶片在离心力和(建压后)根部压力油的作用下,在转子槽内向外移动而压向定子内表面,叶片、定子的内表面、转子的外表面和两侧配油盘间就形成若干个密封空间。当转子按图示方向顺时针旋转时,处在小圆弧上的密封空间经过渡曲线而运动到大圆弧的过程中,叶片外伸,密封空间的容积增大,要吸入油液;再从大圆弧



经过渡曲线运动到小圆弧的过程中,叶片被定于内壁,逐渐压过槽内,密封空间容积变小,将油液从压油口压出。因而,转子每转一周,每个工作空间要完成两次吸油和压油,称之为双作用叶片泵。这种叶片泵由于有两个吸油腔和两个压油腔,并且各自的中心夹角是对称的,作用在转子上的油液压力相互平衡。因此双作用叶片泵又称为卸荷式叶片泵,为了使径向力完全平衡,密封空间数(即叶片数)应当是双数。

### 3. 结构特点

#### (1) 双作用式:

转子每转一周,每个油腔吸油两次,压油两次,因此称为双作用式。

#### (2) 卸荷式:

双作用式叶片泵有两个吸油腔和两个压油腔,并且对称于转轴分布,压力油作用于轴承上的径向力是平衡的,故又称为卸荷式叶片泵。

#### (3) 定量式:

由于转子和定子是同心的,因此是定量的。

#### (4) 双向式:

可任意改变泵的进出口方向,因此是双向式。

## (三) 叶片泵的性能评价及应用

### 1. 叶片泵的主要性能

#### (1) 压力

双作用定量叶片泵的最高工作压力现已达到 28~30 MPa。单作用变量叶片泵的工作压力一般不超过 17.5 MPa。

#### (2) 排量范围

已知叶片泵产品的排量范围为 0.5~4 200 mL/r,常用产品约为 2.5~300 mL/r。常见变量叶片泵产品排量范围约为 6~120 mL/r。

#### (3) 转速

小排量双作用定量叶片泵最高转速达 8 000~10 000 r/min,一般产品只有 1 500~2 000 r/min。常用单作用变量叶片泵的最高转速约为 3 000 r/min,但其同时还有最低转速的限制(一般为 600~900 r/min),以保证有足够的离心力可靠地甩出叶片。

#### (4) 效率

双作用定量叶片泵在额定工况下的容积效率可超过 93%~95%。

#### (5) 功率密度

由于双作用叶片泵的单位结构体积中可设置的工作容积较大(“双作用”的特点),因此在排量相同时,尺寸有可能比齿轮泵更小。但后者许用压力和转速较高,且外啮合齿轮泵多用铝合金壳体,因此功率密度方面仍然是齿轮泵占优。

### 2. 应用场合

叶片泵在中、低压系统中用得较多,常用于精密机床和一些功率较大的设备上,如高精度平面磨床和塑料机械等。组合机床液压系统中用得很多。

### 3. 叶片泵的优缺点

主要有以下优点:





- (1) 流量脉动小,运动平稳,噪声小。
- (2) 转子受力相互平衡,轴承寿命长。
- (3) 工作压力高。
- (4) 容积效率高,可达 90% 以上。
- (5) 结构紧凑、轮廓尺寸小,排量大。

主要有以下缺点:

- (1) 结构复杂,制造比较困难。
- (2) 叶片易出现咬死现象(叶片卡在槽内不能沿槽滑动),并且启动时的速度高,否则离心力过小,因叶片不能紧压在定子内表面上而吸不上油来,但速度也不能太高。
- (3) 对油液的质量要求较高,工作可靠性差。
- (4) 自吸性能较差,对吸油条件要求较严格,转速范围必须在 500~1 000 r/min。

#### (四) 叶片泵的常见故障及排除

故障一:吸不上油液,没有压力

原因及解决办法:

- 1. 电动机转向不对  
纠正电动机的旋转方向。
- 2. 油面过低,吸不上油液  
定期检查油箱的油液,并加油至油标规定线。
- 3. 叶片在转子槽内配合过紧  
单独配叶片,使各叶片在所处的转子槽内移动灵活。
- 4. 油液黏度过高,使叶片移动不灵活  
更换黏度低的液压油。
- 5. 泵体有砂眼,高低压油互通  
更换新的泵体。
- 6. 配油盘在压力油作用下变形,配油盘与壳体接触不良  
修整配油盘的接触面。

故障二:输油量不足,提不高压力

原因及解决办法:

- 1. 各连接处密封不严,吸入空气  
检查吸油口及各连接处是否泄漏,紧固各连接处。
- 2. 个别叶片移动不灵活  
不灵活的叶片应单槽配研。
- 3. 轴向间隙和径向间隙过大  
修复或更换有关零件。
- 4. 叶片和转子装反  
重新装配,纠正转子和叶片的方向。



5. 配油盘内孔磨损

严重损坏时需更换。

6. 转子槽和叶片的间隙过大

根据转子叶片槽单配叶片。

7. 叶片和定子内环曲面接触不良

定子磨损一般在吸油腔。对于双作用叶片泵,可翻转  $180^\circ$  装上,在对称位置重新加工定位孔。

8. 吸油不通畅

清洗过滤器,定期更换工作油液,并加油至油标规定线。

故障三:噪声和振动严重

原因及解决办法

1. 有空气侵入

详细检查吸油管路和油封的密封情况及油面的高度是否正常。

2. 配油盘端面与内孔不垂直,或叶片本身垂直度不好

修磨配油盘端面和叶片侧面,使其垂直度在  $10\text{ }\mu\text{m}$  之内。

3. 配油盘上的三角形节流槽太短

可用什锦锉刀将其适当修长。

4. 个别叶片过紧

详细检查,进行研配。

5. 油液黏度过高

适当降低油液黏度。

6. 联轴器的安装同轴度不好或松动

调节同轴度至要求范围内,并将螺钉紧固好。

7. 转速过高

适当降低转速

8. 轴的密封圈过紧

适当调整密封圈,使之松紧适度。

9. 吸油不畅,或油面过低

清理吸油油路,使之通畅,或加油到油面高度。

10. 定子曲线面拉毛

抛光或修磨。

## 二、柱塞泵

柱塞泵工作原理是通过柱塞在液压缸内做往复运动来实现吸油和压油。与齿轮泵和叶片泵相比,该泵能以最小的尺寸和最小的重量供给最大的动力,是一种高效率的泵,但制造成本相对较高,该泵用于高压、大流量、大功率的场合。按柱塞排列和运动方向的不同可将柱塞泵分为轴向式和径向式两种。



## (一) 轴向柱塞泵

轴向柱塞泵是将多个柱塞轴向配置在一个共同缸体的圆周上,并使柱塞中心线和缸体中心线平行的一种泵,轴向柱塞泵有两种形式,直轴式(斜盘式)和斜轴式(摆缸式)。



【微信扫码】  
轴向柱塞泵

### 斜盘式:

#### 1. 结构组成



图 1-2-18 柱塞泵外观图

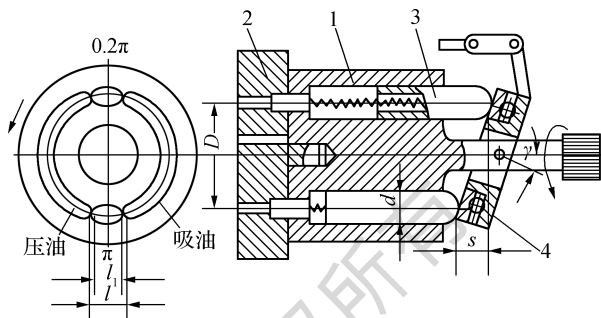


图 1-2-19 斜盘式内部结构图

主要由缸体 1、配油盘 2、柱塞 3 和斜盘 4 组成。柱塞沿圆周均匀分布在缸体内。斜盘与缸体轴线倾斜一角度  $\gamma$ 。

#### 2. 工作原理

柱塞靠机械装置或在低压油作用下压紧在斜盘上(图中为弹簧),配油盘 2 和斜盘 4 固定不转,当原动机通过传动轴使缸体转动时,由于斜盘的作用,迫使柱塞在缸体内作往复运动,并通过配油盘的配油窗口进行吸油和压油。如图 1-2-19 中所示回转方向,当缸体转角在  $\pi \sim 2\pi$  范围内,柱塞向外伸出,柱塞底部的密封工作容积增大,通过配油盘的吸油窗口吸油;在  $0 \sim \pi$  范围内,柱塞被斜盘推入缸体,使密封容积减小,通过配油盘的压油窗口压油。缸体每转一周,每个柱塞各完成吸、压油一次,如改变斜盘倾角  $\gamma$ ,可改变液压泵的排量,改变斜盘倾角方向,就能改变吸油和压油的方向,成为双向变量泵。

#### 3. 结构特点

(1) 由于改变斜盘倾角  $\gamma$  可改变柱塞翻往复运动行程的长度,从而改变了泵的排量,因此是变量泵。

(2) 可改变泵的进出油口方向,对泵的性能不会有任何影响,因此是双向式泵。

### 斜轴式:

#### 1. 结构组成

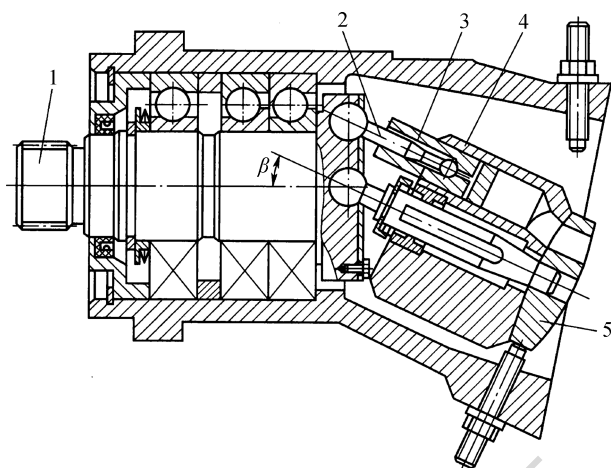
斜轴式柱塞泵内部结构如图 1-2-20 所示。

#### 2. 工作原理

与斜盘式轴向柱塞泵类似,只是缸体轴线与传动轴间有一个摆角  $\beta$ ,柱塞和传动轴间通过连杆连接。传动轴旋转通过连杆拨动缸体旋转,强制带动柱塞在缸体孔内作往复运动。

#### 3. 结构特点

柱塞受力状态比斜盘式好,不仅可增大摆角来增大流量,且耐冲击,寿命长。



1-传动轴;2-连杆;3-柱塞;4-缸体;5-配流盘

图 1-2-20 斜轴式柱塞泵内部结构图

## (二) 径向柱塞泵

径向是指柱塞运动方向与液压缸体的中心线垂直,径向柱塞泵又分为固定液压缸式和回转液压缸式。

固定液压缸式径向柱塞泵:

### 1. 结构组成

如图 1-2-21 所示,径向柱塞泵由偏心轮、柱塞及吸压油口组成。

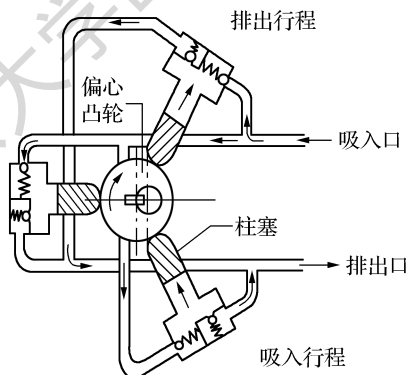


图 1-2-21 固定液压缸式径向柱塞泵

### 2. 工作原理

偏心轮转动,推动柱塞产生往复运动,完成吸压油过程。

### 3. 结构特点

径向柱塞泵为定量泵,最高压力可达 32 MPa 以上。



### 回旋液压缸式径向柱塞泵：

#### 1. 结构组成

如图 1-2-22 所示,回旋液压缸式径向柱塞泵由缸体、柱塞、定子、分配轴、传动轴等组成。

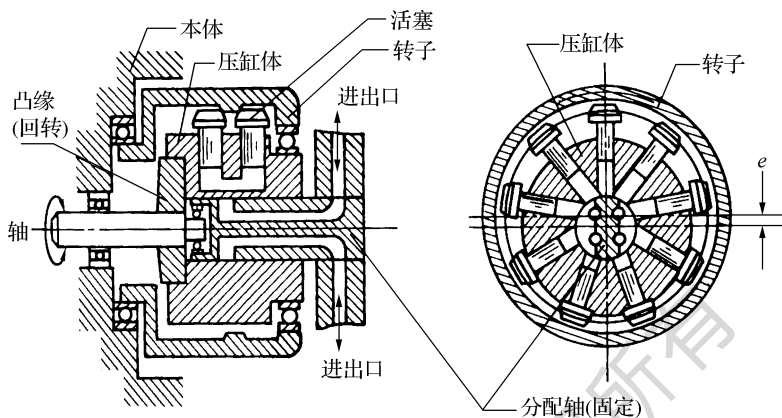


图 1-2-22 回旋液压缸式径向柱塞泵

#### 2. 工作原理

缸体带动柱塞在定子内旋转,同时柱塞作径向往复运动,造成密闭容积的不断变化,通过分配轴完成吸压油功能。缸体每转一周,每个柱塞吸油、排油各一次。

#### 3. 结构特点

由于缸体与定子间偏心安装(偏心距为  $e$ ),因此要通过改变偏心距来改变泵的排量,所以该类型径向柱塞泵是变量泵。

### (三) 柱塞泵的性能评价及应用

#### 1. 主要优点

(1) 构成密封容积的零件为圆柱形的柱塞和缸孔,加工方便,可得到较高的配合精度。密封性能好,在高压下工作仍有较高的容积效率。能达到的工作压力一般为  $20 \sim 40 \text{ MPa}$ ,最高可达  $100 \text{ MPa}$ 。

(2) 只需改变柱塞的工作行程就能改变流量,易于实现变量。

(3) 柱塞泵中的主要零件均受压应力作用,材料强度性能可得到充分利用。

(4) 结构紧凑,外观尺寸小。

#### 2. 主要缺点

(1) 结构复杂,价格较高。

(2) 柱塞受侧向力作用,有一定的摩擦损失。

(3) 对油液污染敏感。

#### 3. 应用场合

柱塞泵一般用于高压、大功率、大流量及流量需要调节的系统中,如龙门刨床、拉床、液压机、工程机械、矿山冶金机械、船舶上。



#### (四) 柱塞泵的常见故障及排除

故障一:流量不足或不排油

原因及解决办法

1. 变量机构失灵或实际倾角太小

修复调整变量机构或增大倾斜盘倾角。

2. 回程盘损坏而使泵无法自吸

更换回程盘。

3. 中心弹簧断裂使柱塞回程不够或不能回程,缸体与配流盘间失去密封

更换弹簧。

故障之二:输出压力不足

原因及解决办法

1. 缸体与配流盘之间、柱塞与缸孔之间严重磨损

修磨接触面,重新调整间隙或更换配流盘和柱塞等。

2. 外泄漏

紧固各连接处,更换油封和油封垫等。

故障之三:变量机构失灵

原因及解决办法

1. 控制油路上的小孔堵塞

净化油液,用压力油冲洗或将泵拆开,冲洗控制油路的小孔。

2. 变量机构中的活塞或弹簧芯轴卡死

若机械卡死应研磨修复,若油液污染应净化油液。

故障之四:柱塞泵不转或转动不灵活

原因及解决办法

1. 柱塞与缸体卡死,或者装配不当导致柱塞球头折断或滑靴脱落

拆卸冲洗,重新装配,更换柱塞和有关零件。

### 三、液压泵的选用

液压泵的选择包括两方面的内容,也可以说是分两步走,一是根据工作机对液压系统性能的要求来选定泵的形式,二是根据具体的工况要求来确定所需的压力和流量,从而确定泵的具体规格。

#### (一) 选用步骤

首先根据主机工况、功率大小和系统对工作性能的要求确定液压泵的类型。表 1-2-1 为常用液压泵的性能比较及应用。



【微信扫码】  
泵的选用



表 1-2-1 常用液压泵的性能比较及应用

项 目	外啮合齿轮泵	双作用叶片泵	径向柱塞泵	轴向柱塞泵
输出压力	低压、中压、中高压	中低压、中压	高压	高压
流量调节	不能	不能	能	能
效率	低	较高	高	高
流量脉动	很大	很小	一般	一般
自吸特性	好	较差	差	差
对油的污染敏感性	不敏感	较敏感	很敏感	很敏感
噪声	大	小	大	大
功率重量比	中等	中等	小	大
寿命	较短	较长	长	长
单位功率造价	最低	中等	高	高
应用范围	机床、工程机械、农机、航空、船舶、一般机械	机床、注塑机、液压机、起重运输机、工程机械、飞机	机床、液压机、船舶机械	工程机械、锻压机械、起重运输机械、矿山机械、冶金机械、船舶、飞机

其次按系统所要求的压力、流量大小确定规格型号。常见泵的参数见下表 1-2-2。

表 1-2-2 几种常用泵的各种性能值

泵类型	速度/(r/min)	排量/cm <sup>3</sup>	工作压力/MPa	总效率
外啮合齿轮泵	500~3 500	12~250	6.3~16	0.8~0.91
内啮合齿轮泵	500~3 500	4~250	16~25	0.8~0.91
螺杆泵	500~4 000	4~630	2.5~16	0.7~0.85
叶片泵	960~3 000	5~160	10~16	0.8~0.93
轴向柱塞泵	750~3 000	100 25~800	20 16~32	0.8~0.92
径向柱塞泵	960~3 000	5~160	16~32	0.9

## (二) 选用原则

### (1) 是否要求变量

根据结构特点,柱塞泵、单作用叶片泵是变量泵。齿轮泵、双作用叶片泵为定量泵。

### (2) 工作压力

柱塞泵压力为 31.5 MPa~35 MPa;叶片泵压力为 6.3 MPa,高压化以后可达 21 MPa;齿轮泵压力为 2.5 MPa,高压化以后可达 25 MPa。

### (3) 工作环境

齿轮泵的抗污染能力最好。



#### (4) 噪声指标

低噪声泵有内啮合齿轮泵、双作用叶片泵和螺杆泵,双作用叶片泵和螺杆泵的瞬时流量均匀。

#### (5) 效率

轴向柱塞泵的总效率最高;同一结构的泵,排量大的泵总效率高;同一排量的泵在额定工况下总效率最高。

一般在机床液压系统中采用双作用叶片泵和限压式变量叶片泵;在工程机械、筑路机械、港口机械中采用齿轮泵;负载大、功率大的场合选用柱塞泵。具体讲:

#### 对于齿轮泵选用时应遵守如下原则:

(1) 根据不同压力等级来选用合适的齿轮泵。目前,齿轮泵分为低压 $<2.5$  MPa,中压 $8\sim 16$  MPa 和高压 $20\sim 25$  MPa 三挡。

(2) 由于齿轮泵是定量泵,所选用齿轮泵的流量要尽可能与所要求的流量相符合,以免不必要的功率损失。

(3) 可采用多联泵来解决多个液压源问题,或采用串联泵来达到所需要的压力,以便实现节省功率和合理使用。

(4) 泵的转向应根据原动机的转向来确定,并且泵的转速要与原动机的转速范围相匹配。

(5) 系统选用过滤器的精度应与泵的压力相匹配。即低压齿轮泵的污染敏感度较低,允许系统选用过滤精度较低的过滤器;高压齿轮泵的污染敏感度较高,其系统所选用的过滤器的精度也应较高。

(6) 考虑对泵的噪声和流量脉动的要求,外啮合齿轮泵的噪声大,内啮合齿轮泵的流量脉动较小。

#### 对于叶片泵选用时应遵守如下原则:

(1) 根据液压系统使用压力来选择

若系统常用工作压力在 $10$  MPa 以下,可选用中压叶片泵,若常用工作压力在 $10$  MPa 以上,应选用中高压或高压叶片泵。

(2) 根据系统对噪声的要求选泵

一般来说,叶片泵的噪声较低,且双作用叶片泵的噪声又比单作用泵的噪声低。若主机要求泵噪声低,则应选低噪声的叶片泵。

(3) 从工作可靠性和寿命来考虑

双作用叶片泵的寿命较长,而单作用叶片泵的寿命较短。

(4) 考虑污染因素

叶片泵抗污染能力较差,不如齿轮泵。若系统过滤条件较好,油箱又是密封的,则可以选择叶片泵。否则应选用齿轮泵或其他抗污染能力强的泵。

(5) 从节能角度考虑

为了节省能量,减少功率消耗,应选用变量泵,最好选用比例压力、流量控制变量叶片泵。

(6) 考虑价格因素

在保证系统可靠工作的条件下,为降低成本,应选用价格较低的泵为宜,在选择变量泵





或双联泵时,除了从节能方面进行比较,还应从成本等多方面进行分析比较。

对于柱塞泵选用时应遵守如下原则:

#### (1) 泵的参数

泵的基本参数是压力、流量、转速和效率。根据系统的工作压力来选择,一般来讲,在固定设备中液压系统的正常工作压力可选择为泵额定压力的 70%~80%,车辆用泵可选择为泵额定压力的 50%~60%,以保证泵足够的寿命。选择泵的第二个重要的考虑因素是泵的流量或排量。泵的流量与工况有关,选择的泵的流量须大于液压系统工作时的最大流量。泵的效率是泵的质量体现,一般来说,应使主机的常用工作参数处于泵效率曲线的高效区域参数范围内。另外,泵的最高压力与最高转速不宜同时使用,以延长泵的使用寿命。产品说明书中提供了较详细的泵参数指导图表,在选择时,应严格遵照产品说明书中的规定。

轴向柱塞泵转速的选择应严格按照产品技术规格表中规定的数值,不得超过最高转速值。至于最低转速,在正常使用条件下,并没有严格限制,但对于某些转速均匀性和稳定性要求很高的场合,最低转速不得低于 50 r/min。

#### (2) 泵的结构形式

柱塞泵有定量泵和变量泵两种。定量泵结构简单、价格便宜,大多数液压系统中采用,而能量利用率高的变量泵也在越来越多的场合发挥作用。一般来说,如果液压功率小于 10 kW,工作循环是开式,泵在不使用时可完全卸荷,并且大多数工况下需要泵输出全部流量则可以考虑选用定量泵;如果液压功率大于 10 kW,流量的变化要求较大,则可以考虑选用变量泵,变量泵的变量形式的选择,可根据系统的工况要求以及控制方式等因素选择。

#### (3) 油温和黏度

液压泵的最低工作温度一般根据油液黏度随温度降低而加大来确定。当油液黏稠到进口条件下不再保证液压泵完全充满时将发生气蚀。抗燃液压油的比重大于石油基液压油,有时低温黏度也更大。许多抗燃液压油含水,如果压力低或温度高则水会蒸发。因此,使用这些油液时,泵进口条件更加敏感。常用的解决办法是用辅助泵给主泵进口升压,或把泵进口布置成低于油箱液面,以便向泵进口灌油。

液压泵的最高允许工作温度取决于所用油液和密封的性质。超过允许温度时,油液会变稀,黏度降低,不能维持高载荷部位的正常润滑,引起氧化变质。

柱塞泵的工作温度为  $-25 \sim 80^{\circ}\text{C}$ ,工作介质的最低黏度为  $10 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,最高黏度为  $100 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

#### (4) 使用寿命

所谓使用寿命,通常是指大修周期内泵在额定条件下正常工作时间的总和。通常车辆用泵大修周期为 2 000 小时以上,室内泵的使用大修周期为 5 000 小时以上。

#### (5) 价格

一般来讲,斜盘式轴向柱塞泵比斜轴式轴向柱塞泵价格低,定量泵比变量泵价格低,与其他泵相比,柱塞泵比叶片泵、齿轮泵贵,但性能和寿命要优于它们。

#### (6) 安装和维修

一般来讲,非通轴泵安装和维修比通轴泵方便,单泵比集成式泵维修方便。泵的油口连接有螺纹式和法兰式两种,油口位置也有多种选择,因此,选用时应仔细确认。



### (7) 尺寸和重量

对比各种泵的尺寸与重量,可以用比功率即功率与重量之比作为指标。不同的应用场合对比功率有不同的要求。对轴向柱塞泵,有多种比功率,要视不同的使用场合而定。对车辆,特别是航空用泵,要求比功率越大越好,而对固定式机械,对此项要求不严格。

## (三) 液压泵与电机参数的计算及选用

### 1. 液压泵大小的选用

液压泵的选择通常先根据液压泵的性能要求来选定液压泵的形式,再根据液压泵所应保证的压力和流量来确定它的具体规格。

液压泵的工作压力是根据执行元件的最大工作压力来决定的,考虑到各种压力损失,泵的最大工作压力  $p_{\text{泵}}$  可按下式确定:

$$p_{\text{泵}} \geq k_{\text{压}} \times p_{\text{缸}}$$

式中,  $p_{\text{泵}}$  表示液压泵所需要提供的压力(Pa);  $k_{\text{压}}$  表示系统中压力损失系数,一般取 1.3~1.5;  $p_{\text{缸}}$  表示液压缸中所需的最大工作压力(Pa)。

液压泵的输出流量取决于系统所需最大流量及泄漏量,即

$$Q_{\text{泵}} \geq k_{\text{流}} \times Q_{\text{缸}}$$

式中,  $Q_{\text{泵}}$  表示液压泵所需输出的流量( $\text{m}^3/\text{min}$ );  $k_{\text{流}}$  表示系统的泄漏系数,一般取 1.1~1.3;  $Q_{\text{缸}}$  表示液压缸所需提供的最大流量( $\text{m}^3/\text{min}$ )。

若为多液压缸同时动作,  $Q_{\text{缸}}$  应为同时动作的几个液压缸所需的最大流量之和。

在  $p_{\text{泵}}$ 、 $Q_{\text{泵}}$  求出以后,就可具体选择液压泵的规格,选择时应使实际选用泵的额定压力大于所求出的  $p_{\text{泵}}$  值,通常可放大 25%。泵的额定流量一般选择略大于或等于所求出的  $Q_{\text{缸}}$  值即可。

### 2. 电动机参数的选择

液压泵是由电动机驱动的,可根据液压泵的功率计算出电动机所需要的功率,再考虑液压泵的转速,然后从样本中合理地选定标准的电动机。

驱动液压泵所需的电动机功率可按式确定:

$$P_M = \frac{p_{\text{泵}} \times Q_{\text{泵}}}{60\eta} (\text{kW})$$

式中,  $P_M$  表示电动机所需的功率(kW);  $p_{\text{泵}}$  表示泵所需的最大工作压力(Pa);  $Q_{\text{泵}}$  表示泵所需输出的最大流量( $\text{m}^3/\text{min}$ );  $\eta$  表示泵的总效率。

各种泵的总效率大致为

齿轮泵: 0.6~0.7;

叶片泵: 0.6~0.75;

柱塞泵: 0.8~0.85。

**【例 2-2】** 已知某液压系统如图 1-2-23 所示,工作时,活塞上所受的外载荷为  $F = 9\,720\text{ N}$ ,活塞有效工作面积  $A = 0.008\text{ m}^2$ ,活塞运动速度  $v = 0.04\text{ m/s}$ ,问应选择额定压力和额定流量为多少的液压泵? 驱动它的电机功率应为多少?



**解** 首先确定液压缸中最大工作压力  $p_{缸}$  为

$$p_{缸} = \frac{F}{A} = 12.15 \times 10^5 (\text{Pa}) = 1.215 (\text{MPa})$$

选择  $k_{压} = 1.3$ , 计算液压泵所需最大压力为

$$p_{泵} = 1.3 \times 1.215 = 1.58 (\text{MPa})$$

再根据运动速度计算液压缸中所需的最大流量为

$$Q_{缸} = vA = 0.04 \times 0.008 = 3.2 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})$$

选取  $k_{流} = 1.1$ , 计算泵所需的最大流量为

$$Q_{泵} = k_{流} \times Q_{缸} = 1.1 \times 3.2 \times 10^{-4} = 3.52 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s}) = 21.12 (\text{L}/\text{min})$$

查液压泵的样本资料, 选择 CB-B25 型齿轮泵。该泵的额定流量为 25 L/min, 略大于  $Q_{泵}$ ; 该泵的额定压力为 25 kgf/cm<sup>2</sup> (约为 2.5 MPa), 大于泵所需要提供的最大压力。

选取泵的总效率  $\eta = 0.7$ , 驱动泵的电动机功率为

$$P_M = \frac{p_{泵} \times Q_{泵}}{60\eta} = \frac{15.8 \times 10^5 \times 25 \times 10^{-3}}{60 \times 0.7} = 0.94 (\text{kW})$$

由上式可见, 在计算电机功率时用的是泵的额定流量, 而没有用计算出来的泵的流量, 这是因为所选择的齿轮泵是定量泵的缘故, 定量泵的流量是不能调节的。

**【例 2-3】** 如上图 1-2-23 所示的液压系统, 已知负载  $F = 30\,000 \text{ N}$ , 活塞的有效面积  $A = 0.01 \text{ m}^2$ , 空载时的快速前进的速度为 0.05 m/s, 负载工作时的前进速度为 0.025 m/s, 选取  $k_{压} = 1.5$ ,  $k_{流} = 1.3$ ,  $\eta = 0.75$ , 试从下列已知泵中选择一台合适的泵, 并计算其相应的电动机功率。

已知泵如下:

YB-32 型叶片泵,  $Q_{额} = 32 \text{ L}/\text{min}$ ,  $p_{额} = 6.3 \text{ MPa}$ ;

YB-40 型叶片泵,  $Q_{额} = 40 \text{ L}/\text{min}$ ,  $p_{额} = 6.3 \text{ MPa}$ ;

YB-50 型叶片泵,  $Q_{额} = 50 \text{ L}/\text{min}$ ,  $p_{额} = 6.3 \text{ MPa}$ 。

**解**

$$p_{缸} = \frac{F}{A} = \frac{30\,000}{0.01} = 30 \times 10^5 (\text{Pa})$$

$$p_{泵} = k_{压} \times p_{缸} = 1.5 \times 30 \times 10^5 = 45 \times 10^5 (\text{Pa})$$

因为快速前进的速度大, 所需流量也大, 所以泵必须保证的流量应满足快进的要求, 此时流量按快进计算, 即

$$Q_{缸} = v_{快进} \times A = 0.05 \times 0.01 = 5 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})$$

$$Q_{泵} = k_{流} \times Q_{缸} = 1.3 \times 5 \times 10^{-4} = 6.5 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s}) = 39 (\text{L}/\text{min})$$

在  $p_{泵}$ 、 $Q_{泵}$  求出后, 就可从已知泵中选择一台。

因为求出的  $p_{泵} = 45 \times 10^5 \text{ Pa} = 4.5 \text{ MPa}$ , 而求出的  $Q_{泵} = 39 \text{ L}/\text{min}$ , 所以应选择 YB-40 型叶片泵。

电动机功率为

$$P_M = \frac{p_{泵} \times Q_{泵}}{60\eta} = \frac{45 \times 10^5 \times 40 \times 10^{-3}}{60 \times 0.75} = 4 (\text{kW})$$

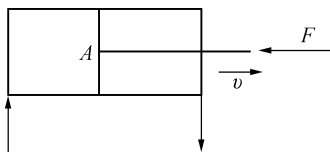


图 1-2-23 某液压系统



## 四、实操

### (一) 叶片泵的拆装

拆装下图 1-2-24 所示叶片泵。

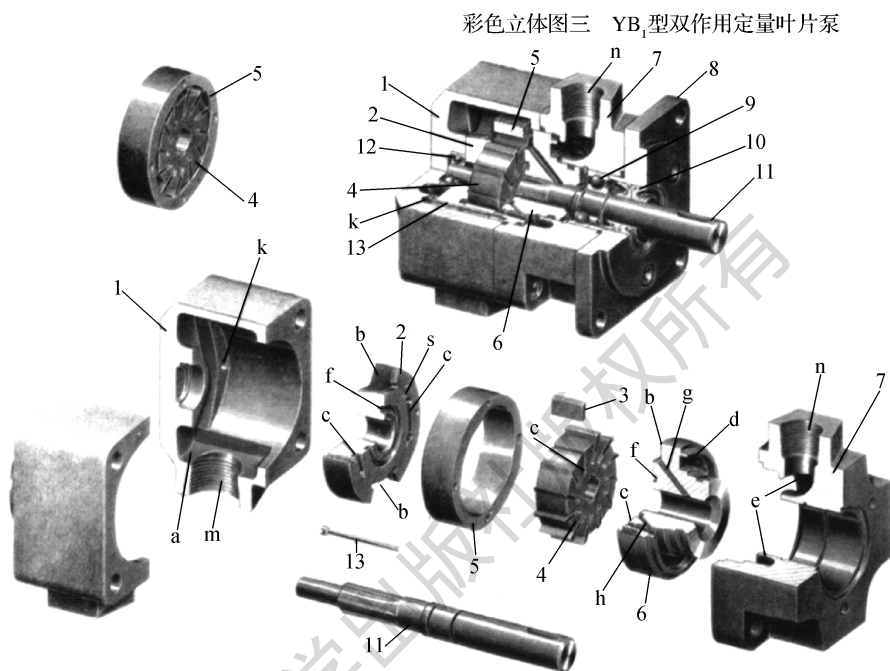


图 1-2-24 YB<sub>1</sub> 型双作用叶片泵立体结构图

### (二) 叶片泵的安装

#### 1. 叶片泵的安装要点

- (1) 要特别注意清洁,零件必须在煤油中清洗,千万不能用棉纱等易掉毛物来擦拭。
- (2) 配油盘是叶片泵中极为重要的零件,装配前要严格检查其端面平面度是否在要求范围内。
- (3) 选配好叶片,使它在槽中的松紧度适宜,并注意倒角方向。
- (4) 安装转子时,要注意旋转方向,不得装反,并且不能装得太紧。
- (5) 装配完毕,用手旋转主动轴,应运行平稳、无阻滞现象。

#### 2. 叶片泵的使用要点

- (1) 为了使叶片泵可靠地吸油,其转速必须符合产品规定。转速太低时,叶片不能紧压定子的内表面且不能吸油;转速过高则造成泵的“吸空”现象,泵的工作不正常。一般范围为 500~1 500 rpm。
- (2) 油的黏度要合适。黏度太大,吸油阻力增大,油液过稀,或因间隙影响,真空度不够,都会对吸油造成不良影响。



(3) 要注意油液的清洁。叶片泵对油中的污物很敏感,油液不清洁会使叶片卡死,因此必须注意油液良好过滤和环境清洁。

(4) 因泵的叶片有安装倾角,故转子只允许单向旋转,不应反向使用,否则会使叶片折断。

### (三) 柱塞泵的拆装

按下图 1-2-25 所示拆装柱塞泵。

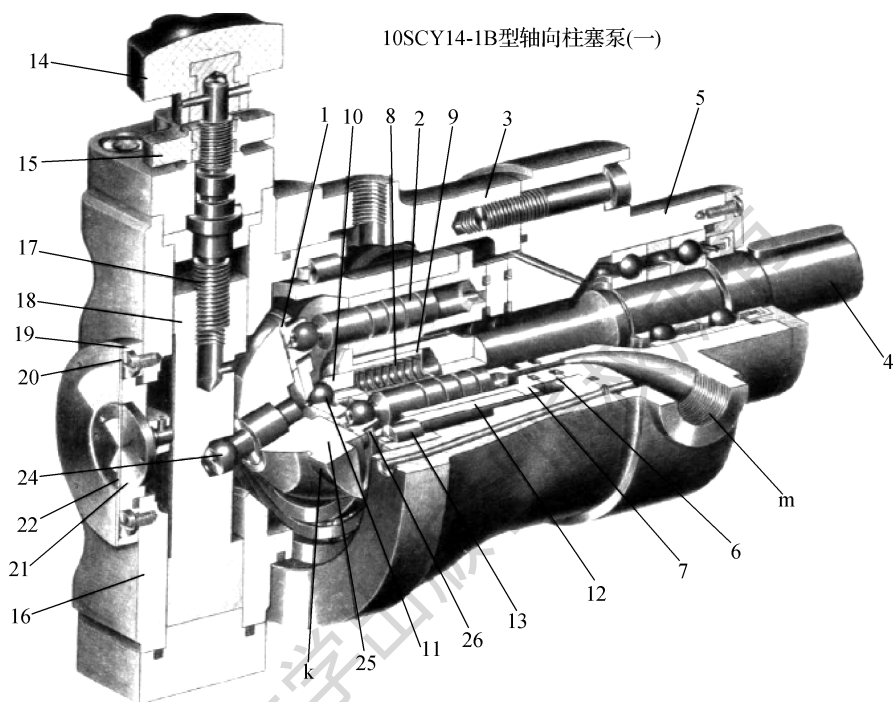


图 1-2-25 轴向柱塞泵立体结构图

### (四) 柱塞泵的安装及使用

柱塞泵的安装及使用应注意以下几点:

(1) 轴向柱塞泵有两个泄油口,安装时将高处的泄油口接上通往油箱的油管,使其无压漏油,而将低处的泄油口堵死。

(2) 经拆洗重新安装的泵,在使用前要检查轴的回转方向和排油管的连接是否正确可靠。并且从高处的泄油口往泵体内注满油液,先用手盘转 3~4 周再启动,以免烧坏泵。

(3) 泵启动前应先将排油路上的溢流阀调至最低压力,待泵运转正常后逐渐调高到所需压力。调整变量机构要先将排量调到最小值,再逐渐调到所需流量。

(4) 若系统中装有辅助液压泵,应先启动辅助液压泵,调整控制辅助泵的溢流阀,使其达到规定的供油压力,再启动主泵。若发现异常现象,应先停主泵,待主泵停稳后再停辅助泵。

(5) 检修液压系统时,一般不要拆洗泵。若确认泵有问题必须拆开时,则必须注意保持清洁,严防碰撞拉毛,划伤和将细小杂质留在泵内。

(6) 装配花键轴时,不应用力过猛,各个缸孔配合要用柱塞逐个试装,不能用力打入。

### 任务三

## 液压系统的执行元件



### 学习目标



#### 【主要能力指标】

掌握液压缸、液压马达的分类及工作原理；  
掌握液压缸的结构与组成。

#### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯,能够正确判断和选择；  
能够与他人友好协作,顺利完成任务；  
能够严格按照操作规程,安全文明操作。

### 一、任务引入

液压系统中的什么元件带动机床工作台实现左右移动的呢？它是如何工作的,又该如何选择这一元件呢？

### 二、任务分析

分析上述任务可知,这个元件就是液压传动系统中的执行元件。在液压系统中执行元件一般有液压缸和液压马达。液压缸将压力能转化为直线运动的机械能,液压马达将压力能转化为旋转运动的机械能。

下面我们来学习有关液压缸的知识。



### 三、知识学习

液压缸(又称油缸)是液压系统中常用的一种执行元件,是把液体的压力能转变为机械能(力和位移)的装置。液压缸主要用于实现机构的直线往复运动,也可以实现摆动,其结构简单,工作可靠,维修方便,广泛地应用于工业生产各个部门。本学习情景介绍应用最广的活塞缸,同时也介绍其他类型液压缸。

#### 3.1 液压缸的类型



【微信扫码】

液压缸的分类及职能符号

液压缸按不同的使用压力,又可分为中低压、中高压和高压液压缸。对于机床类机械一般采用中低压液压缸,其额定压力为  $2.5 \sim 6.3 \text{ MPa}$ ;对于要求体积小、重量轻、出力大的建筑车辆和飞机用液压缸多数采用中高压液压缸,其额定压力为  $10 \sim 16 \text{ MPa}$ ;对于油压机一类机械,大多数采用高压液压缸,其额定压力为  $25 \sim 31.5 \text{ MPa}$ 。

液压缸可按运动方式、作用方式、结构形式的不同进行分类,其常见种类如下。

液 压 缸	单作用	活塞式
		柱塞式
		伸缩式
	双作用	单活塞杆:无缓冲式、不可调缓冲式、可调缓冲式、差动式
		双活塞杆:等速等行程式、双向式
		伸缩式:伸缩套筒式
	组合式:串联式、增压式、多位式、齿条传动活塞式、齿条传动柱塞式	

具体各种形式的示意图和职能符号及相关说明见下表 1-3-1。

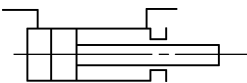
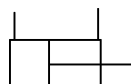
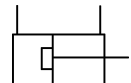
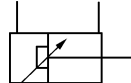

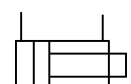
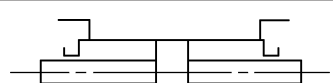

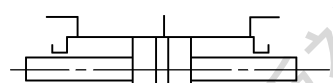

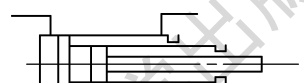
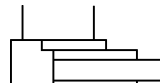

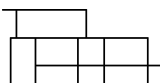

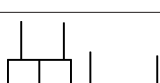
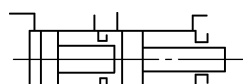
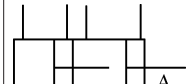
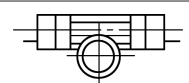
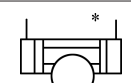
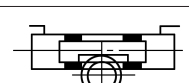
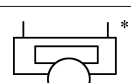
表 1-3-1 常见液压缸类型

名 称	示意图	符 号	说 明
单作用液压缸			活塞仅能单向运动,其反向运动需由外力来完成
			同上,但其行程一般较活塞式液压缸大
			有多个依次运动的活塞,各活塞逐次运动时,其输出速度和输出力均是变化的





(续表)

名 称			示意图	符 号	说 明
双作用液压缸	单活塞杆	无缓冲式			活塞双向运动产生推、拉力。活塞在行程终了时不减速
		不可调缓冲式			活塞双向运动产生推、拉力。活塞行程终了时减速制动,减速值不变
		可调缓冲式			活塞双向运动产生推、拉力。活塞行程终了时减速制动,减速值可调节
		差动式			活塞两端面积差较大,使活塞往复运动时的输出速度及力差值较大。差动连接用于快速进给。
	双活塞杆	等速等行程式			活塞两端杆径相同,活塞正、反向运动速度和推力均相等
		双向式			两活塞同时向相反方向运动,其输出速度和力相等
	伸缩式套筒液压缸				有多个可依次动作的活塞,其行程可变,活塞可双向运动
组合式液压缸	串联式				当液压缸直径受到限制时,用以获得较大的推力
	增压式				—
	多位式				活塞 A 可有三个位置
	齿条传动活塞液压缸				经齿轮齿条传动,将液压缸的直线运动转换成齿轮的回转运动
	齿条传动柱塞液压缸				





### 3.2 液压缸的工作原理

#### 1. 单杆活塞缸

单杆活塞缸只有一根活塞杆,作用方式又分为单作用式和双作用式。

单作用式是指只有一腔进油,活塞杆在油压的作用下只能向一个方向运动,另一个方向的运动,要借助外力,有的靠弹簧力,有的靠重力。

双作用式是指两腔均可进油、回油,活塞杆在油压的作用下可以有两个方向的运动,而根据油液进口方式的不同,又有三种,如图 1-3-1 所示。



【微信扫码】

液压缸的工作原理

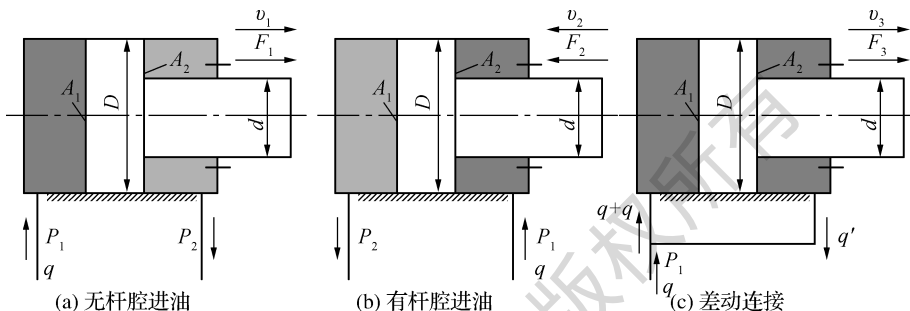


图 1-3-1 双作用单活塞杆液压缸的不同进油方式

当无杆腔进油时,如图 1-3-1(a)所示:

活塞的运动速度  $v_1$  和推力  $F_1$  分别为

$$v_1 = \frac{q}{A_1} \eta_v = \frac{4q}{\pi D^2} \eta_v \quad (1-3-1)$$

$$F_1 = (P_1 A_1 - P_2 A_2) \eta_m = \frac{\pi}{4} [D^2 P_1 - (D^2 - d^2) P_2] \eta_m \quad (1-3-2)$$

式中,  $P_1$ 、 $P_2$  分别为缸的进、回油压力;  $\eta_v$ 、 $\eta_m$  分别为缸的容积效率和机械效率;  $D$ 、 $d$  分别为活塞直径和活塞杆直径;  $q$  为输入流量;  $A$  为活塞有效工作面积。

当有杆腔进油时,如图 1-3-1(b)所示:

活塞的运动速度  $v_2$  和推力  $F_2$  分别为

$$v_2 = \frac{q}{A_2} \eta_v = \frac{4q}{\pi (D^2 - d^2)} \eta_v \quad (1-3-3)$$

$$F_2 = (P_1 A_2 - P_2 A_1) \eta_m = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) P_1 - D^2 P_2] \eta_m \quad (1-3-4)$$

式中,符号意义同上式。

比较上述各式,可以看出:  $v_2 > v_1$ ,  $F_1 > F_2$ ;

上式表明,当活塞杆直径越小时速比越接近于 1,在两个方向上的速度差值就越小。

液压缸差动连接时,如图 1-3-1(c)所示:



当单杆活塞缸两腔同时通入压力油时,由于无杆腔有效作用面积大于有杆腔的有效作用面积,使得活塞向右的作用力大于向左的作用力,因此,活塞向右运动,活塞杆向外伸出;与此同时,又将无杆腔的油液挤出,使其流进有杆腔,从而加快了活塞杆的伸出速度。单杆活塞缸的这种连接方式被称为差动连接。差动连接时,液压缸的有效作用面积是活塞杆的横截面积,工作台运动速度比无杆腔进油时的速度大,而输出力则减小。差动连接是在不增加液压泵容量和功率的条件下,实现快速运动的有效办法。

此种情况下:

活塞的运动速度  $v_3$  和推力  $F_3$  分别为

$$v_3 = \frac{q}{A_1 - A_2} \eta_v = \frac{4q}{\pi d^2} \eta_v$$

在忽略两腔连通油路压力损失的情况下,差动连接液压缸的推力为

$$F_3 = P_1 (A_1 - A_2) \eta_m = \frac{\pi}{4} d^2 P_1 \eta_m$$

## 2. 双杆活塞缸

图 1-3-2 为双杆活塞缸活塞式液压缸。可见,它两腔面积相等,所以当压力相同时,推力相等;当流量相同时,速度相等。因此它具有等推力等速度的特性。

缸的运动速度  $v$  和推力  $F$  分别为:

$$v = \frac{q}{A} = \frac{4q\eta_v}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (1-3-5)$$

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (P_1 - P_2) \eta_m \quad (1-3-6)$$

式中,符号意义同上式。

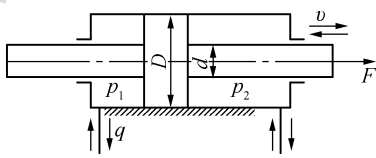


图 1-3-2 双杆活塞缸

这种液压缸常用于要求往返运动速度相同的场合。

另外,它的运动范围受安装方式的影响。而安装方式有缸筒固定和活塞杆固定两种方式。如图 1-3-3 所示。

缸筒固定,运动范围=3 倍缸体长(3l)

杆固定,运动范围=2 倍缸体长(2l)

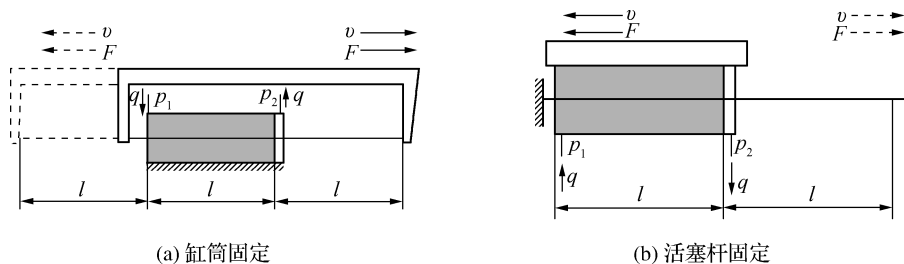


图 1-3-3 双活塞杆液压缸安装方式简图

### 3. 柱塞式液压缸

前面所讨论的活塞式液压缸的应用非常广泛,但这种液压缸由于缸筒内孔加工精度要求很高,当行程较长时,加工难度大,使得制造成本增加。在生产实际中,某些场合所用的液压缸并不要求双向控制,柱塞式液压缸正是满足了这种使用要求的一种价格低廉的液压缸。

如图 1-3-4(a)所示,柱塞缸由缸筒、柱塞、导套、密封圈和压盖等零件组成,柱塞和缸筒内壁不接触,因此缸筒内孔不需精加工,工艺性好,成本低。柱塞式液压缸是单作用的,它的回程需要借助自重或弹簧等其他外力来完成。如果要获得双向运动,可将两柱塞液压缸成对使用,如图 1-3-4(b)所示。柱塞缸的柱塞端面是受压面,其面积大小决定了柱塞缸的输出速度和推力。为保证柱塞缸有足够的推力和稳定性,一般柱塞较粗,重量较大,水平安装时易产生单边磨损,故柱塞缸适宜于垂直安装使用。为减轻柱塞的重量,有时将其制造成空心柱塞。

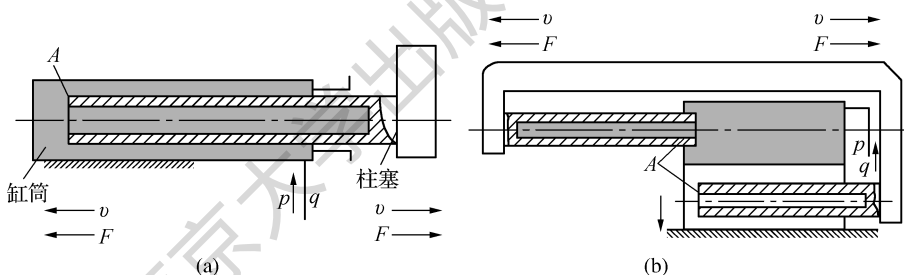


图 1-3-4 柱塞缸

柱塞缸结构简单,制造方便,常用于工作行程较长的场合,如大型拉床、矿用液压支架等。

### 4. 摆动式液压缸

摆动液压缸能实现小于  $360^\circ$  角度的往复摆动运动,由于它可直接输出扭矩,故又称为摆动液压马达,主要有单叶片式和双叶片式两种结构形式。

图 1-3-5(a)所示为单叶片摆动液压缸,主要由定子块 1、缸体 2、摆动轴 3、叶片 4、左右支承盘和左右盖板等主要零件组成。两个工作腔之间的密封靠叶片和隔板外缘所嵌的框形密封件来保证。定子块固定在缸体上,叶片和摆动轴固连在一起,当两油口相继通以压力油时,叶片即带动摆动轴做往复摆动。当考虑到机械效率时,单叶片缸的摆动轴输出转矩为

$$T = \frac{b}{8} (D^2 - d^2) (P_1 - P_2) \eta_m \quad (1-3-7)$$

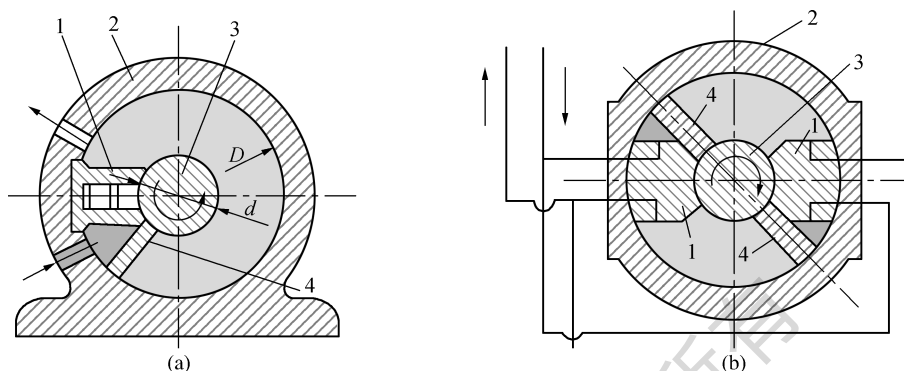
根据能量守恒原理,结合上式得输出角速度为



$$\omega = \frac{8q\eta_v}{b(D^2 - d^2)} \quad (1-3-8)$$

式中,未说明符号同上列各式,其余符号意义如下:

$D$  为缸体内孔直径; $d$  为摆动轴直径; $b$  为叶片宽度。



1-定子块;2-缸体;3-摆动轴;4-叶片

图 1-3-5 摆动液压缸

单叶片摆动液压缸的摆角一般不超过  $280^\circ$ ,双叶片摆动液压缸的摆角一般不超过  $150^\circ$ 。当输入压力和流量不变时,双叶片摆动液压缸摆动轴输出转矩是相同参数单叶片摆动缸的两倍,而摆动角速度则是单叶片的一半。

摆动缸结构紧凑,输出转矩大,但密封困难,一般只用于中、低压系统中往复摆动、转位或间歇运动的地方。

### 5. 增压缸

增压缸又叫增压器,它是活塞缸与柱塞缸组成的复合缸,如图 1-3-6 所示。

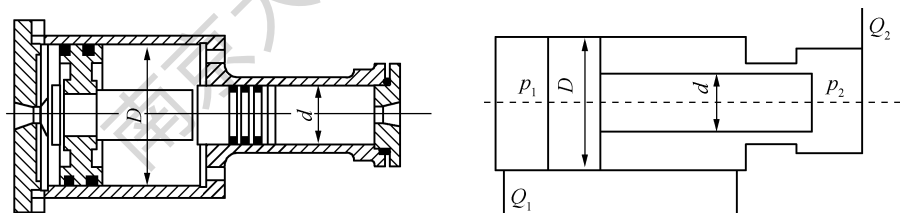


图 1-3-6 单作用增压缸

它不是能量转换装置,只是一个增压器。

$$p_1 A_1 = p_2 A_2$$

$$p_2 = (D/d)^2 p_1$$

$$(D/d)^2 = K$$

$K$  称为增压比。

增压原理就是在不提高系统压力的前提下,通过减小截面积来增大压力。它作为中间环节,用在低压系统要求有局部高压油路的场合。它只能将高压油输入其他液压缸以获得



大的推力或拉力,其本身不能直接作为执行元件。

单作用增压缸只能断续向系统供高压油。要想获得持续的高压油,可用双作用增压缸,如图 1-3-7 所示。

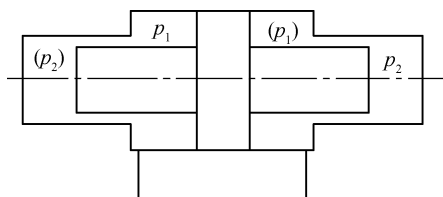


图 1-3-7 双作用增压缸

## 6. 多级缸

如图 1-3-8 所示,它由两个或两个以上活塞式缸筒套装而成,前一级活塞缸的活塞杆是后一级活塞缸的缸筒,可获得很长的工作行程。

当通入压力油时,活塞由大到小依次伸出,速度逐渐加快,推力逐渐减小;缩回时,活塞由小到大依次收回,速度逐渐减慢。

它特别适合于工程机械及自动线步进式输送装置中。

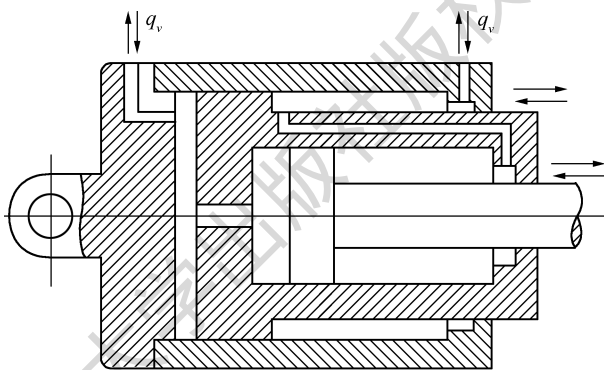


图 1-3-8 多级缸

## 7. 齿条缸

如图 1-3-9 所示,它是由活塞缸与齿轮齿条机构组合而成的复合式液压缸。

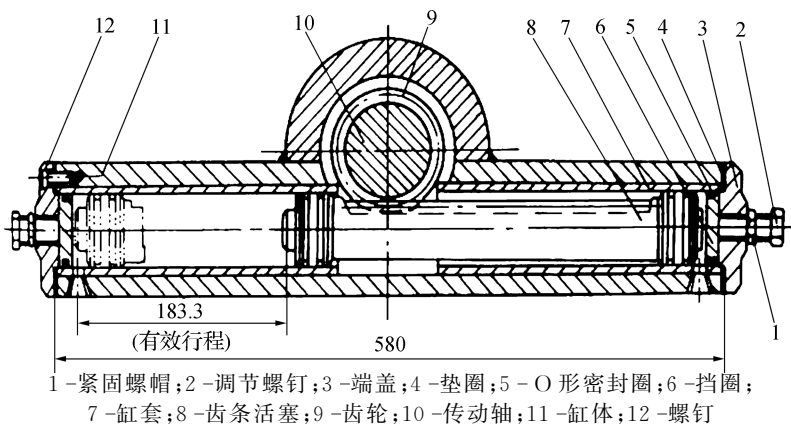


图 1-3-9 齿条缸



它将活塞的直线往复运动转变为齿轮的旋转运动,当左腔进油,右腔回油时,齿条右移,齿轮带动工作台逆时针转动;当右腔进油,左腔回油时,齿条左移,齿轮带动工作台顺时针转动。

齿条缸主要用于机床的进刀机构、液压机械手及工程机械的回转机构中。

### 3.3 液压缸的结构与组成



【微信扫码】

液压缸的组成和结构

图 1-3-10 所示为一种用于机床上的单杆活塞缸结构,它由缸筒、端盖、活塞、活塞杆、导向套、密封圈等组成。缸筒 8 和前后端盖 1、10 用四个拉杆 15 和螺帽 16 紧固连成一体,活塞 3 通过螺母 2 和压板 5 固定在活塞杆 7 上。为了保证形成的油腔具有可靠的密封,在前后端盖和缸筒之间、缸筒和活塞之间、活塞和活塞杆之间及活塞杆与后端盖之间都分别设置相应的密封圈 19、4、18 和 11。后端盖和活塞杆之间还装有导向套 12、刮油圈 13 和防尘圈 14,它们是用压板 17 夹紧在后端盖上的。压板 5 后面的缓冲套 6 和活塞杆的前端部分分别与前、后端盖上的单向阀 21 和节流阀 20 组成前后缓冲器,使活塞及活塞杆在行程终端处减速,防止或减弱活塞对端盖的撞击。缸筒上的排气阀 9 供导出液压缸内积聚的空气之用。

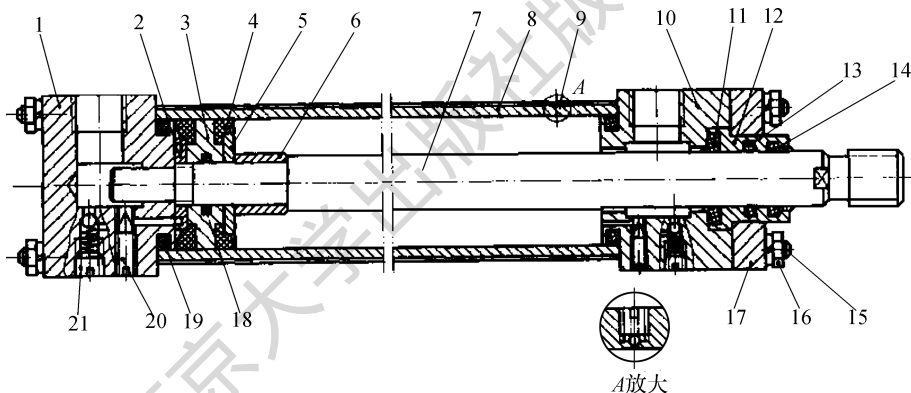


图 1-3-10 机床用单杆活塞缸结构

上述的液压缸易装易拆,更换导向套方便,占用空间较小,成本较低。但在液压缸行程长时,液压力的作用容易引起拉杆伸长变形,组装时也易于使拉杆产生弯扭。

图 1-3-11 所示为用于挖掘机的典型液压缸结构,其最大工作压力可达 31.5 MPa。

它由缸筒、活塞、活塞环、支承环、导向套及密封圈等组成。缸筒 1 用无缝钢管制作,外与前缸盖焊接在一起,内壁的粗糙度很低( $Ra0.1$ ),缸筒上有两个通油孔。活塞 2 依靠支承环 4 导向,密封采用 Y 型密封圈 5。活塞杆 3 依靠导向套 6、8 导向,并采用 V 型密封圈 7 密封。导向套 9 与缸筒采用螺纹连接。螺母 10 的作用是调整 V 型密封圈的松紧。在液压缸的前端盖和活塞杆的头部都有耳环,用以将液压缸铰接在支座上。因此,这种液压缸在进行往复运动的同时,轴线可以随工作的需要自由摆动。

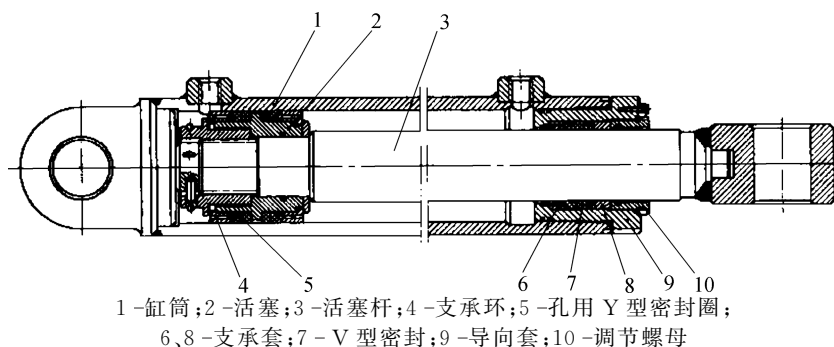


图 1-3-11 挖掘机用液压缸结构

从以上的例子中可以看到,液压缸的结构基本上由缸筒组件、活塞组件、活塞杆组件、导向套组件等四大件及密封装置、缓冲装置和排气装置等三大系统共七个部分组成。

### 3.4 液压缸的主要性能参数

液压缸的主要性能参数一般有七个,包括输出力、运动速度(流量)、压力、缸径、杆径、行程。

不同形式的液压缸,这七个参数的计算方法是不同的。由于在工程实践中 90% 以上使用的都是双作用单活塞杆液压缸,因此,就以它为例,确定液压缸的主要性能参数。



【微信扫码】

液压缸性能参数

#### 1. 输出力( $F$ )

是指液压缸在额定压力下,活塞杆伸出或缩回时的力量。

(1) 活塞杆伸出时的理论推力  $F_1$ :

$$F_1 = A_1 p \times 10^6 = \pi/4 \times D^2 p \times 10^6 \text{ (N)} \quad (1-3-9)$$

(2) 活塞杆收回时的理论拉力  $F_2$ :

$$F_2 = A_2 p \times 10^6 = \pi/4 \times (D^2 - d^2) p \times 10^6 \text{ (N)} \quad (1-3-10)$$

(3) 活塞杆差动前进时(活塞两侧同时进压力相同的液压油)的理论推力  $F_3$ :

$$F_3 = (A_1 - A_2) p \times 10^6 = \pi/4 \times d^2 p \times 10^6 \text{ (N)} \quad (1-3-11)$$

式中,  $D$  为活塞直径(缸筒内径)(m);  $d$  为活塞杆直径(m);  $A_1$  为无杆腔有效面积( $\text{m}^2$ );  $A_2$  为有杆腔有效面积( $\text{m}^2$ );  $p$  为工作压力(MPa)。

#### 2. 压力( $P$ )

也是系统的压力,由泵和压力控制阀决定,包括:

(1) 工作压力  $P$  (MPa)

(2) 试验压力  $P_t$  (MPa)

$$P_t = 1.25 \sim 1.5P$$

一般 16 MPa 以上,称为中高压,有 16、20、25、32、63 MPa 等。





### 3. 速度( $v$ )

指液压缸工作时活塞杆(或缸筒)伸出或收回的速度。

它与单位时间内流入液压缸的油液多少有关,还与缸体内腔的截面积有关。

(1) 伸出速度  $v_1$ :

$$v_1 = 4Q/\pi D^2 \quad (1-3-12)$$

(2) 收回速度  $v_2$

$$v_2 = 4Q/\pi(D^2 - d^2) \quad (1-3-13)$$

引入速比的概念

$$\psi = \frac{v_2}{v_1} = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \quad (1-3-14)$$

一般取 1.33、1.46、2 等值。

### 4. 流量( $Q$ )

指流入缸体的油量。它由泵和流量控制阀决定。

### 5. 缸径( $D$ )

指缸筒的内径尺寸。

知道了液压缸的推力和压力,可由式 1-3-9 推导出。

计算出的数值,一般不能直接作为缸径,为了液压缸的加工制造方便,计算出结果后要  
进行圆整。国家标准 GB/T 2348—1993 给出了缸径系列,常用的有(单位 mm):

40、50、63、80、(90)、100、(110)、125、(140)、160、(180)、200、(220)、250、(280)、320、  
(360)、400、(450)、500。

目前国内生产最大缸径已到 1 500 mm。

### 6. 杆径( $d$ )

指活塞杆的最大外径。

知道了有关的参数可由式 1-3-10 或 1-3-14 推导出。

同样,计算出的数值,为了方便液压缸的加工制造,也要进行圆整。国家标准  
GB/T 2348—1993 给出了杆径系列,常用的有(单位 mm):

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、360。

### 7. 行程( $S$ )

指活塞从缸底运动到缸头的最大距离。一般也是给定的值。它受结构的限制。国家标  
准 GB/T 2349—1993 给出了一些推荐值。若不受结构限制,应尽量采用。

行程不可过长,当  $S/d \geq 15$  时,而液压缸又是受压时,液压缸相当于细长杆,应进行稳  
定性校核。





### 3.5 常见故障及排除

表 1-3-2 液压缸常见故障及排除

故障现象	故障原因分析	排除对策
推力不足或工作速度逐渐下降甚至停止	液压缸和活塞配合间隙太大或 O 圈损坏,造成高低压腔互通	单配活塞和液压缸的配合间隙或更换 O 圈
	由于工作时经常用工作行程的某一段,造成液压缸孔径直线性不良,局部液压缸两端高低压腔互通	镗磨修复液压缸孔径,单配活塞
	缸端油封压得太紧或活塞杆弯曲,使摩擦或阻力增加	放松油封,以不漏油为限,校直活塞杆
	漏油过多	寻找泄漏部位,紧固各接合面
	油温太高,黏度减小,靠间隙密封或密封质量差的液压缸,若液压缸两端高低压腔互通,运行速度逐渐减慢	分析发热原因,设法散热降温,如密封间隙过大则单配活塞或增装密封环
冲击	活塞和液压缸配合间隙太大,节流阀失去节流作用	按规定配活塞与液压缸的间隙,减少泄漏现象
	端头缓冲的单向阀失灵,缓冲不起作用	修正研配单向阀与阀座
爬行	空气侵入	增设排气装置,如无排气装置,可开动液压系统以最大行程使工作部件快速运动,强迫排出空气
	液压缸端盖密封圈压得太紧或太松	调整密封圈,保证活塞杆用手来回平稳地拉动而无泄漏
	活塞杆与活塞不同轴	校正同轴度
	活塞杆全长或局部弯曲	校直活塞杆
	液压缸的安装位置偏移	检查液压缸与导轨的平行性并校正
	液压缸内孔直线性不良	镗磨修复,重配活塞
	缸内腐蚀,拉毛	轻微者修去锈蚀和毛刺,严重者必须镗磨
	双活塞杆两端螺母拧得太紧,使其同轴度不良	螺母一般用手旋紧,以保持活塞杆处于自然状态

### 3.6 液压马达的分类及特点

#### 1. 分类

液压马达是将液压能转换为机械能的装置,可以实现连续地旋转运动。液压马达可分为高速和低速两大类,如图 1-3-12 所示。一般认为,额定转速高于 500 rpm 的属于高速液压马达;额定转速低速 500 rpm 的则属于低速液压马达。



【微信扫码】  
液压马达

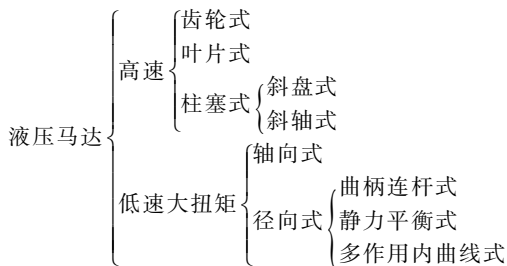


图 1-3-12 液压马达的分类

高速液压马达的基本形式有齿轮式、螺杆式、叶片式和轴向柱塞式等。它们的主要特点是：转速较高、转动惯量小、便于启动和制动、调节（调速和换向）灵敏度高。通常高速液压马达的输出扭矩不大，仅几十  $\text{N} \cdot \text{m}$  到几百  $\text{N} \cdot \text{m}$ ，所以又称为高速小扭矩液压马达。

低速液压马达的基本形式是径向柱塞式，例如多作用内曲线式、单作用曲轴连杆式和静压平衡式等。低速液压马达的主要特点是：排量大、体积大、转速低，有的可低到每分钟几转甚至不到一转，因此可以直接与工作机构连接，不需要减速装置，使传动机构大大简化。通常低速液压马达的输出扭矩较大，可达几千  $\text{N} \cdot \text{m}$  到几万  $\text{N} \cdot \text{m}$ ，所以又称为低速大扭矩液压马达。

## 2. 特点

从原理上讲，马达和泵在工作原理上是互逆的，当向泵输入压力油时，其轴输出转速和转矩就成为马达。同类型的泵和马达在结构上相似，但由于二者的功能不同，导致了结构上的某些差异，在实际结构上只有少数泵能做马达使用。例如：

(1) 液压泵的吸油腔一般为真空，为改善吸油性能和抗气蚀能力，通常把进口做得比出口大；而液压马达的排油腔的压力稍高于大气压力，所以没有上述要求，进、出油口的尺寸相同。

(2) 液压泵在结构上必须保证具有自吸能力，而液压马达则没有这一要求。

(3) 液压马达需要正、反转，所以在内部结构上应具有对称性；而液压泵一般是单方向旋转，其内部结构可以不对称。

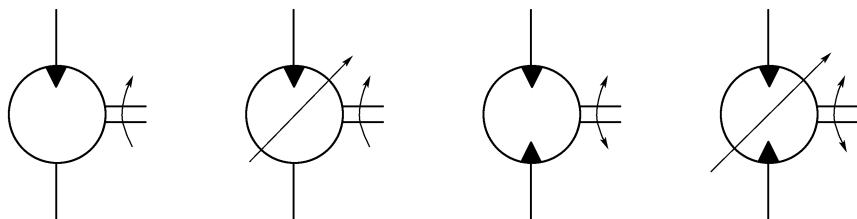
(4) 在确定液压马达的轴承结构形式及其润滑方式时，应保证在很宽的速度范围内都能正常地工作；而液压泵的转速高且一般变化很小，就没有这一苛刻要求。

(5) 液压马达应有较大的启动扭矩（即马达由静止状态启动时，其轴上所能输出的扭矩）。因为将要启动的瞬间，马达内部各摩擦副之间尚无相对运动，静摩擦力要比运行状态下的动摩擦力大得多，机械效率很低，所以启动时输出的扭矩也比运行状态下小。另外，启动扭矩还受马达扭矩脉动的影响，如果启动工况下马达的扭矩正处于脉动的最小值，则马达轴上的扭矩也小。为了使启动扭矩尽可能接近工作状态下的扭矩，要求马达扭矩的脉动小，内部摩擦小。例如齿轮马达的齿数就不能像齿轮泵那样少，轴向间隙补偿装置的压紧系数也比泵取得小，以减少摩擦。

由于上述原因，就使得很多同类型的泵和马达不能互逆通用。



### 3. 职能符号(如图 1-3-13 所示)



(a) 单向定量液压马达 (b) 单向变量液压马达 (c) 双向定量液压马达 (d) 双向变量液压马达

图 1-3-13 液压马达的职能符号

## 3.7 液压马达的主要工作参数

液压马达的基本性能参数主要是指压力、转矩、转速、功率等。

### 1. 压力

#### (1) 工作压力 $p$ :

指马达实际工作时的压力。对马达来讲,则是指它的输入压力,是指其输入油液的压力,实际工作压力的大小取决于相应的负载(输出轴上的负载转矩)。

#### (2) 额定压力 $p_n$ :

马达在额定工况条件下按试验标准规定的连续运转的最高压力,超过此值就是过载,马达的效率将下降,寿命将降低。马达铭牌上所标定的压力就是额定压力。

#### (3) 液压马达背压:

为保证马达正常工作所需的出口背压,它的值与马达结构有关。

### 2. 液压马达的转速(常用单位为 $r/min$ )

#### (1) 额定转速 $n_s$ :

在额定压力下,根据试验结果推荐能长时间连续运行并保持较高运行效率的转速。

#### (2) 最高转速 $n_{max}$ :

在额定压力下,为保证使用性能和使用寿命所允许的短暂运行最高转速。随着转速的提高,马达流道中的流速增加,因而流体的摩擦损失增加,效率降低。马达的最高转速还受其零件摩擦副最高允许相对摩擦速度及其他工作机理的限制。

#### (3) 最低转速 $n_{min}$ :

为保证使用性能所允许的最低转速。当马达在低速运行时,其运行效率将下降。过低的运行效率将无法被用户所接受。对马达来说,由于泄漏、摩擦力、流量脉动等因素的影响,在低速时会出现爬行现象,所以还有最低稳定转速的限制。

#### (4) 工作转速 $n$ :

$$n = \frac{Q}{q} \eta_v \quad (1-3-15)$$

式中, $n$  为马达的转速( $r/min$ ); $Q$  为马达的流量( $m^3/min$ ); $q$  为马达的排量( $m^3/r$ ); $\eta_v$  为马达的容积效率。



### 3. 液压马达的转矩

#### (1) 理论输出转矩 $T_{th}$ :

不考虑能量损失时,马达轴上的输出转矩。

$$T_{th} = \frac{q \cdot \Delta P}{2\pi} \quad (1-3-16)$$

#### (2) 实际输出转矩 $T_{ac}$ :

$$T_{ac} = T_{th} \cdot \eta_m \quad (1-3-17)$$

式中,  $q$  为液压马达的排量,单位为  $\text{m}^3/\text{r}$ ;  $\Delta P$  为液压马达进出口压差,单位为  $\text{Pa}$ ;  $\eta_m$  为液压马达的机械效率。

#### (3) 液压马达的启动转矩:

当马达在一定的压力下,由静止状态起动时,输出轴上的瞬时转矩比  $T_{ac}$  要小。这是因为:

- ① 在起动瞬间,马达内部零件间的静摩擦力比正常运行时的动摩擦力大;
- ② 由于马达的瞬时转矩具有脉动性。

### 4. 液压马达的功率( $P_r$ )

液压马达输出的液压功率用流量和压力的乘积来表示。

$$P_r = \frac{2\pi n T_{ac}}{60 \times 10^3} (\text{kW}) \quad (1-3-18)$$

式中,  $n$  为马达的转速( $\text{r}/\text{min}$ );  $T_{ac}$  为马达的实际转矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )。

实际上,液压马达在能量转换过程中是有能量损失的,因此输出功率小于输入功率。两者之间的差值即为功率损失,功率损失可以分为容积损失和机械损失两部分。

容积损失是因泄漏、气穴和油液在高压下压缩等造成的流量损失(内泄漏)。

机械损失是指因摩擦而造成的转矩上的损失。

液压马达的总效率是其输出功率和输入功率之比:

$$\eta = \frac{P_r}{P_i} = \eta_m \eta_v \quad (1-3-19)$$

即总效率还等于其容积效率和机械效率的乘积。

马达的容积效率和机械效率在总体上与油液的泄漏和摩擦副的摩擦损失有关,而泄漏及摩擦损失则与马达的工作压力、油液黏度、泵和马达转速有关,马达的使用转速、工作压力和传动介质均会影响使用效率。

## 3.8 齿轮液压马达(gear motor)

### 1. 工作原理

如图 1-3-14 所示,当压力油作用到齿面上时(如图中箭头所示),在两个齿轮上就各有一个使它们产生转矩的作用力。在上述力作用下两齿轮按图示方向回转,并把



油液带到低压腔随着轮齿的啮合而排出。同时在液压马达的输出轴上输出一定的转矩和转速。

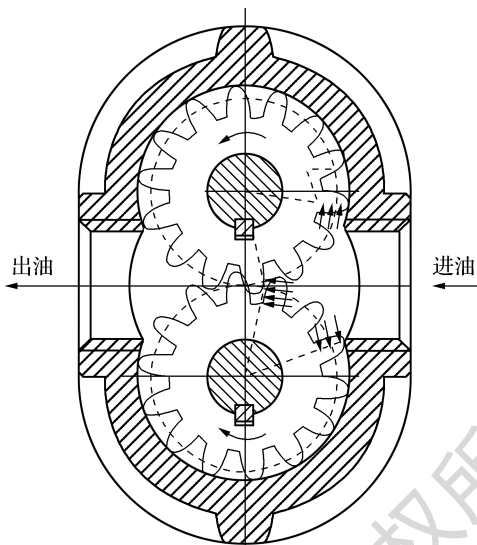


图 1-3-14 齿轮马达工作原理

为适应正反转的要求,马达的进出口大小相等,位置对称,并有单独的泄漏口。

和一般齿轮泵一样,齿轮液压马达由于密封性差,容积效率较低,所以输入的油压不能过高,因而不能产生较大的转矩,并且它的转速和转矩都是随着齿轮啮合情况而脉动的。齿轮液压马达多用于高转速低转矩的液压系统中。

## 2. 齿轮马达和齿轮泵在结构上的主要区别

齿轮马达和齿轮泵在结构上的主要区别如下:

(1) 齿轮泵一般只需一个方向旋转,为了减小径向不平衡液压力,因此吸油口大,排油口小。而齿轮马达则需正、反两个方向旋转,因此进油口大小相等。

(2) 齿轮马达的内泄漏不能像齿轮泵那样直接引到低压腔去,而必须将单独的泄漏通道引到壳体外去。因为马达低压腔有一定背压,如果泄漏油直接引到低压腔,所有与泄漏通道相连接的部分都按回油压力承受油压力,这可能使轴端密封失效。

(3) 为了减少马达的启动摩擦扭矩,并降低最低稳定转速,一般采用滚针轴承和其他改善轴承润滑冷却条件等措施。

齿轮马达具有体积小、重量轻、结构简单、工艺性好、对污染不敏感、耐冲击、惯性小等优点。因此,齿轮马达在矿山、工程机械及农业机械上广泛使用。但由于压力油作用在液压马达齿轮上的作用面积小,所以输出转矩较小,一般都用于高转速低转矩的情况下。



### 3.9 叶片液压马达(vane motor)

#### 1. 工作原理

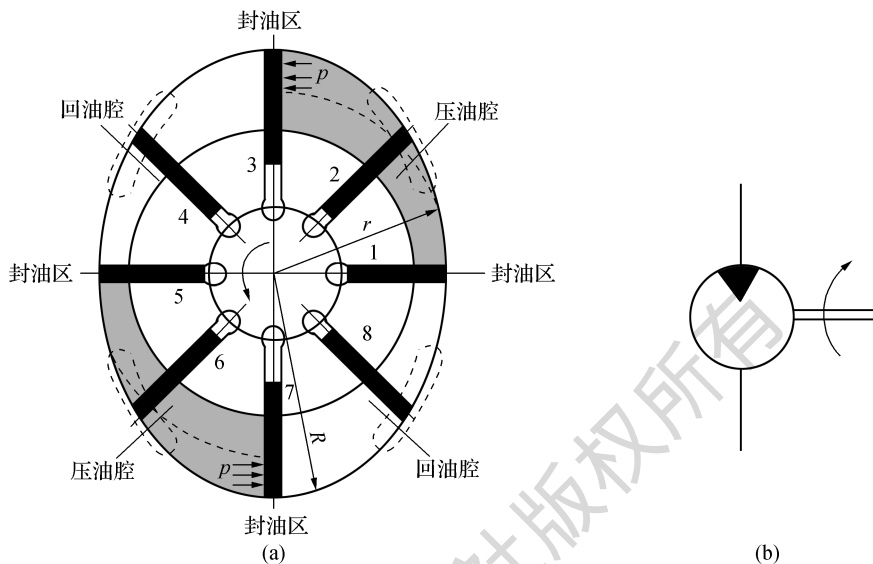


图 1-3-15 叶片液压马达工作原理

如图 1-3-15 所示,当压力为  $P$  的油液从配油窗口进入相邻两叶片间的密封工作腔时,位于压油腔的叶片 2、6 因两面所受的压力相同,故不产生转矩。位于回油腔的叶片 4、8 也同样不产生转矩,而位于封油区的叶片 1、5 和 3、7 因一面受压力油作用,另一面受回油的低压作用,故可产生转矩,且叶片 1、5 的转矩方向与叶片 3、7 的相反,但因叶片 3、7 的承压面积大、转矩大,因此转子沿着叶片 3、7 的转矩方向做逆时针方向旋转。叶片 3、7 和叶片 1、5 产生的转矩差就是液压马达的(理论)输出转矩。当定子的长短径差越大,转子的直径越大,以及输入的油压越高时,液压马达的输出转矩也越大。

与单作用相比,双作用叶片马达是在力偶作用下旋转的,运行更为平稳。单作用叶片马达可以制作成变量马达,而双作用马达只能为定量马达。

当改变输油方向时,液压马达反转,所有的叶片泵在理论上均能做相应的液压马达。马达与泵不同,为适应马达正反转要求,马达叶片均径向安装;为防止马达启动时(离心力尚未建立)高低压腔串通,叶片槽底装有弹簧,以便使叶片始终伸出贴紧定子;另外,在向叶片底槽通入压力液的方式上也与叶片泵不同,为保证叶片槽底始终与高压相通,油路中设有单向阀。但由于变量叶片液压马达结构较复杂,相对运动部件多,泄漏较大,容积效率低,机械特性软及调节不便等原因,叶片液压马达一般都制成定量式的,即一般叶片液压马达都是双作用式的定量液压马达。

#### 2. 结构特点

叶片液压马达与相应的叶片泵相比有以下几个特点:

(1) 叶片底部有弹簧,以保证在初始条件下叶片能紧贴在定子内表面上,以形成密封工





作腔,否则进油腔和回油腔将串通,就不能形成油压,也不能输出转矩。

(2) 叶片槽是径向的,以便叶片液压马达双向都可以旋转。

(3) 在壳体中装有两个单向阀,以使叶片底部能始终通压力油(使叶片与定子内表面压紧)而不受叶片液压马达回转方向的影响。

叶片液压马达的最大特点是体积小、惯性小、动作灵敏,允许换向频率很高,甚至可在几毫秒内换向。但其最大缺点是泄漏较大,机械特性较软,不能在较低转速下工作,调速范围不能很大。因此叶片液压马达适用于低转矩、高转速以及对惯性要求较小,特别是机械特性要求不严的场合。

### 3.10 柱塞马达(piston motor)

液压马达按其柱塞的排列方式和运动方向的不同,可分为轴向柱塞液压马达和径向柱塞液压马达两大类。

#### 1. 轴向柱塞马达(axial piston motor)

轴向柱塞泵可做液压马达使用,即两者是可逆的。图 1-3-16 以轴向(斜盘式)柱塞液压马达为例,来说明液压马达的工作原理。

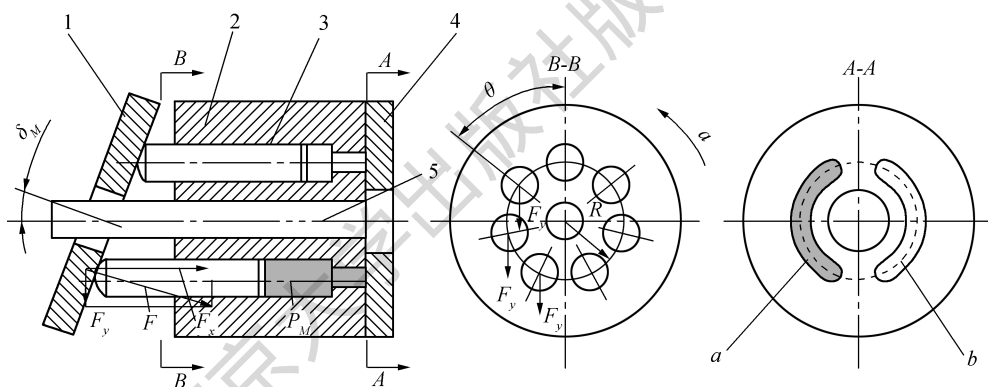


图 1-3-16 轴向柱塞液压马达工作原理

图中斜盘 1 和配油盘 4 固定不动,柱塞 3 轴向地放在缸体 2 中,缸体 2 和液压马达 5 相连,并一起转动。斜盘的中心线和缸体的中心线杆交一个倾角  $\delta_M$ 。当压力油通过配油盘 4 上的配油窗口  $a$  输入到与窗口  $a$  相通的缸体上的柱塞孔时,压力油把该孔中柱塞顶出,使之压在斜盘上。由于斜盘对柱塞的反作用力垂直于斜盘表面(作用在柱塞球头表面的法线方向上),这个力的水平分量  $F_x$  与柱塞右端的液压力平衡,而垂直分量  $F_y$  则使每一个与窗口  $a$  相通的柱塞都对缸体的回转中心产生一个转矩,使缸体和液压马达轴做逆时针方向旋转,在轴 5 上输出转矩和转速。如果改变液压马达压力油的输入方向,液压马达轴就做顺时针方向旋转。

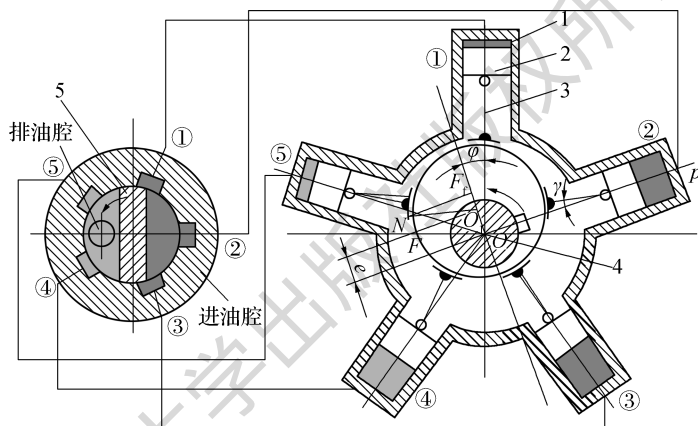


### 3.11 低速大扭矩液压马达(low speed high torque hydraulic motor)

低速大扭矩液压马达是相对于高速马达而言的,通常这类马达在结构形式上多为径向柱塞式,其特点是:最低转速低,大约在  $5 \sim 10$  转/分;输出扭矩大,可达几万牛·米;径向尺寸大,转动惯量大。由于上述特点,它可以直接与工作机构连接,不需要减速装置,使传动结构大为简化。低速大扭矩液压马达广泛用于起重、运输、建筑、矿山和船舶等机械上。

低速大扭矩液压马达的基本形式有三种:它们分别是曲柄连杆径向柱塞马达、静力平衡马达和多作用内曲线马达。下面分别予以介绍。

1. 曲柄连杆低速大扭矩液压马达(slot-and-crank low speed high torque hydraulic motor)



1-壳体;2-柱塞;3-连杆;4-曲轴;5-配流轴

图 1-3-17 连杆型径向柱塞马达工作原理

曲柄连杆式低速大扭矩液压马达应用较早,国外称为斯达发(Stuffa)液压马达。我国的同类型号为 JMZ 型,其额定压力 16 MPa,最高压力 21 MPa,理论排量最大可达 5 000 mL/r。图 1-3-17 是曲柄连杆式液压马达的工作原理,马达由壳体、曲柄-连杆-活塞组件、偏心轴及配流轴组成。壳体 1 内沿圆周呈放射状均匀布置了五只缸体,形成星形壳体;缸体内装有柱塞 2,柱塞 2 与连杆 3 通过球铰连接;连杆大端做成鞍形圆柱瓦面紧贴在曲轴 4 的偏心圆上,其圆心为它与曲轴旋转中心的偏心距;液压马达的配流轴 5 与曲轴通过十字键连接在一起,随曲轴一起转动;马达的压力油经过配流轴通道,由配流轴分配到对应的活塞油缸;在图中,油缸的②③腔通压力油,活塞受到压力油的作用;在其余的活塞油缸中,油缸①处于过渡状态,与排油窗口接通的是油缸④⑤;根据曲柄连杆机构运动原理,受油压作用的柱塞就通过连杆对偏心圆中心作用一个力  $N$ ,推动曲轴绕旋转中心转动,对外输出转速和扭矩。如果进、排油口对换,液压马达也就反向旋转。随着驱动轴、配流轴转动,配流状态交替变化。在曲轴旋转过程中,位于高压侧的油缸容积逐渐增大,而





位于低压侧的油缸的容积逐渐缩小,因此,在工作时高压油不断进入液压马达,然后由低压腔不断排出。

2. 静力平衡式低速大扭矩液压马达(static balancing-type low speed high torque hydraulic motor)

静力平衡式低速大扭矩马达也叫无连杆马达,是从曲柄连杆式液压马达改进、发展而来的,它的主要特点是取消了连杆,并且在主要摩擦副之间实现了油压静力平衡,所以改善了工作性能。国外把这类马达称为罗斯通(Roston)马达,国内也有不少产品,并已经在船舶机械、挖掘机以及石油钻探机械上使用。

3. 多作用内曲线马达(multi-action inner curve motor)

多作用内曲线液压马达的结构形式很多,就使用方式而言,有轴转、壳转与直接装在车轮的轮毂中的车轮式液压马达等形式。而从内部的结构来看,根据不同的传力方式,柱塞部件的结构可有多种形式,但是,液压马达的主要工作过程是相同的。

### 3.12 液压马达的性能评价及应用

#### 1. 性能评价

(1) 在一般工作条件下,液压马达的进、出口压力都高于大气压,因此不存在液压泵那样的吸入性能问题,但是,如果液压马达可能在泵工况下工作,它的进油口应有最低压力限制,以免产生汽蚀。

(2) 马达应能正、反转,因此,就要求液压马达在设计时具有结构上的对称性。

(3) 液压马达的实际工作压差取决于负载力矩的大小,当被驱动负载的转动惯量大、转速高,并要求急速制动或反转时,会产生较高的液压冲击,为此,应在系统中设置必要的安全阀、缓冲阀。

(4) 由于内部泄漏不可避免,因此将马达的排油口关闭而进行制动时,仍会有缓慢的滑转,所以,需要长时间精确制动时,应另行设置防止滑转的制动器。

(5) 某些形式的液压马达必须在回油口具有足够的背压才能保证正常工作,并且转速越高所需背压也越大。背压的增高意味着油源的压力利用率低,系统的损失大。

每种液压马达都有自己的特点和最佳使用范围,使用时应根据具体工况,结合各类液压马达的性能、特点及适用场合,合理选择。

#### 2. 应用

齿轮式液压马达输出转矩小,泄漏大,但结构简单,价格便宜,可用于高转速低转矩的场合。叶片式液压马达惯性小,动作灵活,但容积效率不高,机械特性软,适用于转速较高、转矩不大而要求启动换向频繁的场所。轴向柱塞马达应用广泛,容积效率高,调速范围大,且稳定转速较低,但耐冲击振动性较差,油液要求过滤清洁,价格也较高。径向柱塞液压马达常用于低转速大转矩的场合。性能参数见表 1-3-3。



表 1-3-3 各类常用液压马达的性能参数

性 能	齿轮式		轴向柱塞式		叶片式		多作用内 曲线式
	外啮合	内啮合	斜盘	斜轴	单作用	双作用	
排量范围(mL/r)	5.2~160	80~1250	2.5~560	2.5~3 600	10~200	50~220	
最高压力 MPa	20~25	20	40	40	20	25	32
转速范围 r/min	150~2 500	10~800	100~3 000	100~4 000	100~2 000	100~2 000	0.2~180
容积效率%	85~94	94	95	95	90	75	
总效率%	77~85	76	90	90	90	75	
噪声	较大	较小	大	较大	中	中	大
对油的污 染敏感性	较好	较好	中	中	敏感	敏感	较好
价格	最低	低	较高	高	较低	低	较高

### 3.13 液压马达的常见故障及排除

液压马达的常见故障及排除见表 1-3-4。

表 1-3-4 液压马达常见故障及排除

故障现象	故障原因分析	排除对策
转速低,输出功率不足	液压泵输出流量或压力不足	检查泵并排除原因
	液压泵内部泄漏严重	查明原因和部位,采取密封措施
	液压泵外部泄漏严重	加强密封
	液压马达零件磨损严重	更换磨损的零件
	液压油黏度不合适	按要求选用黏度适当的液压油
噪声大	进油口堵塞	排除污物
	进油口漏气	拧紧接头
	油液不清洁,空气混入	加强过滤,排除空气
	安装不良	重新安装
	液压马达零件磨损严重	更换磨损的零件
泄漏	密封件损坏	更换密封件
	组合面螺钉未拧紧	拧紧螺钉
	管接头未拧紧	拧紧管接头
	配油装置发生故障	检修配油装置
	运动件间的间隙过大	重新装配或调整



## 四、实操

### 1. 拆装如图 1-3-18 所示液压缸

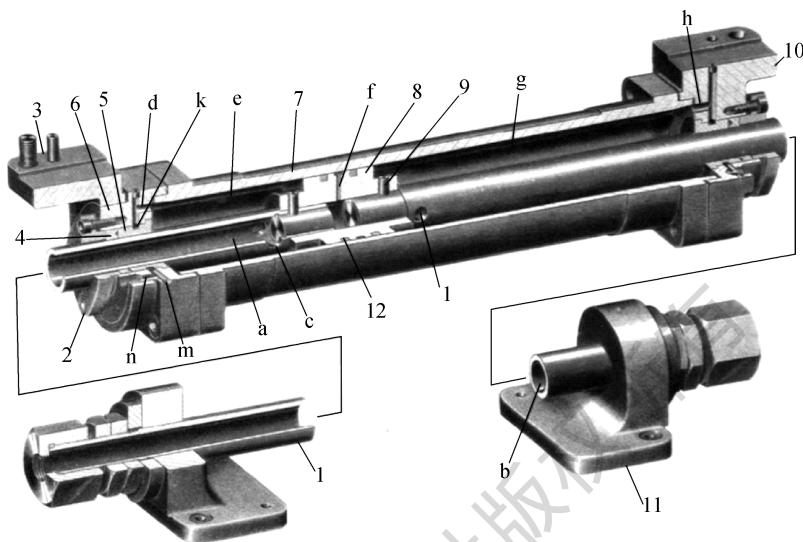


图 1-3-18 双出空心杆液压缸立体图

### 2. 拆装注意事项

(1) 如果从液压系统上拆卸液压缸, 首先应使液压回路卸压, 否则当把与油缸相连接的油管接头拧松时, 回路中的高压油会迅速喷出。液压回路卸压时应先使压力油卸荷, 然后切断电源或切断动力源, 使液压装置停止运转。

(2) 拆卸时应防止损伤活塞杆顶端螺纹、油口螺纹和活塞杆表面、缸套内壁等。为了防止活塞杆等细长杆件发生弯曲或变形, 放置时应用垫木均匀支撑, 条件许可时尽量垂直放置。

(3) 拆卸时要按顺序进行。由于各种液压缸结构和大小不尽相同, 拆卸顺序也稍有不同。一般应放掉油缸两腔的油液, 然后拆卸缸盖, 最后拆卸活塞与活塞杆。在拆卸液压缸的缸盖时, 对于内卡键式连接的卡键或卡环要用专用工具, 禁止使用扁铲; 对于法兰式端盖必须用螺钉顶出, 不允许锤击或硬撬。在活塞和活塞杆难以抽出时, 不可强行打出, 应先查明原因再进行拆卸。

(4) 拆卸前后要设法创造条件防止液压缸的零件被周围的灰尘和杂质污染。例如, 拆卸时应尽量在干净的环境下进行; 拆卸后所有零件要用塑料布盖好, 不要用棉布或其他工作用布覆盖。

(5) 油缸拆卸后要认真检查, 以确定哪些零件可以继续使用, 哪些零件可以修理后再用, 哪些零件必须更换。

(6) 装配前必须对各零件仔细清洗。

(7) 要正确安装各处的密封装置。安装 O 圈时, 不要将其拉到永久变形的程度, 也不要



边滚动边套装,否则可能因形成扭曲状而漏油;安装 Y 圈和 V 圈,其唇边应对着有压力的油腔;此外,YX 圈还要注意区分是轴用还是孔用,不要装错。V 圈由形状不同的支承环、密封环和压环组成,当压环压紧密封环时,支承环可使密封环产生 V 形而起密封作用,安装时应将密封环的开口面向压力油腔;调速压环时,应以不漏油为限,不可压得过紧,以防密封阻力过大;密封装置如与滑动表面配合,装配时应涂以适量的液压油;拆卸后的 O 圈和防尘圈应全部换新。

- (8) 螺纹连接件拧紧时应使用专用扳手,扭矩应符合标准要求。
  - (9) 活塞与活塞杆装配后,需设法测量其同轴度和在全长上的直线度是否超差。
  - (10) 装配完毕后活塞组件移动时应无阻滞感和阻力大小不均等现象。
  - (11) 液压缸向主机上安装时,进出油口接头之间必须加上密封圈并紧固好,以防漏油。
  - (12) 按要求装配好后,应在低压情况下往复运动几次,以排出缸内气体。
3. 拆卸并组装下图 1-3-19 所示结构的马达

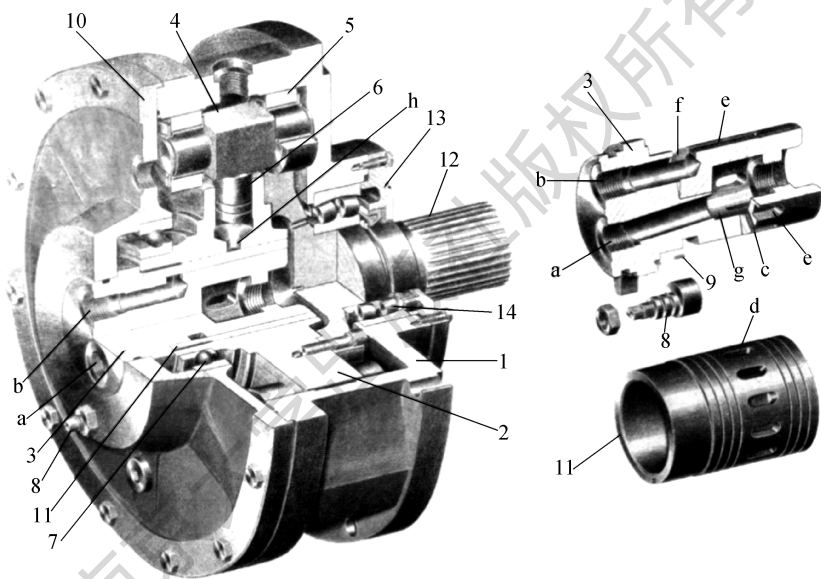


图 1-3-19 马达结构图

#### 任务四

## 液压系统的辅助元件



### 学习目标



#### 【主要能力指标】

掌握液压辅件的分类及工作原理；  
掌握液压辅件的主要性能参数。

#### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯,能够正确判断和选择；  
能够与他人友好协作,顺利完成任务；  
能够严格按照操作规程,安全文明操作。

### 一、任务引入

对于机床工作台要顺利地工作,光有产生压力能的液压泵和在压力能的推动下作运动的执行元件是远远不够的,那么,我们还需要哪些元件的帮助才能很好地完成一个液压系统的功能呢?

### 二、任务分析

液压传动介质是液压油,它要有地方存放,这就需要油箱。油从液压泵传递到液压执行元件需要沿着一定的路线走,这就需要管路和接头。油温高了,需要降温,低了需要升温,这就需要加热器和冷却器。油液还要保证干净,这就需要过滤器,等等。总之,液压系统要想正常发挥作用,还需要很多辅助元件的帮助,下面我们就来一一认识它们。



### 三、知识学习

#### 4.1 概述

液压系统中的液压辅助元件是保证液压系统正常工作所必需的工作装置,是指除液压动力元件、执行元件和控制元件以外的其他种类组成元件,包括油管及管接头、油箱、过滤器、密封装置、压力表、蓄能器等,除油箱需要自行设计外,其他辅助元件都为标准件或外购件。它们是液压系统中不可缺少的部分,对液压系统的性能、效率、温升、噪声和寿命等均有很大的影响,因此有必要掌握它们的功用、结构原理、使用方法及使用场合。

#### 4.2 油管及管接头

液压系统用油管传送工作流体,用管接头把油管与油管或元件连接起来。

##### 1. 油管

在液压传动系统中,使用的油管种类很多,有钢管、铜管、尼龙管、塑料管及橡胶管等。吸油管路和回油管路一般用低压的有缝钢管,也可以使用橡胶和塑料软管;控制油路中流量小,多用小直径铜管。在中、低压油路中常使用铜管,高压油路一般使用冷拔无缝钢管。高压软管是由橡胶管中间加一层或几层钢丝编制网制成。如图 1-4-1 所示。



图 1-4-1 高压软管

##### 2. 管接头

管接头是连接油管与液压元件或阀板的可拆卸的连接件。液压系统中油液的泄漏多发生在管接头处,所以管接头的重要性不容忽视。对它的要求常有以下几点:

- 足够的强度;
- 良好的密封;
- 较小的压力损失;
- 方便的装拆性。

常用的管接头有以下几种,如下图 1-4-2 所示。

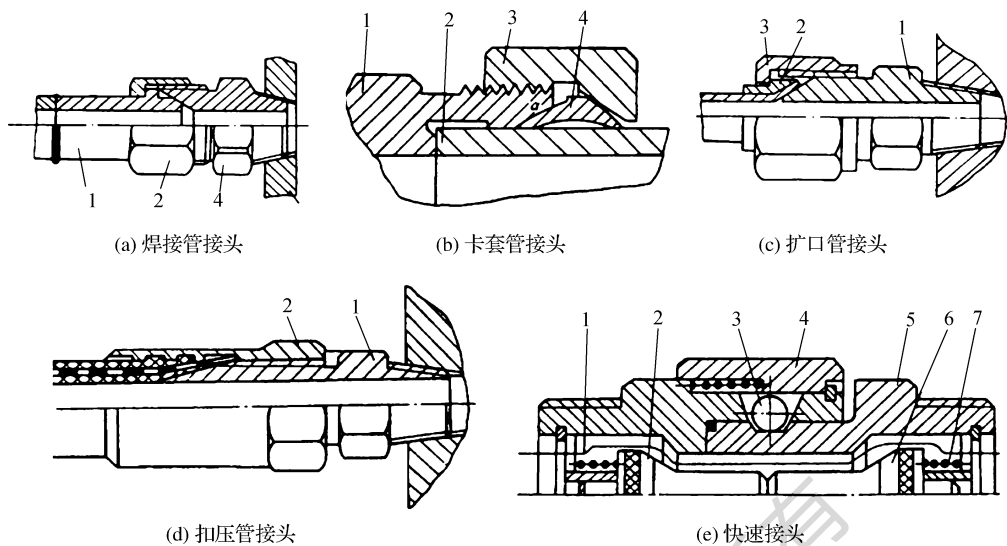


图 1-4-2 管接头的常见形式

## 4.3 油箱

### 4.3.1 油箱的功用和要求

#### 1. 功用

储存油液,散发油液中的热量,分离油液中的气体,沉淀油液中的污物。

#### 2. 应满足的要求

- ① 具有足够容量,以满足系统对油量的要求;
- ② 分离杂质,并散发热量,使油温不超过规定值;
- ③ 油箱上部应有通气孔,以保证液压泵正常吸油;
- ④ 便于油箱中元件的安装和更换,便于装油和排油。

### 4.3.2 油箱形式

油箱形式可分为开式和闭式两种,开式油箱中油的液面和大气相通,而闭式油箱中的油液面和大气隔绝,液压系统中大多数采用开式油箱。



【微信扫码】  
液压力箱

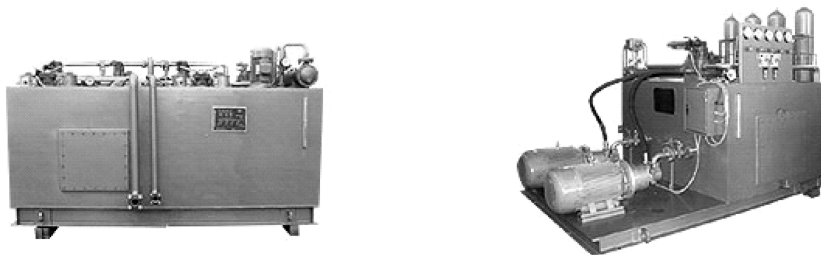


图 1-4-3 油箱外观





开式油箱大部分是以钢板焊接而成,图 1-4-3,1-4-4 所示为工业上使用的典型焊接式油箱。

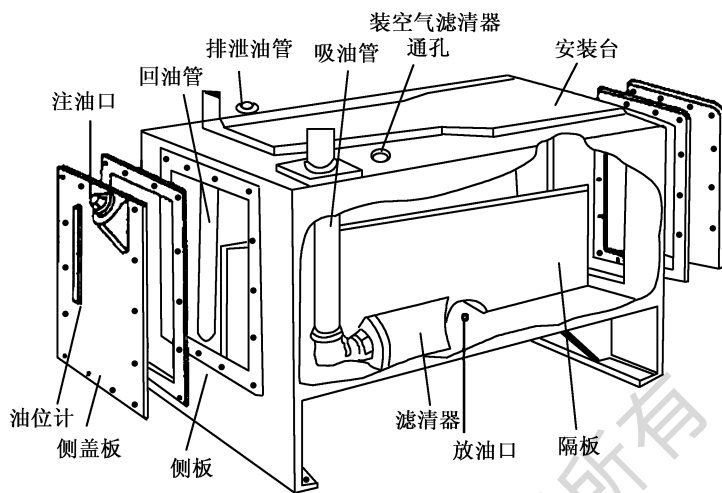


图 1-4-4 油箱的典型结构

#### 4.3.3 油箱容积的计算

有两种计算方法:

##### 1. 经验估算法

$$V = KQ$$

式中,  $V$  为油箱容积;  $Q$  为泵的流量;

$K$  为系数: 低压系统取 2~4, 中压系统取 5~7, 高压系统取 6~12。

##### 2. 热平衡计算法

功率损失:

$$\Delta P = P(1 - \eta)$$

散热量:

$$Q_R = kA \Delta t$$

油箱散热面积:

$$\begin{aligned} A &= Q_R / k \Delta t \\ &= \Delta P / k \Delta t \\ &= P(1 - \eta) / k \Delta t \end{aligned}$$

常见油箱长、宽、高之比为 1:1:1 或 1:2:3。

#### 4.3.4 油箱的设计要点

油箱是液压辅助元件中自行设计的元件。在进行油箱结构的设计时应注意以下几点:

##### 1. 油箱应有足够的刚度和强度

油箱一般用 2.5~10 mm 的钢板焊接而成, 尺寸大的油箱一般采用角钢焊成骨架后再焊上钢板。油箱上盖若安装电动机传动装置、液压泵和其他液压元件时, 盖板不仅要适当加厚, 而且还要采取措施局部加强。



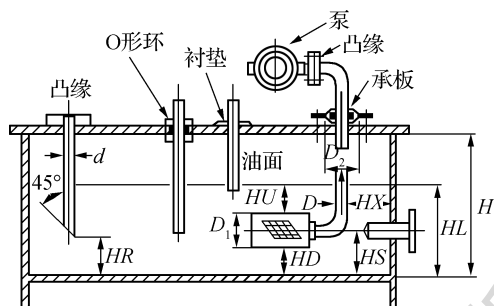


## 2. 油箱要有足够的有效容积

为使系统回油不致溢出油箱,油面高度不超过油箱高度的 80%。当系统较大,连续长期工作时用热平衡计算法求它的容积,一般情况下用经验估算法计算它的容积。

## 3. 吸油管、回油管、泄油管的设置

吸油管和回油管应尽量相距远些,两者之间要用隔板隔开,以增加油液循环距离,使油液有足够的时间分离气泡,沉淀杂质。吸油管入口处要装粗过滤器,过滤器和回油管口应插入最低油面以下,防止吸油时吸入空气和回油时回油冲入油箱搅动油面,混入气泡。吸油管的口径应为其余供油管径的 1.5 倍,以免泵吸入不良。吸油和回油管管端宜斜切 45°,以增大通流面积、降低流速,回油管斜切口应面向箱壁。管端与箱底、箱壁之间距离均应大于管径的三倍,过滤器距箱底不应小于 20 mm,泄油管管端亦可斜切、面壁,但不可没入油中,以防产生背压,而泵和马达的外泄油管其端部应在液面之下以免吸入空气。



回油管:  $HR \geq 2d$ , 吸油管:  $D_2 > D_1$

吸入位置:  $HS = \frac{1}{4}H$  为基准

$HD, HU$  在 50~100 mm 左右

$HX \geq 3D$

图 1-4-5 配管的设置

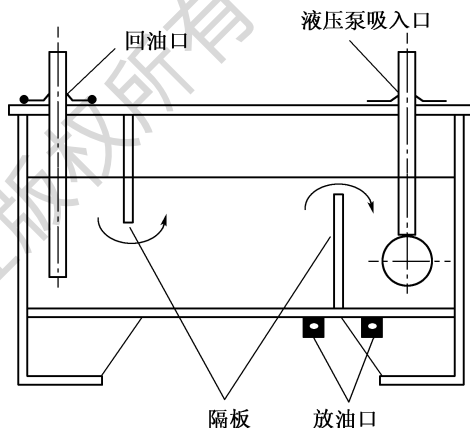


图 1-4-6 隔板的安装

## 4. 隔板的安装

隔板装在吸油侧和回油侧之间,如图 1-4-6 所示,以达到沉淀杂质、分离气泡及散热作用。隔板高度最好为箱内油面高度的 3/4。

## 5. 防止油污染

为了防止油液污染,油箱盖板、窗口连接处、管口处都要加密封垫。加油口上要加过滤网,平时加盖封闭。为防止油箱出现负压而设置的通气孔上须装滤清器。

## 6. 便于监控

为了监测液面,油箱侧壁应装油面指示计。为了检测油温,一般在油箱上装温度计,温度计直接浸入油中。在油箱上亦装有压力计可用以指示泵的工作压力。

## 7. 易于散热和维护保养

油箱底部应离地有一定距离且适当倾斜,以增大散热面积。在最低部位处设放油阀或放油塞,以利于排放污油。大油箱还应在侧面设计清洗窗口。过滤器的安装位置应便于拆卸,箱内各处应便于清洗。大、中型油箱应设起吊钩或起吊孔,以便于安装、运输和保养。



#### 8. 油箱应进行油温控制

油箱正常的工作温度应在  $15\sim 65^{\circ}\text{C}$  之间,必要时设置温度计和热交换器。

#### 9. 油箱内壁要加工

新油箱经喷丸、酸洗和表面清洗后,内壁可涂一层塑料膜或防锈漆。

### 4.4 滤油器(filter)



【微信扫码】  
过滤器

#### 4.4.1 滤油器的功能

液压系统中 75% 以上的故障和液压油的污染有关,油液的污染能加速液压元件的磨损,卡死阀芯,堵塞工作间隙和小孔,使元件失效,导致液压系统不能正常工作,因而必须使用滤油器对油液进行过滤。图 1-4-7 为常见滤油器的形式。

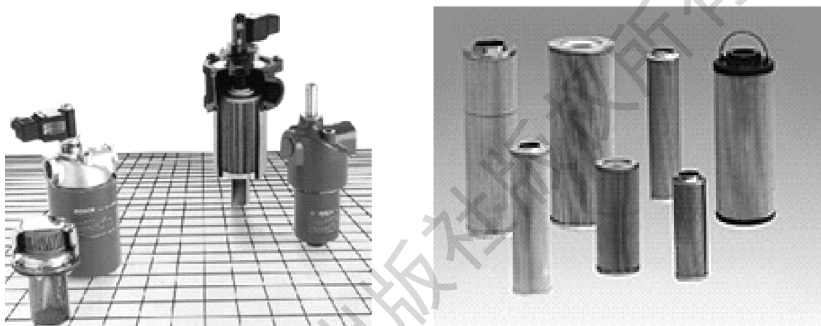


图 1-4-7 常见滤油器

它的功用主要是过滤混在油液中的杂质,把杂质颗粒控制在能保证液压系统正常工作的范围内。

#### 4.4.2 滤油器的主要参数和特性

##### 1. 过滤精度

指过滤器对各种不同尺寸的污染颗粒的滤除能力。

原则上大于滤芯网目的污染物就不能通过滤芯。滤油器上的过滤精度常用能被过滤掉的杂质颗粒的公称尺寸大小来表示。系统压力越高,过滤精度越低。表 1-4-1 为液压系统中建议采用的过滤精度。

表 1-4-1 建议过滤精度

使用场所	提高换向阀 操作可靠度	保持微小 流量控制	一般液压机器 操作可靠度	保持伺服阀可靠度
建议采用的过滤精度	$10\ \mu\text{m}$ 左右	$10\ \mu\text{m}$	$25\ \mu\text{m}$ 左右	$5\sim 10\ \mu\text{m}$

##### 2. 压降特性

指油液流过滤芯时产生的压力降。

为降低压降,滤油器的容量为泵流量的 2 倍以上。



### 3. 纳垢容量

指过滤器在压力降达到规定值之前可以滤除并容纳的污染物数量。

### 4. 耐压特性

指滤油器承受高压油的能力。

滤油器的耐压包含滤芯的耐压和壳体的耐压。一般滤芯的耐压为  $0.01 \sim 0.1 \text{ MPa}$ , 这主要靠滤芯有足够的通流面积, 使其压降减小, 以避免滤芯被破坏。滤芯被堵塞, 压降便增加。必须注意滤芯的耐压和滤油器的使用压力是不同的, 当提高使用压力时, 要考虑壳体是否承受得了而和滤芯的耐压无关。

## 4.4.3 滤油器的结构

滤油器由滤芯(或滤网)和壳体构成。

壳装滤油器, 装在泵和油箱吸油管途中, 如图 1-4-8 所示。

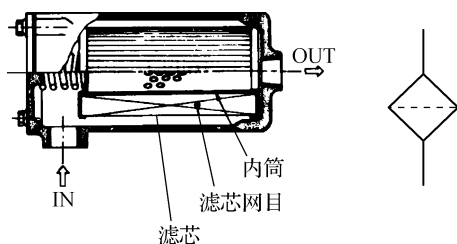


图 1-4-8 壳装滤油器

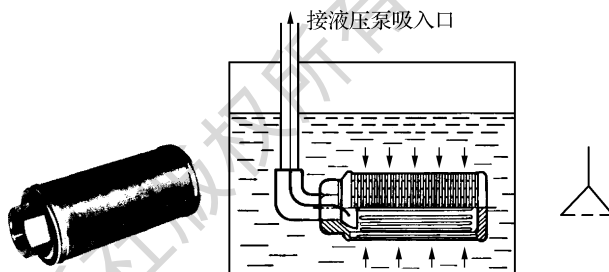


图 1-4-9 无外壳滤油器

无外壳滤油器装在油箱内, 拆装不方便, 但价格便宜。如图 1-4-9 所示。

壳装滤油器又分为压力管用滤油器及回油管用滤油器。图 1-4-10 所示压力管用滤油器因要承受压力管路中的高压, 故耐压力问题必须考虑; 回油管用滤油器是装在回油管路上, 压力低, 只需注意冲击压力的发生。就价格而言, 压力管路用滤油器较回油管路用滤油器贵出许多。

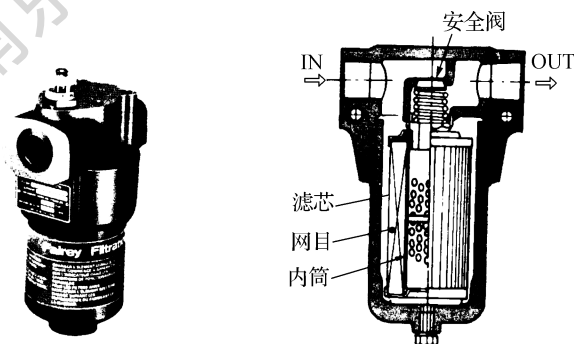


图 1-4-10 压力管路用滤油器

## 4.4.4 滤油器的分类

按滤芯材料和结构形式, 滤油器可分为网式、线隙式、纸芯式、烧结式和磁性滤油器。如



图 1-4-11 所示。

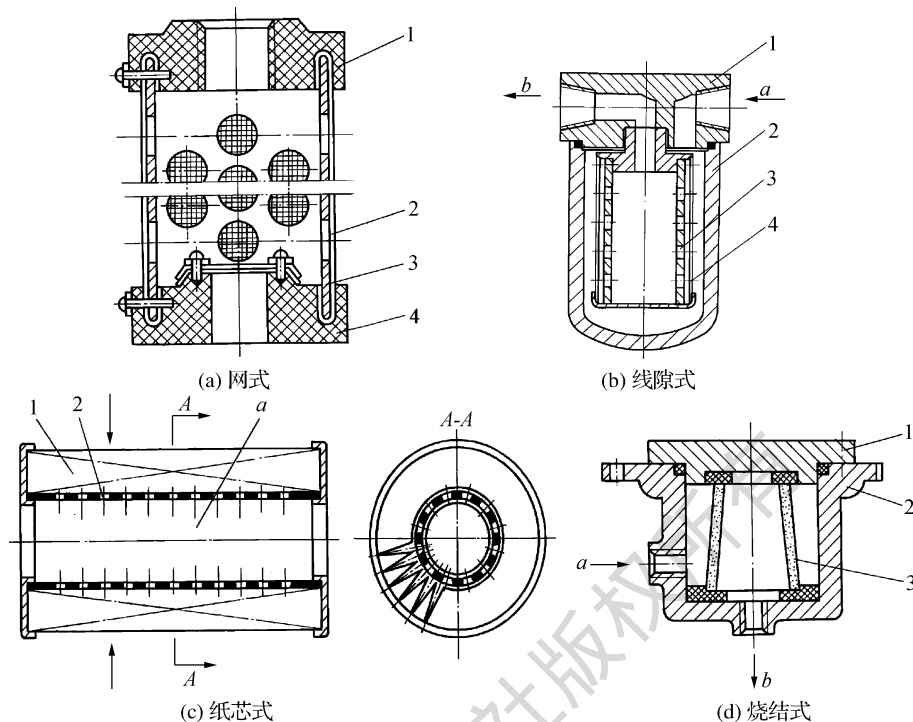


图 1-4-11 常见滤油器的种类

#### 1. 网式

特征:用金属网包在支架上而成,一般装在系统中泵入口处做粗滤,过滤精度为  $80\sim 180\ \mu\text{m}$ 。

特点:结构简单;清洗方便;通流能力大;压降小;过滤精度低。

#### 2. 线隙式

特征:特形金属线缠绕在筒形芯架上,制成滤芯,利用线间间隙过滤杂质,过滤精度为  $30\sim 100\ \mu\text{m}$ 。

特点:结构简单;过滤精度较高;通流能力大;不易清洗;用于低压回路或辅助回路。

#### 3. 纸芯式

特征:用微孔过滤纸折叠成星状绕在骨架上形成,利用滤纸的微孔过滤,过滤精度为  $30\sim 50\ \mu\text{m}$ 。

特点:结构紧凑,重量轻;过滤精度高;通流能力小,强度低;易堵塞,无法清洗;适用于精滤。

#### 4. 烧结式

特征:由颗粒状锡青铜粉末压制后烧结而成。利用颗粒之间的微小间隙过滤,过滤精度为  $10\sim 30\ \mu\text{m}$ 。

特点:强度高,抗冲击性能好;抗腐蚀性好;耐高温;制造简单,但易堵塞,难清洗;用于精密过滤。

#### 5. 磁式

可将油液中对磁性敏感的金属颗粒吸附在上面,常与其他形式滤芯一起制成复合滤油器。



#### 4.4.5 滤油器的安装

如图 1-4-12 所示,有五个安装位置:

位置一:安装在液压泵的吸油管路上,可选择粗滤器,避免较大杂质颗粒进入液压泵,保护液压泵。

位置二:安装在液压泵的压油管路上,须选择精滤器,以保护液压泵以外的液压元件,要求能承受油路上的工作压力和压力冲击。

位置三:安装在回油管路上,滤去系统生成的污物,可采用滤芯强度低的滤油器,为防止滤油器阻塞,一般要并联安全阀或安装发讯装置。

位置四:安装在系统的支路上,当泵的流量较大时,为避免选用过大的滤油器,在支路上安装小规格的滤油器。

位置五:安装在独立的过滤系统中,通过不断的循环,专门滤去油箱中的污物,用在大型的液压系统中。

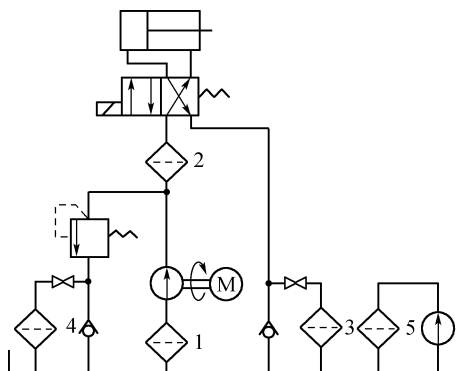


图 1-4-12 滤油器的安装位置

#### 4.5 空气滤清器

为防止灰尘进入油箱,通常在油箱上方的通气孔安装空气滤清器,同时可作为注油口使用。

如图 1-4-13 所示为带注油口的空气滤清器。空气滤清器的容量必须使液压系统即使达到最大负荷状态时,仍能保持大气压力的程度。

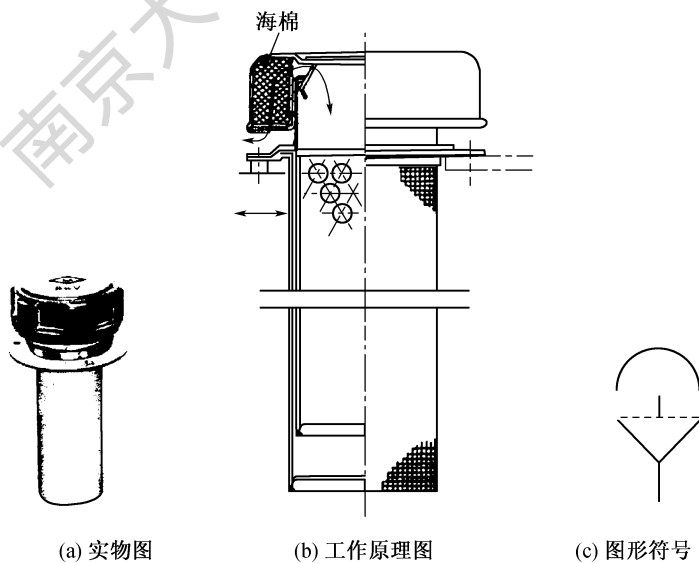


图 1-4-13 带注油口的空气滤清器



## 4.6 热交换器



【微信扫码】  
冷却器和加热器

液压系统的工作温度一般保持在  $30\sim 50^{\circ}\text{C}$  的范围之内,最高不超过  $65^{\circ}\text{C}$ ,最低不低于  $15^{\circ}\text{C}$ 。若系统长时间在较高温度下工作,会加快油液氧化,析出沉淀物,并导致影响泵和阀的运动部分正常工作的严重故障。所以当依靠自然散热无法使系统油温降低到正常温度时,就应采用冷却器进行强制冷却。相反,油温过低,则油液黏度过大,会造成设备启动困难,压力损失加大并使振动加剧等不良后果,这时就要通过设置加热器来提高油液温度。

### 4.6.1 冷却器

一般说来,造成油箱散热面积不够,必须采用冷却器来抑制油温的原因有三:

因机械整体的体积和空间使油箱的大小受到限制;

因经济上的理由,需要限制油箱的大小等;

要把液压油的温度控制得更低。

冷却器按冷却介质的不同可分成水冷式和风冷式两大类。

#### 1. 水冷式冷却器

水冷式冷却器通常都采用壳管式冷却器,它是由一束小管子(冷却管)装置在一个外壳里所构成,如图 1-4-14 所示。

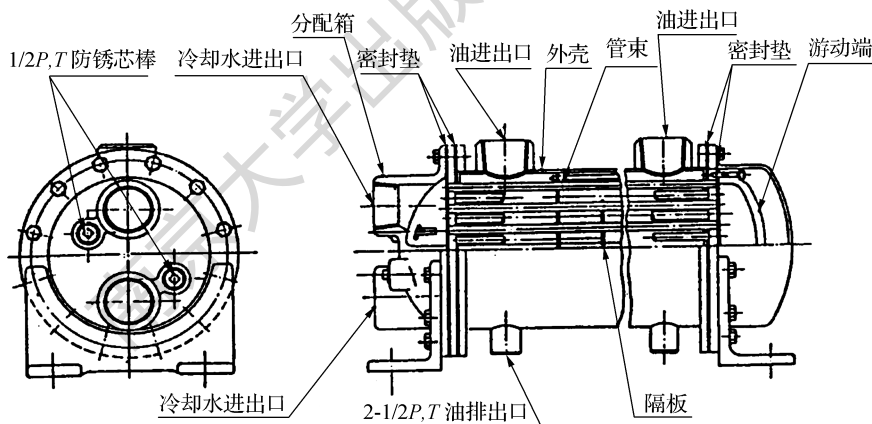


图 1-4-14 水冷式直管型冷却器

壳管式冷却器形式多种,根据冷却管的不同,可分为蛇形管式、多管式及翅片管式,如图 1-4-15 所示。

三者相比,蛇形管式冷却效果最差,耗水量大,运转费用高,但结构简单。多管式冷却效果好,但结构复杂。翅片管式冷却效果最好,但结构最复杂。

水冷式冷却器一般安装在系统回油路或溢流阀溢流回路上。

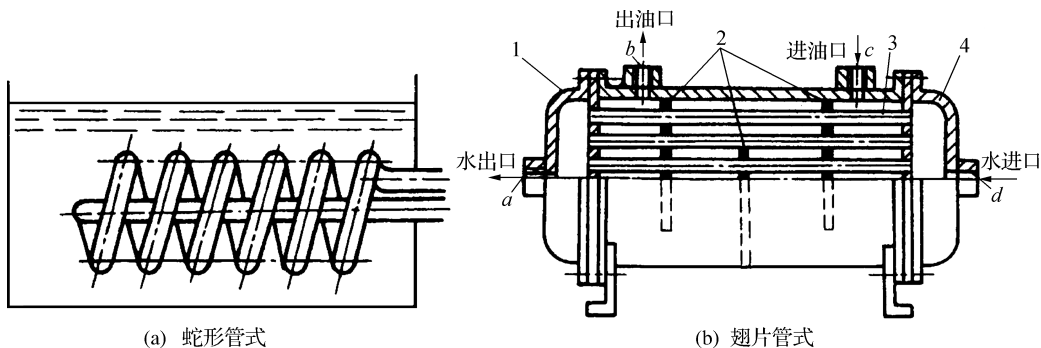


图 1-4-15 水冷式冷却器的形式

## 2. 风冷式冷却器

风冷式构造如图 1-4-16 所示,由风扇和许多带散热片的管子所构成。油在冷却管中流动,风扇使空气穿过管和散热片表面,使液压油冷却。其冷却效率较水冷低,但如果冷却水取得不易或在水冷式冷却器不易安装的场所,必须采用风冷式,尤以行走机械的液压系统使用较多。

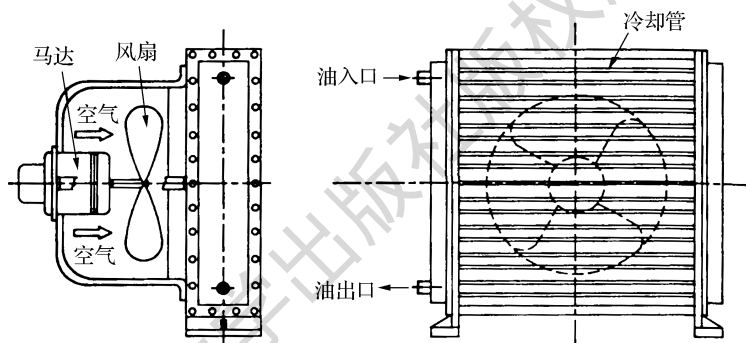


图 1-4-16 气冷式油冷却器

## 3. 冷却器安装的场所

油冷却器安装在热发生体附近,且液压油流经油冷却器时,压力不得大于 1 MPa。有时必须以安全阀来保护,以使它免于高压的冲击而造成损坏。

(1) 热发生源,如溢流阀附近,如图 1-4-17(a)所示。

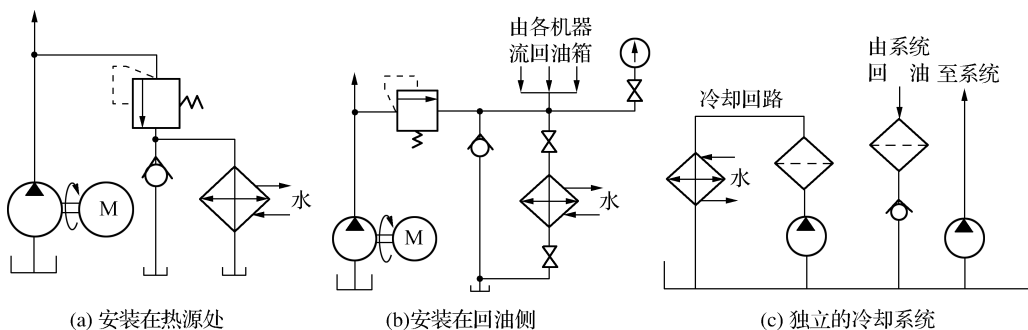


图 1-4-17 油冷却器安装的场所





(2) 安装在配管的回油侧,如图 1-4-17(b)所示。

(3) 如液压装置很大且运转的压力很高,此时使用独立的冷却系统,如图 1-4-17(c)所示。

#### 4.6.2 加热器

液压系统的加热一般常采用结构简单,能按需要自动调节最高和最低温度的电加热器。这种加热器的安装方式是用法兰盘装在箱壁上油液流动处。

### 4.7 蓄能器(accumulators)

#### 1. 蓄能器功用

蓄能器是液压系统中一种储存油液压力能的装置,其主要功用如下:

(1) 作辅助动力源:在液压系统工作循环中不同阶段需要的流量变化很大时,常采用蓄能器和一个流量较小的泵组成油源,如图 1-4-18(a)所示。当系统需要很小流量时,蓄能器将液压泵多余的流量储存起来;当系统短时期需要较大流量时,蓄能器将储存的液压油释放出来与泵一起向系统供油。在某些特殊的场合:如驱动泵的原动机发生故障,蓄能器可作应急能源紧急使用;如现场要求防火防爆,也可用蓄能器作为独立油源。



【微信扫码】  
蓄能器

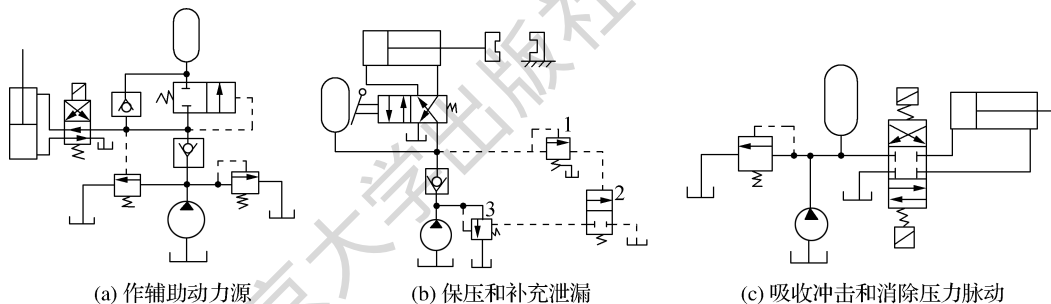


图 1-4-18 蓄能器的功能

(2) 保压和补充泄漏:有的液压系统需要较长时间保压而液压泵卸载,此时可利用蓄能器释放所储存的液压油,补偿系统的泄漏,保持系统的压力,如图 1-4-18(b)所示。

(3) 吸收压力冲击和消除压力脉动:由于液压阀的突然关闭或换向,系统可能产生压力冲击,此时可在压力冲击处安装蓄能器起吸收作用,使压力冲击峰值降低。如在泵的出口处安装蓄能器,还可以吸收泵的压力脉动,提高系统工作的平稳性,如图 1-4-18(c)所示。

#### 2. 蓄能器的分类和选用

蓄能器按产生流体压力的方式不同分为弹簧式、重锤式和充气式三类。

常用的是充气式,它利用气体的压缩和膨胀储存、释放压力能,在蓄能器中气体和油液被隔开,而根据隔离的方式不同,充气式又分为活塞式、皮囊式和气瓶式等三种。

下面主要介绍常用的活塞式和皮囊式两种。

##### (1) 活塞式蓄能器:

图 1-4-19(a)为活塞式蓄能器,用缸筒内浮动的活塞将气体与油液隔开,气体(一般为





惰性气体氮气)经充气阀进入上腔,活塞的凹部面向充气,以增加气室的容积,蓄能器的下腔油口充液压油。活塞式结构简单,安装和维修方便,寿命长,但由于活塞惯性和密封件的摩擦力影响,其动态响应较慢。

活塞式蓄能器适用于压力低于 20 MPa 的系统储能或吸收压力脉动。

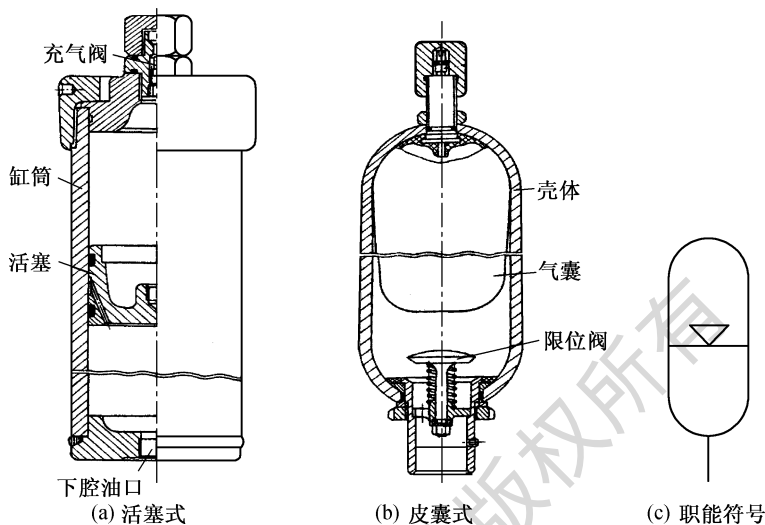


图 1-4-19 蓄能器

#### (2) 皮囊式蓄能器:

图 1-4-19(b)为皮囊式蓄能器,采用耐油橡胶制成的气囊内腔充入一定压力的惰性气体,气囊外部液压油经壳体底部的限位阀通入,限位阀还保护皮囊不被挤出容器之外。此蓄能器的气液完全隔开,皮囊受压缩储存压力能,其惯性小、动作灵敏,适用于储能和吸收压力冲击,工作压力可达 32 MPa。

#### 3. 蓄能器的安装

- (1) 充气式一般应使用惰性气体(主要为氮气)。
- (2) 一般应垂直安装,油口向下。
- (3) 用支架或支板将蓄能器固定,且便于检查、维修,并远离热源。
- (4) 用作降低噪声,吸收脉动和冲击时应尽可能靠近振源。
- (5) 与管路间应安装截止阀,供充气或检修使用。
- (6) 搬运和拆装时应排出压缩气体,保证安全。

## 四、实操

到实训室或校外实习基地认识各种辅助件。



【微信扫码】  
其他小辅助件

## 任务五

# 液压系统的工作介质



## 学习目标



### 【主要能力指标】

掌握液压油的黏性和黏度；  
熟知液压油的类型和选用；  
了解液压油的污染和清洁度。

### 【相关能力指标】

能够也乐于与他人讨论,分享成果；  
能够严格按照操作规程,安全文明操作。

## 一、任务引入

通过以上内容的学习,我们知道液压油是液压传动系统中五大组成之一,液压油对液压系统的作用就像血液对人体一样重要。所以合理选择、使用、维护、保管液压油是关系到液压设备工作的可靠性、耐久性和工作性能好坏的关键问题,它也是减少液压设备故障的有力措施。因此,必须正确的掌握液压油的各種理论性质,合理地使用液压油,从而减少液压系统的故障。

## 二、任务分析

液压油是用来传递能量的液体工作介质。除了传递能量外,它还起着润滑、冷却、保护(防锈)、密封、清洁、减振七大作用。液压系统能否可靠有效地工作,在一定程度上取决于液压油的性能。特别是在液压元件已定型的情况下,液压油的性能与正确应用则成为首要问题。



因此,必须正确地掌握液压油的各种物理性质,合理地使用液压油,从而减少液压系统的故障。

### 三、知识学习



【微信扫码】

液压油的作用与性质

#### 5.1 液体的特性

##### 1. 连续性

流体是一种连续介质,这样就可以把油液的运动参数看作是时间和空间的连续函数,并有可能利用解析数学来描述它的运动规律。

##### 2. 不抗拉性

由于油液分子与分子间的内聚力极小,几乎不能抵抗任何拉力而只能承受较大的压力,不能抵抗剪切变形而只能对变形速度呈现阻力。

##### 3. 易流性

不管作用的剪力怎样微小,油液总会发生连续的变形,这就是油液的易流性,它使得油液本身不能保持一定的形状,只能呈现所处容器的形状。

##### 4. 均质性

其密度是均匀的,物理特性是相同的。

#### 5.2 液压油的性质

##### 1. 密度

单位体积液体的质量称为液体的密度。体积为  $V$ , 质量为  $m$  的液体的密度为

$$\rho = m/V \quad \text{单位为 } \text{kg}/\text{m}^3 \quad (1-5-1)$$

液压油一般为均质的,对于矿物油型液压油,其密度随温度的上升而有所减小,随压力的提高而稍有增加,但变动值很小,可以认为是常值。我国采用  $20^\circ\text{C}$  时的密度作为油液的标准密度,一般为  $850 \sim 950 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

##### 2. 可压缩性

当流体受压力作用时其体积减小的特性称为流体的可压缩性。

压力为  $p_0$ 、体积为  $V_0$  的液体,如压力增大时,体积减小,则此液体的可压缩性可用体积压缩系数  $\beta$  表示:

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (1-5-2)$$

即用单位压力变化下的体积相对变化量来表示。由于压力增大时液体的体积减小,因此上式右边须加一负号,以使其成为正值。液压油的压缩系数一般在  $(5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

液体体积压缩系数的倒数,称为体积弹性模量  $K$ , 简称体积模量。即



$$K = \frac{1}{\beta} = -\frac{\Delta p}{\Delta V}V \quad (1-5-3)$$

$K$  表示单位体积相对变化所需要的压力增量。实际应用中常用  $K$  值说明液体抵抗压缩能力的大小。液压油的体积模量越大,液体的压缩性越小,其抗压性能越强,反之越弱。

液压油的体积模量一般为  $(1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ N/m}^2 = (1.4 \sim 2.0) \times 10^3 \text{ MPa}$ ,而钢的弹性模量为  $2.06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。可见前者与后者相比,压缩性差 100~150 倍。对于一般的液压系统,可认为油液是不可压缩的,但当液压油中混入空气时,其可压缩性将显著增加,这会严重影响液压系统的工作性能。在有较高要求或压力变化较大的液压系统中,应尽量减少油液中混入的气体及其他易挥发物质(汽油、煤油、乙醇、苯等)的含量。由于油液中的气体难以完全排除,实际计算中常取  $K = 0.7 \times 10^3 \text{ MPa}$ 。

液压油的体积模数与压缩过程、温度、压力等因素有关,等温压缩与绝热压缩下的  $K$  值不同,但由于二者差别很小,故工程上使用时通常不加以区别。

### 3. 黏性

#### (1) 黏性的定义

液体在外力作用下流动时,由于液体分子间的内聚力而产生一种阻碍液体分子之间进行相对运动的内摩擦力,液体的这种产生内摩擦力的性质称为液体的黏性。由于液体具有黏性,当流体发生剪切变形时,流体内就产生阻滞变形的内摩擦力,由此可见,黏性表征了流体抵抗剪切变形的能力。处于相对静止状态的流体中不存在剪切变形,因而不存在变形的抵抗,只有当运动流体流层间发生相对运动时,流体对剪切变形的抵抗,也就是黏性才表现出来。黏性所起的作用为阻滞流体内部的相互滑动,在任何情况下它都只能延缓滑动的过程而不能消除这种滑动。

黏性的大小可用黏度来衡量,黏度是选择液压用流体的主要指标,是影响流动流体的重要物理性质。

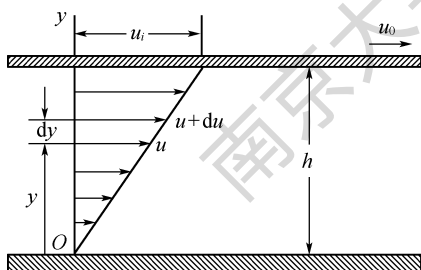


图 1-5-1 液体的黏性示意图

当液体流动时,由于液体与固体壁面的附着力及流体本身的黏性使流体内各处的速度大小不等。以流体沿如图 1-5-1 所示的平行平板间的流动情况为例,设上平板以速度  $u_0$  向右运动,下平板固定不动。紧贴于上平板上的流体黏附于上平板上,其速度与上平板相同。紧贴于下平板上的流体黏附于下平板上,其速度为零。中间流体的速度按线性分布。我们把这种流动看成是许多无限薄的流体层在运动,当运动较快的流体层在运动较慢的流体层上滑过时,两层间由于黏性就产生内摩擦力的作用。

根据实际测定的数据所知,流体层间的内摩擦力  $F$  与流体层的接触面积  $A$  及流体层的相对流速  $du$  成正比,而与此两流体层间的距离  $dz$  成反比,即

$$F = \mu A du / dz \quad (1-5-4)$$

以  $\tau = F/A$  表示切应力,则有:

$$\tau = \mu du / dz \quad (1-5-5)$$



式中,  $\mu$  为衡量流体黏性的比例系数, 称为绝对黏度或动力黏度;  $du/dz$  表示流体层间速度差异的程度, 称为速度梯度。

上式是液体内摩擦定律的数学表达式。当速度梯度变化时,  $\mu$  为不变常数的流体称为牛顿流体,  $\mu$  为变数的流体称为非牛顿流体。除高黏性或含有大量特种添加剂的液体外, 一般的液压用流体均可看作是牛顿流体。

流体的黏度通常有三种不同的测试单位。

## (2) 黏性的度量

### ① 绝对黏度 $\mu$

绝对黏度又称动力黏度, 它直接表示流体的黏性即内摩擦力的大小。动力黏度  $\mu$  在物理意义上讲, 是当速度梯度  $du/dz=1$  时, 单位面积上的内摩擦力的大小, 即

$$\mu = \frac{\tau}{du/dz} \quad (1-5-6)$$

动力黏度的国际(SI)计量单位为牛顿·秒/米<sup>2</sup>, 符号为  $N \cdot s/m^2$ , 或为帕·秒, 符号为  $Pa \cdot s$ 。

### ② 运动黏度 $\nu$

运动黏度是绝对黏度  $\mu$  与密度  $\rho$  的比值:

$$\nu = \mu/\rho \quad (1-5-7)$$

式中,  $\nu$  为液体的动力黏度,  $m^2/s$ ;  $\rho$  为液体的密度,  $kg/m^3$ 。

运动黏度的 SI 单位为米<sup>2</sup>/秒,  $m^2/s$ 。还可使用 CGS 制单位: 斯(托克斯), St(斯)的单位太大, 应用不便, 常用 1%斯, 即 1 厘斯来表示, 符号为 cSt, 故:

$$1 \text{ cSt} = 10^{-2} \text{ St} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

运动黏度  $\nu$  没有什么明确的物理意义, 它不能像  $\mu$  一样直接表示流体的黏性大小, 但对  $\rho$  值相近的流体, 例如各种矿物油系液压油之间, 还是可用来大致比较它们的黏性。由于在理论分析和计算中常常碰到绝对黏度与密度的比值, 为方便起见才采用运动黏度这个单位来代替  $\mu/\rho$ 。它之所以被称为运动黏度, 是因为在它的量纲中只有运动学的要素长度和时间因次的缘故。机械油的牌号上所标明的号数就是表明以厘斯为单位的, 在温度 50℃ 时运动黏度  $\nu$  的平均值。例如 10 号机械油指明该油在 50℃ 时其运动黏度  $\nu$  的平均值是 10 cSt。蒸馏水在 20.2℃ 时的运动黏度  $\nu$  恰好等于 1 cSt, 所以从机械油的牌号即可知道该油的运动黏度。例如 20 号油说明该油的运动黏度约为水的运动黏度的 20 倍, 30 号油的运动黏度约为水的运动黏度的 30 倍, 依此类推。动力黏度和运动黏度是理论分析和推导中经常使用的黏度单位。它们都难以直接测量, 因此, 工程上采用另一种可用仪器直接测量的黏度单位, 即相对黏度。

### ③ 相对黏度

相对黏度以相对于蒸馏水黏性的大小来表示该液体的黏性。相对黏度又称条件黏度。各国采用的相对黏度单位有所不同。有的用赛氏黏度, 有的用雷氏黏度, 我国采用恩氏黏度。恩氏黏度的测定方法如下: 测定 200 cm<sup>3</sup> 某一温度的被测液体在自重作用下流过直径 2.8 mm 小孔所需的时间  $t_A$ , 然后测出同体积的蒸馏水在 20℃ 时流过同一孔所需时间  $t_B$  ( $t_B=50 \sim 52 \text{ s}$ ),  $t_A$  与  $t_B$  的比值即为流体的恩氏黏度值。恩氏黏度用符号  $^\circ E$  表示。被测液体温度  $t^\circ C$  时的恩氏黏度用符号  $^\circ E_t$  表示。



$$^{\circ}E_t = t_A / t_B \quad (1-5-8)$$

工业上一般以  $20^{\circ}\text{C}$ 、 $50^{\circ}\text{C}$  和  $100^{\circ}\text{C}$  作为测定恩氏黏度的标准温度,并相应地以符号  $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$  和  $^{\circ}E_{100}$  来表示。

知道恩氏黏度以后,利用下列的经验公式,将恩氏黏度换算成运动黏度,单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ 。

$$\nu = (7.31^{\circ}E - 6.31/^{\circ}E) \times 10^{-6} \quad (1-5-9)$$

### (3) 压力对黏度的影响

在一般情况下,压力对黏度的影响比较小,在工程中当压力低于  $5 \text{ MPa}$  时,黏度值的变化很小,可以不考虑。当液体所受的压力加大时,分子之间的距离缩小,内聚力增大,其黏度也随之增大。因此,在压力很高以及压力变化很大的情况下,黏度值的变化就不能忽视。

### (4) 温度对黏度的影响

液压油黏度对温度的变化是十分敏感的,当温度升高时,其分子之间的内聚力减小,黏度就随之降低,造成泄漏、磨损增加、效率降低等问题。当温度下降时,黏度增加,造成流动困难及泵转动不易等问题。

而不同种类的液压油,它的黏度随温度变化的规律也不同。我国常用黏温图表示油液黏度随温度变化的关系,如图 1-5-2 所示。

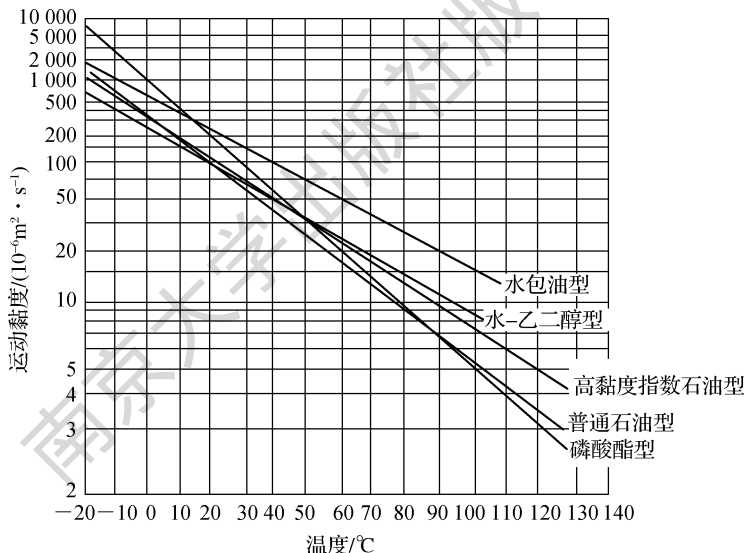


图 1-5-2 黏度和温度间的关系

对于一般常用的液压油,当运动黏度不超过  $76 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,温度在  $30 \sim 150^{\circ}\text{C}$  范围内时,可用下述公式近似计算其温度为  $t^{\circ}\text{C}$  的运动黏度:

$$\nu_t = \nu_{50} (50/t)^n \quad (1-5-10)$$

式中,  $\nu_t$  为温度在  $t^{\circ}\text{C}$  时油的运动黏度;  $\nu_{50}$  为温度为  $50^{\circ}\text{C}$  时油的运动黏度;  $n$  为黏温指数。黏温指数  $n$  随油的黏度而变化,其值可参考表 1-5-1。



表 1-5-1 黏温指数

$\nu_{50}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60
$n$	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49

#### 4. 闪点

油温升高时,部分的油会蒸发而与空气混合成油气,此油气所能点火的最低温度称为闪点。如继续加热,则会连续燃烧,此温度称为燃点。

#### 5. 其他性质

液压传动工作介质还有其他一些性质,如稳定性(热稳定性、氧化稳定性、水解稳定性、剪切稳定性等)、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、润滑性以及相容性(对所接触的金属、密封材料、涂料等作用程度)等,它们对工作介质的选择和使用有重要影响。这些性质需要在精炼的矿物油中加入各种添加剂来获得,其含义较为明显,不多作解释,可参阅有关资料。

### 5.3 对液压传动工作介质的要求

不同的工作机械、不同的使用情况对液压传动工作介质的要求有很大的不同。为了很好地传递运动和动力,液压传动工作介质应具备如下性能:

1. 合适的黏度,较好的黏温特性。
2. 润滑性能好。
3. 质地纯净,杂质少。
4. 对金属和密封件有良好的相容性。
5. 对热、氧化、水解和剪切都有良好的稳定性。
6. 抗泡沫好,抗乳化性好,腐蚀性小,防锈性好。
7. 体积膨胀系数小,比热容大。
8. 流动点和凝固点低,闪点和燃点高。
9. 对人体无害,成本低。

对轧钢机、压铸机、挤压机和飞机等液压系统则须突出耐高温、热稳定、不腐蚀、无毒、不挥发、防火等各项要求。

具体见表 1-5-2。

表 1-5-2 对液压油的要求

项 目	要求性能
压缩性	压缩性尽可能小
黏性	温度及压力对黏度的影响小,具有低温流动性,剪切安定性好
润滑性	具有对元件的滑动部位的充分润滑性,能防止异常磨损和卡咬等现象的发生
安定性	不因热、氧化或水解而生成腐蚀性物质,沉渣生成量小,寿命长
防锈性耐腐蚀性	对铁及非铁金属的防锈性及耐腐蚀性良好
脱气性消泡性	油液中的气泡及液面上的泡沫少,且容易消除





(续表)

项 目	要求性能
抗乳化性	除含水液压油外的油液,油水分离容易
清净性	尽可能不包含污染物,当污染物从外部侵入时,要能迅速分离,使之来不及作用于液压元件而产生不良影响
相容性	不能引起密封件、橡胶软管、涂料等变质
防火性	燃点高,挥发性小,最好具有不燃性
毒性	不得有毒性和异味,应无公害,且容易排水处理
其他	长期保存或紫外线照射不引起析出物沉淀 针对不同用途,具有橡胶-金属及金属-金属之间的防爬行性 难燃性

## 5.4 工作介质的分类和选择

### 1. 分类

液压油主要有以下两类:

石油基液压油 { 普通液压油  
专用液压油  
抗磨液压油  
高黏度指数液压油



【微信扫码】

液压油的类型和选用

石油基液压油是以石油的精炼物为基础,加入抗氧化或抗磨剂等混合而成的液压油,不同性能、不同品种、不同精度则加入不同的添加剂。

难燃液压油 { 合成液压油——磷酸酯液压油  
含水液压油 { 水——乙二醇液压油  
乳化液 { 油包水乳化液  
水包油乳化液

#### (1) 石油基液压油

这种液压油是以石油的精炼物为基础,加入各种为改进性能的添加剂而成。添加剂有抗氧化添加剂、油性添加剂、抗磨添加剂等。不同工作条件要求具有不同性能的液压油,不同品种的液压油是由于精制程度不同和加入不同的添加剂而成。

#### (2) 合成液压油

磷酸酯液压油是难燃液压油之一。它的使用范围宽,可达 $-54\sim 135^{\circ}\text{C}$ 。抗燃性好,氧化安定性和润滑性都很好。缺点是与多种密封材料的相容性很差,有一定的毒性。

#### (3) 水—乙二醇液压油

这种液体由水、乙二醇和添加剂组成,而蒸馏水占 $35\%\sim 55\%$ ,因而抗燃性好。这种液体的凝固点低,达 $-50^{\circ}\text{C}$ 。缺点是能使油漆涂料变软,但对一般密封材料无影响。





#### (4) 乳化液

乳化液属抗燃液压油,它由水、基础油和各种添加剂组成。分水包油乳化液和油包水乳化液,前者含水量达 90%~95%,后者含水量大于 40%。

液压系统工作介质的品种以其代号和后面的数字组成,代号 L 是石油产品的总分类号,H 表示液压系统用的工作介质,数字表示该工作介质的黏度等级。

#### 2. 工作介质的选用原则

正确而合理地选用液压油,乃是保证液压设备高效率正常运转的前提。

选用液压油时,可根据液压元件生产厂样本和说明书所推荐的品种牌号来选用液压油,或者根据液压系统的工作压力、工作温度、液压元件种类及经济性等因素全面考虑,一般是先确定适用的黏度范围,再选择合适的液压油品种。同时还要考虑液压系统工作条件的特殊要求,具体讲,选择时应主要考虑以下因素:

##### (1) 液压系统的工作压力

工作压力较高的系统宜选用黏度较高的液压油,以减少泄露;反之便选用黏度较低的油。

例如,当压力  $p=7.0\sim 20.0\text{ MPa}$  时,宜选用 N46~N100 的液压油;当压力  $p<7.0\text{ MPa}$  时,宜选用 N32~N68 的液压油。

##### (2) 运动速度

执行机构运动速度较高时,为了减小液流的功率损失,宜选用黏度较低的液压油。

##### (3) 液压泵的类型

在液压系统中,对液压泵的润滑要求苛刻,不同类型的泵对油的黏度有不同的要求,见表 1-5-3,具体可参见有关资料。

液压油的牌号(即数字)表示在 50℃ 下油液运动黏度的平均值(单位为 cSt)。

选择时,虽然要统筹考虑以上因素,但是总的来说,应尽量选用较好的液压油。虽然初始成本要高些,但由于优质油使用寿命长,对元件损害小,所以从整个使用周期看,其经济性要比选用劣质油好些。

表 1-5-3 常见液压油系列品种

名 称	黏度等级	使用范围	主要用途
普通液压油	32、46、68	7~14 MPa	室内固定设备液压系统
液压导轨油	22、32、56、68		液压与导轨润滑全用一种油液的系统。如万能磨床、轴承磨床、螺纹磨床的液压导轨系统
抗磨液压油	32、46、68	-18~70℃	工程机械、车辆液压系统
低温液压油	32、46、68	25~70℃	工程机械、车辆液压系统
高黏度液压油	22、32、46		数控机床液压系统
机械油	15、22、32、46、	7 MPa	普通机床液压系统
汽轮机油	22、32、68	7 MPa	一般液压系统
水包油乳化液			要求难燃、油液用量大且泄漏严重的液压系统,如煤矿液压支架、水压机、炼钢炉系统



(续表)

名 称	黏度等级	使用范围	主要用途
油包水乳化液			要求难燃的中压液压系统,如采煤机、凿岩机
水乙二醇			要求难燃、清洁的中低压液压系统,如冶炼炉、操作机
磷酸酯			要求难燃、高压、精密的液压系统,如民航客机、舰船、汽轮机调速液压系统

## 5.5 液压油的污染控制



【微信扫码】  
液压油的污染控制

工作介质的污染是液压系统发生故障的主要原因。它严重影响液压系统的可靠性及液压元件的寿命,因此工作介质的正确使用、管理以及污染控制,是提高液压系统的可靠性及延长液压元件使用寿命的重要手段。

### 1. 污染的根源

进入工作介质的固体污染物有四个根源:已被污染的新油、残留污染、侵入污染和内部生成污染。

(1) 液压系统的管道及液压元件内的型砂、切屑、磨料、焊渣、锈片、灰尘等污垢在系统使用前冲洗时未被洗干净,在液压系统工作时,这些污垢就进入到液压油里。

(2) 外界的灰尘、砂粒等,在液压系统工作过程中通过往复伸缩的活塞杆,流回油箱的漏油等进入液压油里。另外在检修时,稍不注意也会使灰尘、棉绒等进入液压油里。

(3) 液压系统本身也不断地产生污垢,而直接进入液压油里,如金属和密封材料的磨损颗粒,过滤材料脱落的颗粒或纤维及油液因油温升高氧化变质而生成的胶状物等。

### 2. 污染的危害

液压系统的故障 75% 以上是由工作介质污染物造成的。

液压油污染严重时,直接影响液压系统的工作性能,使液压系统经常发生故障,使液压元件寿命缩短。造成这些危害的原因主要是污垢中的颗粒。对于液压元件来说,由于这些固体颗粒进入到元件里,会使元件的滑动部分磨损加剧,并可能堵塞液压元件里的节流孔、阻尼孔,或使阀芯卡死,从而造成液压系统的故障。水分和空气的混入使液压油的润滑能力降低并使它加速氧化变质,产生气蚀,使液压元件加速腐蚀,使液压系统出现振动、爬行等。

### 3. 污染的测定

污染度测定方法有测重法和颗粒计数法两种。测重法是指让一定量的油样通过滤膜,测定滤膜上的污染物的重量。颗粒计数法是指让一定量的油样同样通过滤膜,然后测定留在滤膜上的颗粒的尺寸与数目,它可以用显微镜由人逐个计数,也可以用自动颗粒计数器计数,或是直接与标准样片进行对比,大致判断油液的污染等级。

### 4. 污染度的等级

我国制定的国家标准 GB/T 14039—2002《液压系统工作介质固体颗粒污染等级代号》和目前仍被采用的美国 NAS 1638 油液污染度等级是由用斜线隔开的两个标号组成:第一个标号表示 1 mL 油液中大于  $5\text{ }\mu\text{m}$  的颗粒数;第二个标号表示 1 mL 油液中大于  $15\text{ }\mu\text{m}$  的颗粒数。颗粒数与其标号的关系见表 1-5-4。



表 1-5-4 标号的规定

1 mL 中颗粒数		标号	1 mL 中颗粒数		标号
>	≤		>	≤	
80 000	160 000	24	10	20	11
40 000	80 000	23	5	10	10
20 000	40 000	22	2.5	5	9
10 000	20 000	21	1.3	2.5	8
5 000	10 000	20	0.64	1.3	7
2 500	5 000	19	0.32	0.64	6
1 300	2 500	18	0.16	0.32	5
640	1 300	17	0.08	0.16	4
320	640	16	0.04	0.08	3
160	320	15	0.02	0.04	2
80	160	14	0.01	0.02	1
40	80	13	0.005	0.01	0
20	40	12			

### 5. 工作介质的污染控制

造成液压油污染的原因多而复杂,液压油自身又在不断地产生污染物,因此要彻底解决液压油的污染问题是很困难的。为了延长液压元件的寿命,保证液压系统可靠地工作,将液压油的污染度控制在某一限度以内是较为切实可行的办法。对液压油的污染控制工作主要是从两个方面着手:一是防止污染物侵入液压系统;二是把已经侵入的污染物从系统中清除出去。污染控制要贯穿于整个液压装置的设计、制造、安装、使用、维护和修理等各个阶段。

为防止油液污染,在实际工作中应采取如下措施:

(1) 使液压油在使用前保持清洁。液压油在运输和保管过程中都会受到外界污染,新买来的液压油看上去很清洁,其实很“脏”,必须将其静放数天后经过滤加入液压系统中使用。

(2) 使液压系统在装配后、运转前保持清洁。液压元件在加工和装配过程中必须清洗干净,液压系统在装配后、运转前应彻底进行清洗,最好用系统工作中使用的油液清洗,清洗时油箱除通气孔(加防尘罩)外必须全部密封,密封件不可有飞边、毛刺。

(3) 使液压油在工作中保持清洁。液压油在工作过程中会受到环境污染,因此应尽量减少防止工作中空气和水分的侵入。为完全消除水、气和污染物的侵入,采用密封油箱;通气孔上加空气滤清器,防止尘土、磨料和冷却液侵入;经常检查并定期更换密封件和蓄能器中的胶囊。

(4) 采用合适的滤油器。这是控制液压油污染的重要手段。应根据设备的要求,在液压系统中选用不同过滤方式、不同精度和不同结构的滤油器,并要定期检查和清洗滤油器和油箱。

(5) 定期更换液压油。更换新油前,油箱必须先清洗一次,排尽清洗后注入新油。

(6) 控制液压油的工作温度。液压油的工作温度过高对液压装置不利,液压油本身也会加速老化变质,产生各种生成物,缩短它的使用期限。一般液压系统的工作温度最好控制在 65℃ 以下,机床液压系统则应控制在 55℃ 以下。



## 5.6 换油

### 1. 使用中油液性状的变化

液压油液经过一段时间的使用后,由于劣化或污染而改变了原有的性状,成为缩短装置的运行寿命或引发事故的原因。

判定液压油液是否劣化,一般有在现场制取油样,观察其颜色、气味、有无沉淀物,并与新油进行比较的定性方法,及把油样送往分析实验室评定性状变化的定量方法。

吸墨纸斑点试验是一种可在现场进行的简单试验。把一滴油滴到一片吸墨纸上,如果吸墨纸仍然没有颜色或仅出现一块淡黄色,则油液可以继续使用。如果出现颜色但颜色均匀,则油液仍可继续使用。如果斑点中出现明显的环形痕迹,则应该换油。如果中心是明显的深色斑点,而淡色油液向四外散开,则表明已经超过了换油时间,油液即将或已经把油泥之类的氧化生成物带进系统。

声音变化也与油液状态有关,如果工作系统的声音变了,一般是更响了或与正常声音不一样了,就该评定油液状态了。

### 2. 换油标志

换油标志的确定因装置的使用条件的不同而出入很大,而且油液的劣化、污染的程度及对液压装置的影响程度很难定量确定,所以往往根据经验数据大致确定。

一般定期分析油液的性状,当超过所设定的换油标志时就换油。

## 四、实操

1. 从油桶中取出油液并用颗粒计数法测出它的清洁度等级。

2. 完成试验台液压传动系统液压油的更换工作:

- (1) 确定液压油牌号;
- (2) 放出原有液压油;
- (3) 清洗油箱;
- (4) 加注新液压油。

## 任务六

# 液压系统的方向控制



## 学习目标



### 【主要能力指标】

掌握换向阀的类型、结构及工作原理；

掌握换向阀的中位机能；

掌握方向控制回路的类型、用途。

### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯,能够正确判断和选择；

能够与他人友好协作,顺利完成任务；

能够严格按照操作规程,安全文明操作。

## 一、任务引入

工作台不停地做往复运动,这一运动是由液压系统中的液压缸驱动完成的。那么液压系统中是什么元件来控制液压缸的方向的呢?就是通过方向控制阀。

## 二、任务分析

只要使液压油进入驱动工作台的液压缸的不同工作腔,就能使液压缸带动工作台完成往复运动。这种能够使液压油进入不同的液压缸工作油腔从而实现液压缸不同的运动方向的元件称为换向阀。换向阀又是如何改变和控制液压传动系统中油液流动的方向、油路的接通和关闭,从而改变液压系统的工作状态呢?



### 三、知识学习

在对换向阀进行学习前,我们先了解阀的一些基础知识。

## 6.1 液压控制阀概述



【微信扫码】

液压阀简介

### 6.1.1 液压控制阀(hydraulic control valve)的分类

#### 1. 按用途分

##### (1) 压力控制阀(pressure control valve)

用来控制和调节液压系统中液流的压力或利用压力控制的阀类称为压力控制阀。如溢流阀、减压阀、顺序阀、电液比例溢流阀、电液比例减压阀等。

##### (2) 流量控制阀(flow control valve)

用来控制和调节液压系统中液流流量的阀类称为流量控制阀,如节流阀、调速阀、分流阀、电液比例流量阀等。

##### (3) 方向控制阀(directional control valve)

用来控制和改变液压系统中液流方向的阀类称为方向控制阀,如单向阀、换向阀等。

这三类可互相组合,成为复合阀,以减少管路连接,使结构更为紧凑,提高系统效率,如单向行程调速阀等。

#### 2. 按控制方式分

##### (1) 开关或定值控制阀(switch valve)

这是最常见的一类液压阀,又称为普通液压阀。此类阀采用手动、机动、电磁铁和控制压力油等控制方式启闭液流通路,定值控制液流的压力和流量。

##### (2) 伺服控制阀(pilot valve)

这是一种根据输入信号(电气、机械、气动等)及反馈量成比例地连续控制液压系统中液流的压力、流量的阀类,又称为随动阀。伺服控制阀具有很高的动态响应和静态性能,但价格昂贵、抗污染能力差,主要用于控制精度要求很高的场合。

##### (3) 电液比例控制阀(electro-hydraulic proportional valve)

电液比例控制阀的性能介于上面两类阀之间,它可以根据输入信号的大小连续地成比例地控制液压系统中液流的参量,满足一般工业生产对控制性能的要求。与伺服控制阀相比具有结构简单、价格较低、抗污染能力强等优点,因而在工业生产中得到广泛应用。但电液比例控制阀存在中位死区,工作频宽较伺服控制阀低。电液比例阀又分为两种,一种是直接将开关定值控制阀的控制方式改为比例电磁铁控制的普通电液比例阀,另一种是带内反馈的新型电液比例阀。

##### (4) 数字控制阀(digital control valve)

用计算机数字信息直接控制的液压阀称为电液数字阀。数字控制阀可直接与计算机连接,不需要数/模转换器。与比例阀、伺服阀相比,数字阀具有结构简单、工艺性好、价廉、抗污染能力强、重复性好、工作稳定可靠、放大器功耗小等优点。在数字阀中,最常用的控制方



法有增量控制型和脉宽调制(PWM)型。数字阀的出现至今已有二十多年,但它的发展速度不快,应用范围也不广。主要原因是,增量控制型存在分辨率限制,而 PWM 型主要受两个方面的制约:一是控制流量小且只能单通道控制,在流量较大或要求方向控制时难以实现;二是有较大的振动和噪声,影响可靠性和使用环境。此外,数字阀由于按照载频原理工作,故控制信号频宽较模拟器件低。

### 3. 根据结构形式分类

液压控制阀一般由阀芯、阀体、操纵控制机构等主要零件组成。根据阀芯结构形式的不同,控制阀又可以分为以下几类。

#### (1) 滑阀类(slide valves)

滑阀类的阀芯为圆柱形,通过阀芯在阀体孔内的滑动来改变液流通路开口的大小,以实现液流压力、流量及方向的控制。

#### (2) 提升阀类(poppet valves)

提升阀类有锥阀、球阀、平板阀等,利用阀芯相对阀座孔的移动来改变液流通路开口的大小,以实现液流压力、流量及方向的控制。

#### (3) 喷嘴挡板阀类(nozzle-flapper valves)

喷嘴挡板阀是利用喷嘴和挡板之间的相对位移来改变液流通路开口大小,以实现控制的阀类。该类阀主要用于伺服控制和比例控制元件。

### 4. 根据连接和安装方式分类

液压阀有管式(螺纹式)、板式和插装式。

#### (1) 管式阀(tube valve)

管式阀阀体上的进油口通过管接头或法兰与管路直接连接。其连接方式简单,重量轻,在移动式设备或流量较小的液压元件中应用较广。其缺点是阀只能沿管路分散布置,拆装维修不方便。

#### (2) 板式阀(plate valve)

板式阀由安装螺钉固定在安装板上,阀的进油口通过安装板与管路连接。安装板上可以安装一个或多个阀。当安装板安装有多个阀时,又称为集成块(也称油路块),安装在集成块上的阀与阀之间的油路通过块内的流道沟通,可减少连接管路。板式阀由于集中布置且拆装时不会影响系统管路,因而操纵、维修方便,应用十分广泛。

#### (3) 插装阀(plug-in valve)

插装阀主要有二通插装阀、三通插装阀和螺纹插装阀。二通插装阀是将其基本组件插入特定设计加工的阀体内,配以盖板、先导阀组成的一种多功能复合阀。因插装阀基本组件只有两个油口,因此被称为二通插装阀,简称插装阀。该阀具有通流能力大、密封性好、自动化和标准化程度高等特点。三通插装阀具有压力油口、负载油口和回油箱油口,起到两个二通插装阀的作用,可以独立控制一个负载腔。但由于三通插装阀通用化、模块化程度远不及二通插装阀,因此,未能得到广泛应用。螺纹式插装阀是二通插装阀在连接方式上的变革,由于采用螺纹连接,使安装简捷方便,整个体积也相对减小。

#### (4) 叠加阀(stack valve)

叠加阀是在板式阀基础上发展起来的、结构更为紧凑的一种形式。阀的上下两面为安装面,并开有进油口。同一规格、不同功能的阀的油口和安装连接孔的位置、尺寸相同。



使用时根据液压回路的需要,将所需的阀叠加并用长螺栓固定在底板上,系统管路与底板上的油口相连。

按操纵方法分类,液压阀有手动式、机动式、电动式、液动式和电液动式等多种。

具体列表见表 1-6-1。

表 1-6-1 控制阀的分类

分类方法	种 类		详细分类
按机能分	压力控制阀		溢流阀、减压阀、顺序阀、比例压力控制阀、压力继电器
	流量控制阀		节流阀、调速阀、分流阀、比例流量控制阀
	方向控制阀		单向阀、液控单向阀、换向阀、比例方向控制阀
按操纵方式分	人力操纵阀		手把及手轮、踏板、杠杆
	机械操纵阀		挡块、弹簧、液压、气动
	电动操纵阀		电磁铁控制、电-液联合控制
按连接方式分	管式连接		螺纹式连接、法兰式连接
	板式及叠加式连接		单层连接板式、双层连接板式、集成块连接、叠加阀
	插装式连接		螺纹式插装、法兰式连接插装
按控制信号形式分	开关定值控制阀		定值控制液流的压力和流量
	模拟量	伺服阀	根据输入信号,成比例、连续、远距离控制液流的压力、方向和流量
		比例阀	根据输入信号,成比例、连续、远距离控制液流的压力、方向和流量
	数字量	数字阀	根据输入的脉冲数或脉冲频率,控制液流的压力和流量

### 6.1.2 对液压阀的基本要求

各种液压阀,由于不是对外做功的元件,而是用来实现执行元件(机构)所提出的力(力矩)、速度、变向的要求的,因此对液压控制阀的共同要求是:

1. 动作灵敏、性能好,工作可靠且冲击振动小;
2. 油液通过阀时的液压损失要小;
3. 密封性能好;
4. 结构简单紧凑、体积小,安装、调整、维护、保养方便,成本低廉,通用性大,寿命长。

### 6.1.3 液压阀的基本参数

#### 1. 公称通径

代表阀的通流能力的大小,对应于阀的额定流量。与阀的进出油口连接的油管与阀的通径应相一致。

#### 2. 额定压力

阀长期工作所允许的最高压力。对压力控制阀,实际最高压力有时还与阀的调压范围有关。对换向阀和流量阀,实际最高压力还可能受它的功率极限的限制。





## 6.2 换向阀(directional valve)

单向阀是一对一,换向阀是多对多。

换向阀是利用阀芯和阀体间相对位置的不同来变换不同管路间的通断关系,实现接通、切断,或改变液流的方向的阀类。它的用途很广,种类也很多。

对换向阀性能的主要要求是:

1. 油液流经换向阀时的压力损失要小(一般小于 0.3 MPa);
2. 互不相通的油口间的泄漏小;
3. 换向可靠、迅速且平稳无冲击。

换向阀按阀的结构形式、操纵方式、工作位置数和控制的通道数的不同,可分为各种不同的类型。

按阀的结构形式有:滑阀式、转阀式、球阀式、锥阀式。

按阀的操纵方式有:手动式、机动式、电磁式、液动式、电液动式、气动式。如图 1-6-1 所示。

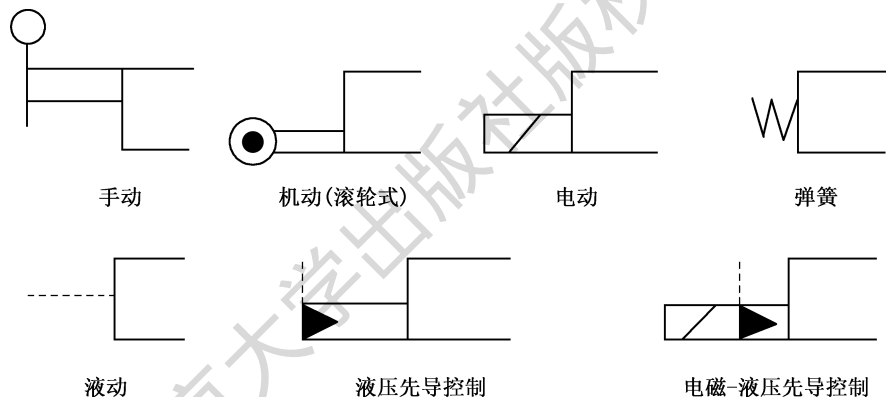


图 1-6-1 换向阀操纵方式符号

按阀的工作位置数和控制的通道数有:二位二通阀、二位三通阀、二位四通阀、三位四通阀、三位五通阀等。

### 6.2.1 换向阀的“通”和“位”——换向机能

“通”和“位”是换向阀的重要概念。不同的“通”和“位”构成了不同类型的换向阀。

“位”——阀芯的工作位置。通常所说的“二位阀”、“三位阀”是指换向阀的阀芯有两个或三个不同的工作位置。一个方格就代表一个工作位置,二格即二位,三格即三位。

“通”——指换向阀的通油口数目。所谓“二通阀”、“三通阀”、“四通阀”是指换向阀的阀体上有两个、三个、四个各不相通且可与系统中不同油管相连的油道接口,不同油道之间只能通过阀芯移位时阀口的开关来沟通。

几种不同“通”和“位”的滑阀式换向阀主体部分的结构形式和图形符号如表 1-6-2 所示。



【微信扫码】  
换向阀类型



表 1-6-2 不同的“通”和“位”的滑阀式换向阀主体部分的结构形式和图形符号

名 称	结构原理图	图形符号
二位二通		
二位三通		
二位四通		
三位四通		

表中图形符号的含义如下：

- ① 用方框表示阀的工作位置，有几个方框就表示有几“位”；
- ② 方框内的箭头表示油路处于接通状态，但箭头方向不一定表示液流的实际方向，也有可能是反应流动；
- ③ 方框内符号“⊥”或“⊥”表示该通路不通；
- ④ 方框外部(全部)连接的接口数有几个，就表示几“通”；
- ⑤ 一般，阀与系统供油路连接的进油口用字母  $P$  表示；阀与系统回油路连通的回油口用  $T$  (有时用  $O$ ) 表示；而阀与执行元件连接的油口用  $A$ 、 $B$  等表示。有时在图形符号上用  $L$  表示泄漏油口；
- ⑥ 换向阀都有两个或两个以上的工作位置，其中一个为常态位，即阀芯未受到操纵力时所处的位置。图形符号中的中位是三位阀的常态位。利用弹簧复位的二位阀则以靠近弹簧的方框内的通路状态为其常态位。绘制系统图时，油路一般应连接在换向阀的常态位上。

## 6.2.2 滑阀机能

滑阀式换向阀处于中间位置或原始位置时，阀中各油口的连通方式称为换向阀的滑阀机能。滑阀机能直接影响执行元件的工作状态，不同的滑阀机能可满足系统的不同要求。正确选择滑阀机能是十分重要的。这里介绍二位二通和三位四通换向阀的滑阀机能。



【微信扫码】  
换向阀中位机能



### 1. 二位二通换向阀

二位二通换向阀其两个油口之间的状态只有两种;通或断(如图 1-6-2 所示)。自动复位式(如弹簧复位)的二位二通换向阀的滑阀机能有关闭式(O 型)和常开式(H 型)两种,如图 1-6-2(c)所示。

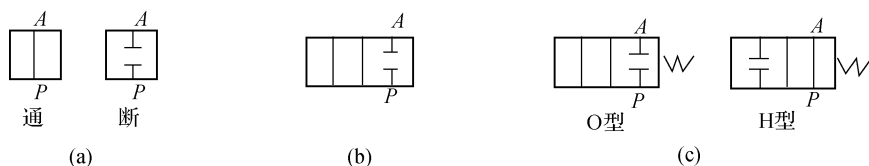


图 1-6-2 二位二通换向阀的滑阀机能

### 2. 三位四通换向阀

三位四通换向阀的滑阀机能有很多种,常见的有表 1-6-3 中所列的几种。中间一个方框表示其原始位置,左右方框表示两个换位,其左位和右位各油口的连通方式均为直通或交叉相通,所以只用一个字母来表示中位的形式。

表 1-6-3 三位四通阀常用的滑阀机能

形 式	符 号	中位油口状况、特点及应用
O 型		P、A、B、T 四口全封闭,液压缸闭锁,可用于多个换向阀并联工作。
H 型		P、A、B、T 口全通;活塞浮动,在外力作用下可移动,泵卸荷。
Y 型		P 封闭,A、B、T 口相通;活塞浮动,在外力作用下可移动,泵不卸荷。
K 型		P、A、T 口相通,B 口封闭;活塞处于闭锁状态,泵卸荷。
M 型		P、T 口相通,A 与 B 口均封闭;活塞闭锁不动,泵卸荷。
X 型		四油口处于半开启状态,泵基本上卸荷,但仍保持一定压力。
P 型		P、A、B 口相通,T 封闭;泵与缸两腔相通,可组成差动回路。



(续表)

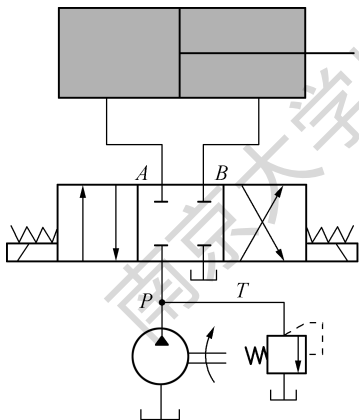
形式	符号	中位油口状况、特点及应用
J 型		$P$ 与 $A$ 封闭, $B$ 与 $T$ 相通; 活塞停止, 但在外力作用下可向一边移动, 泵不卸荷。
C 型		$P$ 与 $A$ 相通; $B$ 与 $T$ 封闭; 活塞处于停止位置。
U 型		$P$ 和 $T$ 封闭, $A$ 与 $B$ 相通; 活塞浮动, 在外力作用下可移动, 泵不卸荷。

滑阀机能是指阀芯处于常态或中位位置时, 换向阀各油口的通断情况。

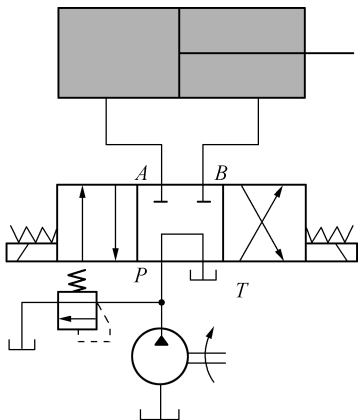
三位阀的机能指阀芯处于中位, 阀的各油口的通断情况。中间位置的调节机能不同就有不同的用途。以下介绍常用的几种机能。

### 1. O 型机能

如图 1-6-3(a) 所示, 阀芯处于中位时,  $P$ 、 $A$ 、 $B$ 、 $T$  四个油口均被封闭, 油液不流动。这时, 液压泵不能卸荷, 液压泵排出的压力油只能从溢流阀排回油箱。液压缸的两腔被封闭。活塞在任一位置均可停住, 但因换向阀的内泄漏使其锁紧精度不高。由于液压缸内充满着油液, 从静止到启动较平稳, 但换向过程中由于运动部件惯性引起换向时冲击较大。



(a) O 型机能换向阀回路



(b) M 型机能换向阀回路

图 1-6-3 换向阀中位机能

### 2. M 型机能

如图 1-6-3(b) 所示, 阀芯处于中位时, 压力油口与回油口相通, 液压泵排出的油液直接回油箱, 使泵处于卸荷状态。  $AB$  油口封闭。液压缸两腔不能进油也不能回油而锁紧不动, 但锁紧精度不高。启动平稳, 换向时有冲击现象, 不宜用于多个换向阀并联的系统中。

### 3. H 型机能

如图 1-6-4(a) 所示,  $P$ 、 $A$ 、 $B$ 、 $T$  四油口互通, 液压泵卸荷, 液压缸处于浮动状态, 可用



于手动机构。由于油口全通,换向时比 O 型阀平稳,但冲击较大,换向精度低。

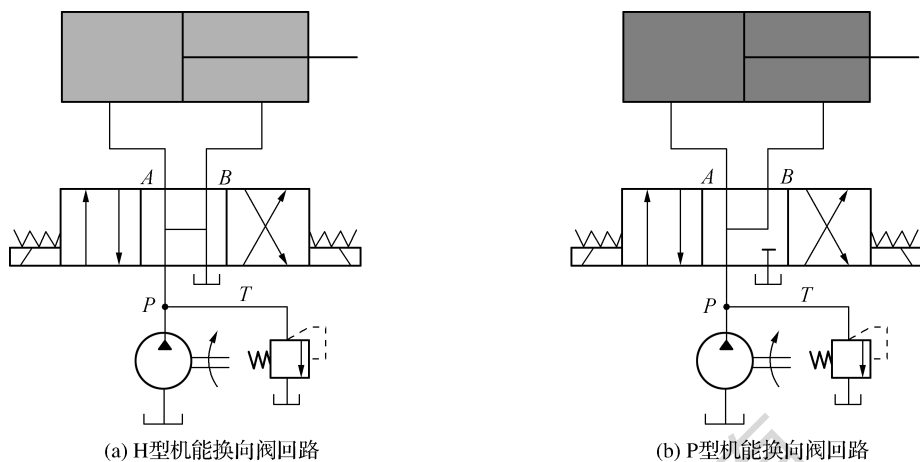


图 1-6-4 换向阀中位机能

#### 4. P 型机能

如图 1-6-4(b)所示,  $P$ 、 $A$ 、 $B$  互通, 压力油从  $P$  口同时进入  $A$ 、 $B$  口。由于液压缸左右两面的有效作用面积不等, 使液压缸有杆腔油经滑阀通道流入无杆腔, 加快了活塞同向运动速度而形成差动连接。但在中位和活塞到死点时液压阀不卸荷, 始终在调定高压下工作易使油温升高。由于液压缸两腔通高压油, 换向平稳。

#### 5. Y 型机能

如图 1-6-5 所示, 阀芯处于中位时,  $A$ 、 $B$ 、 $T$  相通、 $P$  口封闭, 即液压缸两腔均通油箱, 活塞处于浮动状态, 可用手动机构, 液压泵不卸荷。启动时液压缸两腔油液通油箱有冲击。

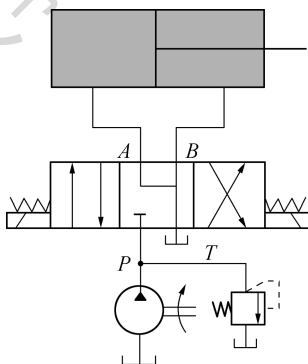


图 1-6-5 Y 型机能换向阀回路

### 6.2.3 滑阀机能的选用原则

#### 1. 当系统有保压要求时:

① 宜选用油口  $P$  是封闭式的中位机能, 如 O、Y、J、U、N 型, 这时一个油泵可用于多缸的液压系统。



② 选用油门  $P$  和油口  $O$  接通但不畅通的形式,如  $X$  型中位机能。这时系统能保持一定压力,可供压力要求不高的控制油路使用。

2. 当系统有卸荷要求时:

应选用油口  $P$  与  $O$  畅通的形式,如  $H$ 、 $K$ 、 $M$  型。这时液压泵可卸荷。

3. 当系统对换向精度要求较高时:

应选用工作油口  $A$ 、 $B$  都封闭的形式,如  $O$ 、 $M$  型,这时液压缸的换向精度高,但换向过程中易产生液压冲击,换向平稳性差。

4. 当系统对换向平稳性要求较高时:

应选用  $A$  口、 $B$  口都接通  $O$  口的形式,如  $Y$  型。这时换向平稳性好,冲击小,但换向过程中执行元件不易迅速制动,换向精度低。

5. 若系统对启动平稳性要求较高时:

应选用油口  $A$ 、 $B$  都不通  $O$  口的形式,如  $O$ 、 $C$ 、 $P$ 、 $M$  型。这时液压缸某一腔的油液在启动时能起到缓冲作用,因而可保证启动的平稳性。

6. 当系统要求执行元件能浮动时:

应选用油口  $A$ 、 $B$  相连通的形式,如  $U$  型。这时可通过某些机械装置按需要改变执行元件的位置(立式液压缸除外);当要求执行元件能在任意位置上停留时,应选用  $A$ 、 $B$  油口都与  $P$  口相通的形式(差动液压缸除外),如  $P$  型。这时液压缸左右两腔作用力相等,液压缸不动。

#### 6.2.4 电磁换向阀(solenoid operated directional valve)

电磁换向阀利用电磁铁吸力推动阀芯来改变阀的工作位置。由于它可借助于按钮开关、行程开关、限位开关、压力继电器等发出的信号进行控制,所以操作轻便,易于实现自动化,因此应用十分广泛。

图 1-6-6 所示为三位五通电磁换向阀,当左边电磁铁通电,右边电磁铁断电时,阀油口的连接状态为  $P$  和  $A$  通,  $B$  和  $T_2$  通,  $T_1$  堵死;当右边电磁铁通电,左边电磁铁断电时,  $P$  和  $B$  通,  $A$  和  $T_1$  通,  $T_2$  堵死;当左右电磁铁全断电时,五个油口全堵死。

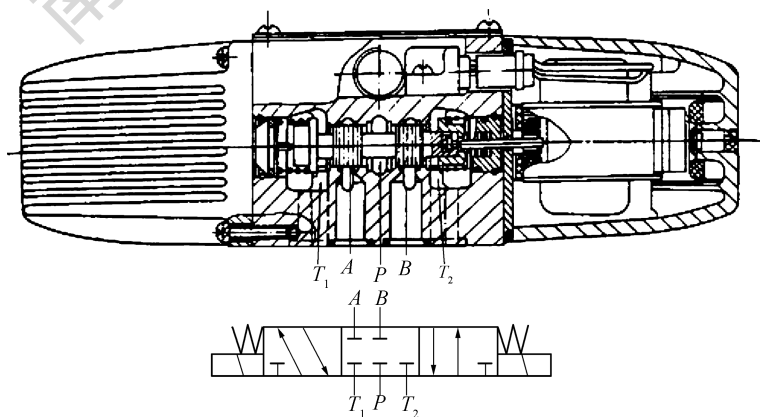


图 1-6-6 三位五通电磁换向阀



电磁换向阀按使用电源的不同可分为交流电磁阀和直流电磁阀。直流电磁铁在工作或过载情况下,其电流基本不变,因此不会因阀芯被卡住而烧毁电磁铁线圈,工作可靠,换向冲击、噪声小,换向频率较高(允许 120 次/min,最高可达 240 次/min 以上)。但需要直流电源,并且起动力小,反应速度较慢,换向时间长。交流电磁铁电源简单,起动力大,反应速度较快,换向时间短,但其起电动电流大,在阀芯被卡住时会使电磁铁线圈烧毁,换向冲击大,换向频率不能太高(30 次/min 左右),工作可靠性差。在是低压电磁换向阀的型号中,交流电磁铁用字母  $D$  表示,直流用  $E$ 。例如 23D-25B 表示流量为 25 L/min 的板式二位三通交流电磁换向阀;34E-25B 表示流量为 25 L/min 的板式三位四通直流电磁换向阀,电磁换向阀由电气信号,控制方便,布局灵活,在实现机械自动化方面得到广泛的应用。但电磁换向阀由于受到磁铁吸力较小的限制,其流量一般在 63 L/min 以下。故对于要求流量较大、行程较长、移动阀芯阻力较大或要求换向时间能够调节的场合,宜采用液动或电液式换向阀。

### 6.2.5 液动换向阀(pilot operated directional valve)

液动换向阀是利用控制压力油来改变阀芯位置的换向阀。对三位阀而言,按阀芯的对中形式,分为弹簧对中型和液压对中型两种。图 1-6-7(a)所示为弹簧对中型三位四通液动换向阀,阀芯两端分别接通控制油口  $K_1$  和  $K_2$ 。当  $K_1$  通压力油时,阀芯右移, $P$  与  $A$  通, $B$  与  $T$  通;当  $K_2$  通压力油时,阀芯左移, $P$  与  $B$  通, $A$  与  $T$  通;当  $K_1$  和  $K_2$  都不通压力油时,阀芯在两端对中弹簧的作用下处于中位。当对液动滑阀换向平稳性要求较高时,还应在滑阀两端  $K_1$ 、 $K_2$  控制油路中加装阻尼调节器[见图 1-6-7(c)]。阻尼调节器由一个单向阀和一个节流阀并联组成,单向阀用来保证滑阀端面进油畅通,而节流阀用于滑阀端面回油的节流,调节节流阀开口大小即可调整阀芯的动作时间。

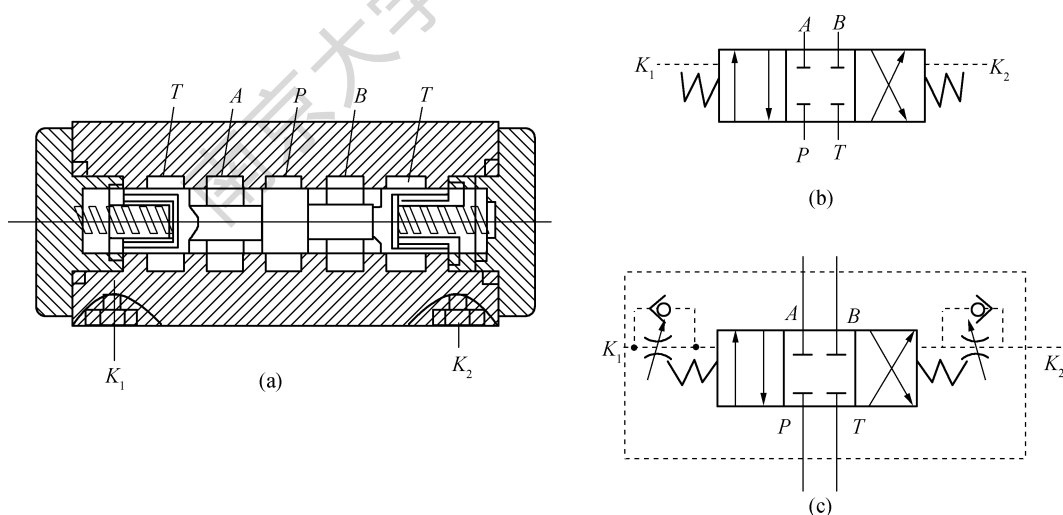


图 1-6-7 弹簧对中型三位四通液动换向阀



### 6.2.6 电液换向阀(solenoid controlled pilot operated directional valve)

电液换向阀是电磁换向阀和液动换向阀的组合,用在大流量、高压的液压系统中,如图1-6-8所示。

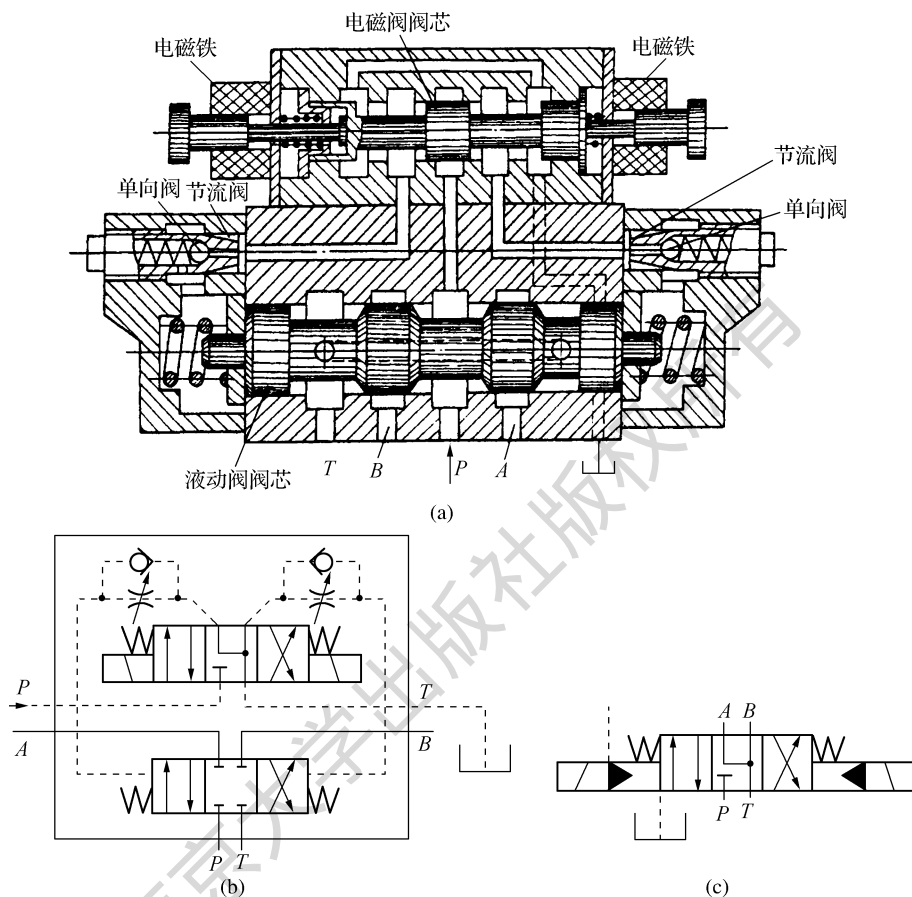


图 1-6-8 三位四通电液换向阀

其中,电磁换向阀起先导作用,控制液动换向阀的动作,改变液动换向阀的工作位置;液动换向阀作为主阀,用于控制液压系统中的执行元件。由于控制油液的流量不必很大,因而可以实现以小容量的电磁阀来控制大通径的液动换向阀,从而实现自动化控制。

由于液压力的驱动,主阀芯的尺寸可以做得很大,允许大流量通过。因此,电液换向阀主要用在流量超过电磁换向阀额定流量的液压系统中,从而用较小的电磁铁就能控制较大的流量。电液换向阀的使用方法与电磁换向阀相同。

电液换向阀有弹簧对中和液压对中有两种形式。若按控制压力油及其回油方式进行分类则有:外部控制、外部回油;外部控制、内部回油;内部控制、外部回油;内部控制、内部回油等四种类型。





控制及回油方式

- 外部控制、外部回油
- 外部控制、内部回油
- 内部控制、外部回油
- 内部控制、内部回油

电磁阀用来接受控制电路中输出的电信号,使电磁铁推动阀芯移动输出控制压力油,以推动下面的液动换向阀阀芯,由液动阀的阀芯来变换主油路的流向。因此,直接控制油路方向的是液动阀,而电磁阀只起个先导作用,不直接与主油路联系,但能够用较小的电磁铁来控制较大的流量。当两个电磁铁线圈都不通电时,电磁阀阀芯处于中间位置,其滑阀机能选用 Y 型,这样主阀的阀芯两端的油腔均通过电磁阀与油箱连通,使这两腔的压力接近于零,便于主阀芯回复到中间位置。当左边电磁铁线圈通电时,把电磁阀芯推向右端,控制油液顶开单向阀进入液动阀左腔,将液动阀芯推向右端,阀芯右腔的控制油液经节流阀和电磁阀流回油箱。这时,主阀进油口  $P$  和  $A$  相通,油口  $B$  和  $T$  相通。同理,右边电磁铁通电时,控制油路的压力油将主阀阀芯推向左端,使主油路换向。主阀阀芯向左或向右的运动速度可分别用两端的节流阀来调节,这样就调节了执行元件的换向时间,使换向平稳而无冲击,所以电液阀的换向性能较好。电液换向阀的控制油源有内控和外控两种方式。内控油源是将控制油和主油源连通在一起,压力油均由  $P$  腔进入阀内,即先导阀和主阀共用一个油源,这种供油方式是在主油路压力较低的情况下使用。当主油路压力较高时,采用外控方式,将控制油孔与外部油路直接接通即可。

若采用内控方式的电液换向阀,当主阀的滑阀机能为 H、M、K 型时,为了使此阀能正常工作,必须在回油路上安装背压阀,使控制油的压力提高到  $(0.3 \sim 0.5 \text{ MPa})$ ,这样主阀才能换向,如下图 1-6-9 所示。

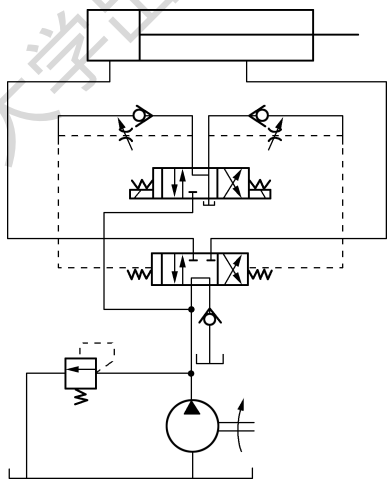


图 1-6-9 用背压阀提高控制油液压力

### 6.2.7 手动换向阀(manually-operated directional valve)

手动换向阀主要有弹簧复位和钢球定位两种形式。图 1-6-10(a)所示为钢球定位式三位四通手动换向阀,用手操纵手柄推动阀芯相对阀体移动后,可以通过钢球使阀芯稳定在



三个不同的工作位置上。图(b)则为弹簧自动复位式三位四通手动换向阀。通过手柄推动阀芯后,要想维持在极端位置,必须用手扳住手柄不放,一旦松开了手柄,阀芯会在弹簧力的作用下,自动弹回中位。图(c)所示为旋转移动式手动换向阀,旋转手柄可通过螺杆推动阀芯改变工作位置。这种结构具有体积小、调节方便等优点。由于这种阀的手柄可带有锁,不打开锁不能调节,因此使用安全。

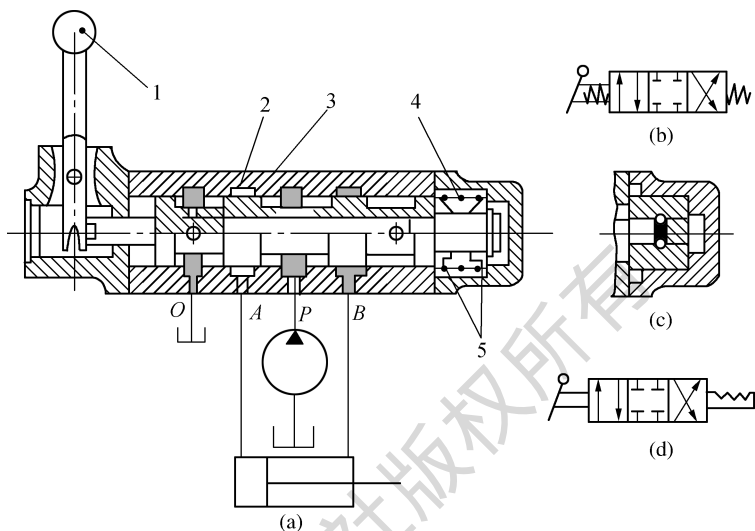
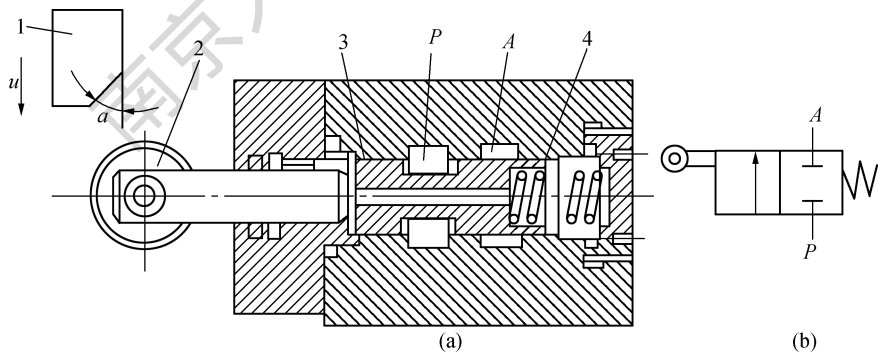


图 1-6-10 三位四通手动换向阀

### 6.2.8 机动换向阀(mechanically-operated directional valve)

机动换向阀又称行程换向阀,它是用安装在执行机构上的挡块或凸轮推动阀芯实现换向。机动换向阀多为图 1-6-11 所示二位阀。



1-挡铁;2-滚轮;3-阀芯;4-弹簧

图 1-6-11 二位二通机动换向阀

上图是二位二通机动换向阀的结构图。它由挡铁 1、滚轮 2、阀芯 3、弹簧 4 等主要部件组成。在图示位置上,阀芯 3 在弹簧 4 的推力作用下,处在最上端位置,把进油口 P 与出口 A 切断。当行程挡块将滚轮压下时,P 与 A 口接通;当行程挡块脱开滚轮时,阀芯在其底



部弹簧的作用下又恢复初始位置。改变挡块斜面的角度  $\alpha$  (或凸轮外廓的形状), 便可改变阀芯移动的速度, 因而可以调节换向过程的时间。图(b)是该阀的职能符号。

机动换向阀要放在它的操纵件旁, 因此这种换向阀常用于要求换向性能好、布置方便的场合。机动换向阀基本都是二位的, 除上述二位二通的, 还有二位三通、四通等形式。

### 6.2.9 换向阀的选择

换向阀的选择上就应考虑它们在系统中的作用, 所通过的最高压力和最大流量、操纵方式、工作性能要求及安装方式等因素, 尤其应注意: 单杆活塞液压缸由于面积差形成的不同, 回油量对换向阀正常工作的影响。

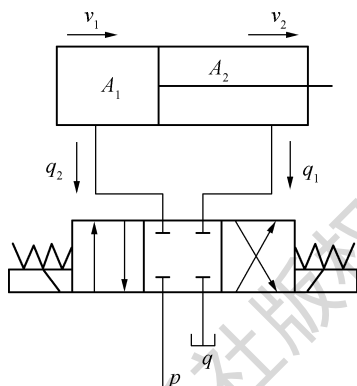


图 1-6-12 换向阀选用

如图 1-6-12 所示, 当换向阀在左位工作时,  $q = A_1 v_1$ ,  $q_1 = A_2 v_1$ ,  $q_1 = \frac{A_2}{A_1} q$ 。

因  $A_1 > A_2$ , 故  $q > q_1$ ;

当换向阀在右位工作时:  $q = A_2 v_2$ ,  $q_2 = A_1 v_2$ ,  $q_2 = \frac{A_1}{A_2} q$ 。

因  $A_1 > A_2$ , 故  $q_2 > q$ ; 当  $A_1 = 2A_2$  时,  $q_2 = 2q$ 。

换向阀的流量如果选得过小, 会增加其压力损失, 降低系统效率。一般只有在必要时才允许阀的实际流量比额定流量大, 但不能大于 20%。如果阀的流量选得过大, 又会增加整个系统装置的体积, 使成本增加。

同是一种换向阀, 其滑阀机能是各种各样的, 应根据系统的性能要求选取适当的滑阀机能。例如, 当系统要求液压泵能卸荷而执行元件又必须在任意位置停止时, 可选择 M 型机能的换向阀。

对一些工作性能要求较高、流量较大的系统, 一般尽可能选用直流电磁阀。但它需要直流电源, 其余流量较小的系统则可选用交流电磁换向阀, 使成本降低, 使用方便。

### 6.2.10 换向阀的故障与排除

换向阀的故障与排除如表 1-6-4 所示。



表 1-6-4 换向阀常见故障及排除

现 象	原 因	排除方法
滑阀不换向	滑阀卡死	清洗,去毛刺
	阀体变形	调节阀体安装螺钉使压紧力均匀或修研阀体
	具有中间位置的对中弹簧折断	更换弹簧
	操纵压力不够	操纵压力必须大于 0.35 MPa
	电磁铁线圈烧死或电磁铁推力不足	检查、修理、更换
	电气线路出故障	检查、消除故障
	液控换向阀控制油路无油或堵塞	检查、消除
电磁铁控制的方向阀动作时有响声	滑阀卡滞或摩擦力过大	修研或调配滑阀
	电磁铁不能压到底	调节电磁铁高度
	电磁铁铁心接触面不平或接触不良	消除污物,修正铁心
	电磁铁的磁力过大	选用电磁力适当的电磁铁
换向不灵	油液混入污物,卡住滑阀	清洗滑阀
	弹簧力太小或太大	更换合适的弹簧
	电磁铁的铁心接触部位有污物	磨光清理
	滑阀与阀体间隙过大或过小	研配滑阀使间隙合适
电磁铁过热或烧毁	电磁铁铁心与滑阀轴线不同心	拆卸重新装配
	电磁铁线圈绝缘不良	更换电磁铁
	电磁铁铁心吸不紧	修理电磁铁
	电线焊不好	重新焊接
反向无法液控导通	控制压力过低	提高控制压力
	控制油管接头泄漏	消除泄漏
	单向阀卡死	清洗
反向泄漏	单向阀全开位置上卡死	清洗、修配
	单向阀锥面与阀座锥面接触不良	检查、更换

## 6.3 换向回路

要想实现工作台的动作,光有方向控制阀不行,还要有动力源、油管等辅助元件及液压缸等共同作用、相互配合才能完成。这就是液压回路的功能。下面我们就来认识一下液压回路并深入了解方向控制回路的知识。

所谓液压回路是指能够完成某种特定控制功能的液压元件和管道的组合。而液压回路中的某些典型回路又称为液压基本回路,比如方向控制回路、压力控制回路、速度控制回路等就是液压基本回路。



【微信扫码】  
方向控制回路



再复杂的系统从控制结果来看,无非是控制工作机构的运动方向、运动速度及输出力,因此,我们总可以把它看成是由多个基本回路组成。

基本回路可以说是“麻雀虽小,五脏俱全”的,五个组成部分缺一不可。因此,回路既是元件的深入,又是系统的基础。

对于基本回路的学习,不但要搞清每个元件在回路中的名称、功能和特点,还要搞清组成回路的主要元件。

液压系统中,通过控制液流的通、断及改变流向,使执行元件启动、停止、锁紧及变换运动方向的回路称为方向控制回路。它的主要元件是方向控制阀。

### 6.3.1 手动换向回路

这种回路的换向精度和平衡性不高,常用于换向不频繁且无须自动化的场合,如一般的机床、农业机械等,如图 1-6-13 所示。

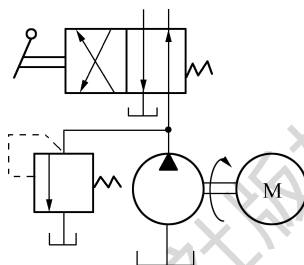


图 1-6-13 手动换向回路

### 6.3.2 机动换向回路

这种回路换向精度高,冲击较小,一般用于速度和惯性较大的系统中,如图 1-6-14 所示。

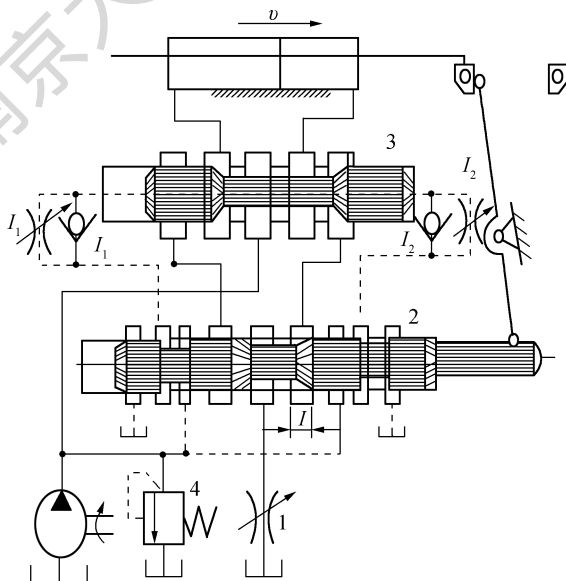


图 1-6-14 机动换向回路



### 6.3.3 电磁换向回路

这种回路使用方便,易实现自动化,但换向时间短、冲击大,交流电磁铁更为严重。电磁换向回路一般用于小流量,平稳性要求不高,换向频繁的场所,如图 1-6-15 所示。

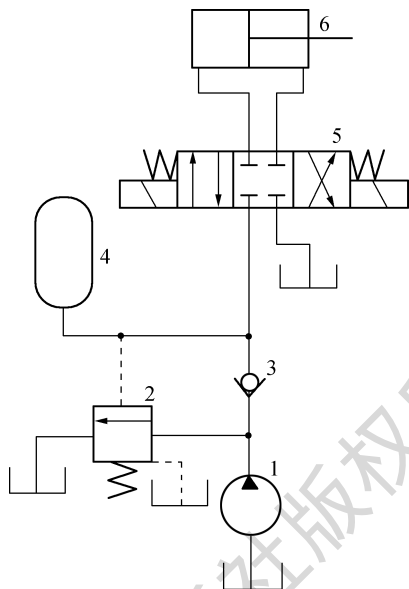


图 1-6-15 电磁换向回路

### 6.3.4 电液动换向回路

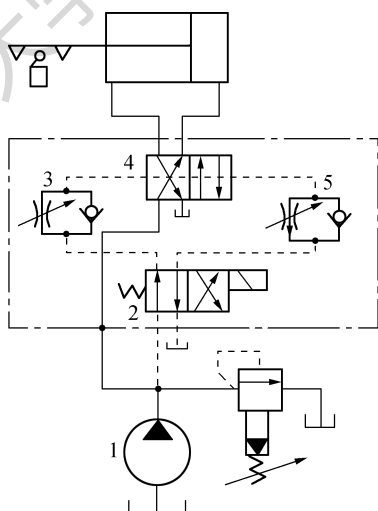


图 1-6-16 电液动换向回路

电液换向阀是利用较小的电液阀 2 来控制容量较大的液动换向阀 4 换向的,因此用于大流量的系统。电液换向阀的换向速度由单向节流阀 3 或 5 调节。这种回路,由于换向阀



的阀芯切换时间长,可以调节控制油推力比电磁铁吸力大,所以可做成大流量换向阀。电液动换向回路适用于高压大流量系统和重载快速平衡的往复系统中,如图 1-6-16 所示。

### 6.3.5 双向变量泵换向回路

如图 1-6-17 所示,本回路为采用双向变量泵使液压缸换向的回路。为了补偿在闭式回路中单杆液压缸两油腔的油量差,采用了一个蓄能器。当活塞下行时,蓄能器放出油液以补偿泵吸油量的不足。当活塞上行时,压力油将液控单向阀打开,使液压缸上腔多余的回油流入蓄能器。阀 A 是安全阀。

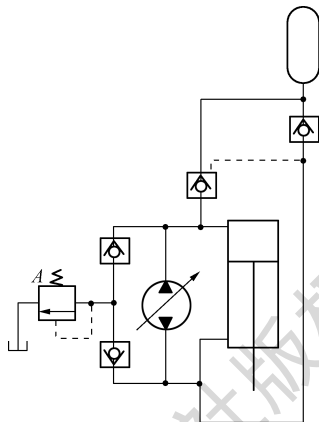


图 1-6-17 双向变量泵换向回路

### 6.3.6 锁紧回路

使执行元件在任意位置停留,且停留后不会在外力作用下移动的回路称为锁紧回路。锁紧的方式可采用换向阀的中位锁紧职能或液控单向阀、双向液压锁来实现。

#### (1) O、M 机能换向阀锁紧回路

如图 1-6-18 所示,采用 O 型或 M 型机能的三位换向阀,当阀芯处于中位时,液压缸的进、出口都被封闭,可以将活塞锁紧。

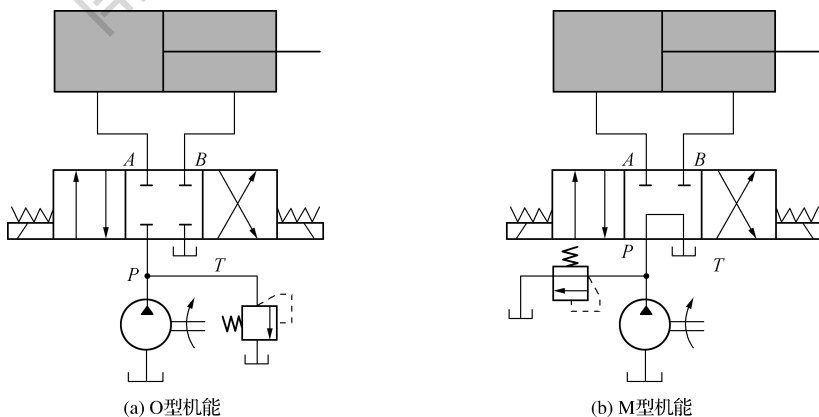


图 1-6-18 换向阀锁紧回路



但由于滑阀式换向阀泄漏的不可避免,因此锁紧效果差。一般只用于锁紧时间短,锁紧要求不高的场合。

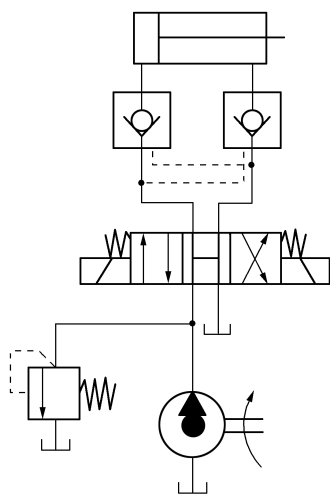


图 1-6-19 液控单向阀锁紧回路

### (2) 液控单向阀锁紧回路

如图 1-6-19 所示,在液压缸的进、回油路中都接有液控单向阀(液压锁),活塞可以在行程的任何位置锁紧。

为保证锁紧迅速、准确,采用液控单向阀的锁紧回路其换向阀的中位机能采用 H 型或 Y 型,这样可以保证液控单向阀的控制油液卸压使液控单向阀立即关闭,活塞停止运动。假如采用 O 型机能,在换向阀中位时,由于液控单向阀的控制腔油液被闭死而不能使其立即关闭,直至由换向阀的内泄漏使控制腔泄压后,液控单向阀才能关闭,从而影响其锁紧精度。

这种回路一般应用于重要的锁紧场合,如汽车起重机的支腿的锁紧,飞机起落架的锁紧及矿山采掘机械液压支架的锁紧等。

### 6.3.7 多缸顺序动作回路

下图 1-6-20 所示为用行程阀控制的顺序动作回路。在图示状态下,A、B 两缸的活塞均在右端。当推动手柄,使阀 C 左位工作,缸 A 左行,完成动作①;挡块压下行程阀 D 后,缸 B 左行,完成动作②;手动换向阀 C 复位后,缸 A 先复位,实现动作③;随着挡块后移,阀 D 复位,缸 B 退回实现动作④,完成一个工作循环。

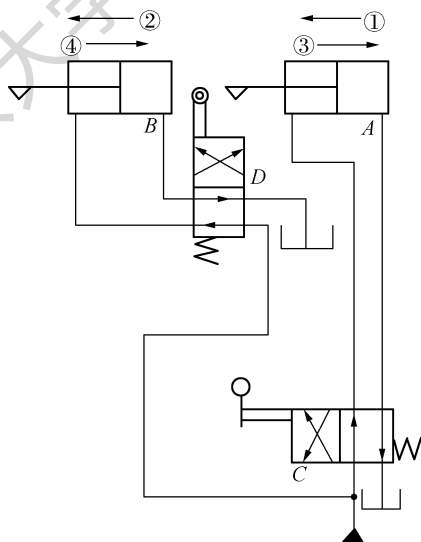


图 1-6-20 行程阀顺序动作回路





### 6.3.8 防干扰回路

下图 1-6-21 所示为用单向阀隔开油路之间不必要的联系,防止油路相互干扰。

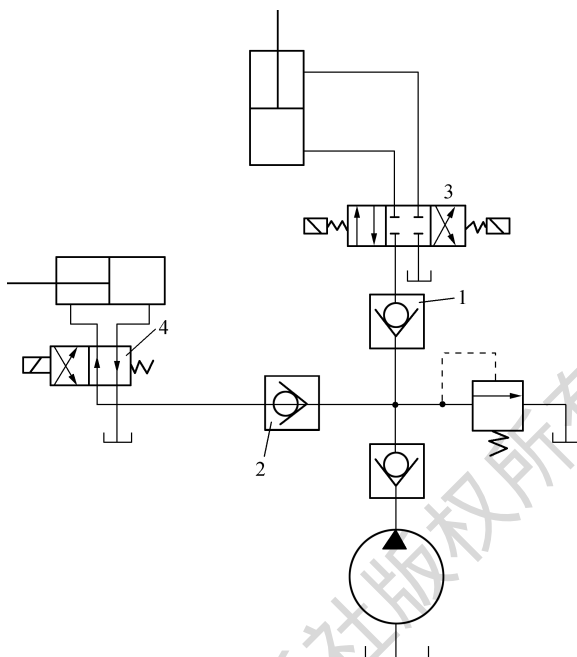


图 1-6-21 单向阀防干扰回路

## 四、实操

1. 完成下图 1-6-22, 1-6-23 所示换向阀的拆装。

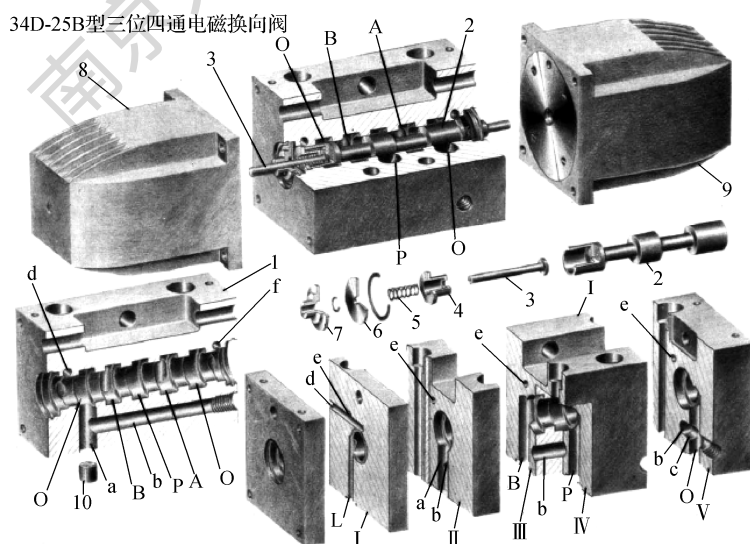


图 1-6-22 电磁阀的立体结构图

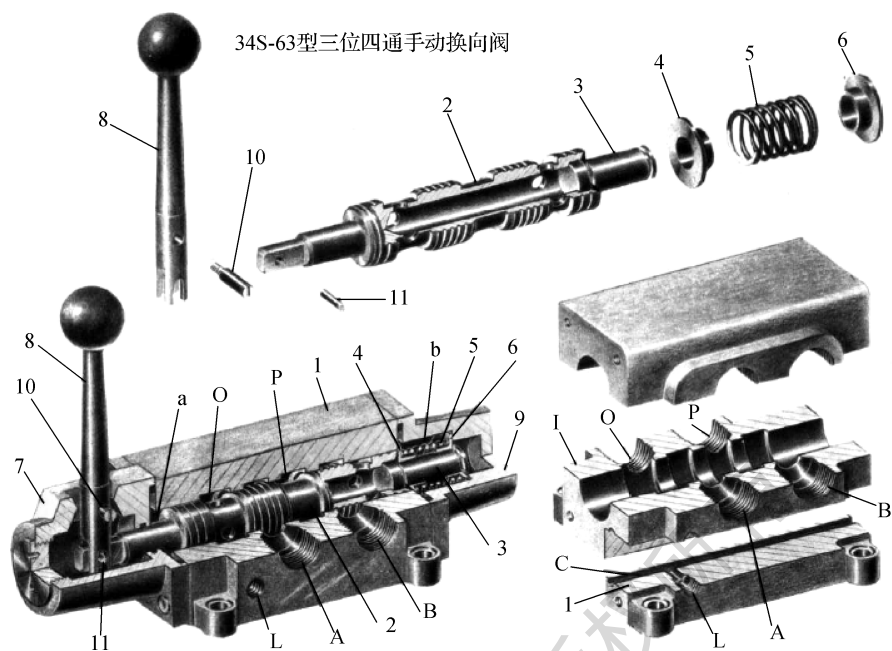


图 1-6-23 手动换向阀的立体结构图

2. 在实验室完成机床工作台方向控制回路的搭接。
3. 按下图 1-6-24 完成方向控制回路的搭接。

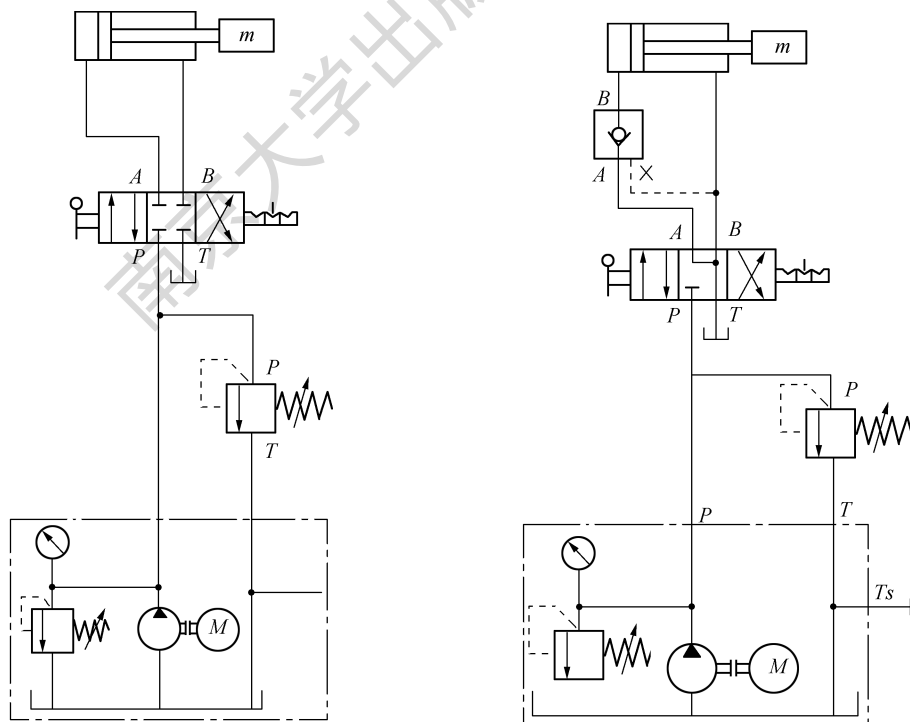


图 1-6-24 油漆烘干炉液压系统



#### 4. 注意事项

此例实际是考察锁紧回路的原理及应用。第一种方案中还可采用 M 型中位机能,但该回路存在较大的泄漏,锁紧效果较差,只用于锁紧时间短而且要求不高的液压系统。第二种方案中也可采用 H 型中位机能,只要保证工作油口 A 和 B 与回油口 T 接通即可,此时泵处于卸荷状态,这种回路密封性好,泄漏小,锁紧效果好。



在方向控制阀中除了机床工作台上用的换向阀,还有一类用途广泛的单向阀。单向阀有普通单向阀和液控单向阀两种。

### 一、普通单向阀(check valve)

单向阀又称止回阀,它使液体只能沿一个方向通过,反向流通时则不通。单向阀可用于液压泵的出口,防止系统油液倒流;用于隔开油路之间的联系,防止油路相互干扰;也可用作旁通阀,与其他类型的液压阀相并联,从而构成组合阀。对单向阀的主要性能要求是:油液向一个方向通过时压力损失要小;反向不通时密封性要好;动作灵敏,工作时无撞击和噪声。



【微信扫码】  
普通单向阀

#### (一) 工作原理图和职能符号

图 1-6-25 为单向阀的工作原理图和职能符号。当液流由 A 腔流入时,克服弹簧力将阀芯顶开,于是液流由 A 流向 B;当液流反向流入时,阀芯在液压力和弹簧力的作用下关闭阀口,使液流截止,液流无法流向 A 腔。

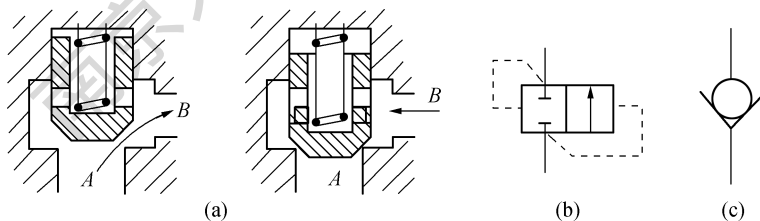


图 1-6-25 单向阀的工作原理和职能符号

单向阀实质上是利用流向所形成的压力差使阀芯开启或关闭。

#### (二) 典型结构

单向阀的结构如图 1-6-26 所示。按进出口流道的布置形式,单向阀可分为直通式和直角式两种。



图 1-6-26 典型产品外形结构

直通式单向阀进口和出口流道在同一轴线上；而直角式单向阀进出口流道成直角布置，如图 1-6-27 所示。

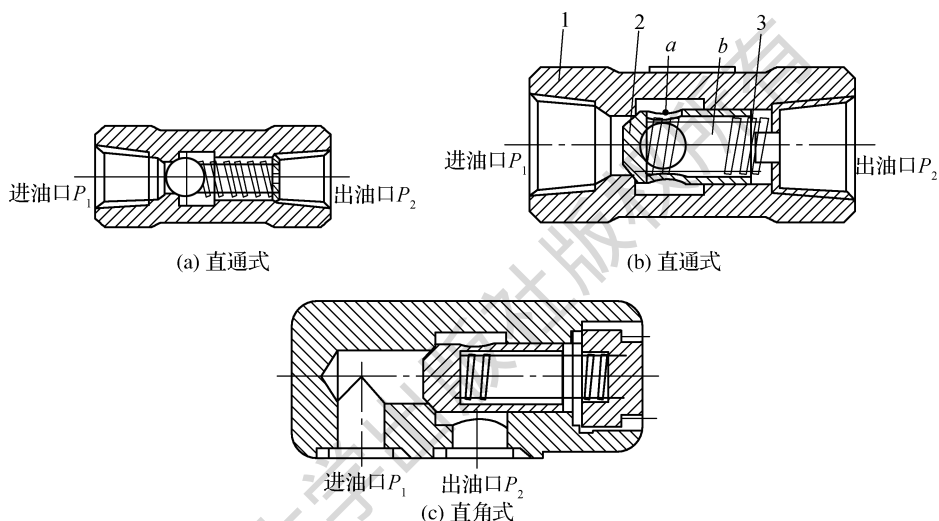


图 1-6-27 内部结构

图中(a)、(b)为管式连接的直通式单向阀，它可直接装在管路上，比较简单，但液流阻力损失较大，而且维修装拆及更换弹簧不便。(c)为板式连接的直角式单向阀，在该阀中，液流顶开阀芯后，直接从阀体内部的铸造通道流出，压力损失小，而且只要打开端部螺塞即可对内部进行维修，十分方便。

按阀芯的结构形式，单向阀又可分为钢球式和锥阀式两种。图 1-6-27 中(a)是阀芯为球阀的单向阀，其结构简单，但密封容易失效，工作时容易产生振动和噪声，一般用于流量较小的场合。(b)是阀芯为锥阀的单向阀，这种单向阀的结构较复杂，但其导向性和密封性较好，工作比较平稳。

单向阀开启压力一般为  $0.035 \sim 0.05 \text{ MPa}$ ，所以单向阀中的弹簧很软。单向阀也可以用作背压阀。将软弹簧更换成合适的硬弹簧，就成为背压阀。这种阀常安装在液压系统的回油路上，用以产生  $0.2 \sim 0.6 \text{ MPa}$  的背压力。

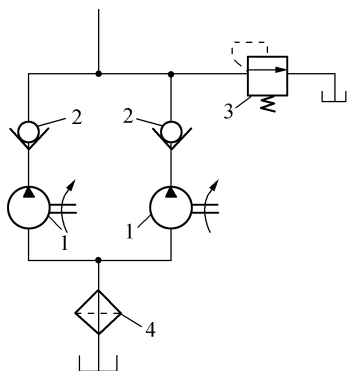
### (三) 主要用途

单向阀的主要用途如下：

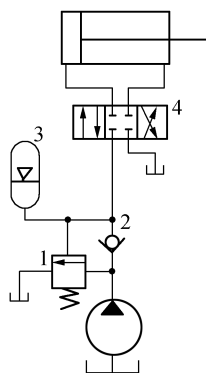


(1) 选择液流方向,使压力油或回油只能按单向阀限定的方向流动,构成特定的回路。

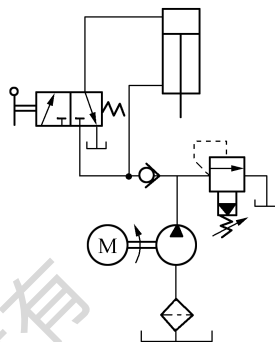
(2) 分隔油路,防止高压油进入低压系统,造成干扰。图 1-6-28(a)所示系统为采用双泵向系统供油,也可以采用一个泵工作,此时单向阀就可以防止另外一台泵的高压油反窜回来,对泵起保护作用。



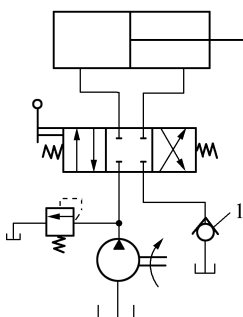
(a) 单向阀用于双泵系统



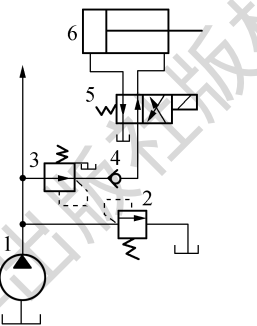
(b) 单向阀安装在泵出口



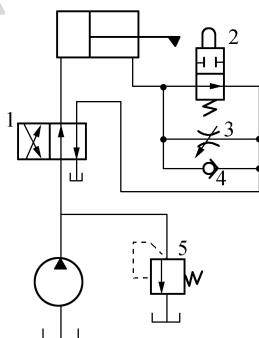
(c) 单向阀用于锁住直立油缸



(d) 单向阀用作背压阀



(e) 单向阀安装在控制油路进口



(f) 与调整阀组合

图 1-6-28 单向阀的用途

(3) 如图 1-6-28(b)所示,安装在液压泵出口,防止系统压力突然升高反向传给泵,避免泵反转或损坏。

(4) 液压泵停止时,保持液压缸的位置。如图 1-6-28(c)所示,防止系统中的油液在泵停机时倒流回油箱,避免液压缸下滑,直到安全保持作用。

(5) 将单向阀做背压阀用,利用单向阀的背压作用,提高执行元件运动的稳定性。如图 1-6-28(d)所示,单向阀接在液压缸的回油路上,使回油产生背压,这样可以减小液压缸运动时的前冲和爬行现象。

(6) 利用单向阀的背压作用,保持低压回路的压力。如图 1-6-28(e)所示,单向阀进口接主油路,出口接控制油路,当主油路空载或回油时,防止油液倒流,短时保压。

(7) 与其他阀并联使用,使之在单方向上起作用。如图 1-6-28(f)所示,单向阀与节流阀并联使用,则实现只在单方向起节流或调速作用。



【微信扫码】

液控单向阀

## 二、液控单向阀(pilot-controlled check valve)

普通单向阀是通过调节弹簧的松紧来控制,而液控单向阀则是通过液压来实现。

液控单向阀是允许液流向一个方向流动,反向开启则必须通过液压控制来实现的单向阀。液控单向阀可用作二通开关阀,也可用作保压阀,用两个液控单向阀还可以组成液压锁。

### (一) 工作原理图和图形符号

图 1-6-29 为液控单向阀的工作原理图和图形符号。当控制油口无压力油( $P_c=0$ )通入时,它和普通单向阀一样,压力油只能由 A 腔流向 B 腔,不能反向倒流。若从控制油口 C 通入控制油  $P_c$  时,即可推动控制活塞,将阀芯顶开,从而实现液控单向阀的反向开启,此时液流可从 B 腔流向 A 腔。



图 1-6-29 液控单向阀的工作原理图和图形符号

### (二) 典型结构

液控单向阀有带卸荷阀芯的卸载式液控单向阀(见图 1-6-30)和不带卸荷阀芯的简式液控单向阀两种结构形式。卸载式阀中,当控制活塞上移时先顶开卸载阀的小阀芯,使主油

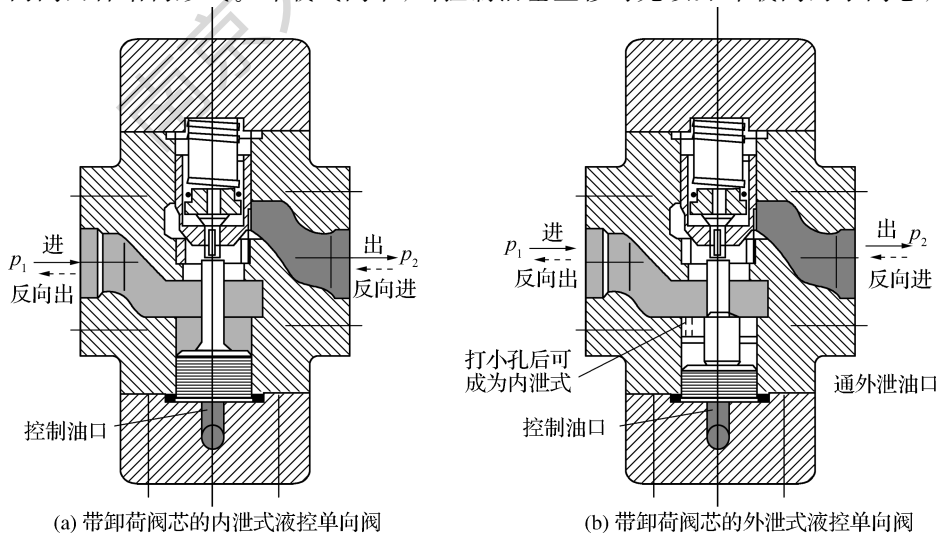


图 1-6-30 带卸荷阀芯的液控单向阀



路卸压,然后再顶开单向阀芯。这样可大大减小控制压力,使控制压力与工作压力之比降低到4.5%,因此可用于压力较高的场合,同时可以避免筒式阀中当控制活塞推开单向阀芯时,高压封闭回路内油液的压力将突然释放,产生巨大冲击和响声的现象。

上述两种结构形式按其控制活塞处的泄油方式,又均有内泄式和外泄式之分。图1-6-30(a)为内泄式,其控制活塞的背压腔与进油口 $P_1$ 相通。如图1-6-30(b)所示,外泄式的活塞背压腔直接通油箱,这样反向开启时就可减小 $P_1$ 腔压力对控制压力的影响,从而减小控制压力 $P_K$ 。故一般在反向出油口压力 $P_1$ 较低时采用内泄式,高压系统采用外泄式。图1-6-31为其原理图及职能符号。

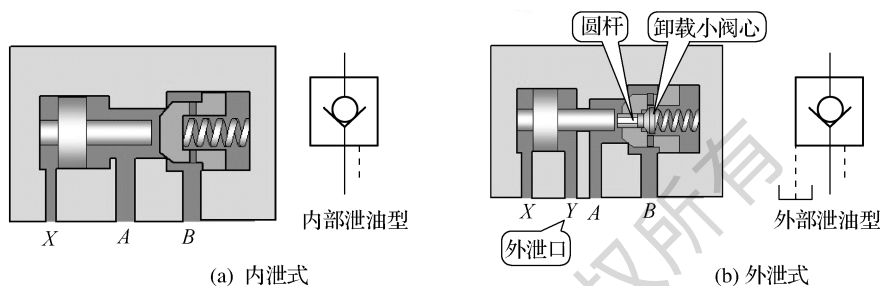


图 1-6-31 液控单向阀的典型结构

### (三) 主要用途

液控单向阀具有良好的单向密封性能,在液压系统中应用很广,常用于执行元件需要较长时间保压、锁紧等情况下,也用于防止立式液压缸停止时自动下滑及速度换接等回路中。具体讲,它有以下用途:

#### (1) 保持压力

滑阀式换向阀都有间隙泄漏现象,只能短时间不精确保压。当有严格保压要求时,可在油路上加一个液控单向阀,如图1-6-32(a)所示,利用锥阀关闭的严密性,使油路长时间的保压。

#### (2) 用于液压缸的“支撑”

如图1-6-32(b)所示,液控单向阀接于液压缸下腔的油路,可防止立式液压缸的活塞和滑块等活动部分因滑阀泄漏而下滑。

#### (3) 实现液压缸的锁紧

如图1-6-32(c)所示,换向阀处于中位时,两个液控单向阀关闭,严密封闭液压缸两腔的油液,这时活塞就不能因外力作用而产生移动。

#### (4) 大流量排油

如图1-6-32(d)所示,液压缸两腔的有效工作面积相差很大,在活塞退回时,液压缸右腔排油量骤然增大,此时若采用小流量的滑阀,会产生节流作用,限制活塞的后退速度;若加设液控单向阀,在液压缸活塞后退时,控制压力油将液控单向阀打开,便可顺利地将右腔油液排出。

#### (5) 作为充液阀使用

立式液压缸的活塞在高速下降过程中,因高压油和自重的作用,致使下降迅速,产生吸





空和负压,必须增高补油装置。图 1-6-32(e)所示的液控单向阀就是作为充液阀使用,以完成补油功能。

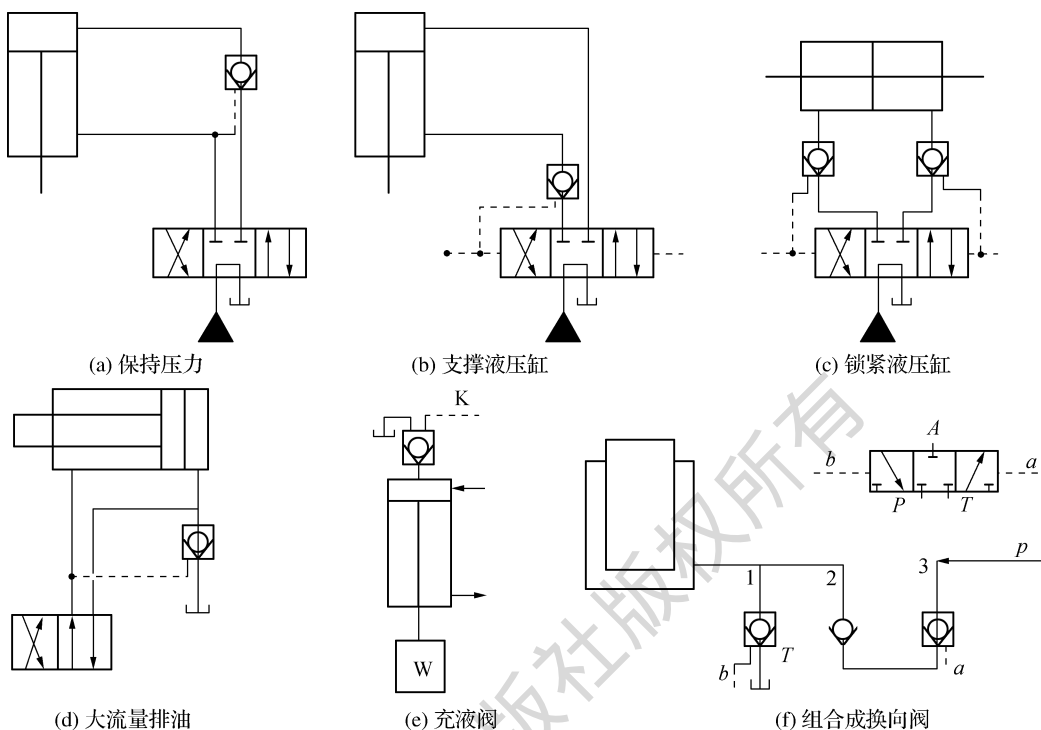


图 1-6-32 液控单向阀的用途

在垂直放置液压缸的下腔管路上安装液控单向阀,就可将液压缸(负载)较长时间保持(锁定)在任意位置上,并可防止由于换向阀的内部泄漏引起带有负载的活塞杆下落。

#### (四) 双向液压锁(bilateral pilot-controlled valve)

双向液压锁,又称双向液控单向阀、双向闭锁阀。其结构原理及职能符号如图 1-6-33 所示。它是由两个液控单向阀共用一个阀体 1 和控制活塞 2 组成。

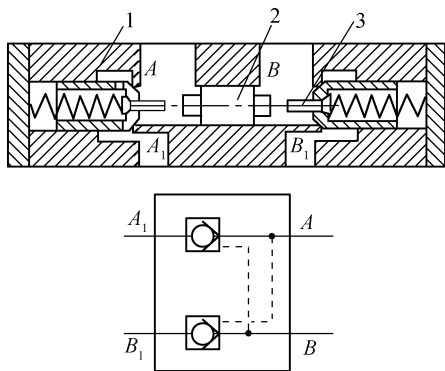


图 1-6-33 双向液压锁及职能符号

当压力油从 A 腔进入时,依靠油压自动将左边的阀芯顶开,使油液从 A 向  $A_1$  小腔流动。同时,通过控制活塞 2 把右阀顶开,使 B 腔与  $B_1$  腔沟通,将原来封闭在 B 腔通路上的油液,通过 B 腔排出。这就是说,当一个油腔正向进油时,另一个油腔就反向出油。反之亦然。当 A、B 两腔都没有压力油时, $A_1$  腔与  $B_1$  腔的反向油液依靠顶杆 3(即卸荷阀芯)的锥面与阀座的严密接触而封闭。这时执行元件被双向锁住,这就是汽车起重机的液压支腿能锁紧在任一位置的原理。





### （五）常见故障及排除

单向阀的常见故障及排除见表 1-6-5。

表 1-6-5 单向阀常见故障及排除

现 象	原 因	排除方法
发生异常声音	油的流量超过允许值	更换流量大的阀
	与其他阀共振	可微量改变阀的额定压力,也可调试弹簧的强弱
	在卸压回路中没有卸压装置	补充卸压装置回路
阀与阀座 有严重泄漏	阀座锥面密封不好	重新研配
	滑阀或阀座拉毛	重新研配
	阀座碎裂	更换并研配阀座
不起单向阀作用	阀体孔变形,使滑阀在阀体内咬住	修研阀体孔
	滑阀配合时有毛刺,使滑阀不能正常工作	修理,去毛刺
	滑阀变形胀大,使滑阀在阀体内咬住	修研滑阀外径
结合处渗漏	螺钉或管螺纹没拧紧	拧紧螺钉或管螺纹

### 三、实操

拆装下图 1-6-34 所示液控单向阀。

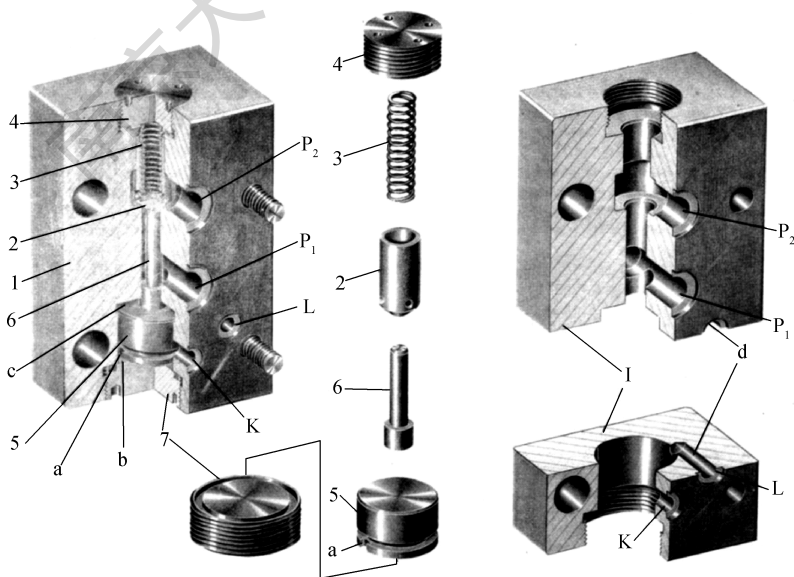


图 1-6-34 1Y-25B 型液控单向阀结构图

## 任务七

# 液压系统的压力控制



## 学习目标



### 【主要能力指标】

掌握溢流阀及减压阀的结构及工作原理；  
掌握溢流阀及减压阀的用途。

### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯,能够正确判断和选择；  
能够与他人友好协作,顺利完成任务；  
能够严格按照操作规程,安全文明操作。

## 一、任务引入

机床在切削工件时,工作台需克服很大的材料变形阻力,这就需要液压系统主供油回路中的液压油提供稳定和足够的工作压力,同时既要保证系统安全,还必须保证系统过载时能有效地卸荷。那么应选用何种液压控制元件才能实现这一功能呢? 这些元件又是如何工作的呢?

## 二、任务分析

稳定的工作压力是保证系统工作平稳的先决条件。同时,如果液压传动系统一旦过载,而无有效的卸荷措施的话,将会使液压传动系统中的液压元辅件处于过载状态,很容易发生损坏。因此,液压系统必须能有效地控制系统压力。在液压系统中,担负此重任的就是压力控制阀,就是我们机床工作台液压系统中的溢流阀,如图 1-7-1 所示。它在系统中的主要作用就是稳压和卸荷,下面就来认识一下溢流阀。



### 三、知识学习

#### 7.1 概述

##### 1. 溢流阀(relief valve)的主要用途

###### (1) 调压和稳压

如用在由定量泵构成的液压源中,用以调节泵的出口压力,保持该压力恒定。

###### (2) 限压

如用作安全阀,当系统正常工作时,溢流阀处于关闭状态,仅在系统压力大于其调定压力时才开启溢流,对系统起过载保护作用。

##### 2. 溢流阀的特征

阀与负载相并联,溢流口接回油箱,采用进口压力负反馈。

##### 3. 系统对溢流阀的要求

- (1) 定压精度高;
- (2) 灵敏度高;
- (3) 工作平稳且无振动和噪声;
- (4) 当阀关闭时密封要好,泄漏要小。

根据结构不同,溢流阀可分为直动型和先导型两类。



【微信扫码】

溢流阀



图 1-7-1 溢流阀

#### 7.2 直动型溢流阀

直动型溢流阀是依靠系统中的压力油(作用在阀芯上的主油路液压油)直接作用在阀芯上的力与弹簧力相平衡,以控制阀心的启闭动作。如图 1-7-2 所示。

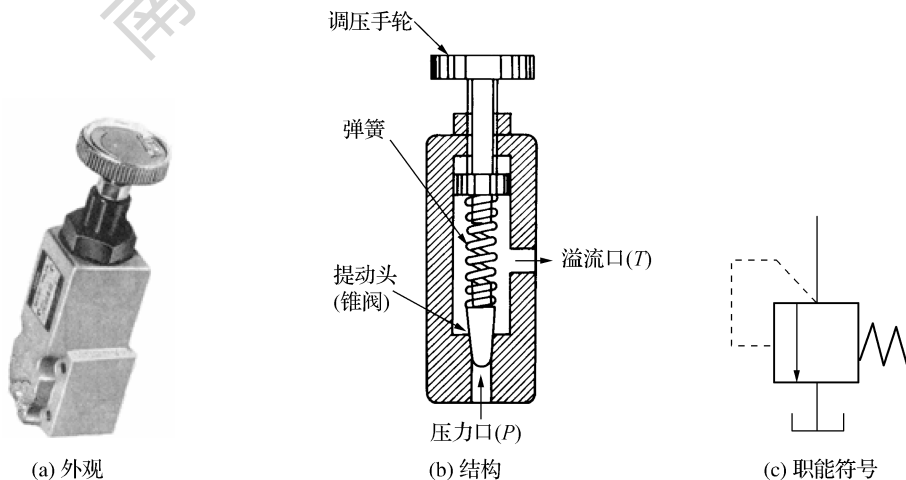


图 1-7-2 直动型溢流阀



### 1. 结构

直动型溢流阀的结构主要有滑阀、锥阀、球阀和喷嘴挡板等形式,其工作原理基本相同。如图 1-7-3 所示,直动型溢流阀因阀口和承压面结构形式不同,形成了三种基本结构:图(a)所示阀采用滑阀式溢流口,端面承压方式;图(b)所示阀采用锥阀式溢流口,同样采用端面承压方式;图(c)所示阀采用锥阀式溢流口,锥面承压方式,承压面和阀口的节流边均用锥面充当。但无论何种结构,直动型溢流阀均是由调压弹簧和调压手柄、溢流阀口、承压面等三个部分构成。

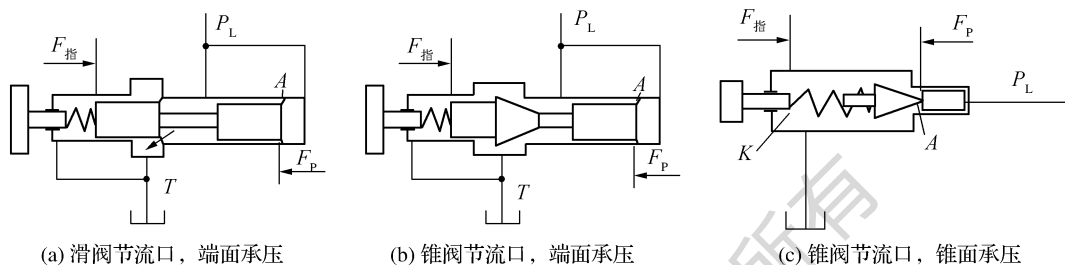


图 1-7-3 直动型溢流阀结构原理图

该阀由滑阀阀芯、阀体、调压弹簧、阀座、调节手轮等零件组成。

### 2. 工作原理

图 1-7-3(b)所示位置,阀芯在调压弹簧力  $F_{指}$  的作用下处于最下端位置,阀芯台肩的封油长度  $S$  将进、出油口隔断,压力油从进口  $P$  进入阀后,经阻尼孔后作用在阀芯的底面上,阀芯的底面上受到油压的作用形成一个向上的液压力  $F_P$ 。当进口压力  $p$  较低,液压力  $F_P$  小于弹簧力  $F_{指}$  时,阀芯在调压弹簧的预压力作用下处于最下端,由底端阀座限位(可调节封油长度  $S$ ),阀处于关闭状态。当液压力  $F_P$  等于或大于调压弹簧力  $F_{指}$  时,阀芯向上运动,左移行程  $S$  后阀口开启,进口压力油经阀口溢流回油箱,此时阀芯处于受力平衡状态。

### 3. 调压原理

通过旋转调节手轮来改变弹簧预压缩量,从而调节溢流阀的压力。

### 4. 特点

直动型溢流阀结构简单,灵敏度高,但因压力直接与调压弹簧力平衡,不适于在高压、大流量下工作。在高压、大流量条件下,直动型溢流阀的阀芯摩擦力和液动力很大,不能忽略,故定压精度低,恒压特性不好。因而,这种滑阀型直动式溢流阀主要用于低压小流量场合。

## 7.3 先导型溢流阀

如图 1-7-4 所示,先导型溢流阀由先导阀和主阀两部分组成。

### 1. 结构

其结构分为上下两部分。上部的先导部分由提动头(锥阀芯)、调压弹簧和调压手轮等组成。下部的主阀部分由平衡活塞(主阀芯)和主阀弹簧、阀座等组成。这种阀的特点是利用主阀芯上下两端液体的压力差来使主阀阀芯移动。

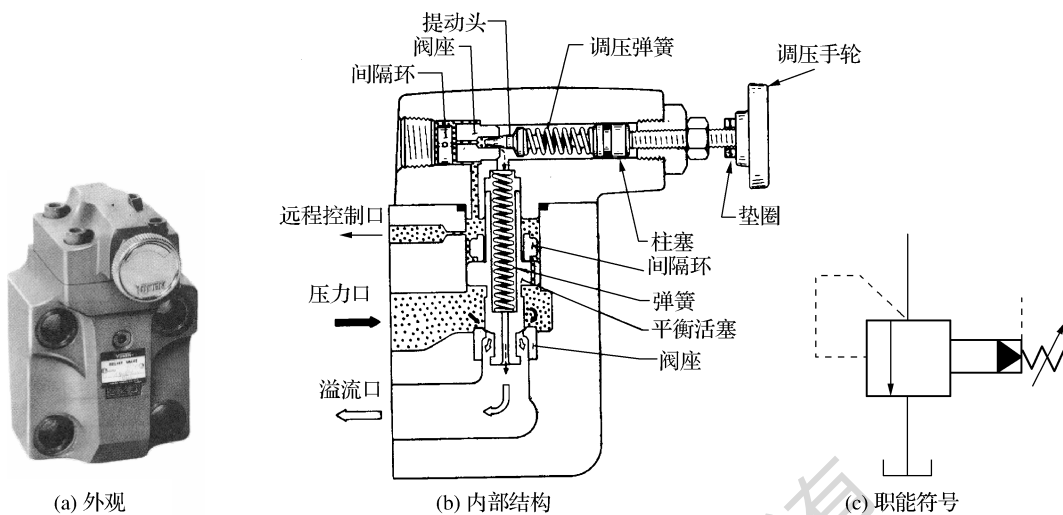


图 1-7-4 先导型溢流阀

## 2. 工作原理

压力油从压力口进入,通过平衡活塞上的阻尼孔作用在提动头上。当压力口压力较低时,液压作用力不足以克服先导阀右边的调节弹簧的作用力时,先导阀关闭,没有油液流过阻尼孔,所以平衡活塞上下两端压力相等,在较软的主阀弹簧作用下平衡活塞处于最下端位置,溢流阀压力口和溢流口不通,没有溢流。当压力口压力升高到作用在先导阀上的液压力大于先导阀弹簧作用力时,先导阀打开,压力油就可通过阻尼孔,经先导阀、溢流口流回油箱。由于阻尼孔的作用,平衡活塞上端的液压力小于下端的液压力。当这个作用在平衡活塞上的压力差等于或超过主阀弹簧力、摩擦力和主阀芯自重时,主阀芯开启,油液从压力口流入,经打开溢流口流回油箱,实现溢流。

先导式溢流阀设有远程控制口,可以实现远程控制(与远程调压阀连通)或卸荷(与油箱连通),不用时封闭。

## 3. 调压原理

用调节手轮来调节调压弹簧的压紧力,就可以调整溢流阀溢流时进油口的液压力,从而调定了液压系统的压力。

## 4. 特点

### (1) 压力变化小

当溢流阀稳定工作时,主阀阀芯上下部均作用液压力,所以即使下部压力较大,因有上部压力存在,弹簧可做得较软,流量变化引起阀芯位置变化时,弹簧力的变化量较小,因此,压力变化小。

### (2) 调压方便

因为先导阀的提动头的锥孔尺寸较小,所以调压弹簧不必很硬,因此调压方便。

## 5. 远程控制口 K 的作用

如果将 K 口用油管接到另一个远程调压阀(远程调压阀的结构和溢流阀的先导控制部分一样),调节远程调压阀的弹簧力,即可调节溢流阀主阀芯上端的液压力,从而对溢流阀的



溢流压力实现远程调压。

但远程调压阀所能调节的最高压力不得超过溢流阀本身先导阀的调整压力。

## 7.4 溢流阀的应用

### 1. 溢流稳压

如图 1-7-5(a)在液压系统中用定量泵和节流阀进行节流调速时,将溢流阀旁接在泵的出口,用来保证系统压力恒定,并将液压泵多余的流量溢流回油箱,这时溢流阀起溢流稳压作用,又称为调压阀。

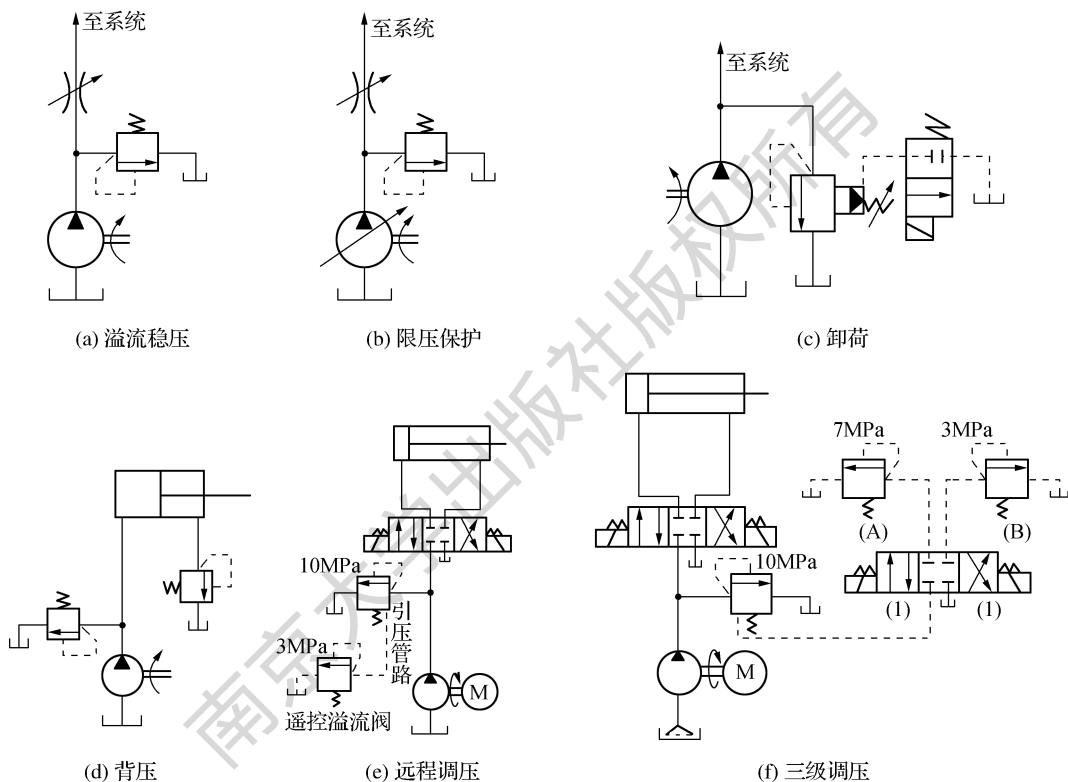


图 1-7-5 溢流阀的作用

### 2. 限压保护

如图 1-7-5(b)在液压系统中用变量泵进行调整时,将溢流阀旁接在泵的出口,溢流阀在液压系统正常工作时处于关闭状态,只是系统压力大于或等于溢流阀调定压力时才开启溢流,对系统起过载保护作用,因此又称作安全阀。

### 3. 卸荷

如图 1-7-5(c)先导式溢流阀与电磁阀组成电磁溢流阀,旁接在泵的出口,当执行机构不工作时,使泵卸荷,从而降低液压系统的功率损耗和发热量,因此又称为卸荷阀。

### 4. 背压

如图 1-7-5(d)溢流阀串接在执行元件的回油口,造成回油阻力,形成背压,来保护执



行元件的运动平稳性,因此又称为背压阀。

#### 5. 远程调压

如图 1-7-5(e)溢流阀可从较远距离来控制泵工作压力。其回路压力调定是由遥控溢流阀所控制的,使回路压力维持在 3 MPa。

#### 6. 多级调压

如图 1-7-5(f)为多级压力切换回路,利用电磁换向阀可调出三种回路压力。注意:最大压力一要在主溢流阀上设定。

## 7.5 溢流阀常见故障及排除

表 1-7-1 溢流阀常见故障及排除

现象	产生原因	排除方法
压力波动大	弹簧太软或发生变形,不能有力推动阀芯	更换弹簧
	锥阀与阀座孔接触不良或损坏	更换锥阀,如锥阀无损坏,卸下调整螺帽,将导杆推几下,使其接触良好
	钢球不圆,钢球与阀座孔密合不良	更换钢球,研磨阀座孔
	阀芯变形或拉毛	更换或修研阀芯
	油液污染变质,阻尼孔堵塞	更换油液,疏通阻尼孔
调整失灵	弹簧断或漏装	检查、更换或补装弹簧
	阻尼孔堵塞	疏通阻尼孔
	阀芯卡住	拆卸、检查、修整
	进出油口装反	检查油流方向,纠正连接
	锥阀漏装	检查、补装
严重泄漏	锥阀或钢球与阀座孔接触不良	修复或更换锥阀、钢球或阀座
	阀芯与阀体配合间隙过大	更换阀芯,调整间隙
	管接头没拧紧	重新拧紧管螺纹或螺钉
	密封垫失效	更换密封垫
严重噪声及振动	弹簧变形不复原	检查并更换弹簧
	阀芯配合过紧	修研阀芯
	锥阀磨损	更换锥阀
	出口油路中有空气	放出空气
	流量超过允许值	调换大流量的阀
	和其他阀产生共振	微调阀的设定压力值





## 7.6 压力控制回路



【微信扫码】  
压力控制回路

要想满足机床工作台对不同压力的要求,光有溢流阀不行,还要组成液压控制回路,这类回路称为压力控制回路。它是利用压力控制阀来控制整个液压系统或某一局部油路的压力,以满足执行元件对力的要求以及执行元件的不同的动作顺序。这类回路包括调压、减压、卸荷、保压以及工作机构的平衡等回路。

### 7.6.1 调压回路 (pressure adjusting circuit)

定义:

调压回路是指调定和限制液压系统的最高工作压力,或者使执行机构在工作过程不同阶段实现多级压力变换的回路。

功用:

对液压系统整体或某一部分的压力进行控制,使之既满足使用要求,又能降低压降,减少发热。

调压回路可分为三类:

1. 单级调压回路 (如图 1-7-6(a) 所示)

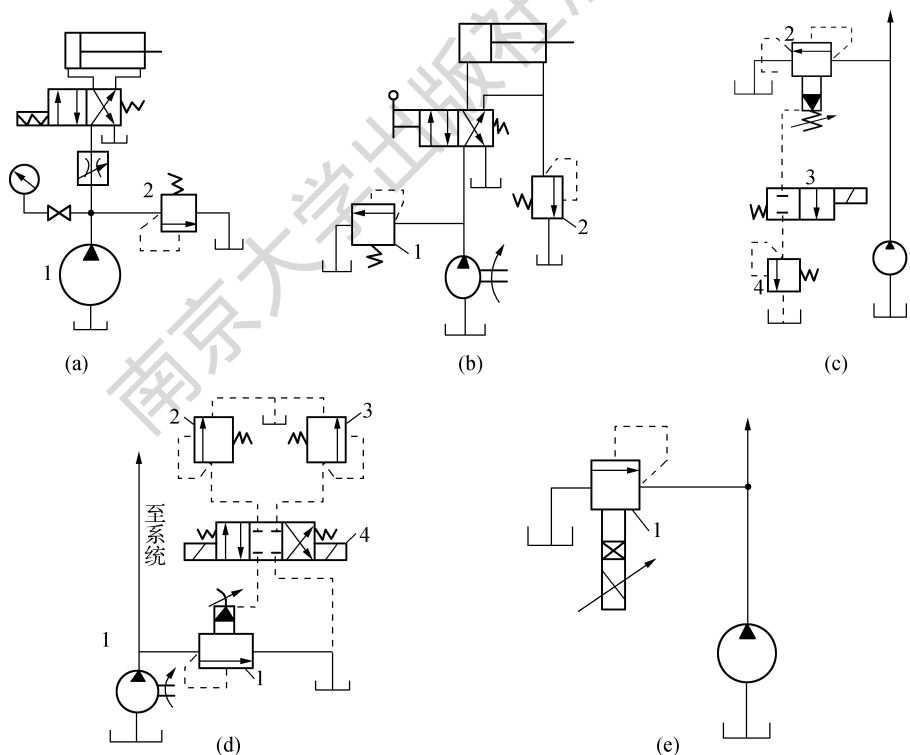


图 1-7-6 调压回路

在泵 1 的出口处设置关联的溢流阀 2 来控制系统的最高压力。





在定量泵系统中,泵的供油压力可以通过溢流阀来调节,在变量泵系统中,溢流阀作安全阀用来限制系统的最高压力,防止系统过载。

溢流阀的调定压力必须大于液压缸的最大工作压力和油路中各种压力损失的总和,为了便于调压和观察,溢流阀旁就近装压力表。

这种回路的特点是回路简单,调节方便。

若将溢流阀换为比例溢流阀,则可实现远程无级调压。

## 2. 双向调压回路(如图 1-7-6(b)所示)

当执行元件正反向运动需要不同的供油压力时,采用双向调压回路。

## 3. 二级调压回路(如图 1-7-6(c)所示)

先导式溢流阀 2 的遥控口串接二位二通换向阀 3 和远程调压阀 4。当两个压力阀的调定压力符合  $p_4 < p_2$  时,液压系统可通过换向阀的左位和右位分别得到  $p_4$  和  $p_2$  的两种压力。如果在溢流阀的遥控口通过多位换向阀的不同通口,并联多个调压阀,即可构成多级调压回路。

## 4. 三级调压回路(如图 1-7-6(d)所示)

由阀 1 调压,压力较高。由阀 2 或 3 调压,压力较低。阀 2 和 3 的压力一定小于阀 1 的调定压力,否则阀 1 不起作用,阀 2 和 3 的调定压力间没有要求。

## 5. 无级调压回路(如图 1-7-6(e)所示)

可通过改变比例溢流阀 1 的输入电流来实现无级调压。回路结构简单,压力切换平稳,而且容易使系统实现远距离控制或程序控制。

为了使减压回路工作可靠,减压阀的最低调整压力不应小于 0.5 MPa,最高调整压力至少比系统压力小 0.5 MPa。当减压回路中的执行元件需要调速时,调速元件应放在减压阀的下游,以避免减压阀泄漏(指由减压阀泄油口流回油箱的油液)对执行元件速度产生影响。

## 7.6.2 增压回路(pressure booster circuit)

增压回路用以提高系统中局部油路中的压力。它能使局部压力远远高于油源的压力。采用增压回路比选用高压大流量泵要经济得多。

### 1. 单作用增压器的增压回路(如图 1-7-7(a)所示)

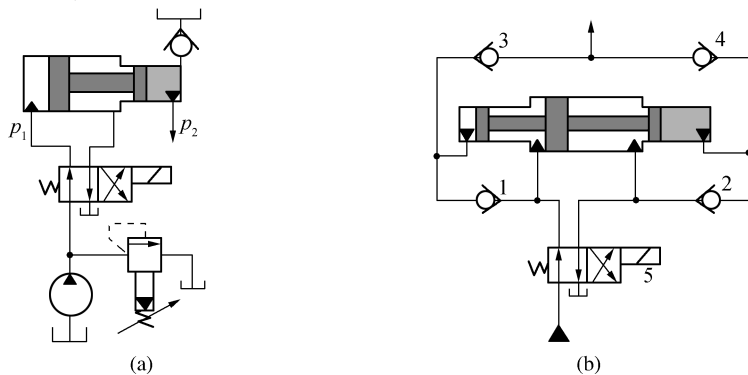


图 1-7-7 增压回路



当系统处于图示位置时,压力为  $F_1$  的油液进入增压器的大活塞腔,此时在小活塞腔即可得到压力为  $p_2$  的高压油液,增压的倍数等于增压器大、小活塞的工作面积之比。当二位四通电磁换向阀右位接入系统时,增压器的活塞返回,补油箱中的油液经单向阀补入小活塞腔。这种回路只能间断增压。

## 2. 双作用增压器的增压回路(如图 1-7-7(b)所示)

在图示位置,泵输出的压力油经换向阀 5 和单向阀 1 进入增压器左端大、小活塞腔,右端大活塞腔的回油通油箱,右端小活塞腔增压后的高压油经单向阀 4 输出,此时单向阀 2、3 被关闭;当活塞移到右端时,换向阀得电换向,活塞向左移动,左端小活塞腔输出的高压油经单向阀 3 输出。这样,增压缸的活塞不断往复运动,两端便交替输出高压油,实现了连续增压。

## 7.6.3 卸荷回路(relief circuit)

卸荷回路的功用是:在液压泵的驱动电机不频繁起闭,使液压泵在接近零压的情况下运转,以减少功率损失和系统发热,延长泵和电机的使用寿命。

### 1. 用换向阀的卸荷回路(如图 1-7-8 所示)

在图 1-7-8(a)中利用二位二通换向阀使泵卸荷。在图 1-7-8(b)中的 M(或 H、K)型换向阀处于中位时,可使泵卸荷,但换向压力冲击大,适用于低压小流量的系统。对于高压大流量系统,可采用 M(或 H、K)型电液换向阀对泵进行卸荷,如图 1-7-8(c)所示。由于这种换向阀装有换向时间调节器,所以切换时压力冲击小,但必须在换向阀前面设置单向阀(或在换向阀回油口设置背压阀),以使系统保持  $0.2 \sim 0.3 \text{ MPa}$  的压力,供控制油路用。

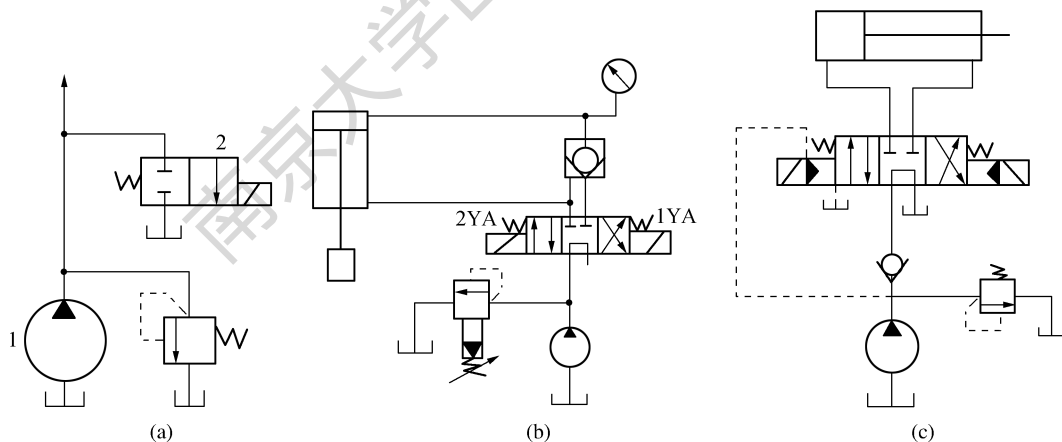


图 1-7-8 用换向阀的卸荷回路

### 2. 用先导型溢流阀的卸荷回路

在图 1-7-9(b)中,使溢流阀的遥控口直接与二位二通换向阀 3 相连,便构成一种由先导型溢流阀卸荷的回路。这种回路的卸荷压力小,切换时冲击也小;二位二通阀只需通过很小的流量,规格尺寸可选得小些,所以这种卸荷方式适合流量大的系统。

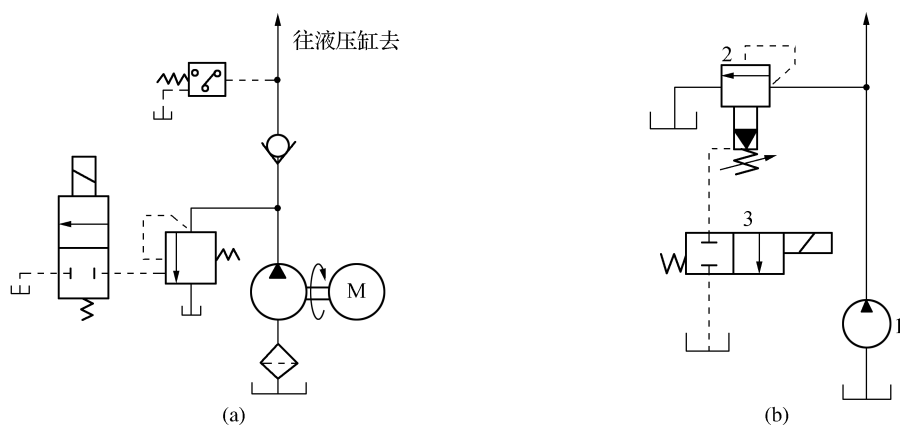


图 1-7-9 溢流阀卸荷回路

### 3. 复合泵卸荷回路

在双泵供油回路中,利用顺序阀作卸荷阀的卸荷方式如图 1-7-10 所示。

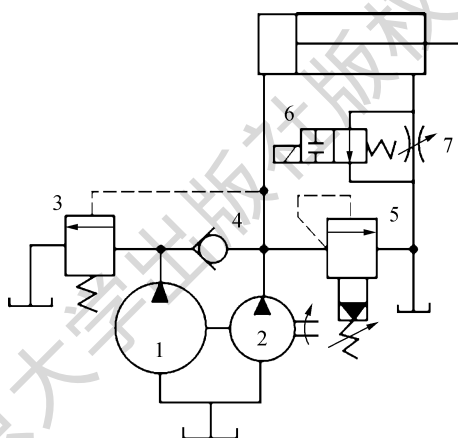


图 1-7-10 双泵卸荷回路

## 7.6.4 保压回路(retaining circuit)

执行元件在工作循环的某一阶段内,若需要保持规定的压力,就应采用保压回路。保压有泵保压和执行元件保压的概念。系统工作中,保持泵出口压力为溢流阀限定压力的为泵保压。当执行元件要维持工作腔一定压力而又停止运动时,即为执行元件保压。例如,压力机校直弯曲的工件时,要以校直时的压力继续压制工件一段时间,以防止工件弹性恢复。这种情况应采用执行元件保压回路。

### 1. 利用蓄能器保压的回路

如图 1-7-11(a)所示的回路,当主换向阀在左位工作时,液压缸推进压紧工件,进油路压力升高至调定值,压力继电器发讯使二通阀通电,泵即卸荷,单向阀自动关闭,液压缸则由蓄能器保压。当蓄能器的压力不足时,压力继电器复位使泵重新工作。保压时间的长短取决于蓄能器的容量,调节压力继电器的通断区间即可调节缸中压力的最大值和最小值。图



(b)所示为多缸系统一缸保压回路,进给缸快进时,泵压下降,但单向阀3关闭,将夹紧油路和进给油路隔开。蓄能器4用来给夹紧缸保压并补充泄漏,压力继电器5的作用是当夹紧缸压力达到预定值时发出信号,使进给缸动作。

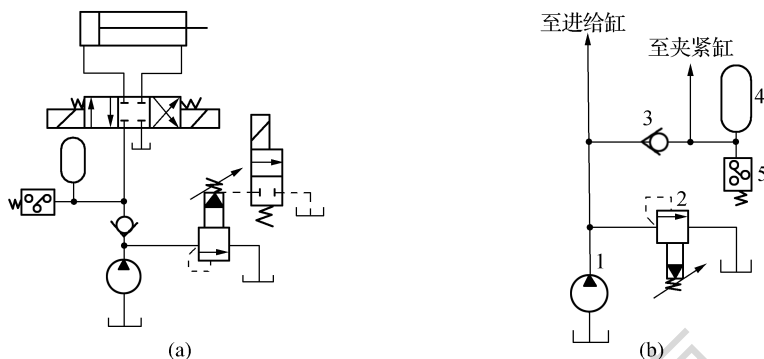


图 1-7-11 蓄能器保压回路

## 2. 用泵保压的回路

如图 1-7-12 所示,当系统压力较低时,低压大泵 1 和高压小泵 2 同时向系统供油,当系统压力升高到卸荷阀 4 的调定压力时,泵 1 卸荷。此时高压小泵 2 使系统压力保持为溢流阀 3 的调定值。泵 2 的流量只需略高于系统的泄漏量,以减少系统发热。也可采用限压式变量泵来保压,它在保压期间仅输出出少量足以补偿系统泄漏的油液,效率较高。

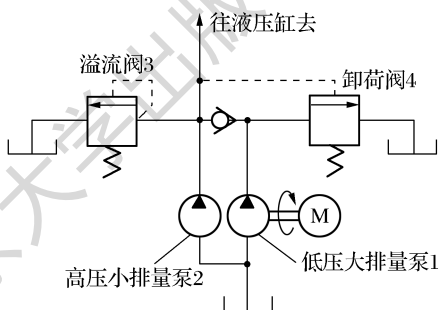


图 1-7-12 泵保压回路

## 3. 用液控单向阀保压的回路

图 1-7-13 即为这种回路。在液压缸上腔安装电接点压力表监测保压压力的变化,从而发出电信号控制电路工作。

具体原理:当 1YA 得电时,三位四通电磁换向阀左位工作。液压缸上腔进油,下腔回油,活塞下行并对工件进行施压。当液压缸上腔压力达到保压压力,即电接点压力表上限压力时,压力表发出信号使 1YA 断电,3YA 得电,三位四通阀复位,并通过液控单向阀保持液压缸上腔压力;液压泵通过溢流阀卸荷。当保压压力随

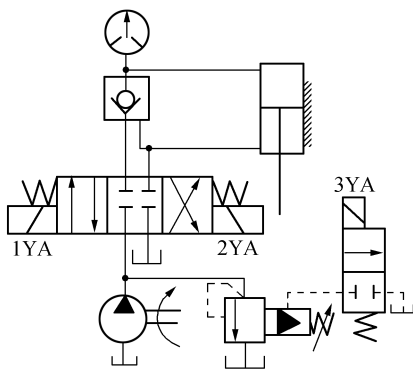


图 1-7-13 液控单向阀保压回路



泄漏而下降至电接点压力表下限压力时,电接点压力表发出信号使 3YA 断电,1YA 得电,液压泵通过三位四通阀向液压缸上腔充液。当压力达到电接点压力表上限值时,发出信号使 3YA 得电,1YA 断电,液压缸继续保压。当保压时间到时,3YA 断电,2YA 得电,三位四通换向阀工作在右位,液压缸活塞上行。当液压缸活塞上行复位后,电路使 2YA 断电,3YA 得电完成一个工作循环。

#### 4. 利用换向阀中位闭死的保压回路

对于保压时间不长,而保压压力较高的系统可采用换向阀 A、B 口闭死的方法保持液压缸工作腔压力,同时采用泵卸荷的措施。这种保压回路具有执行元件保压和泵卸荷的双重功能,如图 1-7-14 所示。这种回路中,随换向阀的磨损,其保压性能会下降。

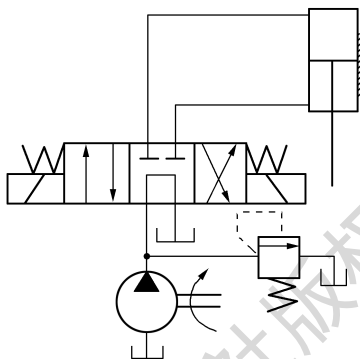


图 1-7-14 换向阀保压回路

#### 7.6.5 平衡回路(balanced circuit)

为了防止非水平工作的液压缸及其工作部件因自重而自行下落,或在下行运动中由于自重而造成失控、失速的不稳定运动,可设置平衡回路。图 1-7-15 所示为用单向节流阀限速、液控单向阀锁紧的平衡回路。

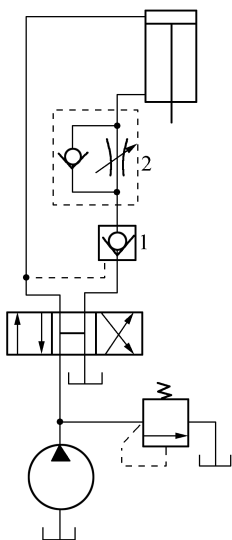


图 1-7-15 平衡回路



### 7.6.6 减压回路 (pressure reducing circuit)

减压回路的功用是:使液压系统某一部分的油路具有较低的稳定压力。可分为三类:

单级减压——用一个减压阀即可,如图 1-7-16(a)所示,回路中的单向阀 3 供应主油路,压力降低(低于减压阀 2 的调整压力)时防止油液倒流,起短时保压作用。

多级减压——减压阀+远程调压阀即可,如图 1-7-16(b)所示。

无级减压——比例减压阀,如图 1-7-16(c)所示。

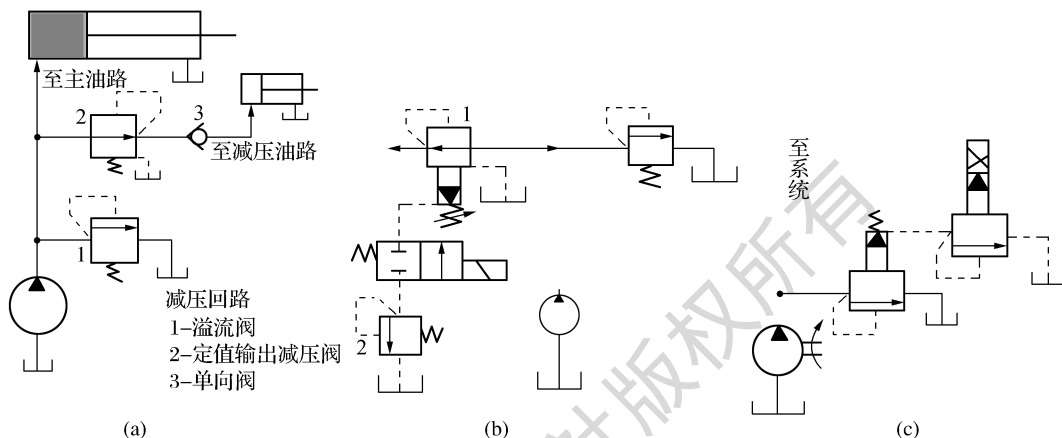


图 1-7-16 减压回路

### 7.6.7 顺序动作回路

1. 用顺序阀控制顺序动作(如图 1-7-17 所示)

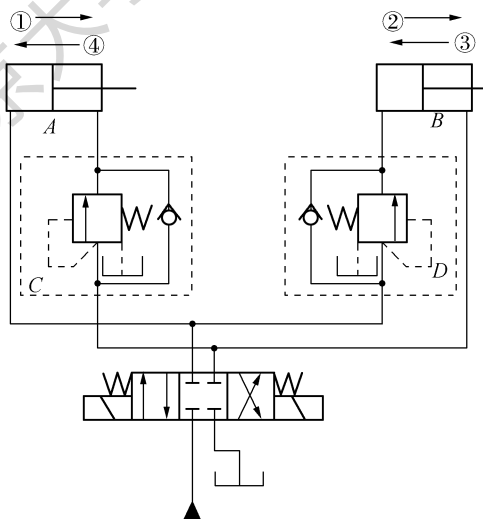


图 1-7-17 用顺序阀控制顺序动作回路



2. 用压力继电器控制顺序动作,如图 1-7-18 所示

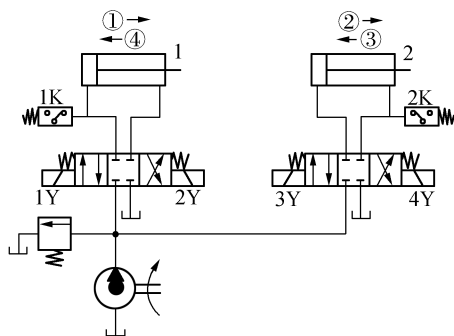


图 1-7-18 用压力继电器控制顺序动作回路

#### 四、实操

1. 拆装图 1-7-19 所示先导式溢流阀

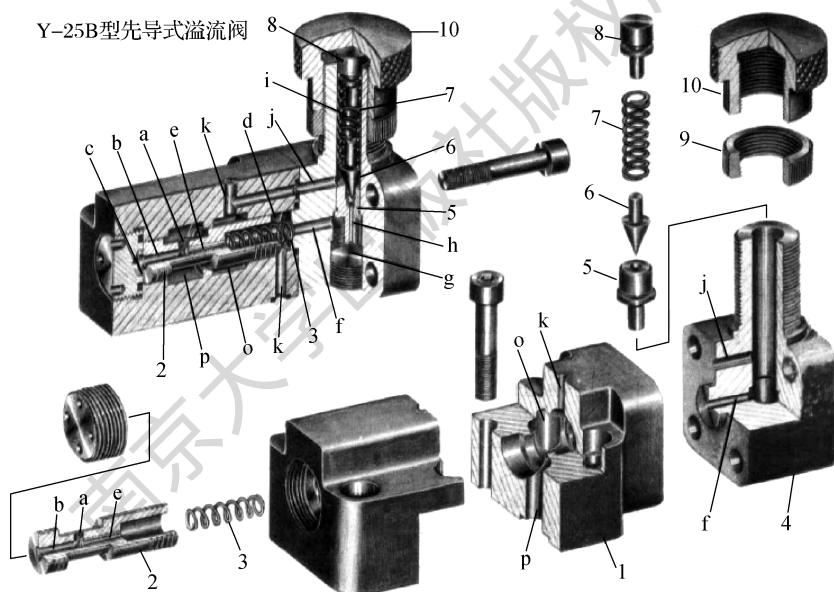


图 1-7-19 Y-25B 型先导式溢流阀结构图

2. 在试验台上组装机床工作台压力控制回路

3. 在液压实验台上连接液压钻床控制回路

(1) 问题描述

钻床的钻头垂直进给运动和夹紧装置采用液压驱动,该液压控制系统含有两个液压缸(夹紧缸 1A 和进给缸 2A)。因工件不同,其所需夹紧力也不同,因此,在夹紧缸 1A 中,其夹紧压力应可调,且应以最大速度回缩。钻头进给速度可调,不过,在可变负载情况下,其进给速度应保持恒定。注意:安装在进给缸(2A)活塞杆上的钻床主轴为拉力负载。进给缸(2A)也以最大速度回缩。



## (2) 解决方案

为使夹紧缸的夹紧力可调,可以使用减压阀,减压阀用于降低系统压力,以满足不同液压设备的压力需要。如果对钻床考虑两级压力控制,而不是压力调节,则将会产生下列不良后果。当换向阀 1 动作时,首先以系统压力夹紧工件。如果换向阀 2 动作,则系统压力就降为进给缸的工作压力,对夹紧缸也一样。如果对回路进行扩展,即增加减压阀,则可调节夹紧压力,不过,系统压力在进给缸伸出过程中不断降低。为可靠保持溢流阀出口处夹紧压力,其进口压力应大于夹紧压力,这可通过在换向阀 2 出口安装流量阀来获得。换向阀 1 动作,可使夹紧缸以最大速度回缩。调速阀使进给缸伸出速度与负载无关,且使其伸出速度可调。不过,由于钻床主轴为拉力负载,因此,在系统中安装溢流阀,作为背压阀。在夹紧缸和进给缸回缩过程中,单向阀为旁通阀,从而保证其回缩速度最大。

## (3) 液压回路如图 1-7-20 所示

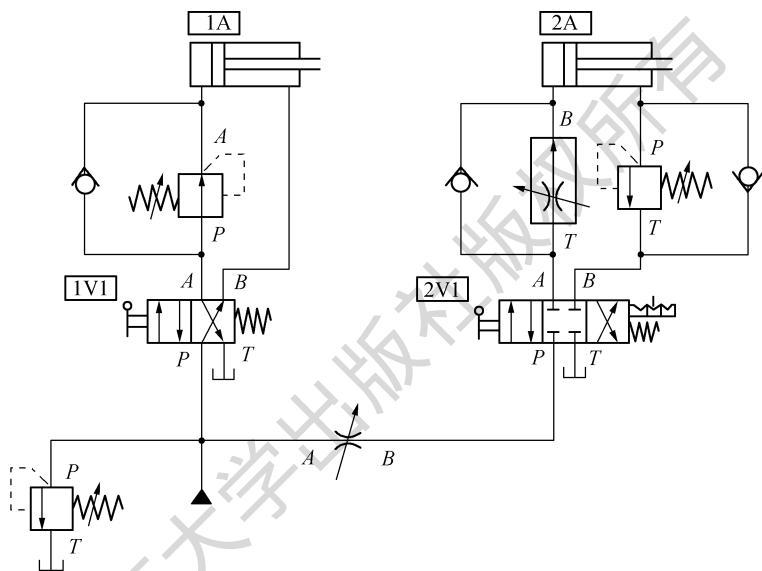


图 1-7-20 液压钻床控制回路

## (4) 注意事项

安装在进给缸(2A)活塞杆上的钻床主轴为拉力负载,即负值负载,因此在活塞伸出时必须安装背压阀,提高系统的平稳性。除了此处用到的溢流阀,还有哪几种液压控制阀可用作背压阀?



## 知识拓展

如图 1-7-21 所示为液压钻床工作示意图,钻头的进给和工件的夹紧都是由液压系统来控制的。由于加工的工件不同,加工时所需的夹紧力也不同,所以工作时液压缸 A 的夹紧力必须能够固定在不同的压力值上。同时,为了保证安全,液压缸 B 必须在液压缸 A 夹紧力达到规定值时才能推动钻头进给。要达到这一要求,系统中应采用另外类型的压力控制阀、减压阀和顺序阀。



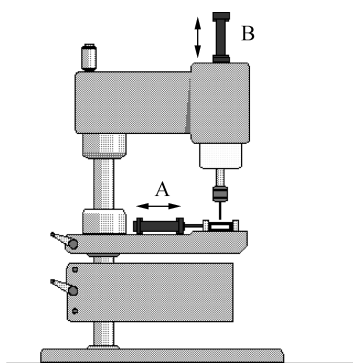


图 1-7-21 钻床工作示意图

## 一、减压阀 (pressure reducing valve)

在液压系统中,常由一个液压泵向几个执行元件供油,当某一执行元件需要比泵的供油压力低的稳定压力时,在该执行元件所在的支路上就需要使用减压阀。

减压阀是一种利用液流流过缝隙产生压力损失,使其出口压力低于进口压力控制阀。按调节的要求不同,减压阀可分为定压减压阀、定比减压阀和定差减压阀。定压减压阀用于控制出口压力为定值,使液压系统中某一部分得到较供油压力低的稳定压力;定比减压阀用来控制它的进出口压力保持调定不变的比例;定差减压阀则用来控制进出口压力差为定值。本节主要讨论定压减压阀。

### (一) 结构

按阀的结构的不同,减压阀也有直动型和先导型之分,直动型减压阀较少单独使用。

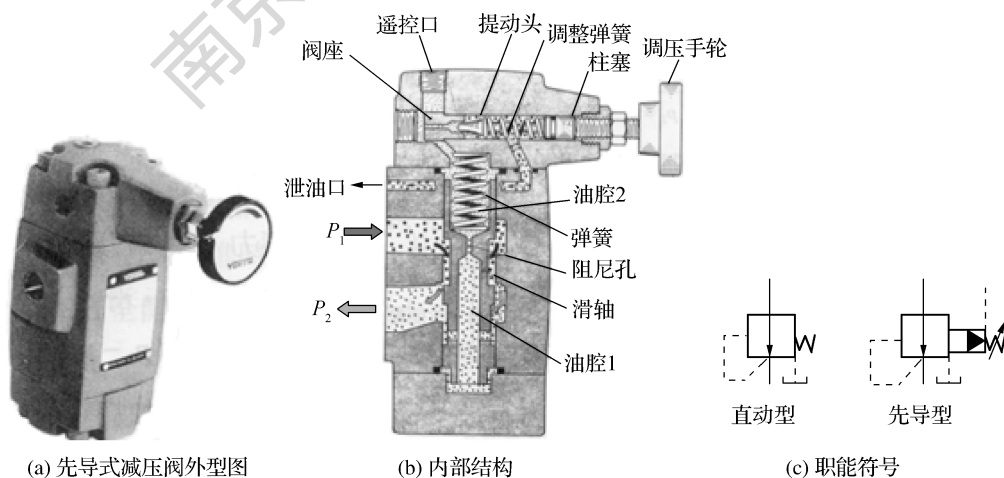


图 1-7-22 减压阀



【微信扫码】  
减压阀



如图 1-7-22 所示,为先导式减压阀的结构。它由先导阀和主阀两部分组成。上部的先导部分由提动头(锥阀芯)、调压弹簧和调压螺手轮等组成。下部的主阀部分由平衡活塞(主阀芯)和主阀弹簧、阀座等组成。这种阀的特点是利用主阀芯上下两端液体的压力差来使主阀阀芯移动的。

## (二) 工作原理

图 1-7-22 中,压力油由阀的进油口进入阀,阀不工作时,滑轴(主阀芯)在弹簧作用下处于最下端位置。阀的进油口  $P_1$  和出口  $P_2$  相通,阀是常开的,不起减压作用,整个阀的内脏各处为一个压力值。

当负载增加时,出口压力  $P_2$  上升到超过先导阀弹簧所调定的压力时,提动头打开,油液开始流动。流动的流体经过阻尼孔,油腔 2 压力小于油腔 1 压力,使滑轴向上移动,减小了  $P_1$  口与  $P_2$  口之间的开度,有阻尼效果,  $P_2$  下降,直到滑轴上下两腔的液压力之差与弹簧力相平衡,主阀滑轴不再移动,处于平衡状态。此时减压阀保持一定的开度,出口压力保持定值。

## (三) 调压原理

调节先导阀的调整弹簧,改变弹簧的预压缩力即可改变出口压力。

## (四) 特点

(1) 先导阀调定压力,主阀减压。

(2) 出口压力恒定。

若进出压力  $P_1$  上升,则出口压力  $P_2$  也上升,从而使滑轴上移,造成阀口减小,  $P_2$  下降;

若进口压力  $P_1$  下降,则出口压力  $P_2$  也下降,从而使滑轴下移,造成阀口增大,  $P_2$  上升;

若出口压力  $P_2$  下降,则滑轴下移,造成阀口增大,  $P_2$  上升;

若出口压力  $P_2$  上升,则滑轴上移,造成阀口减小,  $P_2$  下降;

可见,减压阀出口压力受其他因素影响而变化时,它将会自动调整减压口开度,从而保持调定的出口压力值不变。

(3) 有流量损失

由于减压阀在持续起减压作用时,会有一部分油经泄油口流回油箱而损失泵的一部分输出流量。因此,在一个系统中,若使用数个减压阀,则必须考虑到泵输出流量的损失问题。

## (五) 应用

在液压系统中,一个油源供应多个支路工作时,由于各支路要求的压力值大小不同,这就需要减压阀去调节,利用减压阀可以组成不同压力级别的液压回路。

(1) 减压作用

如图 1-7-23(a)所示,不管回路压力多高,A 缸压力绝不会超过 3 MPa。

(2) 稳压作用

如图 1-7-23(b)所示,液压泵 3 同时向液压缸 1 和液压缸 2 供油,缸 1 的负载力为  $F_1$ ,缸 2 的负载力为  $F_2$ (但在实际工程中  $F_1$  与  $F_2$  不是恒定不变的)。设  $F_1 > F_2$ ,若没有减压



阀4和节流阀5,哪个缸的负载较小,则哪个缸先动,即只有缸2的活塞到位后压力继续上升,缸1才动作。加上减压阀后就解决了这一矛盾,两个缸可分别动作而不会因负载的大小而互相干扰。

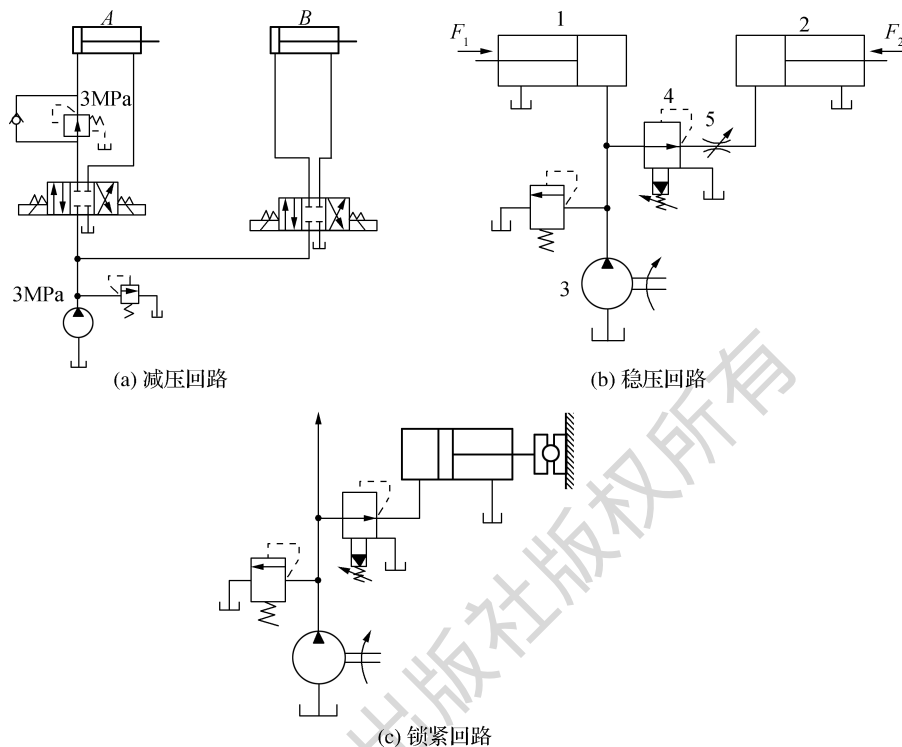


图 1-7-23 减压阀的应用

### (3) 锁紧作用

图 1-7-23(c)所示的液压缸是一个夹紧缸。当活塞杆通过夹紧机构夹紧工件时,活塞的运动速度为零,因减压阀的作用仍能使液压缸工作腔中的压力基本恒定,故可保持恒定的夹紧力,不致因夹紧力过大而将工件夹坏。

因为减压阀出口压力稳定,所以在有些回路中,虽然不需要减压,但为了获得稳定的压力也加上减压阀。例如,用压力控制的液动换向阀、液控顺序阀,在这些阀的控制油路中,有时加上减压阀,目的不是减压而是使控制压力稳定,避免因压力波动使它们产生误动作。

## (六) 先导式减压阀与先导式溢流阀的比较

(1) 减压阀保持出口压力基本不变,而溢流阀保持进口压力基本不变。

(2) 在不工作时,减压阀进、出口互通,而溢流阀进出油口不通。

(3) 为保证减压阀出口压力调定值恒定,先导阀弹簧腔需通过泄油口单独外接油箱,而溢流阀的出油口是通油箱的,所以其先导阀的弹簧腔和泄油口可通过阀体上的通道和出油口相通,不必单独外接油箱。



## （七）减压阀常见故障及排除

减压阀的常见故障及排除见表 1-7-2。

表 1-7-2 减压阀常见故障及排除

现 象	产生原因	排除方法
压力波动 不稳定	油液中混入空气	排出油中空气
	阻尼孔堵塞	疏通阻尼孔
	滑阀与阀体内孔圆度超过规定值造成卡死	更换或修研滑阀
	弹簧弯曲或变软	更换
	弹簧钢球不圆,钢球与阀座配合不好或锥阀安装不正确	更换钢球或调整锥阀
输出压力失调	外泄漏	更换密封件,紧固螺钉
	锥阀与阀座配合不良	修研或更换
不起减压作用	泄油口不通或泄油口与回油管道相连,并有回油压力	泄油管必须与回油管分开,单回油箱
	主阀芯在全开位置卡死	修理、更换零件,检查油质
	阻尼孔被堵死	清理阻尼孔,过滤或换油



【微信扫码】  
顺序阀

## 二、顺序阀(sequence valve)

顺序阀的作用是利用油液压力作为控制信号控制油路通断,应用于控制两个或两个以上执行元件的液压系统中,使各执行元件按预先确定的先后动作顺序工作。

顺序阀也有直动型和先导型之分,一般先导顺序阀用于压力较高的液压系统中。根据控制压力来源不同,它还有内控式和外控式之分。根据泄油方式,有内泄式和外泄式两种。通过改变控制方式、泄油方式以及二次油路的连接方式,顺序阀还可用作背压阀、卸荷阀和平衡阀等。如内控内泄式顺序阀在系统中可用作背压阀;外控内泄式顺序阀可用作卸荷阀等。

### （一）直动式顺序阀

#### （1）结构

直动式顺序阀主要由调节螺钉、弹簧、阀芯、阀体、控制活塞、阀盖及端盖等组成。如图 1-7-24 所示。

#### （2）工作原理

直动式顺序阀通常为滑阀结构,其工作原理与直动式溢流阀相似,均为进油口测压,但顺序阀为减小调压弹簧刚度,还设置了断面积比阀芯小的控制活塞 A。顺序阀与溢流阀的区别还有:其一,出口不是溢流口,因此出口  $P_2$  不接回油箱,而是与某一执行元件相连,弹簧腔泄漏油口 L 必须单独接回油箱;其二,顺序阀不是稳压阀,而是开关阀,它是一



种利用压力的高低控制油路通断的“压控开关”,严格地说,顺序阀是一个二位二通液动换向阀。

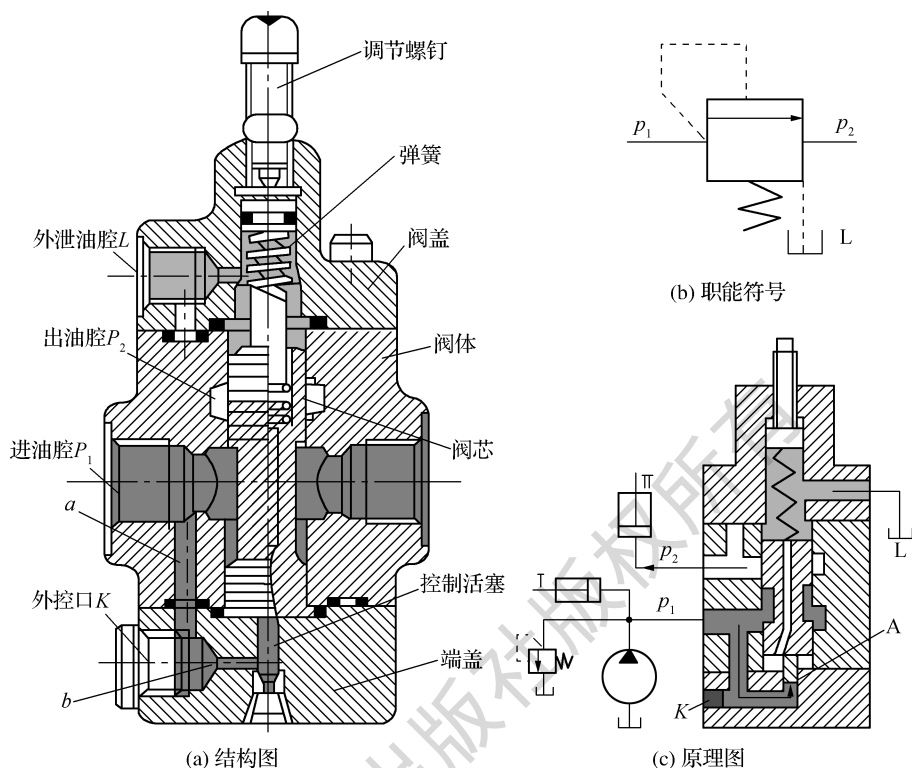


图 1-7-24 直动型顺序阀

工作时,压力油从进油口  $P_1$  进入,经阀体上的孔道  $a$  和端盖上的阻尼孔  $b$  流到控制活塞(承压面积为  $A$ )的底部,当作用在控制活塞上的液压力能克服阀芯上的弹簧力时,阀芯上移,油液便从  $P_2$  流出。该阀称为内控式顺序阀,其图形符号如图(b)所示。

必须指出,当进油口一次油路压力  $p_1$  低于调定压力时,顺序阀一直处于关闭状态;一旦超过调定压力,阀口便全开(溢流阀口则是微开),压力油进入二次油路(出口  $p_2$ ),驱动另一个执行元件。

若将图(a)中的端盖旋转  $90^\circ$  安装,切断进油口通向控制活塞下腔的通道,并打开螺堵  $K$ ,引入控制压力油,便成为外控式顺序阀,外控顺序阀阀口开启与否,与阀的进口压力  $p_1$  的大小没有关系,仅取决于控制压力的大小。

图中控制油直接由进油口引入,外泄油口  $L$  单独接回油箱,这种控制形式即为内控外泄式。若将端盖或底盖在装配时转过一定位置,还可得到内控内泄、外控外泄、外控内泄三种控制形式。

### (3) 调压原理

旋转调节螺钉,改变弹簧力,即可改变开启压力。

### (4) 特点

它的特点主要与溢流阀相比较,由上述分析可知,顺序阀的动作原理与溢流阀相似,其主要区别在于:



- ① 顺序阀的出口与负载油路相通,而溢流阀的出口要接回油箱。
  - ② 溢流阀的弹簧腔可以与出油口沟通,而出口与负载油路相通的顺序阀的泄油口应单独接回油箱,以免使弹簧腔有油压。
  - ③ 溢流阀的进口最高压力由调压弹簧来限定,并且由于液流溢回油箱,所以损失了液体的全部能量。而顺序阀的进口压力由液压系统工况来定,进口压力升高时阀口将不断增大,直至全开,出口压力油对负载做功。
- 另外,直动式顺序阀即使采用较小的控制活塞,弹簧刚度仍然较大。由于顺序阀工作时的阀口开度大,阀芯的行程较大,因此造成这种顺序阀的启闭特性不够好。所以直动式顺序阀只用在压力较低(8 MPa 以下)的场合。

## (二) 先导式顺序阀

图 1-7-25 所示为先导式顺序阀, $P_1$  为进油口, $P_2$  为出油口,其工作原理与先导式溢流阀相似,所不同的是顺序阀的出油口不接回油箱,而通向某一压力油路,因而其泄油口  $L$  必须单独接回油箱。

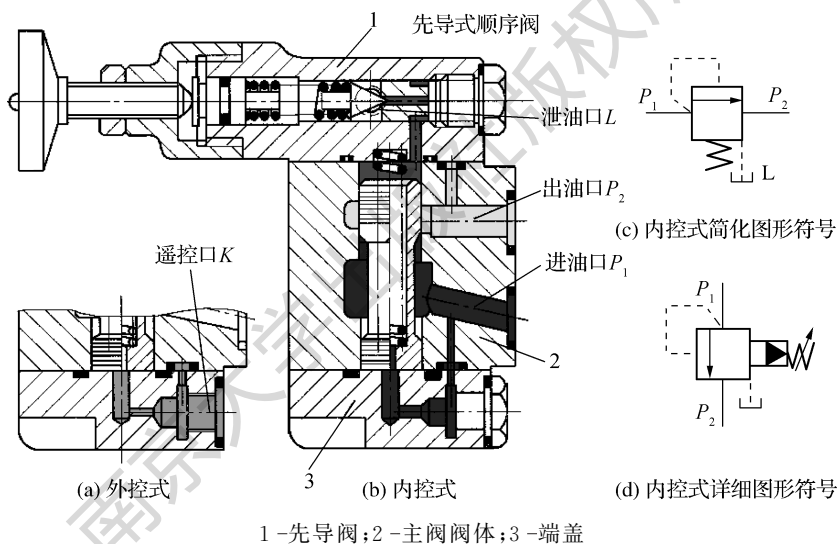


图 1-7-25 先导式顺序阀

将先导阀 1 和端盖 3 在装配时相对于主阀体 2 转过一定位置,也可得到内控内泄、外控外泄、外控内泄三种控制形式。外控式顺序阀阀口开启与否,与阀的进口压力的大小无关,仅取决于外控口处控制压力的大小。

图 1-7-25 所示的先导式顺序阀最大的缺点是外泄漏量过大。因先导阀是按顺序阀的压力调整的,当执行元件达到顺序动作后,压力将同时升高,将先导阀口开得很大,导致流量从先导阀处大量外泄。故在小流量液压系统中不宜采用这种结构。

在顺序阀的阀体内并联装设单向阀,可构成单向顺序阀。单向顺序阀也有内外控之分。各种顺序阀的图形符号见表 1-7-3。



表 1-7-3 顺序阀的图形符号

控制与泄油方式	内控外泄	外控外泄	内控内泄	外控内泄	内控外泄加单向阀	外控外泄加单向阀
名称	顺序阀	外控顺序阀	背压阀	卸荷阀	内控单向顺序阀	外控单向顺序阀
图形符号						

顺序阀最基本的应用是控制多个执行元件的顺序动作;与溢流阀相仿,内控式顺序阀也可作为背压阀使用;而应用外控式顺序阀可使系统中某处压力达到调定值时实现卸荷。若将出油口接通油箱,且将外泄改为内泄,即可作平衡阀用,使垂直放置的液压缸不因自重而下落。

### (三) 顺序阀的使用

图 1-7-26(a)所示为用顺序阀实现执行元件的顺序动作。工作行程时,换向阀 1 处于图示位置,液压泵输出的压力油先进入液压缸 B 的左腔,活塞按箭头①所示的方向右移,当接触工件时,油压升高,在达到足以打开单向顺序阀 2 时,油液才能进入缸 A,使活塞沿箭头②所示的方向右移。回程时,阀 1 处在左端的工作位置,由于顺序阀 3 的作用,缸 A 的活塞先按箭头③的方向回程至终点,液压缸 B 的活塞才能按箭头④的方向开始回程。在这种回路中,顺序阀的调定压力应比先动作的执行元件的工作压力高 0.5 MPa 以上,以保证动作顺序的可靠性。

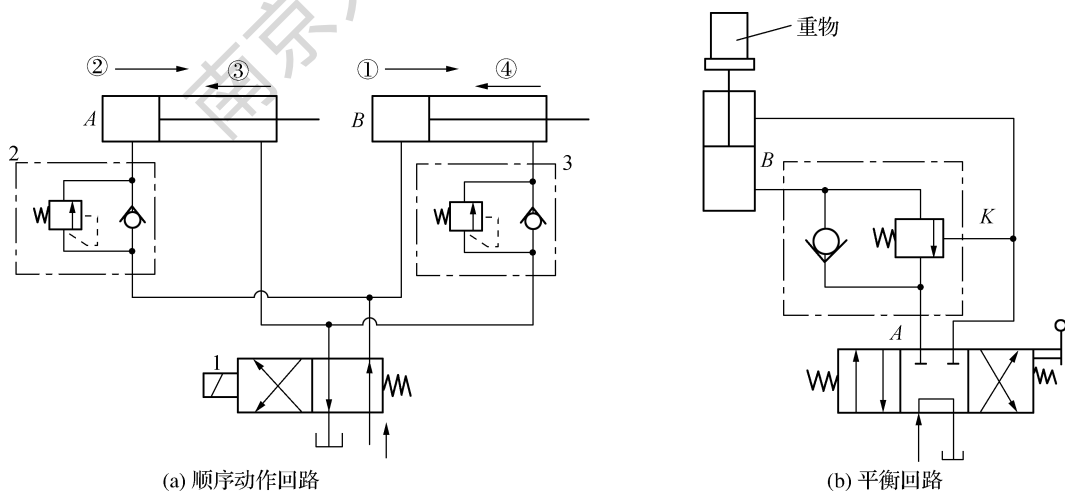


图 1-7-26 顺序阀的使用





图 1-7-26(b)所示为单向顺序阀当作平衡阀使用。为了防止负载自由下落而保持背压的压力控制阀称为平衡阀。它通常用来防止液压缸活塞因负载重量而高速下落,即限制液压缸活塞的运动速度。

在具有非水平工作液压缸的液压回路中,液压缸的负载往往是重物。当缸下行时,不但需要克服负载,而且重物帮助缸的活塞下降,极易造成超速和冲击,此时,宜在缸的回油路上加平衡阀。换向阀处于左位时,来自液压泵的油经平衡阀的油口 A、单向阀、平衡阀的油口 B 到达缸的无杆腔,重物上行。液压缸有杆腔的油液经换向阀回油箱。换向阀处于中位时,单向顺序阀锁闭,液压缸不能回油,停止运动,重物被支持。换向阀处于右位时,来自泵的油液到达缸的有杆腔,同时,来自泵的油经过控制管道进入顺序阀的控制口 K。当控制压力达到调定值时,顺序阀开启,缸无杆腔的油经顺序阀、换向阀回油箱,活塞下降。

一旦重物超速下降时,液压缸有杆腔中的压力减小,同时,控制口 K 的压力减小,顺序阀的开口减小,缸回油阻力增加,重物连同活塞的下降速度减慢,提高了运动的平稳性。

由顺序阀和单向阀简单组合而成的平衡阀,性能往往不够理想,不能应用于工程机械,如起重机、汽车吊等液压系统。实际使用的平衡阀为了使液压缸动作平稳,还要在各运动部位设置很多阻尼。

顺序阀使用时应注意:

由于执行元件的启动压力在调定压力以下,液压回路中压力控制阀又具有压力超调特性,因此控制顺序动作的顺序阀的调定压力不能太低,否则会出现误动作。

顺序阀作为平衡阀使用时,要求它必须具有高度的密封性能,不能产生内部泄漏,使它长时间保持液压缸所在位置,不因自重而下滑。

### 三、压力继电器(pressure switches)

压力继电器是将液压信号转换为电信号的一种转换元件。当系统压力达到压力继电器的调定压力时,它发出电信号控制电器元件,使油路换向、卸压,实现顺序动作,或关闭电动机,起安全保护作用。

压力继电器有柱塞式、膜片式、弹簧管式和波纹管式四种结构形式。常用的压力继电器有柱塞式和薄膜式两种。

#### (一) 结构特点及工作原理

压力继电器由两部分组成:一部分是压力—位移转换器,另一部分是电气微动开关。

图 1-7-27 所示为柱塞式压力继电器。

液压力为  $P$  的控制油液进入压力继电器,当系统压力达到其调定压力时,作用于柱塞 1 上的液压力克服弹簧力,顶杆 2 上移,使微动开关 4 的触头闭合,发出相应的电信号。调整螺帽 3 来调节弹簧的预压缩量,从而可改变压力继电器的调定压力。此种柱塞式压力继电器宜用于高压系统,但位移较大,反应较慢,不宜用在低压系统。



【微信扫码】  
压力继电器



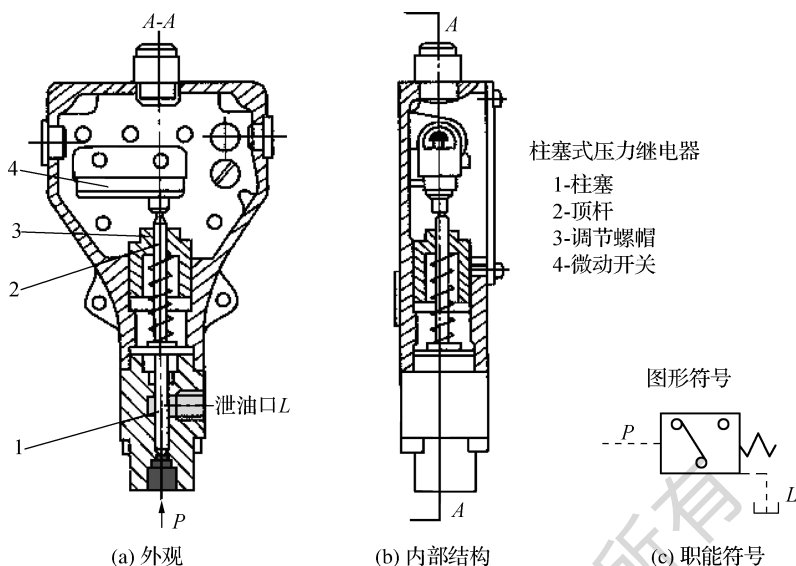


图 1-7-27 柱塞式压力继电器

## (二) 压力继电器的应用

图 1-7-28(a)所示为压力继电器构成的保压回路。系统由蓄能器持续补油保压,保压的最大压力值由压力继电器调定。未达到压力继电器调定压力时,压力继电器不发信号,二位二通阀处于图示位置,溢流阀遥控口封闭,液压泵向蓄能器充油。压力足够高时,压力继电器发出信号,二位二通阀得电,遥控口接通,溢流阀开启使泵卸荷,由蓄能器保压。压力下降到一定程度时,压力继电器停止发信号,使泵重新向蓄能器充油。

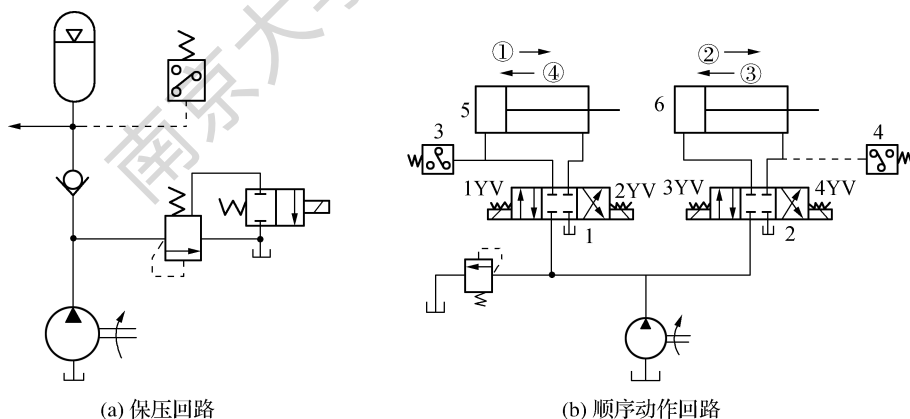


图 1-7-28 压力继电器的应用

本回路适用于保压时间长,功率损失小的场合。

图 1-7-28(b)所示为一种利用压力继电器控制电磁换向阀实现顺序动作的回路。其中压力继电器 3 和 4 分别控制换向阀的 3YV 和 2YV 通电,实现如图所示①—②—③—④的顺序动作。当 1YV 通电时,压力油进入液压缸 5 左腔,推动活塞向右运动。在碰到死挡



铁后,压力升高,压力继电器 3 发出信号,使 3YV 通电,压力油进入液压缸 6 左腔,推动其活塞也向右运动。在 3YV 断电,4YV 通电(由其他方式控制)后,压力油推动缸 6 的活塞向左退回,到达终点后,压力又升高,压力继电器 4 发出信号,使 2YV 通电,1YV 断电,缸 5 的活塞也左退。为了防止压力继电器在前一行程终了前产生误动作,压力继电器的调定值应比先动作液压缸的工作压力高  $0.3\sim 0.5\text{ MPa}$ 。

采用压力继电器控制比较方便,但由于其灵敏度高,易受油路中压力冲击影响而产生误动作,故只宜用于压力冲击较小的系统,且同一系统中压力继电器数目不宜过多。如能使用延时压力继电器代替普通压力继电器,则会提高其可靠性。

## 四、压力阀的比较

溢流阀、减压阀和顺序阀在结构、工作原理和特点上有相似的地方,也有不同之处。

(1) 溢流阀排出的油不做功,直接回油箱;减压阀和顺序阀(作卸荷阀、平衡阀时除外)排出的油液通向下一级执行元件,输出的油液有一定压力做功。

(2) 溢流阀的泄漏油是通过阀体内部与回油口接通的;减压阀、顺序阀的泄油口单独引回油箱。

(3) 溢流阀和内控顺序阀是用进口液压力和弹簧力相平衡进行控制的。溢流阀保持进口油压基本不变,顺序阀达到调定压力后开启,其进、出口油液压力可以高于其调定压力,顺序阀的阀芯不需随时浮动,只有“开”或“关”两种位置;减压阀是用出口油压进行控制,其阀芯要不断浮动,以保持出口压力基本为恒定。

(4) 溢流阀和顺序阀的阀口在常态下是关闭的,而减压阀的阀口在常态下是开启的。但溢流阀和减压阀处于工作状态时,溢流口和减压口都是开启的。顺序阀的开启和关闭位置都是工作位置,因为顺序阀在关闭位置仍需维持一定的进口压力,以免影响其他回路的工作。因此,对顺序阀的阀芯和阀体之间的密封性有一定要求。

(5) 溢流口和减压口上的压力降都比较大,希望流过顺序阀的液流在阀中形成的压力损失越小越好,一般在  $0.2\sim 0.4\text{ MPa}$ 。

(6) 在溢流口和减压口上形成的压力降是需要的,它们的开口量较小。需要顺序阀有较小的压力降,故它的开口量也较大。

## 五、实操

拆装下图 1-7-29,1-7-30 所示减压阀、顺序阀。

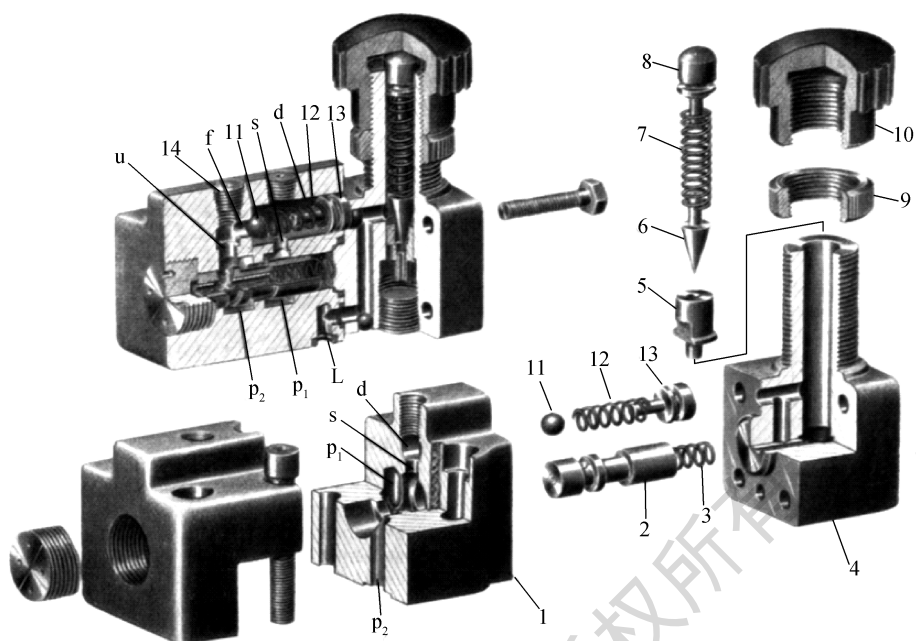


图 1-7-29 JI-10B 型单向减压阀

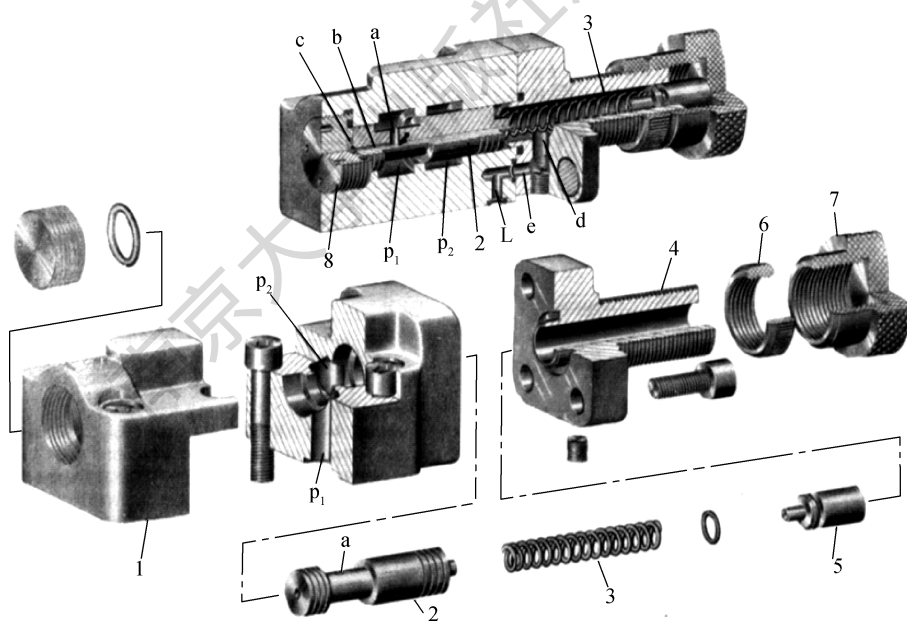


图 1-7-30 X-B25B 型顺序阀

## 任务八

# 液压系统的速度控制



### 学习目标



#### 【主要能力指标】

掌握节流阀、调速阀的结构及工作原理、应用；  
掌握速度控制回路。

#### 【相关能力指标】

养成独立工作的习惯，能够正确判断和选择；  
能够与他人友好协作，顺利完成任务；  
能够严格按照操作规程安全文明操作。

## 一、任务引入

机床工作台在切削工件时，除了有方向控制、压力控制的要求，还有一个非常重要的是速度控制的要求，以在保证加工精度的情况下，提高效率。这需要一种新的控制元件来实现，这种元件又是如何工作的呢？

## 二、任务分析

工作台的运动速度是靠液压系统来控制的。在液压系统中，改变系统中的流量才能改变执行元件的运动速度。因此，只要改变进入执行元件的流量即可控制工作台的运动速度。在液压系统中，担负此重任的就是流量控制阀，机床工作台原理图中的节流阀。在对工作机进行速度控制的时候，除了控制阀的作用外，工作介质的影响也是非常重要的。



### 三、知识学习

#### 8.1 节流原理

在液压系统中,常遇到液体流过小孔或间隙的情况。如元件的阀口、阻尼小孔、零件间的缝隙等。孔口和缝隙流量在液压技术中占有很重要的地位,它涉及液压元件的密封性、系统的容积效率,更为重要的是稳定的流体流过这些地方时其流量和压力会产生变化,这就是节流阀的工作原理。因此:小孔虽小(直径一般在 1 mm 以内),缝隙虽窄(宽度一般在 0.1 mm 以下),但其作用却不可等闲视之。

##### 8.1.1 通过薄壁小孔(孔的通流长度 $l$ 与孔径 $d$ 之比 $l/d \leq 0.5$ ) 的流动

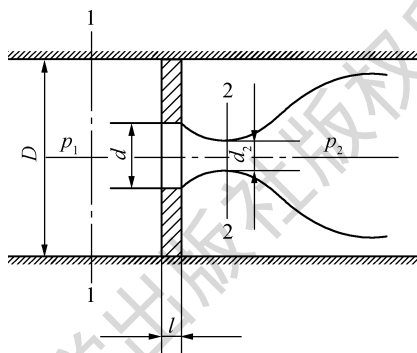


图 1-8-1 液体在薄壁小孔中的流动

如图 1-8-1 所示,其流量  $Q$  为:

$$Q = v_2 A_0 = c_d A \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

式中,  $c_d$  称为小孔流量系数,常取 0.62~0.63;  $A$  表示小孔的截面积;  $p_1$  为进口压力,  $p_2$  为出口压力;  $\rho$  为流体的密度。

可见,通过薄壁小孔的流量与孔口前后压差有关,它们的关系是非线性的,与流体的黏度无关。

##### 8.1.2 通过细长小孔(孔的通流长度 $l$ 与孔径 $d$ 之比 $l/d > 4$ ) 的流动

其流量  $Q$  为:

$$Q = \pi d^4 (p_1 - p_2) / 128 \mu l$$

式中,  $d$  为细长孔直径;  $l$  为细长孔的长度;  $p_1$  为进口压力,  $p_2$  为出口压力;  $\mu$  为流体的黏度。

可见,液体流经细长小孔的流量将随液体温度的变化而变化,并且与孔前后的压差关系



是线性的变化关系。

为了计算简便,将小孔的流量公式进行统一:

$$Q = KA\Delta p^m$$

式中,  $A$  为孔的通流截面积;  $\Delta p$  为孔前后压差;  $m$  为由孔结构形式决定的指数,  $0.5 \leq m \leq 1$ ;  $K$  为与孔口形式有关的系数:

当孔为薄壁小孔时,  $m = 0.5$ ,  $K = c_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ; 为细长小孔时  $m = 1$ ,  $K = \frac{d^2}{32\mu l}$

### 8.1.3 通过间隙的流动

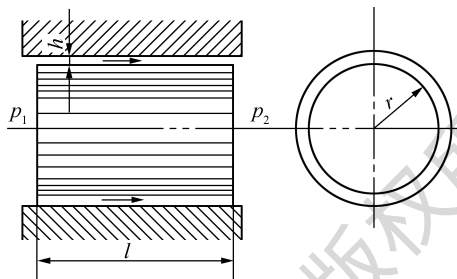


图 1-8-2 通过间隙的流动

如图 1-8-2 所示,在液压系统中,各元件、管接头、阀等存在配合间隙,当流体流经这些间隙时就会发生从压力高处经过间隙流到系统中压力低处或直接进入大气的现象(前者称为内泄漏,后者称为外泄漏),泄漏主要是由压力差与间隙造成的。

## 8.2 常用节流口的形式

节流口是流量控制阀的关键部位,节流口形式及其特性在很大程度上决定着流量控制阀的性能。几种常用的节流口形式如图 1-8-3 所示。

(a) 所示为针阀式节流口。针阀做轴向移动时,调节了环形通道的大小,由此改变了流量。这种结构加工简单,制造容易,但节流口长度较长,易堵塞。一般用于对性能要求不高的场合。

(b) 所示为偏心槽式节流口。阀芯上开有截面为三角形的偏心槽,转动阀芯即可改变通流面积的大小。这种结构加工简单,制造容易,但阀芯上的径向力不平衡,旋转时较费劲。一般用于压力较低,性能要求不高的场合。

(c) 轴向三角槽式节流口。在阀芯上对称开有几条三角槽,阀芯作轴向移动时,改变了通流面积的大小。结构简单,工艺性好,调节范围大,径向力平衡,调节省力。该类型节流口是目前应用很广的节流口形式。

(d) 周向隙缝式节流口。在阀芯圆周方向上开有狭缝,旋转阀芯即可改变通油面积的大小,所开狭缝在圆周上的宽度是变化的,尾部宽度逐渐缩小。这种结构阀芯所受径向力不平衡,应用于低压小流量系统中。



【微信扫码】  
流量控制阀简介



(e) 轴向隙缝式节流口。在阀芯衬套上先铣出一个槽,使该处厚度减薄,然后在其上沿轴向开有节流口。当阀芯轴向移动时,就改变了通流面积的大小。轴向隙缝式节流口应用于低压小流量系统。

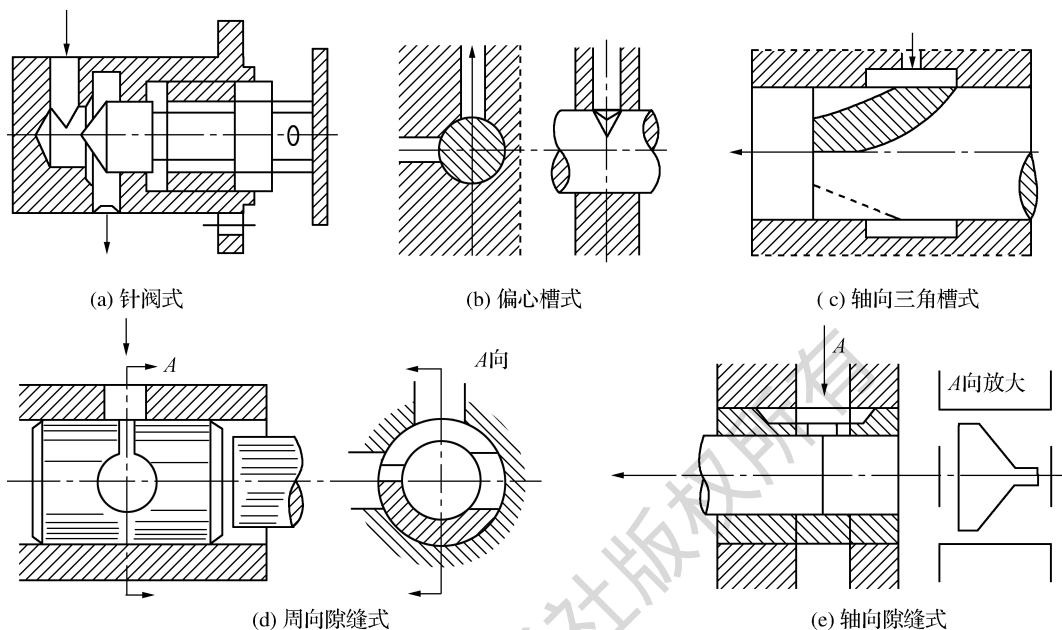


图 1-8-3 节流口形式

### 8.3 节流阀(throttle valve)

节流阀是一种最简单又最基本的流量控制阀,它是借助于控制机构使阀芯相对于阀体孔运动,改变节流截面或节流长度以控制流体流量的阀;将节流阀和单向阀并联则可组合成单向节流阀。节流阀和单向节流阀是简易的流量控制阀,在定量泵液压系统中,节流阀和溢流阀配合,可组成三种节流调速系统,即进油路节流调速系统、回油路节流调速系统和旁路节流调速系统。节流阀没有流量负反馈功能,不能补偿由负载变化所造成的速度不稳定,一般仅用于负载变化不大或对速度稳定性要求不高的场合。

按其功用,具有节流功能的阀有节流阀、单向节流阀、精密节流阀、节流截止阀和单向节流截止阀等;按节流口的结构形式,节流阀有针式、沉割槽式、偏心槽式、锥阀式、三角槽式、薄刃式等多种;按其调节功能,又可将节流阀分为简式和可调式两种。

所谓简式节流阀通常是指在高压下调节困难的节流阀,由于其对作用于节流阀芯上的液压力没有采取平衡措施,当在高压下工作时,调节力矩很大,因而必须在无压(或低压)下调节;相反,可调式节流阀在高压下容易调节,它对作用于其阀芯上的液压力采取了平衡措施。因而无论在何种工作状况下进行调节,调节力矩都较小。

对节流阀的性能要求是:

流量调节范围大,流量—压差变化平滑;

内泄漏量小,若有外泄漏油口,外泄漏量也要小;



【微信扫码】

节流阀





调节力矩小,动作灵敏。

### 8.3.1 普通节流阀

普通节流阀是流量阀中使用最普遍的一种形式,它的外观和结构如图 1-8-4 所示。实际上,普通节流阀就是由节流口与用来调节节流口开口大小的调节元件组成,即带轴向三角槽的阀芯、阀体、调节手把等组成。

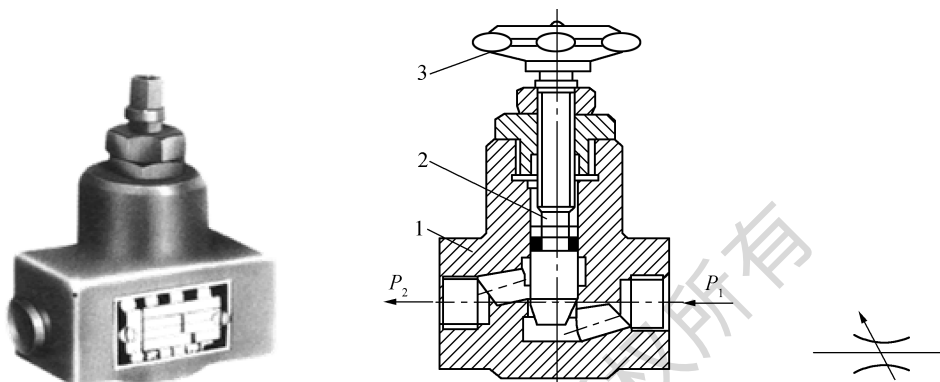


图 1-8-4 普通节流阀的外观及组成

工作原理:

如图 1-8-5(a)所示,压力油从入口进入阀体,经节流口,再从出口流出。同时,压力油还通过平衡用孔道作用在滑轴的上腔,从而保证滑轴上下两腔液压力的平稳,并使阀芯顶端不致形成封闭油腔,从而使滑轴能轻便移动。调节手轮通过推杆可使滑轴上下移动从而使节流口通道大小发生变化,以调节通过阀腔流量的大小。弹簧可使阀芯始终压向顶杆。

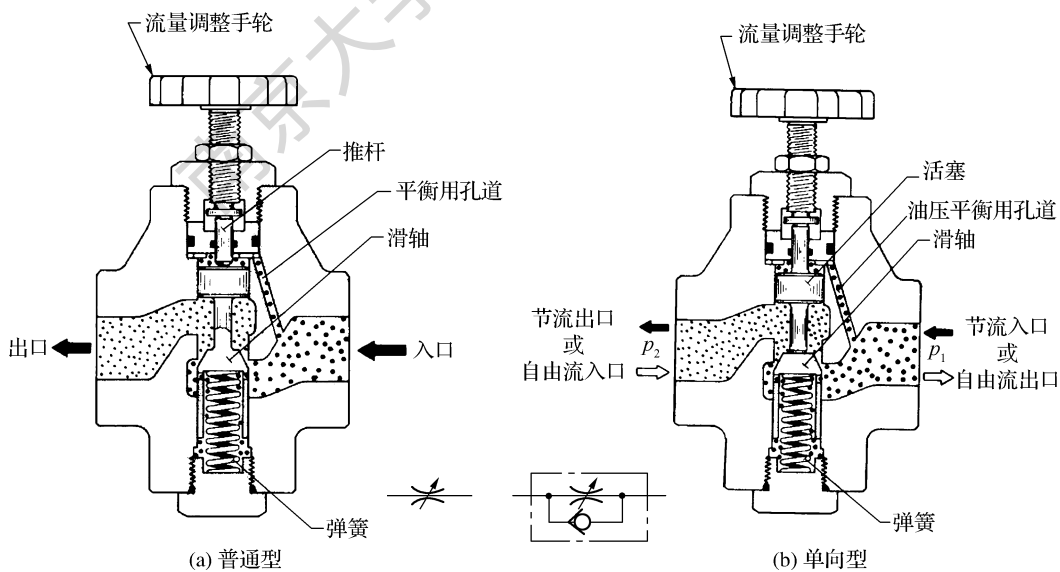


图 1-8-5 节流阀的工作原理及职能符号





### 8.3.2 单向节流阀(one-way throttle valve)

图1-8-5(b)所示为单向节流阀的工作原理和职能符号。油液正向流动时,从进油口进入,经滑轴和阀体之间的节流缝隙从出油口流出,此时单向阀不起作用。

当反向流动时,油液从反向进油口进入,靠油液的压力把滑轴压下,使油液通过,从油口流出。这时,此阀只起通道作用而不起节流调速作用,节流缝隙的大小可通过手轮进行调节。平衡用通道将高压油液引到活塞的上端,使其与活塞下部的油压相互平衡,便于在高压下进行调节。

### 8.3.3 节流阀流量稳定性的影响因素

影响因素主要有以下几点:

#### (1) 节流口的堵塞

节流阀节流口由于开度较小,易被油液中的杂质影响发生局部堵塞。这样就使节流阀的通流面积变小,流量也随之发生改变。

#### (2) 温度的影响

液压油的温度影响到油液的黏度,黏度增大,流量变小,黏度减小,流量变大。

#### (3) 输入输出口的压差

节流阀两端的压差和通过它的流量有固定的比例关系。压差越大,流量越大;压差越小,流量越小。

以上的影响,验证了节流孔流量公式。因此,节流阀只适用于执行元件负载变化较小,速度稳定性要求不高的场合,常与定量泵、溢流阀一起组成节流调速回路。对于执行元件负载变化大、对速度稳定性要求高的节流调速系统,必须使用流量稳定性好的调速阀。

### 8.3.4 节流阀的应用

#### (1) 节流调速

如图1-8-6(a)所示,当节流阀前后压差一定时,改变节流面积可改变流经节流阀的流量

#### (2) 负载阻尼调速

如图1-8-6(b)所示,当流量一定时,改变节流面积可改变阀前后压力差。

#### (3) 压力缓冲作用

如图1-8-6(c)所示,当流量等于零时,安装节流元件可延缓压力突变的影响。

节流阀在工作过程中,虽然阀前的液压力由溢流阀保持恒定,但随着执行元件的负载变化,节流阀出口的液压力就产生变化,因此其刚性差。在节流开口一定的条件下通过它的工作流量受工作负载(即其出口压力)变化的影响,进入执行元件的流量就时大时小,不能保持执行元件运动速度的稳定。因此仅适用于负载变化不大和速度稳定性要求不高的场合。由于工作负载的变化很难避免,在对执行元件速度稳定性要求较高的场合,采用节流阀调速不能满足要求。

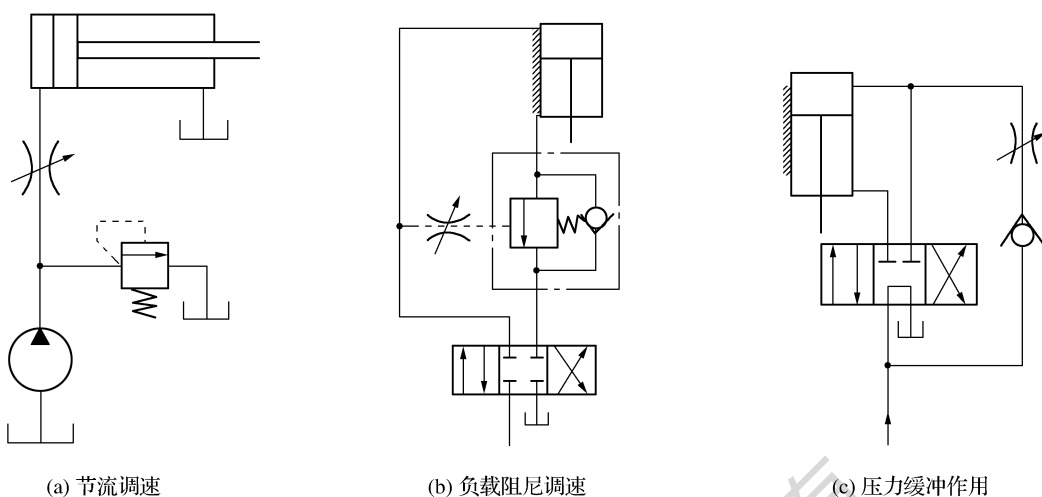


图 1-8-6 节流阀的作用

### 8.3.5 节流阀常见故障原因排除

#### 1. 节流作用失灵或调节范围不大的原因及其排除方法

- (1) 阀芯与孔的间隙大,造成泄漏,使调节不起作用:应更换或修复磨损零件。
- (2) 节流口阻塞或阀芯卡住:一般通过精洗和换油基本可以解决。
- (3) 节流阀结构不良:应选用节流特性好的节流阀。
- (4) 密封件损坏:应更换密封件。

#### 2. 运动速度不稳定(如逐渐减慢、突然增大和跳动等)的原因及其排除方法

- (1) 油口杂质堆积和黏附在节流口边上,使通流截面减小,速度减慢:应清洗元件,更换液压油。
- (2) 节流阀性能差,由于振动使节流口变化:应增加节流锁紧装置。
- (3) 节流阀内部或外部泄漏:应检查零件精度和配合间隙,修正或更换超差的零件。
- (4) 因负载的变化使速度突变:要改换调整阀。
- (5) 油温随工作时间的增长而升高,油的黏度降低,使速度逐步减慢:最妥当的办法是在油温稳定后,再调节节流阀或增加散热装置,以降低温度。
- (6) 系统中存在大量空气:应排除空气。
- (7) 阻尼装置阻塞:应清洗元件,保持油液清洁。

## 8.4 调速阀(flow control valve)

调速阀和节流阀在液压系统中的应用基本相同,主要与定量泵、溢流阀组成节流调速系统。调节节流阀的开口面积,便可调节执行元件的运动速度。节流阀适用于一般的节流调速系统,而调速阀适用于执行元件负载变化大而运动速度要求稳定的系统中,也可用于容积节流调速回路中。



【微信扫码】  
调速阀



为了避免负载变化对执行元件速度的影响,可采用能保持节流阀前后压力差恒定不变的流量阀,即调速阀。调速阀是根据“流量负反馈”原理设计而成的流量阀。

油温的变化也必然会引起油液黏度的变化,从而导致通过节流阀的流量发生改变,为了减小温度的变化对流量的影响,出现了温度补偿调速阀。

#### 8.4.1 结构

图 1-8-7 为调速阀的外形图和结构示意图。它由减压阀和节流阀串联而成。节流阀用来调节通过的流量,减压阀则自动补偿负载变化的影响,使节流阀前后的压差为定值,从而消除负载变化对流量的影响。

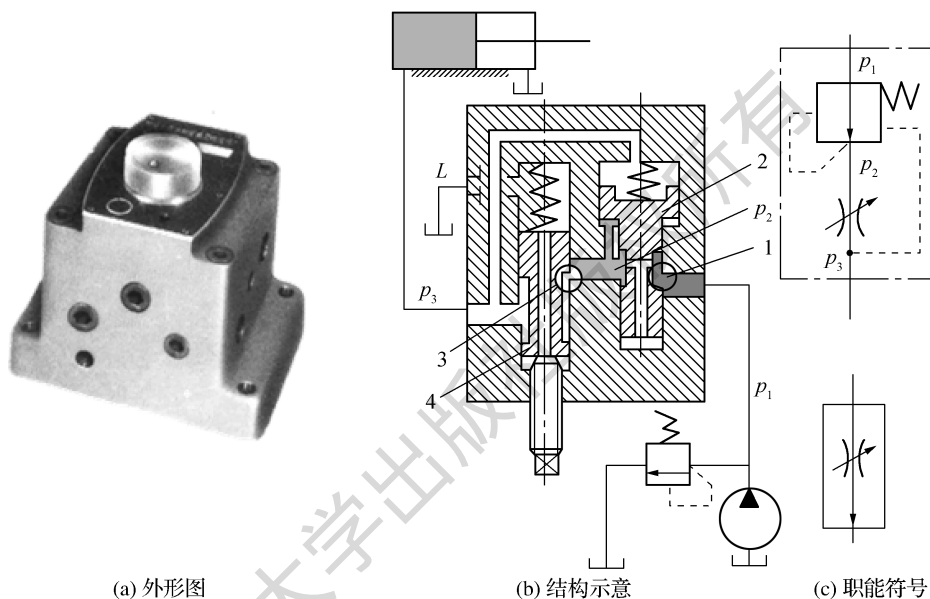


图 1-8-7 调速阀

#### 8.4.2 定速原理

如图 1-8-7(b)所示,减压阀与节流阀串联,减压阀左右两腔分别与节流阀进出口相通。减压阀的进口压力  $p_1$  由溢流阀调定,油液经减压阀后出口压力为  $p_2$ ,此为节流阀的进口压力。节流阀的出口压力为  $p_3$ ,它由负载  $F$  决定。

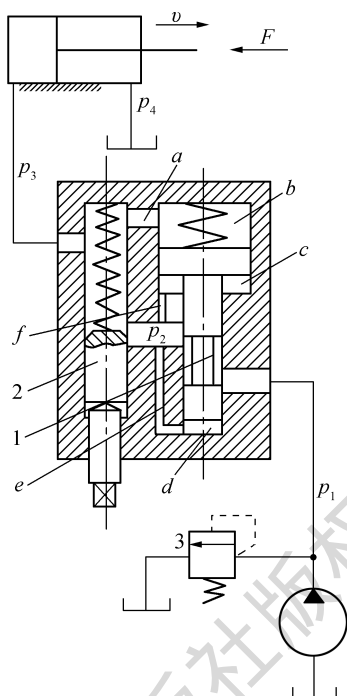
若  $F$  增大,使  $p_3$  增大,减压阀芯弹簧腔液压作用力也增大,阀芯上移,阀口开度  $3$  加大,使  $p_2$  增大,结果  $p_2$  和  $p_3$  的压差基本保持不变。

反之当  $F$  减小时,使  $p_3$  也减小,减压阀芯弹簧腔液压作用力也减小,阀芯下移,阀口开度  $3$  减小,使  $p_2$  减小,结果  $p_2$  和  $p_3$  的压差同时基本保持不变。

通过以上作用过程从而保证通过调速阀的流量保持恒定。



### 8.4.3 工作原理



1-减压阀阀芯;2-节流阀阀芯;3-溢流阀

图 1-8-8 调速阀的工作原理图

如图 1-8-8 所示为调速阀的工作原理图。因为减压阀阀芯上端油腔  $b$  的有效作用面积  $A$  与下端油腔  $c$  和  $d$  的有效作用面积相等,所以在稳定工作时,不计阀芯的自重及摩擦力的影响,减压阀阀芯上的力平衡方程为

$$p_2 A = p_3 A + F_{\text{簧}} \quad \text{或} \quad p_2 - p_3 = F_{\text{簧}} / A$$

式中,  $p_2$  为节流阀前(即减压阀后)的油液压力,单位是 Pa;  $p_3$  为节流阀后的油液的压力,单位是 Pa;  $F_{\text{簧}}$  为减压阀弹簧的弹簧作用力,单位是 N;  $A$  为减压阀阀芯大端有效作用面积,单位是  $\text{m}^2$ 。

因为减压阀阀芯弹簧很软(刚度很低),当阀芯上下移动时其弹簧作用力  $F_{\text{簧}}$  变化不大,所以节流阀前后的压力差  $\Delta p = p_2 - p_3$  基本上不变,为一常量。也就是说当负载变化时,通过调速阀的油液流量基本不变,液压系统执行元件的运动速度保持稳定。

### 8.4.4 调速阀的结构

图 1-8-9 是调速阀的结构图。调速阀由阀体 3、减压阀阀芯 7、减压阀弹簧 6、节流阀阀芯 4、节流阀弹簧 5、调节杆 2 和调速阀手柄 1 等组成。转动调速手柄通过调节杆可使节流阀阀芯轴向移动,调节所需的流量。

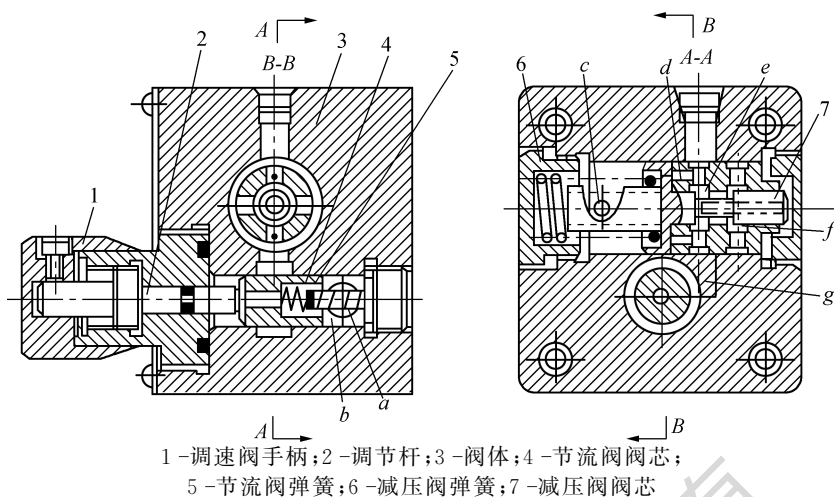


图 1-8-9 调速阀的结构

#### 8.4.5 特点

- (1) 负载特性好,适合速度精度要求高的场合。
- (2) 温度变化对流量仍有影响。

其他常用的调速阀还有与单向阀组合成的单向调速阀和可减小温度变化对流量稳定性影响的温度补偿调速阀等。

### 8.5 行程减速阀

液压执行元件在非工作行程时需快速进给以节省时间,提高效率,而在工作行程时又需要降低进给速度,保证操作的精度。此时就需要行程减速阀,如图 1-8-10 所示。

可见,行程减速阀的作用就是精确保证执行元件运动到规定行程时速度变化。

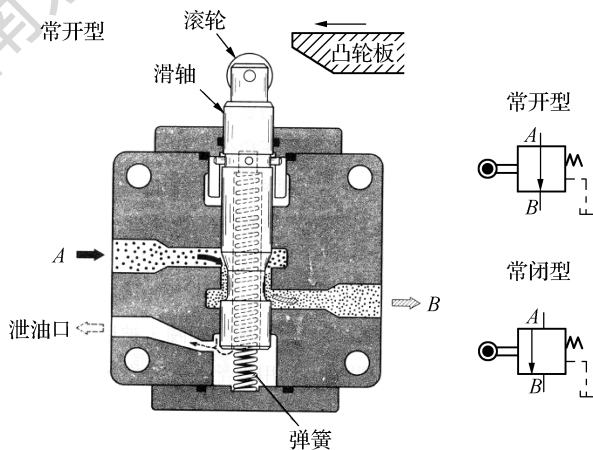


图 1-8-10 行程减速阀结构及职能符号



它主要用于机床快进-工进-快退的场合,如图 1-8-11 所示。

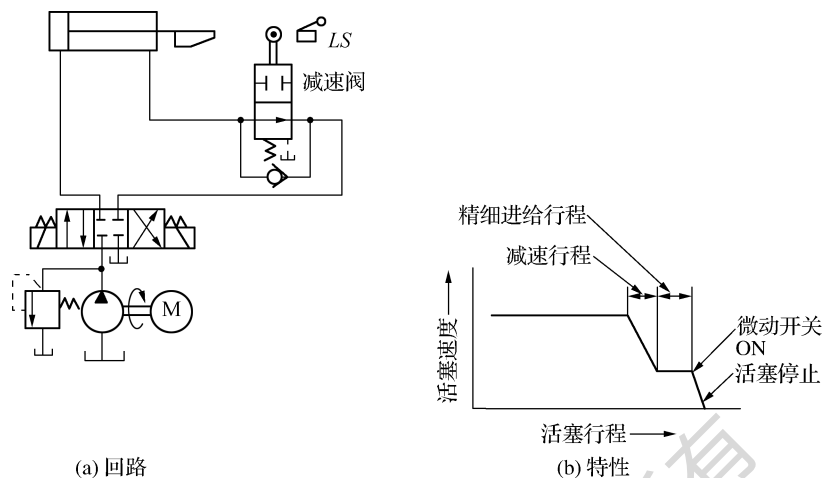


图 1-8-11 行程减速阀的应用

## 8.6 流量阀常见故障及排除

流量阀常见故障及排除见表 1-8-1。

表 1-8-1 流量阀常见故障及排除

故障	原因	排除方法
节流作用失灵及调速范围不大	节流阀和孔的间隙过大,有泄漏以及系统内部泄漏	检查泄漏部位零件,修复、更换,注意结合处的油封情况
	节流孔阻塞或阀芯卡住	拆开清洗,更换新油液
运动速度不稳定	油中杂质堆积和黏附在节流口上,减小通流截面,速度减慢	清洗元件,更换液压油
	节流阀性能变差,低速运动时由于振动使调节位置变化	增加节流连锁装置
	节流阀内、外部泄漏	检查、修配或更换相关零件
	在简式节流阀中,系统载荷变化使速度不稳定	检查相关部件的作用以及阀的控制
	油温升高,油液的黏度降低	增加节流阀或增加散热装置
	阻尼装置阻塞,系统中有空气	清洗零件,增设排气阀,保持油液清洁

## 8.7 速度控制回路

有了流量控制阀,还必须组成回路才能实现工作台的速度控制。常见速度控制回路有以下几大类型,如图 1-8-12 所示。



【微信扫码】  
速度控制回路

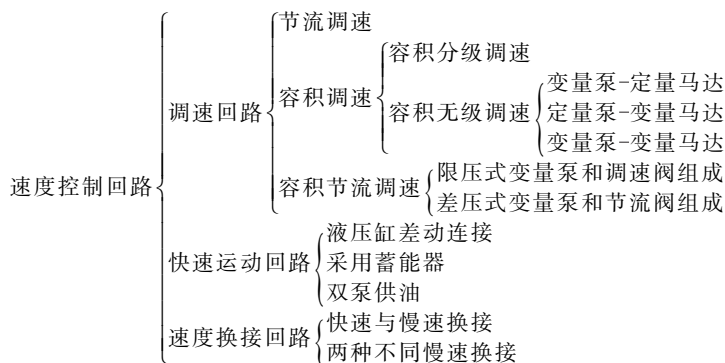


图 1-8-12 速度控制回路的类型

### 8.7.1 调速回路(governing circuit)

调速回路的作用是调节执行元件的工作速度。对于液压缸,只能靠改变输入流量来调速;对于液压马达,靠改变输入流量或马达排量均可达到调速目的。改变流量的方法可使用流量阀或变量泵,改变排量可使用变量马达。因此,常用的调速回路有节流调速、容积调速和容积节流调速三种。

#### 1. 节流调速回路(throttle governing circuit)

节流调速回路是采用定量泵和节流阀(调速阀)来调节进入液压缸或液压马达的流量,从而调节其速度的回路。按流量阀在油路中安装位置的不同可分为进油路节流调速回路、回油路节流调速回路、旁油路节流调速回路三种。

##### (1) 进油路节流调速回路

如图 1-8-13 所示,节流阀串联在液压泵和液压缸之间,用它来控制进入液压缸的流量,达到调节液压缸运动速度的目的。定量泵多余的油液通过溢流阀回油箱。泵的出口压力  $p_b$  即为溢流阀的调整压力  $p_s$ ,并基本保持定值。

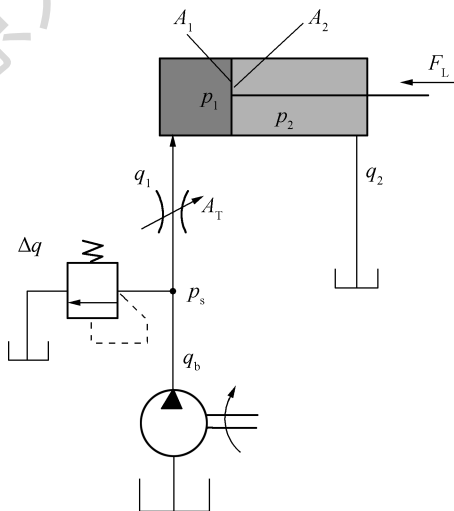


图 1-8-13 进油路节流调速回路



## (2) 回油路节流调速回路

如图 1-8-14 所示,节流阀串联在液压缸的回油路上。用它来控制液压缸的排油量,也就控制了液压缸的进油量,达到调节液压缸运动速度的目的。定量泵多余的油液通过溢流阀回油箱。泵的出口压力即为溢流阀的调整压力,并基本保持定值。

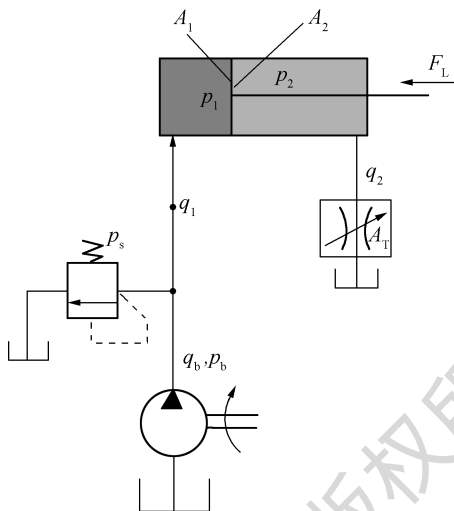


图 1-8-14 回油路节流调速回路

进油路、回油路节流调速回路结构简单,价格低廉,但效率较低,只宜用在负载变化不大、低速、小功率场合,如某些机床的进给系统中。

为了提高回路的综合性能,一般常常采用进油节流阀调速,并在回油路上加背压阀,使其兼具二者的优点。

## (3) 旁油路节流调速回路

如图 1-8-15 所示,将节流阀装在与液压缸并联的支路上,节流阀调节了液压泵溢回

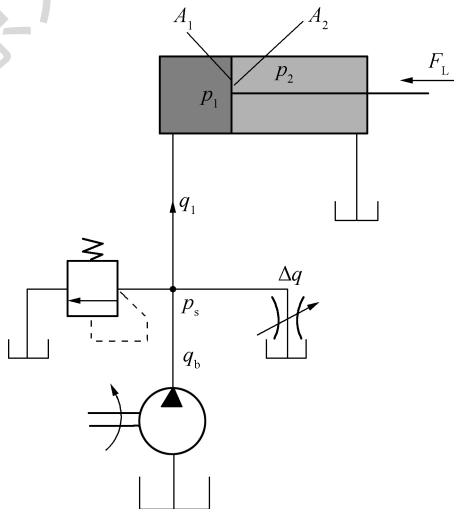


图 1-8-15 旁路节流调速回路





油箱的流量,从而控制了进入液压缸的流量,达到调节液压缸运动速度的目的。此处溢流阀做安全阀用,泵的出口压力随负载的变化而变化。

旁油路节流调速回路的速度负载特性较软,低速承载能力差,故应用比前两种回路少。由于其效率相对较高,系统的功率可以比前两种稍大。

#### (4) 节流调速回路的比较

三种节流调速回路的性能比较见表 1-8-2。

表 1-8-2 三种节流调速回路性能比较

比较内容	调速方法		
	进油路节流调速	回油路节流调速	旁油路节流调速
主要参数	$P_1$ 、 $\Delta P$ 、 $P_2$ 等均随 $F_L$ 的变化而变化, $P_2 = 0$ , $P_b = P_s = \text{const}$	$P_1$ 、 $\Delta P$ 、 $P_2$ 等均随 $F_L$ 的变化而变化, $P_1 = P_b = P_s = \text{const}$	$P_1$ 、 $\Delta P$ 、 $P_2$ 等均随 $F_L$ 的变化而变化, $P_1 = P_b = P_s = \text{const}$
速度—负载特性	较软		更软,较少应用
最大承载能力	$P_s$ 调定后, $F_{L\max} = P_s A_1 = \text{const}$ , 不随节流阀通流面积变化		$F_{L\max}$ 随节流阀通流面积增大而减小,低速时承载能力差
调速范围	较大,可达 100 以上		调速范围较小
系统输入功率	系统输入功率与负载和速度无关。低速时,功率损失较大,效率低		系统输入功率与负载成正比。低速高载时,功率损失较大,效率较低
发热及泄漏的影响	油液通过节流阀发热后进入液压缸,影响液压缸泄漏,从而影响活塞运动速度。泵的泄漏对性能无影响	油液通过节流阀发热后回油箱冷却,对液压缸泄漏影响小。泵的泄漏对性能无影响	油液通过节流阀发热后回油箱冷却,对液压缸泄漏无影响。泵的泄漏影响液压缸的运动速度
停车后启动冲击	停车后启动冲击小	停车后启动有冲击	
运动平稳性及承受负值负载的能力	平稳性较差,不能承受负值负载	平稳性较好,能承受负值负载	平稳性较差,不能承受负值负载
应用	适用于轻载、负载变化小以及速度稳定性要求不高的小功率系统	适用于功率不大,但负载变化大、速度稳定性要求较高的系统	适用于负载变化小,对速度稳定性要求不高,高速、功率相对较大的系统

## 2. 容积调速回路(volume governing circuit)

容积调速回路是通过改变变量泵的排量来调节执行元件运动速度的回路。在容积调速回路中,液压泵输出的压力油直接进入液压缸,系统无溢流损失和节流损失,且供油压力随负载的变化而变化。因此,容积调速回路效率高、发热小,适用于工程、矿山、农业机械及大型机床等大功率液压系统。

调速回路的组成如图 1-8-16 所示。调节泵的流量即可调节执行元件的运动速度。

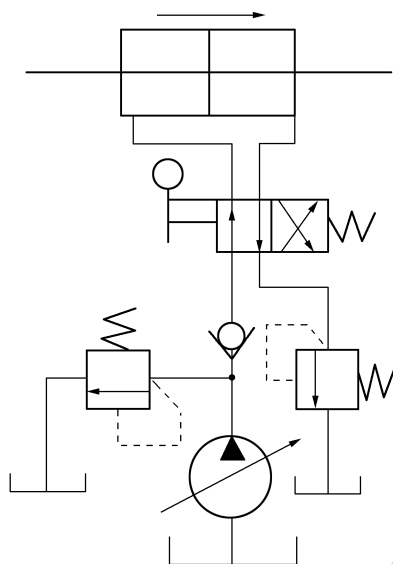


图 1-8-16 变量泵和定量执行元件组成的调速回路

### 3. 容积节流调速回路(volume throttle governing circuit)

容积节流调速回路是利用变量泵供油,用调速阀或节流阀(流量控制阀)改变进入液压缸的流量,以实现工作速度的调节。同时液压泵的供油量与液压缸所需的流量相适应,无溢流损失(但有一定的节流损失),所以,这种回路具有效率较高、低速稳定性好的特点。如图 1-8-17 所示。

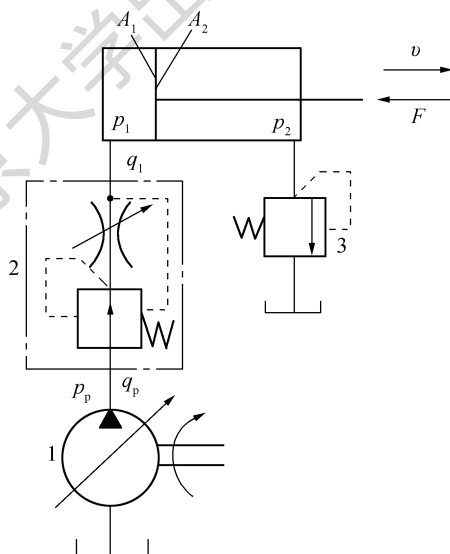


图 1-8-17 容积节流调速回路

这种回路的特点是:由于没有多余的油液溢回油箱,所以它的效率比节流调速回路高,发热少。同时,由于采用了调速阀,其速度稳定性也比单纯的容积调速回路好。



### 8.7.2 快速运动回路(rapid movement circuit)

在工作部件的工作循环中,往往只有部分工作时间要求有较高的速度。例如,机床的快进→工进→快退的自动工作循环。在快进和快退时,负载轻,要求压力低,流量大;工作进给时,负载大,速度低,要求压力高,流量小。在这种情况下,若用一个定量泵向系统供油,则慢速运动时将使液压泵输出的大部分流量从溢流阀回油箱,造成较大功率损失,并使油温升高。为了克服低速运动时出现的问题,又满足快速运动的要求,可在系统中设置快速运动回路。快速运动回路的功用在于使执行元件获得尽可能大的工作速度,以提高劳动生产率并使功率得到合理的利用。实现执行元件快速运动的方法主要有三种:① 增加输入执行元件中的流量;② 减小执行元件在快速运动时的有效工作面积;③ 将以上两种方法联合使用。

常见的快速运动回路有液压缸差动连接的快速运动回路、采用蓄能器的快速运动回路和双泵供油的快速运动回路。

#### 1. 液压缸差动连接的快速运动回路

如图1-8-18所示,换向阀2处于原位时,液压泵1输出的液压油同时与液压缸3的左右两腔相通,两腔压力相等。由于液压缸无杆腔的有效面积 $A_1$ 大于有杆腔的有效面积 $A_2$ ,使活塞受到的向右作用力大于向左的作用力,导致活塞向右运动。于是无杆腔排出的油液与泵1输出的油液合流进入无杆腔,亦即相当于在不增加泵的流量的前提下增加了供给无杆腔的油液量,使活塞快速向右运动。这种回路比较简单也比较经济,但液压缸的速度加快有限,差动连接与非差动连接的速度之比为 $\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_1}{A_1 - A_2}$ ,有时仍不能满足快速运动的要求,常常要求和其他方法(如限压式变量泵)联合使用。值得注意的是:在差动回路中,泵的流量和液压缸有杆腔排出的流量合在一起流过的阀和管路应按合流流量来选择其规格,否则会产生较大的压力损失,增加功率消耗。

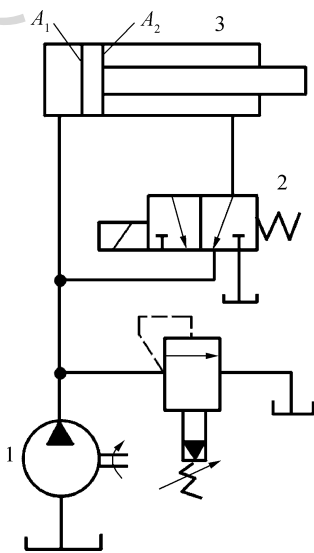


图1-8-18 液压缸差动连接的快速运动回路



此回路简单经济,可满足很多机器设备工作要求,差动连接常用于空载时。

## 2. 采用蓄能器的快速运动回路

图 1-8-19 所示为采用蓄能器供油以实现快速运动的回路。当停止工作时,换向阀处于中位,液压泵经单向阀 3 向蓄能器 1 充油;当蓄能器油压达到预定值时,卸荷阀 2 被打开,液压泵卸荷。当系统重新工作时,蓄能器和液压泵同时向液压缸供油,实现快速运动。

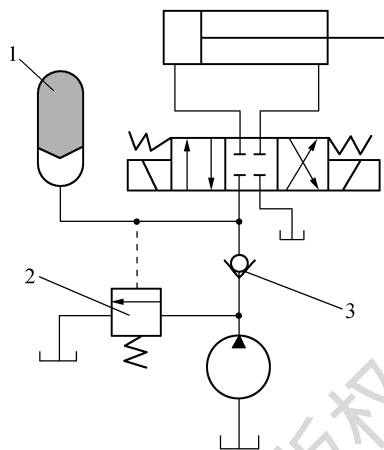


图 1-8-19 蓄能器供油快速运动回路

这种回路可以用较小流量的液压泵来获得快速运动,主要用于短期需要大流量的场合。

## 3. 双泵供油的快速运动回路

如图 1-8-20 所示,由低压大流量泵 1 和高压小流量泵 2 组成的双联泵作为动力源。外控顺序阀 5 和溢流阀 3 分别设定双泵供油和小泵 2 单独供油时系统的最高工作压力。当换向阀 6 处于图示位置,并且由于外负载很小,使系统压力低于顺序阀 5 的调定压力时,两个泵同时向系统供油,活塞快速向右运动;当换向阀 6 的电磁铁通电,右位工作,液压缸有杆腔经节流阀 7 回油箱,当系统压力达到或超过溢流阀 3 的调定压力,大流量泵 1 通过阀 3 卸荷,单向阀 4 自动关闭,只有小流量泵 2 单独向系统供油,活塞慢速向右运动,小流量泵 2 的最高工作压力由外控顺序阀 5 调定。这里应注意,溢流阀 3 的调定压力至少应比外控顺序阀 5 的调定压力低 10%~20%。大流量泵 1 的卸荷减少了动力消耗,回路效率较高。

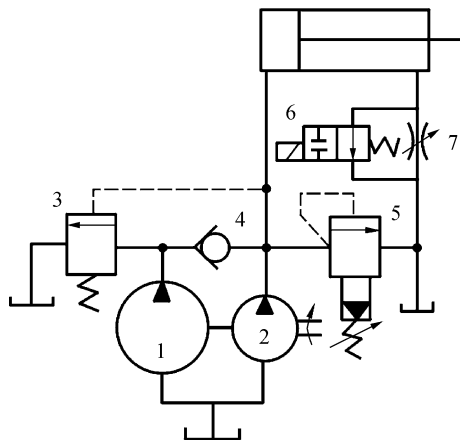


图 1-8-20 双泵供油的快速运动回路

双泵供油快速运动回路效率高,功率利用合理,快慢换接平稳,常用在执行元件快进和工进速度相差较大的场合,特别是在组合机床液压系统中得到了广泛的应用。



### 8.7.3 速度换接回路(speed transition circuit)

速度换接回路的功用是:使执行元件在一个工作循环中,从一种运动速度变换到另一种运动速度。

#### 1. 快速与慢速的换接回路

图 1-8-21 所示为用行程阀的快慢速换接回路。

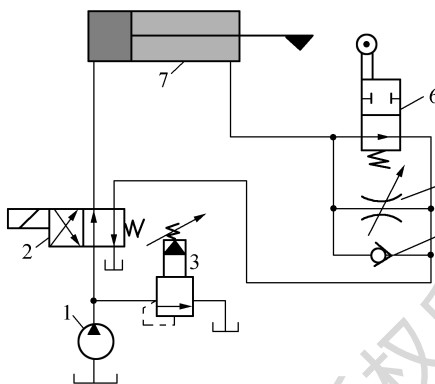


图 1-8-21 用行程阀的快慢速换接回路

在图示状态下,活塞快进,当活塞杆上的挡块压下行程阀 6 时,缸右腔油液经节流阀 5 流回油箱,活塞转为慢速工进;当换向阀 2 左位接入回路时,活塞快速返回。此回路的优点是速度换接过程比较平稳,换接点的位置精度高,缺点是行程阀的安装位置不能任意布置。若将行程阀改为电磁阀,通过挡块压下电气行程开关来操纵,则其平稳性和换接精度均不如行程阀好。

#### 2. 两种不同慢速的换接回路

图 1-8-22(a)中两调速阀并联,由换向阀 C 换接,两调速阀各自独立调节流量,互不影响;但一个调速阀工作时,另一个调速阀无油通过,其定差减压阀居最大开口位置,速度换接时大量油液通过该处使执行元件突然前冲。因此,它不宜用于“在加工过程中实现速度换接”,只能用于速度预选的场合。

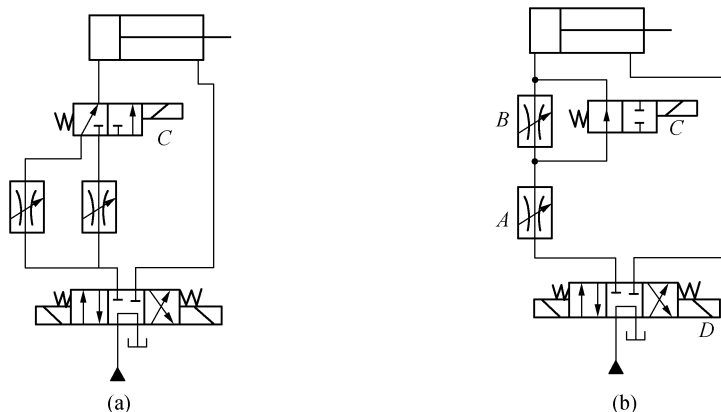


图 1-8-22 用两种调速阀的速度换接回路



图(b)中两调速阀串联,且调速阀 *B* 的流量调得比 *A* 小,从而实现两种慢速的换接。此回路的速度换接平稳性好。

#### 8.7.4 容积式同步回路(synchronizing circuit)

##### 1. 同步泵的同步回路

图 1-8-23 用两个同轴等排量的泵分别向两缸供油,实现两缸同步运动。正常工作时,两换向阀应同时动作;在需要消除端点误差时,两阀也可以单独动作。



【微信扫码】  
多缸控制回路

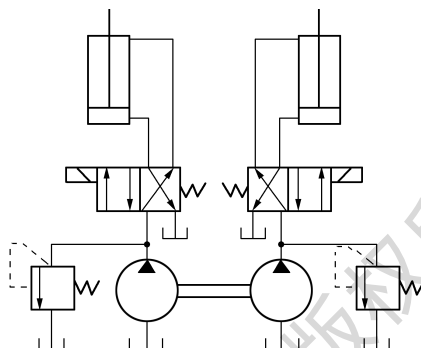


图 1-8-23 同步泵的同步回路

##### 2. 同步缸的同步回路

图 1-8-24 同步缸 3 由两个尺寸相同的双杆缸连接而成,当同步缸的活塞左移时,油腔 *a* 与 *b* 中的油液使缸 1 与缸 2 同步上升。若缸 1 的活塞先到达终点,则油腔 *a* 的余油经单向阀 4 和安全阀 5 排回油箱,油腔 *b* 的油继续进入缸 2 下腔,使之到达终点。同理,若缸 2 的活塞先达终点,也可使缸 1 的活塞相继到达终点。

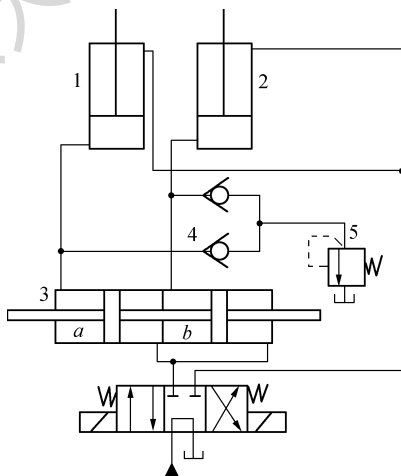


图 1-8-24 同步缸的同步回路

##### 3. 带补偿装置的串联缸同步回路

图 1-8-25 中 1 缸的有杆腔 *A* 的有效面积与缸 2 的无杆腔 *B* 的面积相等。当三位四



通右位工作时两缸下行,若缸1活塞先到底,将触动行程开关 $a$ 使阀5得电,压力油经阀5和液控单向阀3向缸2的 $B$ 腔补油,使活塞继续下降到底。若缸2活塞先到底,则触动行程开关 $b$ 使阀4得电,控制压力油经阀4打开液控单向阀3,缸1下腔油液经液控单向阀3及阀5回油箱,其活塞继续下降到底。(不能实现双向补偿)

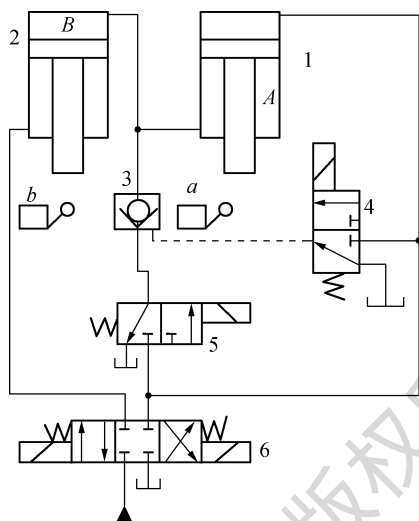


图 1-8-25 带补偿装置的串联缸同步回路

#### 四、实操

1. 拆装下图 1-8-26 所示单向节流阀

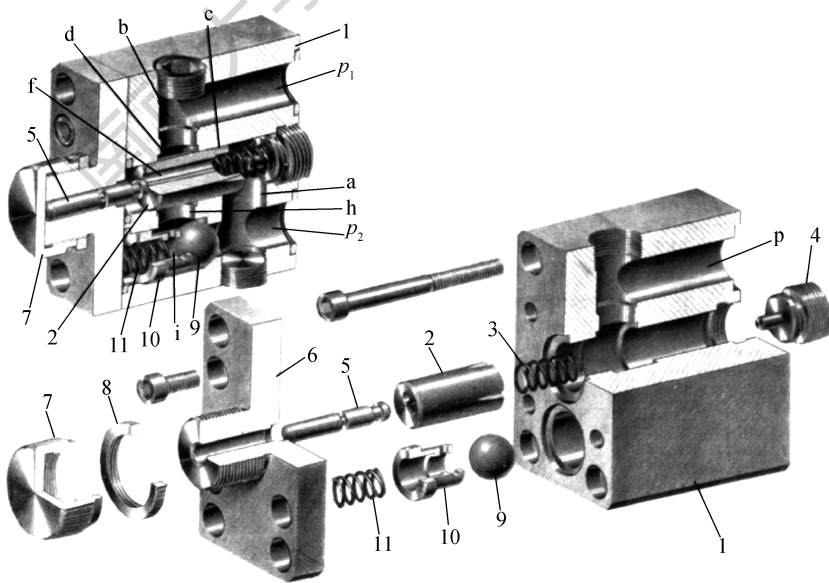


图 1-8-26 LI-63B 型单向节流阀结构图





## 2. 拆装下图 1-8-27 所示调速阀

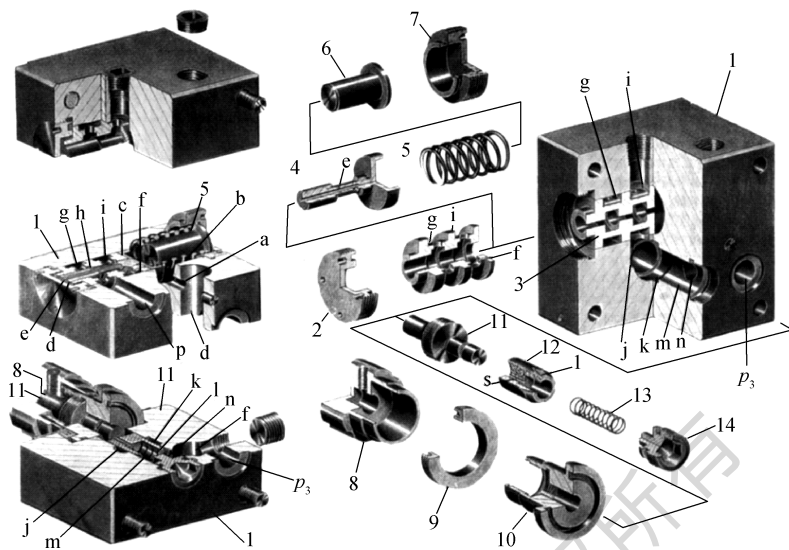


图 1-8-27 Q-25B 型调速阀

## 3. 在实验台上搭接机床工作台速度控制回路

## 4. 在液压实验台上连接液压起重机(如图 1-8-28 所示)液压控制系统

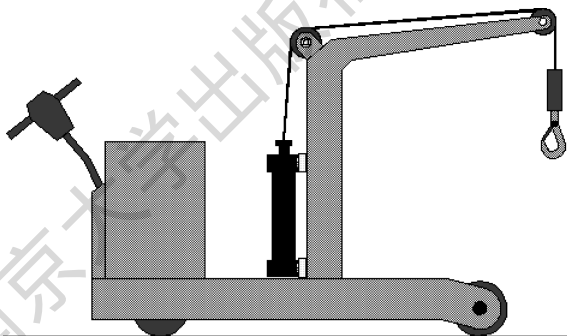


图 1-8-28 液压起重机外观图

## (1) 问题描述:

通过液压起重机可将不同重量压头插入到压模中,双作用液压缸通过滑轮及钢丝绳用于抬升和降下负载。在液压起重机工作期间,液压缸活塞杆伸出时降下负载,但活塞杆的伸出速度明显过高,为降低该速度,应给出解决方案。这里有两种方案,一种为出口节流控制方式,另一种为采用背压阀方式。请选择合适方案,并陈述理由。

## (2) 解决方案:

如果选择出口节流方式,则应记住,液压缸、可调单向节流阀和管接头应适应增压现象。如果选择背压阀方式,即进油口节流调速加背压阀的回路,则负载由液压缸夹紧,在这种情况下,因通过调节背压阀可使工作压力与负载相适应,因此,无增压现象发生。当液压缸活塞杆回缩时,为了提供旁通油路,应安装单向阀。





(3) 液压回路如图 1-8-29 所示:

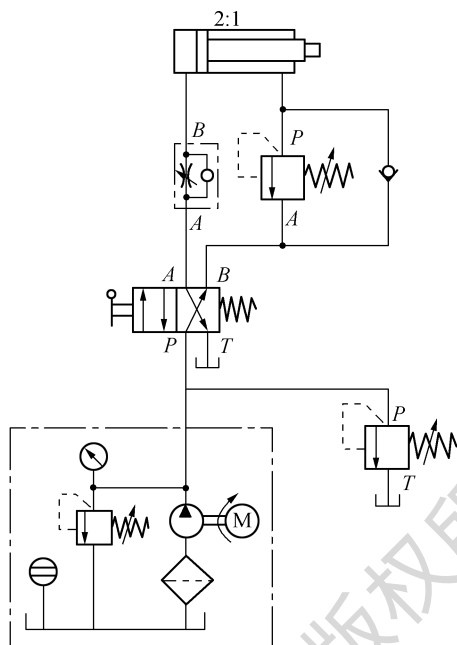


图 1-8-29 液压起重机液压系统

(4) 注意事项:

此例主要考察调速回路的应用。若采用进口节流方式则不能将其用于控制拉力负载的情况,由于负载使工作油液从有杆腔流出比工作油液流入无杆腔快,因此,将在无杆腔内产生真空。



1-1 何谓液压传动? 液压传动的基本工作原理是怎样的?

1-2 液压传动系统有哪些组成部分? 各部分的作用是什么?

1-3 我国对液压元件的图形符号作了哪些规定和说明?

1-4 和其他传动方式相比较,液压传动有哪些主要优、缺点?

1-5 当前液压技术有哪些应用?

1-6 什么是压力? 压力有哪几种表示方法?

1-7 如何计算静止液体某点压力?

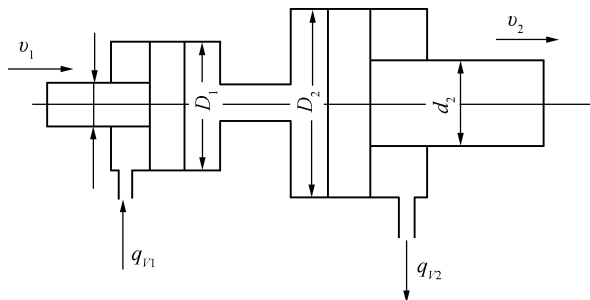
1-8 静止液体内的压力是如何传递的? 如何理解压力取决于负载这一基本概念?

1-9 什么是理想液体和实际液体?

1-10 什么是流量和流速? 两者之间有什么关系? 液体在管道中的流速指的是什么速度?

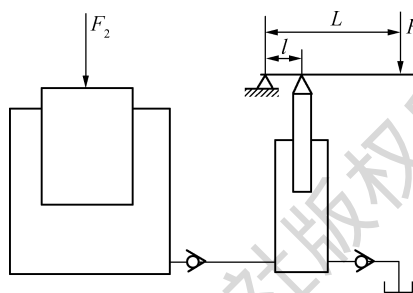
1-11 液压冲击和气穴现象是怎样产生的? 有何危害? 如何防止?

1-12 图 1-1 所示液压缸装置中,  $d_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 40 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 75 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 125 \text{ mm}$ ,  $q_{v1} = 25 \text{ L/min}$ 。求  $v_1$ 、 $v_2$  和  $q_{v2}$  各为多少?



思考题图 1-1

1-13 如图 1-2 所示的液压千斤顶,小柱塞直径  $d=10\text{ mm}$ ,行程  $s_1=25\text{ mm}$ ,大柱塞直径  $D=50\text{ mm}$ ,重物产生的力  $F_2=50\,000\text{ N}$ 。手压杠杆比  $L:l=500:25$ ,试求:



思考题图 1-2

- (1) 此时密封容积中的液体压力  $P$ ;
- (2) 杠杆施加力  $F$  为多少时,才能举起重物?
- (3) 杠杆上下动作一次,重物的上升高度  $S$  是多少?

1-14 何谓泵的排量、理论流量和实际流量?

1-15 液压泵的工作压力取决于什么? 泵的工作压力与额定压力有何区别?

1-16 如何计算液压泵的输出功率和输入功率? 液压泵在工作过程中会产生哪两方面的能量损失? 产生损失的原因何在?

1-17 齿轮泵为什么有较大的流量脉动? 流量脉动大会产生什么危害?

1-18 齿轮泵压力的提高主要受哪些因素的影响? 可以采取哪些措施来提高齿轮泵的压力?

1-19 为什么轴向柱塞泵适用于高压?

1-20 各类液压泵中,哪些能实现单向变量或双向变量? 画出定量泵和变量泵的符号。

1-21 简述液压泵的容积效率、机械效率和总效率。

1-22 如何选择液压泵?

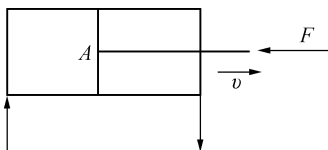
1-23 某液压泵铭牌上的压力  $p=6.3\text{ MPa}$ ,工作负载  $F=45\text{ kN}$ ,双出杆活塞式液压缸的有效面积  $A=90\text{ cm}^2$ 。管路较短,压力损失取  $p=0.5\text{ MPa}$ ,问该泵的工作压力为多少? 所选用的液压泵是否满足要求?

1-24 某液压泵输出油压  $p=10\text{ MPa}$ ,转速  $n=1\,450\text{ r/min}$ ,泵的排量  $q=46.2\text{ mL/r}$ ,容积效率为 0.95,总效率为 0.9,求驱动该泵所需电机的功率和泵的输出功率?



1-25 如图 1-3 所示的液压系统,已知负载  $F=40\,000\text{ N}$ ,活塞有效面积  $A=0.01\text{ m}^2$ ,空载时的快速前进的速度为  $0.05\text{ m/s}$ ,负载工作时的前进速度为  $0.02\text{ m/s}$ ,选取  $k_{\text{压}}=1.5, k_{\text{流}}=1.2$ ,泵的效率为  $0.7$ 。试从下列已知泵中选择一台合适的泵,并计算其相应的电动机功率。

已知泵如下:



思考题图 1-3

YB-32 型叶片泵,  $Q_{\text{额}}=32\text{ L/min}$ ,  $p_{\text{额}}=6.3\text{ MPa}$

YB-40 型叶片泵,  $Q_{\text{额}}=40\text{ L/min}$ ,  $p_{\text{额}}=6.3\text{ MPa}$

YB-50 型叶片泵,  $Q_{\text{额}}=50\text{ L/min}$ ,  $p_{\text{额}}=6.3\text{ MPa}$

1-26 已知某液压系统工作时所需最大流量  $Q=5\times 10^{-4}\text{ m}^3/\text{s}$ ,最大工作压力  $p=40\times 10^5\text{ Pa}$ ,取  $k_{\text{压}}=1.3, k_{\text{流}}=1.1$ ,试从以下列表中選擇液压泵。若泵的效率  $\eta=0.7$ ,计算电机功率。

CB-B50 型泵  $Q=50\text{ L/min}$ ,  $p=25\times 10^5\text{ Pa}$

YB-40 型泵  $Q=40\text{ L/min}$ ,  $p=63\times 10^5\text{ Pa}$

1-27 活塞式液压缸有几种形式? 各有什么特点? 它们分别用在什么场合?

1-28 以单杆活塞式液压缸为例,说明液压缸的一般结构形式。

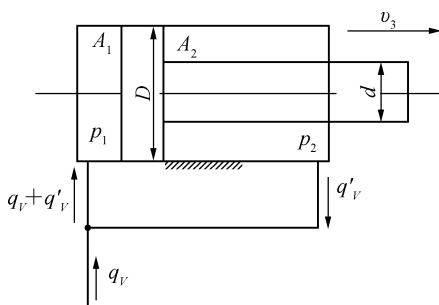
1-29 活塞式液压缸的常见故障有哪些? 如何排除?

1-30 已知单杆液压缸缸筒内径  $D=100\text{ mm}$ ,活塞杆直径  $d=50\text{ mm}$ ,工作压力  $p_1=2\text{ MPa}$ ,流量  $q_v=10\text{ L/min}$ ,回油压力  $p_2=0.5\text{ MPa}$ 。试求活塞往返运动时的推力和运动速度。

1-31 如图 1-4 所示,已知单杆液压缸的内径  $D=50\text{ mm}$ ,活塞杆直径  $d=35\text{ mm}$ ,泵的供油压力  $p=2.5\text{ MPa}$ ,供油流量  $q_v=8\text{ L/min}$ 。试求:

(1) 液压缸差动连接时的运动速度和推力。

(2) 若考虑管路损失,则实测  $p_1\approx p$ ,而  $p_2=2.6\text{ MPa}$ ,求此时液压缸的推力。

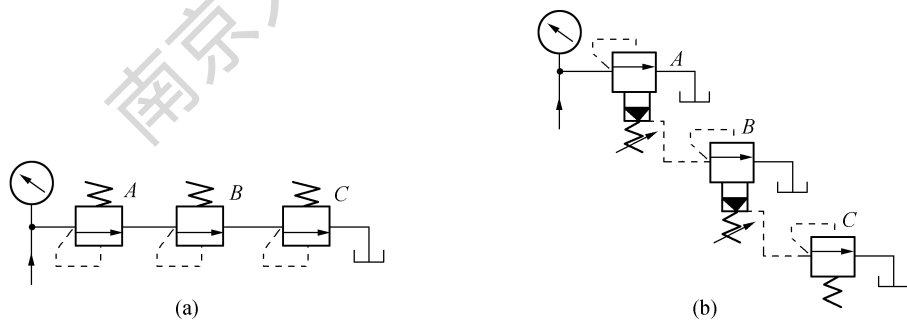


思考题图 1-4

1-32 已知某液压马达的排量  $q=250\text{ mL/r}$ ,液压马达入口压力为  $p_1=10.5\text{ MPa}$ ,出口压力  $p_2=1.0\text{ MPa}$ ,其总效率为  $0.9$ ,容积效率为  $0.92$ 。当输入流量  $Q=22\text{ L/min}$  时,试求液压马达的实际转速  $n$  和液压马达的输出转矩  $T$ 。



- 1-33 油箱上装空气滤清器的目的是什么?
- 1-34 根据经验,开式油箱有效容积为泵流量的多少倍?
- 1-35 滤油器在选择时应该注意哪些问题?
- 1-36 简述液压系统中安装冷却器的原因。
- 1-37 油冷却器依冷却方式分为哪两大类?
- 1-38 简述蓄能器的功能。
- 1-39 蓄能器种类有哪几类? 常用的是那一类?
- 1-40 在液压系统中控制阀起什么作用? 通常分为几大类?
- 1-41 控制阀有哪些共同点? 应具备哪些基本要求?
- 1-42 在液压系统中方向控制阀起什么作用? 常见的类型有哪些?
- 1-43 什么是换向阀的位与通? 它的图形符号如何?
- 1-44 什么是三位换向阀的中位机能? 有哪些常用的中位机能? 中位机能特点和作用如何?
- 1-45 选择三位换向阀的中位机能时应考虑哪些问题?
- 1-46 试比较溢流阀、减压阀及顺序阀的异同点。
- 1-47 什么是液体的质量和密度?
- 1-48 什么是液体的黏性? 常用的黏度表示方法有哪几种? 说明黏度的单位。
- 1-49 温度和压力对液压油的黏度有什么影响?
- 1-50 液压油有哪些主要品种? 液压油的牌号与黏度有什么关系? 如何选用液压油?
- 1-51 使用液压油时应注意些什么问题?
- 1-52 液压油为何会污染? 污染有何危害? 如何控制液压油的污染?
- 1-53 常用流量控制阀的类型有哪些? 应用在什么场合?
- 1-54 在图 1-5 所示的两阀组中,溢流阀的调定压力为  $p_A = 4 \text{ MPa}$ 、 $p_B = 3 \text{ MPa}$ 、 $p_C = 5 \text{ MPa}$ ,试求压力计读数。



思考题图 1-5

- 1-55 哪些阀可作背压阀用?
- 1-56 液压传动系统中实现流量控制的方式有哪几种? 采用的关键元件是什么?
- 1-57 进油口调速与出油口调速各有什么特点? 当液压缸固定并采用垂直安装方式安装时,采用体积调速方式比较好。为什么?
- 1-58 调速阀为什么能够使执行机构的运动速度稳定?